İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AKIŞKAN TAŞIYAN ANKASTRE BİR BORUNUN DİNAMİK ANALİZİ VE BULANIK MANTIK TABANLI UYARLAMALI KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Hakan DEMİR

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

OCAK 2012

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AKIŞKAN TAŞIYAN ANKASTRE BİR BORUNUN DİNAMİK ANALİZİ VE BULANIK MANTIK TABANLI UYARLAMALI KONTROLÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet Hakan DEMİR
(518091049)

Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

Mekatronik Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ata MUĞAN

OCAK 2012

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 518091049 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Mehmet Hakan DEMİR**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"Akışkan Taşıyan Ankastre Bir Borunun Dinamik Analizi ve Bulanık Mantık Tabanlı Uyarlamalı Kontrolü "** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ata MUĞAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Faruk YİĞİT**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Pınar BOYRAZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **19 Aralık 2011**
Savunma Tarihi : **27 Ocak 2012**

ÖNSÖZ

Tez çalışmam boyunca bilgi ve birikimi benden esirgemeyen ve motivasyonumu olumlu yönde etkileyen danışman hocam Prof. Dr. Ata MUĞAN'a, aynı şekilde tez çalışmam süresince zamanını, emeğini ve tüm bilgi birikimini benim için harcayan, bir an bile desteğini esirgemeyen, sabır ve disiplinle sistematik bir çalışma anlayışı kazanmamı sağlayan kıymetli hocam Prof. Dr. Faruk YİĞİT'e sonsuz saygı ve teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca üç yıldır birlikte çalıştığım ve tez süresince sorularıma yılmadan cevap veren iş arkadaşlarım Samet CÖMERT ve Nurullah TURGUT'a teşekkürü bir borç bilirim. Aynı zamanda hayatım boyunca manevi desteklerini bir an bile esirgemeyen aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Aralık 2011

Mehmet Hakan DEMİR
Mekatronik Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ v
İÇİNDEKİLER vii
ÇİZELGE LİSTESİ ix
ŞEKİL LİSTESİ xi
ÖZET xiii
SUMMARY xv
1.GİRİŞ 1
1.1. Tezin Amacı 1
1.2. Literatür Araştırması 1
2.SİSTEMİN MODELLENMESİ 11
2.1.Giriş 11
2.2. Sistemin Matematiksel Modelinin Çıkarılması 12
2.3. Dinamik Denklemin Ayrıştırılması 15
3. **SİSTEM DİNAMİĞİNİN İNCELENMESİ** 31
3.1. Giriş 31
3.2. Kritik Doğal Frekanslalrın Elde Edilmesi ve İncelenmesi 32
3.3. Sistem Parametrelerinin Kritik Doğal Frekanslar Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi 34
3.4. Sistemin Açık Cevabının Elde Edilmesi ve İncelenmesi 44
4. AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ 51
4.1. Giriş 51
4.2. Bulanık Mantık ve Bulanık Denetleyici 52
4.2.1. Bulanık mantık kavramı 52
4.2.2. Bulanık kümeler ve üyelik fonksiyonları 54
4.3. Bulanık Mantık Kontrolcülerin Genel Yapısı 56
4.4. Bulanık Kontrol Basamakları 57
4.4.1. Bulanıklaştırma ünitesi 57
4.4.2. Bilgi tabanı 58
4.4.3. Çıkarım ünitesi 59
4.4.4. Durulama ünitesi 60
4.5. Aktif Titreşimlerin Kontrolü 60
4.5.1. PID kontrol 63
4.5.2. Bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrol 70
5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 83
5.1. Giriş 83
5.2. Yapılan Çalışma ve Sonuçlar 83
5.3. Sonraki Çalışmalara Öneriler 86
KAYNAKLAR 87
EKLER 91
ÖZGEÇMİŞ 99

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3.1 : Boru ve akışkana ait veriler.....31
Çizelge 3.2 : u=0 iken g=0 ve g=9,80665 olduğunda kritik doğal frekansları karşılaştırılması.....33
Çizelge 3.3 : g=9,80665, u=0, u=0.1, u=1 ve u=2 olduğunda kritik doğal frekansları karşılaştırmaları…….....33
Çizelge 3.4 : Simülasyonlarda kullanılan sistem parametrelerinin değerleri..... 34
Çizelge 3.5 : Akışkan hızı değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı.....35
Çizelge 3.6 : Dış sönüm katsayının değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı.....37
Çizelge 3.7 : Yapısal sönüm katsayının değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı.....38
Çizelge 3.8 : Harmoniklerin dairesel frekans değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı..... 44
Çizelge 3.9 : Açık çevrim cevabı simülasyonları için sistem parametreleri değerleri..... 45
Çizelge 4.1 : Klasik ve Bulanık Mantığın Farkları.....53
Çizelge 4.2 : Sistem Parametreleri.....61

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1: Akışkan taşıyan düşey esnek boru 11
Şekil 2.2: Elemanter boru parçasına ve içindeki akışkana etki eden kuvvetler 12
Şekil 2.3: Sonlu elemanlar metoduna göre oluşturulan ankastre boru modeli..... 16
Şekil 3.1: Doğal frekansların akışkan hızına bağlı olarak değişimi 35
Şekil 3.2: İlk üç doğal frekansın özdeğerlerinin boyutsuz hıza göre değişimi..... 36
Şekil 3.3: Doğal frekansların **c** 'ye bağlı olarak değişimi 37
Şekil 3.4: Doğal frekansların $\boldsymbol{E}^*$ 'ye bağlı olarak değişimi 38
Şekil 3.5: Doğal frekansların $\boldsymbol{M}$ 'ye bağlı olarak değişimi..... 39
Şekil 3.6: Doğal frekansların $\boldsymbol{m}$ 'ye bağlı olarak değişimi 40
Şekil 3.7: Doğal frekansların $\boldsymbol{L}$ 'ye bağlı olarak değişimi 40
Şekil 3.8: Doğal frekansların $\boldsymbol{\mu}$'ye bağlı olarak değişimi 41
Şekil 3.9: Doğal frekansların $\boldsymbol{w_d}$'ye bağlı olarak değişimi..... 42
Şekil 3.10: Doğal frekansların $\boldsymbol{A_j}$'ye bağlı olarak değişim 43
Şekil 3.11: Akışkan hızına bağlı olarak sistemin açık çevrim cevap grafikleri 45
Şekil 3.12: Açık çevrim cevabının c'ye bağlı değişimi 46
Şekil 3.13: Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{E}^*$'ye bağlı değişimi 46
Şekil 3.14: Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{M}$'ye bağlı değişimi 47
Şekil 3.15: Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{m}$'ye bağlı değişimi 48
Şekil 3.16: Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{L}$'ye bağlı değişimi 48
Şekil 3.17: Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{A_j}$'ye bağlı değişimi 49
Şekil 3.18: Açık çevrm cevabının $\boldsymbol{w}$'ye bağlı değişimi 50
Şekil 3.19: Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{\mu}$ bağlı değişimi 50
Şekil 4.1: Kontrol uygulanmış sistemin basit şeması 51
Şekil 4.2: Üyelik Fonksiyonu Çeşitleri 55
Şekil 4.3: Bulanık Mantık Denetleyicisinin Blok Diyagramı..... 57
Şekil 4.4: Durulaştırma Yöntemleri 60
Şekil 4.5: Sistemin açık çevrim Simulink modeli 62
Şekil 4.6: PID kontrollü sistemin blok diyagramı 64
Şekil 4.7: u=0.1 ve $\boldsymbol{K_i = 0}$ iken $\boldsymbol{K_p}$ ile kontrol performasının değişimi 65
Şekil 4.8: u=0.1 ve $\mathbf{K_p = 0}$ iken $\mathbf{K_i}$ ile kontrol performasının değişimi 65
Şekil 4.9: u=0.1 ve $\boldsymbol{K_p = 50}$ iken $\boldsymbol{K_i}$ ile kontrol performasının değişimi..... 66
Şekil 4.10: u=1 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması..... 66
Şekil 4.11: u=2 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması..... 67
Şekil 4.12: u=3 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması 67

Sayfa

Şekil 4.13: u=4 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması 68
Şekil 4.14: u=5.5 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması..... 68
Şekil 4.15: u=6 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması 69
Şekil 4.16: Uyarlamalı kontrol Simulink blok diyagramı..... 72
Şekil 4.17: u=5.5, Kp=380 ve Ki=0 iken G'ye göre Kontrol performansı değişimi 73
Şekil 4.18: u=5.5, G=5 ve Ki=0 iken Kp'ye göre Kontrol performansı değişimi..... 74
Şekil 4.19: u=5.5, G=5 ve Kp=380 iken Ki'ye göre Kontrol performansı değişimi..... 75
Şekil 4.20: u=0.1 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması 75
Şekil 4.21: u=1 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması 76
Şekil 4.22: u=2 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması 76
Şekil 4.23: u=3 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması..... 77
Şekil 4.24: u=4 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması 77
Şekil 4.25: u=5.5 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması 78
Şekil 4.26: Kontrol kuvveti 79
Şekil 4.27: u=6 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması 79
Şekil 4.28: u=7 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması 80
Şekil 4.29: u=5.5 iken PID kontrol ile bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrolün karşılaştırılması 81
Şekil 4.30: u=6 iken PID kontrol ile bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrolün karşılaştırılması 81
Şekil B.1: Bulanık mantık kontrolcü genel yapısı 94
Şekil B.2: Hata girişinin üyelik fonksiyonları 94
Şekil B.3: Hatanın türevi girişinin üyelik fonksiyonları 95
Şekil B.4: Akışkan hızı girişinin üyelik fonksiyonları 95
Şekil B.5: Kontrol kuvveti çıkışının üyelik fonksiyonları 96
Şekil B.6: Kural Tabanı 96
Şekil B.7: Oluşturulan bulanık mantık kontrolün 3 boyutlu gösterimi 97

AKIŞKAN TAŞIYAN ANKASTRE BİR BORUNUN DİNAMİK ANALİZİ VE BULANIK MANTIK TABANLI UYARLAMALI KONTROLÜ

ÖZET

Akışkan taşıyan boruların dinamik analizi ve titreşim kontrolü uzun süreden beri araştırmacıların üzerinde durduğu bir konu olmuştur. Akışkan taşıyan boru sistemlerinin günümüzdeki kullanım alanlarının artmasıyla yapılan bu dinamik ve titreşim analizlerinin önemi gün geçtikçe artmaktadır. Artan bu önem nedeniyle bu konu hakkındaki araştırmalar tüm hızıyla devam etmektedir.

Bu çalışmada akışkan taşıyan bir ankastre borunun literatürde bulunan serbest titreşim denklemi kullanılarak sonlu elemanlar metodunun zayıf formülasyon tekniği ile titreşim biçimlerine ayrıklaştırılmıştır. Sistem parametrelerinin sistem üzerindeki etkileri incelenmiştir. Daha sonra sistemin zorlanmış titreşim denklemi elde edilerek sistem dinamiği incelenmiş ve elde edilen sistem dinamiğine göre sistemin dalgalanma kararsızlığının karakteristiği incelenmiştir. Son olarak sistemin dinamik denklemi göz önünde bulundurularak yapısal titreşimleri bastırmak için bir uyarlamalı titreşim denetleyicisi tasarlanmış ve bu denetleyicinin uygulanabilirliği üzerinde durulmuştur.

İlk bölümde bu konuyla ilgili daha önce yapılmış çalışmalar özetlenmiştir. İkinci bölümde ele alınan sistem tanımlanmış ve literatürde var olan serbest titreşim denklemi alınarak bu denklemin titreşim biçimlerine ayrıştırılması üzerinde durulmuştur. Sistem serbest titreşim denklemi sonlu elemanlar metodu kullanılarak titreşim biçimlerine ayrıklaştırılmıştır. Daha sonra akışkan taşıyan boru elemanlara ayrılmış ve her eleman için kütle, jiroskopik ve rijitlik matrisleri bulunmuştur. Bulunan bu matrisler sistemin sınır koşullarına uygun bi şekilde birleştirilerek tüm sistemin global matrisleri bulunmuştur. Bu global matrisler kullanılarak sistemin kritik doğal frekanslarına ulaşılmıştır. Sistem haraket denklemi ve sınır koşulları nümerik hesaplamalarda işlem kolaylığı sağlanması açısından boyutsuz parametrelere dönüştürülmüştür.

Üçüncü bölümde ise sistemin dinamik özelliklerini incelemek amacıyla kritik doğal frekansların sistem parametreleri ile değişimi gözlemlenmiştir. Akışkan akış hızı, borunun elastiklik modülü, boru malzemesinden kaynaklanan yapısal sönüm katsayısı gibi sistem parametrelerinin etkilerini incelemek amacıyla simülasyonlar yapılmıştır. Simülasyonlar sonucunda akış hızı gibi sistem parametrelerinin sistem dinamiği üzerinde büyük etkileri olduğu görülmüştür. Ayrıca yine bu ikinci bölümde sistem parametrelerinin değişiminin sistemin açık çevrim cevabını üzerindeki etkileri incelenmiştir. Yapılan simülasyonlar sonucunda akışkan hızının sistemi kararsızlığa sürükleyen en önemli etken olduğu gözlemlenmiş ve akışkan hızının artmasıyla doğal frekansların düştüğü, sistemin de kararsız bir davranış sergilediği görülmüştür.

Dördüncü bölümde sistemi kararsız yapan akış hızının (kritik hız) yukarı çekilmesi ve sistemde oluşan titreşimleri bastırmak amacıyla PID ve bulanık mantık tabanlı

uyarlamalı kontrol olmak üzere iki çeşit denetleyici tasarlanmış ve sistemin kritik akış hızı aşıldığında kararlılığının korunması için bu denetleyicilerin performansları incelenmiştir. PID kontrol altında sistem düşük akış hızlarında iyi sonuçlar vermesine rağmen akış hızı yükseldiğinde titreşimleri bastırmakta başarısız olmuştur. Tasarlanan bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrolün ise kritik akış hızı aşılsa bile başarılı sonuçlar verdiği ve titreşimleri bastırdığı ya da makul değerlere sönümlediği gözlemlenmiştir.

Beşinci bölümde ise yapılan çalışma özetlenerek, elde edilen sonuçlar verilmiş ve gelecekte yapılabilecek çalışmalar hakkında bilgiler verilmiştir.

DYNAMICS ANALYSIS AND FUZZY LOGIC BASED ADAPTIVE CONTROL OF A CANTILEVER PIPE CONVEYING FLUID

SUMMARY

Fluid-conveying pipes are found in many practical applications such as exhaust pipes in engines, stacks of flue gases, air-conditioning ducts, pipes carrying fluids in chemical and power plants, risers in offshore platforms, and tubes in heat exchangers and power plants. Because of the wide usage area of these systems, the researchers have worked on this subject for a long time and there are lots of works about dynamics and stability analysis of fluid conveying pipes in the literature.

The flow of fluid through a pipe can impose pressures on the walls of the pipe causing it to deflect under certain flow conditions. This defection of the pipe may lead to structural instability of the pipe. The fundamental natural frequency of a pipe generally decreases with increasing velocity of fluid flow. The pipe becomes susceptible to resonance or fatigue failure if its natural frequency falls below certain limits. With large fluid velocities the pipe may become unstable. There are certain practical examples where flow velocity reaches a very high value such as feed lines of rocket motors and water turbines.

The purpose of the study presented in this thesis is to investigate the dynamic behavior of fluid conveying pipe and propose suitable control strategies in order to eliminate or suppress its vibration. The system under consideration consists of a uniform, straight, vertical cantilever pipe which conveys incompressible fluid. The x-axis is vertical and extend along the pipe. y-axis is horizontaland perpendicular to the x-axis. When determinig the forces acting on pipe and fluid element some assumptions are taken into account such as the fluid is incompressible, the fluid flow in the pipe is uniform, time-dependent harmonic are added on the fluid flow speed, the pipe isn't changed its shape by effect of pressure, all movements at the system occur at x-y surface, the pipe is made up of aliminium and all movements are small. Governing equation of motion for free transverse vibration is derived by using Newtonian approach. The governing equation of motion is discretized to obtain mass, gyroscopic and stiffness matrices using weak formulation of the finite element method. The pipe is divided four elements and mass, gyroscopic and stiffness matrices of each elements are found. After that global mass, gyroscopic and stiffness matrices of the system are found via assembly process.

The natural frequencies of the system are then determined for the cases where the pipe conveys fluid with zero and nonzero velocities. The approximate analytical solutions obtained for the pipe conveying fluid with zero velocity are then compared to the numerical results found in this thesis validate the developed finite element model of the system. The results show that natural frequencies obtained through analytical and numerical analysis are in good agreement.

In Chapter 3, effects of the systems parameters such as speed of fluid flow, internal structural damping of the pipe’s material, external damping, pipe’s mass, fluid’s

mass and length of the pipe on the natural frequencies and open loop response of the system are investigated. The results show that the flow speed is one of the most important parameters which plays very vital role for the stability of the pipe. The critical flow speed is therefore determined. At the critical speed, first natural frequency is being zero and if the flow speed exceeds the critical value, the system becomes unstable. It is observed that when mass of the pipe, mass of the fluid and length of the pipe are increased, the natural frequencies of the system decrease and the system becomes more susceptible to instability. When the coefficients of internal structural damping of the pipe's material and external damping due to friction of the pipe with surrounding stationary fluid medium are increased the natural frequencies of the system decrease and the system becomes more susceptible to instability.

The open loop response of the system means the time-dependent change of the cantilever pipe's tip displacements. It is observed that when the mass of the pipe and mass of the fluid are increased, the amplitude of vibration at the tip of the pipe decrease but oscillation of the tip's vibration increase. Increment at the oscillation of the tip's vibration causes to increment at the settling time of the open loop response of the systems. When the length of the pipe is increased, the amplitude of the pipe vibration and settling time of the open loop response increase and the system becomes unstable. The effects of the amplitude and circular frequency of the harmonic on the open loop response of the system are small.

In Chapter 4, the vibration control of the system is studied. The system shows unstable behavior when the flow velocity exceeds the critical value. The control is important to suppress the pipe vibration and to improve the stability boundaries. First, a reduced order PI controller is applied to the system. The PI controller's inputs are linear and angular displacement of cantilever pipe's free end, linear and angular velocity of free end and liner displacement and velocity of fourth node of the finite element model of the system. Output of the controller is control forces which are applied by the actuators. Two actuators use in the system One of them is at the free end of the pipe, other one is at the fourth node. It is shown that it is effective to suppress vibration of the system only for the flow velocities less then critical speed. When the flow velocity exceeds the critical speed the effectiveness of the controller deteriorates.

In order to improve the stability margin a fuzzy logic based adaptive controller is also developed in Chapter 4. Fuzzy logic controller is choosed because of it's advanteges as compared with the other controllers. These advantages are explained such as it is very robust, it can be easily modified, it is very quick and cheaper to implement.

All the state’s displacements and velocities and fluid flow velocity are considered the adaptive controller inputs. It is known that feedbacking all state's displacements and velocities is not practical way of the control pipe's vibration. Because when the all state's variables are fed back, the number of used actuators increase. Because of this the number of the feedback signal is tried to reduce. Firstly all state's displacements and velocities are fed back and observed the controller performance. Then state's feedback signals are reduced and the control performances are compared. At the end of this process the fuzzy logic based adaptive controller's inputs are fluid flow velocity, linear and angular displacement of cantilever pipe's free end, linear and angular velocity of free end and liner displacement and velocity of fourth node of the

finite element model of the system. Output of the controller is control forces which are applied by the actuators.

The fuzzy logic controllers involve four parts. First part is fuzzification unit. The crisp inputs are fuzzificate at this unit. Second unit is information unit. Information unit contains two parts such as rule base and data base. Membership functions of the inputs and outputs of the controller is setted in the data base. Rule base is very important for controller performance. Rule base is constituted by an expert. It is known that the expert's knowledge is very important for this type of controller design and its performance. Third part of the fuzzy logic controller is inference unit. Mamdani type inference system is used to control the pipe's vibrations. Last part is defuzzification unit. The fuzzy value convert crisp value in this unit. Center of area method is used to defuzzificate the output.

The fuzzy logic based adaptive controller is tested for different flow velocities. Adaptive controller behaves like a PID controller at low flow velocities. At higher flow velocities it successfully suppresses the vibration and holds the system response in the stable region.

In Chapter 5, the results of the simulations and suggestions for future works are indicated.

1. GİRİŞ

Akışkan taşıyan borular günümüzde birçok uygulamada kullanılmaktadır. Bunlar arasında petrol taşıyan boru sistemlerini, cihazların egzos borularını, ısı değiştiricilerinde kullanılan boru sistemlerini, boya püskürtme sistemlerini ve nano tüplerle yapılan uygulamalar gibi birçok uygulama sayılabilir. Kullanım alanının çokluğundan dolayı akışkan taşıyan boru sistemlerinin kararlılığı ve bu kararlılığını koruması büyük önem arz etmektedir. Boru içindeki akışkanın hareketinden dolayı boruda titreşimler meydana gelmektedir. Akışkan taşıyan boru sistemlerinin kararlılığını birçok parametre etkilemektedir. Literatürde bu parametrelerin etkilerini inceleyen çok sayıda çalışma mevcuttur. Sistemin verimliliğinin arttırılması doğrultusunda kararlılığını kaybetmesi halinde bir an önce kontrol edilmesi gerekmektedir. Kontrol edilmediği takdir de sistemde yüksek genlikli titreşimler meydana gelir ve buda hem sisteme hem de çevre sistemlere zarar verebilir. Bu nedenle bu tip boru sistemlerinin dinamiklerinin yanında yüksek verimlilik sağlayacak şekilde kararlık sınırlarının arttırılması da büyük önem arz etmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezde akışkan taşıyan boruların dinamiğini etkileyen sistem parametreleri üzerinde durulmuş ve sistemi kararsız kılan kritik akış hızı aşılsa bile sistemin kararlılığını bozmaması için gerekli olan denetleyici tasarımı yapılmıştır. Sistem parametrelerinin etkisini incelemek için sistemin sonlu elemanlar modelini oluşturmak amaçlanmıştır. Sonlu elamanlar modeli geliştirildikten sonra her bir sistem parametresinin değişimine karşılık sistem dinamiğinin nasıl değiştiği üzerinde durulmuştur. Son olarak ta sistemi kontrol altına alacak, sistem parametrelerinin değişimine karşı gürbüz bir davranış sergileyecek uyarlamalı bir kontrol tekniği geliştirmek amaçlanmıştır.

1.2 Literatür Araştırması

Akışkan taşıyan boruların dinamiklerinin ve kararlılıklarının incelenmesine yönelik literatürde birçok çalışma mevcut olmasına rağmen borulardaki titreşimlerinin

bastırılmasına yönelik kontrol uygulamalarını içeren az sayıda çalışma mevcuttur. Bu nedenle bu tip sistemlerin kontrolünde uygulanan literatürdeki sistemler incelenmiş ve boru içinde akışkan olmadığında borunun dinamiklerinin kiriş ile benzer olduğunu göz önüne alarak akıllı yapıların kontrol uygulamalarının olduğu çalışmalar da incelenmiştir. Yapılan çalışmanın fikir kaynağı olan Yigit tarafından yapılan çalışmada akışkan taşıyan ankastre borunun kararsızlık karakteristiklerini incelemiş ve yapısal titreşimin bastırılması için bir aktif modal titreşim kontrolünün uygulanabilirliği üzerinde durmuştur. Hareket denklemini ayrıklaştırmak için sonlu elemanlar metodunu kullanmıştır. Uyguladığı kontrolü tüm durumları geri beslenmesine ve kutup atama yöntemine dayandırmış ve kontrol için sistemin nodal serbestlik derecesi sayısı kadar eyleyiciye ihtiyacı olduğunu belirtmiştir. Uyguladığı kontrol ile akış hızının kritik akış hızını aştığı durumlarında dahil olduğu geniş bir akışkan hızı aralığında kapalı çevrim kararlılığın sağladığını belirtmiştir. Önerilen metodun verimliliğini direk hız geri beslemesinin olduğu metotla karşılaştırarak ispatlamıştır. Geliştirilen metodun, model tabanlı denetleyici olmasından dolayı model parametrelerindeki belirsizliklerden ve modelleme hatalarından başarısının düştüğünü tespit etmiştir. Bu yüzden kontrolün gürbüzlüğünü araştırmış ve önerilen denetleyicinin akış koşulları için kontrolsüz sistemin hassasiyetini önemli bir biçimde düşürdüğünü tespit etmiştir. [1]

Aşağıda akışkan taşıyan borunun dinamiğinin ve karalılığının incelenmesine yönelik çalışmaların bir kısmı özetlenmiştir.

Borglund akışkan taşıyan borularda akan sıvı ile oluşan kuvvetlere bağlı olarak kirişlerin optimal tasarımını ve kararlılığını incelemiştir. Akışkan dinamik kuvvetlerinin etkisini incelemek için tapa akış modeline dayanan lineer model ile sistemin dinamik kararsızlığının tahmini üzerinde durmuştur. Sabit kritik akış hızında yapısal kütleyi minimize etmenin optimal tasarım sorununu çözmüştür. Borunun genişliğinin düşük sınırlarda kısıtlanmasının, optimal tasarım probleminin düzgün bir şekilde formüle edilmesini sağladığını tespit etmiştir. Kiriş boyutlarının genellikle düşük sınırlarda seçilmesi gerektiğini önermiştir. Sistemin kararlılığı için yapısal sönümün önemini belirtmiş ve az yapısal sönümleme ile yapılan tasarımın çoklu çatallaşmalar ve kaymalar ile karakterize olacağını tespit etmiştir. [2]

Bou-Rabee ve diğerleri akışkan taşıyan dikey ankastre borunun çoklu parametreler uzayında nümerik olarak kararlılığını incelemişler. Pitchfork çatallanma noktasının

kritikliğinin tespiti için genel bir araç geliştirmişlerdir. Dikey ankastre kiriş için yığılma çözümleri ve titreşim çözümleri için çatallanmaları, yerçekiminin ve sıvı-yapı etkileşiminin fonksiyonu olarak tespit etmişlerdir. Dağıtılmış sönümlemenin, kararlılık üzerinde nominal etkisi olduğunu belirlemişlerdir. [3]

Kao ve Park dinamik rijitlik metodunu dalga yaklaşımını ile birlikte kullanarak hem düz hem de kavisli boru bölümleri içeren akışkan taşıyan 3 boyutlu boru sisteminin frekans bölgesinde titreşim analizini incelemişlerdir. Boru içindeki akışkan akışından dolayı oluşan kuvvetleri, slender body teoremi ile kullanılan tapa akış modeliyle tespit etmişlerdir. Karmaşık 3 boyutlu akışkan taşıyan boru sistemlerinin dinamik analizi için uyguladıkları metodun iyi bir yöntem olduğunu belirtmişler ve bu metot ile hem düz hem de kavisli boru için toplam matris boyutunu kesinlikte kayıp olmadan azaltılabileceğini tespit etmişlerdir. [4]

Öz ve Boyacı eğilme rijitliği olmayan ve zamanla hızı değişen akışkan taşıyan yüksek gerilimli boruların titreşimlerini incelemişlerdir. İki ucu sabit borular ve bir ucu sabit diğer ucu kayan borular olmak üzere iki durum üzerinde durmuşlardır. Sistemin doğal frekanslarının analitik olarak ortalama akış hızına ve akışkan kütlesinin toplam kütleye oranına bağlı olduğunu tespit etmişler ve birim uzunluktaki sıvı kütlesinin tüm kütleye oranının arttırılması ile doğal frekansların arttığını tespit etmişlerdir. Başlıca parametrik rezonans durumları ve kararlılık sınırlarını incelemişler ve hızdaki dalgalanmaların frekansının, sabit frekansa sahip sistemin doğal frekansının 2 katına yaklaştığında kararsızlığın meydana geldiğini ve hız dalgalanmalarının frekansı artırıldığında kararlılık bölgelerinin genişlediğini tespit etmişlerdir. Bir ucu kayan diğer ucu sabit boru için doğal frekans değerleri her iki ucu sabit boruya göre daha düşük olduğunu ve kararlılık ve kararsızlık bölgelerinin bir ucu kayan diğer ucu sabit destekli boru için daha düşük dalgalanma frekanslarına kaydığını tespit etmişlerdir. [5]

Sadeghi ve diğerleri akışkan taşıyan bir borunun 2 boyutlu ve 3 boyutlu titreşimlerini incelemişlerdir. Başlangıçta meydana gelen 2 boyutlu ve 3boyutlu hareketlerin temel olarak kütle parametresine bağlı olduğunu tespit etmişlerdir. Bu parametrenin küçük değerleri için başlangıçtaki 2 boyutlu limit çevriminin 2 boyutlu olarak devam ettiğini ve büyük değerleri içinse hareketin 3 boyutlu başlayıp ve akış hızı arttığında da 3 boyutlu olarak devam ettiğini belirtmişlerdir. Bu parametrenin orta değerleri için akış hızına bağlı olarak 2D'den 3D'ye ya da tam tersi bir durumun mevcut

olduğunu gözlemlemişlerdir. Yatay sistem ile düşey sistemin çatallanma davranışlarının büyük oranda benzer olduğunu belirtmişlerdir. [6]

Hiramoto ve Doki akışkan taşıyan bir boru için optimal tasarım problemini incelemişler ve problemi aktif kontrol için enerji harcanışındaki sınırlamalarla birlikte kapalı çevrim kritik akış hızının maksimizasyonu olarak formüle etmişlerdir. Kapalı çevrim sistemin kritik akış hızını maksimize etmek için borunun başlangıçtaki hacmi değişmeyecek şekilde boyut dağılımının, algılayıcıların ve eyleyicilerin yerlerinin optimize edilmesi üzerinde durmuşlardır. Optimal tasarım için yapılan birçok hesaplamanın dikkate alınmasıyla kritik akış hızını elde etmek için bir metot önermişlerdir ve bu yeni metotun daha az hesaplama gerektirdiğini tespit etmişlerdir.[7]

Zhai ve diğerleri rastgele tahrikler altındaki akışkan taşıyan borunun dinamik cevabını analiz etmek için bir yaklaşım üzerinde durmuşlardır. Akışkan yapı etkileşimi ve kayma deformasyon etkisini dikkate alarak akışkan taşıyan borunun dinamiğini çıkarmışlar ve boru hattının yer değiştirmesini ve hızını hesaplamışlardır. Bu yer değiştirme ve hızın güç spektrum yoğunluklarını ve spektral momentlerini tespit etmişlerdir. Akışkan hızının, doğal frekanslar ve dinamik cevabın standart sapması üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. [8]

Li ve diğerleri akışkan taşıyan borunun dört eşitlik içeren modelini akışkanın dinamik etkilerini hesaba katarak modifiye etmişler ve borunun bağımsız titreşimlerinin analizi için dinamik rijitlik metodu isimli yeni bir metot önermişlerdir. Önerdikleri metodun doğruluğunu iki ucu mesnetli boru için kritik hız sonuçlarını analitik sonuçlar ile karşılaştırarak göstermişlerdir. Akışkan hızının artmasıyla doğal frekansların düştüğünü gözlemlemişler ve ilk doğal frekans sıfıra ulaştığında borunun yığılma kararsızlığı meydana getirdiğini tespit etmişlerdir. Önerdikleri dinamik rijitlik metodunun eleman boyutları büyük olmasına rağmen yüksek derecede kesinlik sağladığını belirtmişlerdir. [9]

Jin ve Song nümerik metotlar aracılığıyla atımlı akışa sahip akışkan taşıyan destekli borunun parametrik rezonans bölgeleri ve kararlılığı üzerinde durmuşlardır. Farklı sınır koşulları için parametrik rezonans bölgelerini belirlemişler ve bu bölgelerin genlik-frekans cevap eğrileri ve bu eğrilerin frekans karakteristiklerini incelemişlerdir. Yarı periyodik ve kombine periyodik hareketlerde dahil olmak üzere birçok hareketin rezonans kombinasyon bölgesinde yer alabileceğini tespit

etmişlerdir. Farklı rezonans bölgeleri arasında bazı bölgelerde çakışma var olduğunu gözlemlemişler ve bu bölgelerde tahrik frekansının aynı değerinde kalıcı durum titreşimlerinin çoklu cevapları meydana gelmekte olduğunu belirtmişlerdir. Bu ikilemin bazı durumlarda bir kalıcı durumdan diğerine olan harekette titreşim genliğinde, hareketin tipinde ve cevap ile tahrik arasındaki frekans ilişkisinde ani değişiklilere yol açtığını tespit etmişlerdir. [10]

Öz ve Evrensel akışkan taşıyan iki ucu sabitlenmiş ve eğilme rijitliği ihmal edilen borunun titreşimlerini, akışkan hızını sabit kabul ederek incelemişlerdir. Boruya konsantre bir kütle bağlamışlar ve bu kütlenin değerinin ve konumunun etkisini incelemişlerdir. Doğal frekansları akışkan hızına ve birim uzunluktaki sıvı kütlesinin konsantre kütleyi hesaba katmadan toplam kütleye oranına bağlı olarak bulmuşlardır. Konsantre kütlenin etkisinin, yüksek akış hızlarında, yüksek akışkan kütlesi toplam kütle oranında ve birim uzunluğa düşen boru kütlelerinin yüksek değerlerinde arttığını tespit etmişlerdir. Boruya eklenen kütleden dolayı titreşimlerin genliğinde herhangi bir değişiklik gözlememişlerdir. [11]

Öz, sabit duran kütleli akışkan taşıyan yüksek gerilimli boruların titreşimlerini bir ucu sabit diğer ucu kayan ve her iki ucu kayan destekli durumları için incelemiştir. Doğal frekansları hesaplamış ve titreşim genlikleri üzerinde çalışmıştır. Akışkan hızının, duran kütlenin pozisyonunun, akışkan kütlesinin ve birim uzunluktaki akışkan kütlesinin toplam kütleye oranının sistem üzerindeki etkilerini incelemiştir. Her iki durum içinde akışkan hızı arttığında doğal frekansların düştüğünü, sabit duran kütlenin pozisyonu ile bir ucu kayan durum için kütle kayan tarafa yaklaştığında doğal frekansların azaldığını, her iki ucu kayan durum için ise doğal frekansların kütle borunun ortasına yaklaştığında arttığını tespit etmişlerdir. Titreşim genliğinin, her iki durumda da duran kütlenin her pozisyonu için düşük akışkan hızında arttığını, yüksek akışkan hızlarında azaldığını tespit etmişlerdir. [12]

Wadham-Gognon ve diğerleri üç parça olan çalışmalarının birinci kısmında kontrolsüz ve kontrollü akışkan taşıyan ankastre boruların üç boyutlu doğrusal olmayan dinamiklerini incelemişlerdir. Ankastre borunun bağımsız olan ucu ile sabit olan ucu arasına doğrusal olmayan yaylar ve borunun bağımsız ucuna nokta kütle eklemişlerdir. Yayların ve kütlenin etkileri de eklenerek sistemin hareket denklemini çıkarmışlardır. Bu hareket denklemini bağımsız uç ile sabit uç arasında dört ya da iki eksenel yayın bulunduğu durumlar için türetmişlerdir. Uç kütleyi denkleme sistem dinamiğine etkisini incelemek amacıyla Dirac Delta fonksiyonu ile katmışlardır. Uç

kütlenin hareket denklemine atalet terimi katmasından dolayı dinamik üzerindeki etkisinin büyük olduğunu vurgulamışlardır. Sisteme eklenen yayların doğrusal olmasına rağmen sistemin geometrik doğrusalsızlığı arttırdığını tespit etmişlerdir.[13]

Paidoussis ve diğerleri, bir önceki referansta verilen çalışmanın ikinci bölümü olarak yay desteğine sahip akışkan borunun dinamiklerini incelemişlerdir. Yay dizilerini dörtlü, ikili ve tek olmak üzere boru boyunca yerleştirmişlerdir. Yayların yerlerinin ve rijitliklerinin farklı olduğu beş durumu incelemişlerdir. Bu farklı konfigürasyonların sistem kararlılığını kaybettiğinde periyodik, yarı periyodik ve kaotik salınımlara yol açtığını tespit etmişlerdir. Dört yay dizisinin kullanıldığı birinci durum için Hopf çatallanması ile sistemin kararlılığını yitirdiğini tespit etmişlerdir. Yüksek akış hızlarında salınımların üç boyutlu yarı periyodik olduğu ve daha sonrada kaotik olduğunu belirtmişlerdir. İkinci durumda dört yaylı dizi borunun bağımsız ucuna yaklaştırılmıştır. Bu durumda borunun Pitchfork çatallanması ile kararlılığını yitirdiğini gözlemlemişlerdir. Yüksek akış hızlarında salınımları yarı periyodik ve asimetrik olduğunu gözlemlemişlerdir. Üçüncü durumda iki yay borunun her iki yanında kullanılmıştır. Akış hızı arttığında yayların yüzeyinde ıraksaklık meydana geldiğini ve kelebek kesitsel hareket şablonlarının oluştuğunu tespit etmişlerdir. Dördüncü ve beşinci durumda sistemi başlangıçta bozunumlu ele almışlar ve iki ve tek yayın bağlandığı durumlar için sistemin davranışları benzer bulmuşlardır. [14]

Sadeghi ve diğerleri üçüncü bölüm olarak uç noktasına yerleştirilen noktasal kütlenin, akışkan taşıyan ankastre borunun dinamiği üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Sistemin akışkan hızının Hopf çatallanmasının olduğu hıza gelene kadar kararlı olduğunu gözlemlemişlerdir. Hız daha da arttığında salınımların yarı periyodik döndüğünü akışkan hızının biraz daha arttırılmasıyla salınımların yeniden periyodik hareket yaptıklarını tespit etmişlerdir. Akışkan hızının daha da artması durumunda ise sistemde kaotik salınımlar gözlemlemişlerdir. [15]

Yi-min ve diğerleri basit genel geçici titreşim modeli ile akışkan taşıyan boru hatlarındaki akışkan-yapı etkileşiminin doğal frekanslarını incelemişler ve farklı sınır koşulları için doğal frekans eşitliklerini elde etmişlerdir. Verilen sınır koşullarında kütle, rijitlik, uzunluk ve akış hızının boru hattının doğal frekanslarıyla olan ilişkilerini incelemişlerdir. Akışkan hızının artmasıyla doğal frekansların düştüğünü belirtmişlerdir. Coriolis kuvvetinin doğal frekanslar üzerindeki etkisinin çok küçük

olduğunu tespit etmişlerdir. Boru hattının sınır koşulları bağımsız uç nokta içeriyorsa bunun akışkan taşıyan boru hattında sönümleme etkisi yarattığını belirtmişlerdir. [16] Paidoussis ve Issid akışkan taşıyan esnek borunun dinamiğini ve kararlılığını, sabit akışkan hızında ve akışkan hızının küçük harmonikleri olduğu durumda incelemişler. Sabit akışkan hızının olduğu durumda yüksek akış hızlarında sistem sadece yığılma (ıraksaklık) göstermediğini bunun yanı sıra sistemin kararsız salınımlar gösterdiğini belirtmişlerdir. Akışkan hızının harmonik olarak değiştiği durumda ise hareket denklemini elde etmişler ve farklı sınır şartları için sistemin parametrik kararsızlıkları için kararlılık haritalarını çıkarmışlardır. Bilezikli-bilezikli ve pimli-pimli boruların kararsızlık bölgelerinin boyutlarını akışkan hızıyla birlikte arttığını tespit etmişlerdir. Ankastre kiriş için ise çok karmaşık davranışların elde edildiğini belirtmişlerdir. Tüm durumlarda enerji kaybının parametrik kararsızlık alanlarının boyutlarını azalttığını tespit etmişlerdir. [17]

Akışkan taşıyan boruların dinamiği ve karalılık analizleri ile ilgili literatürde bulunan çalışmların bir kısmı yukarıda özetlenmiştir. Literatürde akışkan taşıyan boru sistemlerinin titreşimlerinin kontrolünü içeren az sayıda çalışma mevcuttur. Aşağıda bu çalışmalardan ve ankastre kirişlerin titreşimlerinin kontrolünü içeren çalışmalar özetlenmiştir.

Biswas ve Ahmed akışkan taşıyan iki ucu mesnetli borudaki kendi kendini besleyen titreşimleri inceleyerek, kararlılık sınırı için akışkan hızının değerini boru malzemesi rijitliği, yoğunluğu, akışkan yoğunluğu gibi sistem parametreleri ile ifade etmişlerdir. Akışkan taşıma verimliliğini arttırmak için maksimum akışkan hızında borudaki yanal titreşimleri minimize etmenin ve yüksek akışkan hızlarında oluşacak kararsızlığı engellemenin gerekliliği üzerinde durmuşlar ve borunun içinde akışkanın akmasının borudaki titreşimlerin enerjisini düşürerek borunun eğilme momentini düşürdüğünü tespit etmişlerdir. Tasarladıkları aktif ve pasif denetleyiciler ile sistemin kararlılığını arttırmışlardır. [18]

Doki ve diğerleri akışkan taşıyan ankastre borudaki dalgalanmaların kararlı hale getirilmesi için giriş enerjisinin sınırlandırılmasına dayalı bir kontrol algoritmasını geliştirerek, sistemde kullandıkları eyleyicilerin performanslarını değerlendirmişlerdir. Akışkan taşıyan bir borudaki dalgalanmaları kararlı hale getirmek için tasarlanan denetleyicinin verimliliğinin, giriş değişkenleri üzerindeki sınırlandırmalarına göre değişiklik gösterdiğini ve bu nedenle bu çalışmada kontrol performansındaki değişimindeki sınırlama koşulu akışkan taşıyan ankastre borular

için aktif kontrol sistemi tasarımında eyleyici seçiminde rehber olarak kullanılabileceğini belirtmişlerdir. Sistemin kararsızlığa ulaşma sebebinin eyleyiciler tarafından üretilen kontrol kuvvetindeki kısıtlanmalar olduğunu tespit etmişlerdir. Tasarladıkları denetleyicinin borunun kararlılığını sağlamakta verimli olduğunu belirtmişlerdir. [19]

Lin ve Chu yüksek hızlarda akışkan taşıyan ankastre tüplerin eyleyici olarak piezo-elektrik seramikler kullanılarak aktif dalgalanmalarının bastırılmasını incelemişlerdir. Hareketli sıvı yükünün varlığında sistemin dinamik davranışlarını belirlemişlerdir. Tüpün dalgalanma kararsızlığını bastırmak için bir optimal bağımsız model uzayı kontrol tekniği kullanmışlar ve bu teknikle sistemin kararsız modunu karmaşık uzayın sağ tarafından sol tarafına hareket ettirmişlerdir. Tasarladıkları denetleyici ile tüpün dalgalanma titreşimlerinin bastırıldığını tespit etmişlerdir. [20]

Tsai ve Lin modal uzayda model referanslı uyarlamalı kontrol ve optimal bağımsız modal uzay kontrol yaklaşımlarını akışkan taşıyan ankastre borunun dalgalanma kontrolü için uygulamışlardır ve performanslarını karşılaştırmışlardır. Birinci kontrol tekniğinin akışkan akış hızı gibi sistemin bilinmeyen parametrelerinin değişiminde ikinci kontrol tekniğine göre daha gürbüz davrandığını tespit etmişlerdir. Uyarlamalı yaklaşımın yüksek akış hızlarındaki belirsizliklerde sistemi kararsız hale gelmesini engellediğini belirtmişler ve yüksek akış hızlarında akışkan taşıyan ankastre borunun titreşimlerini başarılı bir şekilde sönümlemişlerdir. [21]

Yau ve diğerleri yüksek akış hızına sahip akışkan taşıyan esnek boruda oluşan dalgalanmaları ve kaotik titreşimleri bastırmak için aktif titreşim kontrol sistemi tasarlamışlar ve oluşabilecek değişik durumlar için kontrol tasarımını geliştirmişlerdir. İlk olarak tüm durum bilgileri ile sistemi kararlı hale getirmek için elde edilen geri besleme kazançlarına uygulanan optimal regülatör teorisini denemişlerdir. İkinci olarak istenilen durum sinyallerinin ölçülemediği durumlarda bu sinyalleri tahmin etmek için sisteme durum gözlemcisi eklemişlerdir. Optimal regülatör ve tahmin teorisinin tüm sistem modeli bilindiğinde geri besleme denetleyicisi için güçlü bir metot olduğunu söylemişler fakat modelleme hataları ve diğer bilinmeyenler bulunduğunda bu teori düşük performans ve kararsızlık sağladığını tespit etmişlerdir. Yüksek akış hızı değişimleri olan sistem için akış hızından bağımsız bir gürbüz denetleyici tasarlamışlardır. Uygulanan kontrolün değişken akış hızına bağlı olarak kararlılık ve gürbüzlük açısından iyi sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. [22]

Tani ve Sudani akışkan taşıyan bir ankastre borudaki titreşimlerin bastırılmasının üzerinde durmuşlardır. Ankastre kirişin cevabını sisteme yerleştirilen tendon mekanizmaları ile elde etmişlerdir. Sistemin hareket denklemini Galerkin metodunu kullanarak çözmüşler ve nümerik sonuçlar ile deneysel sonuçları karşılaştırmışlardır. Sistem modlarının sayısı azaltmak için yaklaşık optimal kontrol yasasını kullanmışlar ve bu metodun akışkan taşıyan borulardaki salınımları bastırmak için verimli olduğunu tespit etmişlerdir. [23]

Tani ve Sudani akışkan taşıyan dikey ankastre borunun titreşimlerinin bastırılmasını incelemişlerdir. Sistemde eyleyici olarak tendon mekanizması ve iki adet servo motor kullanmışlardır. Borudaki titreşimlerinin kontrolünü yaklaşık optimal tekniği ile beraber kullandıkları optimal regülatör teoremi ile sağlamışlardır. Elde ettikleri deneysel ve nümerik sonuçlar arasında iyi bir uzlaşmanın olduğunu gözlemlemişler ve akışkan taşıyan borunun titreşimlerinin kontrolünü başarılı bir şekilde gerçekleştirmişlerdir. [24]

Zhang ve diğerleri akıllı yapılardaki titreşimleri azaltmak amacıyla bulanık mantık tabanlı denetleyici tasarlamışlar ve D-optimal tasarım prensibini kullanarak piezo-elektrik yamaların optimal yerleri elde etmişlerdir. Oluşturdukları bulanık mantık denetleyicinin girişleri ankastre kirişin uç noktasının yer değiştirmesi ve hızını, çıkış olarak ta kontrol kuvvetini almışlardır. Bulanık mantık kontrolü daha verimli hale getirmek için kontrolün içinde ayarlayıcı bir parametre tanımlamışlardır. Oluşturdukları bu yeni metot ile hesaplama verimliliğini arttırmışlar ve hesaplama karmaşıklığını azaltmışlardır. Uygulanan kontrol ile ankastre kirişin uç noktasındaki yer değiştirmeyi azaltmayı başarmışlardır. [25]

Wenzhang ve diğerleri titreşim kontrolünde bulanık mantık tabanlı kontrol yapısı ve doğrusal olmayan ileri yönlü beslemeli aktif titreşim kontrol sistemleri için uygun uyarlamalı bir algoritma üzerinde çalışmışlardır. Doğrusal olmayan sensör parça fonksiyonun tahmini ve birincil bozucu büyüklüğü bastırmak için kullanılan bulanık mantık sistemi ve doğrusal olmayan piezo-elektrik eyleyicilerin, titreşimlerin aktif kontrolünde kullanılması ile bulanık mantık sistemi olmak üzere iki çeşit aktif kontrol problemi üzerinde durmuşlardır. Uygulanan adaptif bulanık kontrol metodunun her iki sistem için başarılı sonuç verdiğini belirtmişlerdir. [26]

Kwak ve Scielli piezo-elektrik algılayıcı ve eyleyicilere sahip aktif yapıların titreşimlerinin bulanık mantık tabanlı kontrolü üzerine çalışmışlardır. Hareket denklemlerini piezo-elektrik algılayıcıları, eyleyicileri, yer değiştirmeyi ve hızı

ölçmek için kullanılan cihazlarını da hesaba katarak hesaplamışlardır. Aktif yapıların titreşimlerini bastırmak için yeni bir durum uzaylı bulanık kural amaçlamışlar ve bulanık kuralın ispatını ankastre kirişe gerçek zamanlı kontrol deneyi uygulayarak yapmışlardır. Tasarladıkları yeni bulanık kontrolün avantajı olarak sistem hakkında minimum bilgiye sahip olarak güvenli ve gürbüz bir performansa ulaşmalarını belirtmişlerdir. Yaptıkları deneyler ile yeni bulanık kuralın titreşim bastırılmasında başarılı olduğunu göstermişlerdir. [27]

Sreenatha ve Pradhan esnek yapıların pozisyon kontrolü için bulanık mantık tabanlı kontrolcü tasarımı üzerinde durmuşlardır. Ankastre kiriş sistemine kontrol kuvvetini kirişe aktarması için motor bağlanmışlar ve tüm sistemin yaklaşık matematik modelini geliştirmişlerdir. Tasarladıkları kontrolcüyü deneysel olarak gerçek ankastre kiriş sistemi üzerinde uygulayarak oluşturdukları yaklaşık modelin doğruluğunu ispatlamışlardır. Parametrik değişimlere karşı tasarlanan denetleyicinin gürbüzlüğünü göstermişler ve sistemde modellenmeyen bilinmeyenler bulunduğunda da tasarladıkları denetleyicinin başarılı sonuçlar verdiğini belirtmişlerdir. [28]

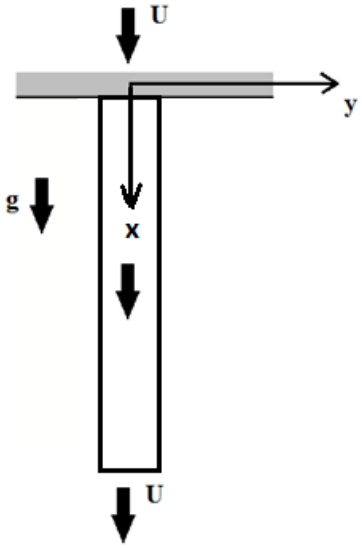
Teng ve diğerleri geleneksel kontrol metotlarının limitlerinin ve eksikliklerinin titreşim kontrolünde zaaflar oluşturmasından dolayı yapısal aktif kontrol için bulanık mantık teorisinin uygulanması üzerinde durmuşlar ve bulanık mantık tabanlı denetleyicinin tasarlanması ve uygulaması için ankastre kiriş modelini ele almışlardır. Ankastre kirişin bağımsız ucunun yer değiştirmesini ve hızını kontrolcünün girişleri olarak geri beslemişlerdir. Bulanık mantık tabanlı kontrolün işleyişinde üyelik fonksiyonlarının üst üste binme oranının kontrole etkisini araştırmışlar ve bu oranının farklı değerleri için denetleyicinin başarısını ölçmüşlerdir. Üst üste binme oranının iki sözel değerin ayırmanın zorluğu nedeniyle küçük seçilmesi gerektiğini söylemişler ve kabul edilebilir bir değer aralığı belirlemişlerdir. [29]

Akışkan taşıyan ankastre boruların titreşimlerinin kontrolü ile ilgili olan çalışmalar oldukça az sayıdadır. Bu çalışmada, sistem parametrelerinin değişimine karşı gürbüz bir davranış sergileyecek bulanık mantık tabanlı uyarlamalı bir kontrol tekniği geliştirilmiştir. Bu kontrol tekniğinde borunun yerdeğiştirmeleri ve hızlarına ek olarak akan akışkanın hızıda hesaba katılmıştır. Böylece sistemin kritik akış hızı aşılsa bile kararlılığını koruması sağlanmıştır. Ayrıca bulanık mantık kontrolün avantajlarından biri olan sistemde bulunan modellenemeyen bilinmeyenlerin sistem üzerindeki etkisi en aza indirilmiştir.

2. SİSTEMİN MODELLENMESİ

2.1 Giriş

Bu bölümde akışkan taşıyan düşey bir ankastre borunun x ekseni yerçekimi ile aynı yönlü ve y ekseni de titreşim hareketinin analiz edileceği yatay eksen olarak belirlenmiştir. Sistem basit şeması Şekil 2.1'de görülmekte olan akışkan taşıyan düşey doğrusal bir borudan oluşmaktadır.



Şekil 2.1 : Akışkan taşıyan düşey esnek boru

İncelenen sistemin dinamik denklemi Paidoussis ve Issid tarafından Newton yöntemi ile elde edilmiştir. Bu bölümde literatürde elde edilmiş olan hareket denkleminin ayrıklaştırılması üzerinde detaylı olarak durulmuştur. [17]

Elemanter boru parçacığına ve içindeki akışkana etki eden kuvvetler belirlenirken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

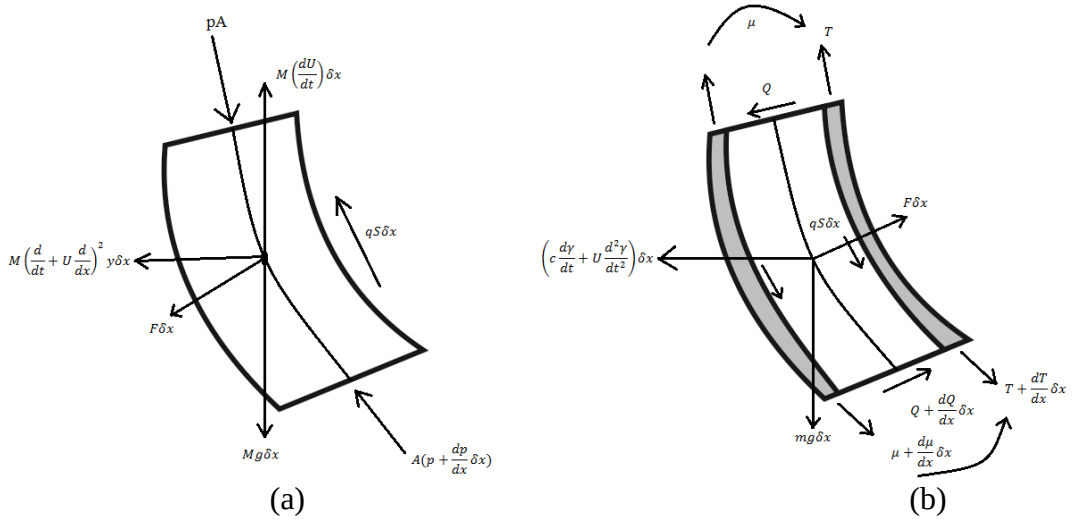
- Akışkan sıkıştırılamaz.
- Boru içinden akmakta olan akışkan düzgün akım çizgilerine sahiptir.
- Borunun içindeki akışkan her noktada aynı hızlıdır. Akışkan hızına zamana bağlı harmonik kısım eklenmiştir.

- Boru, basıncın etkisiyle şekil değiştirmemektedir.
- Boru belirlenen x-y düzlemi içerisinde yatay yönde titreşim yapmaktadır.
- Boru elastik lineer malzemeden imal edilmiştir.
- Bütün hareketler küçük kabul edilmiştir.

2.2 Sistemin Matematiksel Modelinin Çıkarılması

Bir önceki bölümde belirtilen kabullerin ışığında düzgün bir şekilde uzanan, uzunluğu L olan düşey ankastre borunun boş durumda birim uzunluk başına düşen ağırlığı m, içinde akan sıkıştırılamaz olan akışkanın birim uzunluktaki ağırlığı M ve akışkan hızı da U olarak alınmıştır. $Y(x,t)$, boruda y ekseni boyunca oluşan yer değiştirmeleri ifade etmektedir.

Yapılan kabuller doğrultusunda δx uzunluğundaki elemanter boru parçasına ve içindeki akışkana etkiyen kuvvetler Şekil 2.2 ‘de görülmektedir.



Şekil 2.2 : Elemanter boru parçasına ve içindeki akışkana etki eden kuvvetler

Paidoussis ve Issid Şekil 2.2.a’ daki akışkanın elemanter parçasına x ve y eksenleri boyunca etki eden kuvvetlerin denge denkleminin küçük deformasyonlar için Eşitlik (2.1) ve (2.2) ile ifade edilecebileceğini göstermişlerdir. [17]

$$-A\frac{dp}{dx}-qS+Mg+F\frac{dy}{dx}-M\frac{dU}{dt}=0 \qquad \textbf{(2.1)}$$

$$F+A\frac{d}{dx}\left(p\frac{dy}{dx}\right)+qS\frac{dy}{dx}+M\left(\frac{d}{dx}+U\frac{d}{dx}\right)^2 y=0 \qquad \textbf{(2.2)}$$

Bu eşitliklerde q borunun iç yüzeyindeki kayma gerilmesi, F boru cidarı ile akışkan arasında birim uzunluğa düşen enine kuvveti, S boru iç çeperinin çevre uzunluğu, A kesitsel alanı, p akışkan basıncını, g ise yerçekimi ivmesini göstermektedir.

Şekil 2.2.b'de gösterilen birim boru parçasının denge denklemini ise boru eksenine paralel kuvvetlerin toplamı sıfır olacağı kabulüyle aşağıdaki eşitliklerde olduğu gibi ifade etmişlerdir.

$$\frac{dT}{dx} + qS + mg - F\frac{dy}{dx} = 0 \tag{2.3}$$

$$\frac{dQ}{dx} + F + \frac{d}{dx}\left(T\frac{dy}{dx}\right) + qS\frac{dy}{dx} - m\frac{d^2y}{dt^2} - c\frac{dy}{dt} = 0 \tag{2.4}$$

$$Q = -\frac{d\mathfrak{M}}{dx} = -\left(E^*\frac{d}{dx} + E\right) I\frac{d^3y}{dx^3} \tag{2.5}$$

Bu eşitliklerde T boru eksenine paralel gerilme ve Q ise y eksenine paralel etki eden kuvvettir. Boru parçacığına etkiyen bu kuvvetler boru parçacığını y ekseni yönünde hızlandırır. Eşitlik (2.3) küçük deformasyonlar için yeniden düzenlendiğinde eşitlik (2.4) elde edilmiştir. Burada c borunun çevresindeki durgun akışkan alan ile arasındaki sürtünmelerden dolayı oluşan viskoz sönümleme katsayısıdır. Y ekseni boyunca etkiyen Q kuvveti $\mathfrak{M}$ eğilme momentine bağlıdır. Eşitlik (2.5) verilen eşitlik bu bağıntıyı içermektedir. Bu eşitlikteki E^*yapısal malzeme sönüm katsayısını, E borunun elastisite modülünü ve I ise borunun alan atalet momentini göstermektedir.

(2.2), (2.4) ve (2.5) eşitlikleri F ve Q terimleri yok edilecek şekilde yeniden düzenlendiğinde

$$\left(E^*\frac{d}{dx} + E\right) I\frac{d^4y}{dx^4} - \frac{d}{dx}\left[(T - pA)\frac{dy}{dx}\right] + M\left(\frac{dy}{dx} + U\frac{dy}{dx}\right)^2 y + c\frac{dy}{dt} + m\frac{d^2y}{dt^2} = 0 \tag{2.6}$$

elde edilir.

Eşitlik (2.1) ve (2.2) q terimleri yok edilecek biçimde düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\frac{d}{dx}(T - pA) = M\frac{dU}{dt} - (M + m)g \tag{2.7}$$

Eşitlik (2.7)'da belirtilen ifadenin boru boyunca yani integrali alındığında;

$$(T - pA)|_{x=L} - (T - pA) = M\frac{dy}{dx}(L - x) - (M + m)g(L - x) \quad \textbf{(2.8)}$$

Yukarıdaki denklemden düşey duran boru için $(T - pA)$'nın x'in değişimine bağlı olarak değiştiği görülmektedir. x=L olduğunda boru içindeki gerilme ve iç basınç sıfır eşittir. Böylece Eşitlik (2.8) bütün x değerleri için aşağıdaki şekilde olur.

$$T - pA = M\frac{dy}{dx}(L - x) - (M + m)g(L - x) \quad \textbf{(2.9)}$$

Genel denklemi elde etmek için eşitlik (2.9) kullanılarak eşitlik (2.6) küçük hareketler için yeniden düzenlenirse aşağıdaki eşitlik elde edilir.

$$\begin{aligned} E^*I\frac{d^5y}{dx^4dt} + EI\frac{d^4y}{dx^4} + MUU_j\frac{d^2y}{dx^2} - (M + m)g\frac{d^2y}{dx^2}(L - x) + M\frac{dU}{dt}(L - x)\frac{d^2y}{dx^2} \\ + 2MU\frac{d^2y}{dxdt} + (M + m)g\frac{dy}{dx} + c\frac{dy}{dt} + (M + m)\frac{d^2y}{dt^2} = 0 \end{aligned} \quad \textbf{(2.10)}$$

Bu eşitlik akışkan taşıyan düşey ankastre boruların genel hareket denklemidir. Bu denklemde basıncın etkileri ve dış gerilmelerin etkileri hesaba katılmamıştır. Yukarıdaki genel denklem akışkan hızının harmonik elemanlarının olduğu akışlar için de geçerlidir. Ele alınan sistemde akışkan hızı, ortalama hızın çevresinde w_d dairesel frekansına ve μ genliğine sahip harmonikleri eklenerek ele alınmıştır.

$$U = U_0(1 + \mu\cos(w_d t)) \quad \textbf{(2.11)}$$

Eşitlik (2.10)'teki genel denklemde U_j terimi, akışkan taşıyan dikey ankastre boru sisteminin bağımsız ucuna lüle takılarak elde edilen akışkanın sistemden çıkış hızını ifade etmektedir. U_j hızının lülenin giriş ağzının alanının (A_1), çıkış ağız alnına (A_2) oranına bağlı olduğu aşağıdaki eşitlikten görülmektedir.

$$\begin{aligned} U_j &= U * \frac{A_1}{A_2} \\ A_j &= \frac{A_1}{A_2} \end{aligned} \quad \textbf{(2.12)}$$

Ankastre kiriş için sınır şartları aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} Y(0,t) = \frac{dY(0,t)}{dx} = 0 \qquad & x = 0 \\ \frac{d^2Y(0,t)}{dx^2} = \frac{d^3Y(0,t)}{dx^3} = 0 \qquad & x = L \end{aligned} \quad \textbf{(2.13)}$$

Nümerik hesaplamaları kolaylaştırmak için sistemin hareket denklemine ve sınır şartlarına boyutsuzlaştırma işlemi yapılmıştır. Sistem parametrelerin boyutsuz halleri aşağıda verilmiştir.

$$\xi = \frac{x}{L}, \quad \eta = \frac{Y}{L}, \quad \tau = \left(\frac{EI}{M+m}\right)\frac{t}{L^2}, \qquad \alpha = \left[\frac{I}{E(M+m)}\right]^{\frac{1}{2}}\frac{E^*}{L^2}$$

$$u = \left(\frac{M}{EI}\right)^{\frac{1}{2}} UL, \quad \beta = \frac{M}{M+m}, \qquad \gamma = \frac{cL^2}{[EI(M+m)]^{\frac{1}{2}}}$$

$$\Omega = \left(\frac{M+m}{EI}\right)^{\frac{1}{2}} wL^2, \quad \sigma = \left(\frac{M+m}{EI}\right) gL^3 \tag{2.14}$$

Parametrelerin boyutsuz ifadeleri tanımlandıktan sonra Eşitlik (2.10)'daki serbest titreşim denkleminin boyutsuz ifadesi aşağıdaki gibi elde edilmiştir.

$$\begin{aligned} \alpha\frac{d^5\eta}{d\xi^4} + \frac{d^4\eta}{d\xi^4} + uu_j\frac{d^2\eta}{d\xi^2} + \sigma(1-\xi)\frac{d^2\eta}{d\xi^2} + \beta^{\frac{1}{2}}\frac{du}{d\tau}(1-\xi)\frac{d^2\eta}{d\xi^2} + \\ +2u\beta^{\frac{1}{2}}\frac{d^2\eta}{d\xi d\tau} + \sigma\frac{d\eta}{d\xi} + \gamma\frac{d\eta}{d\tau} + \frac{d^2\eta}{d\xi^2} = 0 \end{aligned} \tag{2.15}$$

Sınır koşullarının boyutsuz ifadeleri de Eşitlik (2.16) verilmiştir.

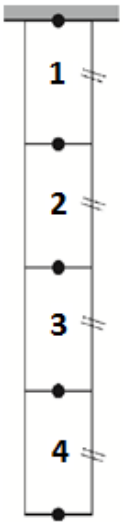
$$\begin{aligned} \eta = \frac{d\eta}{d\xi} = 0 \qquad & \xi = 0 \\ \frac{d^2\eta}{d\xi^2} = \frac{d^3\eta}{d\xi^3} = 0 \qquad & \xi = L \end{aligned} \tag{2.16}$$

2.3 Dinamik Denklemin Ayrıştırılması

Eşitlik (2.17)'de yeniden verilen akışkan taşıyan ankastre borunun serbest titreşim denkleminin soldan ilk iki terimi borunun eğilme momentinin boru uzunluğuna göre türevinden elde edilmiş olup, akışkan hızına bağlı olmayan ifadelerdir. Soldan birinci olan ifade boru malzemesine bağlı olarak boru içerisinde oluşan içsel kayıp kuvvetini gösterir. Soldan ikinci ifade ise rijitlik terimini ifade etmektedir. Soldan üçüncü ifade akışkan hızına bağlı olup borunun eğimi doğrultusunda yönünü değiştirebilmek için gerekli kuvvetin ifadesidir. Dördüncü ifade borunun eğimi doğrultusunda boru ve akışkan kütlesinin etkisiyle oluşan yerçekimine bağlı bir kuvvettir. Beşinci ifade

akışkan akışından dolayı boru eğimi doğrultusunda oluşan eylemsizlik kuvvetini gösterir. Altıncı ifade elemanter akışkan parçasının dönme hareketi yapması için gereken kuvveti gösterir. Yedinci ifade sistemin toplam kütlesinin yerçekimi ile oluştuğu ağırlık kuvvetini gösterir. Son ifade ise atalet terimi olup hızdan bağımsız bir ifadedir. Şekil 2.3'te ise ele alınan sistemin sonlu elemanlar modeli görülmektedir.

$$E^{*}I\frac{d^{5}y}{dx^{4}dt}+EI\frac{d^{4}y}{dx^{4}}+MUU_{j}\frac{d^{2}y}{dx^{2}}-(M+m)g\frac{d^{2}y}{dx^{2}}(L-x)+M\frac{dU}{dt}(L-x)\frac{d^{2}y}{dx^{2}}+2MU\frac{d^{2}y}{dxdt}+(M+m)g\frac{dy}{dx}+c\frac{dy}{dt}+(M+m)\frac{d^{2}y}{dt^{2}}=0 \quad \textbf{(2.17)}$$



Şekil 2.3 : Sonlu elemanlar metoduna göre oluşturulan ankastre boru modeli

Şekil 2.3'te sonlu elemanlar metoduna göre ele alınan dikey duran ankastre boru için eşit aralıklarla belirlenen beş nod ile sistemin eşit uzunluğa sahip dört elamana bölündüğü görülmektedir. Sonlu elemanlar metodunun zayıf formülasyon tekniğine göre sistemin yaklaşık çözümü olarak sonlu elemanlı bir dizi eşitlik (2.18)'deki gibi tanımlanmıştır.

$$y=w(x,t)=\sum_{i=1}^{4}W_{i}(t)N_{i}(x) \quad \textbf{(2.18)}$$

Bu dizide $W_i(t)$ zamana bağlı titreşim biçimi yer değiştirme fonksiyonudur. $N_i(t)$ ise sistemin sınır koşullarını sağlayan şekil fonksiyonudur. Bir önceki bölümde elde edilen serbest titreşim denkleminin sonlu elemanlar modeli zayıf formülasyonda $w(x,t)$ için sonlu elemanlar integrasyonunu ve ağırlık fonksiyonu için de N_i şekil fonksiyonunu yerine koyarak elde edilmiştir. Yaklaşık çözüm olarak tanımlanan $w(x,t)$ dizisinin açılmış hali aşağıda verilmiştir.

$$w(x,t) = W_1N_1 + W_2N_2 + W_3N_3 + W_4N_4 \qquad \textbf{(2.19)}$$

Bu dizi için tanımladığımız x ve her bir elemanın boyu olan l' ye bağlı şekil fonksiyonları Eşitlik (2.20)'de verilmiştir.

$$N_1(x) = 1 - 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 + 2\left(\frac{x}{l}\right)^3$$
$$N_2(x) = x - 2l\left(\frac{x}{l}\right)^2 + l\left(\frac{x}{l}\right)^3$$
$$N_3(x) = 3\left(\frac{x}{l}\right)^2 - 2\left(\frac{x}{l}\right)^3$$
$$N_4(x) = -l\left(\frac{x}{l}\right)^2 + l\left(\frac{x}{l}\right)^3 \qquad \textbf{(2.20)}$$

Şekil fonksiyonlarını tanımlanmasından sonra sistemi oluşturan her bir eleman için serbest titreşim denklemi aşağıdaki şekilde olur.

$$M\ddot{w} + G\dot{w} + Kw = Q_i$$

$$\int_0^l \left\{ E^*I\frac{d^5y}{dx^4dt} + EI\frac{d^4y}{dx^4} + MUU_j\frac{d^2y}{dx^2} - (M+m)g\frac{d^2y}{dx^2}(L-x) \right.$$
$$+ M\frac{dU}{dt}(L-x)\frac{d^2y}{dx^2} + 2MU\frac{d^2y}{dxdt} + (M+m)g\frac{dy}{dx} + c\frac{dy}{dt}$$
$$\left. + (M+m)\frac{d^2y}{dt^2} \right\} N_i(x)dx = Q_i \qquad \textbf{(2.21)}$$

Bu denklemde bulunan Q_i, her bir eleman için nodal kuvvet vektörünü ifade etmektedir. Ayrıştırma işlemine geçilmeden önce kısmi integrasyon metodu kullanılarak sistemin hareket denklemindeki yüksek dereceden türevler daha düşük dereceli türevsel ifadelere çevrilmiştir. Öncelikle serbest titreşim denklemimizdeki ifadelerin her biri $I_{1.....8}$ olmak üzere terimlere atanmıştır.

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + I_7 + I_8 = Q_i$$

$$I_1 = E^* I \int_0^l \frac{d^5 y}{dx^4 dt} N_i(x) dx$$

$$I_2 = EI \int_0^l \frac{d^4 y}{dx^4} N_i(x) dx$$

$$I_3 = MUU_j \int_0^l \frac{d^2 y}{dx^2} N_i(x) dx$$

$$I_4 = \left[-(M+m)g + M\dot{U}\right] \int_0^l (L-x) \frac{d^2 y}{dx^2} N_i(x) dx$$

$$I_5 = 2MU \int_0^l \frac{d^2 y}{dxdt} N_i(x) dx$$

$$I_6 = (M+m)g \int_0^l \frac{dy}{dx} N_i(x) dx$$

$$I_7 = c \int_0^l \frac{dy}{dt} N_i(x) dx$$

$$I_8 = (M+m) \int_0^l \frac{d^2 y}{dt^2} N_i(x) dx \qquad \textbf{(2.22)}$$

Yukarıdaki eşitliklerden de görüldüğü I_1 ve I_2 ile tanımlanan ifadeler yüksek dereceden türev bulunmaktadır. Bu yüksek dereceden türevleri elemine etmek için kısmi integrasyon yöntemi kullanılarak türev dereceleri düşürülmüştür. Bu yöntem ile yeniden düzenlenen I_1 ve I_2 ifadeleri aşağıdaki eşitlikte verilmiştir.

$$I_1 = E^* I \int_0^l \frac{d^5 y}{dx^4 dt} N_i(x) dx = E^* I \int_0^l \frac{d^3 y}{dx^2 dt} N_i''(x) dx$$

$$I_2 = EI \int_0^l \frac{d^4 y}{dx^4} N_i(x) dx = E^* I \int_0^l \frac{d^2 y}{dx^2} N_i''(x) dx \qquad \textbf{(2.23)}$$

Eşitlik (2.23)'ten görüldüğü gibi yüksek türev dereceleri, x'e bağlı olan şekil fonksiyonu üzerine aktarılarak sistemdeki en yüksek türev derecesinin üç olması

sağlanmıştır. Bunun nedeni önerilen şekil fonksiyonlarının üçüncü türevlerinin üzerindeki türevlerde tanımsız olması veya türevlerinin olmamasıdır.

Kısmi integrasyon ile türev dereceleri düşürüldükten sonra eşitliklerdeki y, y'nin zamana ve x'e bağlı türevlerini eşitlik (2.18)'de ifade edilen dizi biçiminde tanımlanması aşağıdaki eşitlikte yapılmıştır.

$$y = w(x,t) = \sum_{i=1}^{4} W_i(t) N_i(x)$$

$$y = w(x,t) = W_1N_1 + W_2N_2 + W_3N_3 + W_4N_4$$

$$\frac{dy}{dx} = W_1{N_1}' + W_2{N_2}' + W_3{N_3}' + W_4{N_4}'$$

$$\frac{d^2y}{dx^2} = W_1{N_1}'' + W_2{N_2}'' + W_3{N_3}'' + W_4{N_4}''$$

$$\frac{d^3y}{dx^3} = W_1{N_1}''' + W_2{N_2}''' + W_3{N_3}''' + W_4{N_4}'''$$

$$\frac{dy}{dt} = \dot{W}_1N_1 + \dot{W}_2N_2 + \dot{W}_3N_3 + \dot{W}_4N_4$$

$$\frac{d^2y}{dt^2} = \ddot{W}_1N_1 + \ddot{W}_2N_2 + \ddot{W}_3N_3 + \ddot{W}_4N_4$$

$$\frac{d^2y}{dxdt} = \dot{W}_1{N_1}' + \dot{W}_2{N_2}' + \dot{W}_3{N_3}' + \dot{W}_4{N_4}' \qquad \textbf{(2.24)}$$

Eşitlik (2.24)'de verilen y ve y'nin zamana ve x'e bağlı türevlerinin ifadeleri, eşitlik (2.22)'de tanımlanan $I_{1.....8}$ ifadelerinde yerine yazıldığında;

$$I_1 = E^*I \int_0^l \left(\dot{W}_1{N_1}'' + \dot{W}_2{N_2}'' + \dot{W}_3{N_3}'' + \dot{W}_4{N_4}''\right) {N_i}''(x)dx$$

$$I_2 = EI \int_0^l (W_1{N_1}'' + W_2{N_2}'' + W_3{N_3}'' + W_4{N_4}'') {N_i}''(x)dx$$

$$I_3 = MUU_j \int_0^l (W_1{N_1}'' + W_2{N_2}'' + W_3{N_3}'' + W_4{N_4}'') N_i(x)dx$$

$$I_4 = \left[-(M+m)g + M\dot{U}\right] \int_0^l (L-x) \begin{pmatrix} W_1{N_1}'' + W_2{N_2}'' \\ +W_3{N_3}'' + W_4{N_4}'' \end{pmatrix} N_i(x)dx$$

$$I_5 = 2MU \int_0^l \left(\dot{W}_1{N_1}' + \dot{W}_2{N_2}' + \dot{W}_3{N_3}' + \dot{W}_4{N_4}'\right) N_i(x)dx$$

$$I_6 = (M+m)g\int_0^l (W_1N_1{}' + W_2N_2{}' + W_3N_3{}' + W_4N_4{}')N_i(x)dx$$

$$I_7 = c\int_0^l \left(\dot{W}_1N_1 + \dot{W}_2N_2 + \dot{W}_3N_3 + \dot{W}_4N_4\right)N_i(x)dx$$

$$I_8 = (M+m)\int_0^l \left(\ddot{W}_1N_1 + \ddot{W}_2N_2 + \ddot{W}_3N_3 + \ddot{W}_4N_4\right)N_i(x)dx \qquad \textbf{(2.25)}$$

ifadeleri elde edilir.

Her bir elemanın hareket denklemleri sonlu elemanlar metodunun zayıf formülasyon tekniği ile çözümlenerek, her bir eleman için kütle, jiroskopik ve rijitlik matrisleri bulunmuştur. Her bir eleman için hareket denklemi Eşitlik (2.26) ve Eşitlik (2.27) 'da verilmiştir.

$$M\ddot{w} + G\dot{w} + Kw = Q_i \qquad \textbf{(2.26)}$$

$$I_1 + I_2 + I_3 + I_4 + I_5 + I_6 + I_7 + I_8 = Q_i \qquad \textbf{(2.27)}$$

Yukarıdaki eşitliklerden de görüldüğü gibi $I_{1.....8}$ ifadelerinin toplamı eşitlik (2.26) verilen ifadeye eşittir. Eşitlik (2.26)'deki M eleman kütle matrisi, G elaman jiroskopik matrisi ve K eleman rijidlik matrisini ifade etmektedir. Her bir eleman için elde edilen bu matrisler daha sonra sistemin global matrislerini elde etmek için kullanılmıştır. Eşitlik (2.27)'da verilen w ve w'nin türevleri aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

$$\ddot{w} = \begin{bmatrix} \ddot{w}_1 \\ \ddot{w}_2 \\ \ddot{w}_3 \\ \ddot{w}_4 \end{bmatrix} \qquad \dot{w} = \begin{bmatrix} \dot{w}_1 \\ \dot{w}_2 \\ \dot{w}_3 \\ \dot{w}_4 \end{bmatrix} \qquad w = \begin{bmatrix} w_1 \\ w_2 \\ w_3 \\ w_4 \end{bmatrix} \qquad \textbf{(2.28)}$$

Eleman matrislerinin bulunması için $I_{1.....8}$ ifadeleri incelendiğinde Eşitlik (2.25)'den ẅ teriminin sadece I_8 ifadesinde bulunduğu görülmektedir. I_8 ifadesi yeniden yazılarak her bir eleman için (i = 1,2,3,4) düzenlendiğinde kütle matrisini oluşturan elemanlar ortaya çıkmaktadır. Eşitlik (2.25)'deki I_8 ifadesi açık bir şekilde yazılarak her bir eleman için $\ddot{w}_1$, $\ddot{w}_2$, $\ddot{w}_3$ ve $\ddot{w}_4$ terimlerinin katsayıları olan C_1, C_2, C_3 ve C_4'ün ifadeleri belirlenmiştir.

$$\int_0^L [(M+m)\ddot{w}_1 N_1 N_i(x) + (M+m)\ddot{w}_2 N_2 N_i(x) + (M+m)\ddot{w}_3 N_3 N_i(x) + (M+m)\ddot{w}_4 N_4 N_i(x)]dx$$

$$C_1^{I_8} = \int_0^l (M+m) N_1 N_i(x)\, dx$$

$$C_2^{I_8} = \int_0^l (M+m) N_2 N_i(x) dx$$

$$C_3^{I_8} = \int_0^l (M+m) N_3 N_i(x)\, dx$$

$$C_4^{I_8} = \int_0^l (M+m) N_4 N_i(x)\, dx \qquad \textbf{(2.29)}$$

Her bir i değeri için ayrı ayrı $\ddot{w}_1$, $\ddot{w}_2$, $\ddot{w}_3$ ve $\ddot{w}_4$ terimlerinin katsayıları hazırlanan bilgisayar programı ile bulunmuştur.

Eşitlik (2.25)'den ẇ teriminin I_1, I_5 ve I_7 ifadelerinde bulunduğu görülmektedir. I_1, I_5 ve I_7 ifadeleri yeniden yazılarak her bir eleman için düzenlendiğinde jikoskopik matrisi oluşturan elemanlar bulunmaktadır. I_1, I_5 ve I_7 ifadeleri açık bir şekilde yazılarak her bir eleman için $\dot{w}_1$, $\dot{w}_2$, $\dot{w}_3$ ve $\dot{w}_4$ terimlerinin katsayıları olan C_5, C_6, C_7 ve C_8'in ifadeleri belirlenmiştir.

$i = 1,2,3,4$

$$I_1 = \int_0^l [E^* I \dot{w}_1 N_1'' N_i'' + E^* I \dot{w}_2 N_2'' N_i'' + E^* I \dot{w}_3 N_3'' N_i'' + E^* I \dot{w}_4 N_4'' N_i'']dx$$

$$C_5^{I_1} = \int_0^l E^* I N_1'' N_i''\, dx$$

$$C_6^{I_1} = \int_0^l E^* I N_2'' N_i''\, dx$$

$$C_7^{I_1} = \int_0^l E^* I N_3'' N_i''\, dx \qquad \textbf{(2.30)}$$

$$C_8^{I_1} = \int_0^l E^* I N_4'' N_i'' \, dx$$

$$I_5 = \int_0^l [2MU\dot{w}_1 N_1' N_i + 2MU\dot{w}_2 N_2' N_i + 2MU\dot{w}_3 N_3' N_i + 2MU\dot{w}_4 N_4' N_i] dx$$

$$C_5^{I_5} = \int_0^l 2MU N_1' N_i \, dx$$

$$C_6^{I_5} = \int_0^l 2MU N_2' N_i \, dx$$

$$C_7^{I_5} = \int_0^l 2MU N_3' N_i \, dx$$

$$C_8^{I_5} = \int_0^l 2MU N_4' N_i \, dx \qquad \textbf{(2.31)}$$

$$I_7 = \int_0^l [c\dot{w}_1 N_1 N_i + c\dot{w}_2 N_2 N_i + c\dot{w}_3 N_3 N_i + c\dot{w}_4 N_4 N_i] dx$$

$$C_5^{I_7} = \int_0^l c N_1 N_i \, dx$$

$$C_6^{I_7} = \int_0^l c N_2 N_i \, dx$$

$$C_7^{I_7} = \int_0^l c N_3 N_i \, dx$$

$$C_8^{I_7} = \int_0^l c N_4 N_i \, dx \qquad \textbf{(2.32)}$$

Her bir i değeri için ayrı ayrı $\dot{w}_1, \dot{w}_2$, $\dot{w}_3$ ve $\dot{w}_4$ terimlerinin katsayıları hazırlanan bilgisayar programı ile bulunmuştur.

Eşitlik (2.25)'den w teriminin I_2, I_3, I_4 ve I_6 ifadelerinde bulunduğu görülmektedir. I_2, I_3, I_4 ve I_6 ifadelerdeki için w_1, w_2, w_3 ve w_4 ifadelerinin katsayıları hesaplanarak elemanlara ait rijitlik matrisleri oluşturulmaktadır. I_2, I_3, I_4 ve I_6 ifadeleri açık bir

şekilde yazılarak her bir eleman için w_1, w_2, w_3 ve w_4 terimlerinin katsayıları olan C_9, C_{10}, C_{11} ve C_{12}'nin ifadeleri belirlenmiştir.

$$I_2 = \int_0^l [EIw_1N_1''N_i'' + EIw_2N_2''N_i'' + EIw_3N_3''N_i'' + EIw_4N_4''N_i'']dx$$

$$C_9{}^{I_2} = \int_0^l EIN_1''N_i''dx$$

$$C_{10}{}^{I_2} = \int_0^l EIN_2''N_i''dx$$

$$C_{11}{}^{I_2} = \int_0^l EIN_3''N_i''dx$$

$$C_{12}{}^{I_2} = \int_0^l EIN_4''N_i''dx \qquad \textbf{(2.33)}$$

$$I_3 = \int_0^l \big[MUU_jw_1N_1''N_i + MUU_jw_2N_2''N_i + MUU_jw_3N_3''N_i + MUU_jw_4N_4''N_i\big]dx$$

$$C_9{}^{I_3} = \int_0^l MUU_jN_1''N_idx$$

$$C_{10}{}^{I_3} = \int_0^l MUU_jN_2''N_idx$$

$$C_{11}{}^{I_3} = \int_0^l MUU_jN_3''N_idx$$

$$C_{12}{}^{I_3} = \int_0^l MUU_jN_4''N_idx \qquad \textbf{(2.34)}$$

$$I_4 = \int_0^l \big[\big(M\dot{U} - (M+m)g\big)(L-x)w_1N_1''N_i + \big(M\dot{U} - (M+m)g\big)(L-x)w_2N_2''N_i + +(M\dot{U} - (M+m)g)(L-x)w_3N_3''N_i + (M\dot{U} - (M+m)g)(L-x)w_4N_4''N_i\big]dx$$

$$C_9{}^{I_4} = \int_0^l (M\dot{U} - (M+m)g)(L-x)N_1{}''N_i dx$$

$$C_{10}{}^{I_4} = \int_0^l \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_2{}''N_i dx$$

$$C_{11}{}^{I_4} = \int_0^l \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_3{}''N_i dx$$

$$C_{12}{}^{I_4} = \int_0^l (M\dot{U} - (M+m)g)(L-x)N_4{}''N_i dx \qquad \textbf{(2.35)}$$

$$I_6 = \int_0^l [(M+m)gw_1N_1{}'N_i + (M+m)gw_2N_2{}'N_i + (M+m)gw_3N_3{}'N_i + (M+m)gw_4N_4{}'N_i]dx$$

$$C_9{}^{I_6} = \int_0^l (M+m)gN_1{}'N_i dx$$

$$C_{10}{}^{I_6} = \int_0^l (M+m)gN_2{}'N_i dx$$

$$C_{11}{}^{I_6} = \int_0^l (M+m)gN_3{}'N_i dx$$

$$C_{12}{}^{I_6} = \int_0^l (M+m)gN_4{}'N_i dx \qquad \textbf{(2.36)}$$

Her bir i değeri için ayrı ayrı w_1, w_2, w_3 ve w_4 terimlerinin katsayıları hazırlanan bilgisayar programı ile bulunmuştur.

Bu katsayıların tümü $i = 1,2,3,4$ değerlerinden her biri için bir araya getirilerek kütle matrisinin, jikoskopik matrisin ve rijitlik matrisinin elemanları oluşturulmuştur. Örneğin $i = 1$ için $\ddot{w}_1$, $\ddot{w}_2$, $\ddot{w}_3$, $\ddot{w}_4$, $\dot{w}_1, \dot{w}_2$, $\dot{w}_3$, $\dot{w}_4$, w_1, w_2, w_3 ve w_4 katsayıları yazılarak eleman matrislerinin ilk satırları oluşturulur. $i = 1$ değeri için bu terimlerden birden çok katsayısı olanın katsayı değerlerinin toplanmasıyla matrisleri oluşturan satırlar elde edilir. Aynı işlem $i = 2,3,4$ içinde yapılarak 4x4 boyutlarında eleman matrisleri oluşturulur. Aşağıda her bir durum için matris elemanları verilmiştir.

$i = 1$

$$Z_1 = \int_0^l (M+m)N_1N_1(x)dx$$

$$Z_2 = \int_0^l (M+m)N_2N_1(x)dx$$

$$Z_3 = \int_0^l (M+m)N_3N_1(x)dx$$

$$Z_4 = \int_0^l (M+m)N_4N_1(x)dx$$

$$Z_5 = \int_0^l (E^*IN_1''N_1'' + 2MUN_1'N_1 + cN_1N_1)dx$$

$$Z_6 = \int_0^l (E^*IN_2''N_1'' + 2MUN_2'N_1 + cN_2N_1)dx$$

$$Z_7 = \int_0^l (E^*IN_3''N_1'' + 2MUN_3'N_1 + cN_3N_1)dx$$

$$Z_8 = \int_0^l (E^*IN_4''N_1'' + 2MUN_4'N_1 + cN_4N_1)dx$$

$$Z_9 = \int_0^l \big[EIN_1''N_1'' + MUU_jN_1''N_1 + \big(M\dot{U} - (M+m)g\big)(L-x)N_1''N_1 + (M+m)gN_1'N_1\big]$$

$$Z_{10} = \int_0^l \big[EIN_2''N_1'' + MUU_jN_2''N_1 + \big(M\dot{U} - (M+m)g\big)(L-x)N_2''N_1 + (M+m)gN_2'N_1\big]dx$$

$$Z_{11} = \int_0^l \big[EIN_3''N_1'' + MUU_jN_3''N_1 + \big(M\dot{U} - (M+m)g\big)(L-x)N_3''N_1 + (M+m)gN_3'N_1\big]dx$$

$$Z_{12} = \int_0^l \left[EIN_4''N_1'' + MUU_jN_4''N_1 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_4''N_1 + (M+m)gN_4'N_1\right]dx \quad \textbf{(2.37)}$$

$i = 2$

$$Y_1 = \int_0^l (M+m)N_1N_2(x)dx$$

$$Y_2 = \int_0^l (M+m)N_2N_2(x)dx$$

$$Y_3 = \int_0^l (M+m)N_3N_2(x)dx$$

$$Y_4 = \int_0^l (M+m)N_4N_2(x)dx$$

$$Y_5 = \int_0^l (E^*IN_1''N_2'' + 2MUN_1'N_2 + cN_1N_2)dx$$

$$Y_6 = \int_0^l (E^*IN_2''N_2'' + 2MUN_2'N_2 + cN_2N_2)dx$$

$$Y_7 = \int_0^l (E^*IN_3''N_2'' + 2MUN_3'N_2 + cN_3N_2)dx$$

$$Y_8 = \int_0^l (E^*IN_4''N_2'' + 2MUN_4'N_2 + cN_4N_2)dx$$

$$Y_9 = \int_0^l \left[EIN_1''N_2'' + MUU_jN_1''N_2 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_1''N_2 + (M+m)gN_1'N_2\right]dx$$

$$Y_{10} = \int_0^l \left[EIN_2''N_2'' + MUU_jN_2''N_2 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_2''N_2 + (M+m)gN_2'N_2\right]dx$$

$$Y_{11} = \int_0^l \left[EIN_3''N_2'' + MUU_jN_3''N_2 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_3''N_2 + (M+m)gN_3'N_2\right]dx$$

$$Y_{12} = \int_0^l \left[EIN_4''N_2'' + MUU_jN_4''N_2 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_4''N_2 + (M+m)gN_4'N_2\right]dx \quad \textbf{(2.38)}$$

$i = 3$

$$A_1 = \int_0^l (M+m)N_1N_3(x)dx$$

$$A_2 = \int_0^l (M+m)N_2N_3(x)dx$$

$$A_3 = \int_0^l (M+m)N_3N_3(x)dx$$

$$A_4 = \int_0^l (M+m)N_4N_3(x)dx$$

$$A_5 = \int_0^l (E^*IN_1''N_3'' + 2MUN_1'N_3 + cN_1N_3)dx$$

$$A_6 = \int_0^l (E^*IN_2''N_3'' + 2MUN_2'N_3 + cN_2N_3)dx$$

$$A_7 = \int_0^l (E^*IN_3''N_3'' + 2MUN_3'N_3 + cN_3N_3)dx$$

$$A_8 = \int_0^l (E^*IN_4''N_3'' + 2MUN_4'N_3 + cN_4N_3)dx$$

$$A_9 = \int_0^l \left[EIN_1''N_3'' + MUU_jN_1''N_3 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_1''N_3 + (M+m)gN_1'N_3\right]dx$$

$$A_{10} = \int_0^l \left[EIN_2''N_3'' + MUU_jN_2''N_3 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_2''N_3 + (M+m)gN_2'N_3\right]dx$$

$$A_{11} = \int_0^l \left[EIN_3''N_3'' + MUU_jN_3''N_3 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_3''N_3 + (M+m)gN_3'N_3\right]dx$$

$$A_{12} = \int_0^l \left[EIN_4''N_3'' + MUU_jN_4''N_3 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_4''N_3 + (M+m)gN_4'N_3\right]dx \quad \textbf{(2.39)}$$

$i = 4$

$$B_1 = \int_0^l (M+m)N_1N_4(x)dx$$

$$B_2 = \int_0^l (M+m)N_2N_4(x)dx$$

$$B_3 = \int_0^l (M+m)N_3N_4(x)dx$$

$$B_4 = \int_0^l (M+m)N_4N_4(x)dx$$

$$B_5 = \int_0^l (E^*IN_1''N_4'' + 2MUN_1'N_4 + cN_1N_4)dx$$

$$B_6 = \int_0^l (E^*IN_2''N_4'' + 2MUN_2'N_4 + cN_2N_4)dx$$

$$B_7 = \int_0^l (E^*IN_3''N_4'' + 2MUN_3'N_4 + cN_3N_4)dx$$

$$B_8 = \int_0^l (E^*IN_4''N_4'' + 2MUN_4'N_4 + cN_4N_4)dx$$

$B_9 = \int_0^l \left[EIN_1''N_4'' + MUU_jN_1''N_4 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_1''N_4 + (M+m)gN_1'N_4\right]dx$

$$B_{10} = \int_0^l \left[EIN_2''N_4'' + MUU_jN_2''N_4 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_2''N_4 + (M+m)gN_2'N_4\right]dx$$

$$B_{11} = \int_0^l \left[EIN_3''N_4'' + MUU_jN_3''N_4 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_3''N_4 + (M+m)gN_3'N_4\right]dx$$

$$B_{12} = \int_0^l \left[EIN_4''N_4'' + MUU_jN_4''N_4 + \left(M\dot{U} - (M+m)g\right)(L-x)N_4''N_4 + (M+m)gN_4'N_4\right]dx \quad \textbf{(2.40)}$$

Elde ettiğimiz bu eşitlikler kullanılarak M, G ve K eleman matrisleri aşağıda verildiği gibi oluşturulur. Ekler bölümünde bu matrislerin değerleri verilmiştir.

$$M = \begin{bmatrix} Z_1 & Z_2 & Z_3 & Z_3 \\ Y_1 & Y_2 & Y_3 & Y_4 \\ A_1 & A_2 & A_3 & A_4 \\ B_1 & B_2 & B_3 & B_4 \end{bmatrix} \qquad G = \begin{bmatrix} Z_5 & Z_6 & Z_7 & Z_8 \\ Y_5 & Y_6 & Y_7 & Y_8 \\ A_5 & A_6 & A_7 & A_8 \\ B_5 & B_6 & B_7 & B_8 \end{bmatrix}$$

$$K = \begin{bmatrix} Z_9 & Z_{10} & Z_{11} & Z_{12} \\ Y_9 & Y_{10} & Y_{11} & Y_{12} \\ A_9 & A_{10} & A_{11} & A_{12} \\ B_9 & B_{10} & B_{11} & B_{12} \end{bmatrix}$$

Bu aşamada elde edilen bu elaman matrisleri birleştirme işlemine sokularak tüm sistem için global sistem matrisleri oluşturulmalıdır. Bu işlem için dört adet 4x10 boyutunda birleştirme matrisi aşağıdaki gibi tanımlanmıştır. [30]

$$As_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & \\ 0 & 1 & 0 & 0 & [0]_{4X6} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & \\ 0 & 0 & 0 & 1 & \end{bmatrix} \qquad As_2 = \begin{bmatrix} & 1 & 0 & 0 & 0 & \\ [0]_{4X2} & 0 & 1 & 0 & 0 & [0]_{4X4} \\ & 0 & 0 & 1 & 0 & \\ & 0 & 0 & 0 & 1 & \end{bmatrix}$$

$$As_3 = \begin{bmatrix} & 1 & 0 & 0 & 0 & \\ [0]_{4X4} & 0 & 1 & 0 & 0 & [0]_{4X2} \\ & 0 & 0 & 1 & 0 & \\ & 0 & 0 & 0 & 1 & \end{bmatrix} \qquad As_4 = \begin{bmatrix} & 1 & 0 & 0 & 0 \\ [0]_{4x6} & 0 & 1 & 0 & 0 \\ & 0 & 0 & 1 & 0 \\ & 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Global sistem matrisleri ise;

$$MG = {As_1}^T MAs_1 + {As_2}^T MAs_2 + {As_3}^T MAs_3 + {As_4}^T MAs_4 \quad \textbf{(2.41)}$$

$$GG = {As_1}^T G As_1 + {As_2}^T G As_2 + {As_3}^T G As_3 + {As_4}^T G As_4 \quad \textbf{(2.42)}$$

$$KG = {As_1}^T K As_1 + {As_2}^T K As_2 + {As_3}^T K As_3 + {As_4}^T K As_4 \quad \textbf{(2.43)}$$

eşitlikleri ile 10x10 boyutunda elde edilir. Elde edilen bu matrisler sıfırıncı nodun yer değiştirme ve dönme hareketi yapmadığından dolayı global matrislerin ilk iki satırı ve kolonu atılır ve böylece 8x8 boyutlarında sistem global matrisleri elde edilir.

3. SİSTEM DİNAMİĞİNİN İNCELENMESİ

3.1 Giriş

Bu bölümde sistemin serbest titreşim hareketi incelenmiştir. Sistem başlangıç şartlarından tahrik edilerek simülasyonu yapılmıştır. Bu bölümde ve sistem titreşimlerinin aktif kontrolünü yapacağımız bir sonraki bölümde yapılan simülasyon ve hesaplamalarda alüminyumdan yapılmış bir boruya ait veriler kullanılmıştır. Sistemimizde kullanılan boru ve akışkana ait veriler Çizelge 3.1'de verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Boru ve akışkana ait veriler

m	0.1064 kg/m
M	0.0152 kg/m
E	6.89×10^{10} Pa
I	8.97×10^{-9} m^4
L	3.2 m

Burada m birim uzunluk başına düşen borunun kütlesi, M birim uzunluk başına düşen akışkanın kütlesi, E borunun malzemesi olan alüminyumun elastisite modülü, I eğilmede atalet momenti ve L borunun uzunluğunu ifade etmektedir.

Ayrıca bu bölüm içerisinde sistemin doğal frekansları elde edilmiş ve bu doğal frekansların sistem parametrelerinin değişiminde nasıl davrandığı gözlemlenmiştir. İlk önce bu doğal frekansların nasıl elde edildiğinden bahsedilmiş daha sonrada sistem parametrelerini belirli değer aralıklarında değiştirerek bu doğal frekanslar gözlemlenmiştir.

Bölümün son kısmında da sistemin serbest titreşim hareket denkleminden yola çıkarak sistemin açık çevrim cevabı incelenmiştir. Sistemin açık çevrim cevabı

bulunmuş ve sistem parametrelerinin değişimine göre sistemin açık çevrim cevabının nasıl değiştiği gözlemlenmiştir.

3.2 Kritik Doğal Frekansların Elde Edilmesi ve İncelenmesi

Bir önceki bölümde elde ettiğimiz sistemimizin sonlu elemanlar modelindeki kütle, jiroskopik ve rijitlik matrisleri kullanılarak sistemin doğal frekansları elde edilir. Elde edilen bu matrislerin ilk iki sütunları ve satırları, sıfırıncı nod olan ankastre kirişin duvara bağlandığı sabit ucunun dönme ve ötelenme hareketi yapmamasından dolayı elemine edilmiştir. Bu işlem sonrasında elde edilen sistem matrisleri 8x8 boyutundadırlar. Bu matrisler doğal frekansların veya özdeğerlerin belirlenmesi için Eşitlik (3.1)'de belirtilen 16x16 boyutundaki katsayı matrisi aşağıdaki şekilde oluşturulmuştur. Bu matris A ile gösterilmiştir. [30]

$$A = \begin{bmatrix} [0]_{8x8} & [I]_{8x8} \\ [-M^{-1}K]_{8x8} & [-M^{-1}G]_{8x8} \end{bmatrix}_{16x16} \quad \textbf{(3.1)}$$

Daha sonra elde edilen bu A matrisinin özdeğerleri bulunarak sistemin özdeğerleri bulunur. Bu özdeğerlerin yardımıyla sistemin doğal frekansları elde edilmiştir.

Sonlu elemanlar metodu ile oluşturulan sistem modeli yer çekimi ivmesi sıfır kabul edilerek yatay duran boru modeline dönüştürülmüş ve elde edilen ilk dört doğal frekans değeri, Paidoussis [31]'de verilen analitik çözüm ile bulunan doğal frekans değerleriyle karşılaştırarak sistemin sonlu elemanlar modelinin güvenirliği kontrol edilmiştir. Akışkan taşıyan yatay bir borunun doğal frekans değerleri analitik olarak Eşitlik (3.2) kullanılarak bulunur. Bu eşitlikteki β_i değerleri sistemin sonsuz sayıdaki özdeğerlerini temsil eder ve aşağıdaki şekilde verilmiştir.

$$\beta_1 = 1.87510 \quad \beta_2 = 4.69409 \quad \beta_3 = 7.85476 \quad \beta_4 = 10.99554$$

$$Wn_i = {\beta_i}^2 \sqrt{\frac{EI}{(M+m)L^4}} \quad \textbf{(3.2)}$$

Çizelge 3.2'de akışkanın hızı sıfır kabul ederek akışkan taşıyan yatay bir borunun ilk dört doğal frekansının analitik ve nümerik olarak elde edilen değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.2 : u=0 iken yatay duranbir borunun ilk dört doğal frekansının nümerik ve analitik olarak karşılaştırılması

u=0		
	Analitik	Nümerik
1.Doğal Frekans	24,4765	24,4788
2.Doğal Frekans	153,5711	153,4059
3.Doğal Frekans	432,6465	429,541
4.Doğal Frekans	852,3235	841,7290

Yukarıdaki çizelgeden de görüldüğü gibi akışkan hızı sıfır olduğunda sonlu elemanlar metodu ile oluşturulan akışkan taşıyan yatay boru modelinin doğal frekanslarının nümerik olarak bulunan değerleri, literatürde bulunan eşitlik ile hesaplanan analitik değerlere yakınlık göstermektedir. Bu şekilde sistemin sonlu elemanlar modelinin güvenilir bir model olduğu kabul edilmiş ve çalışmanın ilerleyen aşamalarında bu sonlu elemanlar modeli kullanılmıştır.

Çizelge 3.3'de sonlu elemanlar metoduyla modellenen akışkan taşıyan dikey duran borunun boyutlu ilk dört frekansının, boyutsuz akışkan hızının u=0, 0.1, 1 ve 2 olduğu durumlardaki nümerik olarak elde edilen değerleri verilmiştir.

Çizelge 3.3: g=9,80665, u=0, u=0.1, u=1 ve u=2 olduğunda sistemin ilk dört doğal frekansının değerleri

g=9,80665	u=0	u=0,1	u=1	u=2
1.Doğal Frekans (Wn_1)	24,5947	24,5901	24,9081	26,3403
2.Doğal Frekans (Wn_2)	153,6076	153,5751	151,0543	143,2828
3.Doğal Frekans (Wn_3)	432,6739	432,6252	429,4779	420,1473
4.Doğal Frekans (Wn_4)	852,3499	852,2836	848,7870	838,7086

Akışkan hızı ile sistemin doğal frekansları arasındaki ilişki bir sonraki bölümde daha detaylı olarak anlatılacaktır.

3.3 Sistem Parametrelerinin Doğal Frekanslar Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi

Nümerik çözüm ile titreşim biçimlerini elde edildikten sonra bir önceki bölümde de sistemin doğal frekansları bulunmuştur. Bölüm 2'de elde edilen serbest titreşim denkleminde çeşitli sistem parametreleri bulunmaktadır. Yine aynı bölümde nümerik işlemini kolaylaştırması açısından bu denkleme boyutsuzlaştırma işlemi yapılmıştır. Sistem parametreleri ve boyutsuz halleri bir önceki bölümde belirtilmiştir. Üçüncü bölümün bu kısmında sistem parametrelerinin neler olduğu açıklanmış ve bu parametrelerin sistem dinamiğine olan etkileri gözlemlenmiştir. Sistem parametrelerinden akışkan hızı, birim uzunluk başına düşen akışkan kütlesi ve boru kütlesi, borunun uzunluğu, akışkan hızına eklenen harmoniklerin dairesel frekansı, bu harmoniklerin genlik parametresi, borunun bağımsız olan uç kısmına takılan ve akışı hızlandırıcı etkisi olan lüle parametresi ve boru malzemesine bağlı olarak değişen yapısal sönüm katsayısı incelenmiştir.

Sistemin ilk dört doğal frekansı elde edilirken sistem parametrelerinin değerleri olarak aşağıda verilen değerler alınmıştır. Çizelge 3.4'te simülasyonlarda kullanılan sistem parametrelerinin değerleri verilmiştir. [1]

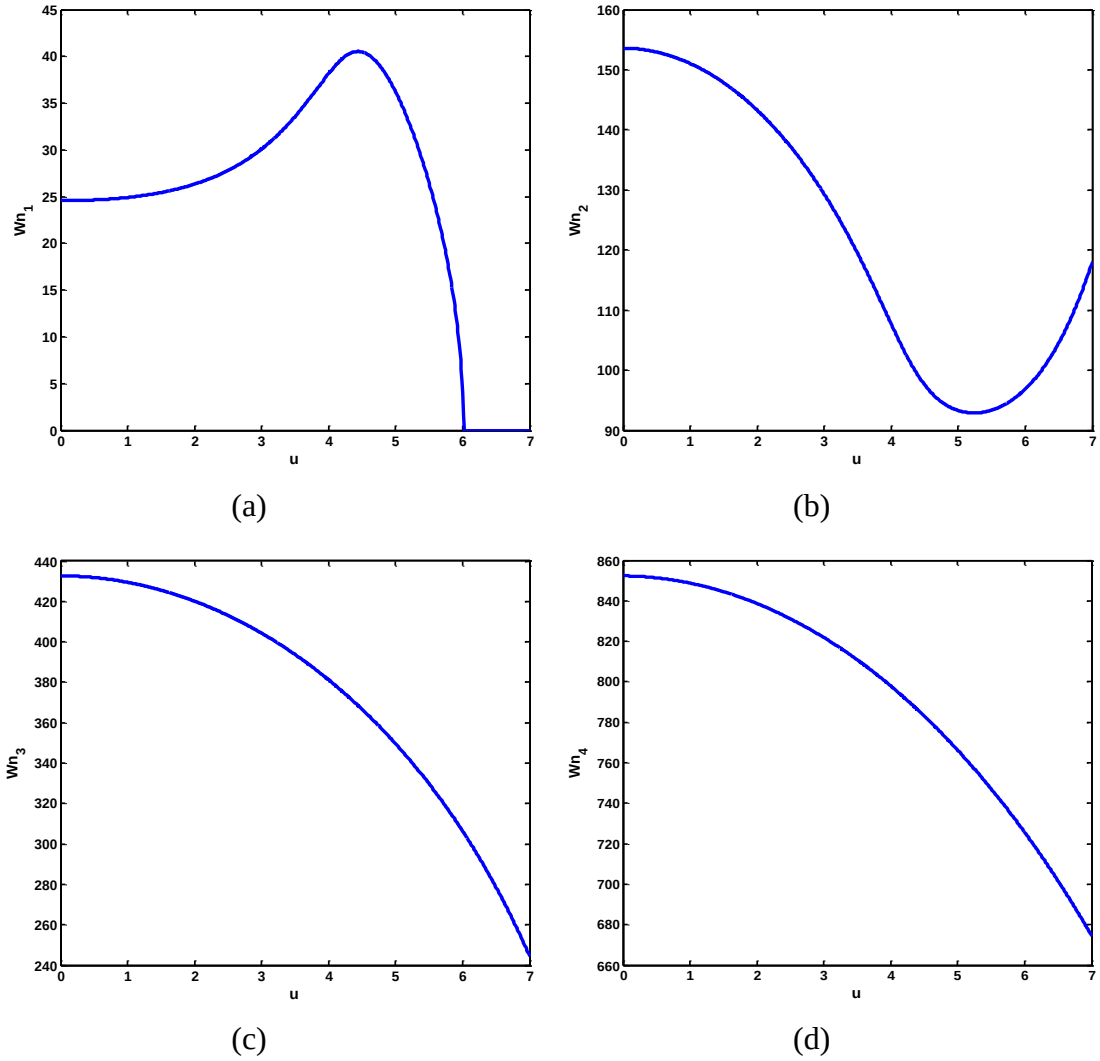
Çizelge 3.4 : Simülasyonlarda kullanılan sistem parametrelerinin değerleri

Parametre	g	u	M	m	γ	α	Ω	L	μ	A_j
Değeri	9,80665	0,1	0,0152	0,1064	0,1	0,01	1,875	3,2	0,1	1

İlk sistem parametresi olarak akışkan hızı ele alınmıştır. Akışkan hızının sistem dinamiği üzerindeki etkisi incelendiğinde, aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi boru içindeki akışkanın akış hızının artmasıyla sistemin ilk dört doğal frekans değerlerinde azalmanın meydana geldiği gözlemlenmiştir. Şekil 3.1'de akışkan hızının boyutsuz değerinin (u) 0 ile 7 arasında değiştirildiğinde boyutlu doğal frekanslar üzerindeki etkisi görülmektedir. Boyutsuz gösterim olan "u" değerinin boyutlu haldeki değeri Çizelge 3.5'te verilmiştir.

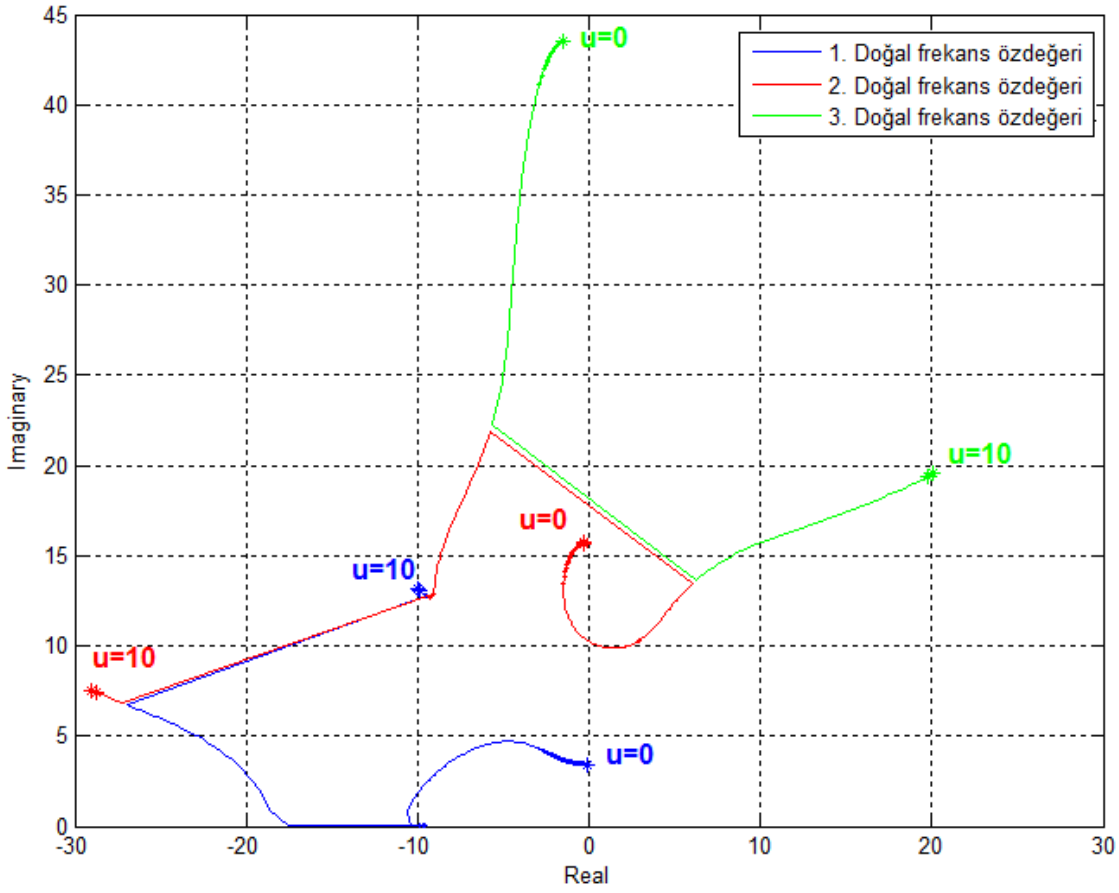
Çizelge 3.5 : Akışkan hızı değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı

Boyutsuz	**Boyutlu**
u=1	U=6,34 m/sn



Şekil 3.1 : Doğal frekansların akışkan hızına bağlı olarak değişimi

Şekil 3.1'den görüldüğü gibi akışkan hızının artmasının sistemin ilk dört doğal frekansı üzerinde düşürücü bir etkisi olmuştur. Birinci doğal frekans, sistem kritik akış hızına ulaştığında sıfırlanmıştır. Boru içindeki akışkanın taşıma hızına bağlı olarak borunun kararlı ve kararsız davranış gösterdiği bölgeler vardır. Akışkan akış hızı bu kritik akış hızını geçildiğinde boru kararsız davranışlar göstermeye başlar. Ele alınan sisteme uygulanan kontrolün amacı da bu kritik akış hızı değerini yükselterek sistemin daha yüksek akış hızlarında kararlılığını korumasını sağlamaktır. Aşağıdaki Şekil 3.2'de boyutsuz akışkan hızının 0'dan 10'a kadar değişimiyle sistemin ilk üç özdeğerinin değişimi görülmektedir.



Şekil 3.2 : İlk üç doğal frekansın özdeğerlerinin boyutsuz hıza göre değişimi

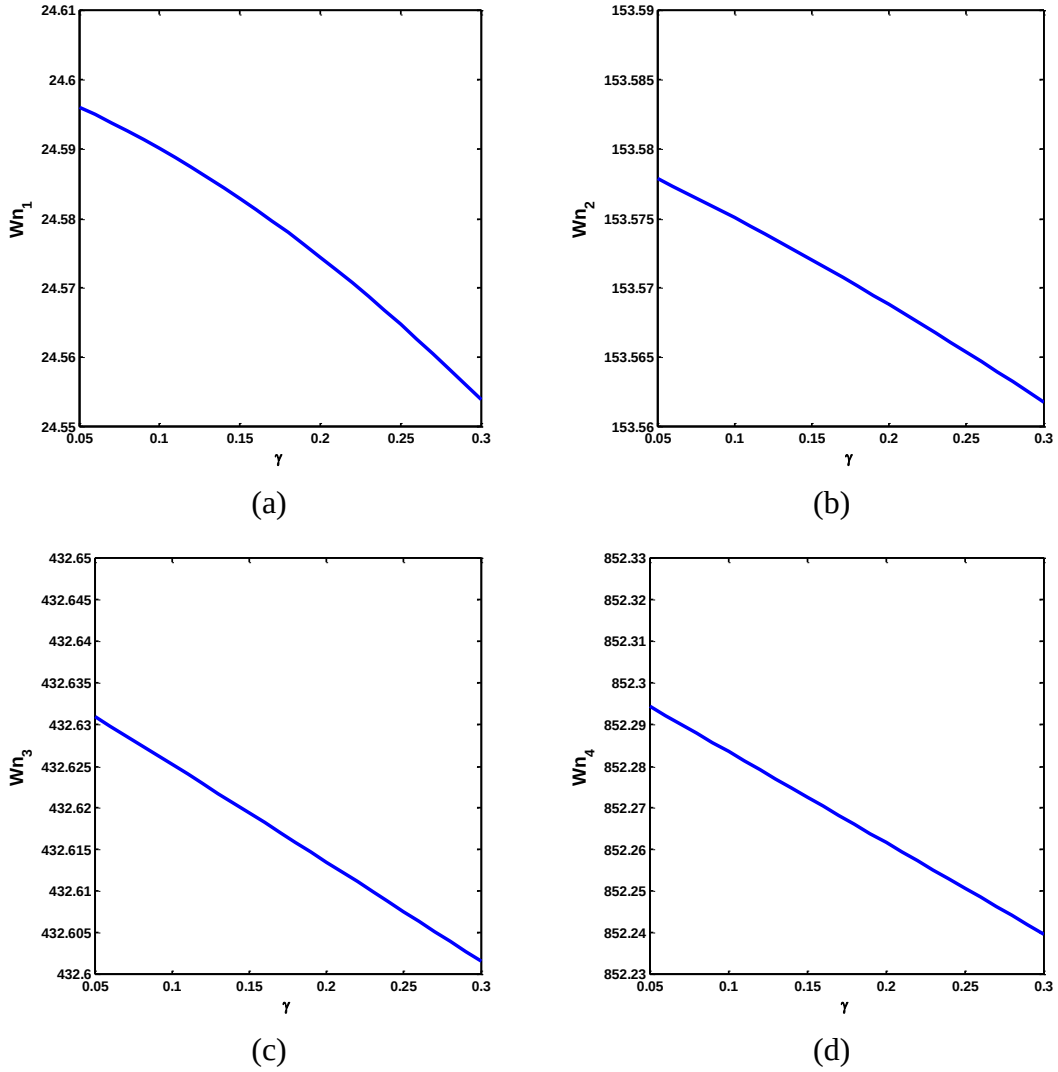
Şekil 3.2'den görüldüğü gibi sistemin ilk üç doğal frekansının özdeğerlerinin boyutsuz akışkan hızı parametresi ile değişimi Argand diyagramı ile incelenmiştir. Sistemin boyutsuz akışkan hızı arttığında ilk iki doğal frekansın özdeğerlerinin karmaşık uzayın sol tarafına doğru hareket ettiği, üçüncü doğal frekansın ise karmaşık uzayın sağ tarafına doğru hareket ettiği gözlemlenmektedir.

Akışkan hızının etkisinin incelenmesinden sonra boruyu çevreleyen durgun akışkan ortamla birlikte borunun sürtünmesi nedeniyle oluşan viskoz sönümleme katsayısı olan "c" parametresinin doğal frekanslar üzerindeki etkisi incelendiğinde aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi c parametresinin boyutsuz parametresi olan γ'nın artmasıyla ilk dört doğal frekans değerlerinde azalma meydana gelmiştir. Şekil 3.3'de "γ" değeri 0.05 ile 0.3 arasında değiştirildiğinde boyutlu doğal frekanslar üzerindeki etkisi görülmektedir.

Boyutsuz gösterim olan "γ" değerinin boyutlu haldeki karşılığı olan "c" değeri Çizelge 3.6'da verilmektedir.

Çizelge 3.6 : Dış sönüm katsayının değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı

Boyutsuz	**Boyutlu**
$\gamma = 0.1$	c = 0.0846 Ns/m



(a) (b)

(c) (d)

Şekil 3.3 : Doğal frekansların c 'ye bağlı olarak değişimi

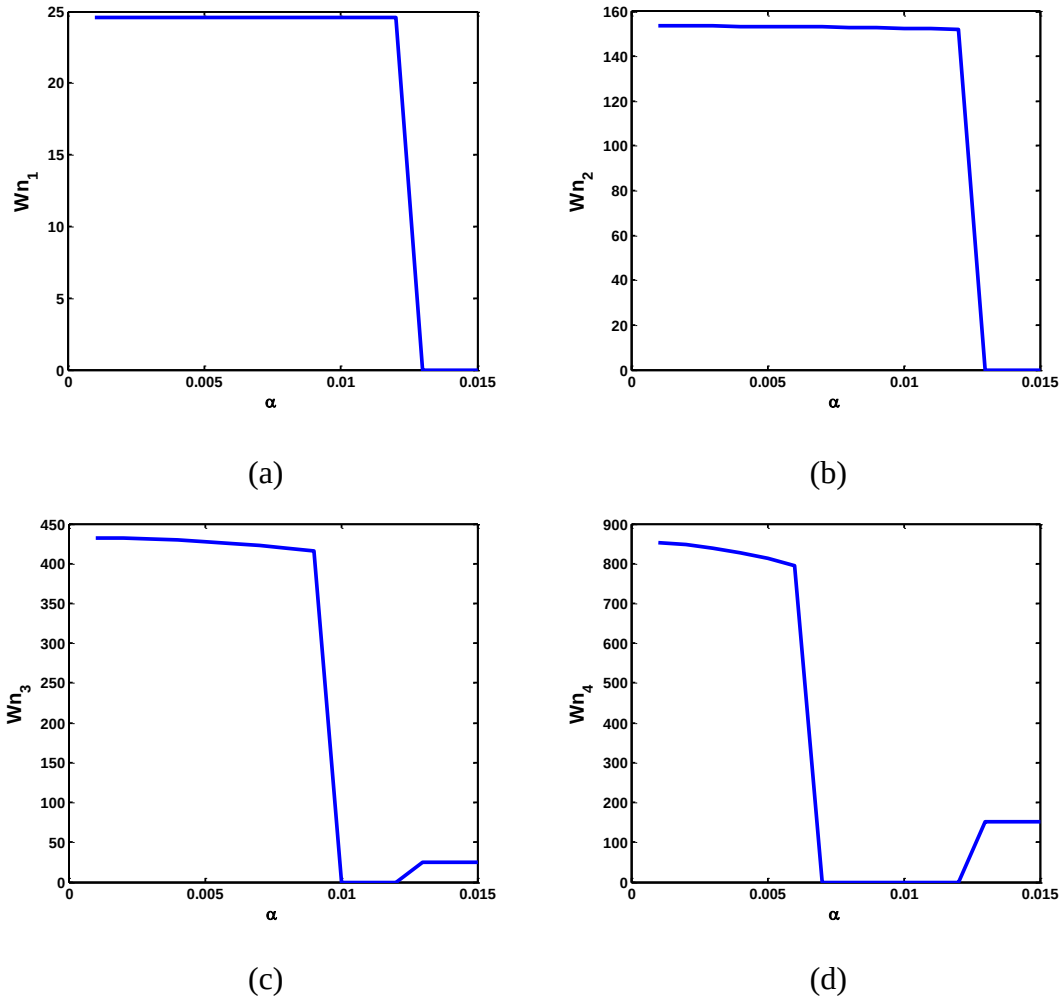
Şekil 3.3'den de görüldüğü gibi boruyu çevreleyen durgun akışkan ortamı ile borunun sürtünmesi nedeniyle oluşan viskoz sönümlemeyi belirten parametre olan "c" parametresinin sistemin ilk dört doğal frekansı üzerindeki etkisi bu doğal frekansları azaltacak yöndedir. "c" parametresi gerçek değer olarak 0,042 Ns/m ile 0.25 Ns/m arasında değiştirildiğinde sistemin doğal frekanslarının değerlerinde azalma meydana gelmiştir.

Boru malzemesi bağlı olarak değişen yapısal sönüm katsayısının ($\boldsymbol{E}^*$) doğal frekanslar üzerindeki etkisi incelendiğinde, Şekil 3.4'te görüldüğü gibi $\boldsymbol{E}^*$

parametresinin boyutsuz parametre olan "α" 'nın artmasıyla boyutlu ilk dört doğal frekans değerinde α değeri 0.01'e yaklaştığında ani azalma meydana gelmiştir. Şekil 3.4'te "α" değeri 0.001 ile 0.015 arasında değiştirildiğinde boyutlu doğal frekanlar üzerindeki etkisi görülmektedir. Boyutsuz gösterim olan "α" değerinin boyutlu haldeki karşılığı "$\boldsymbol{E}^*$" Çizelge 3.7'de verilmiştir.

Çizelge 3.7 : Yapısal sönüm katsayının değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı

Boyutsuz	**Boyutlu**
$\alpha = 0.001$	$E^* = 9.896x10^6$ kg/ms

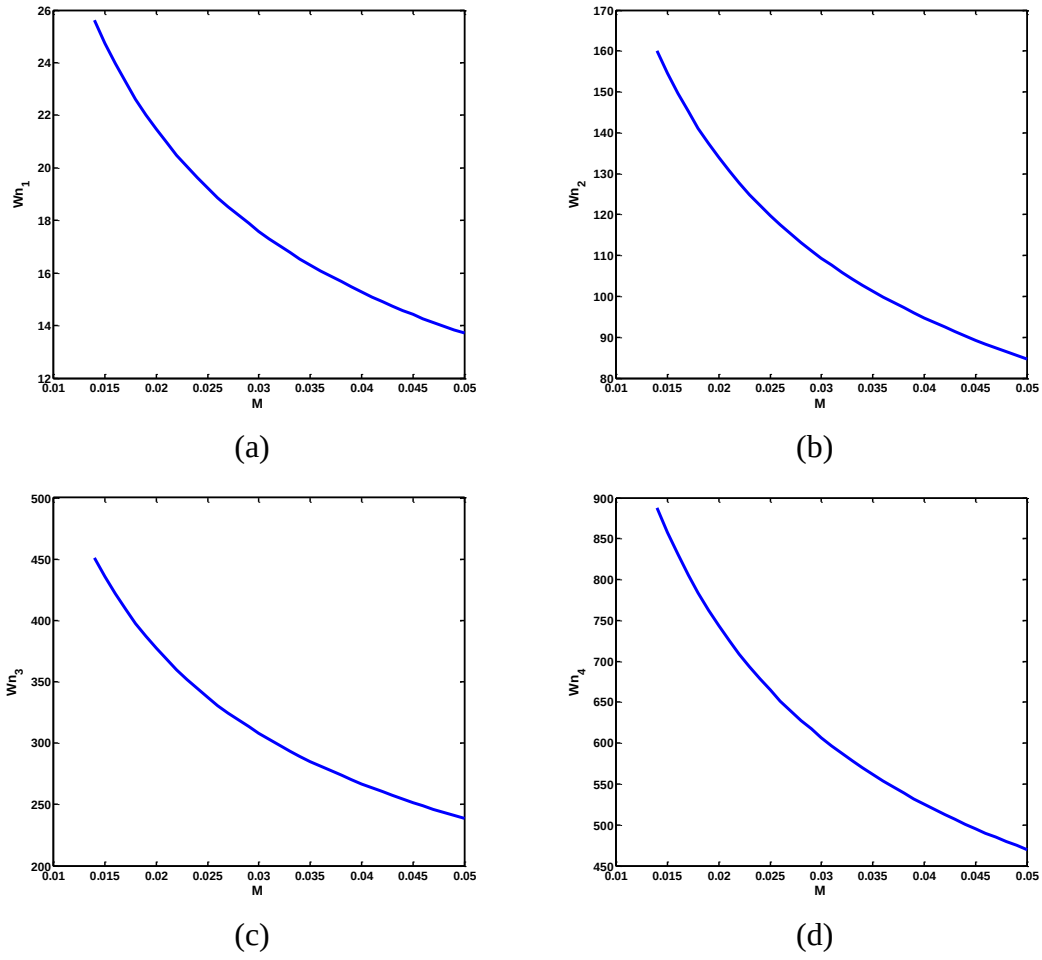


Şekil 3.4 : Doğal frekansların $\boldsymbol{E}^*$ 'ye bağlı olarak değişimi

Şekil 3.4'den görüldüğü gibi yapısal sürtünme katsayının (E^*) sistemin ilk dört doğal frekansı üzerindeki etkisi azaltıcı yönde olmuştur. E^* parametresi gerçek değer olarak 9.86x10^6 kg/ms ile 14.7x10^7 kg/ms arasında değiştirildiğinde sistem doğal frekanslarında azalma meydana gelmiştir. α değeri 0.01 değeri civarına geldiğinde

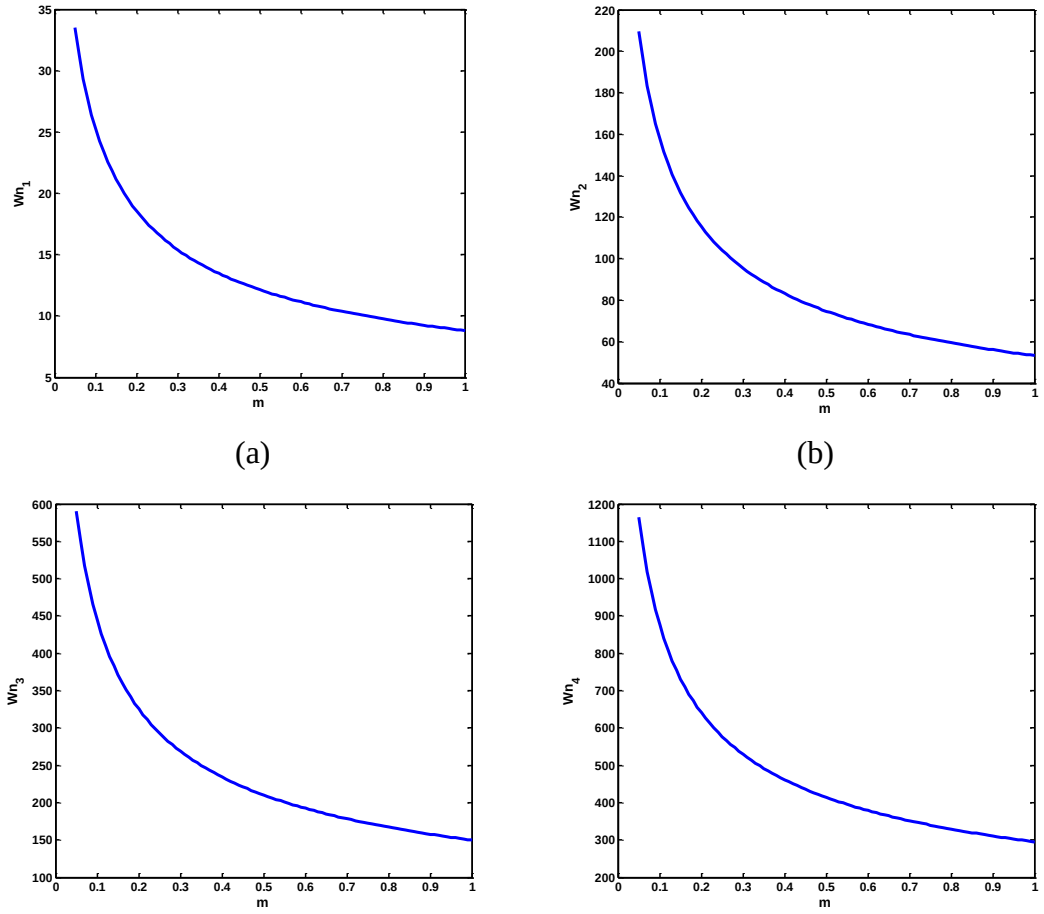
ilk dört frekansın tümünde ani bir düşüş görülmektedir. Buradan sistemin dinamiklerinin incelenmesinde $\alpha < 0.015$ alınmasının gerçekçi sonuçlar açısından daha iyi olacağı sonucuna varılmıştır.

Boru içinde akan akışkanın kütlesinin boru dinamiği üzerinde etkisi incelendiğinde, aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi boru içerisindeki akışkan kütlesinin artmasıyla sistemin ilk dört doğal frekansının değerlerinde azalma olmuştur. Şekil 3.5'te akışkan kütlesinin (M) birim uzunluk başına düşen değeri 0.014 kg/m ile 0.05 kg/m arasında değiştirildiğinde boyutlu doğal frekanslara olan etkisi görülmektedir.



Şekil 3.5 : Doğal frekansların ***M*** 'ye bağlı olarak değişimi

Birim uzunluk başına düşen boru kütlesinin boru dinamiği üzerinde etkisi incelendiğinde, aşağıdaki şekilde görüldüğü gibi boru içerisindeki akışkan kütlesinin artmasıyla sistemin ilk dört doğal frekansının değerlerinde azalma olmuştur. Şekil 3.6'da akışkan kütlesinin (m) birim uzunluk başına düşen değeri 0.05 kg/m ile 1 kg/m arasında değiştirildiğinde boyutlu doğal frekanslara olan etkisi görülmektedir.

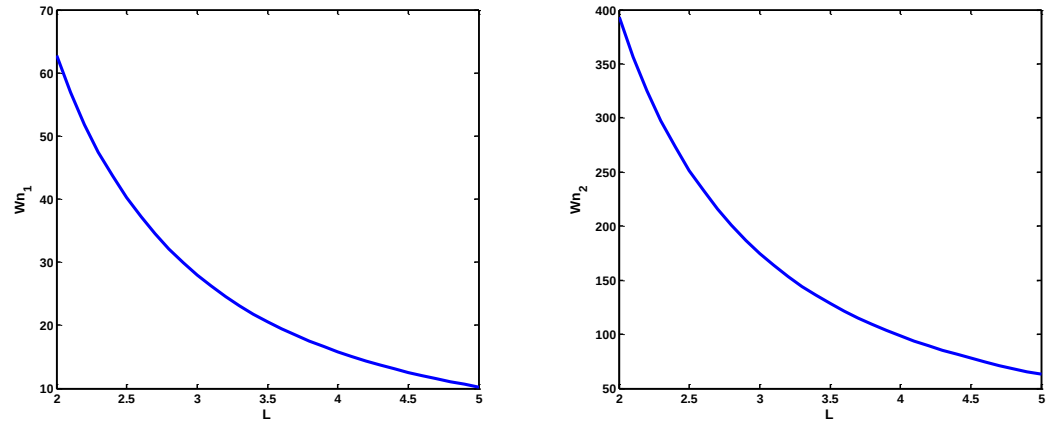


(a) (b)

(c) (d)

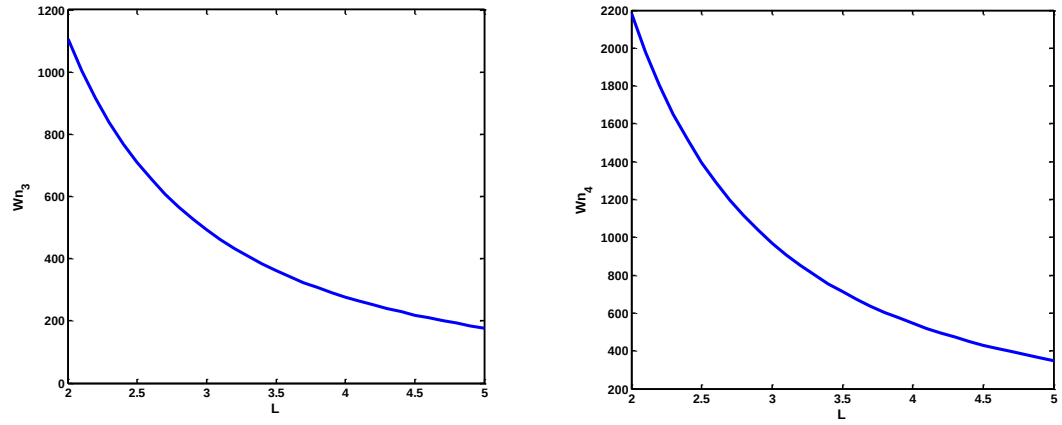
Şekil 3.6 : Doğal frekansların ***m*** 'ye bağlı olarak değişimi

Boru uzunluğunun doğal frekanslar üzerindeki etkisi incelendiğinde, borunun uzunluğunun artmasıyla sistemin ilk dört doğal frekans değerinde düşüş olmuştur. Şekil 3.7'de boru uzunluğu 2 m ile 5 m arasında değiştirildiğinde boyutlu doğal frekanslar üzerindeki etkisi görülmektedir.



(a) (b)

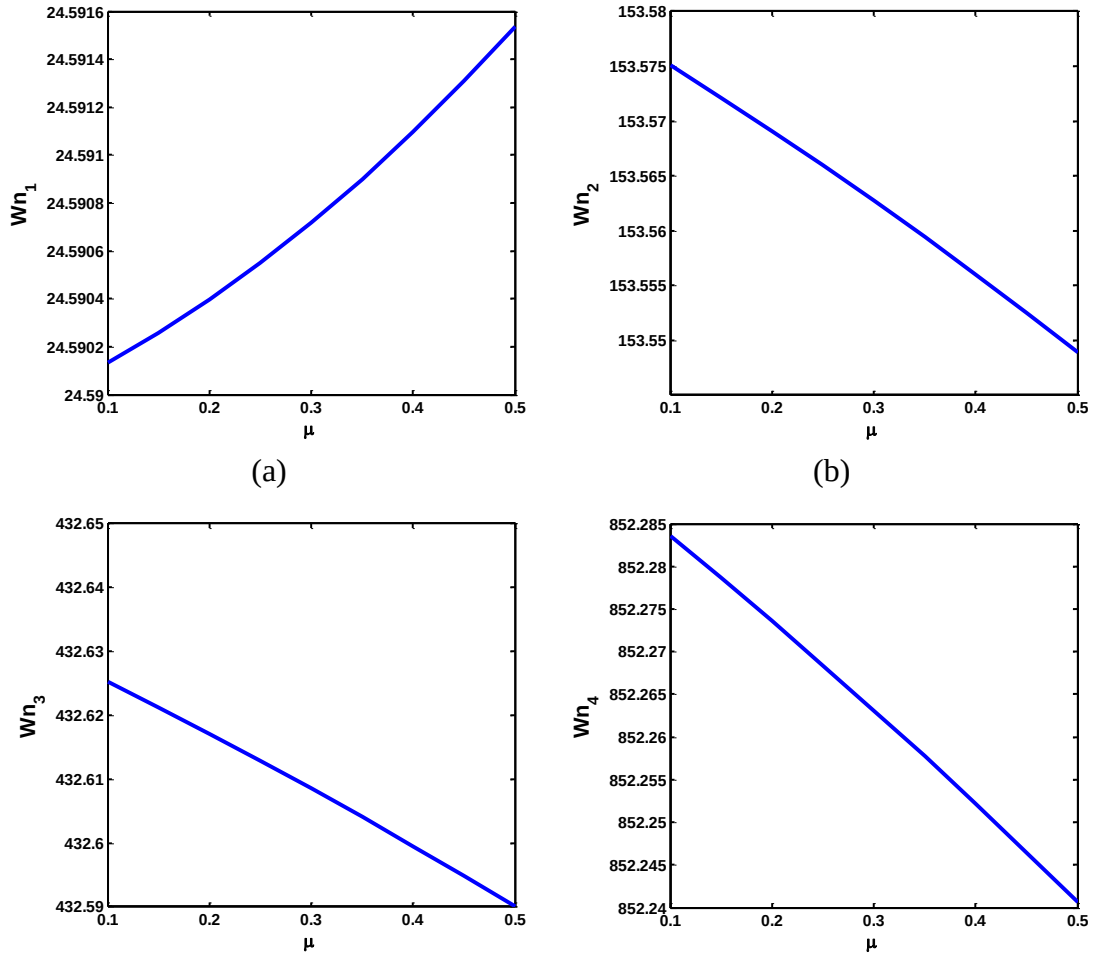
Şekil 3.7 : Doğal frekansların **L**'ye bağlı olarak değişimi



(c) (d)

Şekil 3.7 (devam) : Doğal frekansların **L**'ye bağlı olarak değişimi

Akışkan hızına eklenen harmoniklerin genlik parametresi olan $\boldsymbol{\mu}$'nün boyutlu ilk dört doğal frekanslar üzerindeki etkisi incelendiğinde, Şekil 3.8'deki sonuçlar rapor edilmiştir.



(a) (b)

(c) (d)

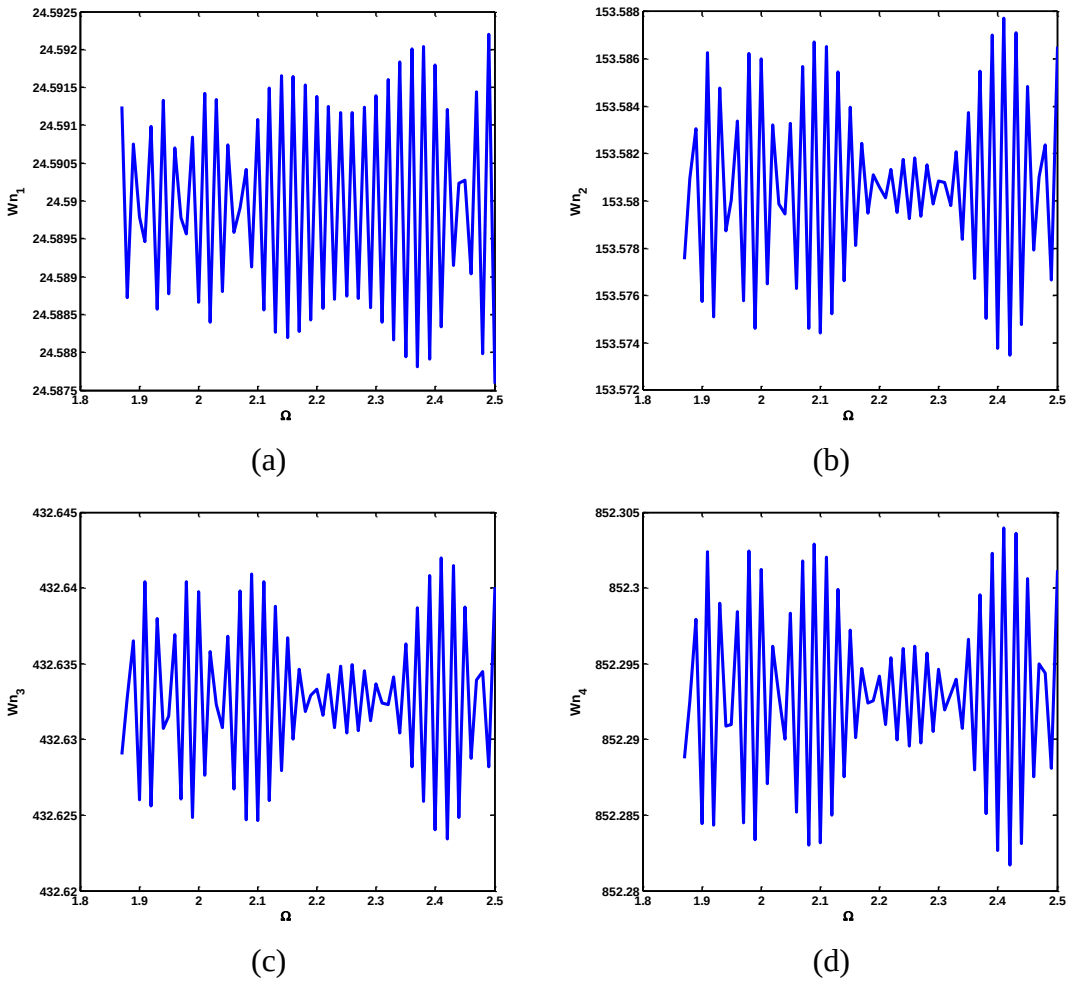
Şekil 3.8 : Doğal frekansların $\boldsymbol{\mu}$'ye bağlı olarak değişimi

Şekil 3.8'den de görüldüğü gibi μ parametresi 0 ile 0.5 arasında değiştirildiğinde, birinci doğal frekans üzerinde diğer doğal frekanslardan farklı olarak μ 'nün bu değerleri arasında arttırıcı bir etkisi olmuştur. Diğer frekanslar üzerindeki μ'nün etkisi azaltıcı yönlüdür.

Akışkan hızına eklenen harmoniklerin belirlenmesindeki parametrelerden bir diğeri ise bu harmoniklerin dairesel frekansıdır. Bu dairesel frekansın (w_d) ilk dört doğal frekans üzerindeki etkisi araştırmak için Şekil 3.9 rapor edilmiştir. Şekil 3.9'de "w_d"'nin boyutsuz parametresi olan "Ω"'un 1.85 ile 2.5 arasında değiştirildiğinde boyutlu doğal frekanslar üzerindeki etkisi görülmektedir. Boyutsuz gösterim olan "Ω" değerinin boyutlu haldeki karşılığı olan "w_d" Çizelge 3.8'de verilmiştir.

Çizelge 3.8 : Harmoniklerin dairesel frekans değerinin boyutsuz ve boyutlu karşılığı

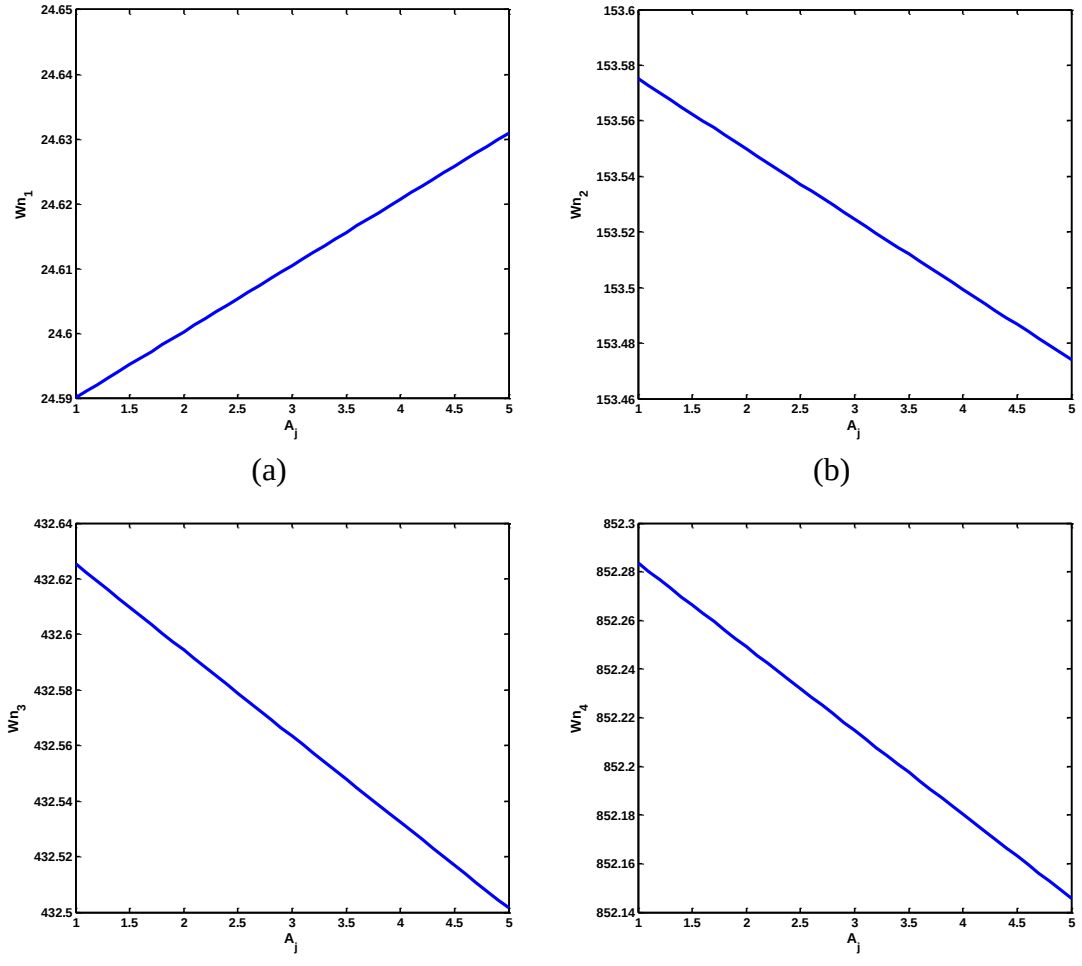
Boyutsuz	Boyutlu
$\Omega = 1.87$	$w_d = 13.01$ [1/sn]



Şekil 3.9 : Doğal frekansların w_d'ye bağlı olarak değişimi

Şekil 3.9'den görüldüğü gibi akışkan hızına eklenen harmoniklerin dairesel frekansı w_d'nin 12.52 [1/sn] ile 17.39 [1/sn] değişimi doğal frekanslar üzerinde vuru (beat) etkisi yaratmıştır. İki sinyalin frekansı birbirine çok yakın olduğunda vuru olayı meydana gelir ve üst üste gelmiş titreşim, üst üste gelmiş titreşimlerin frekansları ortalamasına eşit bir frekansa sahip olur, hareketin genliği zamanla periyodik olarak değişir.

Borunun bağımsız ucuna eklenen ve akışkanın borudan çıkış hızını arttırıcı etkisi olan lülenin girişi ve çıkışı arasındaki dairesel alan oranının doğal frekansların üzerindeki etkisi incelenmiş ve Şekil 3.10'da belirtilen sonuçlar elde edilmiştir. Lülenin doğal frekanslara olan etkisini incelemek için bu iki ağız alanının oranı olan A_j 1 ile 5 arasında değiştirilmiştir.



Şekil 3.10 : Doğal frekansların A_j'ye bağlı olarak değişimi

Şekil 3.10'dan görüldüğü gibi A_j parametresinin birinci doğal frekans üzerindeki etkisi frekansı arttırıcı diğer frekanslar üzerindeki etkisi ise azaltıcı yönde olmuştur.

3.4 Sistemin Açık Çevrim Cevabının Elde Edilmesi ve İncelenmesi:

İkinci bölümde elde edilen sistemimizin sonlu elemanlar modelindeki kütle, jiroskopik ve rijitlik matrislerini kullanılarak sistemin açık çevrim cevabı elde edilmiştir. Açık çevrim cevabının sistem parametrelerinin değişiminden nasıl etkilendiği simülasyonlar ile açıklanmıştır. Simülasyonlar 1 sn'lik zaman dilimi için yapılmıştır. Simülasyonlarda sisteme başlangıç anından itibaren ilk 0.05sn boyunca bir darbe girişi uygulanmıştır. Sistemin bu darbe girişi ile oluşan titreşimleri incelenmiştir. Açık çevrim cevabını elde etmek için MATLAB programı ile yazılan kod ve MATLAB/SIMULINK diyagramı Ekler bölümünde verilmiştir.

Açık çevrim cevabını da elde ederken doğal frekansların elde edildiği gibi sistem parametrelerine belirli değerler atanmıştır. Sadece açık çevrim cevabı üzerindeki etkisi incelenen parametre belirli aralıklarda değiştirilerek simülasyonlar yapılmıştır. Aşağıdaki çizelgede simülasyonlarda kullanılan sistem parametrelerinin değerleri Çizelge 3.9'da verilmiştir.

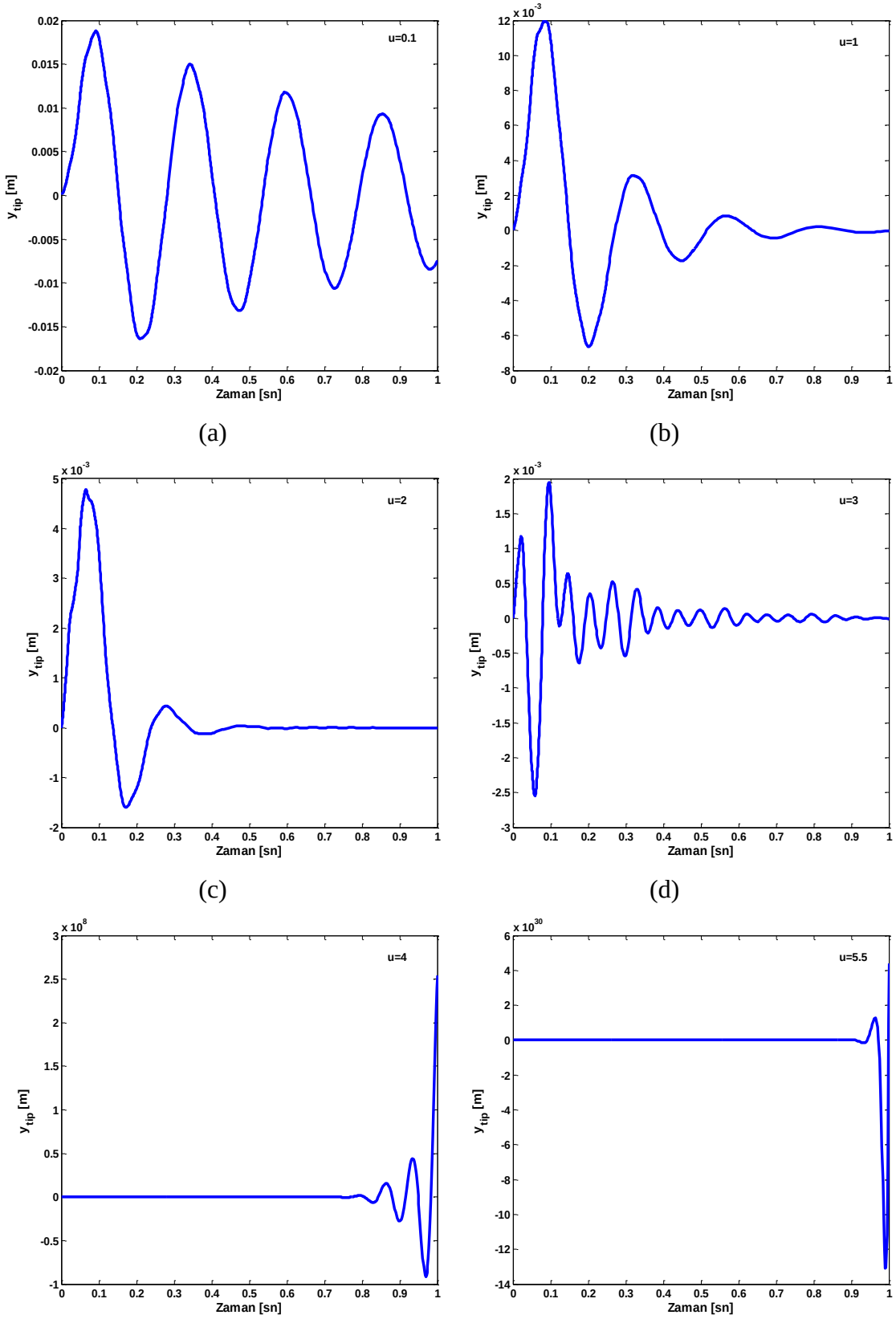
Çizelge 3.9 : Açık çevrim cevabı simülasyonları için sistem parametreleri değerleri

Parametre	g	u	M	m	γ	α	Ω	L	μ	u_j
Değeri	9,80665	0,1	0,0152	0,1064	0,1	0,01	1,875	3,2	0,1	0,2

Parametrelerin değerleri tanımlandıktan sonra sistemin serbest titreşim denkleminden hareketle elde edilen sonlu elemanlar modelinde bulunan sistem matrislerini kullanarak sistemin açık çevrim cevapları elde edilmiştir.

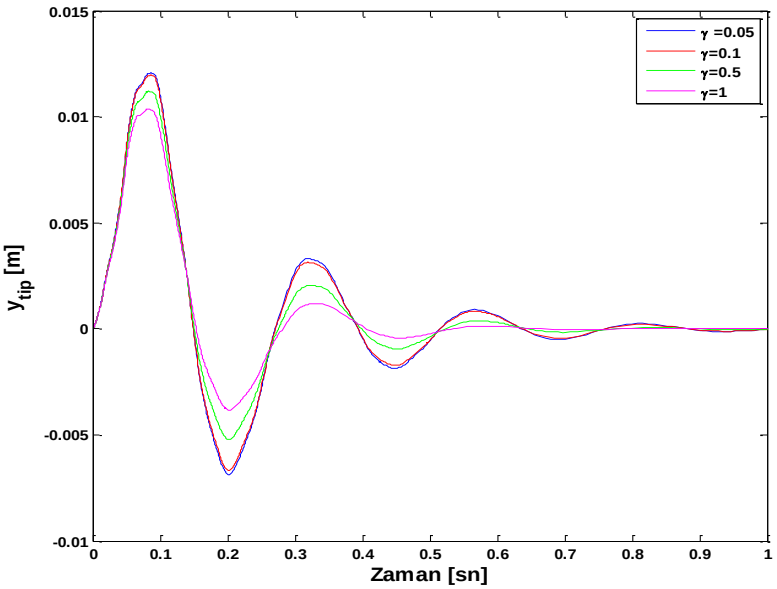
İlk olarak sistemin açık çevrim cevabının akışkan hızına göre nasıl değiştiği incelenmiştir. Akışkan hızının boyutsuz $\boldsymbol{u = 0.1, 1, 2, 3, 4, 5.5}$ değerlerindeki borunun serbest ucunun boyutlu yerdeğiştirmesinin zamana bağlı değişimi Şekil 3.11'de görülmektedir.

Şekil 3.11'de boyutsuz akışkan hızına bağlı olarak sistemin açık çevrim cevapları görülmektedir. Akışkan hızı arttığında sistemin kararsızlığa gittiği gözlemlenmektedir. Sistemin artan akışkan hızına karşı kararlılığını koruması için uyarlamalı bir kontrol tasarlamak gerekmektedir. Bir sonraki bölümde borunun bağımsız uç noktasının yer değiştirmesini, akışkan hızının artmasına rağmen minimize etmeye yarayan uyarlamalı bir kontrol tekniği geliştirilmiştir.



Şekil 3.11 : Boyutsuz akışkan hızına bağlı olarak borunun serbest ucunun boyutlu yerdeğiştirmesinin zamana bağlı değişim grafikleri

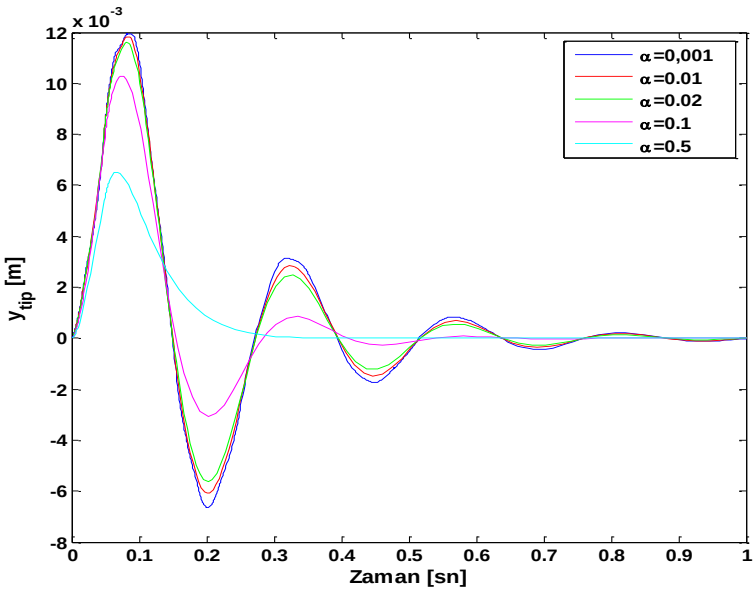
Şekil 3.12'de açık çevrim cevabının dış sönüm katsayısına bağlı değişim görülmektedir.



Şekil 3.12 : Açık çevrim cevabının **c**'ye bağlı değişimi

Şekil 3.12'de görüldüğü gibi borunun dışını çevreleyen durgun akışkan ortam ile birlikte sürtünmesi nedeniyle oluşan viskoz sönümlemeyi belirten boyutsuz parametre olan γ'nın artması ile ankastre borunun uç kısmının boyutlu titreşimlerinin genliğinin zamana bağlı olarak azaldığı ve serbest titreşimlerin sönümlenme zamanını kısaldığı gözlemlenmiştir.

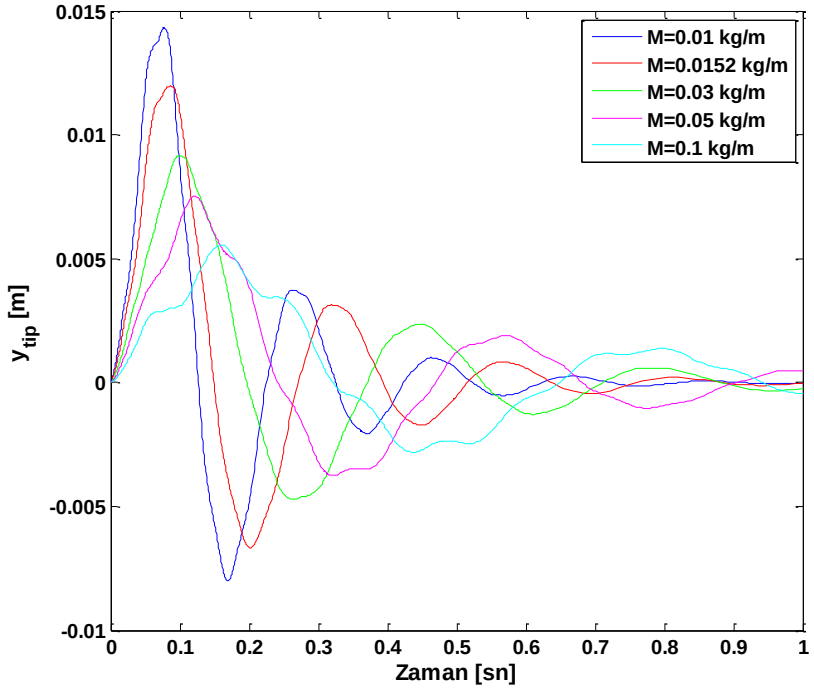
Şekil 3.13'te sistemin açık çevrim cevabının boru malzemesi kaynaklı yapısal sönüm katsayına bağlı olarak değişimi görülmektedir.



Şekil 3.13 : Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{E}^*$'ye bağlı değişimi

Şekil 3.13'te sistemin açık çevrim cevabına, boru malzemesi kaynaklı yapısal sönüm katsayısını ifade eden boyutsuz α parametresinin sistem açık çevrim cevabı üzerindeki etkisi incelendiğinde α parametresinin artması ile borunun uç noktasındaki titreşimlerin genliğinin azaldığı görülmektedir. Ayrıca bu parametrenin artımıyla titreşimlerdeki salınımın azaldığı ve sönümleme zamanının kısaldığı gözlemlenmiştir.

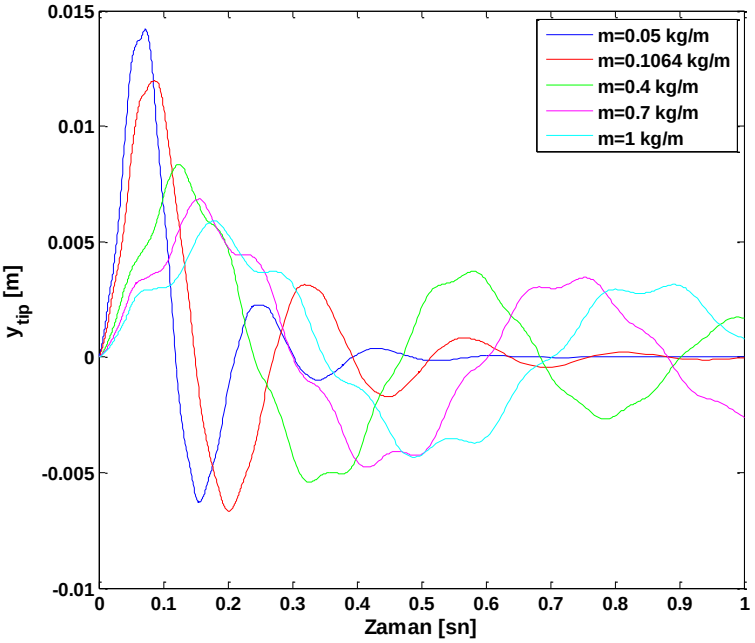
Şekil 3.14'te sistemin açık çevrim cevabının akışkan kütlesine bağlı olarak değişimi incelenmiştir.



Şekil 3.14 : Açık çevrim cevabının ***M***'ye bağlı değişimi

Şekil 3.14'te boru içindeki akışkan kütlesinin sistem açık çevrim cevabı üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Akışkan kütlesinin arttırılmasıyla ankastre borunun uç noktasındaki titreşimlerin genliğinin azalmakta olduğu fakat titreşimlerinin periyodunun arttığı gözlemlenmektedir. Titreşim periyodunun artması titreşimlerin yapısal olarak sönümlenmesini geciktirmektedir.

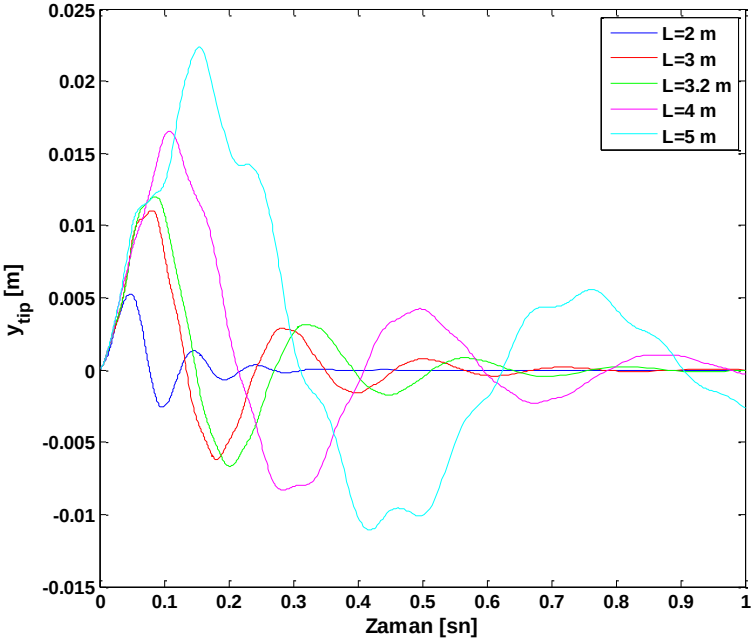
Şekil 3.15'te boru kütlesinin sistem açık çevrim cevabı üzerindeki etkisi görülmektedir. Boru kütlesinin arttırılmasıyla ankastre borunun uç noktasındaki titreşimlerin genliğinin azalmakta olduğu fakat titreşimlerinin periyodunun arttığı ve bununda titreşimlerin sönümlenmesinde gecikmeye neden olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 3.15 : Açık çevrim cevabının ***m***'ye bağlı değişimi

Boru kütlesinin artışının sistem cevabı üzerindeki etkisi akışkan kütlesinin artışının etkisi ile hemen hemen benzer özellikler göstermiştir. Kısacası sistemin toplam kütlesinin artması ile her hangi bir çevresel darbe sonucunda oluşan titreşimlerin genliği daha düşük fakat bu titreşimlerin sönümlenme zamanı ise daha uzun olur.

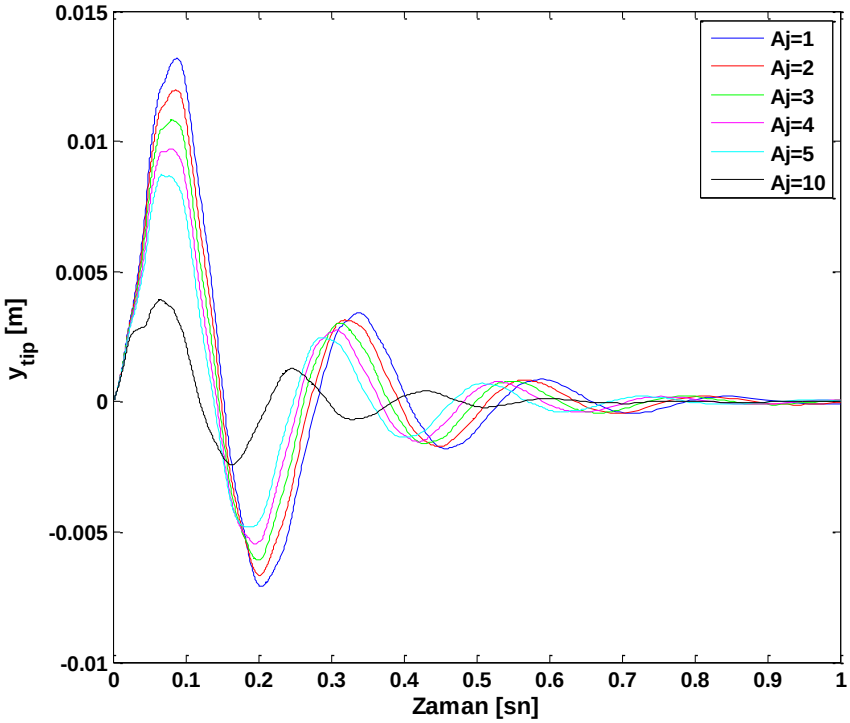
Şekil 3.16'da açık çevrim cevabının borunun uzunluğuna bağlı olarak değişimi incelenmektedir.



Şekil 3.16 : Açık çevrim cevabının ***L***'ye bağlı değişimi

Şekil 3.16'dan görüldüğü gibi borunun uzunluğunun sistemin açık çevrim cevabı üzerindeki etkisi incelendiğinde akışkan taşıyan ankastre borunun uzunluğu arttıkça dışarıdan gelen bir darbe sonucu oluşan borudaki titreşimlerin genliğinin arttığı ve yapısal olarak sönümlenmesinin daha uzun süre aldığı gözlenmektedir.

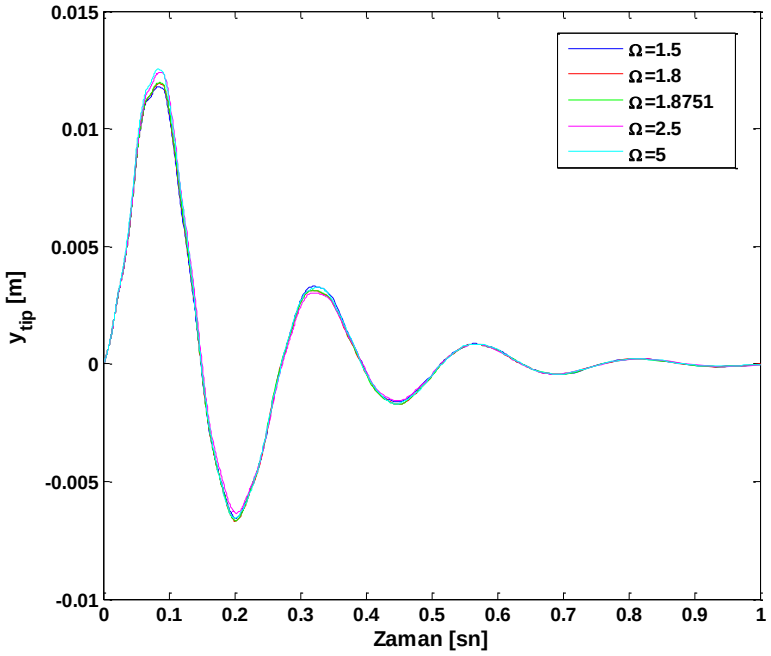
Şekil 3.17'de açık çevrim cevabının borunun üç kısmına takılan ve akışkanın çıkış hızını arttıran lülenin ağız oranlarına bağlı olarak değişimi incelenmiştir.



Şekil 3.17 : Açık çevrim cevabının $\boldsymbol{A_j}$'ye bağlı değişimi

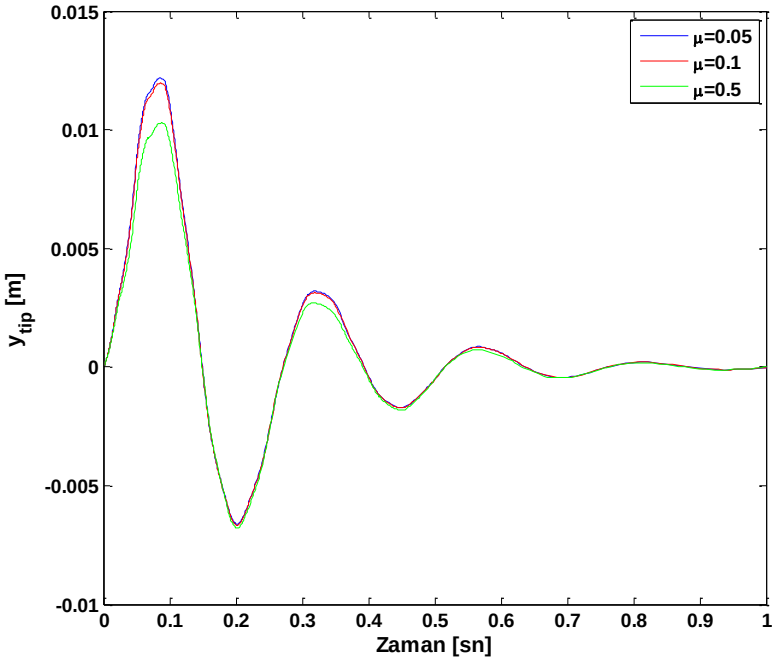
Şekil 3.17'de borunun ucuna takılan lülenin giriş ve çıkış ağızlarının alanlarının oranı olan $\boldsymbol{A_j}$'nin sistemin açık çevrim cevabı üzerindeki etkisi görülmektedir. $\boldsymbol{A_j}$'nin artması ve buna bağlı olarak akışkanın borudan çıkış hızının artmasıyla sistemin çevresel darbe sonucunda oluşan titreşimlerinin genliğinin düştüğü ve sönümleme zamanının da kısaldığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre Akışkan taşıyan borunun uç kısmına lüle takılması titreşimlerin bastırılmasında pozitif bir etki yaratmaktadır.

Şekil 3.18'de akışkan hızına eklenen harmoniklerin dairesel frekansı olan w_d parametresinin boyutsuz ifadesi olan Ω'ın sistemin açık çevrim cevabı üzerinde etkisi görülmektedir. Ω boyutsuz parametresine değerler atanarak w_d parametresi değiştirilmiş ve sistem açık çevrim cevabı boyutlu olarak incelenmiştir.



Şekil 3.18 : Açık çevrim cevabının w_d'ye bağlı değişimi

Şekil 3.19'da sistemin açık çevrim cevabının akışkan hızına eklenen harmoniğin genliğine bağlı değişimi incelenmiştir.



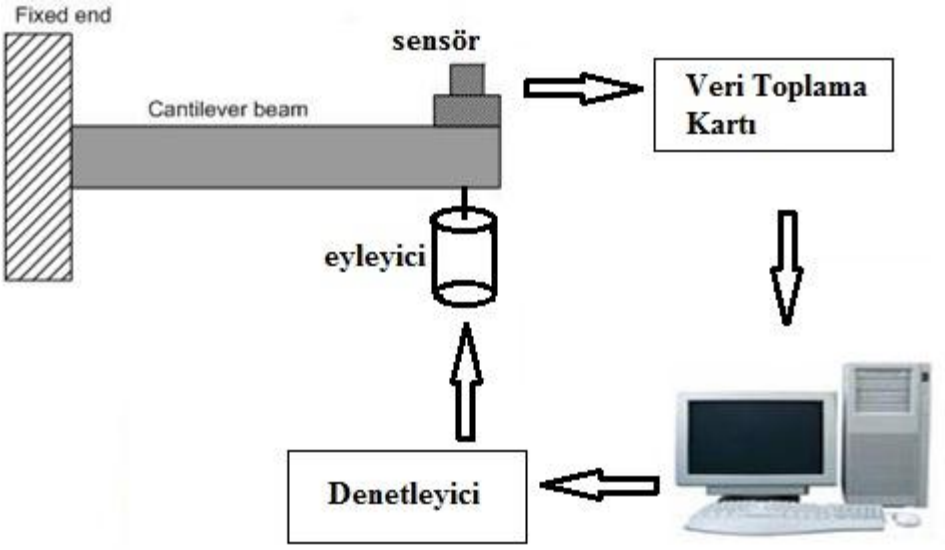
Şekil 3.19 : Açık çevrim cevabının μ bağlı değişimi

Şekil 3.19'de pertürbasyon katsayısı μ'ye bağlı olarak sistem açık çevrim cevabının değişimi görülmektedir. μ parametresinin artmasıyla t=0.05sn kadar uygulanan darbe girişinden dolayı boruda oluşan titreşimlerin genliğinin azaldığı gözlemlenmiştir.

4. AKTİF TİTREŞİM KONTROLÜ

4.1 Giriş

Bu bölümde sistemde oluşan istemeyen titreşimlerin aktif kontrol yöntemleri yardımıyla sönümlenmesi üzerinde durulmuştur. Sönümleme, borunun üzerine yerleştirilen eyleyicinin oluşturacağı kontrol kuvveti yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Bu kontrol kuvvetini oluşturmak için sistem verileri algılayıcılar tarafından geri beslenir ve bu geri beslenen veriler çeşitli kontrol teknikleri uygulanarak işlenirler. Sisteme uygulanan kontrol tekniği bu işlenen verileri kullanarak sisteme uygulanması gereken kontrol kuvvetine karar verir. Kontrol uygulanmış sistemin basit bir şeması Şekil 4.1'de verilmiştir.



Şekil 4.1 : Kontrol uygulanmış sistemin basit şeması

Kontrol sistemi, titreşimleri sistem dinamiğini değiştirmek suretiyle sönümlemektedir. Sisteme uygulanan kontrol, sistemin frekanslarını ve sönüm değerlerini değiştirmektedir. Böylelikle sistemin fiziksel özellikleri üzerinde değişiklik yapmaksızın sistemin uygun frekans ve sönüm değerlerine sahip olması sağlanabilmektedir.

İkinci bölümde çıkarılmış olan sistemin matematik modeli MATLAB/Simulink programına aktarılarak, ve sistemin titreşimlerinin sönümlenmesi için PI ve PI ile Bulanık Mantık kontrolünün bir arada kullanıldığı uyarlamalı denetleyici olmak üzere iki çeşit kontrol tekniği üzerinde durulmuştur. Sistemin akışkan akış hızının artmına, modellenen veya modellenemeyen parametrelerin sistem üzerindeki etkisine karşı sistemin gürbüzlüğünü arttırmak için bulanık mantık tabanlı bir denetleyici tercih edilmiştir.

Sonraki bölümlerde genel olarak bulanık mantık kavramından, bulanık mantık kontrol evrelerinden ve ele alınan sisteme uygulanan kontrol tekniklerinin performanslarından ve bu performansların karşılaştırılmasından bahsedilecektir.

4.2 Bulanık Mantık ve Bulanık Denetleyici

Gelişen teknolojiler ile endüstriyel sistemlerin daha karmaşık hale gelmesi, bu sistemlerin klasik kontrol yöntemleri ile kontrolünü güçleştirmektedir. 1970'den itibaren programlanabilen işlemcilerin sistemlerin kontrolünde yaygın olarak kullanılmaya başlaması, insan mantığına göre çalışan kontrol yöntemlerinin gelişimini ve daha yaygın olarak kullanımını sağlamıştır. Bu yöntemlerden biri olan bulanık mantık tabanlı bulanık kontrolde bu çalışmada sistemin kontrolü için kullanılmıştır.

4.2.1 Bulanık mantık kavramı

Karar vericiler hangi şartlarda ve boyutlarda karar verirlerse versinler, bir belirsizlik ortamı içinde bu işlevlerini yerine getirmek zorundadırlar. Verilen kararların doğruluğu ise, söz konusu belirsizliğin riske dönüştürülebildiği ölçüde sağlanacaktır. Ancak karar vericiler karar sürecinde klasik bilimsel yaklaşım ve bu yaklaşımın içerdiği yöntemleri kullanıyorlarsa, sonuçta verilen kararlar, iyi – kötü, güzel – çirkin, doğru – yanlış, evet – hayır, siyah – beyaz ya da 0 – 1 gibi yönlü kararlar olacaktır. Oysa gerçek yaşam mutlak ayrım üzerine kurulu değildir. Diğer bir deyişle karar ortamlarında mutlak siyah ve mutlak beyazın yanında binlerce gri tonunun varlığı unutulmamalıdır.

Bu noktada genel anlamda karar süreçlerinde belirsizliğin nasıl öngörüleceği ve nasıl karar süreçlerinin bir parçası haline getirilebileceği yolunda çalışmalar başlamış ve bu çalışmaların sonunda alternatif bilimsel yaklaşım düşüncesi ortaya atılmıştır. Bu süreçteki son nokta ise Lotfi Zadeh' in bulanık mantık teorisi olmuştur [32]. Klasik

mantık ile bulanık mantık arasındaki temel farklılıklar aşağıdaki Çizelge 4.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.1 : Klasik ve Bulanık Mantığın Farkları

Klasik Mantık	Bulanık Mantık
A veya A Değil	A ve A Değil
Kesin	Kısmi
Hepsi veya Hiçbiri	Belirli Derecelerde
0 veya 1	0 ve 1 Arasında Süreklilik
İkili Birimler	Bulanık Birimler

Bulanık mantık yaklaşımının klasik yaklaşımlara göre bir takım üstünlük ve sakıncaları bulunmaktadır. Bunlardan başlıcaları sistemin matematik modelinin elde edilmesini güç olduğu uygulamalarda sistemin davranışlarını belirlemek için iki önemli bilgi gerekmektedir. Bunlardan biri algılayıcılar ile elde edilen durum değişkenlerinin sayısal değerleri diğeri ise operatör deneyimleridir. Operatör deneyimleri bu kişinin sistem hakkındaki dilsel bilgilerini ve deneyimlerini içermektedir. Bulanık mantık bu operatör bilgilerinden yararlanır ve ölçülebilen durum değişkenlerini kullanarak sistemin kontrolünü sağlar. Klasik kontrolde ise bu mümkün değildir. Yine bulanık mantık tabanlı kontrolün matematiksel modele ihtiyaç duymaması matematiksel modeli iyi tanımlanmamış, modellenemeyen değişkenlerin bulunduğu ve çevresel bozucu etkenlerin var olduğu sistemler için uyarlanabilirliği açısından bulanık mantık kontrolünün başarılı olduğu bir uygulama alanıdır. Klasik mantık kontrollerindeki matematiğe fazla dayalı olmaması ve insanın sözel ifadelerine uygun davranması bulanık mantık kontrolünün daha anlaşılır olmasını sağlamıştır. Bulanık mantık kontrolünün gerçekleşmesi basittir ve çok sayıda paralel işleme izin verir. Bu sayede sistemin sağlamlığını artırıcı etkisi bulunmaktadır. Bulanık mantık kontrolün dezavantajları arasında ise bulanık mantık uygulamalarında kuralların mutlaka uzman deneyimlerine dayanarak tanımlaması gerektiğinden dolayı bu kuralların tanımlanması her uygulama için kolay değildir.

Ayrıca bulanık mantıkta klasik kontroldeki kontrol katsayılarının yerini üyelik fonksiyonları almıştır. Bu fonksiyonların belirlenmesi için herhangi bir yöntemin bulunmaması nedeniyle bu üyelik fonksiyonların tanımlanması deneme yanılma

yöntemi ile yapılır. Bununda klasik kontrole göre daha fazla zaman kaybına sebep olması bulanık mantığın dezavantajlarından biridir.

Bulanık mantığın en temel sorunlarından birisi ise kontrol uygulanan sistemlerin kararlılık, gözlemlenebilirlik ve denetlenebilirlik yapılmasında ispatlanmış kesin bir yöntemin olmamasıdır.

Günümüzde bulanık mantık kontrolün uygulandığı birçok sistem mevcuttur. Bu sistemlerin çoğunda bir karar verme mekanizmasına ihtiyaç duyulmaktadır. Açık olarak sistemden insan gibi düşünmesi ve karar vermesi istenmektedir. Bu sistemlere örnek olarak kumaşın cinsine ve miktarına göre yıkama zamanını belirleyen çamaşır makineleri, mükemmel bir görüntü için resmin parlaklığını, rengini ve kontrastını düzenleyen televizyonlar, taşıt durumuna göre yanma süreleri ayarlanabilen trafik ışıklarında ve pilotu, rüzgâr hızı ve yönünü kapsayan uçuş durumlarını göz önüne alarak en iyi operasyon hareketlerini ayarlayan helikopterler verilebilir.

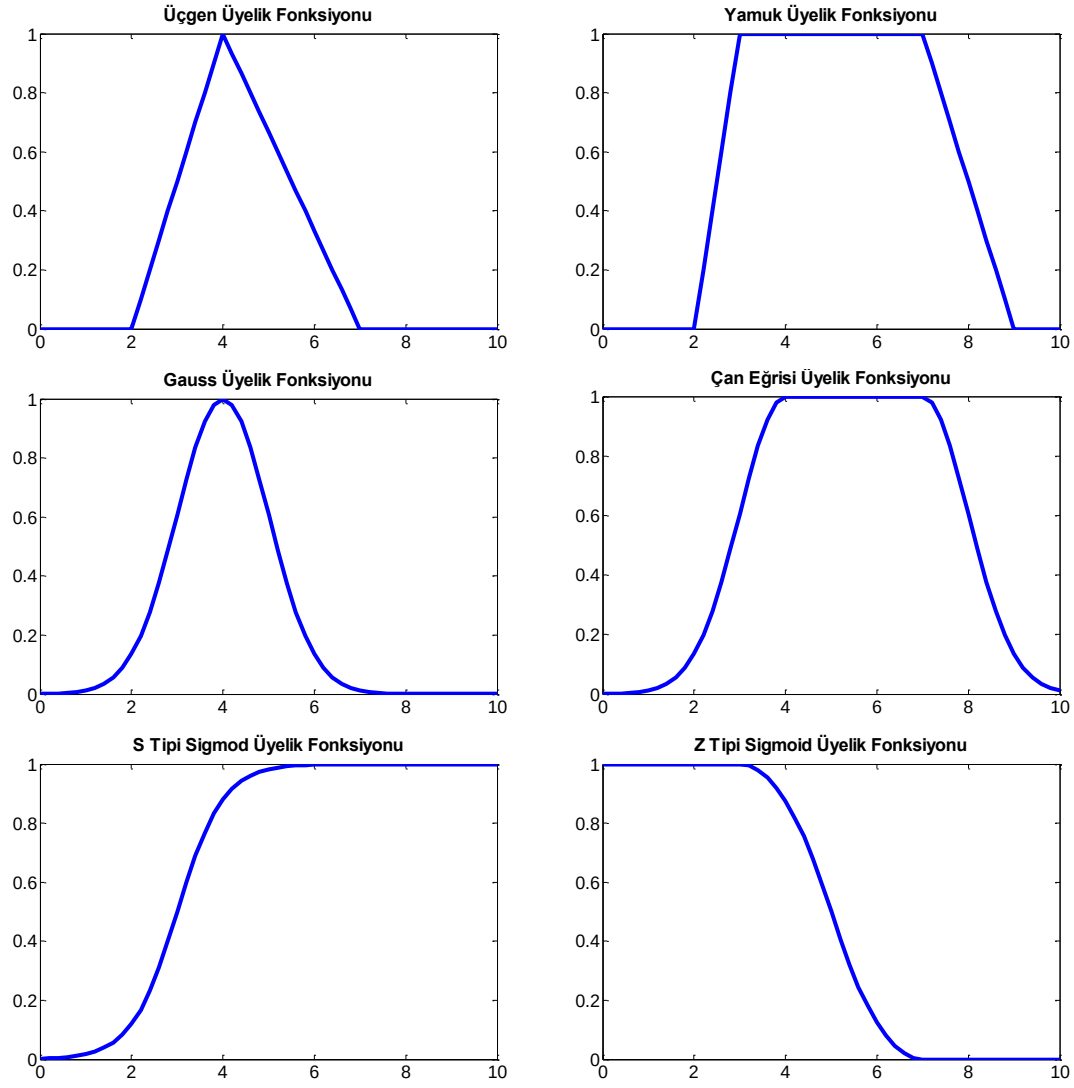
Bulanık mantık kontrol kavramı, klasik kontrole göre avantajları ve dezavantajları ve günümüzde nerelerde kullanıldığından kısaca bahsettikten sonra aşağıdaki kısımda bulanık mantık tabanlı kontrolü ile ilgili kavramlardan bahsedilmiş ve denetleyiciyi oluşturmak için gereken evreler anlatılmıştır.

4.2.2 Bulanık kümeler ve üyelik fonksiyonları

Geleneksel küme teorisinde kullanılan küme kavramı bir nesnenin bir kümenin elemanı olması ya da olmaması gibi iki seçenekli bir mantığa dayanmaktadır. Bulanık mantık küme teorisinde ise dereceli üyelik fonksiyonuyla ifade edildiği bulanık kümeler tanımlamasını yapılmıştır. Bulanık kümelerde bir kümeye bir nesnenin dahil olup olmadığı dahi ve dahil değil gibi iki seçeneğe bağlı olmayıp bir dereceye kadar üye veya bir dereceye kadar üye değil gibi ifadelerle belirtilmiştir. Bulanık kümeleri oluşturmak için tanımlanan fonksiyonlara üyelik fonksiyonları denir. Üyelik fonksiyonları $\mu(x)$ ile gösterilir ve her x değerine karşılık gelen üyelik fonksiyonu değerine o x elemanının o bulanık kümeye ait üyelik derecesi denir. Üyelik fonksiyonları [0,1] aralığında tanımlanır. Bir x elamanının bir bulanık kümeye ait üyelik derecesinin sıfır olması o bulanık kümenin tamamen dışında olduğunu, bir olması ise tamamen içinde olduğunu göstermektedir.

Üyelik fonksiyonları genel olarak küme üyelerinin değerleri ile değişiklik gösteren eğriye verilen isimdir. Üyelik fonksiyonu grafiğinde x ekseni üyeleri gösterirken, y ekseni de üyelik derecelerini gösterir.

Çok sayıda üyelik fonksiyonu tipi olmakla beraber genel olarak üçgen, yamuk, çan eğrisi, gauss eğrisi ve sigmoid eğrileri üyelik fonksiyonları sayılabilir. Literatürde işlem kolaylığı nedeniyle üçgen ve yamuk üyelik fonksiyonlarının kullanımı yaygındır. Şekil 4.2'de bu fonksiyonlar gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Üyelik Fonksiyonu Çeşitleri

Aktif titreşim kontrolü için oluşturulan bulanık mantık tabanlı denetleyicide üyelik fonksiyonları olarak üçgen üyelik fonksiyonları kullanılmıştır.

Klasik kümelerde olduğu gibi bulanık kümelerde de kesişme, birleşme ve ters eleman özellikleri uygulanabilir. Örnek olarak X evrensel küme, A ve B ise bu kümedeki iki bulanık küme olmak üzere bu işlemler aşağıdaki gibi matematiksel olarak tanımlanabilir.

Tümleme İşlemi; A bulanık kümesinin tümleyeni ($\bar{A}$), $x \in X$'in her değeri için, $\mu_A(x)$ üyelik fonksiyonu cinsinden Eşitlik 4.1, 4.2 ve 4.3 'teki gibi ifade edilir:

$$\mu_{\bar{A}}(x) = 1 - \mu_A(x) \quad \textbf{(4.1)}$$

Kesişim işlemi; A ve B bulanık kümelerinin kesişimi ($A \cap B$), $x \in X$'in her değeri için, $\mu_{A\cap B}(x)$ üyelik fonksiyonu cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$\mu_{A\cap B}(x) = min\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} \quad \textbf{(4.2)}$$

Birleşim işlemi; A ve B bulanık kümelerinin birleşimi ($A \cup B$), $x \in X$'in her değeri için, $\mu_{A\cap B}(x)$ üyelik fonksiyonu cinsinden aşağıdaki gibi ifade edilir:

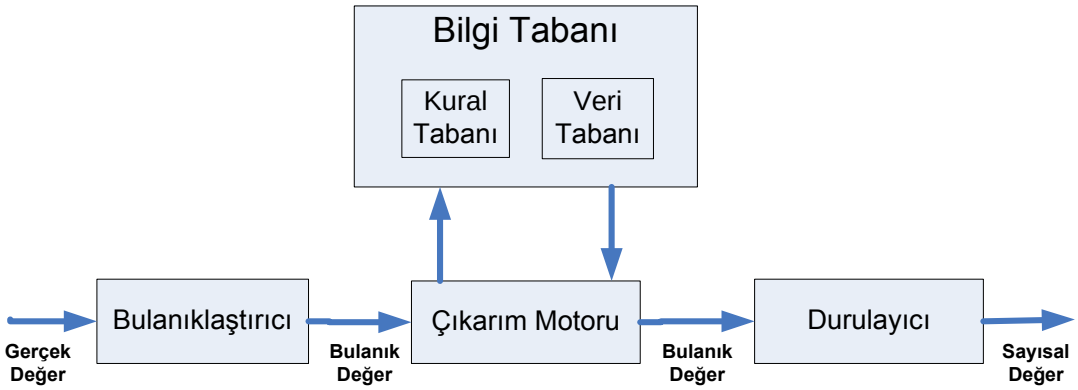
$$\mu_{A\cup B}(x) = max\{\mu_A(x), \mu_B(x)\} \quad \textbf{(4.3)}$$

4.3 Bulanık Mantık Kontrolcülerin Genel Yapısı

Bulanık mantık tabanlı kontrolde klasik ve modern kontrol teorilerinde olduğu gibi kesin ve tam matematik modellere ihtiyaç duyulmaz. Klasik kontrol gibi kesin sayısal kurallardan daha çok dilsel kuralları kullanmaktadır. Çoğu endüstriyel sistemde tüm durum değişkenlerini ölçmek ya da sistemin tam matematik modelini elde etmek mümkün değildir. Bu ve bunun gibi durumlar bulanık mantık tabanlı kontrolün gereksinimini arttırmaktadır. Sistem bozucu etkilerin altında ya da modellenemeyen bilinmeyenler var olduğunda da bulanık mantık ile rahatça kontrol edilebilir. Bulanık mantık kontrolcülerin dayandığı ana nokta; uzman bir sistem operatörünün bilgi, deneyim, sezgi ve kontrol stratejisini, kontrolcü tasarımında bilgi tabanı olarak oluşturmaktadır. Kontrol işlemleri bilgi ve deneyime dayanan sözel kurallarla gerçekleştirilir. Bu sebepten dolayı bulanık mantık kontrolü için hazırlanan kural tabanı kontrol edilecek sistem hakkında uzman kişiler ile hazırlanmalıdır. Uzman kişi sistemin durumlarını ve davranışlarını sözel olarak belirtir ve bu ifadeler kullanılarak "Eğer-Öyleyse (If-Then)" komutlarıyla kural tabanı oluşturulur. Bu tip sistemler "kural tabanlı bulanık sistemler" olarak adlandırılır.

Ele alınan akışkan taşıyan dikey ankastre borunun aktif titreşim kontrolü kural tabanlı olarak yapılmıştır ve sistem kural tabanlı bulanık sistemlere örnek olarak gösterilebilir. Bulanık sistemler, modelleme, veri çözümlemesi, kestirim ve denetim gibi farklı amaçlar için kullanılabilirler.

Bulanık mantık kontrolcüsü genel olarak dört kısımdan oluşur. Şekil 4.3'te bulanık mantık denetleyicisinin içyapısı görülmektedir. Şekilden görüldüğü gibi bulanık mantık denetleyicisi bulanıklaştırıcı, çıkarım motoru, kural tabanı ve veri tabanını içine alan bilgi tabanı ve durulayıcı bölümlerinden oluşmaktadır.



Şekil 4.3 : Bulanık Mantık Denetleyicisinin Blok Diyagramı

Bulanıklaştırıcı kontrolcüye gelen giriş değişkenlerini ölçer ve tanımlanan üyelik fonksiyonları ile bu değişkenlerin bulanıklaştırılmasını sağlar. Çıkarım motoru kısmında bulanık mantık kural tabanı ile giriş değişkenlerinin bulanık değerlerine göre bulanık çıkış verir. Çıkarım motoru, kural tabanında kullanılan bulanık kümeleri veri tabanından alır. Kural tabanı ise giriş bulanık değerlerin, çıkış bulanık değerlerine uzman tarafından oluşturulan kuralları değerlendirerek tam olarak eşleşmesini sağlar. Durulayıcı ünitesinde de çıkarım motorundan çıkan bulanık değeri gerçek sayısal değerlere dönüştürülür.

4.4 Bulanık Kontrol Basamakları

4.4.1 Bulanıklaştırma ünitesi

Denetleyiciye sistemdeki algılayıcılar ile ölçülüp giriş değişkeni olarak giren bilgilerin dilsel niteleyicilerle ifade edilebileceği bulanık mantık bilgileri şekline çevirme işlemine bulanıklaştırma denir. Bulanıklaştırma sonucu elde edilen değişkenlere dilsel değişkenler denilir ve tanımlanan bulanık kümeler ile işlenen giriş değişkenlerinin değerlerinin bulanık kümelere olan üyelik dereceleri bu bölümde belirlenir. Örneğin bir giriş değişkeni yemeğin lezzeti olarak belirlensin. Bu giriş değişkeni bulandırmak için kötü, orta ve lezzetli durumlarını gösteren üç bulanık küme tanımlanmış olsun ve müşterinin yemeğin lezzetini birden ona kadar olan puanlar ile puanlaması istensin. Oluşturulan bu bulanık kümeler kısmi olarak birbirlerini kapsarlar. Dolayısıyla gerçel girişler bir veya iki bulanık kümede bulunması mümkündür. Örneğin müşterinin notunun 4 olduğunu düşünürsek, dört notu ne çok kötüdür ne de çok iyi bir nottur. Bu nedenle dört notu daha büyük oranda

orta kümesine daha az oranda ise kötü kümesine aittir. Denetleyici işlemler sırasında bu iki durumu da göze alacaktır.

Yukarıdaki örnekten de anlaşılacağı gibi üyelik fonksiyonlarının belirlenmesi hem kontrol için hem de giriş değişkenlerinin bulanıklaştırılması için çok önemlidir. Dilsel ifadelerle anılan bölgelerin sınırlarını belirtmede ve giriş bilgilerine ait üyelik ağırlıklarının tespit edilmesinde kullanılmak üzere uygun üyelik fonksiyonlarının belirlenmesi gerekir. Üyelik fonksiyonlarının belirlenmesi direk olarak sistemin hassaslığını belirlemektedir. Bu nedenle bir giriş değişkeni için dilsel olarak ifade edilecek bölgelerin sayısı ve sınırlarının iyi belirlenmesi gereklidir. Bulanık kümelere daraltma, genişletme ve yoğunlaştırma gibi işlemler uygulanarak sistemin hassaslığı ayarlanabilir.

4.4.2 Bilgi tabanı

Bilgi tabanı kural ve veri tabanı olmak üzere iki kısımdan oluşur. Çıkarım ünitesi karar verme işlemi sırasında veri tabanından üyelik fonksiyonları ve dereceleri ile ilgili bilgileri alır. Kural tabanından da giriş değerlerinin değişik biçimleri için belirlenmiş olan kurallar doğrultusunda oluşacak kontrol çıkışları bilgisini alır. Kural tabanında, sistemin bilgi girişlerinin alabileceği çeşitli değerlere göre mantıki olarak uygunluk gösteren sistem çıkış değerleri, kural satırları haline getirilerek, kural tabanı oluşturulur.

Giriş değişkenin alabileceği değerler doğrultusunda, giriş değişkeni uzayı üyelik fonksiyonları ile bölgelere ayrılır. Böylece denetleyiciye gelen her giriş değerin içinde olduğu bir bulanık kümesi ve bu bulanık kümeye aidiyetini belirten bir üyelik ağırlığı belirlenmiş olur. Kural tabanı her bir bölgeyi temsil eden dilsel ifadeler ile düzenlenmiştir. Bu dilsel ifadeler örnek olarak " 1. Giriş Normal ve 2. Giriş Çok iyi ise, Çıkış Yüksektir." şeklindedir. Her kural tabanının çıkışı sözel ifade olmayabilir. Sayısal olarak da ifade edilebilir. Kural satırları birbirlerine "veya" bağlacı ile her kural satırındaki girişler ise birbirlerine "ve" bağlacı ile bağlanırlar.

Kontrol tabanını oluşturan kurallar aşağıdaki özelliklere sahiptir.

- Her kural bağımsız bilgi parçasını içerir.
- Yeni kurallar diğer kurallardan bağımsız olarak kural tabanına eklenebilir.
- Eski kurallar diğer kurallardan bağımsız olarak değiştirilebilir.
- Kontrol sisteminin kararlarını ve çözümlerini içerir.

Kural tabanının oluşturulmasında ise en önemli etken uzman kişidir. Uzman kişinin bilgi ve birikiminden yararlanılarak iyi bir kural tabanı oluşturulur. Bunun kontrolde avantaj sağlamasının yanı sıra kontrolcü tasarımında belirli bir otomasyon elde edilememesi gibi dezavantajı da bulunmaktadır.

Bunun için denetleyicinin en önemli kısmı olan ve direk kontrolün hassaslığını etkileyen kural tabanının oluşturulmasında aşağıdaki yöntemler izlenebilir.

- Kontrol kuralları doğrudan doğruya uzman kişinin bilgi ve deneyiminden yararlanılarak elde edilir.
- Operatörün kontrol davranışları gözlenir ve kontrolcü bu davranışlardan bulanık model oluşturur.
- Kontrol kuralları sistemin karakteristiklerinin bulanık şekilde ifade edilmiş modellerinde elde edilebilir.
- Kendi kendine organize etme, öğrenme.

Literatürde çeşitli kural tabanları sistemleri bulunmaktadır. Bu sistemler genelde sözel giriş değişkenlerine oluşturdukları çıkış ifadelerinin farklılıklarından dolayı ayrılırlar. Genel olarak Mamdani ve Takagi-Sugeno tipi bulanık kurallar olarak ayrılabilir. Aktif titreşim kontrolü için oluşturulan bulanık mantık tabanlı denetleyicide Mamdani modeli kullanıldığı için Mamdani tipi bulanık kurallar üzerinde durulacaktır.

Mamdani tip bulanık kurallarda durumlar ve cevaplar bulanık olarak tanımlanmıştır. Kurallar aşağıdaki şekilde tanımlanmıştır.

"Eğer x A ise O HALDE y B'dir"

Burada x giriş dilsel değişkeni, A ise giriş değişkeni uzayında tanımlanmış dilsel üyelik fonksiyonudur. y çıkış değişkeni B ise çıkış uzayında tanımlanmış çıkış üyelik fonksiyonudur.

4.4.3 Çıkarım ünitesi

Bu ünitede bulanıklaştırma biriminden gelen bulanık değerlerin uzman yardımıyla oluşturulan kural tabanındaki kuralların üzerinde uygulanarak bulanık sonuçlar üretilmektedir. İlk olarak denetleyiciye girilen değerin giriş değişkeni uzayındaki hangi üyelik fonksiyonlarına girdiği ve bu üyelik fonksiyonlarında üyelik derecelerini belirlenir. Kural tabanındaki kurallar doğrultusunda bu üyelik dereceleri kullanılarak çıkış değişkenindeki üyelik fonksiyonunda bu üyelik derecesinin altında kalan bölgeler elde edilir. Her bir kural için kuralın belirttiği çıkış üyelik

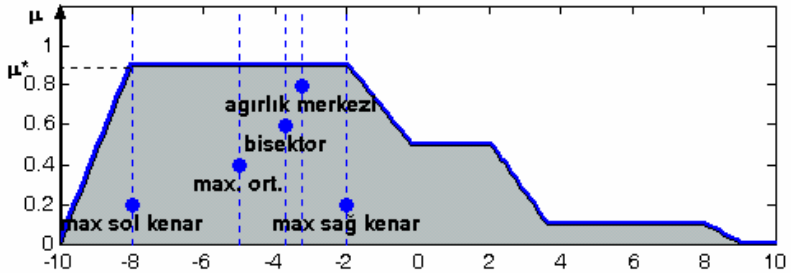
fonksiyonunun altındaki bölgeler elde edilir ve bu bölgeler birleştirilerek sayısal bir değer elde etmek için durulaştırıcı bölümüne geçilir.

4.4.4 Durulama ünitesi

Bu ünite, çıkarım ünitesinden gönderilen kontrol işaretinin fiziksel ve kesin sayılara getirilmesini sağlamaktadır. Durulama işlemi 5 farklı yöntem ile yapılmaktadır.

- Ağırlık merkezi metodu
- Alan açıortayı yöntemi
- En büyük dereceli elemanların orta noktası yöntemi
- En büyük dereceli elemanlardan küçük olanı yöntemi
- En büyük dereceli elemanlardan büyük olanı yöntemi

Bu yöntemlerden en çok tercih edileni ağırlık merkezi yöntemidir. Her noktanın ağırlıklı ortalamasını aldığından, bu noktaların ağırlıklı etkilerini hesaba katarak tüm noktaları temsil edecek tek bir nokta belirleme esasına dayanır. Alan açıortayı metodunda birleştirme işlemi sonucunda oluşan bölgeyi iki eşit alan bölen değer çıkış değeri olarak alınır. Diğer metotlarda ise en büyük dereceli elamanlar belirlenir ve bunlardan en büyüğü veya en küçüğü seçilerek ya da bu noktaların orta noktası bulunarak durulaştırma işlemi gerçekleştirilir. Bu durulaştırma tekniklerini tümü Şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Durulaştırma Yöntemleri

4.5 Aktif Titreşimlerin Kontrolü

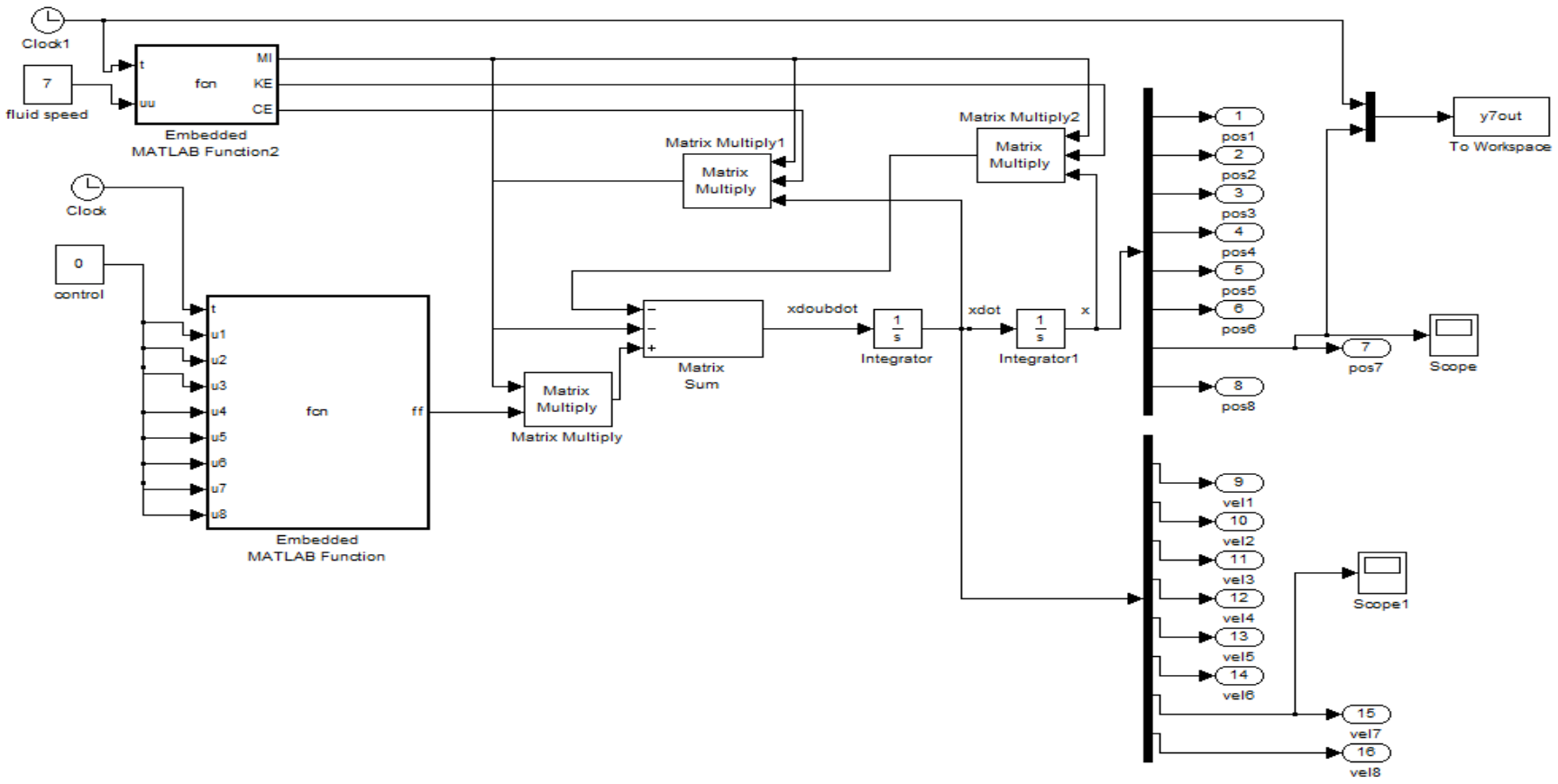
Bu kısımda akışkan taşıyan dikey ankastre borunun aktif titreşimlerinin bastırılması için PI ve bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyiciler tasarlanmış ve bu denetleyicilerin performansları karşılaştırılmıştır. İlk olarak sisteme PI kontrol uygulanmıştır ve borunun bağımsız ucunun yer değiştirmesinin (y_{tip}) zamana bağlı değişimi incelenmiştir. İkinci denetleyici olarak da sistem dinamiği üzerinde etkisi olan akışkan akış hızını da hesaba katarak uyarlamalı bir bulanık mantık denetleyicisi

tasarlanmış ve y_{tip}'in zamana bağlı değişimine bakılmıştır. Bu denetleyicilerin performansları değişik akışkan akış hızları için test edilmiştir. Simülasyonlar MATLAB/Simulink programı kullanılarak yapılmıştır. Simülasyonlarda sistem parametreleri aşağıdaki Çizelge 4.2'de verilen şekilde alınmıştır. Hız değerleri değiştiğinde uygulanan kontrolün performansının nasıl değiştiği gözlemlenmiştir.

Çizelge 4.2 : Sistem Parametreleri

Boyutlu Parametreler	
Parametre	Değer
g	9,80665 m/s^2
M	0,0152 kg/m
m	0,1064 kg/m
L	3,2 m
Boyutsuz Parametreler	
Parametre	Değer
γ	0,1
α	0,001
Ω	1,87570
μ	0,1
A_j	1

Ele alınan sistemin matematiksel modelinden yola çıkılarak aktif titreşimlerinin kontrolü için MATLAB/Simulink programı ile oluşturulan açık çevrim modeli Şekil 4.5'teki gibidir. Şekil 4.5'ten görüldüğü gibi sisteme uygulanan kontrol kuvveti sıfırdır. sistemin matematiksel modeli "Embedded MATLAB Function" bloğu içerisine gömülür ve elde edilen kütle, jiroskopik ve rijitlik matrisleri ile denetleyici tarafından oluşturulan kontrol kuvveti kullanılarak Eşitlik (4.4) ve (4.5) denklemleri elde edilir.



Şekil 4.5 : Sistemin açık çevrim Simulink modeli

$$M\ddot{y} + G\dot{y} + Ky = F \quad \textbf{(4.4)}$$

$$\ddot{y} = -M^{-1}Ky - M^{-1}G\dot{y} + M^{-1}F \quad \textbf{(4.5)}$$

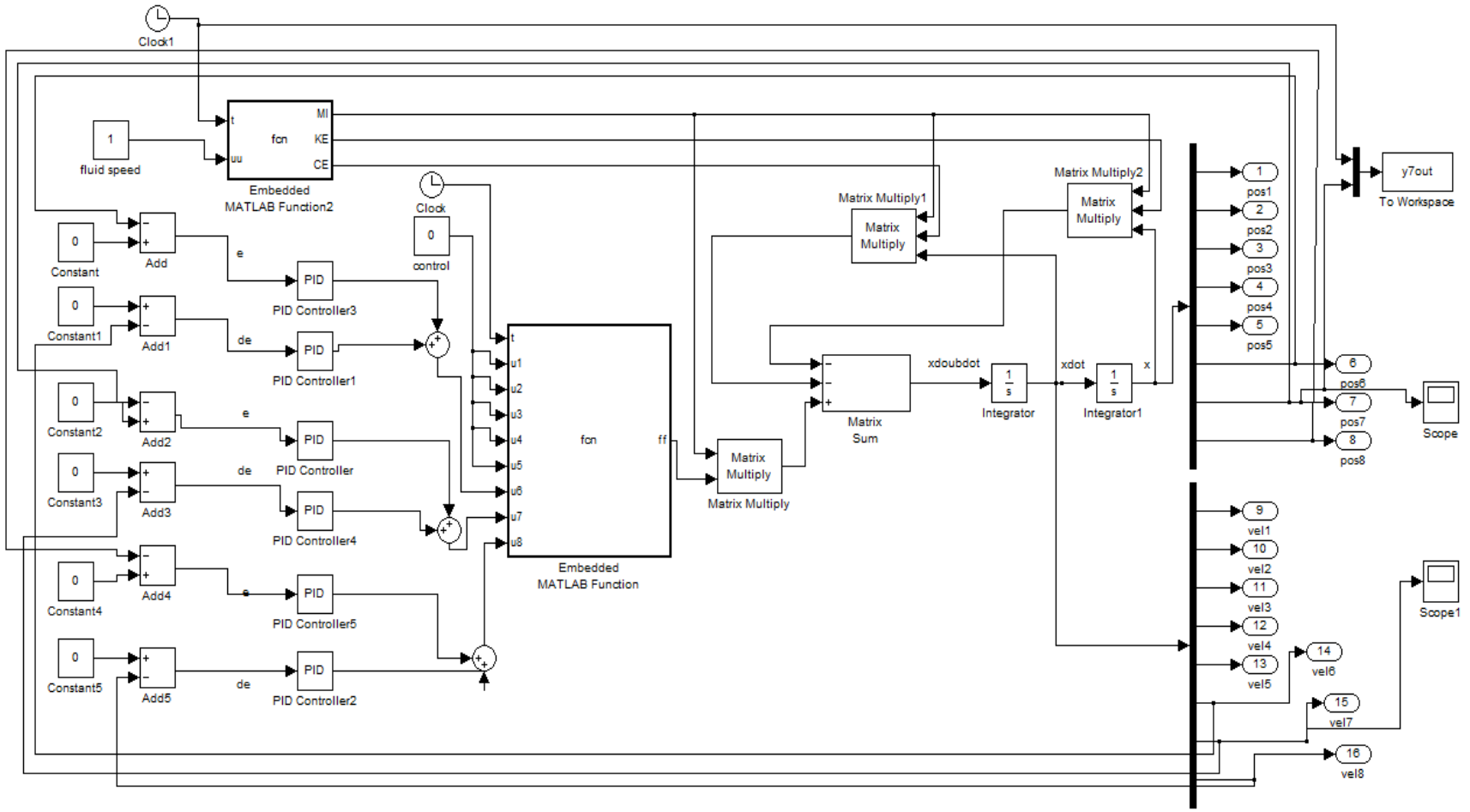
Bu denklemlerde $\ddot{y}$, $\dot{y}$ ve y sırasıyla durumlardaki ivme, hız ve yer değiştirmeleri belirten 8x1'lik matrislerdir. F ise sisteme uygulanan kontrol kuvvetini temsil etmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi F kuvveti sıfır yapılarak sistemin açık çevrim diyagramı oluşturulmuştur.

Sistemin açık çevrim cevapları bir önceki bölümde verilmiştir. Bu bölümde sisteme uygulanan kontrol ile sistemdeki aktif titreşimlerin sönümlenmesi üzerinde durulacaktır. Sisteme ilk olarak PI kontrol uygulanmıştır. PI kontrol ile sistem üzerinde testler yapılmış ve sonuçları verilmiştir. Daha sonra sisteme akışkan hızı arttığında sistemin kararlılığını kaybetmemesi için bulanık mantık tabanlı uyarlamalı (adaptif) bir kontrol uygulanmıştır. Bu sayede boru içindeki akışkanı yüksek hızlarda taşımak mümkün hale getirilmiştir.

Sistemin durumlarının istenilen değerlere getirmek için bu durumların geri beslenmesiyle kapalı çevrim kontrol sistemi oluşturulmuştur. Sistemin tüm durumlarını geri beslemek ve her durum için bir kontrol kuvveti oluşturmak için eyleyiciler kullanmak pratikte geçerli bir yöntem değildir. Bu sebeple tüm durumların geri beslendiği kabul edilerek kontrol işlemi gerçekleştirilmiş ve geri beslenen durumların sayıları teker teker azaltılarak en az sayıda durum geri beslenilmeye çalışılmıştır. Yapılan testler sonucunda sadece borunun bağımsız ucunun ötelenme yer değiştirmesinin ve hızının ile açısal yerdeğiştirmesinin ve hızının geri beslenmesiyle istenilen şartlara uygun bir kapalı çevrim kontrol sistemi oluşturulmuştur.

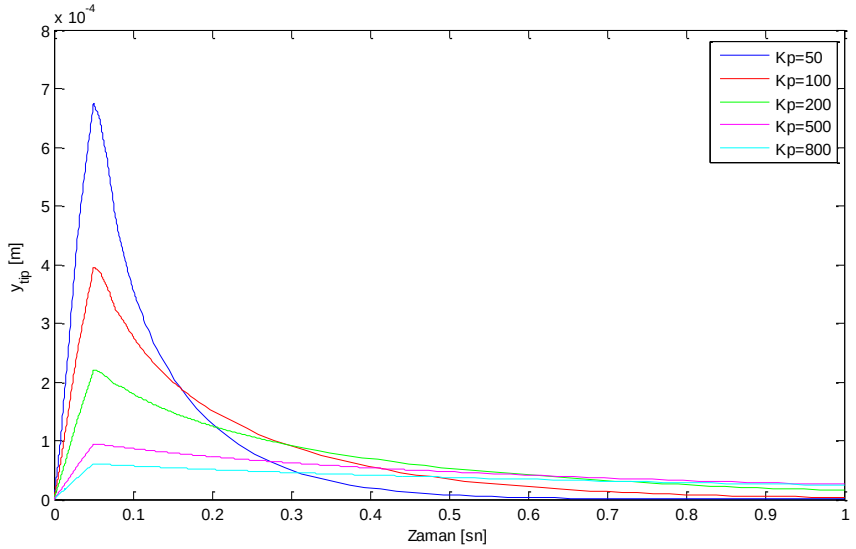
4.5.1 PI kontrol

Sisteme PI kontrol uygulanmıştır. Uygun K_p ve K_i değerleri yapılan testler sonucunda belirlenmiştir. Belirtilen durum değişkenlerinin geri beslenen yer değiştirmeleri ve hızlarına ayrı ayrı PI kontrol uygulanmıştır. Tüm kontrollerde aynı K_p ve K_i değerleri kullanılmıştır. Yapılan kontrol işlemini blok diyagramı Şekil 4.6'da verilmiştir.



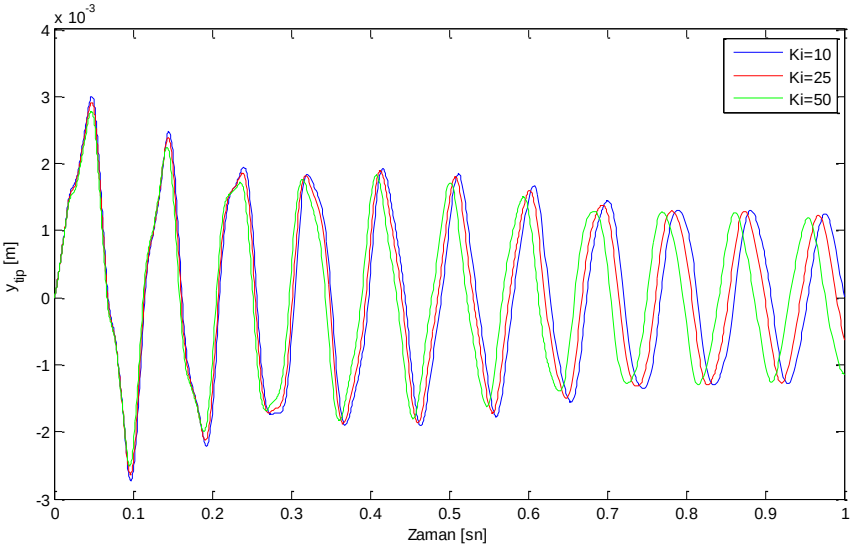
Şekil 4.6 : PID kontrollü Simulink blok diyagramı

PI kontrol ile yapılan simülasyonlar aşağıdaki şekildedir. İlk olarak u=0.1 olduğunda yapılan kontrol işlemine simülasyonlarda $\boldsymbol{K_p}$ ve $\boldsymbol{K_i}$ etkisine bakılmış ve uygun değerler belirlenmiştir. Şekil 4.7'de $\boldsymbol{K_p}$ değerinin değişiminin PI kontrol performansına etkisi görülmektedir.



Şekil 4.7 : u=0.1 ve $\boldsymbol{K_i = 0}$ iken $\boldsymbol{K_p}$ ile kontrol performasının değişimi

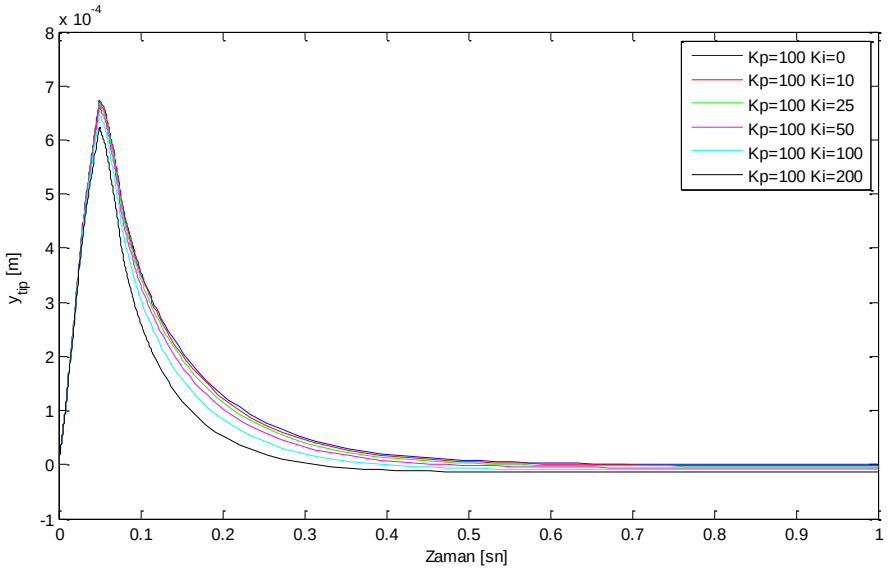
Şekil 4.7'den de görüldüğü gibi K_p değerinin artması ile titreşimlerin genliğinde azalma olmasına rağmen oturma zamanında bir uzama meydan gelmiştir. $K_p = 0$ olduğunda K_i'nin sistem cevabı üzerindeki etkisi aşağıdaki şekilde gösterilmiştir.
Şekil 4.8'de $\boldsymbol{K_i}$ değerinin değişiminin PI kontrol performansına etkisi görülmektedir.



Şekil 4.8 : u=0.1 ve $\mathbf{K_p = 0}$ iken $\mathbf{K_i}$ ile kontrol performasının değişimi

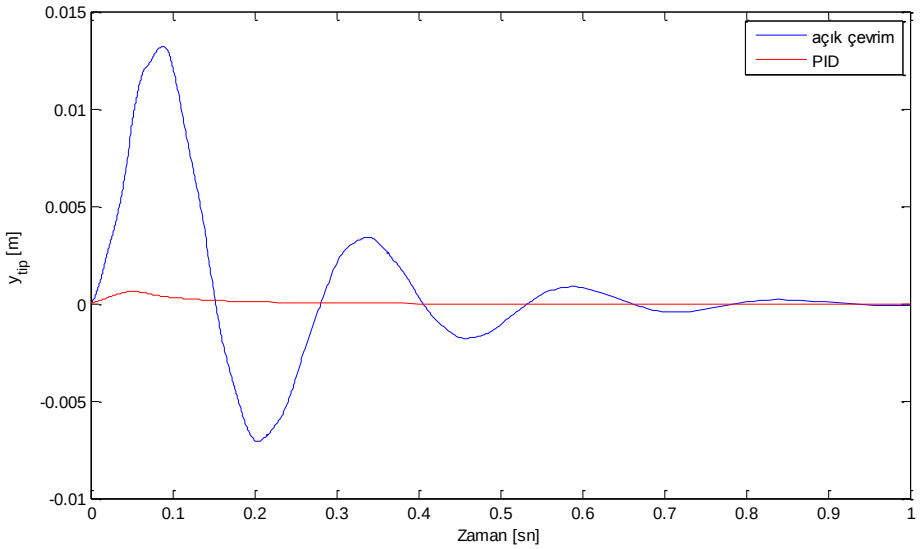
K_i değerinin aldığı değerler doğrultusunda $K_p = 0$ olduğunda kontrol performansı üzerindeki etkisi küçük olduğunu Şekil 4.8'den görülmektedir. Yukarıdaki şekillerin

ikisi de dikkate alınarak K_p değeri genliğinin yüksek olmasına rağmen oturma zamanının kısalığından dolayı 50 olarak belirlenmiş ve K_i 'nin değişiminin kontrol performansı üzerindeki etkisi yeniden incelenmiştir. Şekil 4.9'da K_p değeri 50 iken K_i değerinin değişiminin kontrol performansı üzerindeki etkisi görülmektedir.



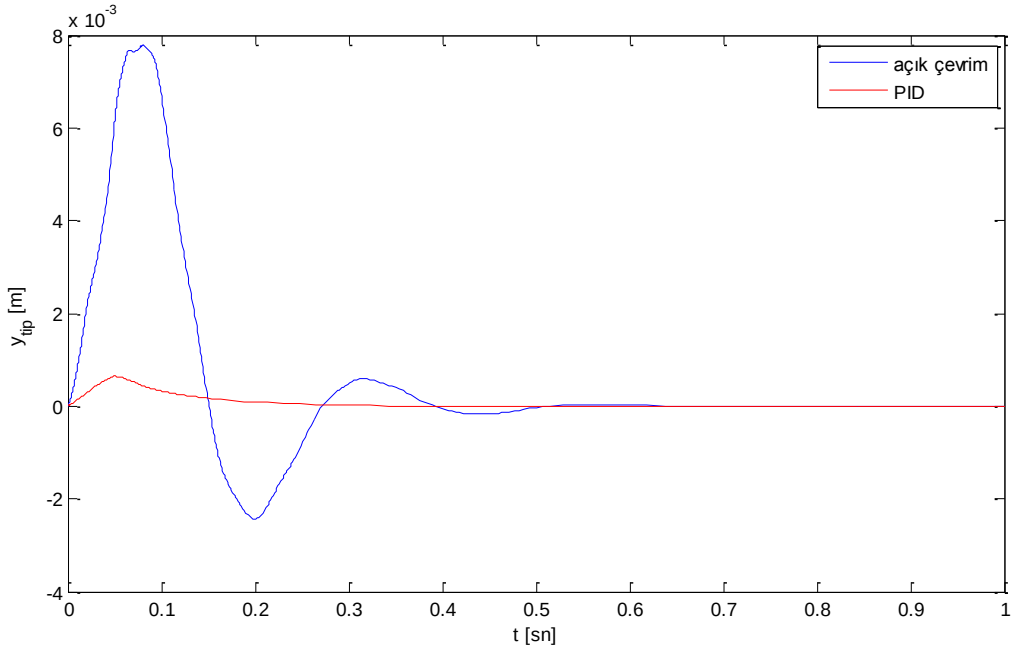
Şekil 4.9 : u=0.1 ve $\boldsymbol{K_p = 50}$ iken $\boldsymbol{K_i}$ ile kontrol performasının değişimi

Şekil 4.9'da görüldüğü gibi sistem üzerinde K_i değerinin etkisi oldukça küçüktür. Tüm yapılan testler sonucunda sistemin PI kontrolü için $K_p = 50$ ve $K_i = 100$ değerleri belirlenmiştir ve bu değerlere göre borunun içindeki akışkanın hızı değiştirilerek PI kontrolün performansı test edilmiştir. Şekil 4.10 'da u=1 iken PI kontrol performansı görülmektedir.



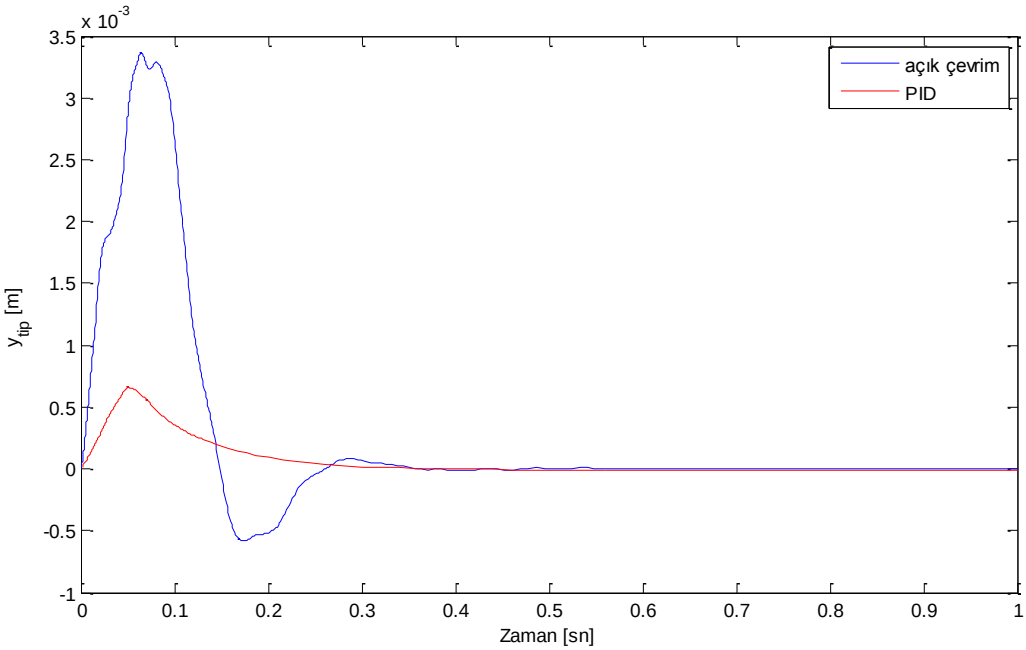
Şekil 4.10 : u=1 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.11'de boyutsuz akışkan hızı 2 olduğunda PI kontrol performansının sistemin bu hızdaki açık çevrim cevabı ile karşılaştırılması görülmektedir.



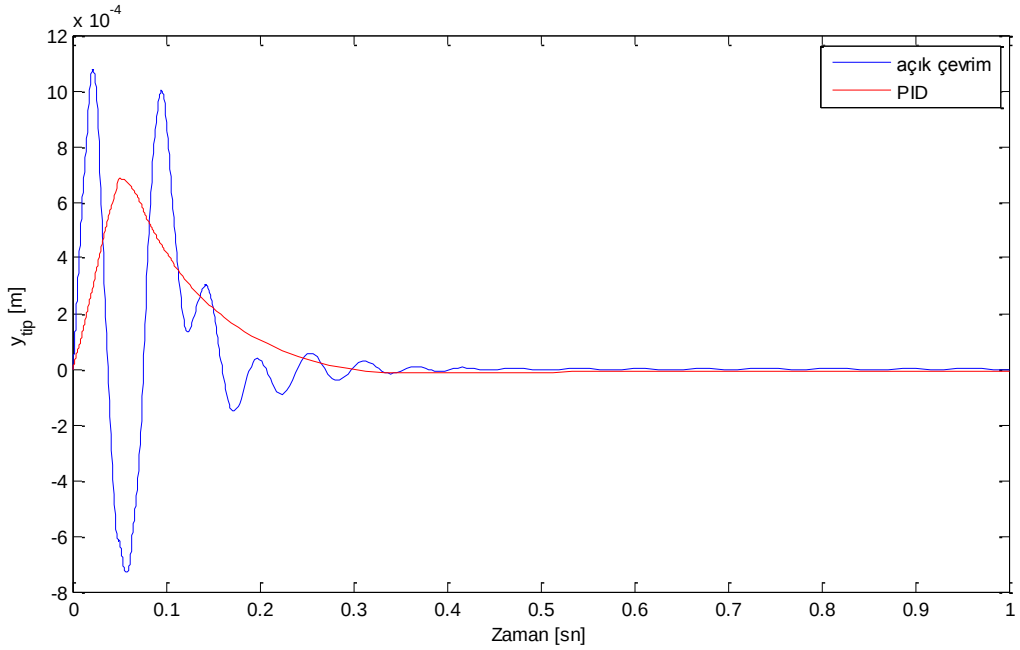
Şekil 4.11 : u=2 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.12'de boyutsuz akışkan hızı 3 olduğunda PI kontrol performansının sistemin bu hızdaki açık çevrim cevabı ile karşılaştırılması görülmektedir.



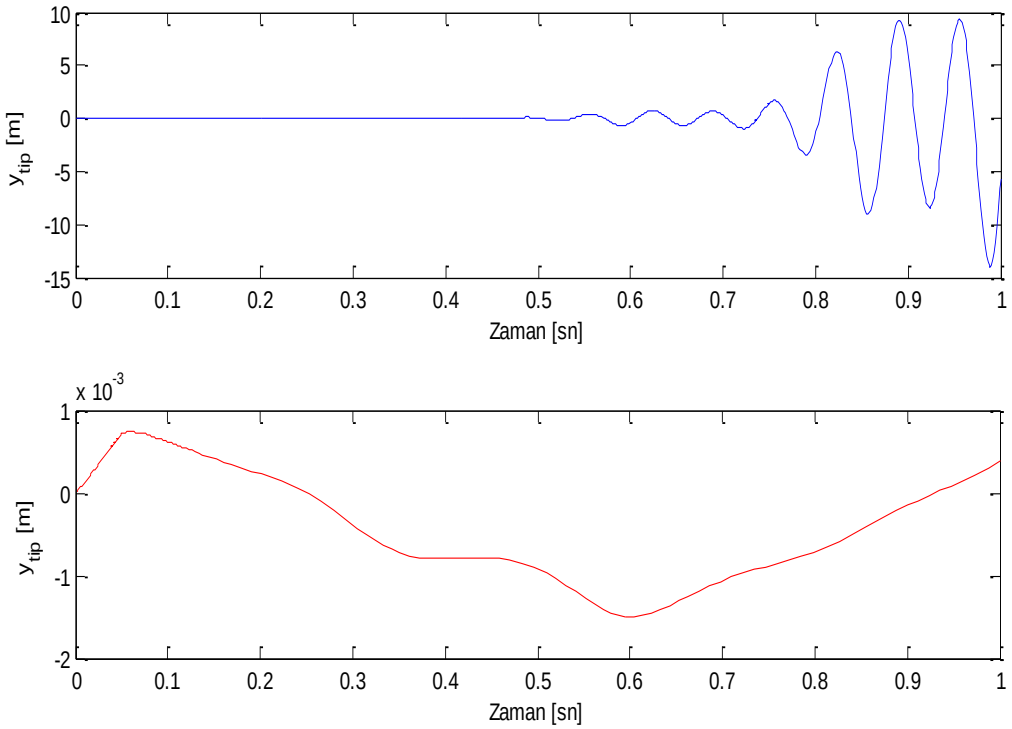
Şekil 4.12 : u=3 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.13'de boyutsuz akışkan hızı 4 olduğunda PI kontrol performansının sistemin bu hızdaki açık çevrim cevabı ile karşılaştırılması görülmektedir.



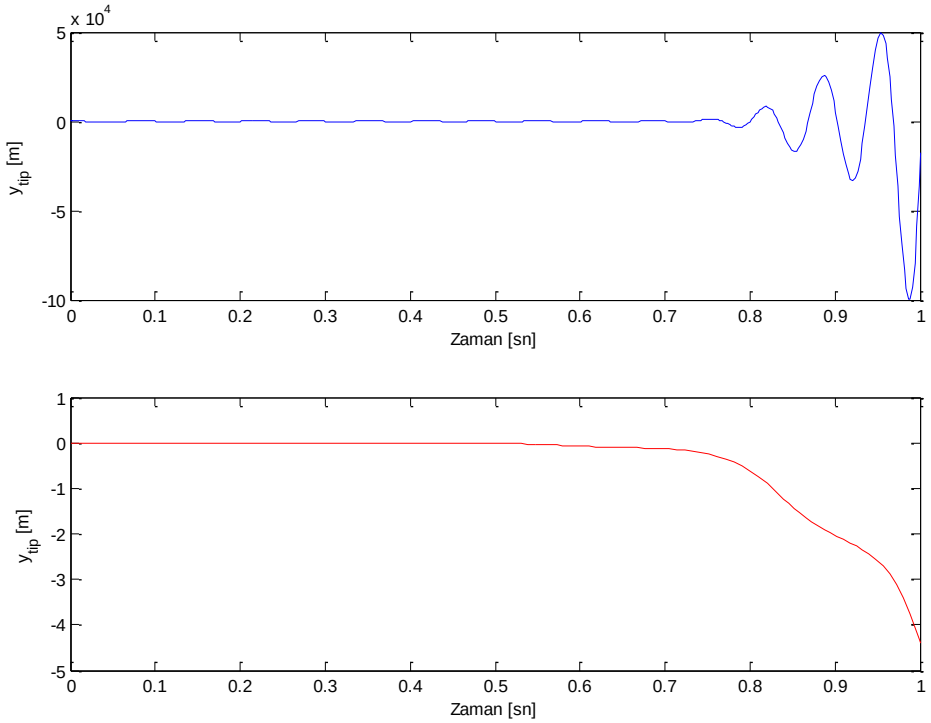
Şekil 4.13 : u=4 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.14'de boyutsuz akışkan hızı 5.5 olduğunda PI kontrol performansının sistemin bu hızdaki açık çevrim cevabı ile karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 4.14 : u=5.5 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.15'de boyutsuz akışkan hızı 6 olduğunda PI kontrol performansının sistemin bu hızdaki açık çevrim cevabı ile karşılaştırılması görülmektedir.



Şekil 4.15 : u=6 iken PI kontrol performansı ile açık çevrim cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.8'dan şekil 4.13'e kadar şekillerden görüldüğü gibi PI kontrol sistemin kararlı olduğu durumlarda iyi bir performans sergilemiştir. Akışkan hızının boyutsuz olarak 0.1, 1, 2, 3 ve dört olduğu durumlarda titreşimlerin genliğini azaltarak iyi bir kontrol sağlamıştır. Fakat kritik akış hızına yaklaşıldığında veya bu hız geçildiğinde sistem kararsızlığa sürüklenmektedir. PI kontrol u=5.5 olduğunda tam olarak kontrol sağlamasa da titreşimlerin genliğini azaltmayı başarmış ve borunun küçük salınımlar yapmasını sağlamıştır. Şekil 4.15'den görülür ki u=6 olduğunda PI kontrol sistemin kontrolünü başarı ile sağlayamamıştır. Sistem 1 saniyenin sonunda sonsuza giden bir hareket içerisindedir. Akışkan hızı değerinin daha büyük olduğu durumlarda da bu kontrol tekniği benzer özellikler göstermiştir.

Önceden de belirtildiği gibi akışkan taşıyan boru sistemlerinde akışkan hızı, kritik akış hızını geçtiğinde sistem kararsız bölgeye girer. Bu tip sistemlere yapılan kontrolün amacı sistemin akışkan taşıma hızını arttırmaktır. Uygulanan PI kontrol ile düşük hızlar için titreşim kontrolü sağlanmış fakat yüksek hızlar için başarılı bir kontrol sağlanamamıştır. Bu yüzden ikinci kontrolcü olarak sisteme bulanık mantık tabanlı uyarlamalı bir kontrolcü tasarlanmıştır. Bu kontrolcü, sisteme uygulanan

kontrol kuvvetine karar verirken akışkanın hızını da dikkate almaktadır. Bununda akışkanın kritik akış hızının daha üst seviyelere çekilerek borunun kararlı olduğu bölgeleri arttıracağı düşünülmüştür.

4.5.2 Bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrol

Akışkan akış hızı sistemin kararsızlığa ulaşmasındaki en büyük etken olduğu düşünülmektedir. Boru içinde akan akışkanın olabilecek maksimum hızda taşınması gereklidir. Bu sayede boru içinden birim zamanda geçen miktar artacak ve bu da yapılan işin verimini arttıracaktır. Akışkan taşıyan boru sistemlerinde kritik akış hızını daha yukarı değerlere çekmek için çalışmalar devam etmektedir. Bu bölümde yapılan kontrol uygulaması da bu amaç için yapılan çalışmalardan biri olarak gösterilebilir.

Akışkan taşıyan düşey ankastre borunun aktif titreşimlerini sönümlemek için akışkan akış hızına, durumların yer değiştirmelerine ve hızlarına bağlı olmak üzere bulanık mantık tabanlı bir uyarlamalı kontrol algoritması geliştirilmesi amaçlanmış ve tasarlanan bulanık mantık denetleyicisinin girişleri e, de ve u olarak alınmıştır. Burada e olarak tanımlanan hata bir önceki bölümde belirtildiği gibi sistemin çıkışından geri beslenen durum değişkenlerinin yer değiştirmeleri (X_m) ile sisteme girilen referans değeri (X_r) arasındaki farktır ve Eşitlik (4.6) ile verilen formülle ifade edilir.

$$e = X_r - X_m \tag{4.6}$$

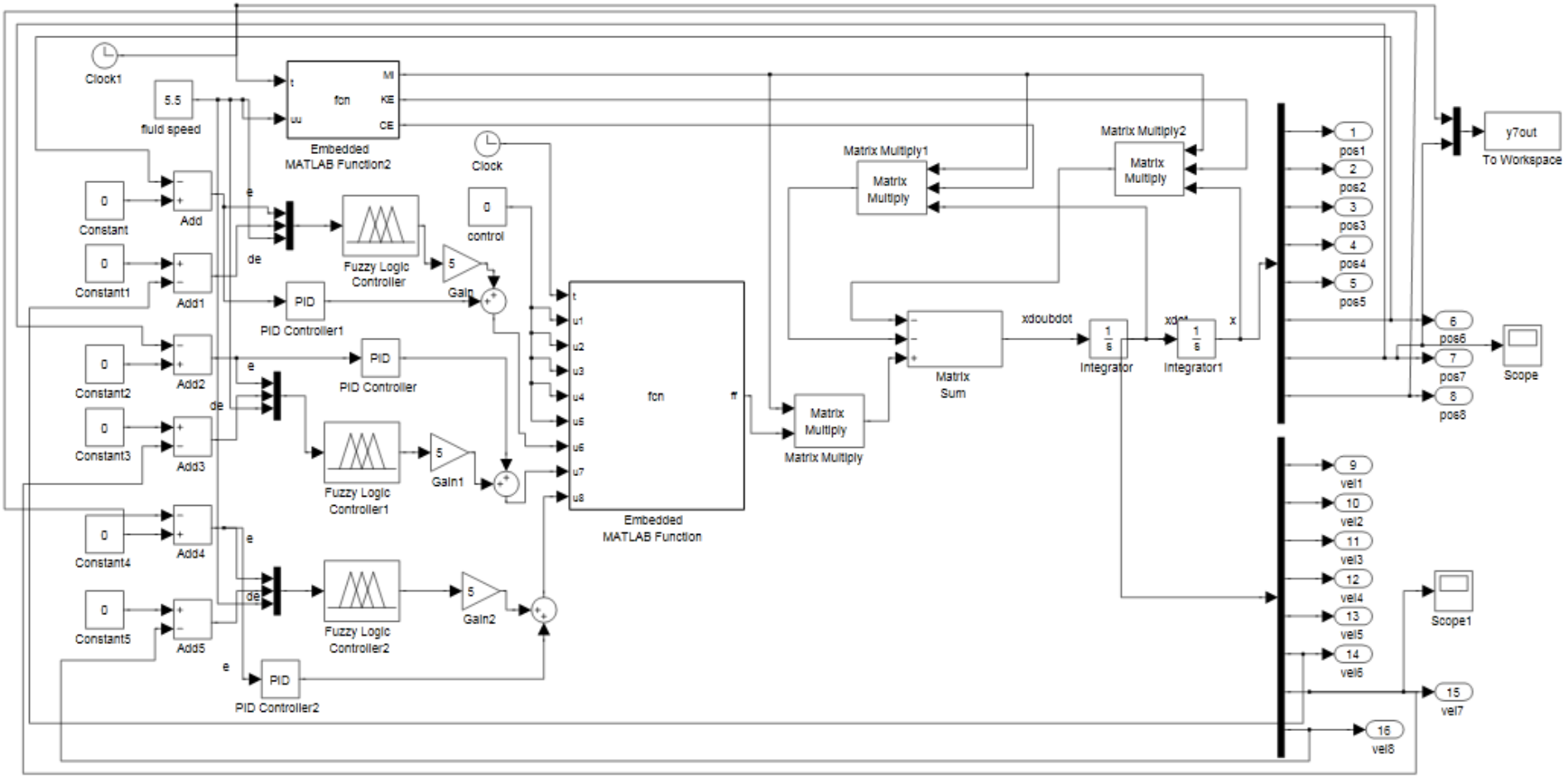
de hatanın türevi olarak tanımlanır. Eşitlik (4.6)'ten görüldüğü gibi hatayı oluşturan elemanlar yer değiştirmelerdir. Eşitlik (4.7) bulunan yer değiştirmelerin türevleri, durum değişkenlerinin geri beslenen hızlarını ifade etmektedir ve bu nedenle hatanın türevi ifadesinde durum değişkenlerinden geri beslenen hızlar kullanılmıştır. Hatanın türevinin eşitliği Eşitlik (4.7) verilmiştir ve durum değişkenlerinde istenilen referans hız değerinden ($\dot{X}_r$), ölçülen hız değeri ($\dot{X}_m$) çıkarıldığında hatanın türevi elde edilmiş olur ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$de = \dot{X}_r - \dot{X}_m \tag{4.7}$$

u ise akışkanın akış hızını belirten boyutsuz parametredir. Bulanık mantık denetleyicisinin çıkışı da sisteme yerleştirilmiş eyleyicilere gönderilmesi gereken kontrol kuvveti bilgisidir ve f_c ile gösterilmiştir.

Bu bölümün bulanık mantıktan bahsettiğimiz kısmında bulanık denetleyici için gerekli evreler ve bulanık küme kavramı üzerinde durulmuştu. Tasarlanan bulanık mantık tabanlı denetleyici için bulanık mantık altyapısı MATLAB/ FIS Editör ile oluşturulmuştur. FIS Editör ile sistemin girişlerinin üyelik fonksiyonları tanımlanmıştır. Üyelik fonksiyonu olarak "e" için [-1 1] aralığında negatif büyük, negatif küçük, orta, pozitif küçük ve pozitif büyük gibi sözel ifadeler içeren beş tane üçgen üyelik fonksiyonu, "de" için [-1 1] aralığında negatif, sıfır civarı ve pozitif gibi sözel ifadeler içeren üç tane üyelik fonksiyonu ve akışkan hızı içinse akışkan hızı arttığında devreye girmesi ve bu hızlarda denetleyicinin etkisin arttırması için [0 10] arasında sıfır civarı ve pozitif olmak üzere iki tane üyelik fonksiyonu tanımlanmıştır. Denetleyicinin çıkışı olan kontrol kuvveti için negatif çok büyük, negatif büyük, negatif orta, negatif küçük, sıfır, pozitif küçük, pozitif orta, pozitif büyük ve pozitif çok büyük olmak üzere [-1 1] arasında dokuz tane üyelik fonksiyonu tanımlanmıştır. Girişlere gelen değerlerin bulanıklaştırılması bu üyelik fonksiyonlarıyla yapılır ve hangi üyelik fonksiyonuna ne kadar aidiyeti olduğu hesaplanır. Daha sonra uzman kişi yardımıyla oluşturulan kural çizelgesindeki kural ile değerlendirilir. Kurallar ile değerlendirmede Mamdani kural tabanı tekniği kullanılmıştır. Bu değerlendirme sonucunda girişlerin hangi kuralı kapsadığı belirlenir ve belirli kurallara göre bu kurallar doğrultusunda çıkış için bölgeler elde edilir. Bu bölgeler birleştirilerek bulanık mantık denetleyicisinin son kısmı olan durulaştırma evresine geçilir. Durulaştırma evresinde ağırlık merkezi metodu kullanılmıştır ve sonuç olarak sistemin kontrolü için sayısal bir kontrol kuvveti oluşmuştur. FIS Editör yardımıyla oluşturulan bulanık mantık denetleyici sisteminin girişlerin ve çıkışları üyelik fonksiyonları, kural tabanı ve kurallar doğrultusunda oluşan üç boyutlu yüzeyi EK-2'de verilmiştir.

Tasarlanan bulanık mantık tabanlı denetleyicinin yanı sıra sisteme PI kontrolde eklenmiştir. Bulanık mantık tabanlı kontrol ve PI kontrol ile sistemin akışkan hızına bağlı olarak uyarlamalı bir şekilde kontrol edildiği gözlemlenmiştir. Şekil 4.16 'da bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrol için hazırlanan blok diagramı görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi uyarlamalı kontrol için bulanık mantık denetleyicisinin yanısıra bu denetleyiciye ek olarak PI denetleyici eklenmiştir. Bu iki denetliyiciden elde edilen kontrol kuvvetleri toplanarak sisteme uygulanmıştır.

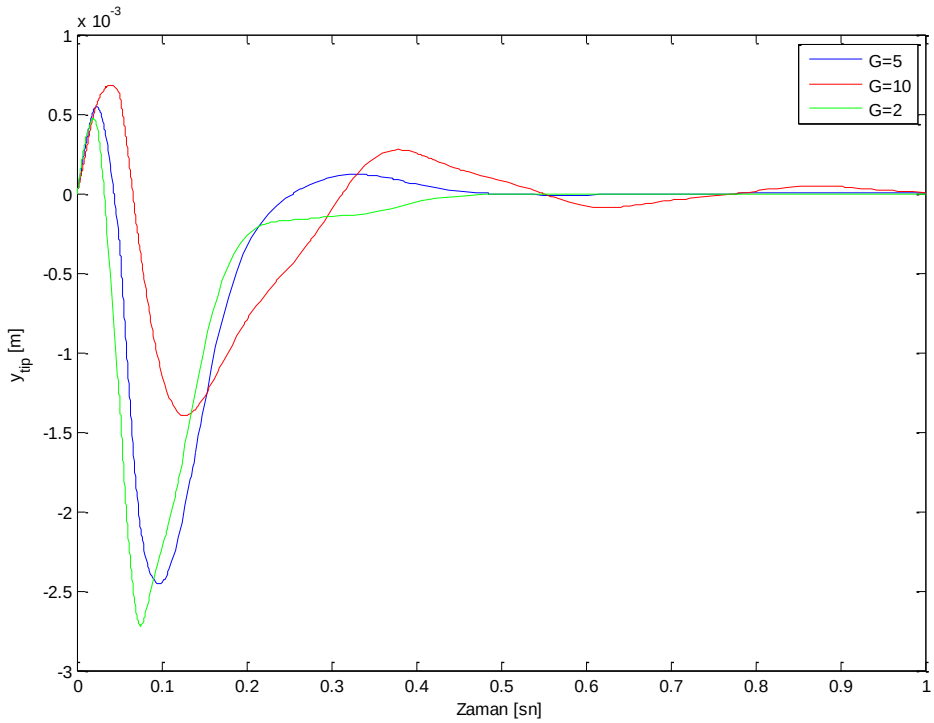


Şekil 4.16 : Uyarlamalı kontrol Simulink blok diyagramı

Ayrıca sisteme bulanık mantık denetleyicinin çıkış değerini [-1 1] arasında alındığı için bu bloğun önüne bir kazanç eklenmiştir. PI denetleyici bu sefer yalnızca durumların geri beslenen yer değiştirmelerine uygulanmıştır. Her iki kontrolün birleşimiyle akışkan taşıyan boruların aktif titreşimlerinin sönümlenmesinde başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

Şekil 4.16'da görüldüğü gibi FIS Editör ile oluşturulan bulanık mantık kontrolcüsü kendine ait olan bloğun içine gömülür. PI denetleyici ile bulanık mantık denetleyicisinin oluşturdukları kontrol kuvveti toplanarak toplam kontrol kuvveti oluşturulur. Daha sonra bu kontrol kuvveti, 0.05 saniyeye kadar sisteme etkiyen darbe şeklindeki bozucu etki ile toplanarak yukarıda belirtilen F kuvvetini oluşturur. Bu F kuvveti çeşitli matris işlemlerinde kullanılarak sistemin durumlarının yer değiştirmesi, hızı ve ivmesi elde edilir.

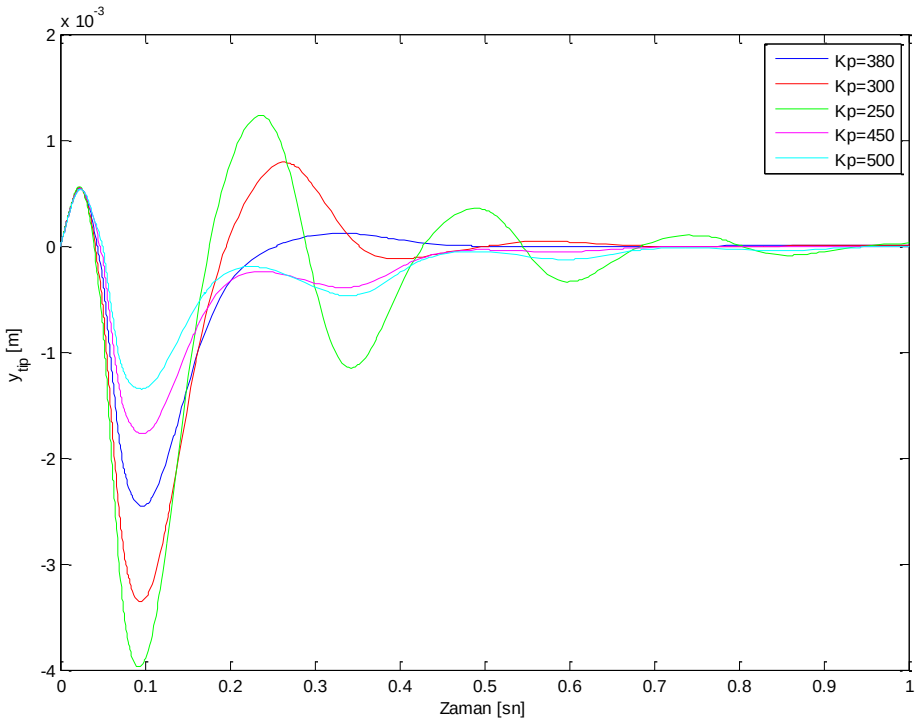
Aşağıdaki simülasyonlarda sistemde bulunan bulanık mantık denetleyicisi çıkışında bulanan kazanç (G), PI kontrolün katsayıları olan K_p ve K_i değerleri için optimal değerlerin bulunması ve bu optimal değerler kullanılarak farklı akışkan akış hızlarında sistemin cevabı incelenmiştir. Şekil 4.17'de bulanık mantık denetleyicisinin çıkışındaki kazanç değerinin değişiminin kontrol performansı üzerindeki etkisi görülmektedir.



Şekil 4.17 : u=5.5, Kp=380 ve Ki=0 iken G'ye göre Kontrol performansı değişimi

Şekil 4.17'den görüldüğü gibi bulanık mantık denetleyicisi çıkışındaki kazanç değeri 2 oluğunda sistemin titreşimlerinin genliği artmaktadır. Kazanç değeri 5 olduğunda ise oturma zamanı 2 olduğundaki ile aynı fakat titreşim genliği daha küçüktür. Kazanç 10 olduğunda ise titreşim genliği en küçük seviyeye düşmesine rağmen oturma zamanın 1 saniyeden daha fazla olduğu gözlemlenmektedir. En iyi sonucun kazanç değeri 5 olduğunda elde edildiğinden dolayı simülasyonlarda bu değer kullanılmıştır.

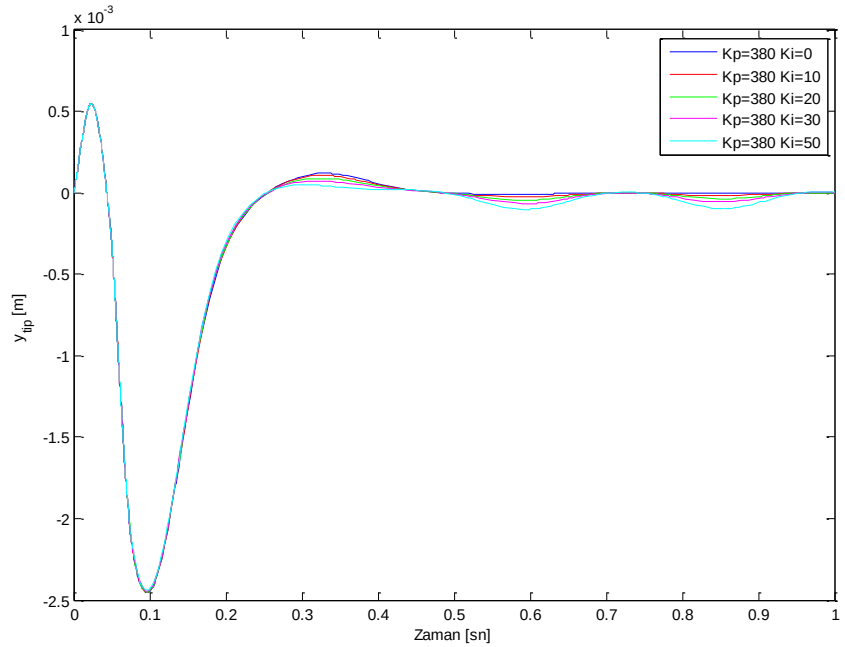
Şekil 4.18'de sisteme uygulanan iki kontrolcüden biri olan PI kontrolün Kp değerinin değişiminin kontrol performasnı üzerindeki etkisi incelenerek, optimal Kp değeri bulunmaya çalışılmıştır.



Şekil 4.18 : u=5.5, G=5 ve Ki=0 iken Kp'ye göre kontrol performansının değişimi

Kp değerinin kontrol performansına olan etkisi Şekil 4.18'de görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi Kp'nin 380 den küçük değerleri için hem titreşim genliği artmakta hem de oturma zamanı uzamaktadır. Kp değeri büyüdükçe titreşim genliği azalmakta fakat yine oturma zamanında problemler ortaya çıkmaktadır. Kp'nin 380 değeri için titreşimlerin genliği orta seviyededir fakat alınan değerler arasında en çabuk sıfıra oturan olduğu için simülasyonlarda Kp için 380 değeri kullanılmıştır.

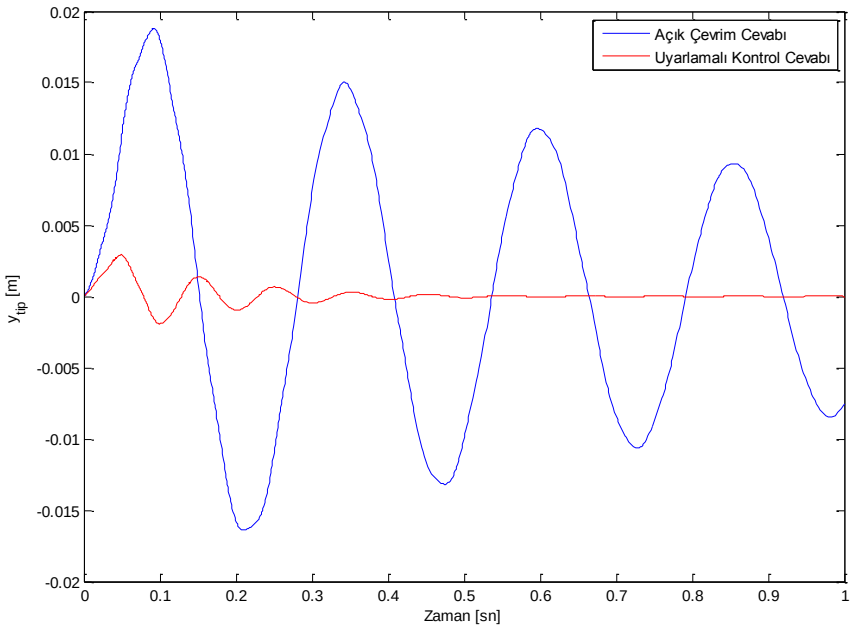
Şekil 4.19' da ise boyutsuz akışkan hızı 5.5 iken PI denetleyicinin Ki katsayısının değişiminin kontrol performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir.



Şekil 4.19 : u=5.5, G=5 ve Kp=380 iken Ki'ye göre Kontrol performansı değişimi

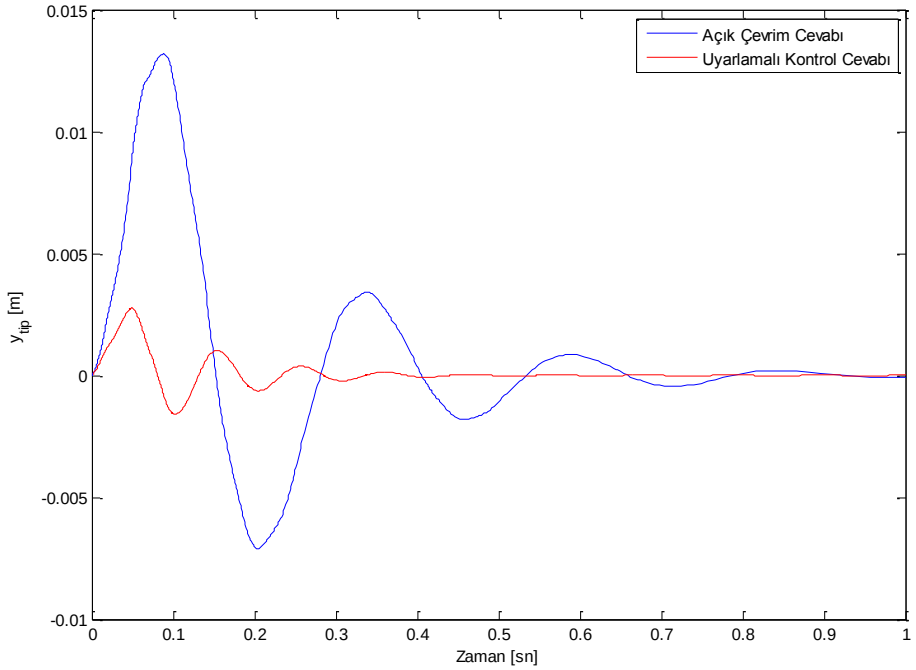
Şekil 4.19'dan görüldüğü gibi Ki değerinin artmasıyla sistem cevabında salınımlar artmıştır. En ideal sonuca Ki sıfıra eşit iken ulaşılmıştır. Bu neden simülasyonlarda Ki=0 değeri hesaba katılmıştır.

Şekil 4.20' de ise boyutsuz akışkan hızı 0.1 iken bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyicinin borunun uç noktasındaki titreşimleri sönümleme performansı görülmektedir.



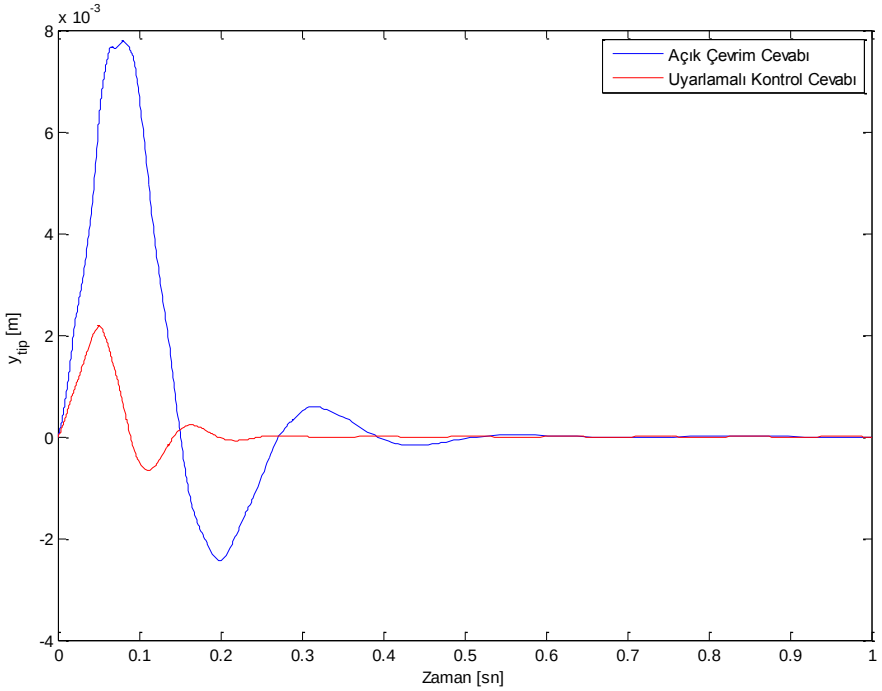
Şekil 4.20 : u=0.1 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.21’ de ise boyutsuz akışkan hızı 1 iken bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyicinin borunun uç noktasındaki titreşimleri sönümleme performansı görülmektedir.



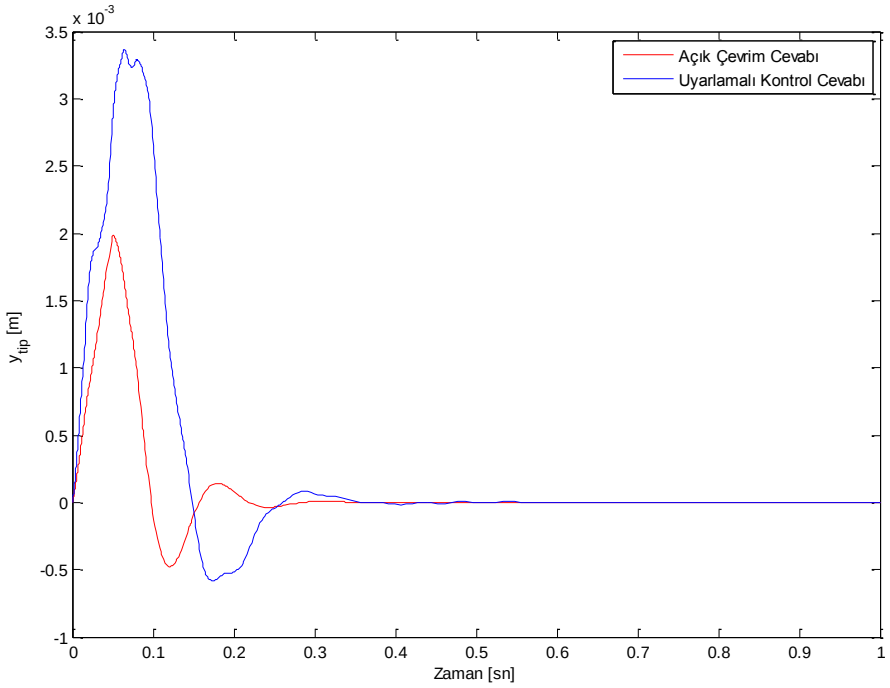
Şekil 4.21 : u=1 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.22’ de ise boyutsuz akışkan hızı 2 iken bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyicinin borunun uç noktasındaki titreşimleri sönümleme performansı görülmektedir.



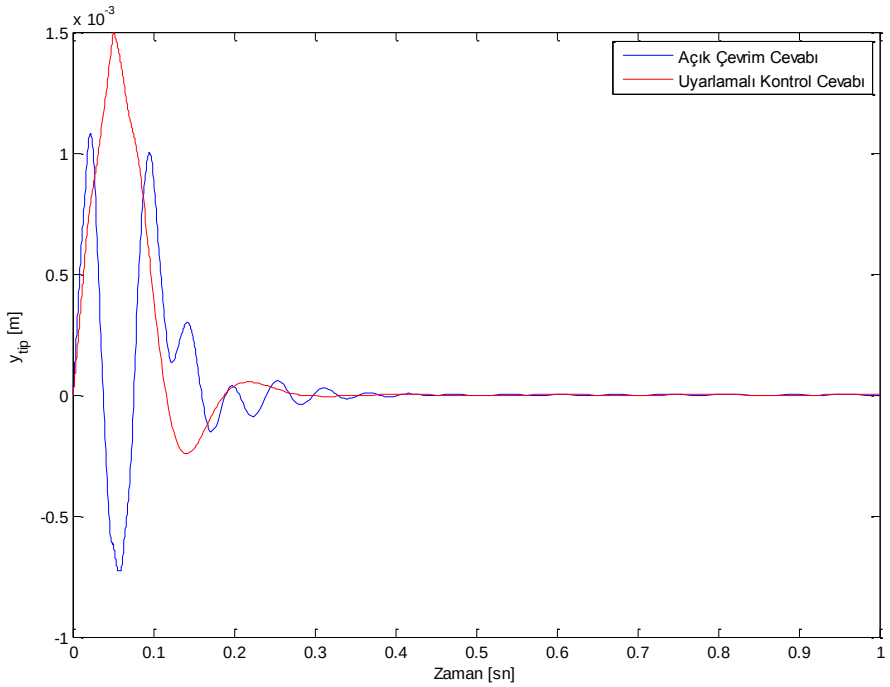
Şekil 4.22 : u=2 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.23' te ise boyutsuz akışkan hızı 3 iken bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyicinin borunun uç noktasındaki titreşimleri sönümleme performansı görülmektedir.



Şekil 4.23 : u=3 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması

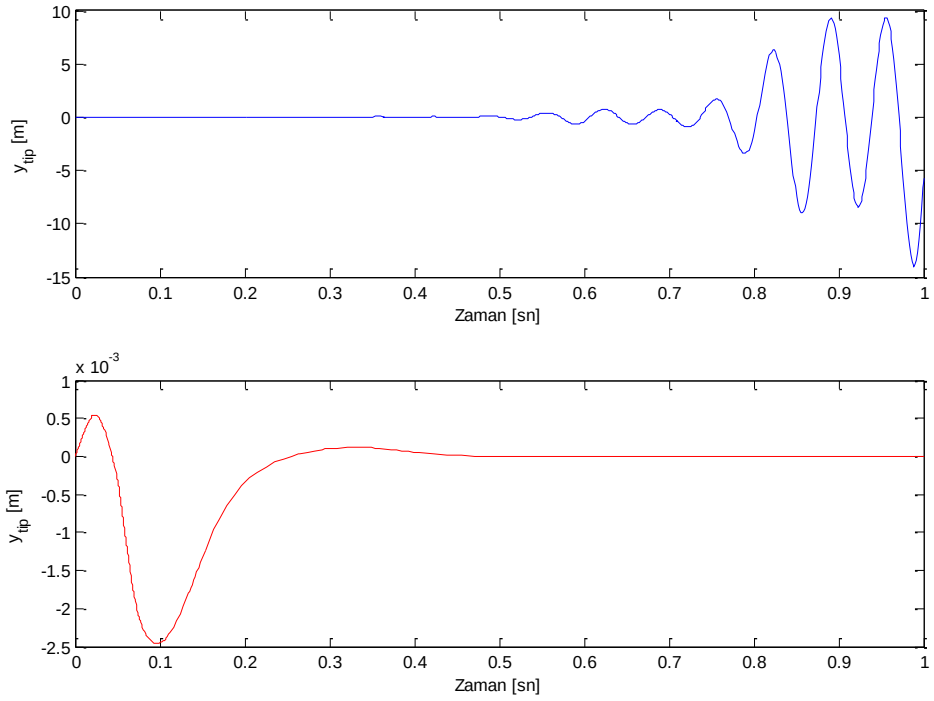
Şekil 4.24' de ise boyutsuz akışkan hızı 4 iken bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyicinin borunun uç noktasındaki titreşimleri sönümleme performansı görülmektedir.



Şekil 4.24 : u=4 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması

Akışkan akış hızının (u) 0.1, 1, 2, 3, 4 değerleri için uyarlamalı kontrol altındaki sistem cevapları ile bu hızlardaki açık çevrim cevapları karşılaştırılması Şekil 4.20'dan Şekil 4.24'e kadar olan şekillerde görülmektedir.

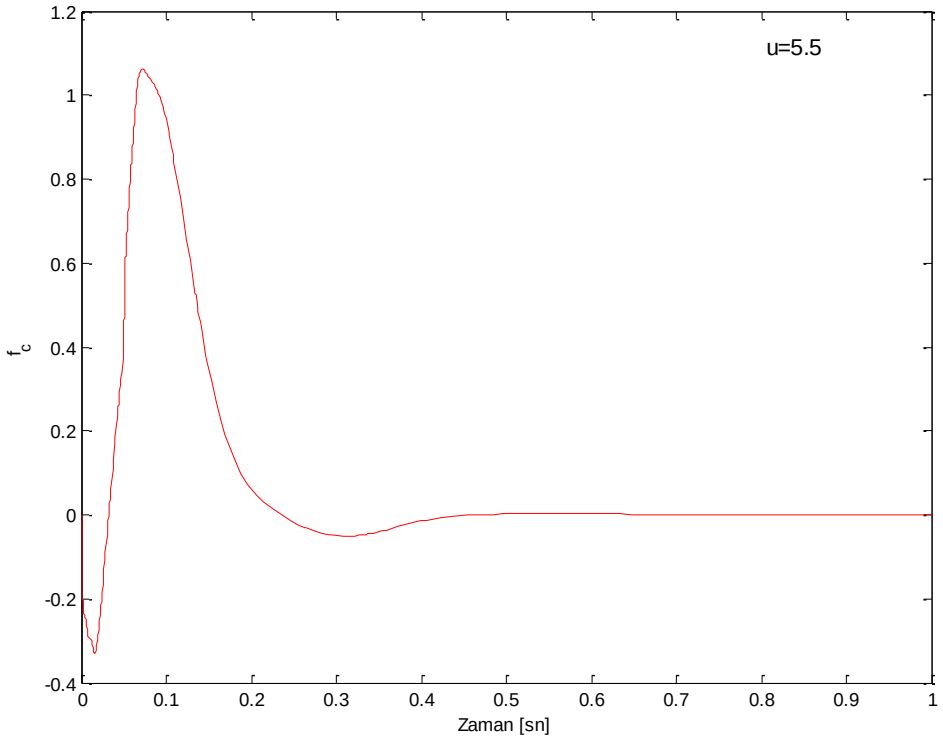
Bir önceki kısımda uygulanan PI kontrolde u=4 değerine kadar başarılı bir kontrol sağlanmıştır. Akışkan akış hızının boyutsuz değeri u=5.5 ve üzerine çıktığında PI kontrolün sistemin kararlılığını sağlamakta başarısız olduğunu ve sistemin kararsız bir davranış sergilediğini görülmektedir. Bu tip yüksek akış hızlarında sistemin kararlılığını koruması için tasarlanan bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrol altındaki sistemin bu yüksek hızlardaki cevabı Şekil 4.25, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de verilmiştir. Açık çevrim cevabının genliğinin çok büyük olması nedeniyle sistem cevapları bir grafiğe çizdirildiğinde kontrol edilmiş sistem cevabı sıfırda düz çizgi olarak görülmektedir. Anlaşılırlık açısından grafikler alt alta iki grafiğe çizdirilmiştir. u=5.5, u=6 ve u=7 için simülasyonlar yapılmıştır.



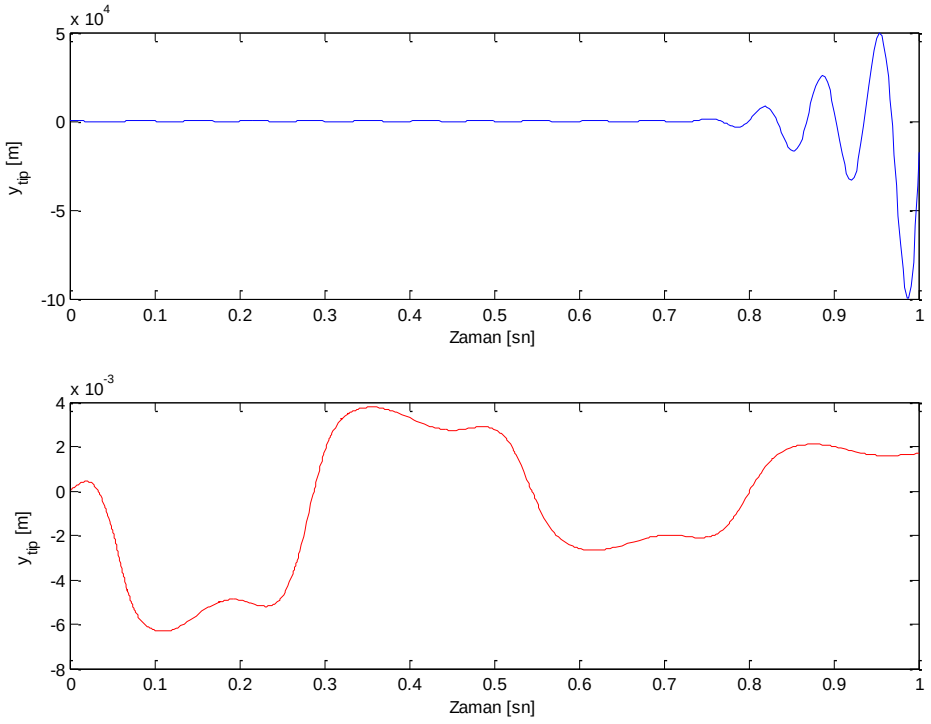
Şekil 4.25 : u=5.5 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.25'de sistemin aktif titreşimlerinin yaklaşık 0.5 saniyede sönümlendiği görülmektedir. Tasarlanan kontrol algoritması u=5.5 olduğunda sistemde çok küçük genlikli titreşimlere izin vermiştir. u=5.5 boyutsuz hızında sistemin aktif titreşim kontrolünde tasarlanan bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrolün etkinliği

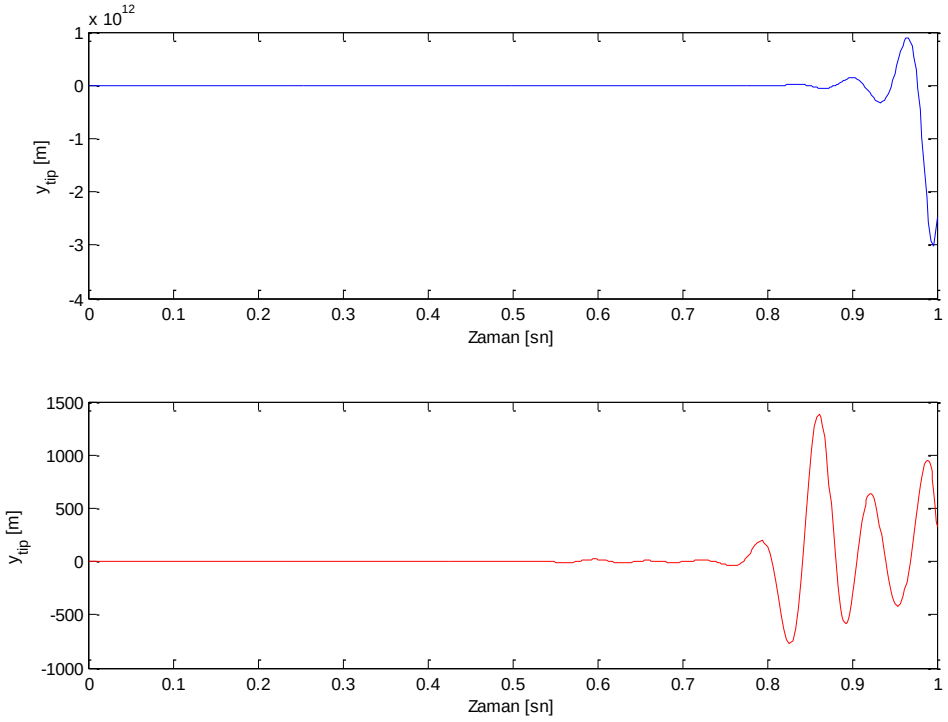
yukarıdaki şekilde görülmektedir. Boyutsuz akışkan hızı 5.5 iken sistemi kontrol etmek için eyleyiciler tarafından oluşturulan kontrol kuvveti aşağıdaki Şekil 26'da verilmiştir.



Şekil 4.26 : Kontrol kuvveti



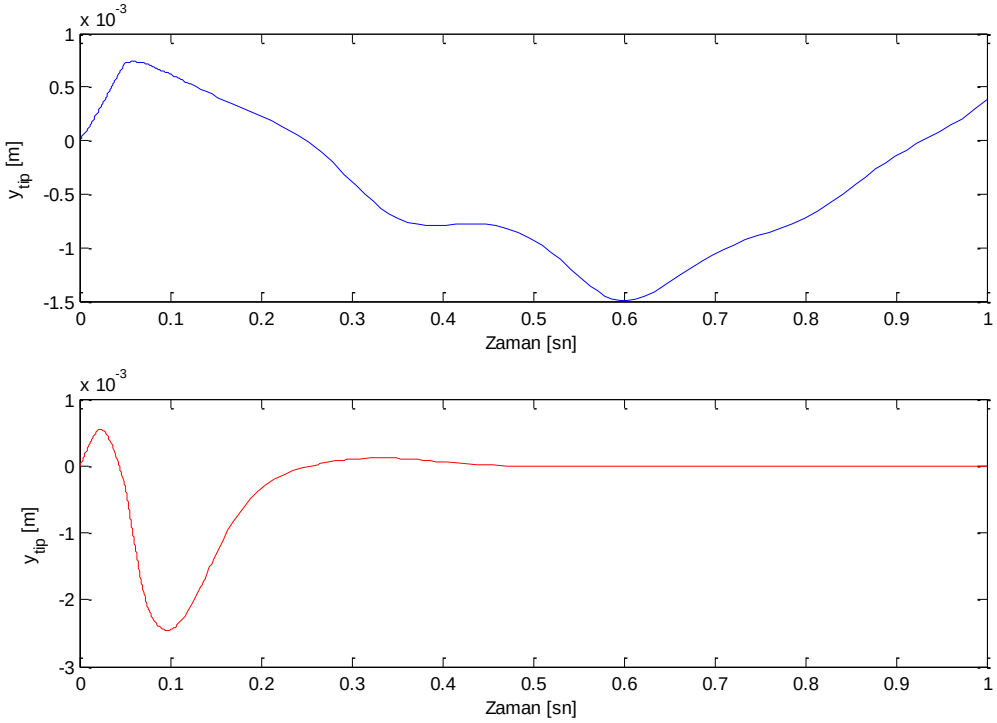
Şekil 4.27 : u=6 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması



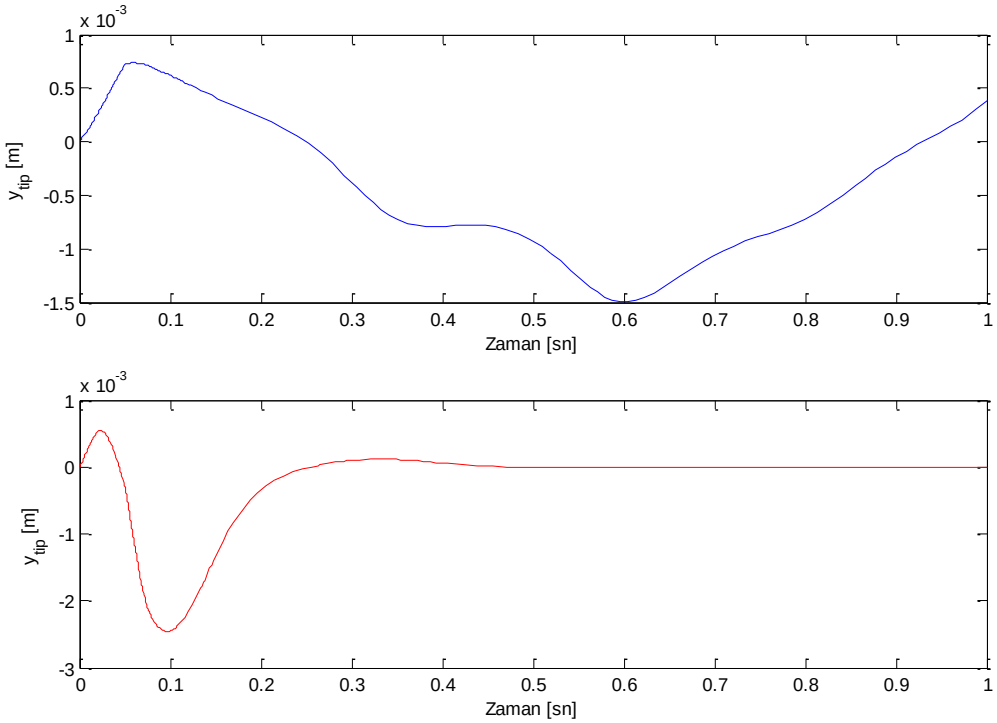
Şekil 4.28 : u=7 olduğunda açık çevrim cevabı ile uyarlamalı kontrol cevabının karşılaştırılması

Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'den görüldüğü gibi u=6 ve u=7 olduğunda sistemde tam kontrol ile tam olarak kararlı hale getirilememiştir. u=6 olduğu Şekil 4.27'da sistemin kontrol uygulanmadığındaki aktif titreşimlerinin genliğinin değerleri t=0,9sn-1sn anında $5x10^{4}$ civarındadır. Uygulanan uyarlamalı kontrol algoritması ile titreşimlerin genlikleri yaklaşık olarak $2x10^{-3}$ civarlarına düşürülmüştür. u=7 olduğunda ise şekil 4.28'den görüldüğü gibi sistemin karasızlığının kontrol ile üstesinden gelinememiş sadece titreşim genliklerinin değerleri t=0,9sn-1sn anında 10^{12} seviyelerinden 10^{3} seviyelerine düşürüldüğü gözlemlenmiştir.

Tasarlanan uyarlamalı kontrolcünün, PI kontrol ile yüksek hızlar için karşılaştırıldığında aşağıdaki şekillerde gösterilen sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4.29'da boyutsuz akış hızı 5.5 olduğunda PI denetleyici uygulanan sistemin cevabı ile bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyici uygulanan sistemin cevabının karşılaştırılması verilmiştir. Şekil 4.30'da ise boyutsuz akışkan hızı 6 olduğunda tasarlanan her iki denetleyicinin borunun uç noktasındaki titreşimleri sönümleme performansları karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırma işlemi sonucunda tasarlanan bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyicinin yüksek akış hızlarında başarılı olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 4.29 : u=5.5 iken PID kontrol ile bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrolün karşılaştırılması



Şekil 4.30: u=6 iken PID kontrol ile bulanık mantık tabanlı uyarlamalı kontrolün karşılaştırılması

Şekil 4.29 ve şekil 4.30'dan görüldüğü gibi tasarlanan uyarlamalı kontrol PID kontrole göre akışkan akış hızının yüksek değerlerinde çok daha iyi sonuç vermektedir.

Tasarlanan uyarlamalı kontrolün yüksek hız seviyelerinde akışkan taşıyan ankastre borudaki aktif titreşimlerin sönümlenmesinde başarılı olduğu gözlenmiştir. Sistemin kararlılık gösterdiği bölgeler genişletilerek kritik akış hızı seviyesi yukarılara çekilmiştir.

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

5.1 Giriş

Yapılan çalışmada akışkan taşıyan dikey ankastre borunun dinamik analizi ve boruda oluşan titreşimlerin aktif kontrolü üzerinde durulmuştur. Sistemin hareket denkleminin sonlu elemanlar metodunun zayıf formülasyon tekniği kullanılarak titreşim biçimlerine ayrıklaştırılmıştır. Sistem parametrelerinin değişimine göre sistemin gösterdiği dinamik davranışlar incelenmiştir. Boruda meydana gelen titreşimler tasarlanan iki değişik kontrol tekniği ile sönümlenmiştir. Bu bölümde yapılan çalışma özetlenerek elde edilen sonuçlar verilmiş ve sonraki çalışmalarda yapılacaklara öneriler sunulmuştur.

5.2 Yapılan Çalışma ve Sonuçlar

İlk bölümde akışkan taşıyan boruların dinamiklerinin ve aktif titreşim kontrolünün incelendiği bazı çalışmalar özetlenerek verilmiştir. İkinci bölümde literatürde var olan sistem hareket denklemi, sonlu elamanlar metodunun zayıf formülasyon tekniği kullanılarak titreşim biçimlerine ayrıklaştırılmıştır. Sistem dört elemana bölünmüş ve her eleman için kütle, jiroskopik ve rijitlik matrisleri bulunmuştur. Daha sonra bu elaman matrisleri ile sistemin global kütle, jiroskopik ve rijitlik matrisleri elde edilmiştir.

Üçüncü bölümde sistemin doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Nümerik değerler ile analitik değerleri karşılaştırılarak elde edilen sonlu elemanlar metodu ile elde edilen sistem modelinin doğruluğu test edilmiştir. Analitik sonuçlar ile nümerik sonuçların uyum içinde olduğu gözlemlenmiştir. Sistemin parametrelerinin değişiminin bu doğal frekanslar üzerindeki etkisi incelenmiştir. Akışkan hızının sıfır olduğu durumda içi sıvı dolu borunun doğal frekansları borunun yatay ve dikey durduğu durumlar için elde edilmiş ve düşey duran boru için doğal frekansların arttığı tespit edilmiştir. Akışkan hızının sistem dinamiği üzerinde olan etkisi

incelendiğinde akışkan hızının artmasının sistemin doğal frekanslarını düşürdüğü gözlemlenmiştir. Birinci doğal frekansın sıfıra düştüğü bu hıza kritik akış hızı denilmiştir ve akışkan hızı bu kritik hızı aştığında sistemin kararsızlık bölgesine girdiği gözlemlenmiştir. Diğer sistem parametrelerinin sistem dinamiğine olan etkisi incelendiğinde, boruyu çevreleyen durgun akışkan ortamla birlikte borunun sürtünmesi nedeniyle oluşan viskoz sönümlemenin katsayısı olan c'nin değerinin artması durumunda doğal frekansların değerlerinin düştüğü gözlemlenmiştir. Boru malzemesi kaynaklı içsel kayıpları ifade eden E^{*}'nin artması ile birinci ve ikinci doğal frekansın belirli bir değerden sonra sıfırlandığı, üçüncü ve dördüncü doğal frekansın ise $\alpha = 0.01$ değerinde sıfır olduğu $\alpha = 0.015$ değerinde ise yenide pozitif değer aldığı gözlemlenmiştir. α değerinin simülasyonların güvenirlirliği doğrultusunda $\alpha < 0.015$ seçilmesinin gerekliliği belirtilmiştir. Akışkan kütlesinin ve boru kütlesinin artımının sistemin doğal frekanslarının azalmasına neden olduğu tespit edilmiştir. Borunun uzunluğunun artmasının tüm doğal frekanslarda önemli düşüşlere yol açtığı görülmüştür. Akışkan hızına eklenen harmoniklerin belirlenmesinde iki parametreden biri olan pertürbasyon katsayının artmasının ele alınan aralık değeri için birinci doğal frekansı arttırdığı diğer doğa frekansları düşürdüğü gözlemlenmiştir. Bu parametrenin daha çok arttırılmasıyla birinci doğal frekansında azalma eğilimi göstereceği düşünülmektedir. Diğer bir parametre olan dairesel frekans değeri arttırıldığında doğal frekansların belli bir değer çevresinde çok küçük salınımlar göstererek değiştiği gözlemlenmiştir. Borunun bağımsız ucuna yerleştirilen lülenin etkisi incelendiğinde, lüle giriş ve çıkış ağız alanlarının oranlarının artması ile doğal frekanslarda küçük değişimler meydana gelmiştir. Birinci doğal frekansın değerinin küçük değişimler nedeniyle arttığı diğer frekansların değerlerinin ise düştüğü gözlemlenmektedir. Bu oran arttırılmaya devam edildiğinde birinci frekansın değerinin de azalma eğiliminde olacağı tahmin edilmektedir.

Üçüncü bölümün ikinci kısmı olarak bu sistem parametrelerinin sistem açık çevrim cevabı üzerindeki etkileri incelenmiştir. Tüm parametrelerin sistemin kararlılığı üzerindeki etkileri gözlemlenmiştir. Akışkan hızının artımına bağlı olarak u=0.1, 1, 2, 3 ve 4 değerlerinde sistemin kararlı olduğu, u=5.5 değerine arttığında ise sistemin kararsız davranış gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu akışkan akış hızı değerinden büyük tüm hızlar için sistem kararsız bir davranış göstermektedir. c'nin değerinin artmasıyla sistemi serbest titreşimlerinin genliğinin düştüğü ve oturma zamanının da

kısaldığı görülmüştür. E^*'ın değerinin artmasıyla da sistemin serbest titreşimlerinin salınımının azaldığı ve genliğinin düştüğü gözlemlenmiştir. Boru içinden akan akışkan kütlesi arttığında ise sistemin serbest titreşim genliğinin düştüğü fakat sistemdeki salınımlarının artarak, oturma zamanının uzamasına neden olduğu görülmektedir. Boru kütlesinin artımında sıvı kütlesinin artımındaki sonuçlara benzer sonuçlar ortaya çıkmıştır. Borunun uzunluğunun arttırılmasının ise tam ters etkisi olduğu gözlemlenmiştir. Borunun uzunluğunun artması ile titreşimlerin genliğinde ve salınımlarında artma gözlenmiştir. Sisteme eklenen lüleni ağız yarıçapları oranlarını artması ile akışkanın borudan çıkış hızı değişmektedir. Bu hızın artmasıyla beraber sistem daha kararlı hale gelmiş ve titreşimlerin genliği düşürülmüştür. Oturma zamanında da azalma olduğu görülmüştür. Akışkan hızına eklenen harmoniklerin genlik katsayısı ve dairesel frekansın sistem açık çevrim cevabı üzerine etkileri incelendiğinde pertürbasyon katsayının artması ile sistemdeki titreşimlerin genliğinin düştüğü ve oturma zamanının da kısaldığı, dairesel frekansın ise açık çevrim cevabı üzerinde önemli ölçüde etkisinin olmadığı gözlemlenmiştir. Sistemin ilk üç modu için öz değerlerinin Argand diyagramı çizilmiş ve akışkan hızı değiştirilerek öz değerlerin değişimi gözlemlenmiştir. Doğal frekansların yüksek akış hızları için karmaşık düzlemin sağ tarafına geçtiği gözlemlenmiştir. Böylece sistemin yüksek akış hızlarında kararsız davranış sergilediğini göstermektedir.

Dördüncü bölümde sistemin titreşimlerini sönümlemek amacıyla sisteme PI ve bulanık mantık tabanlı uyarlamalı bir kontrol tekniği uygulanmıştır. PI denetleyici kontrolünde, akışkan hızının düşük olduğu durumlar için sistemin titreşim genliğini ve oturma zamanını azaltmayı başardığını gözlemlemişlerdir. Fakat sistemin akışkan akış hızının artmasıyla kararsız davranış sergilemesi ile PI kontrolün sistemin titreşimlerini sönümlemekte başarısız olduğu gözlemlenmiştir. Sistemin kararsızlığa ulaştığı hız sınırını yukarı çekebilmek ve yüksek hızlarda da sistemin titreşimlerini sönümlemek amacıyla bulanık mantık tabanlı denetleyici tasarlanmıştır. Tasarlanan bulanık mantık kontrolcünün akışkan hızının u=5.5 ve u=6 olduğu durumlarda boru titreşimlerini sönümlediği ve u=7 ve daha büyük akış hızı değerleri içinse borunun uç kısmındaki salınımları genliğini azalttığı gözlemlenmiştir. Tasarlanan bulanık mantık tabanlı uyarlamalı denetleyicinin aktif titreşim kontrolünde başarılı olduğu gözlemlenmiştir.

5.3 Sonraki Çalışmalara Öneriler

Aktif kontrol uygulanarak akışkan taşıyan borunun titreşimlerinin sönümlenmesi konusunda yapılan çalışmalar literatürde az sayıda olup gün geçtikçe önemi artmaktadır. Bu çalışmada yapılanların en kısa sürede bir yayın içinde toplaması ile literatüre katkı sağlayacağı düşünülmektedir. Yapılabilecek çalışmalar aşağıda maddeler halinde kısaca özetlenmiştir.

- Tasarlanan uyarlamalı kontrol sistemi deneysel olarak gerçekleştirilebilir.
- Sistemin dinamiği farklı sınır şartları altında modellenerek incelenebilir.
- Sisteme değişik kontrol teknikleri uygulanarak titreşim kontrolü yapılabilir.
- Modelleme aşamasında ihmal edilen paratmetreler hesaba katılarak sistem modeli daha da geliştirilebilir.
- Çalışılan sistemin boyutları nano düzeylere indirilerek sistem dinamiği incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

[1] **Yigit, F.** (2008). Active control of flow-induced vibrations via feedback decoupling, *Journal of Vibration and Control*, **14**(4), 591-608.

[2] **Borglund, D.** (1998). On the optimal design of pipes conveying fluid, *Journal of Fluids and Structures*, **12**, 353-365.

[3] **Bou-Rabee, N. M., Romero, L. A. ve Salinger, A. G.** (2002). A multiparameter, stability analysis of a standing cantilever conveying fluid, *Journal of Applied Dynamical Systems, **Vol. 1, No. 2***, 190-214.

[4] **Koo, G.H. ve Park, Y. S.** (1996). Vibration analysis of a 3-dimensional piping system conveying fluid by wave approach, *J. Pres. Ves. & Piping*, **67**, 249-256.

[5] **Öz, H. R. ve Boyacı, H.** (2000). Tranverse vibrations of tensioned pipes conveying fluid with time-dependent velocity, *Journal of Sound and Vibration*, **236**(2), 259-276.

[6] **Sadeghi Y. M., Paidoussis, M. P. ve Semler, C.** (2008). Three-dimensional oscillations of a cantilever pipe conveying fluid, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, Vol.**43**, Issue 1, 18-25.

[7] **Hiramoto, K. ve Doki, H.** (2004). Simultaneous optimal design of structural and control systems for cantilevered pipes conveying fluid, *Journal of Sound and Vibration*, **274**, 685-699.

[8] **Zhai, H., Wu, Z., Liu, Y. ve Yue, Z.** (2011). Dynamic response of pipeline conveying fluid to random excitation, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. **241**, Issue 8, 2744-2749.

[9] **Li, B., Gao, H., Zhai, H., Liu, Y. ve Yue, Z.** (2011). Free vibration analysis of multi-sapn pipe conveying fluid with dynamic stiffness method, *Nuclear Engineering and Design*, Vol. **241**, Issue 3, 666-671.

[10] **Jin, J. D. ve Song, Z. Y. (2005).** Parametric resonances of supported pipes conveying pulsating fluid, *Journal of Fluids and Structures*, **20**, 763-783.

[11] **Öz, H. R. ve Evrensel, C. A.** (2002). Natural frequencies of tensioned pipes conveying fluid and carrying a concentrated mass, *Journal of Sound and Vibration*, **250**(2), 368-277.

[12] **Öz, H. R.** (2002). Natural frequencies of fluid conveying tensioned pipes and carrying a stationary mass under different end conditions, *Journal of Sound and Vibration*, **253**(2), 507-517.

[13] **Wadham-Gagnon, M., Paidoussis, M. P. ve Semler, C.** (2007). Dynamics of cantileved pipes conveying fluid. Part 1: Nonlinear equations of three-dimensional motion, *Journal of Fluids and Structures*, **23**, 545-567.

[14] **Paidoussis, M. P., Semler, C., Wadham-Gagnon, M. ve Saaid, S.** (2007). Dynamics of cantileved pipes conveying fluid. Part 2: Dynamics of the system with intermediate spring support, *Journal of Fluids and Structures*, **23**, 569-587.

[15] **Sadeghi, Y. M., Semler, C., Wadham-Gagnon, M. ve Paidoussis, M. P.** (2007). Dynamics of cantileved pipes conveying fluid. Part 3: Three-dimensional dynamics in the presence of an end-mass, *Journal of Fluids and Structures*, **23**, 589-603.

[16] **Huang, Y., Liu, Y., Li, B., Li, Y. ve Yue, Z.** (2010). Natural frequency analysis of fluid conveying pipeline with different boundary conditions., *Nuclear Engineering and Design*, Vol. **240**, Issue 3, 461-467.

[17] **Paidoussis, M. P. ve Issid, N. T.** (1974). Dynamics stability of pipes conveying fluid, *Journal of Sound and Vibration*, **33**(3), 267-294.

[18] **Biswas, A. K. ve Ahmed, N. U.** (2001). Optimal control of flow-induced vibration of pipeline, *Dynamics and Control*, **11**, 187-201.

[19] **Doki, H., Hiramoto, K. ve Skelton, R. E.** (1998). Active control of cantilevered pipes conveying fluid with constraints on input energy, *Journal of Fluids and Structures*, **12**, 615-628.

[20] **Lin, Y. H. ve Chu, C. L.** (1996). Active flutter control of a cantilever tube conveying fluid using piezoelectric actuators, *Journal of Sound and Vibration*, **191**(1), 97-105.

[21] **Tsai, Y. K. ve Lin, Y. H.** (1997). Adaptive modal vibration control of a fluid-conveying cantilever pipe, *Journal of Fluids and Structures*, **11**, 535-547.

[22] **Yau, C. H., Bajaj, A. K. ve Nwokah, O. D.** (1995). Active control of chaotic vibration in a constrained flexible pipe conveying fluid, *Journal of Fluids and Structures*, **9**, 99-122.

[23] **Tani, J. ve Sudani, Y.** (1992). Active flutter suppression of a tube conveying fluid, *1st European Conf. on Smart Structures and Materials*, Session (10).

[24] **Tani, J. ve Sudani, Y.** (1995). Active flutter suppression of a vertical pipe conveying fluid, *JSME International Journal*, Vol.38, No. 1.

[25] **Zhang, J., Cao, L., Yuan, W., Gao, R. ve Li, J.** (2010). Application of improved fuzzy controller for smart structure, *Journal of Computers*, Vol. 5, No.1.

[26] **Wenzhong, Q., Jincai, S. ve Yang, Q.** (2004). Active control of vibration using a fuzzy logic control method, *Journal of Sound and Vibration*, **275**, 917-930.

[27] **Kwak, M. K. ve Sciulli, D.** (1996). Fuzzy-logic based vibration suppression control experiments on active structures, *Journal of Sound and Vibration*, **191**(1), 15-28.

[28] **Sreenatha, A. G. ve Pradhan, M.** (2002). Fuzzy logic controller for position control of flexible structures, *Acta Astronautica*, Vol. 50, No. 11, 665-671.

[29] **Teng, T. L., Peng, C. P. ve Chuang, C.** (2000). A study on the application of fuzzy theory to structural active control, *Comput. Methods Appl. Mech. Engrg.*, **189**, 439-448.

[30] **Meirovitch, L.** (1990). *Dynamics and Control of Structures*, Wiley Interscience, New York.

[31] **Paidoussis, M. P.** (1998). *Fluid-Structure Interactions: Slender Structures and Axial flow, Volume 1*, London:Academic Press

[32] **Zadeh, L. A.** (1965). Fuzzy Sets, *Information and Control*, **8**, 338-353.

EKLER

EK A : Sistemin eleman kütle, jiroskopik ve rijitlik matrisleri
EK B : Bulanık mantık tabanlı kontrol için hazırlanan FIS Editör sistemi

EK A

$$M = \begin{bmatrix} \frac{13L(m+M)}{35} & \frac{11L^2(m+M)}{210} & \frac{9L(m+M)}{70} & \frac{-13L^2(m+M)}{420} \\ \frac{11L^2(m+M)}{210} & \frac{L^3(m+M)}{105} & \frac{13L^2(m+M)}{420} & \frac{-L^3(m+M)}{140} \\ \frac{9L(m+M)}{70} & \frac{13L^2(m+M)}{420} & \frac{13L(m+M)}{35} & \frac{-11L^2(m+M)}{210} \\ \frac{-13L^2(m+M)}{420} & \frac{-L^3(m+M)}{140} & \frac{-11L^2(m+M)}{210} & \frac{L^3(m+M)}{105} \end{bmatrix} \quad \textbf{(A.1)}$$

$$G_1 = \begin{bmatrix} \frac{12E^*I}{L^3} + \frac{13cL}{35} + MU \\ \frac{6E^*I}{L^2} + \frac{11cL^2}{210} - \frac{LMU}{5} \\ \frac{-12E^*I}{L^3} + \frac{9cL}{70} - MU \\ \frac{6E^*I}{L^2} - \frac{13cL^2}{420} + \frac{LMU}{5} \end{bmatrix}$$

$$G_2 = \begin{bmatrix} \frac{6E^*I}{L^2} + \frac{11cL^2}{210} + \frac{LMU}{5} \\ \frac{4E^*I}{L} + \frac{cL^3}{105} \\ \frac{-6E^*I}{L^2} + \frac{13cL^2}{420} - \frac{LMU}{5} \\ \frac{2E^*I}{L} - \frac{cL^3}{140} + \frac{L^2MU}{30} \end{bmatrix}$$

$$G_3 = \begin{bmatrix} \frac{-12E^*I}{L^3} + \frac{9cL}{70} + MU \\ \frac{-6E^*I}{L^2} + \frac{13cL^2}{420} + \frac{LMU}{5} \\ \frac{12E^*I}{L^3} + \frac{13cL}{35} + MU \\ \frac{-6E^*I}{L^2} - \frac{11cL^2}{210} - \frac{LMU}{5} \end{bmatrix}$$

$$G_4 = \begin{bmatrix} \frac{6E^*I}{L^2} - \frac{13cL^2}{420} - \frac{LMU}{5} \\ \frac{2E^*I}{L} - \frac{cL^3}{140} - \frac{L^2MU}{30} \\ \frac{-6E^*I}{L^2} - \frac{11cL^2}{210} + \frac{LMU}{5} \\ \frac{4E^*I}{L} + \frac{cL^3}{105} \end{bmatrix}$$

$$G = [G_1 \quad G_2 \quad G_3 \quad G_4] \tag{A.2}$$

$$K_1 = \begin{bmatrix} \frac{12EI}{L^3} + \frac{3g(m+M)}{5} - \frac{11M\dot{U}}{10} - \frac{6MUU_j}{5L} \\ \frac{6EI}{L^2} - \frac{LM\dot{U}}{10} - \frac{MUU_j}{10} \\ \frac{-12EI}{L^3} - \frac{3g(m+M)}{5} + \frac{M\dot{U}}{10} + \frac{6MUU_j}{5L} \\ \frac{6EI}{L^2} + \frac{gL(m+M)}{10} - \frac{MUU_j}{10} \end{bmatrix}$$

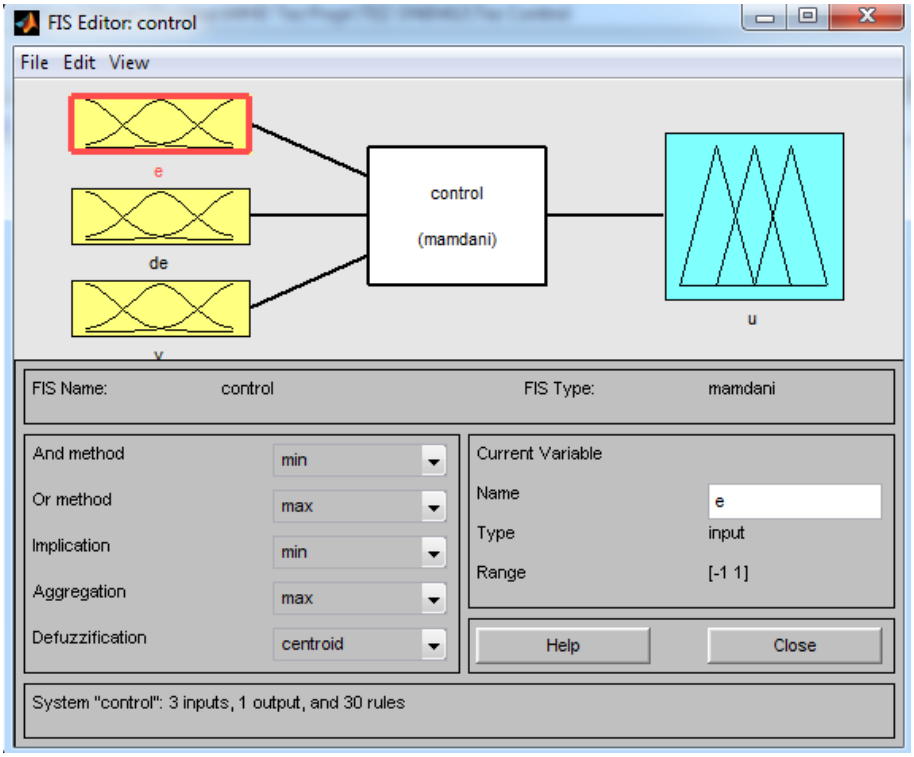
$$K_2 = \begin{bmatrix} \frac{6EI}{L^2} + gL(m+M) - \frac{9LM\dot{U}}{10} - \frac{11MUU_j}{10} \\ \frac{4EI}{L} + \frac{gL^2(m+M)}{10} - \frac{L^2M\dot{U}}{10} - \frac{2LMUU_j}{15} \\ -\frac{6EI}{L^2} - \frac{LM\dot{U}}{10} + \frac{MUU_j}{10} \\ \frac{2EI}{L} - \frac{gL^2(m+M)}{60} + \frac{L^2M\dot{U}}{30} + \frac{LMUU_j}{30} \end{bmatrix}$$

$$K_3 = \begin{bmatrix} \frac{-12EI}{L^3} - \frac{3g(m+M)}{5} + \frac{11M\dot{U}}{10} + \frac{6MUU_j}{5L} \\ -\frac{6EI}{L^2} + \frac{LM\dot{U}}{10} + \frac{MUU_j}{10} \\ \frac{12EI}{L^3} + \frac{3g(m+M)}{5} - \frac{M\dot{U}}{10} - \frac{6MUU_j}{5L} \\ -\frac{6EI}{L^2} - \frac{gL(m+M)}{10} + \frac{MUU_j}{10} \end{bmatrix}$$

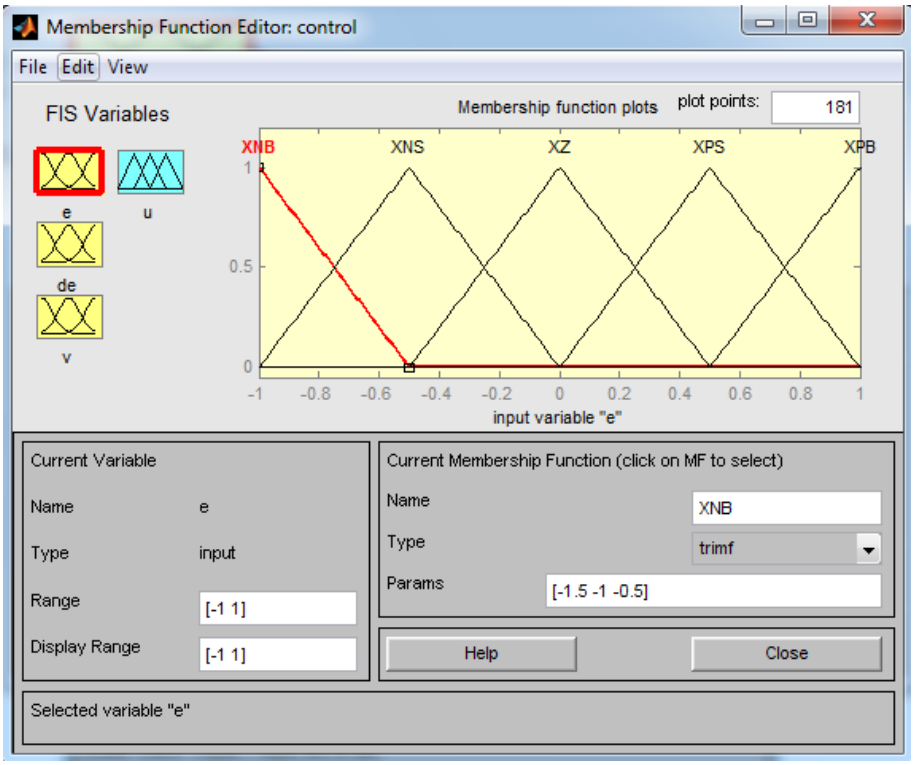
$$K_4 = \begin{bmatrix} \frac{6EI}{L^2} + \frac{gL(m+M)}{10} - \frac{LM\dot{U}}{5} - \frac{MUU_j}{10} \\ \frac{2EI}{L} - \frac{gL^2(m+M)}{60} + \frac{LMUU_j}{30} \\ \frac{-6EI}{L^2} - \frac{gL(m+M)}{10} + \frac{LM\dot{U}}{5} + \frac{11MUU_j}{10} \\ \frac{4EI}{L} + \frac{gL^2(m+M)}{30} - \frac{L^2M\dot{U}}{30} - \frac{2LMUU_j}{15} \end{bmatrix}$$

$$K = [K_1 \quad K_2 \quad K_3 \quad K_4] \tag{A.3}$$

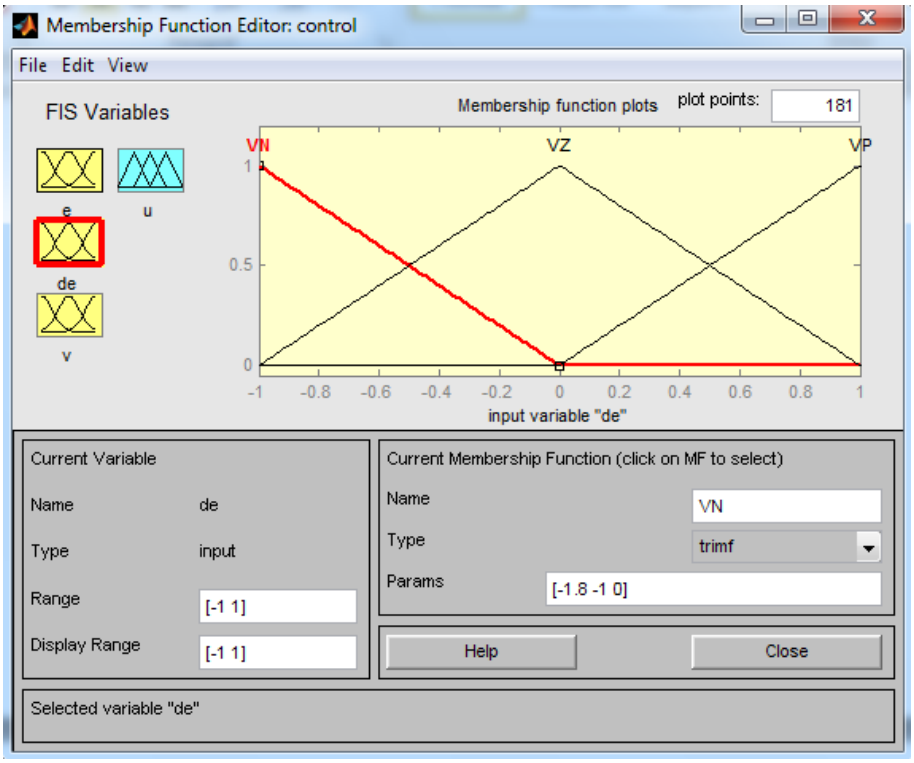
EK B



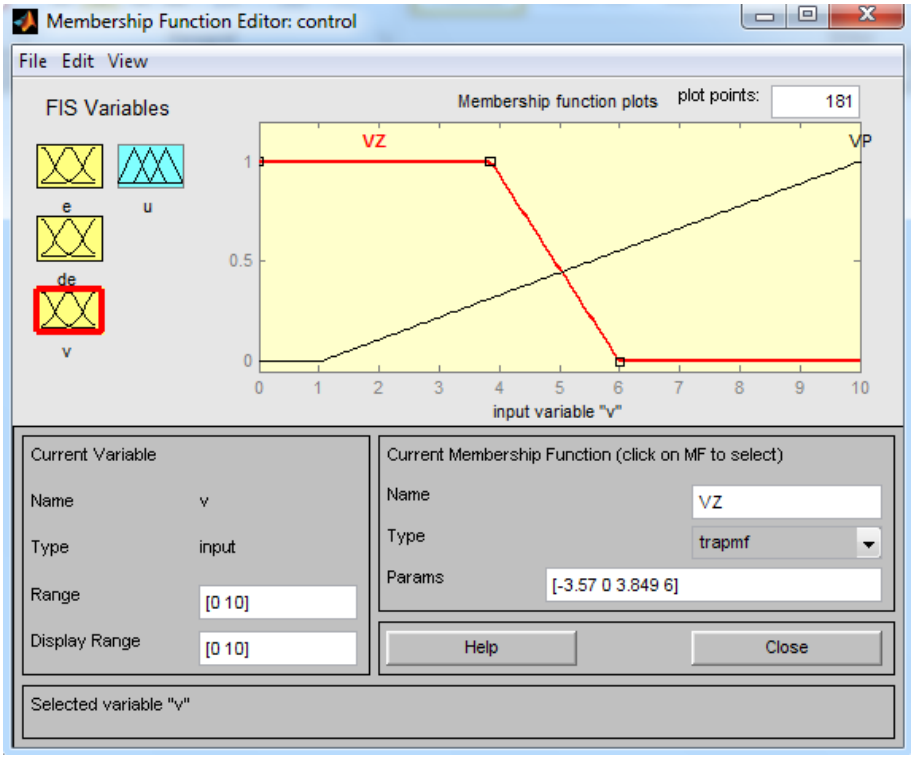
Şekil B.1 : Bulanık mantık kontrolcü genel yapısı



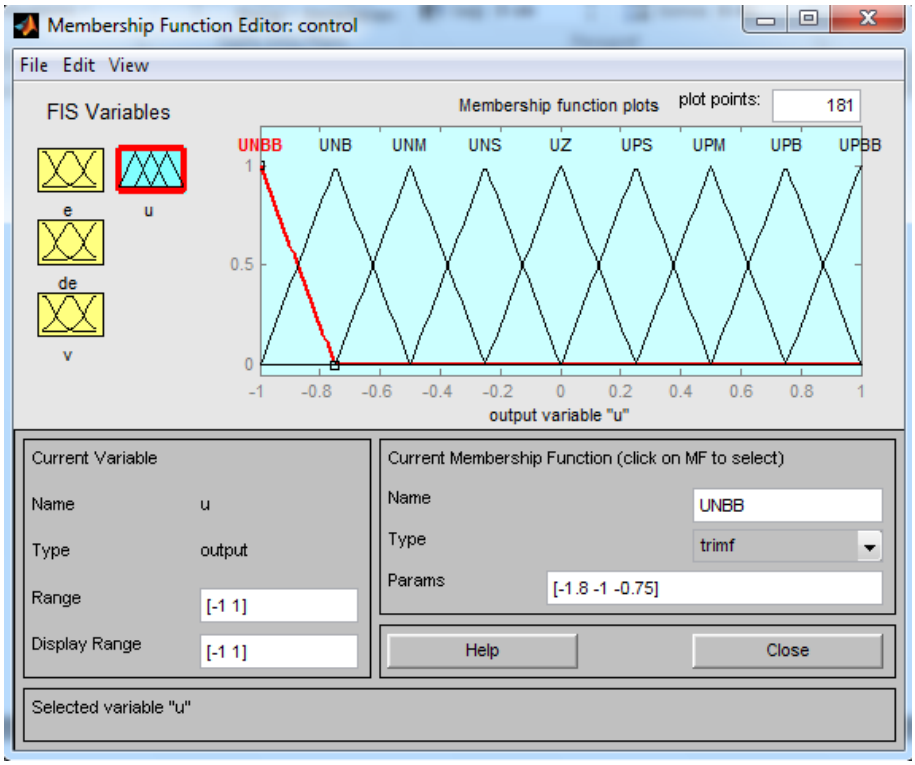
Şekil B.2 : Hata girişinin üyelik fonksiyonları



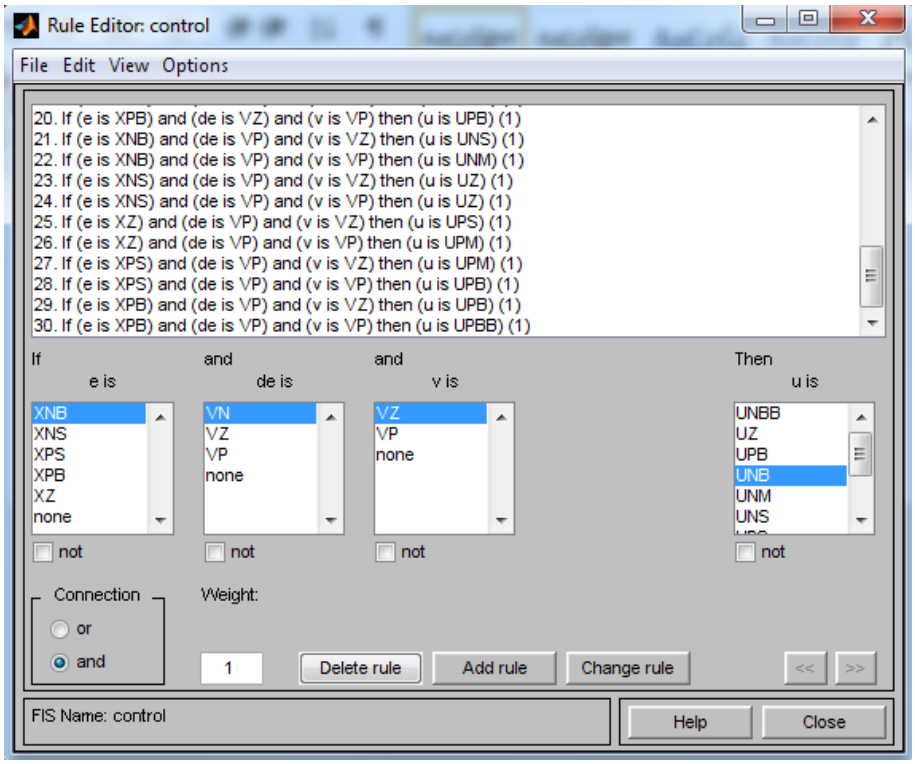
Şekil B.3 : Hatanın türevi girişinin üyelik fonksiyonları



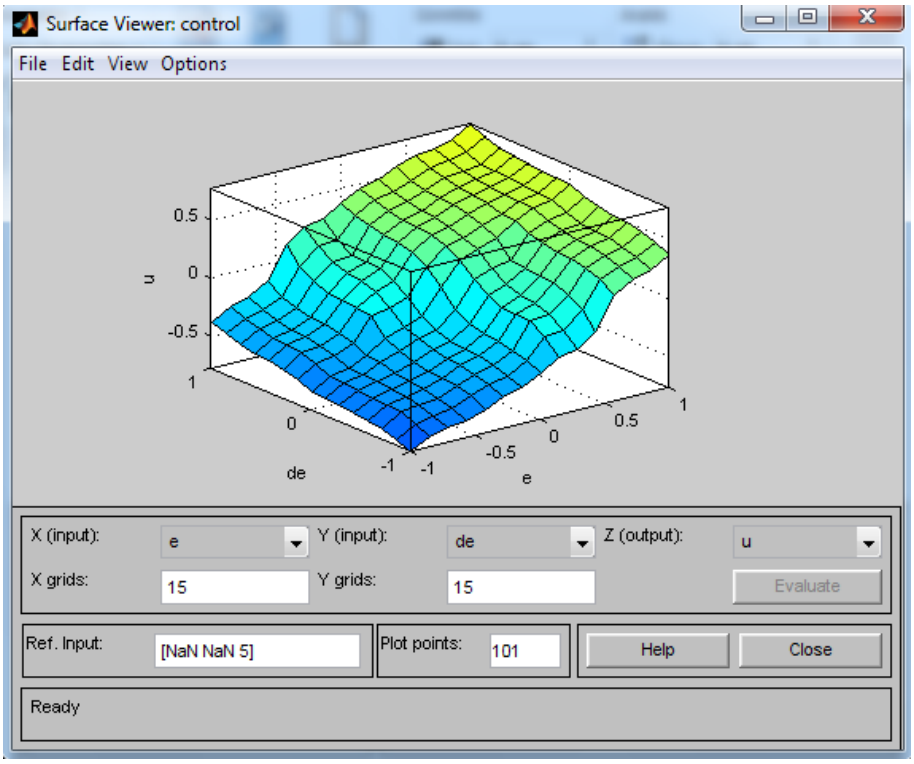
Şekil B.4 : Akışkan hızı girişinin üyelik fonksiyonları



Şekil B.5 : Kontrol kuvveti çıkışının üyelik fonksiyonları



Şekil B.6 : Kural Tabanı



Şekil B.7 : Oluşturulan bulanık mantık kontrolün 3 boyutlu gösterimi

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Mehmet Hakan DEMİR

Doğum Yeri ve Tarihi: Çayeli/Rize 15.09.1986

Adres: Yıldız Teknik Üniversitesi Yıldız Kampüsü Makina Fakültesi A Blok Kat:3
Mekatronik Mühendisliği Bölümü

E-Posta: mehmethakandemir@yahoo.com

Lisans: Kocaeli Üniversitesi - Mekatronik Mühendisliği Bölümü

Yayınlar:

M.Nurullah Tutgut, **M.Hakan Demir,**Faruk.Yiğit (2012). " Effect of Mold Coating on Shell Morphology in Solidification", *Advanced Materials Research*, Vol.445, pp.325-330