

**T.C
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ELASTİK UZUVLU BİR DÖRT-KOL MEKANİZMASININ DİNAMIĞI VE HIZ
KONTROLÜ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Alper Kadir TANYILDIZI

(07210120)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 27Aralık 2011

Tezin Savunulduğu Tarih : 11Ocak 2012

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Orhan ÇAKAR (F.Ü)

Diğer Jüri Üyeleri : Prof.Dr. Hasan ALLİ (F.Ü)

Prof.Dr. Z. Hakan AKPOLAT (F.Ü)

OCAK-2012

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasının her anında bilgi ve tecrübelerini paylaşmakta tereddüt etmeyen, her durumda bana yol göstererek destek olan danışman hocam Sayın Yrd. Doç. Dr. Orhan Çakar' a teşekkürlerimi sunarım.

Bilgi, tecrübe ve desteklerini hiçbir zaman esirgemeyen, özellikle deneysel çalışma sırasında yardımlarını eksik etmeyen Sayın Prof. Dr. Z. Hakan Akpolat, Sayın Öğr. Gör. Cafer Bal ve özellikle Arş. Gör. Dr. Gonca Özmen Koca' ya teşekkürü borç bilirim.

Ayrıca her an desteklerini hissettiğim, her sıkıntılı ve zorlu zamanlarda yanımda olan, dualarını hiçbir zaman eksik etmeden sürekli güler yüzleriyle bana destek olan eşim, annem, babam ve abime de sabır ve anlayışlarından dolayı şükranlarımı sunarım.

Alper K. TANYILDIZI

ELAZIĞ - 2011

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	I
İÇİNDEKİLER.....	II
ÖZET.....	IV
SUMMARY.....	V
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	VI
TABLolar LİSTESİ.....	IX
SEMBOLLER LİSTESİ.....	X
KISALTMALAR LİSTESİ	XIII
1. GİRİŞ.....	16
1.1 Tezin Amacı.....	18
1.2 Tezin Bölümleri.....	19
2. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ	20
3. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ HAREKET DENKLEMİ.26	26
4. ELEKTRİK MOTORUNUN MATEMATİKSEL MODELİ.....	28
5. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ SAYISAL BENZETİMİ ..30	30
6. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ HAREKET DENKLEMİ	33
7. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ SAYISAL BENZETİMİ	39
8. KAYAN KIPLI KONTROL YÖNTEMLERİ	43
8.1 Kayan Kipli Kontrol.....	43
8.2 Hareketli Kayan Kipli Kontrol.....	47
9. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ KRANK HIZININ KONTROLÜ	49
9.1 Parametre Değişiklikleri ve Dış Etkenlerin Kontrolcü Performansına Etkileri.....	52
9.1.1 Motor Geriliminin Sınırlandırılmasının Kontrolcü Performansına Etkisi.....	53
9.1.2 Kontrol Katsayısının Değişiminin Kontrolcü Performansı Üzerindeki Etkisi.....	55

9.1.3 Farklı Krank Hızları İçin Kontrolcü Performansı	58
9.1.4 Dış Kuvvet Uygulanmasının Kontrolcü Performansına Etkisi	60
10. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ KRANK HIZININ KONTROLÜ	64
10.1 Parametre Değişiklikleri ve Dış Etkenlerin Kontrolcü Performansına Etkileri	66
10.1.1 Motor Geriliminin Sınırlandırılmasının Kontrolcü Performansına Etkisi	66
10.1.2 Kontrol Katsayısının Değişiminin Kontrolcü Performansına Etkisi	67
10.1.3 Farklı Krank Hızları İçin Kontrolcü Performansının İncelenmesi	68
11. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ DENEYSEL UYGULAMA SONUÇLARI	71
11.1 Parametre Değişiklikleri ve Dış Etkenlerin Kontrolcü Performansına Etkileri	77
11.1.1 Farklı Krank Hızları İçin Kontrolcü Performansı.....	77
11.1.2 Parametrik Değişikliklerin Kontrolcü Performansına Etkisi	78
11.1.3 Dış Kuvvet Uygulanmasının Kontrolcü Performansına Etkisi	80
12. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ DENEYSEL SONUÇLARI	83
13. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME.....	86
14. KAYNAKLAR	88
15. EKLER.....	90
ÖZGEÇMİŞ	101

ÖZET

Mekanizmalar belirli bir hareketi belirli bir zaman içerisinde yapmak için tasarlanır ve kullanılırlar. Her ne kadar mekanizma krank hızının sabit olduğu düşünülerek tasarlanmış olsa da uzuv ataletleri ve uzuvların elastik özellikleri sebebiyle krank hızında bir dalgalanma oluşmaktadır. Oluşan bu dalgalanmalar sistemin doğru çalışmasını engellediğinden krank hızının sabitlemesi önem arz etmektedir.

Bu çalışmada bir dört-kol mekanizmasının uzuvları öncerişit kabul edilerek elektrik motoru ile birlikte modellenmiş ve hareket denklemi türetilmiştir. Hareket denklemleriçözülerek ataletlerden kaynaklanan krank hızındaki dalgalanmalar ortaya çıkarılmıştır. Uzuvların elastikiyetinin etkisinin incelenmesi için biyel uzvu elastik kabul edilerek hareket denklemi tekrar oluşturulmuş ve çözümü yapılmıştır. Ortaya çıkan krank hızı dalgalanmaları rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızı ile karşılaştırılarak elastikliğin etkisi ortaya konulmuştur.

Krank hızını sabitlemenin yollarından biri, mekanizmayı tahrik eden motor gerilimini kontrol etmektir. Bu amaçla hareketli kayan kipli kontrol (HKKK) yöntemi motor gerilimini kontrol etmek için kullanılarak hem rijit uzuvlu hem de elastik uzuvlu mekanizmaların benzetim çalışmaları yapılmıştır.

Kontrol yönteminin performansı ayrıca deneysel olarak da incelenmiştir. Gerçek zamanlı çalışabilen bir deney düzeneği hazırlanarakrijitve elastik uzuvlu mekanizmaların krank hızlarının kontrolü standart KKK ve HKKK yöntemleri ile yapılmaya çalışılmıştır.

Elde edilen sonuçlar grafikler ve tablolar halinde karşılaştırılarak değerlendirmeler yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler:Hareketli kayan kipli kontrol, dört-kol mekanizması, hız kontrolü

SUMMARY

Mechanisms are designed and used to make a particular movement in a certain time. However the mechanism is designed as the crank velocity is constant; it fluctuates because of the inertias and the elasticity of the links. It is necessary to eliminate these fluctuations that the mechanism works properly.

In this study, first a DC motor and a four-bar mechanism with rigid links are modeled. Then the equation of motion of the system is derived. After the solution of the equation of motion, the fluctuation of the crank velocity is obtained. To analyze the effect of the elasticity, the equation of motion is obtained and solved by accepting the connecting rod as elastic. The results are compared with the mechanism has rigid link to show the effect of the elasticity.

One way to fix the crank velocity is to control the voltage of the motor. For this purpose, moving sliding mode control (MSMC) is applied to the mechanisms which have rigid links and elastic links.

Further the performance of the control method is experimentally studied. A real-time working experimental setup is prepared to control the crank velocity of the mechanism which has rigid and elastic links by conventional SMC and MSMC methods.

The obtained results are compared by the figures and the tables.

Key Word: Moving sliding mode control, four-bar mechanism, velocity control

ŞEKİLLER LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 Dört-kol mekanizmasının şematik gösterimi.....	20
Şekil 4.1 Motorun ve dişli kutusunun şematik gösterimi.....	28
Şekil 5.1 Açık çevrimli sistem.....	30
Şekil 5.2 Rijit uzuvlu dört-kol mekanizmasının krank hızı	32
Şekil 6.1 Elastik biyelli dört-kol mekanizmasının şematik gösterimi	35
Şekil 7.1 Açık çevrimli benzetimde elastik ve rijit uzuvlu dört-kol mekanizmalarının krank hızları	41
Şekil 7.2 Elastik biyelde oluşan titreşim	42
Şekil 8.1 Kayan Kipli Kontrol.....	44
Şekil 8.2 Hareketli kayan kipli kontrol (a) dönme yaparak (b) öteleme yaparak.....	48
Şekil 9.1 Rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızının KKK ve HKKK ile kontrolünden elde edilen sonuçların karşılaştırılması	50
Şekil 9.2 Kontrol sırasında uygulanan gerilimler	51
Şekil 9.3 Yükselme zamanı içerisinde uygulanan gerilimlerin değişimi (0-0.1 s aralığı) ...	52
Şekil 9.4 ± 220 ve $\pm 80V$ gerilimle elde edilen krank hızları	53
Şekil 9.5 Kontrol gerilimleri.....	54
Şekil 9.6 Farklı K değerleri için krank hızının değişimi.....	55

Şekil 9.7 Farklı K değerleri için krank hızının değişimi (ayrıntılı çizim).....	56
Şekil 9.8 K değerlerinin ani yön değiştirme etkisi.....	57
Şekil 9.9 Çatırdamaya sebep olan K değerinde uygulanan gerilim.....	57
Şekil 9.10 10 rad/s lik referans hızı için rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü	59
Şekil 9.11 20 rad/s lik referans hızı için rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü	59
Şekil 9.12 Kuvvet etki ederken ve etmezken kontrol edilen krank hızları	61
Şekil 9.13 Kuvvet etki ederken ve etmezken kontrol edilen rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızı.....	62
Şekil 9.14 Kuvvet uygulanmasının gerilim üzerindeki etkisi	62
Şekil 10.1 Elastik uzuvlu mekanizmasının krank hızının kontrolü	64
Şekil 10.2 HKKK için biyeldeki titreşimlerin genliği	65
Şekil 10.3 Krankın hızının $\pm 220V$ ve $\pm 80V$ gerilimle kontrolü.....	66
Şekil 10.4 Farklı K değerleri için krank hızı değişimleri.....	67
Şekil 10.5 10 rad/s lik referans hızı için elastik uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü	69
Şekil 10.6 20 rad/s lik referans hızı için elastik uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü	69
Şekil 11.1 20 rad/s referans hız ile parametrik değişiklik uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı.....	80

Şekil 11.2 10 rad/s referans hız ile dış etken uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı.....	81
Şekil 12.1 Elastik uzuvlu deney mekanizmasının krank hızı.....	83
Şekil 12.2 Elastik uzuvlu deney düzeneğinin HKKK ile kontrolü sonucu krank hızı.....	84
Şekil 12.3 10 rad/s lik referans hızı için krank hızı değişimi.....	85

TABLolar LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 5-1 Mekanizma Parametreleri	31
Tablo 5-2 Motor parametreleri	31
Tablo 7-1 Elastik uzuv için kullanılan mekanik parametreler	39
Tablo 9-1 Rijit uzuvlu mekanizmanın HKKK ve KKK ile elde edilen parametrelerin karşılaştırılması.....	51
Tablo 9-2 Rijit sistemin limitli ve limitsiz gerilim uygulamaları sonucu	54
Tablo 9-3 Farklı K değerlerinin uygulanmalarının sonucu.....	58
Tablo 9-4 10 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulama sonuçları	60
Tablo 9-5 20 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulama sonuçları	60
Tablo 10-1 Elastik uzuvlu mekanizmanın HKKK ve KKK uygulamaları sonucu.....	65
Tablo 10-2 Elastik sistemin ± 220 ve ± 80 gerilim uygulamaları sonucu	67
Tablo 10-3 Farklı K değerlerinin uygulanmalarının sonucu.....	68
Tablo 10-4 10 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulamaları sonucu	70
Tablo 10-5 20 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulamaları sonucu	70

SEMBOLLER LİSTESİ

q	: Bağımsız koordinat
\square_i	: Bağımlı koordinatlar
T_2	: Tahrik momenti
ω_2	: Krankın açısal hızı
t	: Zaman
G_i	: Uzun kütle merkezleri
$f_{1,2}$: Bağ denklemleri
J	: Jacobyen matrisi
$\{\}^T$: Vektör transpozisi
$[\]^{-1}$: Matris tersi
g'	: Hız katsayıları
g''	: İvme katsayıları
\dot{q}	: Bağımsız hız
\ddot{q}	: Bağımsız İvme
\mathfrak{S}	: Eşdeğer atalet
Q	: Eşdeğer kuvvet
v_{Gi}	: Kütle merkezlerinin hızları
I_{Gi}	: Kütleli atalet momenti
δW	: Virtüel iş
F_i	: Dış kuvvet
M_j	: Dış moment
$\dot{\phi}_j$: Momentin etki ettiği uzvun açısal hızı
\dot{r}_{Di}	: Kuvvetin etki ettiği noktanın hızı
M_2	: Motor momenti
n	: Dişli oranı
$\omega_{a,b}$: a ve b millerinin açısal hızları
T_b	: Motor çıkış momenti
i_f	: Alan akımı
R_f	: Alan direnci
L_f	: Alan indüktansı

i	: Rotor akımı
R	: Rotor direnci
L	: Rotor indüktansı
J	: Rotor atalet momenti
B	: Yatakların viskoz sürtünmesi
T_l	: Fırça, dişli ve kuru yatak sürtünmelerinden oluşan mekanik yük
V	: Gerilim
e	: Zıt elektromotor kuvveti
T_m	: Manyetik motor momenti
K_m	: Motor moment sabiti
K_g	: Motor gerilim sabiti
\mathbf{x}	: Durum değişkenleri
m	: Uzun kütleleri
T	: Kinetik enerji
V	: Potansiyel enerji
Φ_i	: i . moda ait biçim fonksiyonu
η_i	: Genelleştirilmiş koordinat
N	: Serbestlik derecesi
\mathbf{R}	: Konum vektörü
ρ	: Biyel yoğunluğu
E	: Elastik modülü
I	: Alan atalet momenti
I_0	: Elastik biyelin kütleli atalet momenti
$f(x,t)$: Sistem karakteristikleri
$b(x,t)$: Sistem karakteristikleri
$u(t)$: Giriş sinyali
$d(t)$: Zamana bağlı karışıklıklar
$s(t)$: Kayma yüzeyi
$e(t)$: İzleme hataları
$x_{di}(t)$: Parametrelerin istenen değerleri
c	: Eğim katsayısı
$sign$: İşaret fonksiyonu
\hat{f}	: Hesaplanmış durum fonksiyonu
K	: Kontrol katsayısı

- u_{eq} : Eşdeğer kontrol
 u_{dis} : Sürekli olmayan kontrol
 sat : Doymuş fonksiyon

KISALTMALAR LİSTESİ

- KKK : Kayan kipli kontrol
HKKK : Hareketli kayan kipli kontrol
SMC : Sliding mode control
MSMC : Moving sliding mode control
PID : Proportional–integral–derivative
PM : Permanent magnet
BSA : Bulanık sinir ağı
SN : Sembolik nokta

1. GİRİŞ

Pratik uygulamalarda istenilen birçok hareket dört kol mekanizmasından elde edilebildiğinden dolayı endüstride ve günlük hayatta bu mekanizmaya oldukça rastlanmaktadır. İş makinalarından tutun bebek arabaları,oyuncaklar ve tıbbi cihazlara kadar birçok üründe kullanılan bu mekanizmalar tasarlanırken ve analizleri yapılırken krank olarak adlandırılan giriş uzvunun sabit bir hızda döndüğü kabul edilir. Her ne kadar mekanizma krank hızının sabit olduğu düşünülerek tasarlanmış olsa da uzuv ataletleri sebebiyle krank hızında bir dalgalanma oluşmaktadır. Oluşan bu dalgalanmalar sistemin doğru çalışmasını engellediğinden krank hızının sabitlemesi önem arz etmektedir.

Günümüzde makinaların daha hafif olmaları ve daha hızlı çalışmaları için, mekanizmaları oluşturan uzuvlar hafifletilmeye çalışılmaktadır. Bu durumda değiştirilen uzuvlar esnek bir hal almaktadır. Uzuvların bu elastikiyetleri sebebiyle mekanizmaların giriş uzvundaki hız dalgalanmaları da artmaktadır.

Burada bahsedilen problemin varlığı çok önceden ortaya konmuştur [1-4]. Sadler, Mayne ve Fan [1-2] bir doğru akım (DA) motoru ile sürülen bir dört-kol mekanizmasının matematiksel modelini elde ederek sistemin hız dalgalanmaları ve kalkış zamanını incelemişlerdir. Daha sonra Liou vd. [3],mekanizmanın değişen ataletine karşı motor-dişli-mekanizma sisteminin dinamik cevabını incelemişlerdir.

Krankın hızında oluşan dalgalanmalar mekanik ve elektronik yollarla minimize edilmeye veya belirli sınırlar arasında tutulmaya çalışılmaktadır. Mekanik olarak bu hız dalgalanmaları bir volan yardımıyla belirli sınırlar içerisine çekilebilmektedir. Buna alternatif olarak mekanizmayı tahrik eden motorun dönüş hızı motora uygulanan gerilim değiştirilmek suretiyle de ayarlanabilmektedir. Bunun için motor hızı daimi olarak ölçülmekte ve arzulanan referans değerinden sapma olması halinde gerçek zamanlı olarak motor gerilimi ayarlanmaktadır. Tao ve Sadler [4], DA motoru ile sürülen bir dört-kol mekanizmasında krank hızındaki dalgalanmaları azaltmak için PID kontrol teorisine dayalı birkaç kontrol algoritması geliştirmişlerdir. Öncelikle motor-dişli-mekanizmadan oluşan sistemin matematiksel modeli elde edilmiştir. Bu denklemlerin durum uzayında Runge-Kutta yöntemi ile sayısal çözümleri elde edilmiş ve krank hızı dalgalanmalarının DA

motorun geriliminin ayarlanması ile kontrol edilebileceğini göstermişlerdir. PID kontrol katsayıları önce deneme-yanılma ile elde edilmiş ve sonrasında örnek aratma (pattern search) algoritması ile en iyi değer için ayarlanmıştır. Bu ayarlardan sonra yöntemin performansının iyileştiği görülmüştür.

Gündoğdu ve Erentürk [5], Tao ve Sadler [4] tarafından incelenen sistemi bulanık mantık ile kontrol etmeye çalışmışlar ve sundukları yöntemin PID kontrolden daha etkili ve etkili olduğunu göstermişlerdir. Özellikle PID kontrole göre kararlı duruma geçiş süresinin daha hızlı, aşmanın ve hız dalgalanma oranının daha az olduğu gösterilmiştir.

Bilindiği gibi PID kontrol tekniği doğrusal olmayan davranışlara karşı çok duyarlı olmasının yanında uygun katsayıları ayarlamak da zordur. Geçen son on yılda PID kontrolün yeteneğini artırmak üzere yapay sinir ağları, bulanık mantık ve bunların birlikte kullanıldığı birçok teknik geliştirilmiştir. Örneğin çok kısa bir zaman önce Kao, Fuang ve Chung [6], parçacık sürü optimizasyonuna dayalı kendi kendini ayarlayan bir PID kontrol tekniğini sabit mıknatıslı (PM) eşzamanlı motor ile sürülen bir krank-biyel mekanizmasının konumunu kontrol etmek amacıyla uygulamışlardır. Kayıcı kütle ve dış kuvvet değiştirilmek suretiyle sunulan yöntemin etkinliği hem sayısal benzetim hem de deneysel olarak incelenmiştir.

Lin vd. [7] sabit mıknatıslı (PM) senkron motor ile sürülen bir krank-biyel mekanizmasında kayıcının (pistonun) konumunu kontrol etmeye çalışmışlardır. Bu amaçla adaptif bir kontrol tekniği kullanmışlardır. Uygulanan kontrolün etkinliği hem sayısal benzetimlerle hem de deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca kayıcı kütle ve dış kuvvetlerdeki değişiklere karşı denetçinin performansı da incelenmiştir. Bundan başka krank-biyel mekanizmasının konum kontrolü için bulanık sinir ağı (BSA) [8], hesaplanmış tork (computed torque) kontrol tekniği [9] gibi farklı kontrol tekniklerinin uygulandığı birçok çalışmaya rastlamak mümkündür.

Son zamanlarda KKK tekniği birçok kontrol uygulamalarında etkili bir şekilde kullanılmaktadır. Bu yöntemin parametrik değişimlere ve dış kuvvetlerdeki değişimlere karşı daha duyarsız olduğu yani bu değişimlerden daha az etkilendiği bilinmektedir. Bu yöntemde hatalar hesaplandıktan sonra sistem hata düzleminde seçilen kayma yüzeyine

doğru hareket ettirilir. Kayma yüzeyine ulaşan sistem hataların sıfıra eşitlenmesi için orijine gitmeye zorlanır. Bu yöntemin performansı kontrol kazancına (sabitine) oldukça bağlıdır. Kontrol kazancı büyük seçildiğinde başlangıç safhasından kayma yüzeyine ulaşma zamanı kısalmaktadır. Ancak bu halde pratikte de arzulanmayan ve çatırdama denilen olay meydana gelmektedir. Bu olaydan kurtulmanın bir yolu kayma yüzeyinde belirsizlikleri içine alacak şekilde bir sınır tabaka yerleştirmek ve giriş sinyalinin belirli sınırlar içerisinde tutmaktır[12].

KKK yönteminin performansının arttırılması için birçok çalışma yapılmıştır. İkinci mertebeden bir sistemin zamana bağlı olarak değişebilen kayma yüzeyi ile kontrolü fikrini, ilk olarak Choi ve Park [13,14] denemiştir. Hareketli kayan kipli kontrol (HKKK) olarak adlandırılan bu yöntem uygulanırken KKK de sabit eğimli olarak seçilen kayma yüzeyi hareketli hale getirilerek yükselme zamanı içerisindeki kontrolün daha da etkili hale gelmesi sağlanmıştır.

Bu çalışmada rijit ve elastik uzuvlu dört-kol mekanizmalarının krank hızının kontrolünün benzetim çalışmaları ve deneysel uygulamaları yapılmıştır. Açık evrimli benzetim çalışmalarında her iki mekanizmanın da krank hızında ataletler sebebiyle dalgalanmalar görülmüştür. Bu dalgalanmaların giderilmesi için sistemlere, daha önce mekanizma kontrolünde kullanımına rastlanılmamış olan HKKK yöntemi uygulanmıştır. Kontrol yönteminin performansının incelenmesi için sistemler ayrıca KKK ile de kontrol edilmiş ve ortaya çıkan sonuçlar karşılaştırılmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Mekanizmalar tasarlanırken genellikle krank uzvunun hızının sabit olduğu kabul edilir. Ancak mekanizma üzerindeki hareketli uzuvların ataletleri sebebiyle motora bağlı olan krankın hızı periyodik olarak değişmektedir. Bu hız dalgalanmaları mekanizmanın performansını düşürerek istenen görevi yerine getirmesine engel oluşturmaktadır. Mekanizmalar tasarlanırken yapılan diğer bir kabul de uzuvların rijit olmasıdır. Ancak gerçekte bazı uzuvlar geometrik şekilleri dolayısıyla esnek davranış sergileyebilir. Bu durum da hız dalgalanmalarına neden olabilmektedir.

Bu çalışmada amaç, hem rijit uzuvlu hem de elastik uzuvlu mekanizmalarda krank hızındaki dalgalanmaları incelemek ve HKKK tekniğini kullanarak hız kontrolü yapmaktır.

1.2 Tezin Bölümleri

Bölüm 2 de rijit uzuvlu dört-kol mekanizmasının kinematik analizi verilmektedir. Bir sonraki bölümde burada elde edilen konum, hız ve ivme eşitlikleri kullanılarak rijit uzuvlu dört-kol mekanizmasının hareket denklemi oluşturulmuştur.

Bölüm 4 de ise rijit uzuvlu dört-kol mekanizmasını tahrik etmek için kullanılacak olan motor ve dişli kutusundan oluşan sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Motor-dişli-mekanizmadan oluşan sistemin hareket denklemlerinin durum uzayında tanımlanması ve MATLAB kullanılarak Runge-Kutta yöntemi ile çözümlenerek krank hızında oluşan dalgalanmaları 5. bölümde gösterilmiştir.

6. bölümde dört-kol mekanizmasında biyel uzvunun elastik olduğu dikkate alınarak hareket denklemleri tekrar oluşturulmuştur. Sonraki bölümde bu denklemler çözümlenerek elastik uzuvlu dört-kol mekanizmasında krank hızındaki dalgalanmalar incelenmiştir.

Bölüm 8 de çalışmada krank hızının kontrol edilmesi için kullanılacak olan KKK ve HKKK yöntemleri ayrıntılı olarak verilmiştir. Sistemlere nasıl kontrol uygulanacağı ve hangi parametrelerin önemli olduğubelirtilmiştir.9. ve 10. bölümlerde ise bu yöntemler sırasıyla rijit ve elastik uzuvlu dört-kol mekanizmalarına uygulanarak krank hızı kontrol edilmeye çalışılmış ve elde edilen sonuçlar grafikler halinde verilmiştir.

Çalışmada sayısal benzetimler yanında deneysel uygulamalar da yapılmıştır.11 ve 12. bölümlerde rijit ve elastik uzuvlu dört-kol mekanizmalarının ayrı ayrı hız kontrolleri yapılmaya çalışılmıştır.Sonuç bölümünde, çalışmada kullanılan kontrol yöntemlerinin başarısı değerlendirilmiş ve ileride yapılabilecek çalışmalarla ilgili öneriler sunulmuştur.

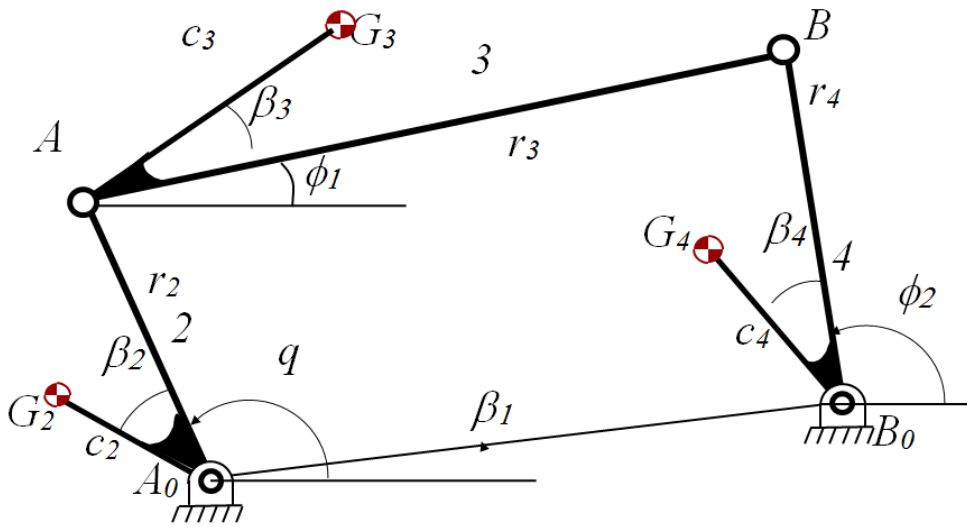
2. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ KİNEMATİĞİ

Dört-kol mekanizması pratikte en çok kullanılan mekanizmalardan biridir. Kullanım yerleri oyunculardan iş makinalarına kadar büyük bir yelpazeyi kapsamaktadır.

Dört uzva ve dört döner mafsala sahip mekanizmalara dört-kol mekanizmaları denilmektedir. Genelde hareket eden üç uzuv gözükse de sabit gövde de uzuv kabul edilmektedir [10].

Kinematik analiz, bütün boyutları bilinen bir mekanizmanın konum, hız ve ivme gibi kinematik parametrelerinin bulunmasını kapsar. Kinematik analiz mekanizmaların dinamik analizi için ilk basamağı teşkil ettiği gibi, mekanizmaların sentezi için de temel teşkil eder.

Bir dört-kol mekanizmasının şematik gösterimi şekil 2.1 de verilmiştir. Burada 2 uzvu giriş uzvudur ve krank olarak adlandırılır. Bu uzuv bu çalışmada bir DA motora bağlanmıştır ve uygulanan T_2 momenti ile tahrik edilmektedir. Krank konumu q , biyel ve çıkış uzvunun konumları da sırasıyla ϕ_1 ve ϕ_2 ile tanımlanmıştır. Tek serbestlik dereceli bir mekanizma olduğundan q bağımsız koordinat ϕ_1 ve ϕ_2 bağımlı koordinatlarıdır. G_2 , G_3 ve G_4 uzuvların kütle merkezlerini göstermektedir.



Şekil 2.1 Dört-kol mekanizmasının şematik gösterimi

Şekil 2.1 da verilen mekanizmanın vektörel çevrim denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\mathbf{A}_0\mathbf{A} + \mathbf{AB} = \mathbf{A}_0\mathbf{B}_0 + \mathbf{B}_0\mathbf{B} \quad (2.1)$$

Bu denklemin gerçekte ve sanal kısımları ayrı ayrı yazıldığında bağ denklemleri elde edilir:

$$\begin{aligned} f_1(q, \phi_1, \phi_2) &= r_2 \cos q + r_3 \cos \phi_1 - r_1 \cos \beta_1 - r_4 \cos \phi_2 = 0 \\ f_2(q, \phi_1, \phi_2) &= r_2 \sin q + r_3 \sin \phi_1 - r_1 \sin \beta_1 - r_4 \sin \phi_2 = 0 \end{aligned} \quad (2.2)$$

Bağ denklemleri doğrusal olmayan tiptedir. Analitik veya sayısal yöntemlerle çözülerek verilen q değeri için bilinmeyen ϕ_1 ve ϕ_2 değerleri hesaplanabilir.

Mekanizmadaki uzuvların hızları bağ denklemlerinin zamana göre türevi alınarak elde edilebilir:

$$\dot{f}_i = \sum_{j=1}^2 \frac{\partial f_i}{\partial \phi_j} \dot{\phi}_j + \frac{\partial f_i}{\partial q} \dot{q} = 0 \quad i, j = 1, 2 \quad (2.3)$$

Bu ifade matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\mathbf{J}\dot{\Phi} + \mathbf{f}'\dot{q} = 0 \quad (2.4)$$

Burada kalın harfler matris ve vektörü göstermektedir. \mathbf{J} Jacobyen matrisidir ve $\dot{\Phi}$ ile \mathbf{f}' aşağıda verildiği gibidir:

$$J_{ij} = \frac{\partial f_i}{\partial \phi_j}, \quad (i, j = 1, 2) \quad (2.5)$$

$$\dot{\Phi} = \{\dot{\phi}_1 \quad \dot{\phi}_2\}^T \quad (2.6)$$

$$\mathbf{f}' = \left\{ \frac{\partial f_1}{\partial q} \quad \frac{\partial f_2}{\partial q} \right\}^T \quad (2.7)$$

(2.4) ile verilen doğrusal denklem takımında bilinmeyen $\dot{\phi}_i$ ler $\det(\mathbf{J}) \neq 0$ olmak şartıyla kolaylıkla çözülebilir:

$$\dot{\Phi} = -\mathbf{J}^{-1}\mathbf{f}'\dot{q}, \quad \det(\mathbf{J}) \neq 0 \quad (2.8)$$

Yukarıdaki ifadelerde $\{ \}^T$ vektörün transpozisini ve $[]^{-1}$ matrisin tersini göstermektedir. Verilen herhangi bir konum için \mathbf{J}' nin tekil olması mekanizmanın bu konumda monte edilemeyeceğini bir başka deyişle kilitleneceğini göstermektedir.

Bilinmeyen hızlar aşağıdaki gibi giriş uzvunun hızına bağlı olarak yazılabilir:

$$\dot{\Phi} = \mathbf{g}'\dot{q} \quad (2.9)$$

Burada konumun fonksiyonu olan $\mathbf{g}' = \{g'_1 \ g'_2 \ \dots \ g'_k\}^T$ **hız katsayıları** veya **birincimertebe etki katsayıları** olarak bilinmektedir ve aşağıdaki gibi hesaplanırlar:

$$\mathbf{g}' = -\mathbf{J}^{-1}\mathbf{f}' \quad (2.10)$$

Buna göre dört-kol mekanizması için

$$\mathbf{J} = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial \phi_1} & \frac{\partial f_1}{\partial \phi_2} \\ \frac{\partial f_2}{\partial \phi_1} & \frac{\partial f_2}{\partial \phi_2} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_3 \sin \phi_1 & r_4 \sin \phi_2 \\ r_3 \cos \phi_1 & -r_4 \cos \phi_2 \end{bmatrix}, \quad \mathbf{f}' = \begin{bmatrix} \frac{\partial f_1}{\partial q} \\ \frac{\partial f_2}{\partial q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -r_2 \sin q \\ r_2 \cos q \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

biçiminde olur. Hız katsayıları da aşağıdaki gibi elde edilir:

$$g'_1 = -\frac{r_2 \sin(q - \phi_2)}{r_3 \sin(\phi_1 - \phi_2)} ; \quad g'_2 = -\frac{r_2 \sin(q - \phi_1)}{r_4 \sin(\phi_1 - \phi_2)} \quad (2.12)$$

Eğer hız denklemleri analitik olarak mevcut ise hızları giriş uzvunun hızına bölmek suretiyle hız katsayıları elde edilebilir, yani:

$$\mathbf{g}' = \frac{\dot{\Phi}}{\dot{q}} = \frac{d\Phi}{dq} \quad \text{veya} \quad g'_i = \frac{\dot{\phi}_i}{\dot{q}} = \frac{d\phi_i}{dq}; \quad i=1,2 \quad (2.13)$$

Burada hız katsayılarının, ikincil değişkenlerin birincil değişkene göre türevi olduğu açıkça görülmektedir.

Mekanizma uzuvlarının ivmeleri (2.9) denkleminin zamana göre türevi alınarak elde edilebilir:

$$\ddot{\Phi} = \mathbf{g}' \ddot{q} + \mathbf{g}'' \dot{q}^2 \quad (2.14)$$

Burada $\mathbf{g}'' = \{g''_1 \ g''_2\}^T$ **ivme katsayıları** veya **ikinci mertebe etki katsayıları** olarak bilinmektedir ve bunlar hız katsayılarının birincil değişkene göre türevleridir:

$$g''_i = \frac{dg'_i}{dq} = \frac{d^2\phi_i}{dq^2}; \quad i=1,2 \quad (2.15)$$

Hız katsayılarının $\mathbf{g}' = \mathbf{g}'(q, \Phi)$ olduğu hatırlanacak olursa zincir kuralından ivme katsayıları aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$g''_i = \frac{\partial g'_i}{\partial q} + \sum_{j=1}^2 \frac{\partial g'_i}{\partial \phi_j} g'_j; \quad i, j=1,2 \quad (2.16)$$

Bu durumda dört kol mekanizması için ivme katsayıları da aşağıdaki gibi bulunur:

$$g''_1 = -\frac{r_2 \cos(q - \phi_2)}{r_3 \sin(\phi_1 - \phi_2)} + \frac{r_2 \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(q - \phi_2)}{r_3 \sin^2(\phi_1 - \phi_2)} g'_1 + \frac{r_2 \sin(\phi_1 - q)}{r_3 \sin^2(\phi_1 - \phi_2)} g'_2 \quad (2.17)$$

$$g''_2 = -\frac{r_2 \cos(q - \phi_1)}{r_4 \sin(\phi_1 - \phi_2)} + \frac{r_2 \sin(q - \phi_2)}{r_4 \sin^2(\phi_1 - \phi_2)} g'_1 - \frac{r_2 \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(q - \phi_1)}{r_4 \sin^2(\phi_1 - \phi_2)} g'_2 \quad (2.18)$$

Mekanizma uzuvları üzerindeki herhangi bir noktanın hız ve ivme katsayıları da benzer şekilde elde edilebilirler. Herhangi bir uzuv üzerindeki bir C noktasının konum

koordinatları $[x_C(q, \phi_i), y_C(q, \phi_i)]$ olsun. Bu noktanın hız bileşenleri aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{x}_C = g'_{x_C} \dot{q}; \quad \dot{y}_C = g'_{y_C} \dot{q} \quad (2.19)$$

Burada g'_{x_C} ve g'_{y_C} C noktasının hız katsayılarının x ve y bileşenleridir. Daha önce açıklandığı gibi hız katsayıları konum değişkenleri birincil değişkene göre türetilerek elde edilebilir:

$$g'_{x_C} = \frac{dx_C}{dq} = \frac{\partial x_C}{\partial q} + \sum_{i=1}^k \frac{\partial x_C}{\partial \phi_i} g'_i \quad g'_{y_C} = \frac{dy_C}{dq} = \frac{\partial y_C}{\partial q} + \sum_{i=1}^k \frac{\partial y_C}{\partial \phi_i} g'_i \quad (2.20)$$

Benzer olarak C noktasının ivme katsayılarının bileşenleri de aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$g''_{x_C} = \frac{\partial g'_{x_C}}{\partial q} + \sum_{j=1}^k \frac{\partial g'_{x_C}}{\partial s_j} g'_j \quad g''_{y_C} = \frac{\partial g'_{y_C}}{\partial q} + \sum_{j=1}^k \frac{\partial g'_{y_C}}{\partial s_j} g'_j \quad (2.21)$$

Mekanizmaların hareket denklemleri oluşturulurken uzuvların ağırlık merkezlerinin etki katsayılarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu çalışmada krankın kütle merkezinin krank dönme merkezi ile çakıştığı kabul edilmiştir. Yukarıda verilen (2.20) ve (2.21) ifadeleri kullanılarak dört kol mekanizmasındaki 3 ve 4 numaralı uzuvların kütle merkezlerine ait hız ve ivme katsayıları aşağıdaki gibi elde edilebilir;

$$\begin{aligned} g'_{x_{G_3}} &= -r_2 \sin q - b \sin(\phi_1) g'_1 \\ g'_{y_{G_3}} &= r_2 \cos q + b \cos(\phi_1) g'_1 \end{aligned} \quad (2.22)$$

$$\begin{aligned} g'_{x_{G_4}} &= -r_1 \sin \theta_1 - c \sin(\phi_2) g'_2 \\ g'_{y_{G_4}} &= r_1 \cos \theta_1 + c \cos(\phi_2) g'_2 \end{aligned} \quad (2.23)$$

$$\begin{aligned}
g''_{xG_3} &= -r_2 \cos(q) + b \frac{r_2}{r_3} \sin(\phi_1) \frac{\cos(\phi_2 - q)}{\sin(\phi_1 - \phi_2)} \\
&\quad - g'_1 b \frac{r_2}{r_3} \sin(\phi_2 - q) \left(\frac{\cos(\phi_1) \sin(\phi_1 - \phi_2) - \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(\phi_1)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right) \\
&\quad - g'_2 b \frac{r_2}{r_3} \sin(\phi_1) \left(\frac{\cos(\phi_2 - q) \sin(\phi_1 - \phi_2) - \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(\phi_2 - q)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right)
\end{aligned} \tag{2.24}$$

$$\begin{aligned}
g''_{yG_3} &= -r_2 \sin(q) - b \frac{r_2}{r_3} \cos(\phi_1) \frac{\cos(\phi_2 - q)}{\sin(\phi_1 - \phi_2)} \\
&\quad - g'_1 b \frac{r_2}{r_3} \sin(\phi_2 - q) \left(\frac{\sin(\phi_1) \sin(\phi_1 - \phi_2) - \cos(\phi_1 - \phi_2) \cos(\phi_1)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right) \\
&\quad + g'_2 b \frac{r_2}{r_3} \cos(\phi_1) \left(\frac{\cos(\phi_2 - q) \sin(\phi_1 - \phi_2) + \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(\phi_2 - q)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
g''_{xG_4} &= c \sin(\phi_2) \frac{r_2}{r_4} \frac{\cos(\phi_1 - q)}{\sin(\phi_1 - \phi_2)} \\
&\quad - g'_1 c \frac{r_2}{r_4} \sin(\phi_2) \left(\frac{\cos(\phi_1 - q) \sin(\phi_1 - \phi_2) - \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(\phi_1 - q)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right) \\
&\quad - g'_2 c \frac{r_2}{r_4} \sin(\phi_1 - q) \left(\frac{\cos(\phi_2) \sin(\phi_1 - \phi_2) + \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(\phi_2)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right)
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
g''_{yG_4} &= -c \cos(\phi_2) \frac{r_2}{r_4} \frac{\cos(\phi_1 - q)}{\sin(\phi_1 - \phi_2)} \\
&\quad + g'_1 c \frac{r_2}{r_4} \cos(\phi_2) \left(\frac{\cos(\phi_1 - q) \sin(\phi_1 - \phi_2) - \cos(\phi_1 - \phi_2) \sin(\phi_1 - q)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right) \\
&\quad - g'_2 c \frac{r_2}{r_4} \sin(\phi_1 - q) \left(\frac{\sin(\phi_2) \sin(\phi_1 - \phi_2) + \cos(\phi_1 - \phi_2) \cos(\phi_2)}{\sin^2(\phi_1 - \phi_2)} \right)
\end{aligned} \tag{2.25}$$

3. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ HAREKET DENKLEMİ

Tek serbestlik dereceli bir mekanizmanın genelleştirilmiş hareket denklemi aşağıdaki biçimde verilmektedir, [16]:

$$\mathfrak{S}(q)\ddot{q} + \frac{1}{2} \frac{d\mathfrak{S}(q)}{dq} \dot{q}^2 = Q(q, \dot{q}, t) \quad (3.1)$$

Bu denklem Eksergian hareket denklemi olarak bilinmektedir. Burada q , \dot{q} ve \ddot{q} bağımsız konum, hız ve ivme; \mathfrak{S} ve Q ise sırasıyla eşdeğer (veya genelleştirilmiş) atalet ve eşdeğer kuvveti göstermektedirler. Eşdeğer atalet ve kuvvet aşağıda açıklandığı gibi elde edilebilmektedir: Bir mekanizmaya ait toplam kinetik enerji T 'yi eşdeğer atalet cinsinden aşağıdaki gibi yazmak mümkündür:

$$T = \frac{1}{2} \mathfrak{S} \dot{q}^2 \quad (3.2)$$

Mekanizmadaki hareketli uzuvların her birinin kütle merkezlerinin hızları v_{Gi} ve kütle merkezinden geçen eksenine göre kütle atalet momenti I_{Gi} ($i=2-4$) olmak üzere dört-kol mekanizmasının toplam kinetik enerjisi:

$$T = \frac{1}{2} [m_2 v_{G2}^2 + I_{G2} \dot{q}^2] + \frac{1}{2} [m_3 v_{G3}^2 + I_{G3} \dot{\phi}_1^2] + \frac{1}{2} [m_4 v_{G4}^2 + I_{G4} \dot{\phi}_2^2] \quad (3.3)$$

Eşitlikteki hızlar hız katsayılarına bağlı olarak yazıldığında kinetik enerji aşağıdaki gibi elde edilir:

$$T = \frac{1}{2} [m_2 (g'_{xG2}{}^2 + g'_{yG2}{}^2) + I_{G2} + m_3 (g'_{xG3}{}^2 + g'_{yG3}{}^2) + I_{G3} g_1'^2 + m_4 (g'_{xG4}{}^2 + g'_{yG4}{}^2) + I_{G4} g_2'^2] \dot{q}^2 \quad (3.4)$$

Buradan eşdeğer atalet \mathfrak{S} , (3.2) ve (3.4) eşitliklerinin benzerliğinden kolayca elde edilebilir:

$$\mathfrak{S} = m_2 (g'_{xG2}{}^2 + g'_{yG2}{}^2) + I_{G2} + m_3 (g'_{xG3}{}^2 + g'_{yG3}{}^2) + I_{G3} g_1'^2 + m_4 (g'_{xG4}{}^2 + g'_{yG4}{}^2) + I_{G4} g_2'^2 \quad (3.5)$$

Eşdeğer ataletin q 'ya göre türevi:

$$\frac{d\mathfrak{S}}{dq} = 2 \left[m_i (g'_{xci} g''_{xci} + g'_{yci} g''_{yci}) + I_{Ci} g'_i g''_i \right] \quad (3.6)$$

(3.1) denklemindeki eşdeğer kuvvet ise **virtüel işler prensibinden** elde edilebilir.

Mekanizmaya etki eden kuvvetlerin yaptığı virtüel iş:

$$\delta W = \sum_i F_i \delta r_{Di} + \sum_j M_j \delta \phi_j \quad (3.7)$$

veya işin zamana göre türevi alınırsa güç ifadesi:

$$\dot{W} = \sum_i F_i \dot{r}_{Di} + \sum_j M_j \dot{\phi}_j \quad (3.8)$$

elde edilebilir. Burada $\dot{\phi}_j$; M_j momentinin etki ettiği uzvun açısal hızını, \dot{r}_{Di} ise ilgili kuvvetin uygulama noktasının hızını göstermektedir. İncelenen mekanizma üzerine M_2 motor momenti etki etmektedir. Buna göre güç ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\dot{W} = M_2 \dot{q} \quad (3.9)$$

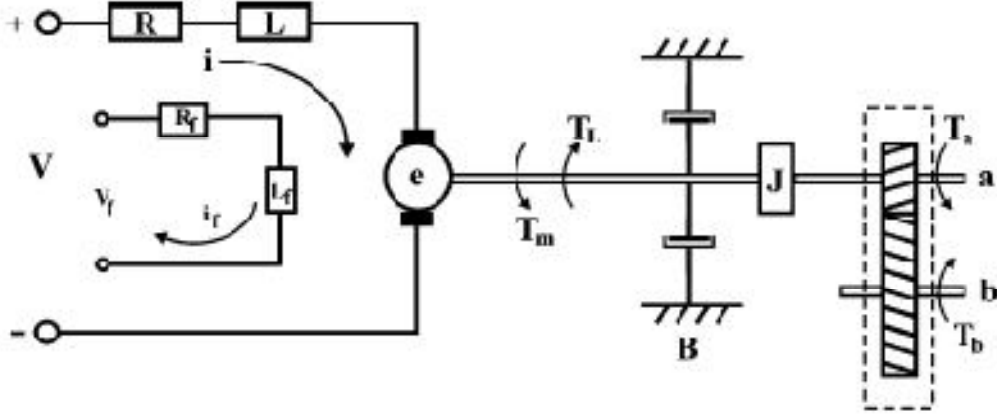
Eşdeğer kuvvet ise $\dot{W} = Q\dot{q}$ benzerliğinden:

$$Q = M_2 \quad (3.10)$$

olarak elde edilebilir.

4. ELEKTRİK MOTORUNUN MATEMATİKSEL MODELİ

Mekanizmayı tahrik eden DA motorun ve redüktörün modeliaşağıdaki gibidir, [4].



Şekil 4.1 Motorun ve dişli kutusunun şematik gösterimi

Redüktörün çevrim oranı:

$$n = \frac{T_b}{T_a} = \frac{\omega_a}{\omega_b} \quad (4.1)$$

Burada ω_a ve ω_b sırasıyla a ve b millerinin açısal hızlarıdır. Sistemin girişi T_b momentidir. i_f , R_f ve L_f sırayla alanın akımı, direnci ve indüktansı olarak adlandırılırken R , L ve i ise sırayla rotor direnci, indüktansı ve akımıdır. J rotorun atalet momenti ve B yatakların viskoz sürtünme katsayısıdır. T_l fırça sürtünmesi, dişli sürtünmesi veya kuru yatak sürtünmesi vb. oluşan sabit mekanik yüküdür.

Kirchhoff gerilim kanununun uygulanmasıyla;

$$V = Ri(t) + L \frac{di}{dt} + e \quad (4.2)$$

elde edilir. Burada e motorda üretilen zıt elektromotor kuvvetidir. Diğer taraftan rotor ve redüktör üzerinden moment dengesiyle;

$$T_b = n(T_m - T_l - B\omega_a - J\dot{\omega}_a) \quad (4.3)$$

elde edilir. Burada T_m manyetik motor momentini ve n dişli çevrimini ifade eder. Verilen sabit bir alan akımı i_f için, manyetik moment ve üretilen elektro motor kuvveti sırasıyla

$$T_m = K_m i(t) \quad (4.4)$$

ve

$$e = K_g \omega_a \quad (4.5)$$

olarak tanımlanır. Burada K_m ve K_g sırayla motor moment sabiti ve motor gerilim sabitidir. Mekanizma krankını b mili tahrik ettiğiinden

$$\omega_a = n\omega_b = n\dot{q}_2 \quad (4.6)$$

yazılabilir. (4.4)-(4.5) ifadeleri (4.2) ve (4.3) ifadelerinde yerine koyulursa, motorun matematik modeli,

$$\frac{di}{dt} = \frac{1}{L}(V - Ri(t) - nK_g \dot{q}_2) \quad (4.7)$$

ve

$$T_b = nK_m i - nT_L - n^2 B\dot{q}_2 - n^2 J\ddot{q}_2 \quad (4.8)$$

biçiminde elde edilir.

5. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ SAYISAL BENZETİMİ

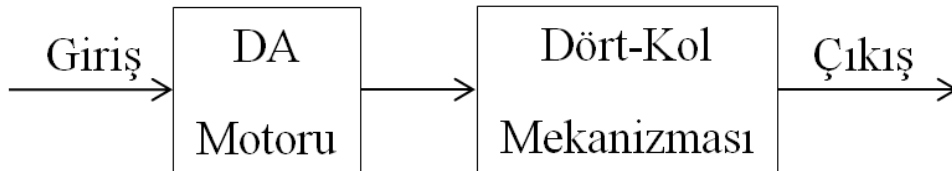
DA motoru, dişli ve mekanizmadan oluşan sistemin hareket denklemi ikinci mertebeden değişken katsayılı lineer olmayan bir adi diferansiyel denklemdir ve Runge-Kutta yöntemi ile çözülecektir. Bunun için aşağıdaki gibi yeni \mathbf{x} (x_1, x_2, x_3) değişkenleri tanımlanır

$$\begin{aligned}x_1 &= q \\x_2 &= \dot{x}_1 = \dot{q} \\x_3 &= i\end{aligned}\tag{5.1}$$

ve bunlar hareket denkleminde kullanılırsa üç adet birinci mertebeden adi diferansiyel denklem takımı elde edilir:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \frac{1}{\mathfrak{I} + n^2 J} \left(Q - \frac{1}{2} \frac{d\mathfrak{I}}{dq} x_2^2 \right) \\ \dot{x}_3 &= \frac{1}{L} (V - R x_3 - n K_g x_2)\end{aligned}\tag{5.2}$$

(5.1) ve (5.2) ifadelerinde elde edilmiş olan değişkenler yardımıyla sistemin hareket denkleminin çözümü yapılmıştır. Bunun için MATLAB kullanılarak yazılan bir program yardımıyla sistemin açık çevrim benzetimi yapılmıştır. Şekil 5-1 de verilen açık çevrimli sistemde girişi motora uygulanan gerilim, çıkışı ise krank uzvunun hızıdır.



Şekil 5.1 Açık çevrimli sistem

Bu çalışmada karşılaştırma yapabilmek için [12] de dikkate alınan mekanizma ve motor parametreleri aynen kullanılmıştır. Bu parametreler sırasıyla tablo 5.1 ve tablo 5.2 de verilmiştir. Açık çevrimli sistemde motora sabit 30V gerilim uygulanmıştır. Krank uzvu disk biçiminde düşünüldüğünden kütle merkezi ve dönme merkezi çakışmaktadır yani krank için $c=0$ dır.

Tablo 5-1 Mekanizma Parametreleri

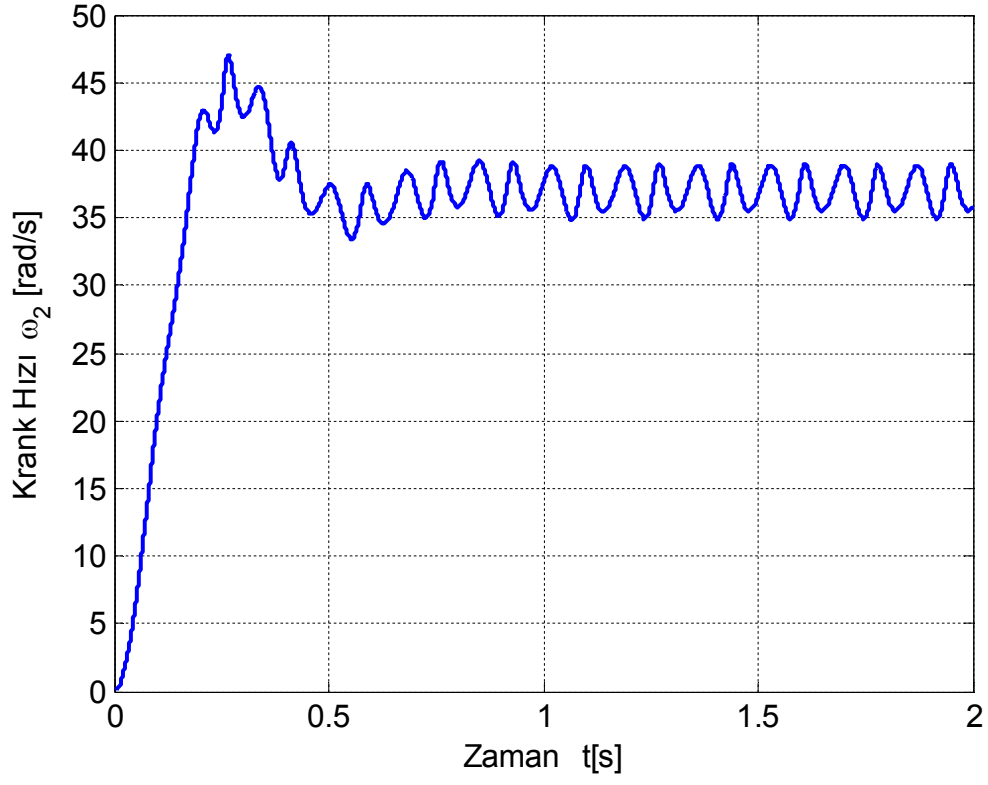
	Sabit uzuv	Krank	Biyel	Çıkış uzvu
$r(m)$	0.5593	0.102	0.610	0.406
$c(m)$		0.0	0.305	0.203
$m (kg)$		1.362	1.362	0.2041
$J (kgm^2)$		0.00071	0.0173	0.00509
$\beta (rad)$		0.0	0.0	0.0

Tablo 5-2 Motor parametreleri

$R (\Omega)$	$L (H)$	$K_m (Nm/a)$	$K_g (Vs)$	$J (kgm^2)$	$T_L (Nm)$	$B (Nms)$
0.4	0.050	0.678	0.678	0.056	0.00	0.226

Bu durumda krankın sabit hızla dönmesi beklenirken şekil 5.2 de görüldüğü gibi krank hızında dalgalanmalar oluşmaktadır. Krankta oluşan bu hız dalgalanmaları, (3.1) de verilen hareket denkleminin içerisindeki eşdeğer ataletin değişiminden kaynaklanmaktadır. Denklem (3.5) de verilen eşdeğer atalet krankın konumuna bağlı olduğundan, her krank konumu için eşdeğer atalet değişmektedir.

Şekilde görüldüğü gibi krank hızı sürekli rejime girdikten sonra 39.21 rad/s ve 34.87 rad/s arasında salınım yapmaktadır. Böyle bir dalgalanma, mekanizmanın istenilen görevi yerine getirmesine engel olacaktır. Çünkü mekanizma, krank hızı sabit olarak tasarlanmakta ve analizi yapılmaktadır.



Şekil 5.2Rijit uzuvlu dört-kol mekanizmasının krank hızı

6. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ HAREKET DENKLEMİ

Tezin önceki bölümlerinde uzuvların tamamen rijit oldukları varsayılarak sistemin matematiksel modeli oluşturulmuştur. Daha önce de belirtildiği gibi makinaların daha hafif ve hızlı olmalarını sağlamak için mekanizmaların uzuvlarının hafifletilmesi yoluna gidilebilmektedir. Bunun sonucunda da uzuvlar esnek olmakta ve mekanizmanın davranışlarını etkilemektedir.

Elastik uzuvlu mekanizmaların dinamik analizi birçok araştırmaya konu olmuştur. Dubowsky ve Gardner [20], elastik uzuvlara sahip dört-kol mekanizmasının ve Scotch-yoke mekanizmasının dinamik modelini geliştirmişlerdir. Dubowsky ve Moening [21] elastik mekanik sistemlerde darbe kuvvetlerini deneysel ve analitik olarak incelemiş, örnek olarak Scotch-yoke mekanizmasını ele almışlardır. Alli [22], dört çubuk mekanizmasının elastik kabul edilen biyelinin titreşim cevabı ve kararlılık analizini yapmıştır. Alli, Çakar ve Murat [23] ise bir Scotch-yoke mekanizmasının krank elemanının elastikliğini göz önüne alarak kinematik ve dinamik analizini yapmışlardır.

Dört-kol mekanizmasının biyel uzvunun elastik olduğu kabul edilerek hareket denklemleri elde edilmiş ve sonraki bölümde sayısal benzetimi yapılarak esnek uzvun krank hızı üzerindeki etkisi belirlenmeye çalışılmıştır.

Burada biyel uzvunun Euler-Bernoulli çubuğu olduğu kabul edilmiştir. Yani biyel uzvunun enine titreşimler yaptığı ve aksenal yönde tamamen rijit olduğu kabul edilmektedir. Biyel uzvunun elastik kabul edilmesinden dolayı sistem sonsuz serbestlik derecesine sahiptir. Ancak pratikte bu sonsuz serbestlik dereceleri sınırlandırılmaktadır. Çok serbestlik dereceli sistemlerin hareket denklemlerinin elde edilmesi için aşağıda verilen Lagrange denklemleri kullanılabilir:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial V}{\partial q_k} = Q_k \quad (6.1)$$

Burada, T sistemin kinetik enerjisini; V sistemin potansiyel veya şekil değiştirme enerjisini; Q_k genelleştirilmiş kuvvet; q_k ve \dot{q}_k ise sırasıyla k . genelleştirilmiş koordinat ve onun zamana göre türevini ifade etmektedir.

ubukların enine titreşimleri dördüncü mertebeden kısmi diferansiyel denklemlerle ifade edilebilmektedir. ubuk eksen takımının da hareketli olması durumunda denklemler fazlasıyla karmaşık hale gelmekte ve lineer olmayan terimler içermektedir. Sürekli bir sistemin titreşim hareketini temsil eden kısmi diferansiyel denklemin çözümü yaklaşık olarak N tane mod biçiminin lineer birleşimi biçiminde yazılabilmektedir [15]:

$$w(x, t) = \sum_{i=1}^N \Phi_i(x) \eta_i(t) \quad (6.2)$$

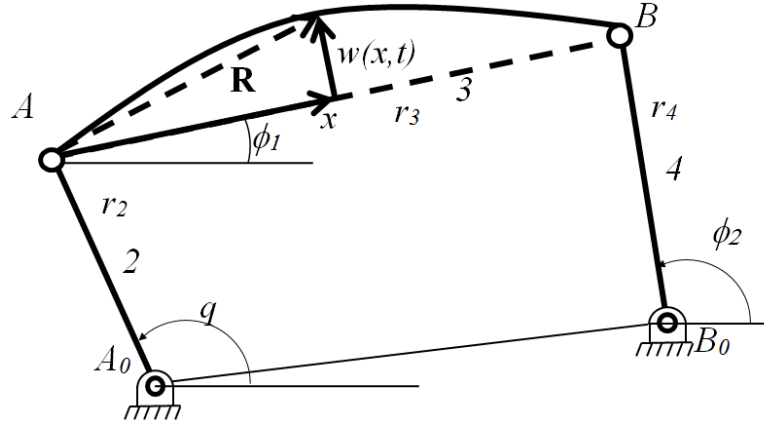
Burada Φ_i i . moda ait biçim fonksiyonu, $\eta_i(t)$, genelleştirilmiş koordinat ve N serbestlik derecesi sayısını göstermektedir. Bu biçim fonksiyonunun sistemin sınır Şartlarını da sağlayacak Şekilde seçilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada incelenen dört-kol mekanizmasının elastik çubuk olarak alınan biyel uzvunun her iki ucunda da basit mesnet sınır Şartlarını sağladığı kabul edilebilir. Bu Őarta uygun biçim fonksiyonu aşağıda verilmiştir[15]:

$$\Phi_i(x) = \sin \frac{i\pi x}{L} \quad (6.3)$$

Titreşim problemlerinde genellikle en önemli ve üzerinde inceleme yapılan mod birinci moddur. Bu çalışmada da basitlik açısından sistemin birinci modu dikkate alınmıştır. Bu durumda sistemin hareket denkleminin yaklaşık çözümü basit olarak Őöyle yazılabilir [23]:

$$w(x, t) = \sin \frac{\pi x}{L} \eta(t) \quad (6.4)$$

Biyel elemanı elastik kabul edilen mekanizmanın geometrik modeli Şekil 6.1de verilmiştir.



Şekil 6.1Elastik biyelli dört-kol mekanizmasının şematik gösterimi

Biyelin birim uzunluğunun yoğunluğu ρ ve kütle atalet momentini I_0 olmak üzere kinetik enerjisi aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir:

$$T_{Biyel} = \frac{1}{2} \rho \int \dot{\mathbf{R}} \dot{\mathbf{R}} dx + \frac{1}{2} I_{G_3} \dot{\phi}_1^2 \quad (6.5)$$

\mathbf{R} konum vektörünün zamana göre türevi:

$$\frac{d}{dt}(\mathbf{R}) = \dot{\mathbf{R}} = i r_2 \dot{q} e^{iq} + \dot{x} e^{i\phi_1} + x i \dot{\phi}_1 e^{i\phi_1} + i \dot{w} e^{i\phi_1} - w \dot{\theta}_3 e^{i\phi_1} \quad (6.6)$$

biçiminde yazılır. Biyelin aksel yönde rijit olduğu kabul edildiğinden $\dot{x} = 0$ olacaktır. Böylece hız aşağıdaki gibi elde edilmektedir:

$$\dot{\mathbf{R}} = i r_2 \dot{q} e^{iq} + x i \dot{\phi}_1 e^{i\phi_1} + i \dot{w} e^{i\phi_1} - w \dot{\theta}_3 e^{i\phi_1} \quad (6.7)$$

(6.7) denkleminde $e^{i\theta} = \cos \theta + i \sin \theta$ ile verilen Euler eşitliği kullanılarak

$$\begin{aligned} \dot{\mathbf{R}} = & i \left[r_2 \dot{q} \cos(q) + x \dot{\phi}_1 \cos(\phi_1) + \dot{w} \cos(\phi_1) - w \dot{\phi}_1 \sin(\phi_1) \right] \\ & - \left[r_2 \dot{q} \sin(q) + x \dot{\phi}_1 \sin(\phi_1) + \dot{w} \sin(\phi_1) - w \dot{\phi}_1 \cos(\phi_1) \right] \end{aligned} \quad (6.8)$$

haline dönüştürülmektedir.

(6.8) denklemi (6.5) denkleminde kullanılarak işlemler yapıldığında kinetik enerji aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned}
T_{\text{Biyel}} = & \frac{1}{2} \rho \int_0^L \left[r_2^2 \dot{q}^2 + 2r_2 x g_1 \dot{q}^2 \cos(q - \phi_1) + 2r_2 \dot{q} \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \dot{\eta} \cos(q - \phi_1) \right. \\
& - 2r_2 g_1 \dot{q}^2 \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \eta \sin(q + \phi_1) + x^2 g_1^2 \dot{q}^2 + 2x \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \dot{\eta} g_1 \dot{q} \\
& - 2x \sin\left(\frac{\pi x}{L}\right) \eta g_1^2 \dot{q}^2 \sin(2\phi_1) + \sin^2\left(\frac{\pi x}{L}\right) \dot{\eta}^2 \\
& \left. - 2 \sin^2\left(\frac{\pi x}{L}\right) \eta \dot{\eta} g_1 \dot{q} \sin(2\phi_1) + \sin^2\left(\frac{\pi x}{L}\right) \eta^2 g_1^2 \dot{q}^2 \right] dx + \frac{1}{2} \frac{m_3 r_3^2}{12} g_1^2 \dot{q}^2
\end{aligned} \tag{6.9}$$

$$\begin{aligned}
T_{\text{Biyel}} = & \frac{1}{2} \rho \left[r_2^2 \dot{q}^2 r_3 + r_2 r_3^2 g_1 \dot{q}^2 \cos(q - \phi_1) + 4r_2 \frac{r_3}{\pi} \dot{q} \dot{\eta} \cos(q - \phi_1) \right. \\
& - 4r_2 g_1 \dot{q}^2 \frac{r_3}{\pi} \eta \sin(q + \phi_1) + \frac{r_3^3}{3} g_1^2 \dot{q}^2 + 2 \frac{r_3^2}{\pi} \dot{\eta} g_1 \dot{q} - 2 \frac{r_3^2}{\pi} \eta g_1^2 \dot{q}^2 \sin(2\phi_1) \\
& \left. + \frac{r_3^2}{\pi} \dot{\eta}^2 - 2 \frac{r_3}{2} \dot{\eta} \eta g_1 \dot{q} \sin(2\phi_1) + \frac{r_3}{2} \eta^2 g_1^2 \dot{q}^2 \right] + \frac{1}{2} \frac{m_3 r_3^2}{12} g_1^2 \dot{q}^2
\end{aligned} \tag{6.10}$$

Mekanizmanın toplam kinetik enerjisi ise mekanizmadaki hareketli uzuvların kinetik enerjilerinin toplamına eşit olur:

$$\begin{aligned}
T = & \frac{1}{2} \rho \left[r_2^2 \dot{q}^2 r_3 + r_2 r_3^2 g_1 \dot{q}^2 \cos(q - \phi_1) + 4r_2 \frac{r_3}{\pi} \dot{q} \dot{\eta} \cos(q - \phi_1) \right. \\
& - 4r_2 g_1 \dot{q}^2 \frac{r_3}{\pi} \eta \sin(q + \phi_1) + \frac{r_3^3}{3} g_1^2 \dot{q}^2 + 2 \frac{r_3^2}{\pi} \dot{\eta} g_1 \dot{q} \\
& - 2 \frac{r_3^2}{\pi} \eta g_1^2 \dot{q}^2 \sin(2\phi_1) + \frac{r_3^2}{\pi} \dot{\eta}^2 - 2 \frac{r_3}{2} \dot{\eta} \eta g_1 \dot{q} \sin(2\phi_1) \\
& \left. + \frac{r_3}{2} \eta^2 g_1^2 \dot{q}^2 \right] + \frac{1}{2} \dot{q}^2 \left[\frac{m_3 r_3^2}{12} g_1^2 + I_2 + g_2^2 I_4 \right]
\end{aligned} \tag{6.11}$$

Euler-Bernoulli çubuk teorisi kabulü altında biyelin potansiyel enerjisi ise

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left[\frac{\partial^2 w(x,t)}{\partial x^2} \right]^2 \tag{6.12}$$

biçiminde verilmektedir. Burada $E(\text{N/m}^2)$ elastik modülü ve $I (\text{m}^4)$ alanatalet momentidir. (6.4) ile verilen çözüm (6.12) de kullanılır ve gerekli işlemler yapılırsa biyel için elastik enerji aşağıdaki gibi elde edilir ki bu aynı zamanda mekanizmanın da toplam potansiyel enerjisidir.

$$V = \frac{1}{2} \int_0^L EI \left(\frac{\pi}{L} \right)^4 \sin^2 \left(\frac{\pi x}{L} \right) \eta^2 dx = \frac{1}{2} EI \left(\frac{\pi^4}{L^3} \right) \eta^2 \quad (6.13)$$

Sisteme etki eden kuvvetler rijit sistem ile aynı olduğundan genelleştirilmiş kuvvetler (3.11) ifadesiyle aynıdır. Enerji ifadeleri ve genelleştirilmiş kuvvetler (6.1) ile verilen Lagrange denklemlerinde kullanılarak gerekli türev işlemleri yapıldığında elastik uzuvlu mekanizmaya ait iki adet hareket denklemi aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} \ddot{q} & \left[\frac{1}{2} \rho \left(2r_2^2 r_3 + 2r_2 r_3^2 g_1 \cos(q - \phi_1) - 8r_2 g_1 \frac{r_3}{\pi} \eta \sin(q + \phi_1) \right. \right. \\ & \left. \left. + \frac{2r_3^3}{3} g_1^2 - 4 \frac{r_3^2}{\pi} \eta g_1^2 \sin(2\phi_1) + r_3 \eta^2 g_1^2 \right) + I_2 + I_4 g_2^2 + \frac{m_3 r_3^2}{12} g_1^2 \right] \\ & + \ddot{\eta} \left[\frac{1}{2} \rho \left(4r_2 \frac{r_3}{\pi} \cos(q - \phi_1) + \frac{2r_3^2}{\pi} g_1 - r_3 \eta g_1 \sin(2\phi_1) \right) \right] \\ & + \dot{q} \left[\frac{1}{2} \rho \left(-2r_2 r_3^2 \dot{q} \sin(q - \phi_1) (1 - g_1) - 4r_2 \frac{r_3}{\pi} \dot{\eta} \sin(q - \phi_1) (1 - g_1) \right. \right. \\ & \left. \left. - 8r_2 g_1 \frac{r_3}{\pi} \dot{\eta} \sin(q + \phi_1) - 8r_2 g_1 \frac{r_3}{\pi} \eta \dot{q} \cos(q + \phi_1) (1 + g_1) \right. \right. \\ & \left. \left. - 4 \frac{r_3^2}{\pi} \dot{\eta} g_1^2 \sin(2\phi_1) - 4 \frac{r_3^2}{\pi} \eta g_1^3 \dot{q} \cos(2\phi_1) - r_3 \dot{\eta} \eta g_1^2 \cos(2\phi_1) + 2r_3 \dot{\eta} \eta g_1^2 \right. \right. \\ & \left. \left. + r_2 r_3^2 g_1 \dot{q} \sin(q - \phi_1) + 4r_2 \frac{r_3}{\pi} \dot{\eta} \sin(q - \phi_1) + 4r_2 g_1 \dot{q} \frac{r_3}{\pi} \eta \cos(q + \phi_1) \right) \right] \\ & + \dot{\eta} \left(-\frac{1}{2} \rho \dot{\eta} r_3 g_1 \sin(2\phi_1) \right) = Q_k \quad (6.14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
& \ddot{q} \left[\frac{1}{2} \rho \left(4r_2 \frac{r_3}{\pi} \cos(q - \phi_1) + \frac{2r_3^2}{\pi} g_1 - r_3 \eta g_1 \sin(2\phi_1) \right) \right] \\
& + \ddot{\eta} \left[\frac{1}{2} \rho r_3 \right] + \dot{q} \left[\frac{1}{2} \rho \left(-4r_2 \frac{r_3}{\pi} \dot{q} g_1 \sin(q - \phi_1) (1 - g_1) \right. \right. \\
& - r_3 g_1 \dot{\eta} \sin(2\phi_1) + r_3 \eta g_1^2 \dot{q} \cos(2\phi_1) + 4r_2 g_1 \dot{q} \frac{r_3}{\pi} \sin(q + \phi_1) \\
& \left. \left. + \frac{2r_3^2}{\pi} g_1^2 \dot{q} \sin(2\phi_1) + r_3 \dot{\eta} g_1 \sin(2\phi_1) - r_3 \eta g_1^2 \dot{q} \right) \right] \\
& + \eta \left(EI \frac{\pi^4}{r_3^3} \right) = 0
\end{aligned} \tag{6.15}$$

7. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ SAYISAL BENZETİMİ

Bu bölümde hareket denklemleri elde edilmiş olan elastik biyelli mekanizmanın sayısal benzetim çalışmaları sunulmaktadır. Hareket denklemlerinin çözümünde Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır. Elastik kabul edilen biyel için mekanik parametreler tablo 7.1 de verilmiştir.

Tablo 7-1 Elastik uzuv için kullanılan mekanik parametreler

Sembol	Tanımı	Değeri
ρ	Biyel Malzemesinin Yoğunluğu	0.0972 kg/m
E	Elastik Modülü	7×10^{10} N/m ²
I	Alan atalet momenti	1.08×10^{-9} m ⁴

Rijit uzuvlu mekanizmada olduğu gibi sistemin hareket denklemleri lineer olmayan denklemlerdir. Aşağıdaki yeni \mathbf{x} (x_1, x_2, x_3, x_4, x_5) değişkenleri tanımlanacak olursa:

$$\begin{aligned}x_1 &= q \\x_2 &= \dot{x}_1 = \dot{q} \\x_3 &= i \\x_4 &= \eta \\x_5 &= \dot{\eta}\end{aligned} \tag{7.1}$$

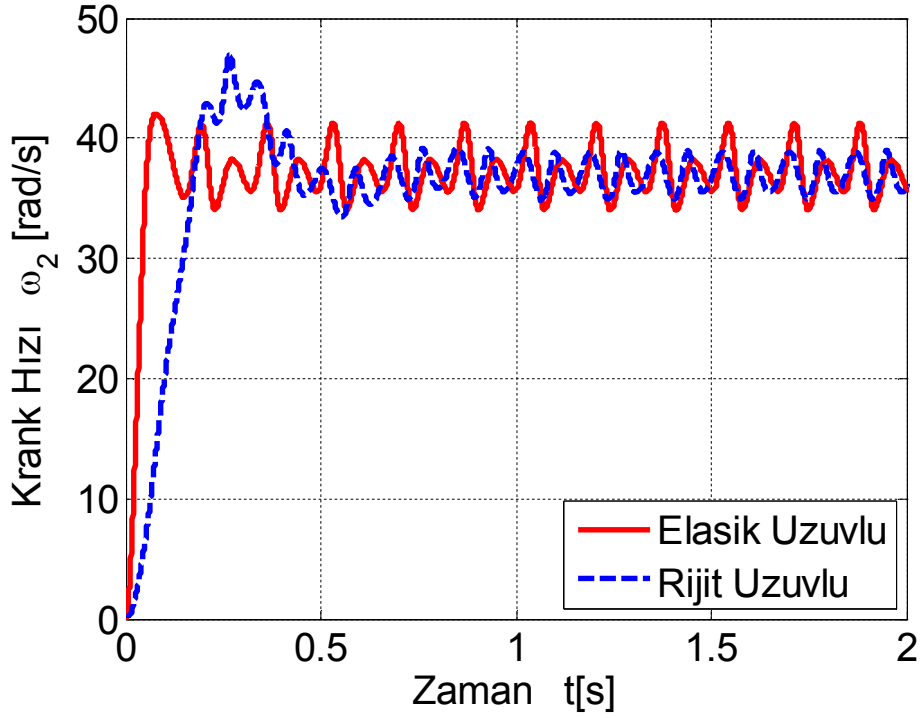
Bunlar hareket denkleminde kullanıldığında beş adet birinci mertebeden adi diferansiyel takımı elde edilir:

$$\begin{aligned}\dot{x}_1 &= x_2 \\ \dot{x}_2 &= \left(Q_k - x_2 \left(K_2 - (K_6 K_1) / K_5 \right) - K_3 x_5 + x_4 K_7 K_1 / K_5 \right) / \left(K_0 - K_4 K_1 / K_5 \right) \\ \dot{x}_3 &= 1 / L \left(V - R x_3 - n K_g x_2 \right) \\ \dot{x}_4 &= x_5 \\ \dot{x}_5 &= \left(-K_4 \dot{x}_2 - K_6 x_2 - K_7 x_4 \right) / \left(K_5 \right)\end{aligned} \tag{7.2}$$

Burada;

$$\begin{aligned}
K_0 &= \left[\frac{1}{2} \rho \left[2r_2^2 r_3 + 2r_2 r_3^2 g_1 \cos(x_1 - \phi_1) - 8r_2 g_1 \frac{r_3}{\pi} x_4 \sin(x_1 + \phi_1) + \frac{2}{3} r_3^3 g_1^2 \right. \right. \\
&\quad \left. \left. - 4 \frac{r_3^2}{\pi} x_4 g_1^2 \sin(2\phi_1) + r_3 x_4^2 g_1^2 \right] \right] + I_2 + I_4 g_2^2 + \frac{m_3 r_3^2}{12} g_1^2 \\
K_1 &= \frac{1}{2} \rho \left[4r_2 \frac{r_3}{\pi} \cos(x_1 - \phi_1) + 2 \frac{r_3^2}{\pi} g_1 - r_3 x_4 g_1 \sin(2\phi_1) \right] \\
K_2 &= \frac{1}{2} \rho \left[-2r_2 r_3^2 g_1 x_2 \sin(x_1 - \phi_1) (1 - g_1) - 4r_2 \frac{r_3}{\pi} x_5 \sin(x_1 - \phi_1) (1 - g_1) - 8r_2 g_1 \frac{r_3}{\pi} x_5 \sin(x_1 + \phi_1) \right. \\
&\quad - 8r_2 g_1 \frac{r_3}{\pi} x_4 x_2 \cos(x_1 + \phi_1) (1 + g_1) - 4 \frac{r_3^2}{\pi} x_5 g_1^2 \sin(2\phi_1) - 4 \frac{r_3^2}{\pi} x_4 g_1^3 x_2 \cos(2\phi_1) \\
&\quad - r_3 x_5 x_4 g_1^2 \cos(2\phi_1) + 2r_3 x_5 x_4 g_1^2 + r_2 r_3^2 g_1 x_2 \sin(x_1 - \phi_1) \\
&\quad \left. + 4r_2 \frac{r_3}{\pi} x_5 \sin(x_1 - \phi_1) + 4r_2 g_1 x_2 \frac{r_3}{\pi} x_4 \cos(x_1 + \phi_1) \right] \tag{7.3} \\
K_3 &= -\frac{1}{2} \rho r_3 x_5 g_1 \sin(2\phi_1) \\
K_4 &= \frac{1}{2} \rho \left[4r_2 \frac{r_3}{\pi} \cos(x_1 - \phi_1) + 2 \frac{r_3^2}{\pi} g_1 - r_3 x_4 g_1 \sin(2\phi_1) \right] \\
K_5 &= \frac{1}{2} \rho r_3 \\
K_6 &= \frac{1}{2} \rho \left[-4r_2 \frac{r_3}{\pi} x_2 g_1 \sin(x_1 - \phi_1) (1 - g_1) - r_3 x_5 g_1 \sin(2\phi_1) + r_3 x_4 g_1^2 x_2 \cos(2\phi_1) \right. \\
&\quad \left. + 4r_2 g_1 x_2 \frac{r_3}{\pi} \sin(x_1 + \phi_1) + 2 \frac{r_3^2}{\pi} g_1^2 x_2 \sin(2\phi_1) + r_3 x_5 g_1 \sin(2\phi_1) - r_3 x_4 g_1^2 x_2 \right] \\
K_7 &= EI \frac{\pi^4}{r_3^3}
\end{aligned}$$

Elastik uzuvlu sistemin öncelikle açık çevrimli benzetimi yapılmış ve elde edilen sonuç rijit uzuvlu mekanizma için elde edilen sonuçla şekil 7.1 de karşılaştırılmıştır.

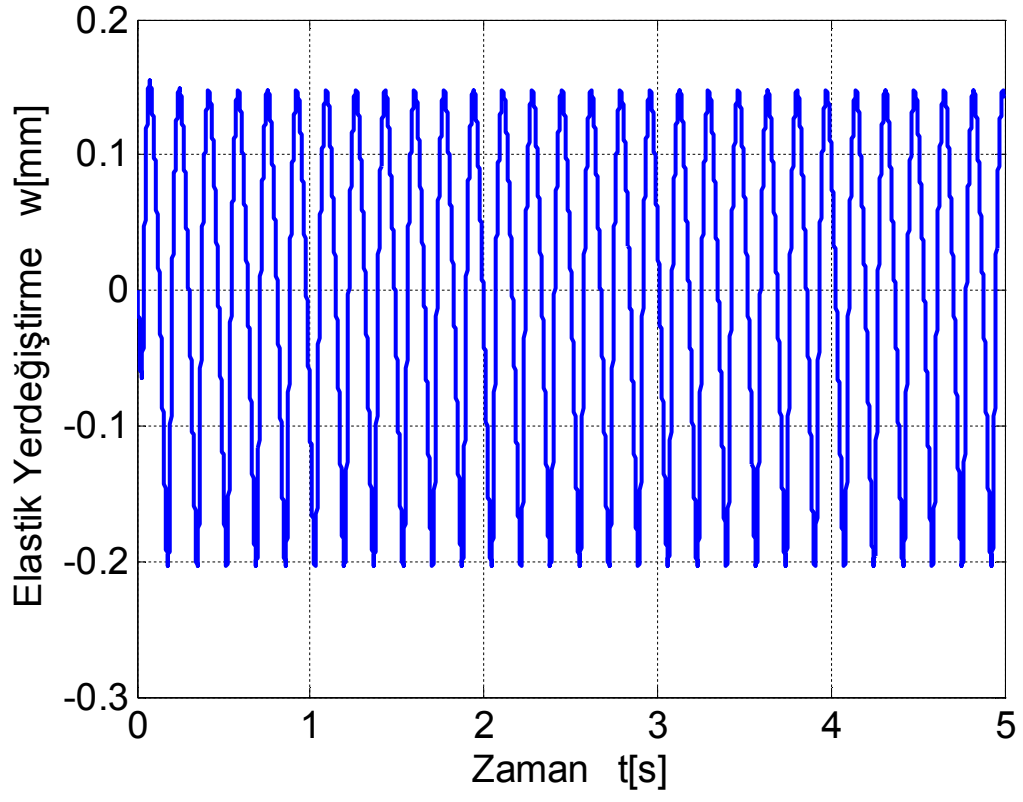


Şekil 7.1 Açık çevrimli benzetimde elastik ve rijit uzuvlu dört-kol mekanizmalarının krank hızları

Görüldüğü gibi biyel uzvunun elastik olarak kabul edilmesi sonucunda krank hızında oluşan dalgalanmalar artmıştır. Rijit uzuvlu mekanizmada krank hızı 39.21 rad/s ve 34.87 rad/s hızlar arasında değişirken, elastik uzuvlu mekanizmada 41.31 rad/s ve 34.03 rad/s arasında değişmektedir. Bu durum elastikliğin krank hızındaki dalgalanmayı artırdığını göstermektedir.

Burada elastik uzuvlu mekanizma için hız dalgalanmasının iki harmonik bileşenden meydana geldiği açıkça görülmektedir. Yapılan frekans analizi sonucunda birinci harmoniğin frekansının krankın dönüş hızına ikincisinin ise bunun iki katına eşit olduğu görülmüştür.

Elastik biyelin orta noktasındaki (aynı zamanda kütle merkezi) deplasmanın zamana bağlı değişimi şekil 7.2 de görülmektedir. Bu titreşimin periyodu 0.17 s olarak ölçülmüştür. Bu 5.88 Hz e karşılık gelmektedir ki bu da krankın dönüş hızına karşı gelmektedir.



Şekil 7.2Elastik biyelde oluşan titreşim

8. KAYAN KIPLİ KONTROL YÖNTEMLERİ

Bu bölümde matematiksel modeli oluşturulan DA motor ve dört-kol mekanizmasının bileşiminden oluşan sistemin krank hızını belirli bir değerde sabit tutmak için kullanılacak olan kontrol yöntemlerinden Kayan Kipli Kontrol (KKK) ve Hareketli Kayan Kipli Kontrol (HKKK) yöntemlerinden bahsedilmektedir. Daha sonra bu kontrol yöntemleri bu çalışmada incelenen sistemlere uygulanarak sonuçları tartışılmıştır.

8.1 Kayan Kipli Kontrol

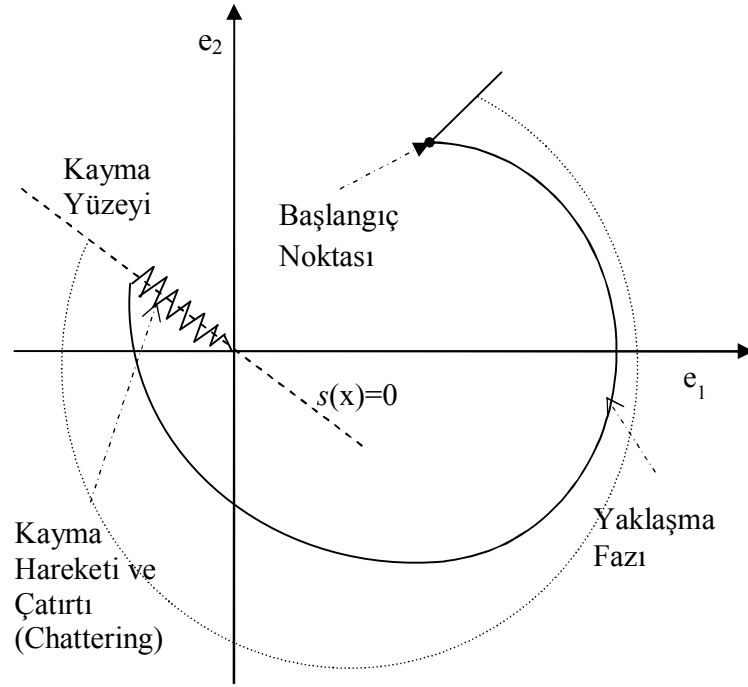
Kayan kipli kontrol Sovyetler Birliğinde bulunmuşve geliştirilmiş bir değişken yapılı kontrol yöntemidir. KKK 1960' lara uzanan nispeten genç yapılı bir kontrol kavramıdır. İlk olarak 1970' lerde Rusya dışına çıkmış olan bu yöntemle ilgili 1976 da Itkis' in "Control Systems of Variable Structure" adlı kitabında bahsetmesinin ve 1977 de Utkin tarafından "Variable Structure Systems with Sliding Modes" başlıklı makalenin yayımlanmasının ardından bu yöntem dünya genelinde ilgi çekmeye başlamış ve üzerindeki çalışmalar artmıştır.

KKK; karmaşık yüksek mertebeli lineer olmayan sistemlerin kontrolünü sağlayan, değişken yapılı kontrol yöntemlerinden biri olarak bilinir. En büyük avantajı dış etkenlere ve parametrik değişkenlere karşı duyarsız olmasıdır. Bunun manası sistemde herhangi bir istemsiz değişiklik olduğunda bile kontrolcünün değişikliklere adapte olması ve sistemin bu istemsiz değişikliklere rağmen istenilen görevi yerine getirmesini sağlamasıdır.

KKK de öncelikle kullanıcı durum uzayında yani hatalardan oluşturulan uzayda kayma yüzeyini seçer. Daha sonra sistemin durum değişkenlerini bu yüzeye gitmeye zorlar. Sistem kayma yüzeyine ulaştıca sistemi bu yüzey üzerinde orijine yönlendirecek kontrol sinyalleri belirlenir.

KKK tasarımı 2'ye ayrılır:

- a. Kayma (anahtarlama) yüzeyinin seçimi;
- b. Kayma yüzeyi üzerinde hareketi sağlayan kontrol kuralının belirlenmesi



Şekil 8.1 Kayan Kipli Kontrol

Kayma yüzeyi kontrol terimini içermeyecek şekilde tasarlanır. Kontrolcü ise sistemi kayma yüzeyine yönlendirecek kontrol terimi ve sistemi kayma yüzeyinde tutacak kontrol terimlerini içermelidir.

n . mertebeden lineer olmayan sistemin durum denklemleri

$$\dot{x}_1(t) = x_2(t)$$

$$\dot{x}_2(t) = x_3(t)$$

...

...

...

$$\dot{x}_n(t) = \sum_{i=1}^a f_i(x, t) + b(x, t)u(t) + d(t)$$

(8.1)

Burada $x(t)$ durum değişkenleri; $f(x, t)$ ve $b(x, t)$ sistem karakteristikleri, $u(t)$ giriş sinyali, $d(t)$ ise zamana bağlı bozucular olarak adlandırılır. Sistemlerde giriş sayısı ne kadarsa o kadar kayma düzlemi seçilmelidir. 2. mertebeden bir sistem göz önüne alınacak olursa bir tane kayma yüzeyi vardır, $s(x, t) = 0$ ve aşağıdaki gibi ifade edilir:

$$s(x, t) = ce_1(t) + e_2(t) \quad (8.2)$$

Burada c pozitif bir reel sayı olmak üzere izleme hataları

$$e(t) = (e_1(t), e_2(t)) = (x_1(t) - x_{d1}(t), x_2(t) - x_{d2}(t)) \quad (8.3)$$

olarak tanımlanabilir. $x_{di}(t)$ kontrol edilecek parametrelerin istenilen değerleridir.

Kayma yüzeyi $s(x, t)$; lineer bir fonksiyon olmakla beraber hata terimleri (e_1 ve e_2) ve yüzeyin eğimini belirleyen c katsayısına bağlıdır. Durum uzayında,

$$\dot{x}_{d1} = x_{d2} \quad (8.4)$$

olduğundan

$$\dot{e}_1 = e_2 \quad (8.5)$$

yazılabilir. Diferansiyel denklemin $s=0$ için tek çözümü $e=0$ için olur. Bunu sağlayacak kontrol kuralı seçilerek hata sifira ulaştırılabilir. Aşağıda verilen Lyapunov metodu kullanılarak hatayı sifira ulaştıracak kontrol kuralı ortaya çıkarılabilir.

$$V(s) = \frac{1}{2} s^2 \quad (8.6)$$

Burada $V(0) = 0$ ve $V(s) > 0$ her $s \neq 0$.

Sistemde verimli durum oluşturmak için

$$\dot{V} = \frac{1}{2} \frac{d}{dt} s^2 \leq 0 \quad (8.7)$$

eşitsizliğinin sağlanması, sistemin kararlı olduğunu ve kayma yüzeyine yakın hareket ettiğini veya kayma yüzeyinin üstünde olduğunu ifade eder. \dot{V} 'ye ulaşma koşulu adı verilir.

$$\dot{s} = c\dot{e}_1 + \dot{e}_2 = (f + bu - \ddot{x}_d + c\dot{e}) \quad (8.8)$$

olmak üzere $s(x,t), \dot{V}$ içerisine yerleştirilince

$$s(f + bu - \ddot{x}_d + c\dot{e}) \leq 0 \quad (8.9)$$

elde edilir. Bu nedenle ulaşma koşulunu sağlayan kontrol girişi

$$u = \frac{-\hat{f} + \ddot{x}_d + c\dot{e}}{b} - K \text{sign}(s) = u_{eq} + u_{dis} \quad (8.10)$$

olarak seçilir.

Burada \hat{f} hesaplanmış durum fonksiyonu, K pozitif ve sistem parametrelerine bağlı katsayı olarak ifade edilir. u_{eq} eşdeğer kontrol olarak adlandırılır ve sistem dinamiklerine bağlıdır. u_{dis} ise sürekli olmayan kontrol olarak adlandırılır ve işaret (sign) fonksiyonu sayesinde sürekli değişkenlik göstererek hata düzlemini kayma yüzeyine çakıştırmaya çalışır.

Bu kontrol yönteminin en büyük dezavantajı kontrol girişinin sürekli olmaması ve sinyallerin çok sık yön değiştirmesidir. Bunun sonucunda çatırdamalar (chattering) oluşmaktadır. Çatırdamaları engellemek için kontrol kuralındaki işaret fonksiyonu aşağıda verilen saturasyon (doymuş fonksiyon) fonksiyonu ile değiştirilir.

$$\text{sat}(s) = \begin{cases} s > \varepsilon & 1 \\ s < -\varepsilon & -1 \\ s = \varepsilon & s / \varepsilon \end{cases} \quad (8.11)$$

Böylece verilen giriş değeri belli sınırlar içerisinde tutulmuş olur ve çatırdamalar engellenir.

Bu çalışmada kontrol sinyali yukarıdaki kıstaslar ele alınarak ortaya çıkarılmıştır, bu sebeple eşdeğer kontrol,

$$u_{eq} = \ddot{q}(J + n^2 J_m) - nK_m \dot{q} + nT_L + \frac{1}{2} \frac{d\mathfrak{S}}{dq} \dot{q}^2 + nB\dot{q} - ce_2 \quad (8.12)$$

ve süreksiz kontrol ise aşağıdaki gibi ifade edilir:

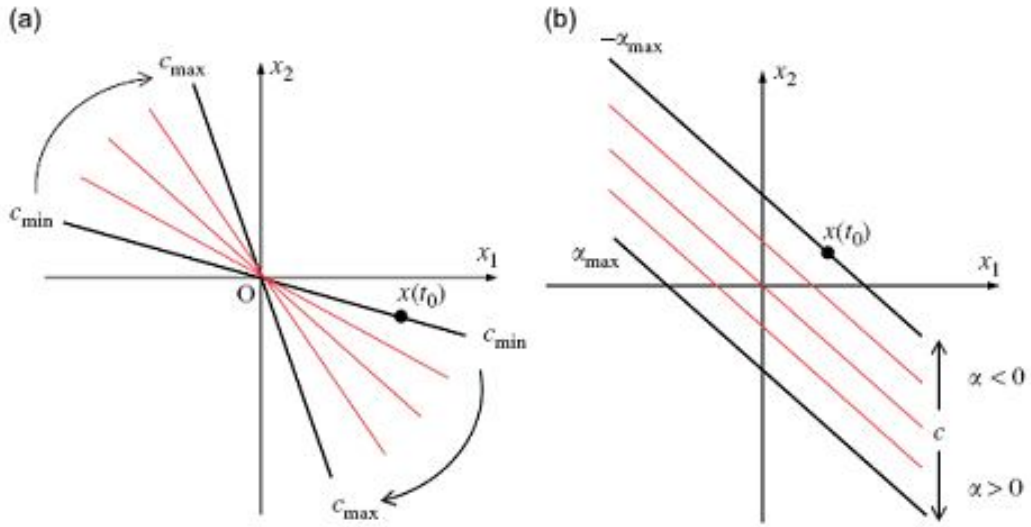
$$u_{dis} = Ksat(s, \varepsilon) \quad (8.13)$$

8.2 Hareketli Kayan Kipli Kontrol

KKK yöntemi, etkili bir kontrol yöntemi olsa da performansını arttırmak için birçok çalışma yapılmıştır. Optimizasyon yaparak veya bulanık mantık kullanarak kayma yüzeyinin katsayısını belirlemek bu çalışmalara örnek olarak gösterilebilir. KKK 'nın daha gürbüz kontrol yapması için geliştirilmiş ve yeni bir kontrol yöntemi olan hareketli kayan kipli kontrol(HKKK) ortaya çıkmıştır. Bu yöntemde KKK'daki kayma yüzeyi hareketli seçilmiştir. Kayma yüzeyi herhangi bir zamanda sistem özelliklerine göre hareket etmektedir. Bu sayede daha kısa zamanda sistem kararlı duruma geçmekte ve daha güzel bir kontrol sağlanmaktadır. Çünkü her hata hesaplanmasında onu sıfıra götürecek özel kayma yüzeyi seçilmektedir.

Standart KKK' de kayma yüzeyi, optimize edilmiş veya edilmemiş c değeri için sabit bir eğime sahiptir. Bundan dolayı sembolik nokta (SN) kararlı bölgede (2. ve 4. bölgelerde) hareket ederken c değeri ve K sabit kazanç katsayısı büyük seçilmiş olan sistemde $e_2(t)$ değeri küçülmektedir. Bu sebeple SN 'nins(t) yüzeyine yükselme zamanı uzayacaktır. Diğer taraftan eğer küçük bir c değeri seçilirse yakınsama hızı uzayacağından ulaşma zamanı artacaktır. SN 'nin yörüngeleri göz önüne alınarak yeteri kadar küçük bir c değeri seçilecek olursa, K katsayısının büyütülmesine gerek duyulmadan kısa bir ulaşma zamanı elde edilecektir. Bu ilkedен yola çıkarak Park ve Choi [11], HKKD yi önermişlerdir. Sung, Han, Cho ve Choi [17] çalışmalarında elektroteolojik süspansiyon sisteminin titreşim kontrolünde bu yöntemi uygulamışlardır. Ha, Rye ve Durrant-Whyte [18] iki serbestlik dereceli bir robot manipülatörünün kontrolünü HKKK ile yapmışlardır. Alli ve Yakut [19] ise depremlerle uyarılan yapıların sismik izolasyonunu yapmak için bu yöntemi kullanmışlardır.

Kayma yüzeyinin başlangıç şartlarını geçecek seviyede seçilmesinin yanında SN önceden belirlenmiş yüzeye doğru hareket ettirilir. Bu sayede daha kısa zamanda sistem kararlı duruma geçmekte ve daha iyi bir kontrol sağlanmaktadır.Çünkü her hata hesaplanmasında onu sıfıra götürecek özel kayma yüzeyi seçilmektedir. Şekil 8.2 'de verildiği gibi dönen ve ötelenen olmak üzere iki çeşit hareketli kayma yüzeyi vardır. Dönen kayma yüzeyinde eğim belirlenen c_{min} ve c_{max} değerleri arasında değiştirilirken ötelenen kayma yüzeyinde yüzey merkezde değil ise merkeze gelecek şekilde ötelenir.



Şekil 8.2 Hareketli kayan kipli kontrol (a) dönme yaparak (b) öteleme yaparak

Bu çalışmada dönen kayma yüzeyi seçilmiştir. Kayma yüzeyini hareketli hale getirmenin yolu kayma yüzeyinin eğimi olan c katsayısını değiştirmektir. Kontrolün iyileştirilmesi amacıyla her hata verisi için yeni bir c değeri hesaplanır ve kayma yüzeyi oluşturulur.

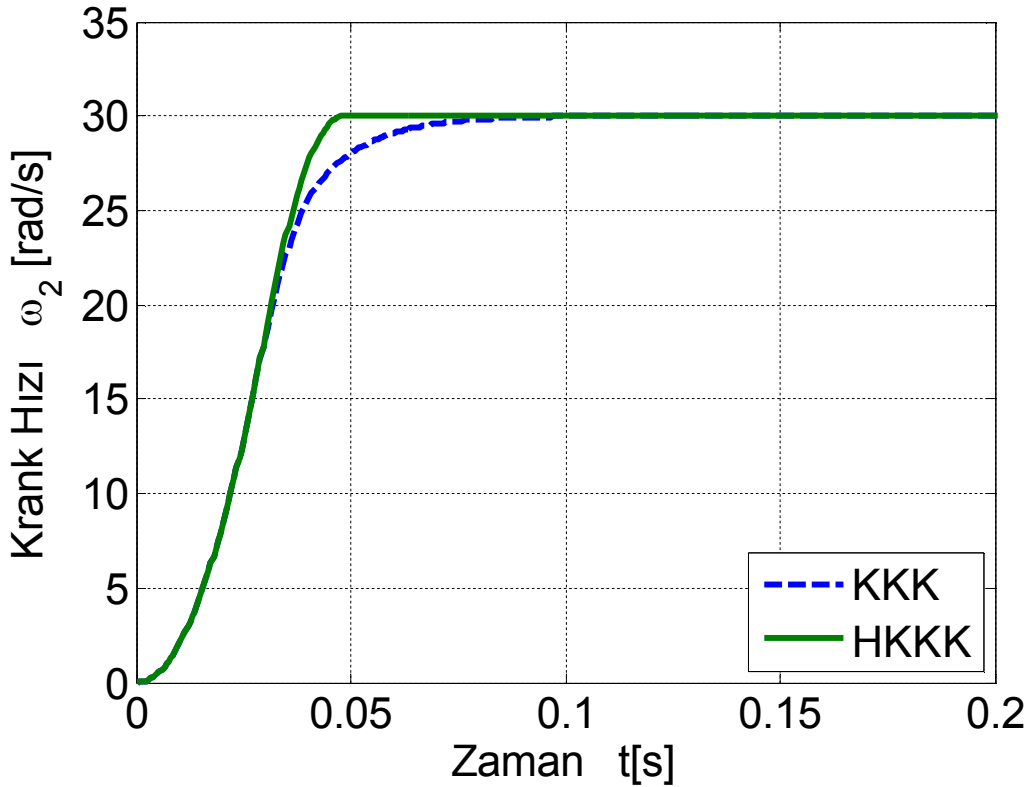
9. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ KRANK HIZININ KONTROLÜ

Bu bölümde DA motoru tarafından tahrik edilen bir dört-kol mekanizmasına ait krank uzvunun açısal hızının kontrolü yapılmaya çalışılmıştır. Motora bağlı olan krank sabit hızla döndürülmeye çalışılmış olsa da ataletlerin etkisi yüzünden hızında periyodik dalgalanmalar oluştuğu görülmektedir. Ancak mekanizmanın tasarımının sabit krank hızı göz önüne alınarak yapıldığı düşünüldüğü zaman bu salınımları engellemek gerektiği anlaşılmaktadır.

Bu çalışmada, krank hızında oluşan salınımları ortadan kaldırmak için HKKK yöntemi kullanılmıştır. Yapılan araştırmada bu yöntemin kapalı zincirli mekanizmaların kontrolünde kullanımına rastlanılmamıştır. Bu bakımdan buradaki çalışma yazarın bilgisi dahilinde bir ilktir. Diğer taraftan standart KKK yönteminin mekanizma kontrolünde kullanımına sıkça rastlanabilmektedir. Şefkat ve Telli [12] yaptıkları çalışmalarında, KKK yönteminin bulanık mantık ve PID kontrol yöntemlerin daha etkili olduğunu ifade etmiştir. Bu çalışmada dört-kol mekanizmanın hız kontrolünde HKKK'nın performansı KKK yöntemiyle karşılaştırılmıştır.

Krank hızının kontrolü için önce standart KKK kullanılmıştır. Bu işlem uygulanırken ilk olarak krankın açısal hızı (ω) referans açısal hız (ω_{ref}) ile karşılaştırılır, ortaya çıkan hataya bağlı olarak sistemin istenilen tepkileri vermesi için gerekli gerilim değeri hesaplanır ve motora uygulanır. Bu uygulamada karşılaştırma yapabilmek amacıyla öncelikle kontrolcünün kayan yüzeyi sabit eğimli olarak tasarlanmış ve Şefkat ve Telli [12]nin çalışmalarında kullandıkları eğim değeri ($c=80$) kullanılmıştır. Daha sonra kayma yüzeyi hareketli hale getirilmiş ve hatalara göre yapılan anlık eğim hesaplamaları yardımıyla yüzeyin eğimi sürekli olarak değiştirilmiştir. Bu işlem uygulanırken ilk olarak standart KKK de olduğu gibi krank hızının o anlık hatası hesaplanmaktadır. Yalnız bu yöntemde standart KKK deki gibi hata hesaplandıktan sonra daha önceden belirlenmiş olan sabit kayma yüzeyi eğimine göre kontrol sinyali hesaplanmaz. Kontrol sinyali hesaplanmadan önce hatayı sıfıra eşitlemesi beklenen kayma yüzeyi eğimi hesaplanır ve kontrol sinyali yeni hesaplanan bu değere göre ortaya çıkarılır. Bu sayede sistemin bütün davranışları için aynı tepki verilmesinden ziyade her davranış için daha iyi sonuç verecek

tepkiler verilmiş olmaktadır. Her iki yöntem ile elde edilen krank hızı değişimleri şekil 9.1de karşılaştırılmıştır. Şekil 9.1 görüldüğü gibi her iki yöntem başarılı bir biçimde sistemin kontrolünü yeterince gerçekleştirmektedir. Ancak HKKK' nın nispeten daha küçük bir yükselme zamanına sahip olduğu görülmektedir. Bu sayede sistemin sürekli rejime girmesi ve istenilen görevi yerine getirmesi daha çabuk sağlanmıştır. Her iki kontrol yönteminden elde edilen bazı parametreler tablo 9.1 de karşılaştırılmıştır. Tabloda HKKK ve KKK uygulandığı durumlarda her iki yöntem için krank uzvunun ortalama hız değerleri ile krankın hızının sürekli rejimdeki en yüksek ve en düşük değerleri verilmiştir. Ayrıca krankın sürekli rejime geçmeden önce ulaştığı en yüksek hızları ve yükselme zamanları da bu tabloda karşılaştırılmıştır.



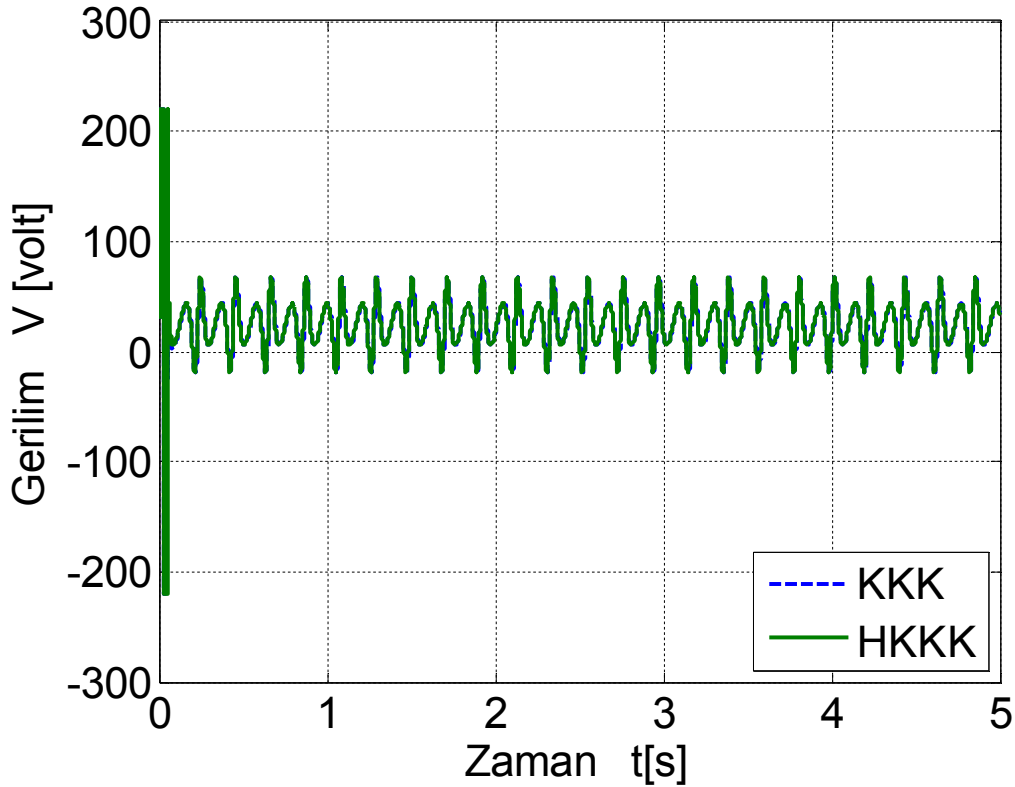
Şekil 9.1 Rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızının KKK ve HKKK ile kontrolünden elde edilen sonuçların karşılaştırılması

Tablo 9-1Rijit uzuvlu mekanizmanın HKKK ve KKK ile elde edilen parametrelerin karşılaştırılması

Kontrol Yöntemi	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
HKKK	30.0010	30.03	29.98	0.1	0.027
KKK	30.0009	30.03	29.98	0.1	0.033

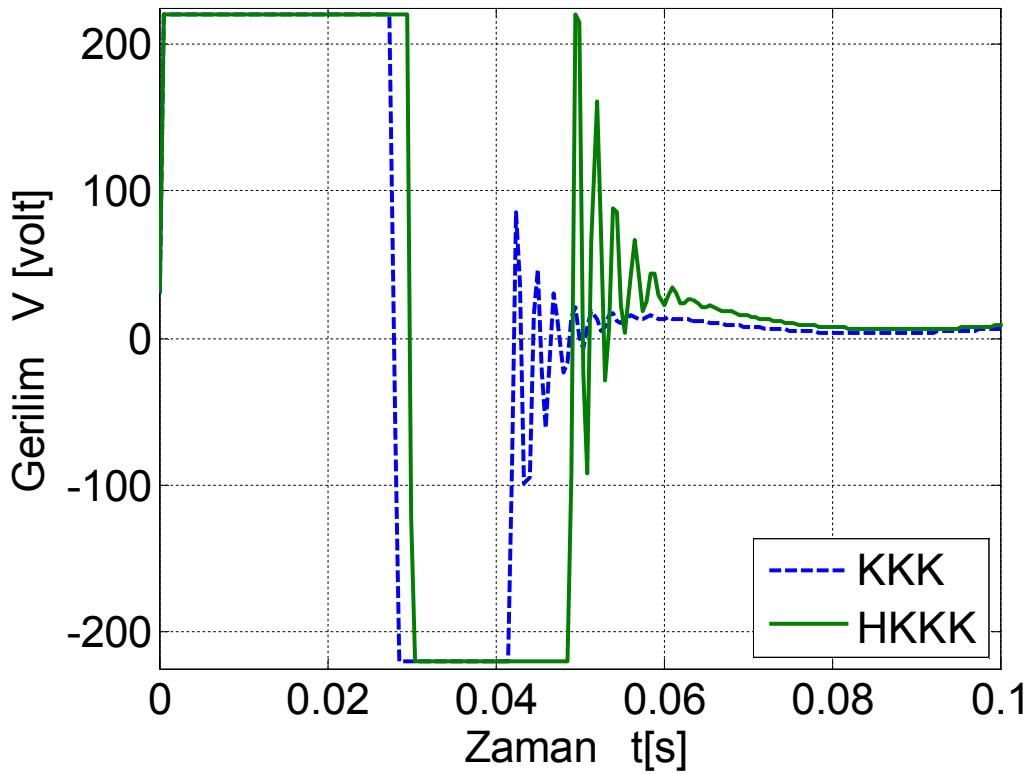
Yapılan karşılaştırma sonucunda her iki yöntemin de krank hızını etkili bir şekilde kontrol ettiği gözlemlenmiştir. Ancak HKKK yöntemi yükselme zamanı içerisinde daha iyi bir kontrol yaptığı için daha kısa bir sürede istenilen hıza ulaşmıştır.

Kontrol yöntemleri uygulanırken hızın yanında diğer bir önemli parametre de gerilimdir. Şekil 9.2de her iki kontrol yöntemi için kontrol süresince motora uygulanan gerilimler görülmektedir.



Şekil 9.2Kontrol sırasında uygulanan gerilimler

Uygulanan gerilimler her iki durum için aynı gibi gözükse de, sistemin sürekli rejime girmesine kadar olan zamanda yani yükselme zamanı içerisinde birbirinden farklı olduğu gerilim değişiminin 0-0.1 s aralığında verildiği şekil 9.3 deki grafikte açıkça görülmektedir. HKKK'ün daha çabuk istenilen hıza çıkmasını sağlamasında da uygulanan gerilimler arasındaki farklılık sebep olmuştur. Her hata için hesaplanmış olan özel kayma yüzeyi eğimleri şekilde görüldüğü gibi bir gerilim farklılığına yol açmakla beraber sistemin yükseltme zamanını azaltmıştır.



Şekil 9.3 Yükselme zamanı içerisinde uygulanan gerilimlerin değişimi (0-0.1 s aralığı)

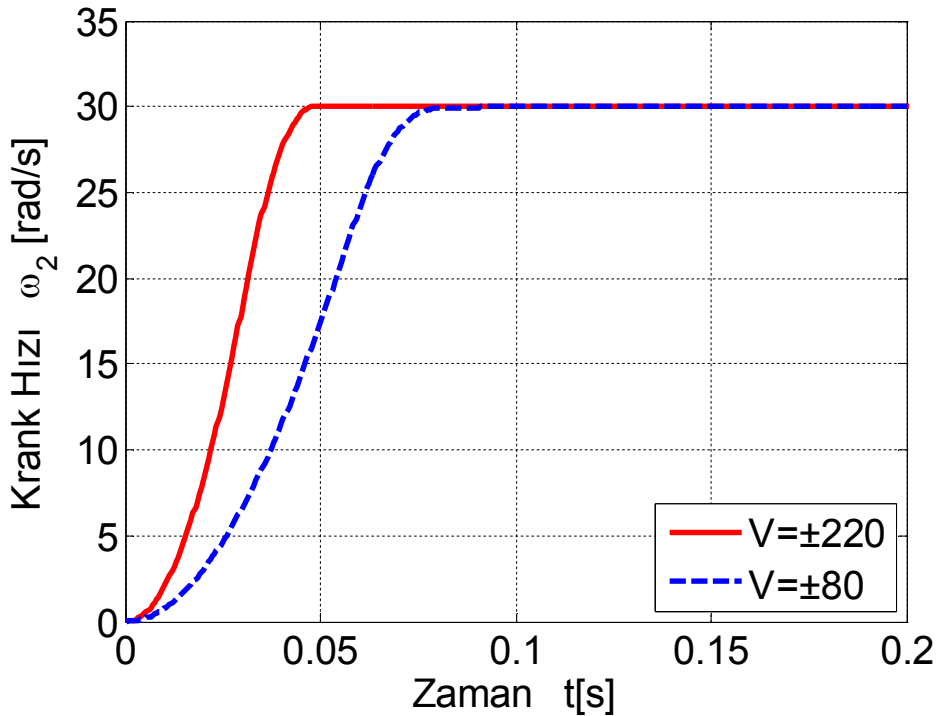
9.1 Parametre Değişiklikleri ve Dış Etkenlerin Kontrolcü Performansına Etkileri

Kontrol parametrelerinin değişiminin kontrol performansı üzerindeki etkisi çok büyüktür. Kontrolün daha etkili bir şekilde yapılabilmesi için bu parametrelerin optimum seviyede seçilmesi gerekmektedir. Çalışmanın bu bölümünde giriş sinyali olan gerilime bir

sınır uygulanmasının, kontrol katsayısı K nın değişiminin, referans hızın değiştirilmesinin ve sisteme dış kuvvet uygulanmasının kontrolcü performansına etkileri incelenmektedir.

9.1.1 Motor Geriliminin Sınırlandırılmasının Kontrolcü Performansına Etkisi

Önceki bölümdeki gerilim grafiklerinde görüldüğü gibi sisteme uygulanan gerilim $\pm 220V$ arasındadır. Gerilimin bu aralığı, karşılaştırma yapabilmek için [12] çalışmasından alınmıştır. İncelenen çalışmada, sistem kontrol edilmediği durumda mekanizmayı tahrik eden motora $30V$ gerilim uygulanmaktadır. Sistem kontrol edilmeye başlandığında ise motor geriliminin $\pm 220V$ arasında değiştigi gözlemlenmiştir. Ancak motorun $30V$ gerilimle çalıştığı düşünülürse motora yüksek gerilim uygulanarak zarar görmesini engellenmek gerekmektedir. Bu sebeple bu çalışmada gerilimin limiti $\pm 80V$ olarak değiştirilmiştir. Tabii ki bu sınırlama sistemin sürekli rejime geçme hızını etkilemektedir. Şekil 9.4 sisteme $\pm 220V$ ve $\pm 80V$ gerilim uygulandığında HKKK yönteminin kontrolü sonucunda elde edilen krank hızını göstermektedir.

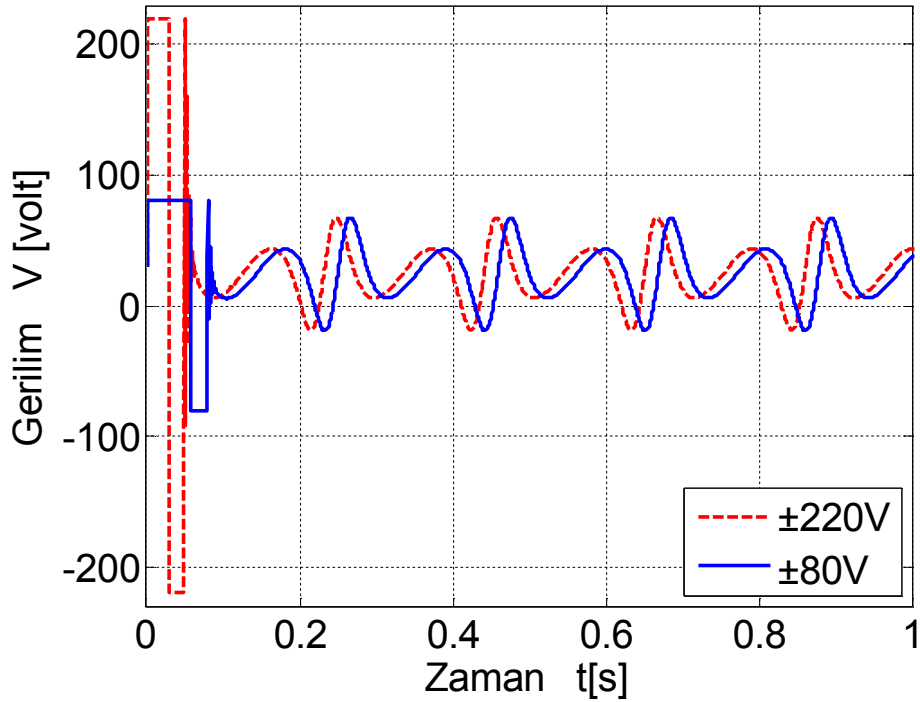


Şekil 9.4 $\pm 220V$ ve $\pm 80V$ gerilimle elde edilen krank hızları

Görüldüğü gibi her iki durumda da sistemin kontrolünde herhangi bir farklılık oluşmamaktadır ancak uygulanan gerilim değerinin düşmesi sistemin sürekli rejime ulaşma zamanını geciktirmiştir. Tablo 9.2 de ± 220 ve ± 80 gerilim uygulanırken HKKK için elde edilen hız parametrelerinin değerleri verilmiştir. Sisteme uygulanan gerilimlerin karşılaştırılması şekil 9.5 gösterilmiştir. Görüldüğü gibi limitin daraltılması sonucunda sistemin sürekli rejime ulaşması gecikmiştir. Çünkü istenilen hıza ulaşmaya çalışılırken düşük olan gerilim daha uzun süreli uygulanmıştır.

Tablo 9-2Rijit sistemin limitli ve limitsiz gerilim uygulamaları sonucu

Gerilim (V)	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
± 220	30.0012	30.03	29.98	0.1	0.027
± 80	30.0010	30.03	29.98	0.1	0.0455

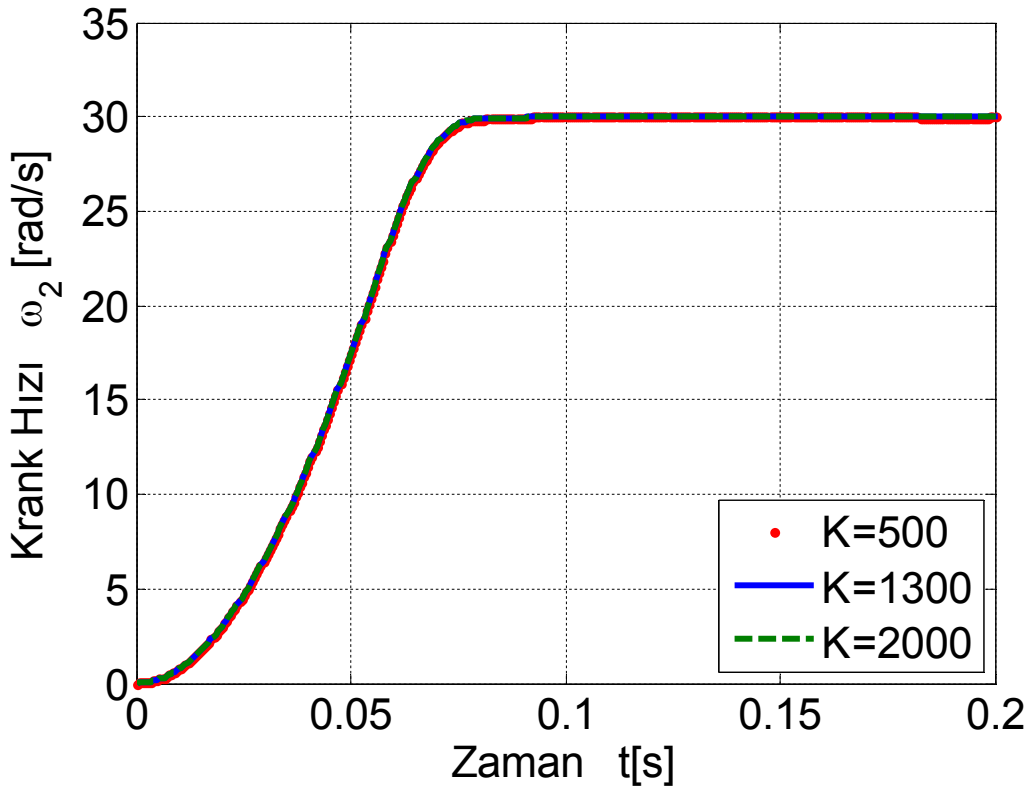


Şekil 9.5Kontrol gerilimleri

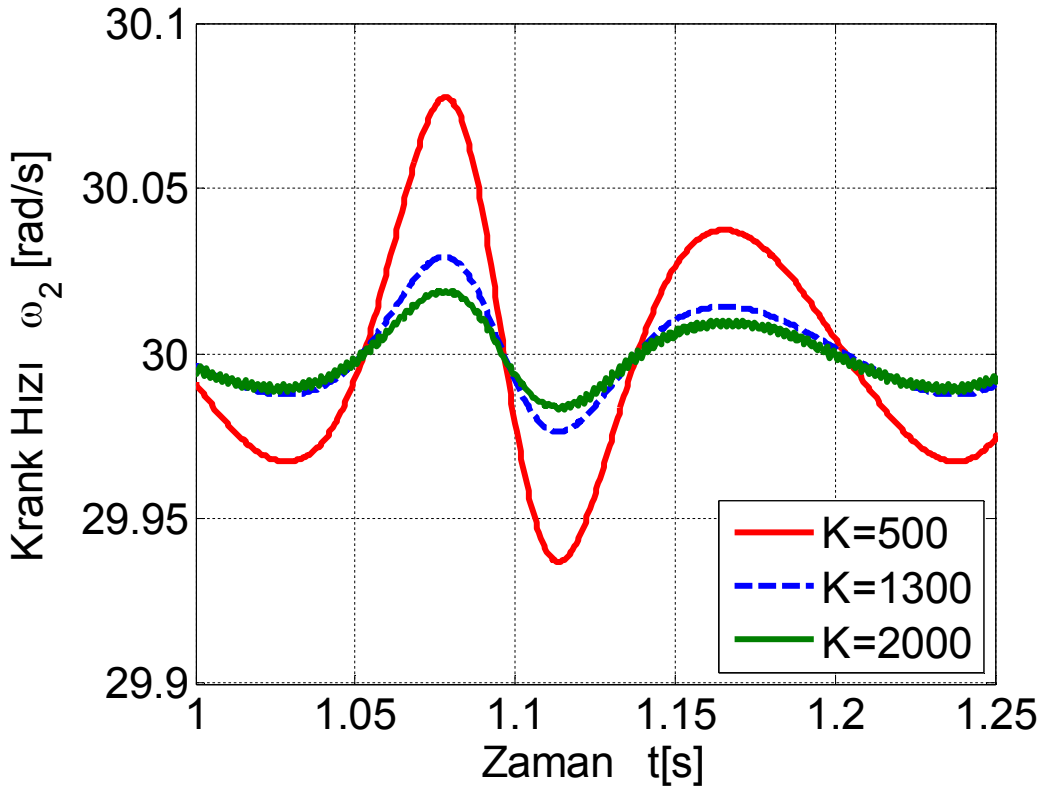
Bunun sonucunda sürekli rejim geriliminde sapma oluşmuştur. Sürekli rejimde $\pm 80V$ ile sınırlı geriliminin $0.018s$ ' lik gecikmeli hali ile $\pm 220V$ ile sınırlı gerilim aynıdır. Ayrıca belirtilmesi gereken diğer bir konu ise limitin daraltılmasının, sistemin sürekli rejime ulaşmasını geciktirmek dışında herhangi bir etkiye sahip olmadığıdır.

9.1.2 Kontrol Katsayısının Değişiminin Kontrolcü Performansı Üzerindeki Etkisi

KKK yönteminin diğer bir önemli parametresi ise kontrol sinyalinde kullanılan K değeridir. Daha önce de belirtildiği gibi K değerinin optimum seviyede kullanılması gerekmektedir. Şekil 9.6, K değerinin değişkenliğinin kontrolcü üzerinde etkisini göstermektedir. Verilen grafikte herhangi bir değişiklik yokmuş gibi gözükmektedir. Yükselme zamanları göz önüne alındığı zaman K değerinin etkili olmadığı gözlemlenmiştir ancak grafiğin daha yakından incelenmesi halinde sürekli rejim hakkında aynı durum söylenememektedir. Şekil 9.7 sistemin daha detaylı incelenmesi verilmiştir.



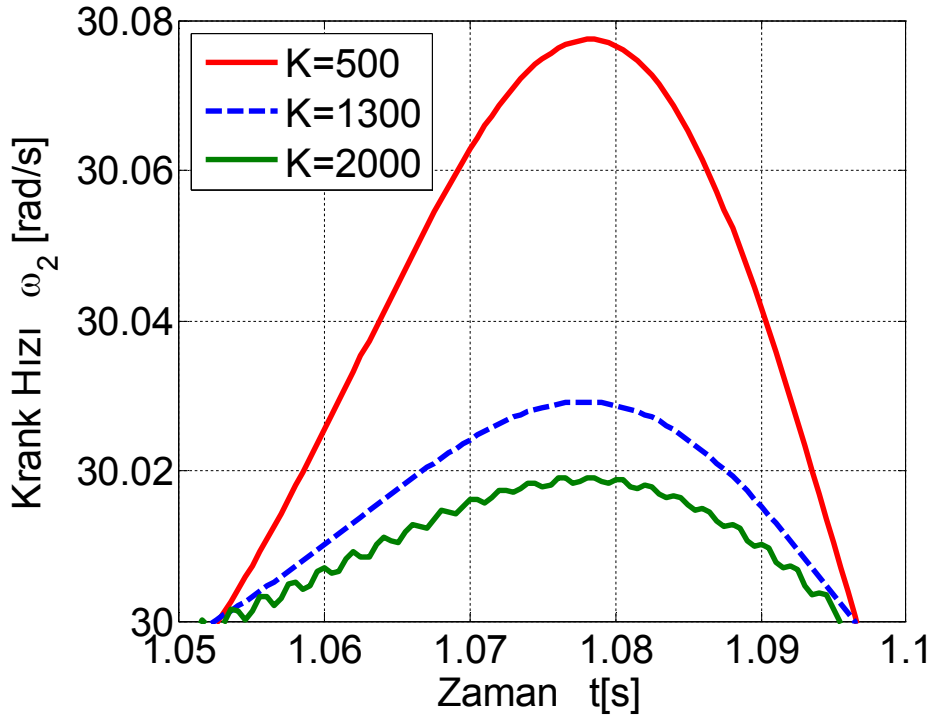
Şekil 9.6 Farklı K değerleri için krank hızının değişimi



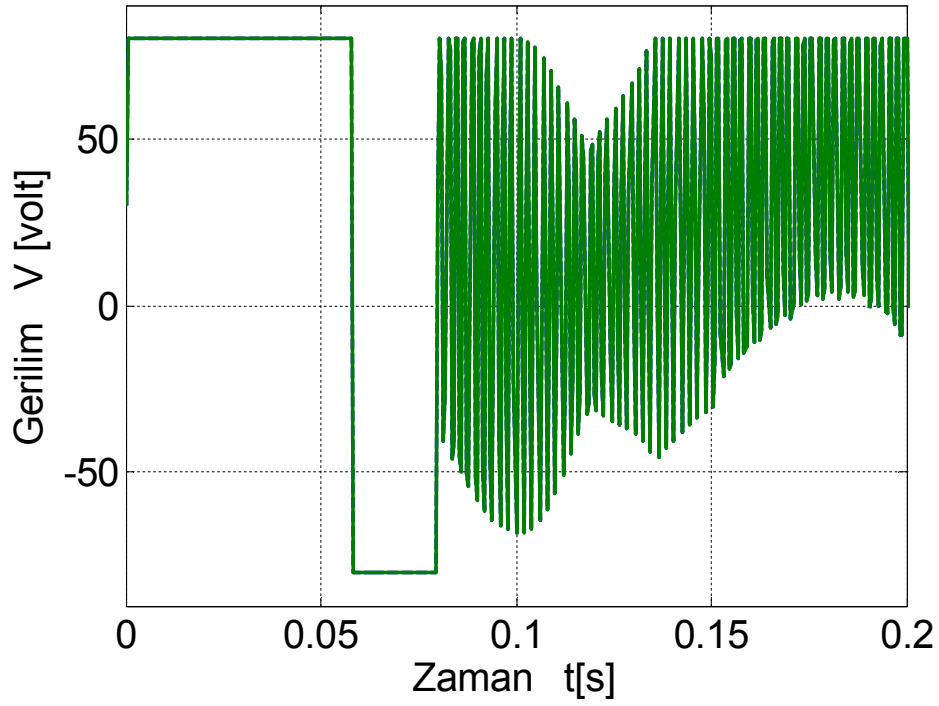
Şekil 9.7Farklı K değerleri için krank hızının değişimi (ayrıntılı çizim)

Kontrol sinyalinde K değerinin değişimi kontrolcünün performansını etkilemektedir. K değeri düştükçe kontrolcünün etkisinin de düştüğü gözlemlenmiştir. Ancak bu K değerinin olabilecek en büyük değerde kullanılabileceği anlamına gelmemektedir. Her ne kadar K değeri büyüdükçe kontrolcünün etkisi yükselse de istenmeyen olaylar da ortaya çıkmaktadır. Önceki bölümlerde anlatılmış olan çatırdama olayı K değerinin çok büyük değerleri için önüne geçilemeyen bir sorun haline gelmektedir.

Şekil 9.8 K değerinin değişkenliğinin krank hızı üzerindeki etkisi detaylı olarak verilmiştir. Fark edilebileceği gibi K değerinin 500 ve 1300 olduğu durumlarda hızlarda ani yön değiştirmeler gözükmemektedir. Ancak K 'nın 2000 değeri göz önüne alındığında çok kısa zaman aralıklarında hızın yönünün fazlasıyla değiştiği gözlemlenmektedir. Asıl problem olan hızdaki bu ani değişikliklere sebep olan şekil 9.9 verilen gerilim çatırdamalarıdır.



Şekil 9.8 K değerlerinin ani yön değiştirme etkisi



Şekil 9.9Çatırdamaya sebep olan K değerinde uygulanan gerilim

Şekil 9.9 daki gibi bir gerilim değişimi, uygulanan motorun ömrünün fazlasıyla kısaltmakla beraber gürültülü çalışmasına da sebep olmaktadır. Bunun yanında çok fazla enerji kullanımına sebep olmaktadır. Ayrıca motor bu anlık değişimlere cevap vermeyebilir. Motorun zarar görmemesi ve sistemin verimli çalışması açısından K değerinin seçimi çok önemlidir. Bilindiği gibi K değerinin küçük seçilmesi kontrolün zayıflamasına sebep olmakta, büyük seçilmesi ise çatırdamaya sebep olmaktadır. Bu sebeple çatırdamaya sebep olmayacak en büyük K değerinin seçilmesi çok önemlidir. Tablo 9.3 K değerinin değişiminin sonuçlarını göstermektedir.

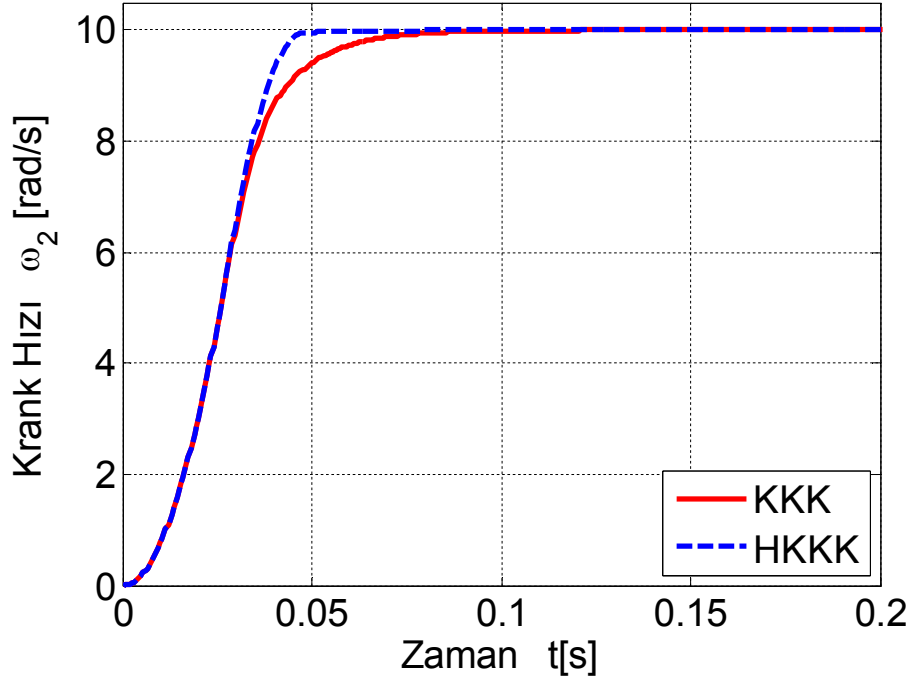
Tabloda da incelenebileceği gibi K değerinin sistemin yükselme zamanı üzerinde herhangi bir etkisi gözükmemektedir. Ancak krank hızının max. ve min. değerlerinde K değerinin artması, hızların referans değere yaklaşmasını sağlamaktadır. Buradan K değeri büyüdükçe daha etkili bir kontrol yapıldığı söylenebilir.

Tablo 9-3 Farklı K değerlerinin uygulanmalarının sonucu

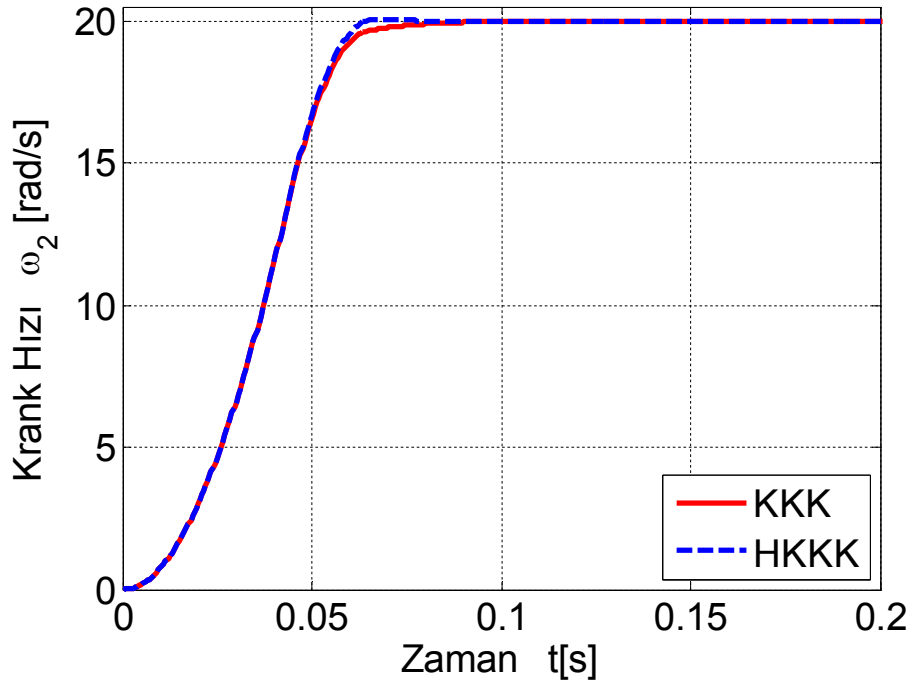
Kontrol Katsayısı (K)	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
500	30.0031	30.08	29.94	0.267	0.0455
1300	30.0010	30.03	29.98	0.1	0.0455
2000	29.9995	30.02	29.98	0.067	0.0455

9.1.3 Farklı Krank Hızları İçin Kontrolcü Performansı

Çalışmanın bu bölümünde rijit sistemin krank hızının referans değeri değiştirilerek kontrolcünün verimliliği ölçülmeye çalışılmıştır. 10 rad/s ve 20 rad/s lik hızlar için benzetim çalışmaları yapılmış, hem KKK hem de HKKK uygulanarak kontrol yöntemleri karşılaştırılmıştır. Elde edilen sonuçlar sırasıyla 10 rad/s lik referans hız için şekil 9.10da, 20 rad/s lik referans hız için ise şekil 9.11 de verilmiştir.



Şekil 9.1010 rad/s lik referans hızı için rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü



Şekil 9.1120 rad/s lik referans hızı için rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü

Şekillerde de görülebileceği gibi HKKK yine KKK e göre daha kısa bir zamanda referans hıza ulaşmayı başarmıştır. Krank hızının değiştirilmiş olması kontrolcülerin performansında herhangi bir değişikliğe sebep olmadan sistemin istenilen tepkileri vermesi sağlanmıştır. 10 rad/s lik referans hız için elde edilen hız parametreleritablo 9.4 de, 20 rad/s referans hız için ise tablo 9.5 de verilmiştir.

Tablo 9-410 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulama sonuçları

Kontrol Yöntemi	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
HKKK	9.9999	10	9.9999	0	0.027
KKK	9.9999	10	9.9999	0	0.032

Tablo 9-520 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulama sonuçları

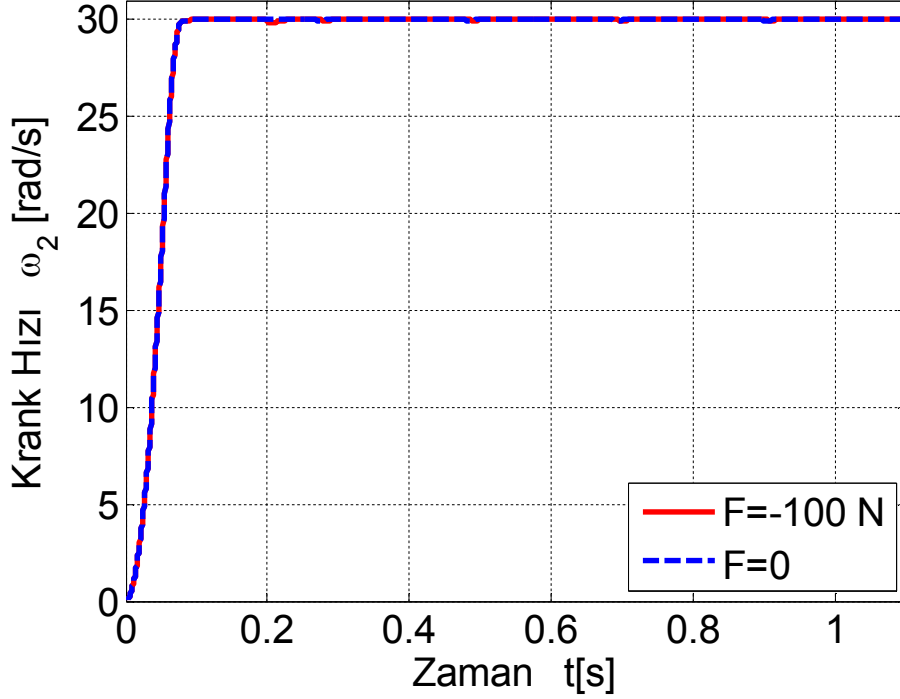
Kontrol Yöntemi	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
HKKK	20.0006	20.01	19.99	0.03	0.037
KKK	20.0007	20.01	19.99	0.03	0.038

9.1.4Dış KuvvetUygulanmasının Kontrolcü Performansına Etkisi

Bu yöntemin dış etkenlere bağımlı olmayan bir akıllı kontrol yöntemi olduğu bilinmektedir. Bu bölümde kontrolcünün dış etkenlere göre değişip değişmediği üzerinde çalışılacaktır. Bunun için sisteme dışarıdan bir kuvvet etki ettirilmesi gerekmele beraber herhangi bir mekanizma, motor veya kontrolparametresi değiştirilmeyecektir. Bu yöntem uygulanırken mekanizmanın çıkış uzvuna belirli bir zaman aralığı içerisinde bir kuvvet etki ettirilmektedir. Eğer söylenildiği gibi kontrolcü dış etkenlere bağlı değil ise, kısa süre sonra sistem yeniden kararlı hale getirmelidir.

Bu incelemede önceki mekanizma parametreleri kullanılmış ve sistemin referans hızı 30 rad/s olarak alınmıştır. 0.2 s ve 1 s arası zamanda çıkış uzvuna -100 N' luk sabit bir

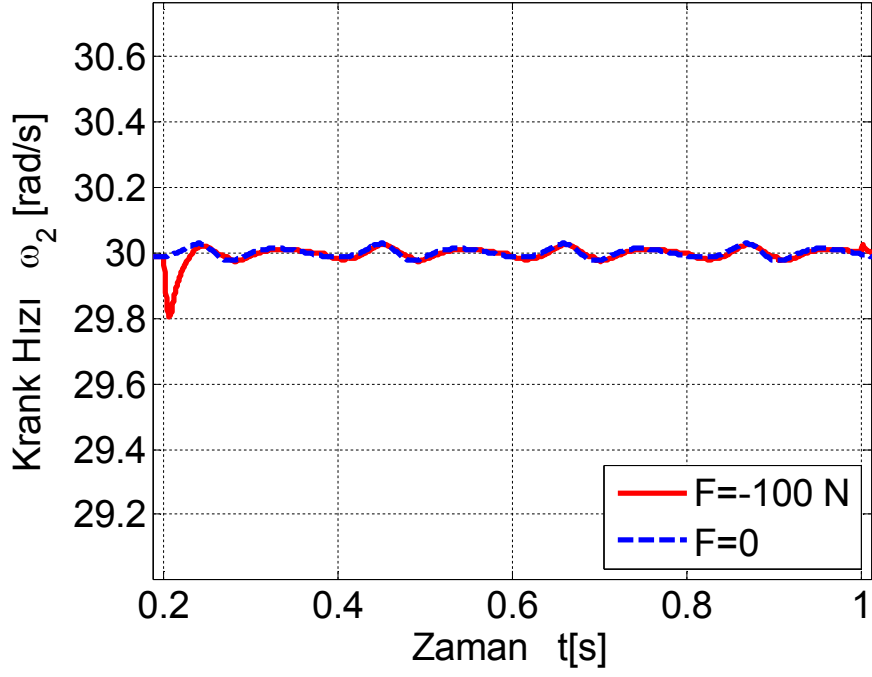
kuvvet etki ettirilerek sistemin cevabı kaydedilmiştir. Kuvvetin uygulandığı ve uygulanmadığı durumlardaki krank hızı değişimleri şekil 9.12 de gösterilmiştir.



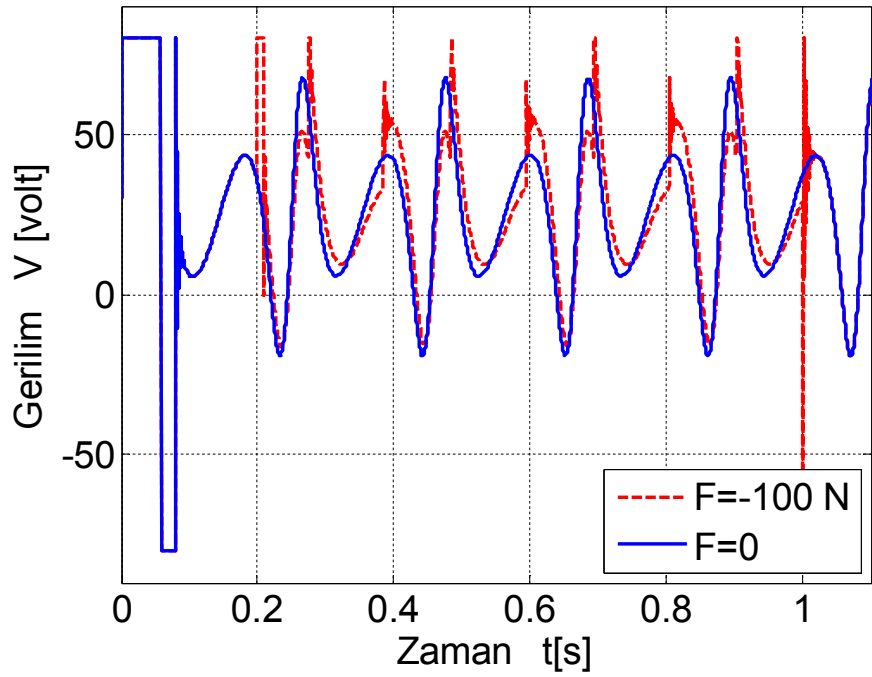
Şekil 9.12 Kuvvet etki ederken ve etmezken kontrol edilen krank hızları

Şekil 9.12 de görüldüğü gibi iki durum arasındaki farklılık yok gibi görünmektedir. Sadece kuvvetin etki ettiği zaman aralığı, daha ayrıntılı olarak şekil 9.13 gösterilmiştir.

Şekil 9.13 de verildiği gibi kuvvet sisteme ilk etki ettiği anda hızın değişmesine sebep olmuştur. 30 rad/s olarak görülmeye gereken hız bir anda 29.8 rad/s'ye kadar düşmüştür. Bu hız düşüşü sadece 0.04 s gibi kısa bir süre için sapmaya sebep olmuştur. Bu süre içerisinde kontrolcü, kuvvetin etkisini minimize etmiştir ve mekanizmanın olması gerektiği gibi hareket etmesini sağlamıştır. Bunun sebebi kontrolcünün akıllı bir kontrol yöntemi olarak kendisini, kuvvet etkisine adapte etmesidir. Hız grafiğinde kuvvetin etkisi sadece 0.2 s ve 0.24 s'ler arasında gözükse de kontrolcünün, kuvvetin etki ettiği her an sisteme müdahale ettiği şekil 9.14 de açıkça görülmektedir.



Şekil 9.13 Kuvvet etki ederken ve etmezken kontrol edilen rijit uzuvlu mekanizmanın krank hızı



Şekil 9.14 Kuvvet uygulanmasının gerilim üzerindeki etkisi

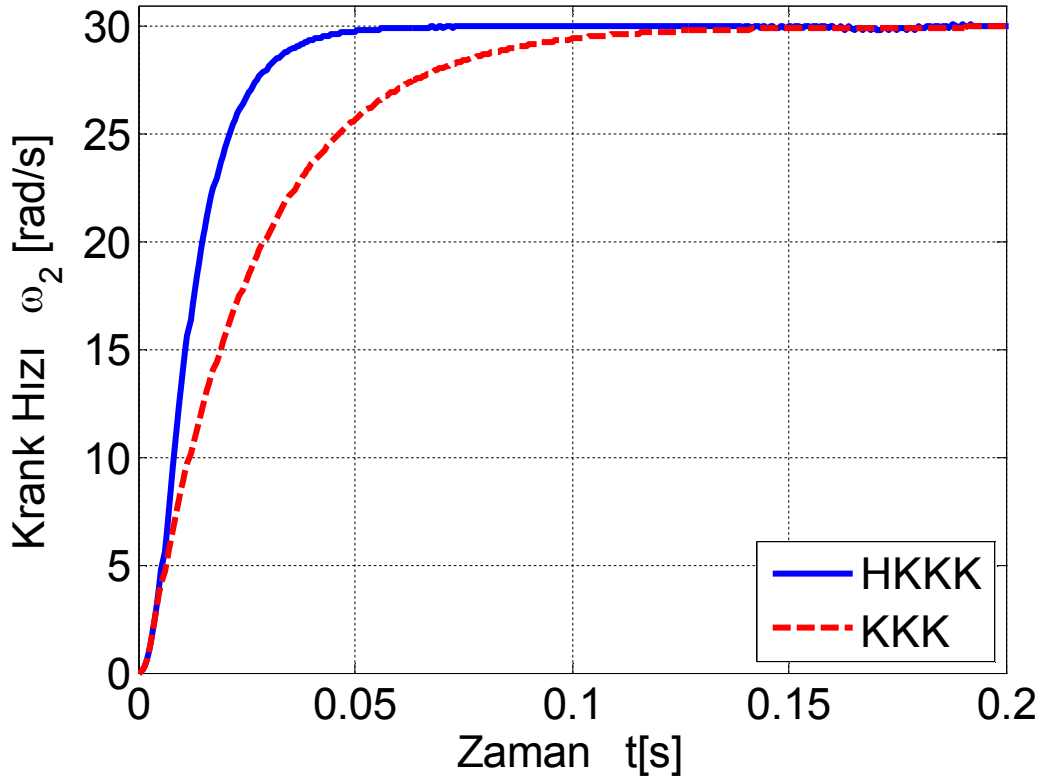
Verilen gerilim grafiğinde açıkça görülmektedir ki, kontrolcü kuvvet etki etmeye başladığı andan itibaren krankın hızını referans hızda tutmaya çalışmaktadır. Hız grafiğinde farklılık sadece 0.04 s sürmesine rağmen gerilim grafiğinde ise kuvvetin etki ettiği bütün zaman aralığında uygulanan gerilim değişkenlik göstermektedir.

Bu sonuçlardan yola çıkılarak, kontrolcünün tanımlarında ifade edildiği gibi dış etkenlerden bağımsız olduğu söylenebilir. Uygulanan kuvvetin etkisi çok kısa bir zamanda ortadan kaldırılmıştır. Bunun yanında kuvvet uygulamadan kalktıktan sonra da kontrolcü tekrar kendisini kuvvetin olmadığı duruma adapte etmeyi çok hızlı bir biçimde başarmıştır.

10. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ KRANK HIZININ KONTROLÜ

Elastik biyelli mekanizmada krank hızında oluşan salınımlar, uzuvların ataletlerinin yanı sıra biyel uzvunun esnekliğinden kaynaklanmaktadır. Bu salınımları ortadan kaldırmak için rijit mekanizmada olduğu gibi KKK ve HKKK yöntemleri kullanılmış ve her iki yöntem için elde edilen krank hızı değişimleri şekil 10.1 de karşılaştırılmıştır.

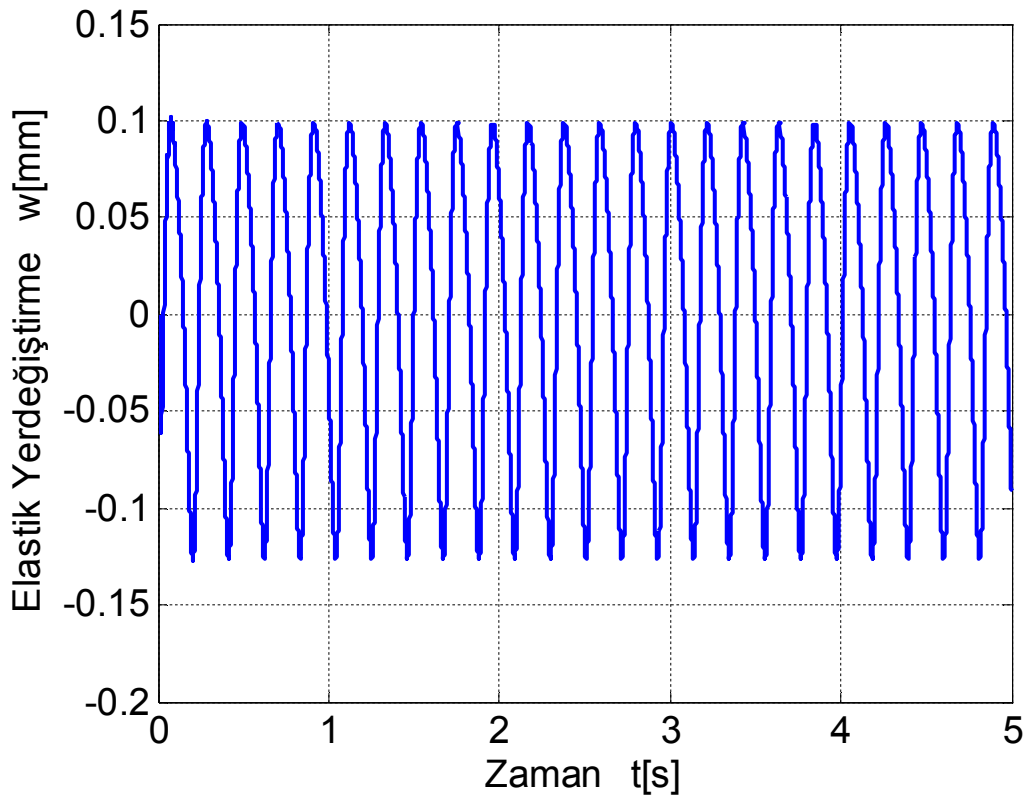
Her iki kontrol yöntemi de krankın, istenildiği gibi 30 rad/s hızda çalışmasını sağlamıştır. Elastik biyelli mekanizmanın kontrolünün rijit uzuvlu mekanizmaya nazaran daha zor olduğu bilinmektedir. Şekilden anlaşılacağı gibi kontrolcüler bu zorluğu aşmış ve elastik biyelli mekanizmanın krank hızının kontrolünü de başarılı bir şekilde yapmışlardır. Ancak burada HKKK yönteminin, standart KKK göre daha küçük bir yükselme zamanına sahip olduğunu belirtmek gerekir. Her iki yöntem için elde edilen çeşitli hız parametreleri tablo 10.1 de verilmiştir.



Şekil 10.1 Elastik uzuvlu mekanizmasının krank hızının kontrolü

Tablo 10-1Elastik uzuvlu mekanizmanın HKKK ve KKK uygulamaları sonucu

Kontrol Yöntemi	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
HKKK	29.9992	30.03	29.97	0.1	0.0220
KKK	29.9976	30.05	29.96	0.167	0.0545



Şekil 10.2HKKK için biyeldeki titreşimlerin genliği

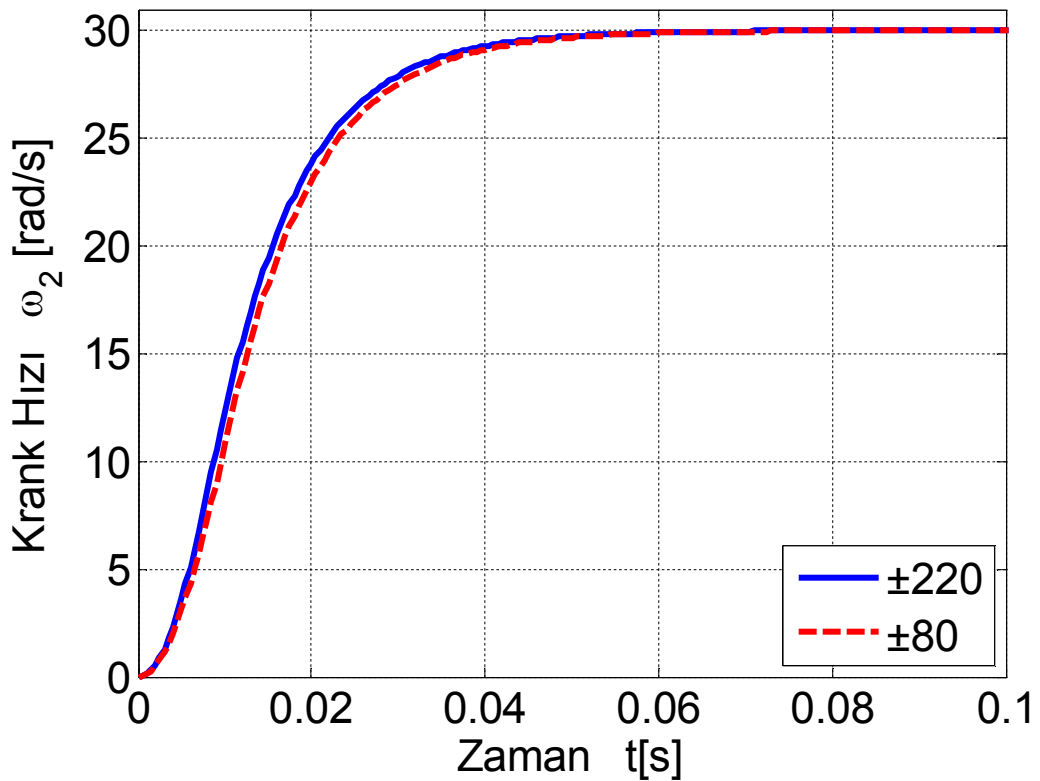
HKKK için biyelin orta noktasındaki titreşim genliğişekil 10.2 de verilmiştir. Biyeldeki titreşimler tamamen bilgilendirme amacıyla verilmiş olup herhangi bir şekilde bu titreşimlerin kontrolünün yapılması amaçlanmamıştır. Ancak krank uzvunun kontrolünün yapılması biyel üzerindeki titreşim genliklerini de etkilemiştir. Görüleceği gibi kontrol uygulanmadan önce 0.148 mm ve -0.203 mmarasında değişen titreşim miktarı 0.099 mm ve -0.126 mm aralığa kadar inmiş bulunmaktadır.

10.1 Parametre Değişiklikleri ve Dış Etkenlerin Kontrolcü Performansına Etkileri

Rijit uzuvlu mekanizmada olduğu gibi elastik biyelli mekanizma için parametrelerin değişiminin incelenmesi bu bölümde yapılmıştır. Giriş gerilimine limit uygulanması, kontrol katsayısı K_v referans hızın değişimlerine karşı kontrolcü performansı incelenmiştir.

10.1.1 Motor Geriliminin Sınırlandırılmasının Kontrolcü Performansına Etkisi

Giriş gerilimi ± 220 V ve ± 80 V aralığında sınırlandırılması durumunda elde edilen krank hızı değişimleri şekil 10.3 de verilmiştir.



Şekil 10.3 Krankın hızının ± 220 V ve ± 80 V gerilimle kontrolü

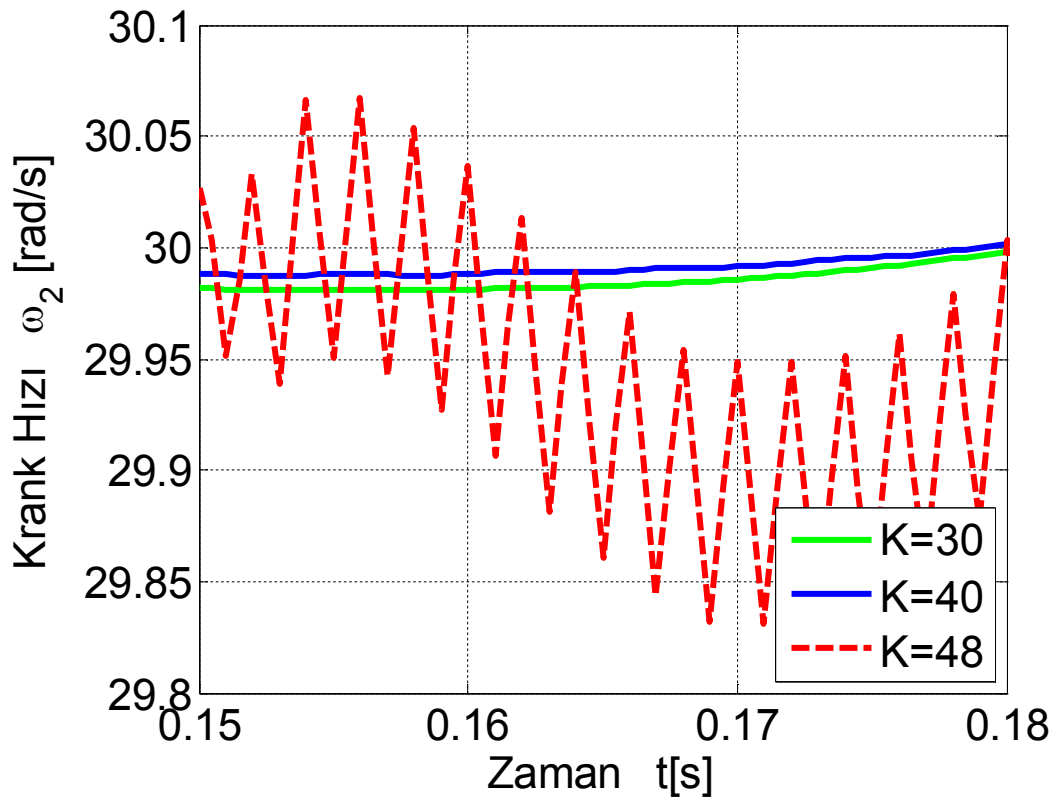
Şekilde de görülebileceği gibi elastik sistemde de rijit sistemde olduğu gibi, gerilim limiti ± 80 V olduğunda ± 220 V a göre daha uzun bir yükselme zamanına sahiptir. Her iki gerilim değeri için elde edilen hız parametreleri tablo 10.2 de verilmiştir.

Tablo 10-2Elastik sistemin ± 220 ve ± 80 gerilim uygulamaları sonucu

Gerilim (V)	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
± 220	29.9992	30.03	29.97	0.1	0.0220
± 80	29.9992	30.03	29.97	0.1	0.0235

10.1.2 Kontrol Katsayısının Değişiminin Kontrolcü Performansına Etkisi

Bu bölümde kontrol katsayısının etkisi üzerinde çalışılmıştır. Farklı K değerleri için elde edilen sonuçlar şekil 10.4 de verilmiştir.



Şekil 10.4 Farklı K değerleri için krank hızı değişimleri

Rijit sistemde olduğu ve şekil 10.4 de görülebileceği gibi kontrol sinyalinde K değerinin değişimi kontrolcü performansını etkilemektedir. K değeri düştükçe

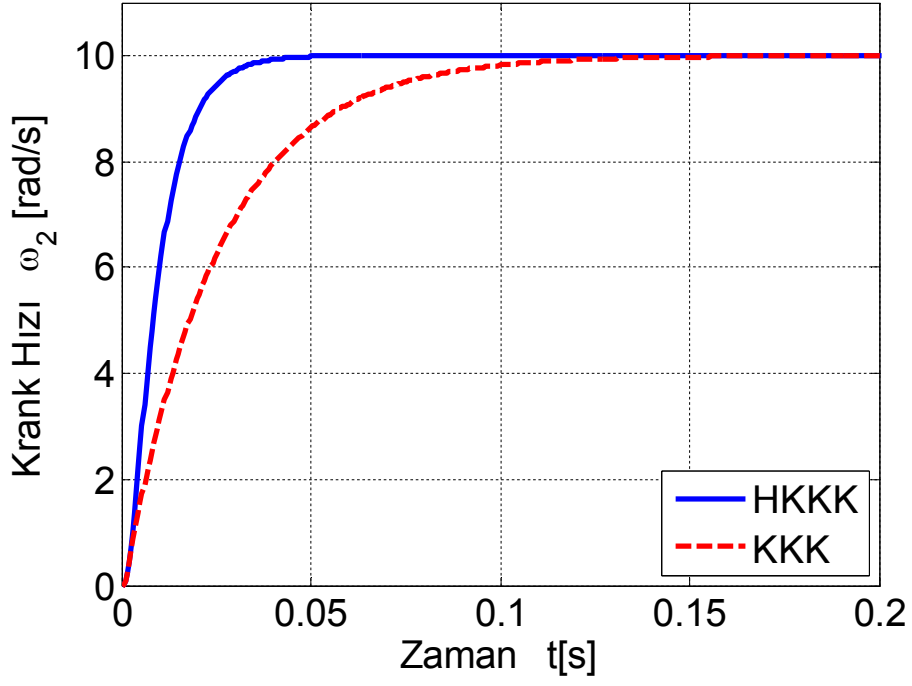
kontrolcünün etkisi düşmektedir. Ancak bu katsayı belirli bir değerin üstüne çıktığı zaman rijit sistemde de görülen ani hız değişiklikleri oluşmaktadır. Bu sebeple K değerinin en uygun değerde seçilmesi hem kontrolcünün daha etkili bir şekilde çalışması hem de çarptamaların engellenmesi için gereklidir. Farklı K değerleri için elde edilen hız parametreleri tablo 10.3 de verilmiştir.

Tablo 10-3 Farklı K değerlerinin uygulanmalarının sonucu

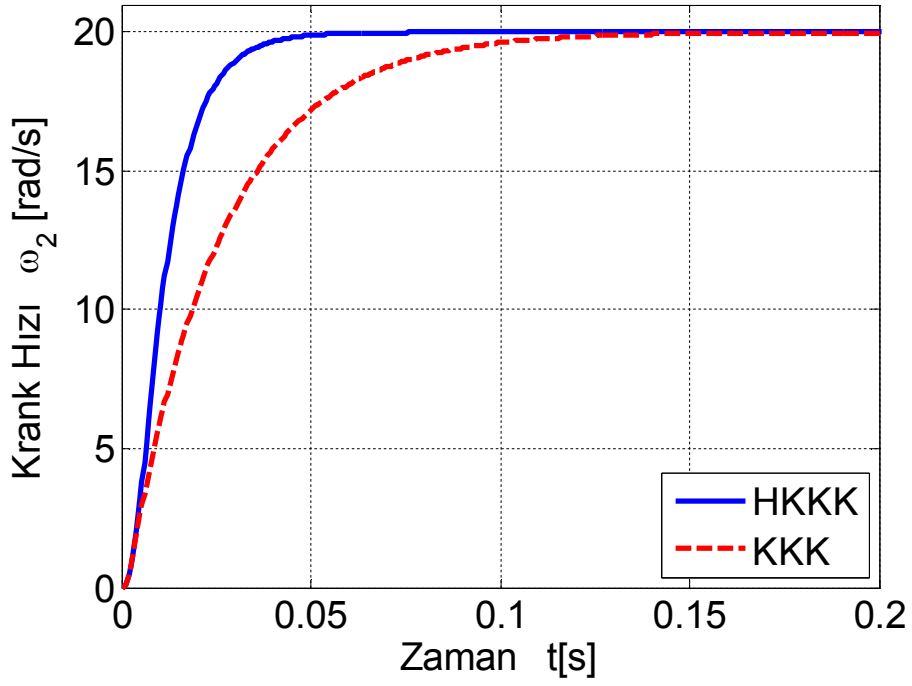
Kontrol Katsayısı (K)	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
20	29.9983	30.05	29.95	0.167	0.025
40	29.9992	30.03	29.97	0.1	0.0235
48	29.9993	30.03	29.98	0.1	0.022

10.1.3 Farklı Krank Hızları İçin Kontrolcü Performansının İncelenmesi

Çalışmanın bu bölümünde elastik uzuvlu sistemin referans krank hızı değiştirilerek kontrolcünün verimliliği ölçülmeye çalışılmıştır. 10 rad/s ve 20 rad/s lik hızlar için standart KKK ve HKKK yöntemleri uygulanmış ve elde edilen sonuçları sırasıyla şekil 10.5 ve şekil 10.6 verilmiştir.



Şekil 10.510 rad/s lik referans hızı için elastik uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü



Şekil 10.620 rad/s lik referans hızı için elastik uzuvlu mekanizmanın krank hızının kontrolü

Şekillerde de görülebileceği gibi krank hızının değiştirilmiş olması kontrolcünün performansında herhangi bir değişikliğe sebep olmadan sistemin istenilen tepkileri vermesi sağlanmıştır. 10 rad/s lik referans hız için çeşitli hız parametreleritablo 10.2, 20 rad/s referans hız için ise tablo 10.3 de verilmiştir.

Tablo 10-410 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulamaları sonucu

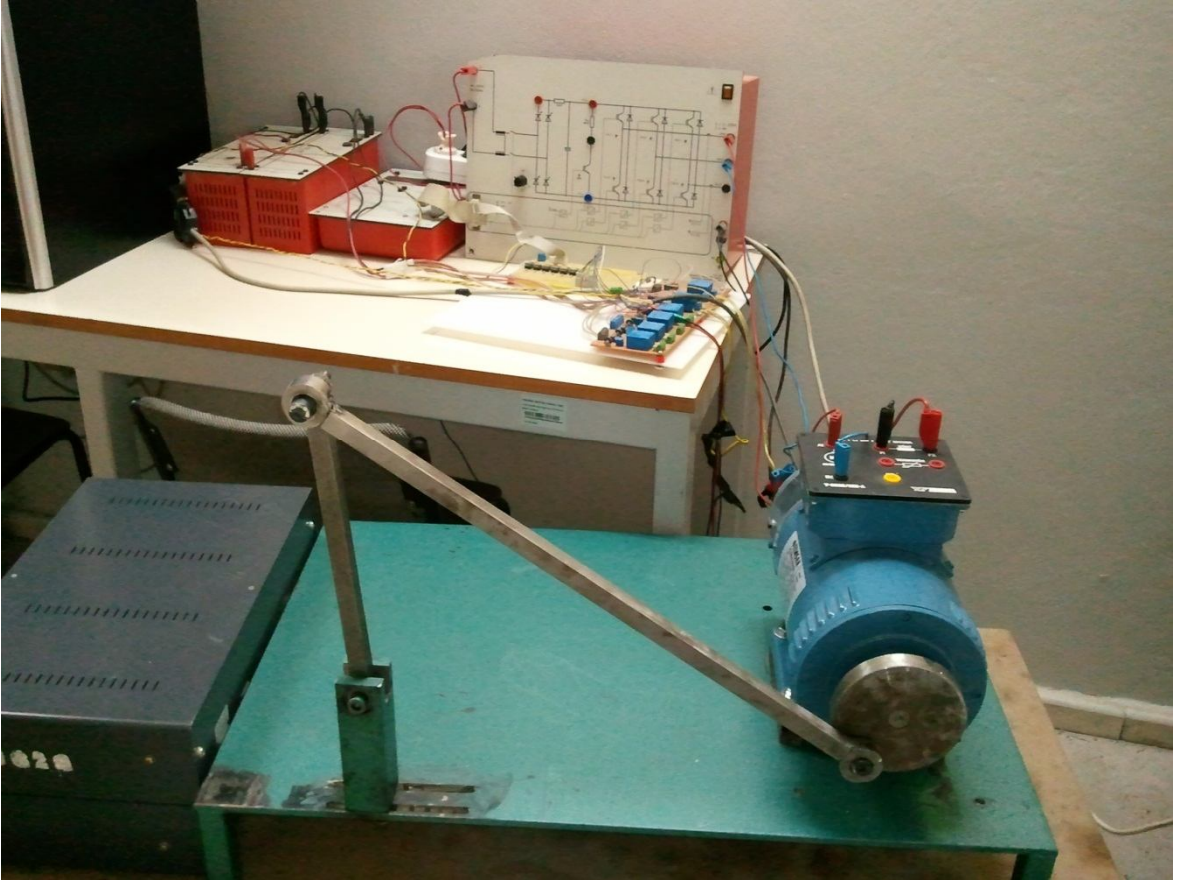
Kontrol Yöntemi	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
HKKK	9.9999	10.00	10.00	0.00	0.018
KKK	9.9996	10.00	9.997	0.00	0.054

Tablo 10-520 rad/s referans hız için HKKK ve KKK uygulamaları sonucu

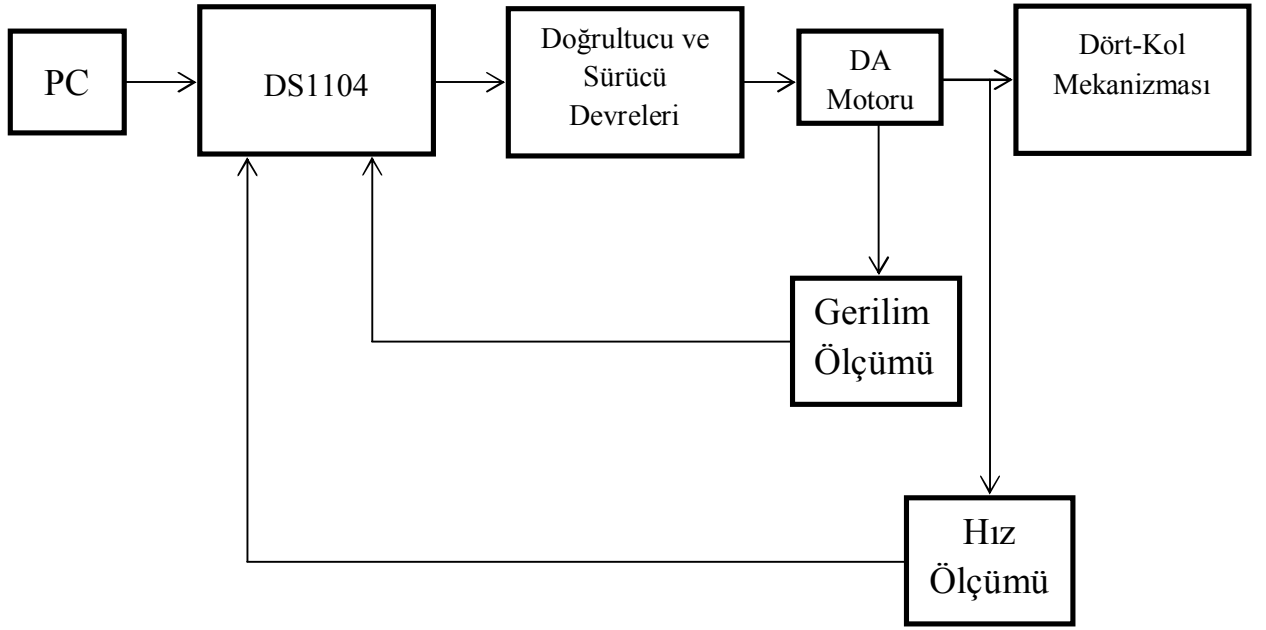
Kontrol Yöntemi	Ortalama Hız (rad/s)	Max. Hız (rad/s)	Min. Hız (rad/s)	Max. Aşma (%)	Yükselme Zamanı (s)
HKKK	19.9999	20.01	19.99	0.033	0.0205
KKK	19.9995	20.02	19.99	0.066	0.0545

11. RİJİT UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ DENEYSEL UYGULAMA SONUÇLARI

Tezin bu bölümünde, önceki bölümlerde oluşturulmuş ve benzetim çalışmaları yapılmış olan sistem için gerçek zamanlı deneysel çalışmaları yapılmıştır. Hazırlanan deney düzeneği ve blok diyagramı sırasıyla şekil 11.1 ve şekil 11.2 de görülmektedir. Deneyin yapılması için Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Kontrol Laboratuvarı kullanılmıştır.



Şekil 11.1 Deney düzeneğinin fotoğrafı

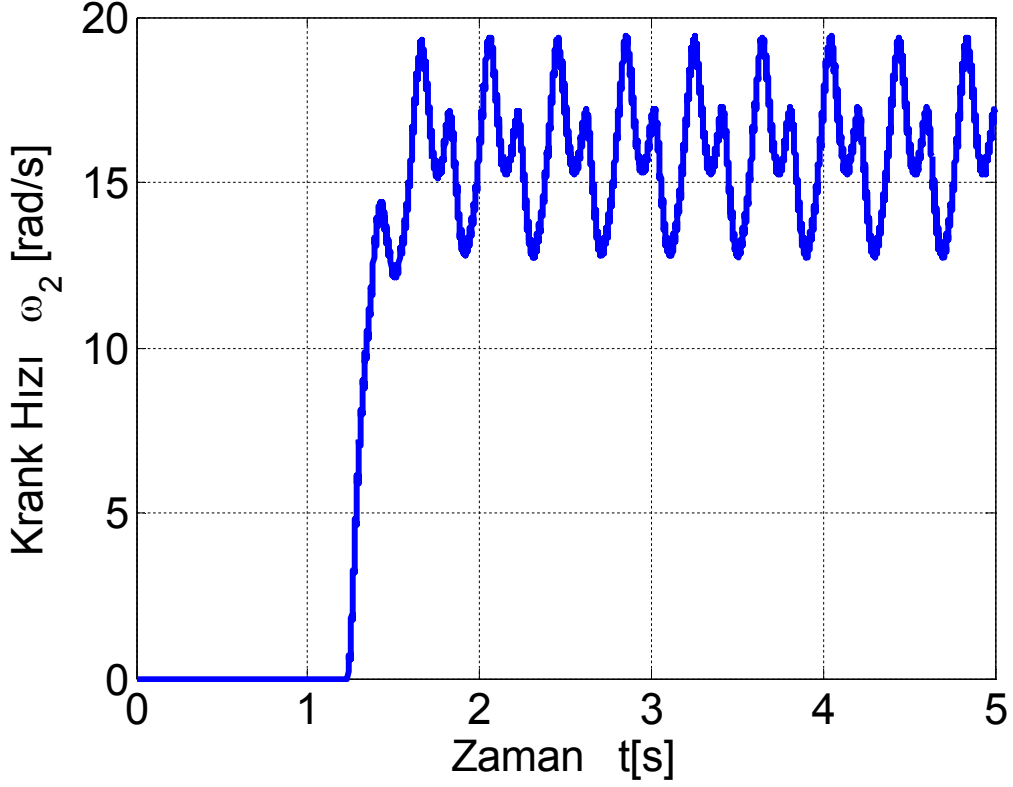


Şekil 11.2 Deney düzeneğinin blok diyagramı

Kontrol kartı olarak dSpace firmasının DS1104 model kartı kullanılmıştır. Doğru akım motoru ile tahrik edilmiştir. Mekanizmada krankın ağırlık merkezinin dönme merkezi ile çakışması için disk şeklinde imal edilmiştir. Deney setinde krankın milidogrundan motor miline bir kaplin ile bağlanmıştır. Krank hızını ölçmek için 2500 darbe/devir lik artımlı tip hız sensörü (encoder) kullanılmıştır. Bunun için hız sensörü motor milinin diğer ucuna monte edilmiştir. Denetleyici karta aktarılan diğer bir bilgi ise motora uygulanan gerilim miktarıdır. Motora uygulanan gerilim LEM modülü yardımıyla kartın ADC girişlerine verilmektedir.

Bu sistemde kontrol için gerekli algoritmalar MATLAB Simulink ortamında oluşturularak kontrol kartına aktarılmakta ve gerçek zamanlı olarak çalıştırılmaktadır. Bu noktada dSpace tarafından geliştirilmiş olan Control Desk Developer yazılımından faydalanılmaktadır. Encoderden alınan hız bilgileri kontrol kartı işlemcisinde değerlendirilerek kontrol için gerekli gerilim hesaplanmakta ve sürücü üzerinden motora uygulanmaktadır. Hız dalgalanmaları ve uygulanan kontrol gerilimi grafik olarak sürekli izlenebilmektedir.

Deneysel çalışmada ilk olarak açık çevrimli sistem yapılmıştır. Bu amaçla motora 30 V luk gerilim uygulanmış ve elde edilen krank hızındaki değişim şekil 11.3 de verilmiştir.



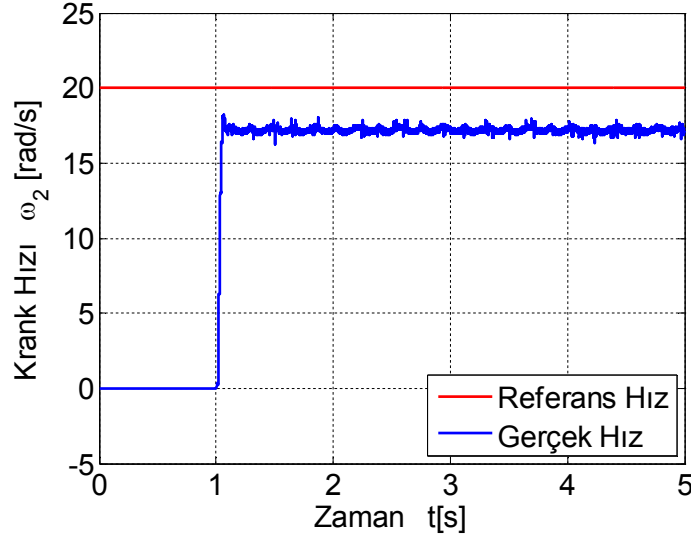
Şekil 11.3 Açık çevrimli sistemde elde edilen krank hızı

Şekilde görüldüğü gibi krank hızı 19.3 rad/s ve 12.9 rad/s değerler arasında salınım yapmaktadır. Ancak bu salınımların sadece uzuvların ataletlerinden değil mekanizmadaki imalat toleransları, bağlama kusurları ve zeminin rijitliği gibi faktörlerden de kaynaklandığı söylenebilir. Sayısal benzetimde sistem kusursuz olarak kabul edildiği için bu etkiler gözükmemektedir. Ayrıca belirtilmesi gereken diğer bir konu, gerçekte mekanizmada kullanılan uzuvların tamamen rijit olmadığı gerçeğidir. Ancak bu deneysel çalışmada uzuvlar tamamen rijit kabul edilmiştir.

Buradaki hız dalgalanmasının birçok harmonik bileşenden oluştuğu görülmektedir. Bunlardan iki tanesi düşük frekanslı olmakla birlikte diğerleri yüksek frekanslıdır. Birinci harmoniğin frekansı krankın devir sayısına diğeri ise bunun iki katına karşılık

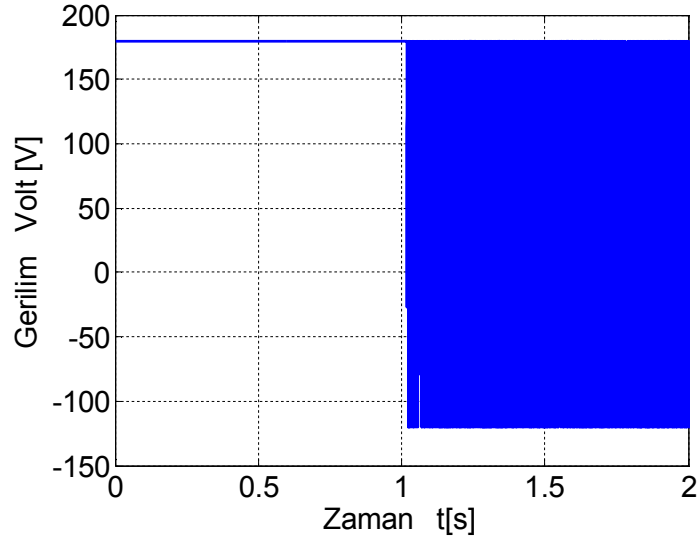
gelmektedir. Diğer harmoniklerin ise mekanizmadaki imalat toleransları, bağlama kusurları ve zeminin rijitliği gibi faktörlerden kaynaklandığı söylenebilir.

Mekanizmanın istenilen şekilde çalışmasını sağlamak amacıyla sisteme önce KKK yöntemi uygulanmış ve elde edilen sonuç Şekil 11.4 verilmiştir.



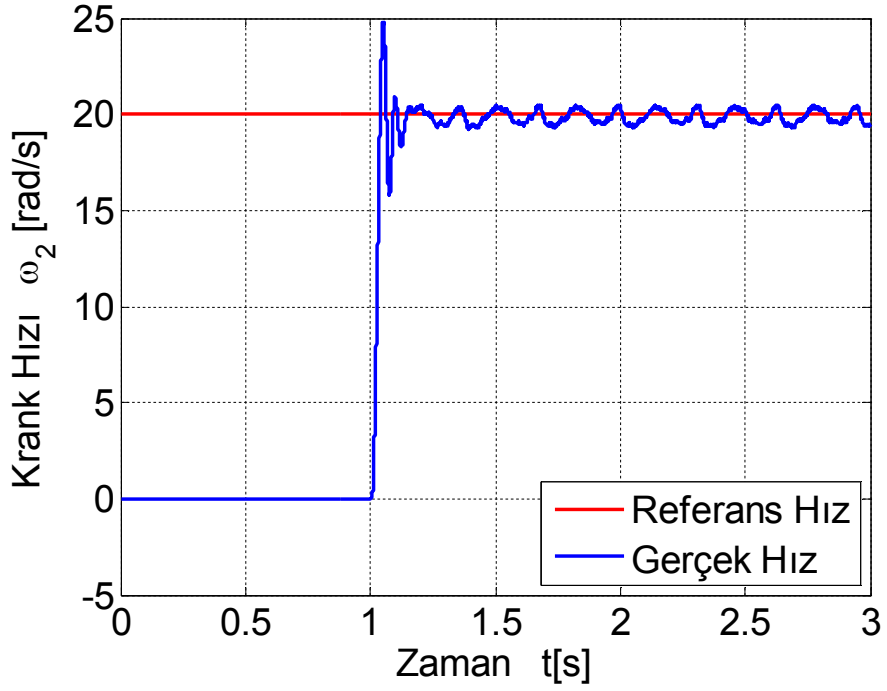
Şekil 11.4Deney düzeneğinin KKK ile kontrol sonucu krank hızı

Şekilde görüldüğü gibi sistemin kontrolü doğru bir şekilde yapılamamıştır. Burada bir kalıcı durum hatası bulunmaktadır. Ancak daha önemli olan konu bu kontrol yöntemi uygulanırken ortaya çıkan ve şekil 11.5 de verilen gerilim grafiğidir. Kontrol yapılmaya çalışılan zaman içerisinde gerilim çok kısa aralıklarla yön değiştirmiştir. Çatırdama olarak değerlendirdiğimiz bu olay sırasında motor çok fazla zorlanmakla beraber normal olmayan sesler çıkarmaya başlamıştır. Daha önceden de belirtildiği gibi çatırdama istenmeyen bir olaydır.



Şekil 11.5KKK ile kontrol yapılırken sisteme uygulanan gerilim

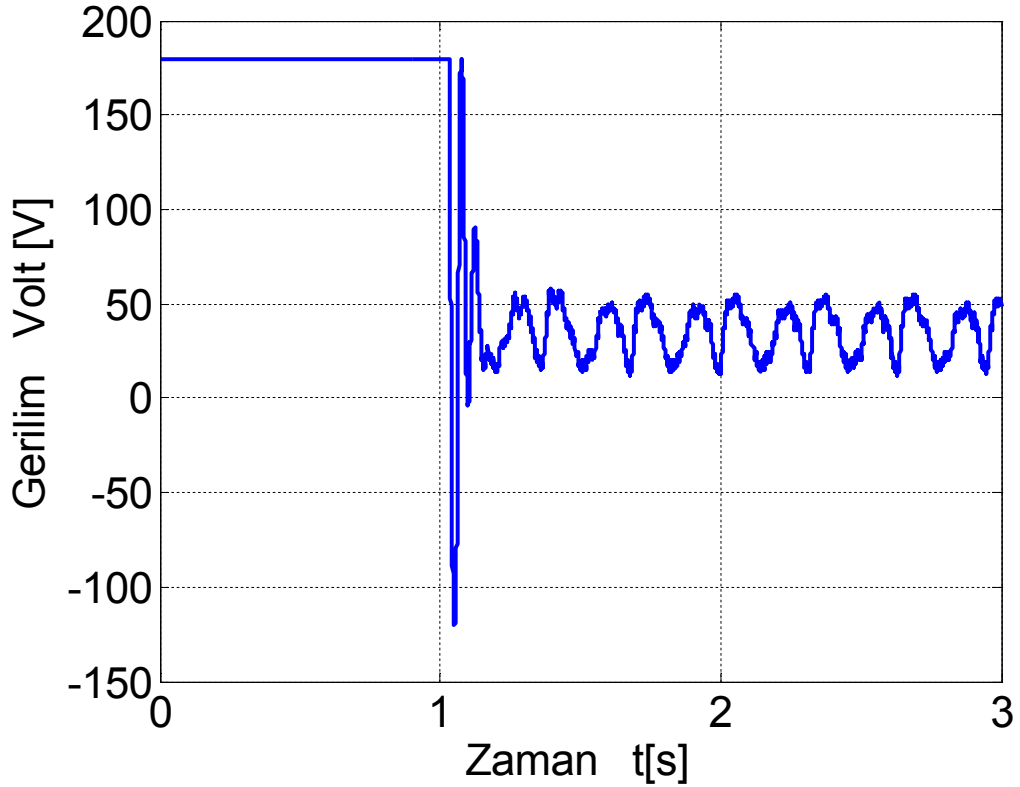
Bu sebeple hem bunu engellemek hem de daha etkili bir kontrol elde etmek için HKKK kontrol yöntemi uygulanmıştır. Elde edilen krank hızı değişim grafiği şekil 11.6 verilmiştir.



Şekil 11.6Deney düzeneğinin HKKK ile kontrol sonucu krank hızı

Şekil 11.6 da görüldüğü gibi sistem hem istenilen krank hızına ulaştırılmış hem de salınımlar önemli seviyede azaltılmıştır. 20 rad/s olması beklenen krank hızı en fazla 20.48 rad/s en az 19.16 rad/s olacak şekilde kontrol edilmiştir. Tabii ki sadece krank hızı değil gerilimin de değişimi de kontrolcünün yapısını gösterecektir. HKKK için gerilim grafiği şekil 11.7 gibidir.

Şekil 11.7 de verilen gerilim grafiğinden açıkça anlaşılacağı gibi HKKK uygulandığı sırada motor geriliminde herhangi bir çatlama olmamıştır. Bu da önceden ifade edildiği gibi HKKK standart KKK' e göre hem daha etkili bir kontrolcü olduğunu hem de çatlamları önlediğini göstermektedir.



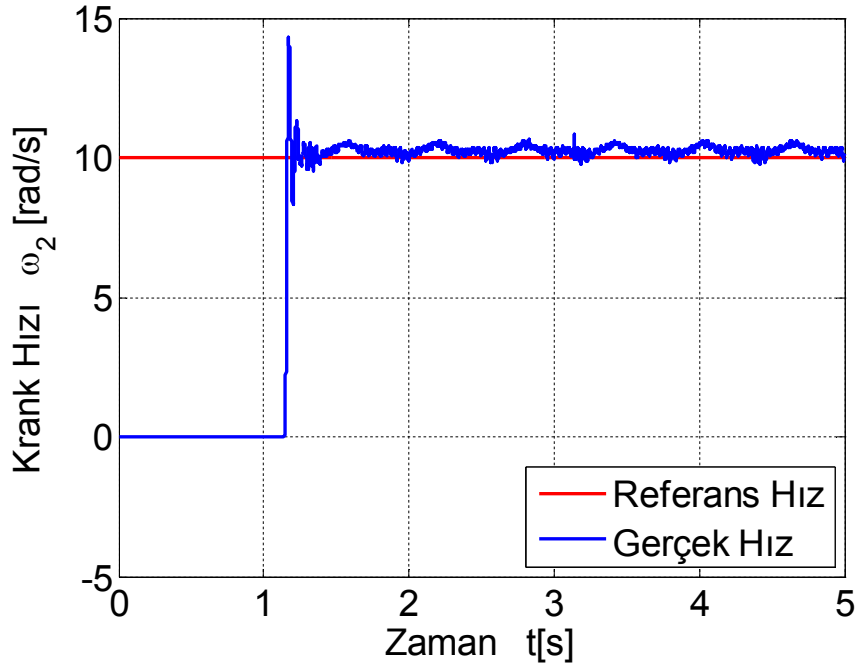
Şekil 11.7 HKKK ile kontrol yapılırken sisteme uygulanan gerilim

11.1 Parametre Değişiklikleri ve Dış Etkenlerin Kontrolcü Performansına Etkileri

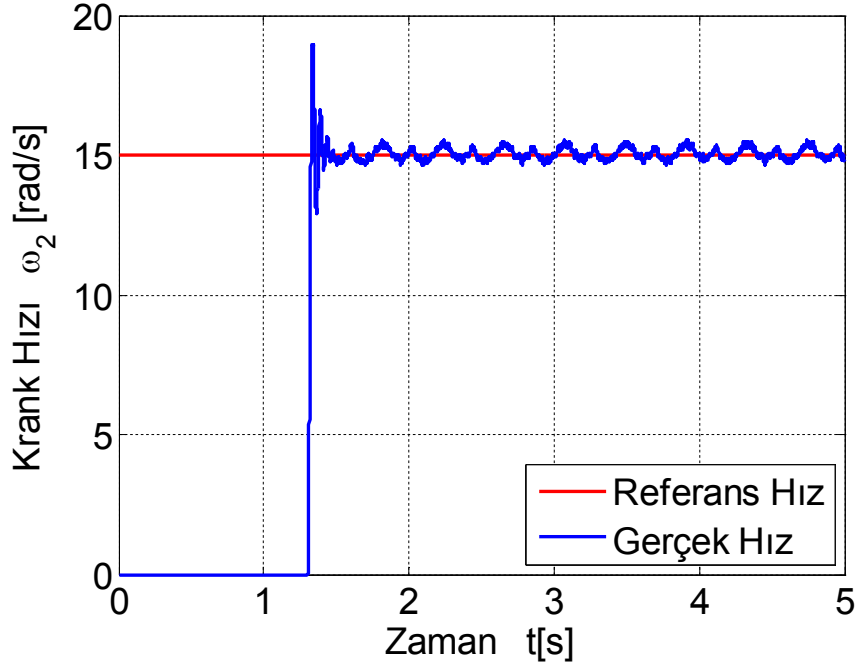
Rijit uzuvlu mekanizmanın parametrik değişiklikleri ve mekanizmaya dış etkenlerin uygulanmasının kontrolcü performansına etkileri, bu bölümde deneysel olarak incelenmiştir.

11.1.1 Farklı Krank Hızları İçin Kontrolcü Performansı

Kontrolcünün etkinliğinin fark edilmesi için sistemin referans hızı değiştirilerek mekanizmanın krank hızının kontrolü tekrar yapılmıştır. Referans hız ilk olarak 10 rad/s sonrasında 15 rad/s olarak alınmış ve elde edilen sonuçlar şekil 11.8 ve şekil 11.9 de verilmiştir.



Şekil 11.8 10 rad/s referans hız ile kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı

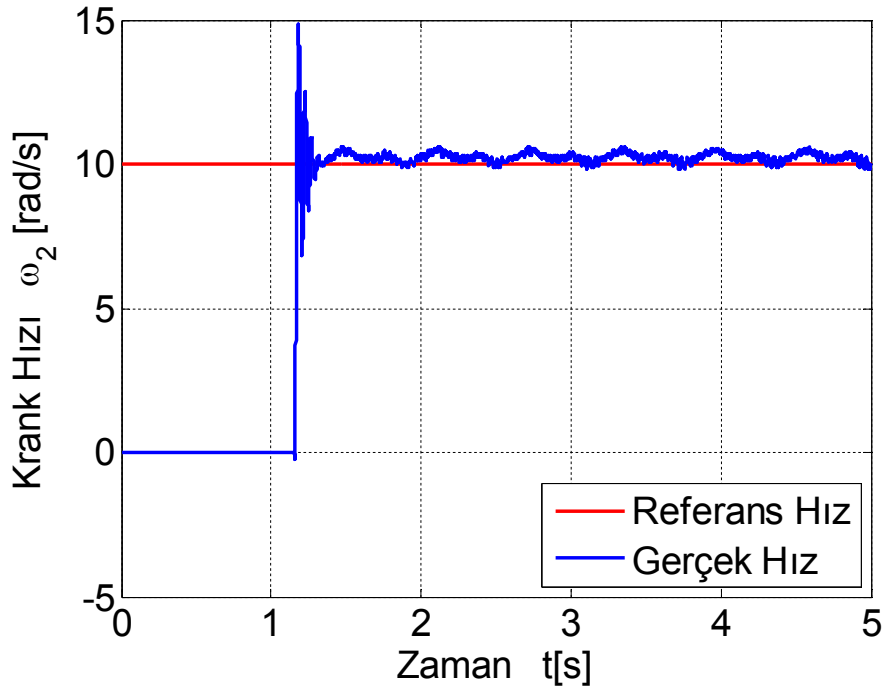


Şekil 11.9 15 rad/s referans hız ile kontrol edilendenezy düzeneğinin krank hızı

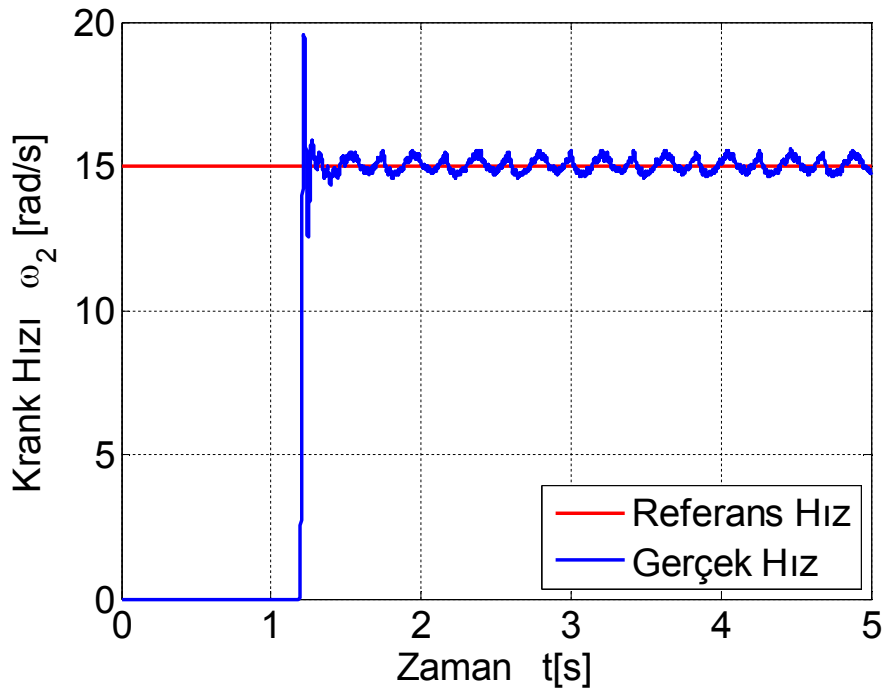
HKKK 10 rad/s ve 15 rad/s lik referans hızlar için de istenilen şekilde sonuç vererek etkili bir kontrol yöntemi olduğunu ispatlamıştır.

11.1.2 Parametrik Değişikliklerin Kontrolcü Performansına Etkisi

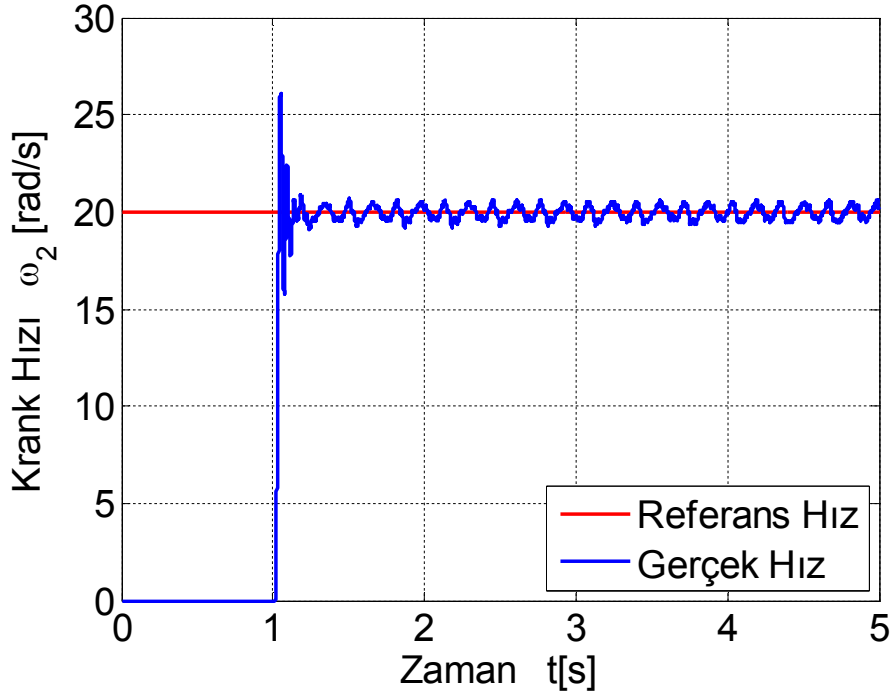
Deneysel çalışmanın diğer bir bölümü ise kontrolcünün parametrik bir değişiklik sonucunda nasıl bir sonuç vereceğidir. HKKK tanımlanırken parametrik değişikliklere bağımlı olmadığı söylenmektedir. Bunu denemek amacıyla çıkış uzvuna 0.5 kg ağırlığındaki bir yük eklenerek 10 rad/s, 15 rad/s ve 20 rad/s lik referans krank hızları için sistem tekrar kontrol edilmeye çalışılmıştır. Her üç durum için krank hızının zamanla değişimi sırasıylaşekil 11.10, şekil 11.11 ve şekil 11.12 verilmiştir.



Şekil 11.10 10 rad/s referans hız ile parametrik değişiklik uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı



Şekil 11.11 15 rad/s referans hız ile parametrik değişiklik uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı

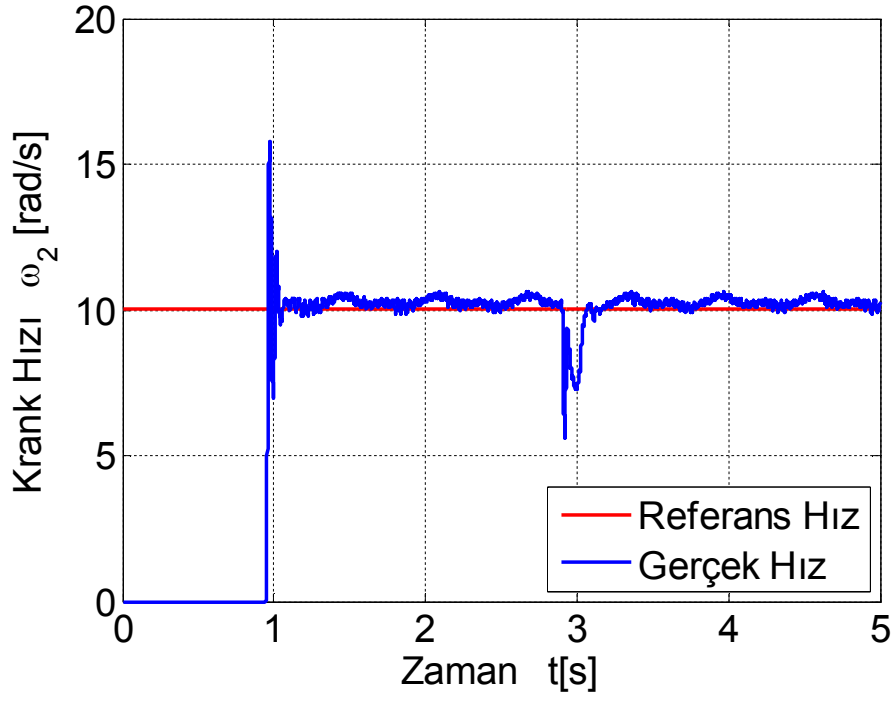


Şekil 11.120 20 rad/s referans hız ile parametrik değişiklik uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı

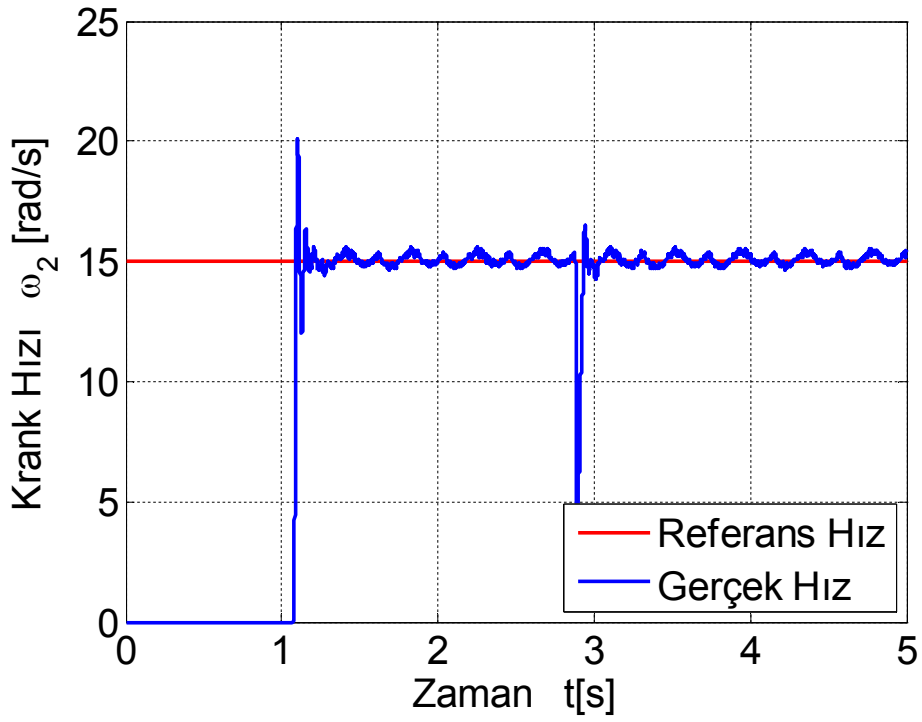
Şekillerde de görüldüğü gibi parametrik değişiklik kontrolcünün herhangi bir şekilde performansını etkilememiştir. Kontrolcü bu değişikliğe rağmen krank uzvunun hızının referans değerinde seyretmesini sağlamıştır.

11.1.3 Dış Kuvvet Uygulanmasının Kontrolcü Performansına Etkisi

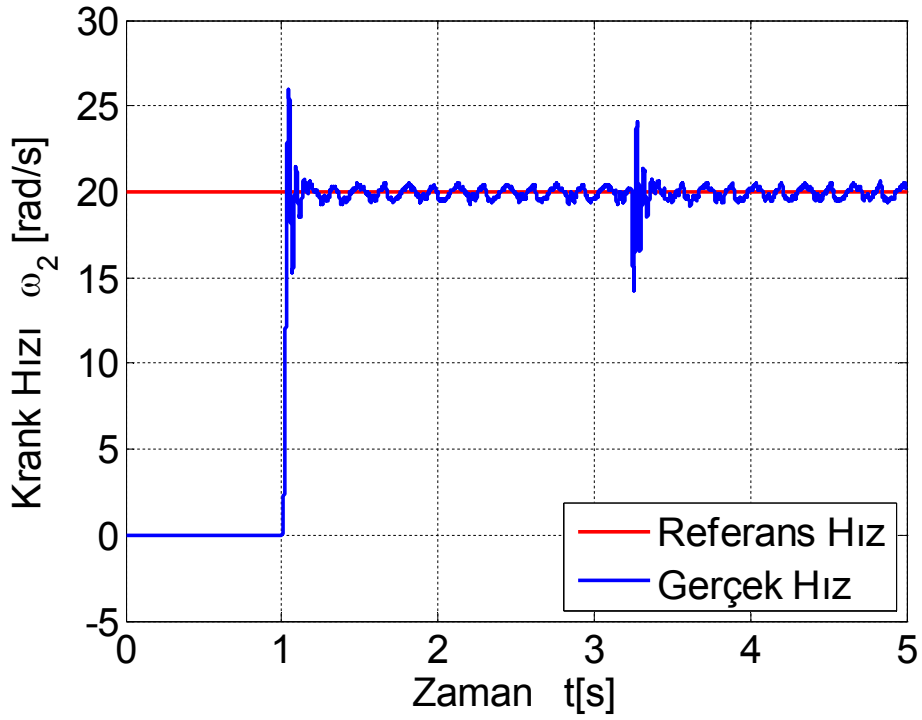
Son bir deneysel çalışma olarak kontrolcünün dış etkenlere bağımlı olup olmadığı araştırılmıştır. Dış etkenlere karşı kontrolcünün performansını görmek için çıkış uzvuna zamanı ve büyüklüğü belli olmayan anlık bir kuvvet çıkış uzvuna itme veya çekmesuretiyle etki ettirilmiştir. 10 rad/s, 15 rad/s ve 20 rad/s referans hızları için deney tekrarlanmıştır.



Şekil 11.210 rad/s referans hız ile dış etken uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı



Şekil 11.415 rad/s referans hız ile dış etken uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı



Şekil 11.520 rad/s referans hız ile dış etken uygulanarak kontrol edilen deney düzeneğinin krank hızı

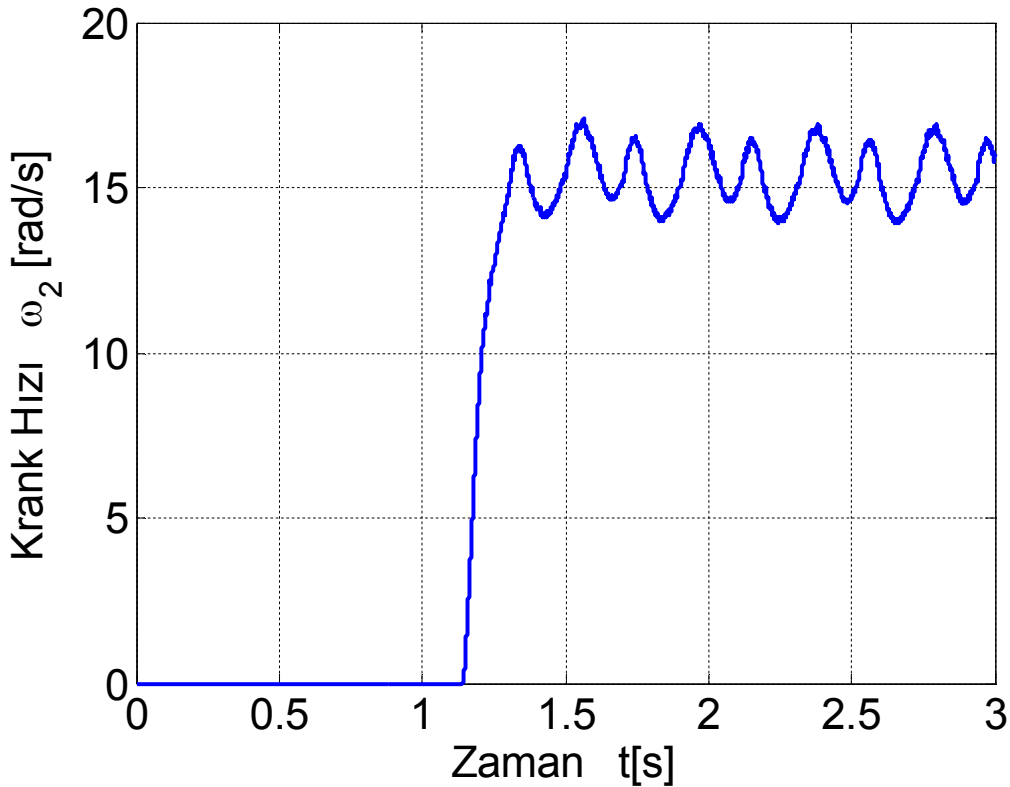
Her üç referans hızı için yapılan deney sonuçlarının da gösterdiği gibi sisteme etki ettirilen kuvvetlerin, kontrolcünün performansında herhangi bir olumsuz etkisi yoktur. Kontrolcü uygulanan kuvvete rağmen çok kısa zaman aralıkları içerisinde krank hızının referansa çok yakın değerlerde seyretmesini sağlamıştır.

12. ELASTİK UZUVLU DÖRT-KOL MEKANİZMASININ DENEYSEL SONUÇLARI

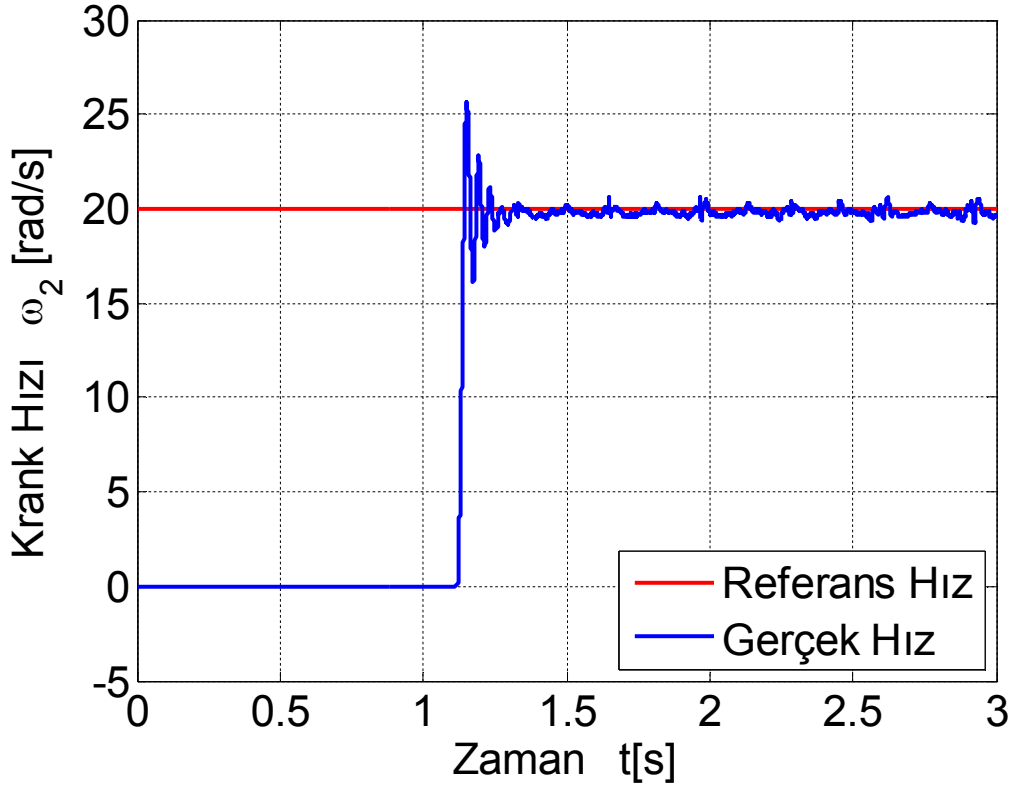
Rijit sistemin deneysel çalışmalarının yapıldığı düzenek üzerinde yapılan uzuv değiştirme işlemi sonrasında elastik biyelli sistemin krank hızının kontrolü deneyleri yapılmıştır. Deney düzeneğinin biyeli 6*6*600 mm lik bir çubuk ile değiştirilerek biyel uzvuesnek bir hale getirilmeye çalışılmıştır.

Öncelikle sisteme sabit 20 V luk gerilim uygulanmış ve elde edilen sonuç şekil 12.1 de verilmiştir.

Şekil 12.1 de görülebileceği gibi krank hızı 17.07 rad/s ve 14.09 rad/s değerleri arasında dalgalanmaktadır. Bu salınımların önüne geçmek için HKKK yöntemi sisteme uygulanmış ve elde edilen krank hızının değişimi şekil 12.2 verilmiştir.



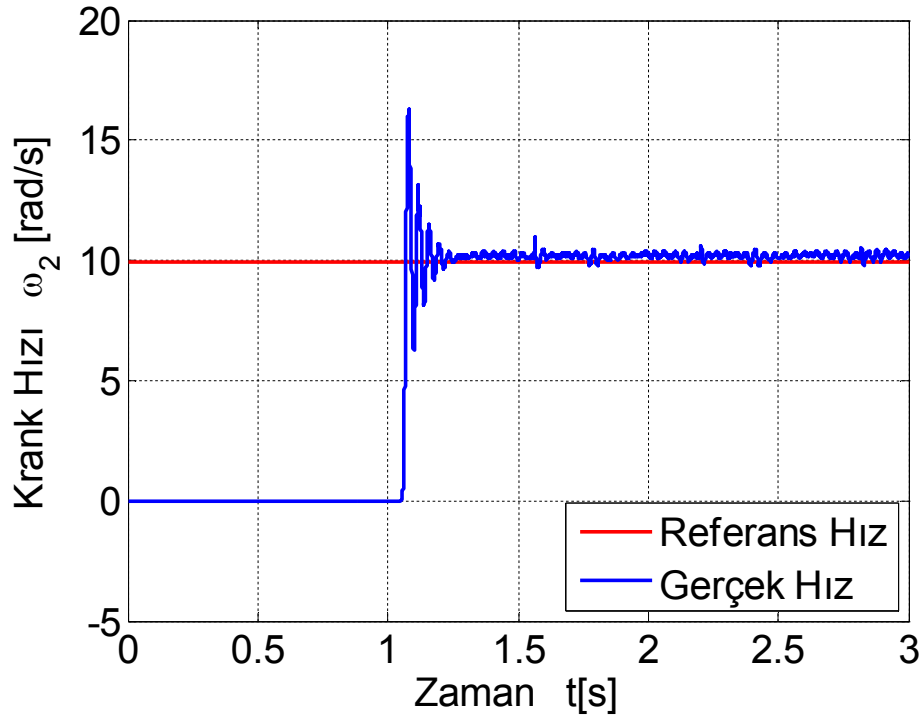
Şekil 12.1 Elastik uzuvlu deney mekanizmasının krank hızı



Şekil 12.2Elastik uzuvlu deney düzeneğinin HKKK ile kontrolü sonucu krank hızı

Sistem elastik uzva sahip olsa da seçilmiş olan kontrol yöntemi görevini yerine getirerek krank hızının 20 rad/s olmasını sağlamış bulunmaktadır. 3 rad/s lik hız farkına ve salınımına sahip olan sistemin krank hızını istenilen seviyeye çıkartarak salınımların 1 rad/s nin altına düşmesini sağlamıştır.

Şekil 12.3 de verildiği gibi referans hızın değişmesi sistem elastik de olsa kontrolün performansını etkilememiştir. Sistem istenilen hız seviyesine ulaştırılmış ve krank hızının salınımlarının değerleri 0.6 rad/s nin altındaki seviyelerde tutulmuştur.



Şekil 12.3 10 rad/s lik referans hızı için crank hızı değişimi

13. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Bu çalışmada bir doğru akım motoru ile tahrik edilen bir dört-kol mekanizmasının dinamiği ve krank hızının kontrolü ele alınmıştır. Öncelikle uzuv ataletlerinin ve biyel uzvunun esnekliğinin krank hızı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Motor-mekanizmadan oluşan sistemin hareket denklemleri elde edilmiş, MATLAB kullanılarak sayısal benzetimleri yapılmıştır. Yapılan incelemede uzuv ataletlerinin krank hızında dalgalanmalara neden olduğu görülmüştür. Biyel uzvunun esnek kabul edilmesi halinde hız dalgalanmalarının daha da arttığı görülmüştür.

Krank hızındaki bu hız dalgalanmalarını gidermek amacıyla literatürden bilinen HKKK yöntemi uygulanmıştır. Yöntemin motor gerilim sınırlaması, kontrol katsayısı, farklı referans hızlar gibi parametrelere karşı performansı araştırılmıştır. Ayrıca yöntemin dış etken ve parametrik değişikliklere karşı duyarsızlığı incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar standart KKK yöntemiyle elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmış, HKKK yönteminin daha iyi bir performans sergilediği görülmüştür.

HKKK yöntemi ile KKK yönteminin karşılaştırılmalarında HKKK yönteminin özellikle daha küçük yükselme zamanına sahip olması dikkat çekmektedir. Bu, HKKK yönteminin yükselme zamanı içerisinde daha etkili bir kontrol yaptığını göstermektedir.

Motora uygulanan kontrol geriliminin motora zarar vermemesi için benzetim çalışmalarında uygulanacak gerilim sınırı daraltılmıştır. Sınırın daraltılması sonucunda sistemin yükselme zamanlarında uzama görülmüştür.

Benzetim sonuçlarında ayrıca kontrol katsayısı olan K değerinin, performans üzerindeki etkisi de araştırılmıştır. Beklendiği gibi K değerinin küçülmesinin kontrolün etkisinin azalmasına, büyümesinin ise çatırdamalara sebep olduğu görülmüştür.

Dış etkenlerin kontrolcü üzerindeki etkisi araştırılırken mekanizmanın çıkış uzvuna bir kuvvet etki ettirilmiştir. Kontrolcü çok kısa bir zaman içerisinde kendisini kuvvetin varlığına adapte edip sistemin kararlı bir şekilde çalışmasını sağlayarak KKK yönteminin dış etkenlere duyarsız olduğunu ispatlamıştır.

Benzer uygulamalar hazırlanan deney seti üzerinde de gerçekleştirilmiştir. HKKK yönteminin gerçek bir mekanizmanın krank hızını kontrol etmede oldukça başarılı olduğu görülmüştür. Deneysel uygulamada krank hızı dalgalanmaları sayısal benzetime nazaran fazla çıkmıştır. Bunun nedeni mekanizma uzuvlarının ataletlerinin yanında imalat toleransları, bağlama kusurları ve zeminin rijitliği gibi faktörlerin benzetim çalışmalarında modellenmemiş olmasıdır. Deney setinin imalat hatalarının giderilmesi durumunda daha iyi sonuçların alınması kaçınılmazdır.

Burada kullanılan yöntem ve algoritma sadece dört-kol mekanizmaları için değil tüm mekanizmalar için uygulanabileceğini belirtmek gerekir. Bu çalışmada sunulmamakla birlikte çalışmada dikkate alınan yöntem bir krank-biyel mekanizmasına da uygulanmış ve başarılı sonuçlar elde edilmiştir.

Sonuç olarak HKKK yönteminin, tüm mekanizmalarda krank hızının değişmesinin istenmediği gerçek uygulamalarda etkili ve verimli bir şekilde kullanılabileceği söylenebilir.

Burada kayma yüzeyi anlık olarak yapay sinir ağları, bulanık mantık veya bu ikisinin birlikte kullanıldığı algoritmalar yardımıyla hesaplanarak kontrolcünün performansının artırılacağı düşünülmektedir. Bu çalışmanın devamında bu yöntemlerin uygulanması planlanmaktadır.

14. KAYNAKLAR

1. J.P. Sadler, R.W. Mayne and K.C. Fan, 1980, Generalized study of crank-rocker mechanisms driven by a dc motor – Part I Mathematical Model, *Mechanisms and Machine Theory*, 15, 435-445.
2. J.P. Sadler, R.W. Mayne and K.C. Fan, 1980, Generalized study of crank-rocker mechanisms driven by a dc motor – Part II Applications, *Mechanisms and Machine Theory*, 15, 447-461.
3. F.W. Liou, A.G. Erdman and K.C. Fan, 1991, Dynamic analysis of a motor-gear-mechanism system, *Mechanisms and Machine Theory*, 26, 2399-252.
4. J. Tao and J.P. Sadler, 1995, Constant speed control of a motor driven mechanism system, *Mechanisms and Machine Theory*, 30(5), 737-748.
5. Ö. Gündoğdu, K. Erentürk, 2005, Fuzzy Control of a dc motor driven four-bar mechanism, *Mechatronic*, 15, 423-438.
6. C.C. Kao, C.W. Chuang, R.F. Fung, 2006, The self-tuning PID control in a slider-crank mechanism system by applying particle swarm optimization approach, *Mechatronics*, 16, 513-522.
7. F.J. Lin, R.F. Fung and Y.S. Lin, 1997, Adaptive control of slider-crank mechanism motion: simulations and experiments, *International Journal of Systems Science*, 28(12), 1227 - 1238.
8. R. J. Wai and F.J. Lin, 1998, A fuzzy neural network controller with adaptive learning rates for nonlinear slider-crank mechanism, *Neurocomputing*, 20, 295-320.
9. F.J. Lin, Y.S. Lin and S.L. Chiu, 1998, Slider-crank mechanism control using adaptive computed torque technique, *IEE Proc. Control Theory Application* 145(3), 364-376.
10. Söylemez E., 1985 , *Mechanisms*, Ankara Üniversitesi Basımevi, Ankara.
11. Park D. W., Choi S. B., 1999 , Moving Sliding Surfaces for High Order Variable Structure Systems, *Int. J. Control*, Vol. 72, No: 1, pp. 960-970.
12. Şefkat G., Telli S., 2008, Elektrik Motoru İle Tahrik Edilen Dört-Çubuk Mekanizmasının Kayan Kip Hız Kontrolü, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Dergisi*, Vol. 13, No:2, pp. 15-26.
13. Choi S. B., Cheong C. C. and Park D. W., 1993, Moving switching surfaces for robust control of second-order variable structure systems, *International Journal of Control*, 58, pp. 229 – 245.

14. Choi, S. B., Park D. W., 1994, Moving sliding surfaces for fast tracking control of second-order dynamic systems, Transactions of the ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, 116, pp. 154 – 158.
15. Meirovitch L., 1986, Elements of Vibration Analysis, Mc-Graw Hill, Singapore.
16. Paul B., 1979 , Kinematics and Dynamics of Planar Machinery, Prentice-Hall, USA.
17. Sung K.G., Han Y.M., Cho J.W., Choi S.B., 2008, Vibration control of vehicle ER suspension system using moving sliding mode controller, Journal of Sound and Vibration, 331, pp. 1004-1019.
18. Ha Q.P., Rye D.C., Durrant-Whyte H.F., 1999, Fuzzy moving sliding mode control with application to robotic manipulators, Automatica, 35, pp. 607-616.
19. Alli H. and Yakut O., 2007, Application of robust fuzzy sliding-mode controller with fuzzy moving sliding surfaces for earthquake-excited structures, Structural Engineering and Mechanics, 26 (5),517-544.
20. Dubowsky S. and Gardner T.N., 1977, Design and Analysis of Multilink Flexible Mechanisms with Multiple Clearance Connections, J. Engng. Ind., Trans. ASME, Series B, 99,88.
21. Dubowsky S. and Moening M.F., 1977, An Experimental and Analytical Study of Impact Forces in Elastic Mechanical Systems with Clearance, Mechanism and Machine Theory, pp. 451-465.
22. Alli H., 1992, Elastik Uzuvlu Bir Mekanizmanın Dinamil Analizi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, İstanbul.
23. Alli H., Çakar O. ve Murat E., 1999, Elastik Uzuvlu Bir Scotch-Yoke Mekanizmasının Dinamik Analizi, 9. UMTS, Gaziantep, pp. 290-299.
24. Utkin V., 1977, Variable Structure Systems with Sliding Modes, Automatic Control, IEEE Trans., pp. 212-222.

15. EKLER

Ek-1 Rijit uzuvlu mekanizmanın sayısal benzetim çalışmalarının yapıldığı MATLAB programı

```
function dortkol_son
clear all
close all
clc

t_ilk=0; t_son=5; t_adim=0.0005; N=t_son/t_adim;
tspan = t_ilk : t_adim : t_son;
x0=[0 0 0];

[t y ErrTop] = rk4_systems(t_ilk, t_son, N, x0);

figure(1)
set(axes, 'FontSize',12)
plot(t,y(:,2), 'LineWidth',2)
grid on
xlabel('Zaman t[s]')
ylabel('Krank Hızı \omega_2 [rad/s]')
%axis([0 0.2 0 35])
toplamhiz=0;

for i=1001:1:10000
    toplamhiz=toplamhiz+y(i,2);
end
ort=toplamhiz/9000

end

function [t y ErrTop] = rk4_systems(t_ilk,t_son,N,ilkdeger)

global egim
global hata
global Veq
global i
h = (t_son-t_ilk)/N; %the step size
t(1) = t_ilk;
y(:,1) = ilkdeger; %initial conditions
V(1)=30; %Kontrol parametresi (gerilim)
akim_d(1)=0;
w_ref=30;
Tfin=0;
er_w_0=w_ref;
er_dep=0;
```

```

egim=80;
hata=1.546;
for i = 1:N
    k1 = h*f(t(i), y(:,i), V(i));
    k2 = h*f(t(i)+h/2, y(:,i)+0.5*k1, V(i));
    k3 = h*f(t(i)+h/2, y(:,i)+0.5*k2, V(i));
    k4 = h*f(t(i)+h, y(:,i)+k3, V(i));
    y(:,i+1) = y(:,i) + (k1 + 2*k2 + 2*k3 + k4)/6;
    t(i+1) = t_ilk + i*h;
    w_ref=30;
    alfa_ref=0;
    alfa=(y(2,i+1)-y(2,i))/h;
    akim_d(i+1)=(y(3,i+1)-y(3,i))/h;
    w=y(2,i+1);
    er_alfa(i)=alfa-alfa_ref;
    er_w(i)=w-w_ref;
    er_dep=er_dep+er_w(i)*h;
    Err_(i+1)=er_w(i);
    t_adim=h;

    Kontrol=2;

if Kontrol==1
    Kp=43.25*30*t(i); Kd=1.622; Ki=0.739;
    V(i+1)=- (Kp*er_w(i)+Ki*er_dep+Kd*er_alfa(i));
    er_w_0=er_w(i);
elseif Kontrol==2

%smck=80;
%s(i)=smck*er_w(i)+er_alfa(i);
    smck(i)=81-(er_alfa/er_w);
s(i)=smck(i)*er_w(i)+er_alfa(i);
    egim=smck(i);
    hata=er_alfa(i);
    K=1300; %1300
    epsi=1;
%V(i+1)=Veq-K*sign(s(i)); %V(i+1)=Veq-
K*saturasyon(s(i),epsi); V(i+1)=Veq-
K*saturasyon(s(i),smck(i));
    Vmax=80;
if V(i+1)>Vmax
    V(i+1)=Vmax;
else
if V(i+1)<=-Vmax
    V(i+1)=-Vmax;
else
    V(i+1)=V(i+1);
end
end
else

```

```

        V(i+1)=30;
end
end
end

figure(2)
set(axes,'FontSize',14)
plot(t,V,'LineWidth',2)
grid on
xlabel('Time t[s]')
ylabel('Voltage V[volt]')
figure(3)
set(axes,'FontSize',14)
plot(-er_w,-er_alfa,'LineWidth',2)
grid on
xlabel('Error 1')
ylabel('Error 2')
end

function sat=saturasyon(s,eps)
if s>eps sat=1;
elseif s<-eps sat=-1;
else sat=s/eps;
end
end
end

function dxdt=f(t,x,V)

global egim
global hata
global Veq
global i
Kg= 0.678;      %Motor gerilim sabiti
L= 0.050;      %Rotor indüktansi
R= 0.4;        %Rotor Direnci
n= 1;          %disli çevrim orani
Km= 0.678;    %Motor Moment Sabiti
Tl= 0;        %Fırça Sürtünme
K= 0;         %Yay Sabiti
C= 0;         %Sönüm Sabiti
B= 0.226;     %Yatak Viskoz Sürtünmesi
Jm= 0.056;    %Rotorun atalet momenti
M2= 1.000;    %2. Uzvun kütlesi
M3= 1.500;    %3. Uzvun kütlesi
M4= 0.400;    %4. Uzvun kütlesi
I2= 0.00071; %2. Uzvun ataleti
I3= 0.0173;   %3. Uzvun ataleti
I4= 0.00509; %4. Uzvun ataleti
a= 0;        %2. Ağirlik merkezinin uzakligi

```

```

b= 0.305;           %3. Agirlik merkezinin uzakligi
c= 0.203;           %4. Agirlik merkezinin uzakligi
ax=0.5593;          %1. uzvun x bileseni
ay=0;               %1. uzvun y bileseni
r2=0.102;           %2. uzvun uzunlugu
r3=0.610;
r4=0.406;
r1=0.5593;
tetal=0;
y=x(1);
if ((i>399) && (i<2000))
    F=0;
else
    F=0;
end

[g, th]=kinematik_analiz(y);
J=I2+M3*(g(9)^2+g(11)^2)+I3*g(1)^2+M4*(g(13)^2+g(15)^2)+I4*g(
2)^2;
MK=M3*(g(9)*g(10)+g(11)*g(12))+I3*g(1)*g(3)+M4*(g(13)*g(14)+g
(15)*g(16))+I4*g(2)*g(4);
Q=n*Km*x(3)-n*Tl-n^2*B*x(2)+F*(g(13)^2+g(15)^2)^0.5;
Veq=x(2)*(J+n^2*Jm)-n*Km*x(3)+n*Tl+1/2*MK*x(2)^2+n^2*B*x(2)-
egim*hata;
dxdt=[x(2);
      (Q-MK*(x(2))^2)/(J+n^2*Jm);
      (1/L)*(V-R*x(3)-n*Kg*x(2))];
end

function [g, th]=kinematik_analiz(y)
r2=0.102;r3=0.610;r4=0.406;ax=0.5593;ay=0;r1=0.5593;a=0;b=0.3
05;c=0.203;tetal=0;
teta2=y;
A=r3^2+r2^2+r1^2-r4^2-2*r2*ax*cos(teta2)-
2*r2*ay*sin(teta2)+2*r3*ax-2*r2*r3*cos(teta2);
B=4*r2*r3*sin(teta2)-4*ay*r3;
CC=r3^2+r2^2+r1^2-r4^2-2*r2*ax*cos(teta2)-2*r2*ay*sin(teta2)-
2*r3*ax+2*r2*r3*cos(teta2);
Karekok=sqrt(B^2-4*A*CC);
teta3=2*atan2((-B+Karekok),(2*A));
A1=r1^2+r2^2+r4^2-r3^2-2*r2*ax*cos(teta2)-2*r2*ay*sin(teta2)-
2*r4*ax+2*r2*r4*cos(teta2);
B1=4*ay*r4-4*r2*r4*sin(teta2);
CC1=r1^2+r2^2+r4^2-r3^2-2*r2*ax*cos(teta2)-
2*r2*ay*sin(teta2)+2*r4*ax-2*r2*r4*cos(teta2);
Karekok1=sqrt(B1^2-4*A1*CC1);
teta4=2*atan2((-B1-Karekok1),(2*A1));
g1=r2*sin(teta4-teta2)/r3/sin(teta3-teta4);
g2=r2*sin(teta3-teta2)/r4/sin(teta3-teta4);

```

```

g11=(r2*sin(teta3-teta2)/r3/(sin(teta3-teta4))^2)*g2 ...
      -r2*cos(teta4-teta2)/r3/sin(teta3-teta4) ...
      -(r2*cos(teta3-teta4)*sin(teta4-teta2)/r3/(sin(teta3-
teta4))^2)*g1;
g22=r2*sin(teta2-teta4)/r4/(sin(teta3-teta4))^2*g1 ...
      +r2*cos(teta3-teta4)*sin(teta3-teta2)/r4/(sin(teta3-
teta4))^2*g2 ...
      -r2*cos(teta3-teta2)/r4/sin(teta3-teta4);
gx2=-a*sin(teta2);
gy2=a*cos(teta2);
gx3=-r2*sin(teta2)-b*sin(teta3)*g1;
gy3=r2*cos(teta2)+b*cos(teta3)*g1;
gx4=-c*sin(teta4)*g2;
gy4=c*cos(teta4)*g2;
gx22=-a*cos(teta2);
gy22=-a*sin(teta2);
gx33=-r2*cos(teta2)-b*cos(teta3)*g1^2-b*sin(teta3)*g11;
gy33=-r2*sin(teta2)-b*sin(teta3)*g1^2+b*cos(teta3)*g11;
gx44=-c*cos(teta4)*g2^2-c*sin(teta4)*g22;
gy44=-c*sin(teta4)*g2^2+c*cos(teta4)*g22;
g=[g1 g2 g11 g22 gx2 gx22 gy2 gy22 gx3 gx33 gy3 gy33 gx4 gx44
gy4 gy44];
th=[teta3 teta4];
end

```

Ek-2Elastik uzuvlu mekanizmanın sayısal benzetim çalışmalarının yapıldığı MATLAB programı

```
function dortkol_elastik
clear all
close all
clc

t_ilk=0; t_son=5; t_adim=0.0005; N=t_son/t_adim;
tspan = t_ilk : t_adim : t_son;
x0=[0 0 0 0 0];

[t y ErrTop] = rk4_systems(t_ilk, t_son, N, x0);

figure(1)
set(axes, 'FontSize',14)
plot(t,y(:,2), 'LineWidth',2)
grid on
xlabel('Zaman t[s]')
ylabel('Krank Hızı \omega_2 [rad/s]')
axis([0 2 0 45])

toplamhiz=0;

for i=1001:1:4000
    toplamhiz=toplamhiz+y(i,2);
end
ort=toplamhiz/3000

end

function [t y ErrTop] = rk4_systems(t_ilk,t_son,N,ilkdeger)

global Veq
global egim
global hata
h = (t_son-t_ilk)/N; %the step size
t(1) = t_ilk;
y(:,1) = ilkdeger; %initial conditions
V(1)=30; %Kontrol parametresi (gerilim)
akim_d(1)=0;
w_ref=30;
Tfin=0;
er_w_0=w_ref;
er_dep=0;
oyna(1)=0;

for i = 1:N
    k1 = h*f(t(i), y(:,i), V(i));
```

```

k2 = h*f(t(i)+h/2, y(:,i)+0.5*k1, V(i));
k3 = h*f(t(i)+h/2, y(:,i)+0.5*k2, V(i));
k4 = h*f(t(i)+h, y(:,i)+k3, V(i));
y(:,i+1) = y(:,i) + (k1 + 2*k2 + 2*k3 + k4)/6;
t(i+1) = t_ilk + i*h;
w_ref=30;
alfa_ref=0;
alfa=(y(2,i+1)-y(2,i))/h;
akim_d(i+1)=(y(3,i+1)-y(3,i))/h;
w=y(2,i+1);
er_alfa(i)=alfa-alfa_ref;
er_w(i)=w-w_ref;
er_dep=er_dep+er_w(i)*h;
Err_(i+1)=er_w(i);
t_adim=h;
oyna(i+1)=1000*sin(pi/2)*y(4,i+1);

Kontrol=3;

if Kontrol==1
    Kp=43.25*30*t(i); Kd=1.622; Ki=0.739;
    V(i+1)=- (Kp*er_w(i)+Ki*er_dep+Kd*er_alfa(i));
    er_w_0=er_w(i);
elseif Kontrol==2

%smck=40;
%s(i)=smck*er_w(i)+er_alfa(i);

    smck(i)=55-(er_alfa/er_w);
s(i)=smck(i)*er_w(i)+er_alfa(i);          egim=smck(i);
    hata=er_alfa(i);
    K=40;
    epsi=100;
    V(i+1)=Veq-K*saturasyon(s(i),epsi);
    Vmax=220;
if V(i+1)>Vmax
    V(i+1)=Vmax;
else
if V(i+1)<=-Vmax
    V(i+1)=-Vmax;
else
    V(i+1)=V(i+1);
end
end
else
    V(i+1)=30;
end
end
end
end

```

```

figure(2)
set(axes,'FontSize',14)
plot(t,V,'LineWidth',2)
grid on
xlabel('Time t[s]')
ylabel('Voltage V[volt]')
%axis([0 5 -100 100]);

figure(3)
set(axes,'FontSize',14)
plot(-er_w,-er_alfa,'LineWidth',2)
grid on
xlabel('Error 1')
ylabel('Error 2')

figure(4)
set(axes,'FontSize',14)
plot(t,oyna,'LineWidth',2)
grid on
xlabel('Zaman t[s]')
ylabel('Elastik Yerdeğiştirme w[mm]')
%axis([0 2 -5*10^(-2) 5*10^(-2)]);

end

function sat=saturasyon(s,eps)
if s>eps sat=1;
elseif s<-eps sat=-1;
else sat=s/eps;
end
end
end

function dxdt=f(t,x,V)
global Veq
global egim
global hata
Kg= 0.678; %Motor gerilim sabiti
L= 0.050; %Rotor indüktansi
%V= 30; %Gerilim
R= 0.4; %Rotor Direnci
n= 1; %disli çevrim orani
Km= 0.678; %Motor Moment Sabiti
Tl= 0; %Firça Sürtünme
K= 0; %Yay Sabiti
C= 0; %Sönüm Sabiti
B= 0.226; %Yatak Viskoz Sürtünmesi
Jm= 0.056; %Rotorun atalet momenti
M3= 0.14823; %3. Uzvun kütlesi
M4= 0.2041; %4. Uzvun kütlesi

```

```

I2= 0.00071; %2. Uzvun ataleti
I3= 1.08*10^(-9); %3. Uzvun ataleti
I4= 0.00509; %4. Uzvun ataleti
r2=0.102;
r3=0.610;
ro=0.0972;
E=7*10^(10);
y=x(1);
[g,th]=kinematik_analiz(y);
teta2=y;
teta3=th(1);
Q=n*Km*x(3)-n*Tl-n^2*B*x(2)-K*cos(th(2))*g(2)-C*x(2)*g(2);
k0=I2+I4*(g(2))^2+M3*r3^2/12*(g(1))^2+1/2*ro*(2*r2^2*r3+2*r2*
r3^2*(g(1))^2*cos(teta2-teta3)-
8*r2*r3/pi*x(4)*g(1)*sin(teta2+teta3)...
+2*r3^3/3*(g(1))^2-
4*r3^2/pi*x(4)*(g(1))^2*sin(2*teta3)+r3*(x(4))^2*(g(1))^2);
k1=1/2*ro*(4*r2*r3/pi*cos(teta2-teta3)+2*r3^2/pi*g(1)-
r3*x(4)*g(1)*sin(2*teta3));
k2=1/2*ro*(-2*r2*r3^2*g(1)*x(2)*sin(teta2-teta3)*(1-g(1))-
4*r2*r3/pi*x(5)*sin(teta2-teta3)*(1-g(1))...
-8*r2*r3/pi*x(5)*g(1)*sin(teta2+teta3)-
8*r2*r3/pi*x(4)*g(1)*x(2)*cos(teta2+teta3)*(1+g(1))...
-4*r3^2/pi*x(5)*(g(1))^2*sin(2*teta3)-
4*r3^2/pi*x(4)*(g(1))^3*x(2)*cos(2*teta3)-
r3*x(5)*x(4)*(g(1))^2*cos(2*teta3)...
+2*r3*x(5)*x(4)*(g(1))^2+r2*r3^2*g(1)*x(2)*sin(teta2-
teta3)+4*r2*r3/pi*x(5)*sin(teta2-teta3)...
+4*r2*g(1)*x(2)*r3/pi*x(4)*cos(teta2+teta3));
k3=-1/2*ro*r3*x(5)*g(1)*sin(2*teta3);
k4=1/2*ro*(4*r2*r3/pi*cos(teta2-teta3)+2*r3^2/pi*g(1)-
r3*x(4)*g(1)*sin(2*teta3));
k5=1/2*ro*r3;
k6=1/2*ro*(-4*r2*r3/pi*x(2)*sin(teta2-teta3)*(1-g(1))-
r3*x(5)*g(1)*sin(2*teta3)...
+r3*x(4)*(g(1))^2*x(2)*cos(2*teta3)+4*r2*g(1)*x(2)*r3/pi*sin(
teta2+teta3)...
+2*r3^2/pi*(g(1))^2*x(2)*sin(2*teta3)+r3*x(5)*g(1)*sin(2*teta
3)-r3*x(4)*(g(1))^2*x(2));
k7=E*I3*pi^4/r3^3;

dxdt(1)=x(2);
dxdt(2)=(Q+x(2)*(k6*k1/k5-k2)-x(5)*k3+x(4)*k7*k1/k5)/(k0-
k4*k1/k5);
dxdt(3)=(1/L)*(V-R*x(3)-n*Kg*x(2));
dxdt(4)=x(5);
dxdt(5)=(-dxdt(2)*k4-x(2)*k6-x(4)*k7)/k5;
dxdt=transpose(dxdt);
Veq=x(2)*(J+n^2*Jm)-n*Km*x(3)+n*Tl+1/2*MK*x(2)^2+n^2*B*x(2)-
egim*hata;

```

end

```
function [g,th]=kinematik_analiz(y)
r2=0.102;r3=0.610;r4=0.406;ax=0.5593;ay=0;r1=0.5593;a=0;b=0.3
05;c=0.203;teta1=0;
teta2=y;
A=r3^2+r2^2+r1^2-r4^2-2*r2*ax*cos(teta2)-
2*r2*ay*sin(teta2)+2*r3*ax-2*r2*r3*cos(teta2);
B=4*r2*r3*sin(teta2)-4*ay*r3;
CC=r3^2+r2^2+r1^2-r4^2-2*r2*ax*cos(teta2)-2*r2*ay*sin(teta2)-
2*r3*ax+2*r2*r3*cos(teta2);
Karekok=sqrt(B^2-4*A*CC);
teta3=2*atan2((-B+Karekok),(2*A));
A1=r1^2+r2^2+r4^2-r3^2-2*r2*ax*cos(teta2)-2*r2*ay*sin(teta2)-
2*r4*ax+2*r2*r4*cos(teta2);
B1=4*ay*r4-4*r2*r4*sin(teta2);
CC1=r1^2+r2^2+r4^2-r3^2-2*r2*ax*cos(teta2)-
2*r2*ay*sin(teta2)+2*r4*ax-2*r2*r4*cos(teta2);
Karekok1=sqrt(B1^2-4*A1*CC1);
teta4=2*atan2((-B1-Karekok1),(2*A1));
g1=r2*sin(teta4-teta2)/r3/sin(teta3-teta4);
g2=r2*sin(teta3-teta2)/r4/sin(teta3-teta4);
g11=(r2*sin(teta3-teta2)/r3/(sin(teta3-teta4))^2)*g2 ...
-r2*cos(teta4-teta2)/r3/sin(teta3-teta4) ...
-(r2*cos(teta3-teta4)*sin(teta4-teta2)/r3/(sin(teta3-
teta4))^2)*g1;
g22=r2*sin(teta2-teta4)/r4/(sin(teta3-teta4))^2*g1 ...
+r2*cos(teta3-teta4)*sin(teta3-teta2)/r4/(sin(teta3-
teta4))^2*g2 ...
-r2*cos(teta3-teta2)/r4/sin(teta3-teta4);
gx2=-a*sin(teta2);
gy2=a*cos(teta2);
gx3=-r2*sin(teta2)-b*sin(teta3)*g1;
gy3=r2*cos(teta2)+b*cos(teta3)*g1;
gx4=-c*sin(teta4)*g2;
gy4=c*cos(teta4)*g2;
gx22=-a*cos(teta2);
gy22=-a*sin(teta2);
gx33=-r2*cos(teta2)-b*cos(teta3)*g1^2-b*sin(teta3)*g11;
gy33=-r2*sin(teta2)-b*sin(teta3)*g1^2+b*cos(teta3)*g11;
gx44=-c*cos(teta4)*g2^2-c*sin(teta4)*g22;
gy44=-c*sin(teta4)*g2^2+c*cos(teta4)*g22;
g=[g1 g2 g11 g22 gx2 gx22 gy2 gy22 gx3 gx33 gy3 gy33 gx4 gx44
gy4 gy44];
th=[teta3 teta4];
end
```

Ek-3Deney düzeneğinde gerçek zamanlı kontrol uygulanırken kullanılan MATLAB/Simulink modeli

ÖZGEÇMİŞ

Alper Kadir TANYILDIZI

alpertanyildizi@gmail.com

Tlf: 424 237 00 00 / 6357

Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi

Mekatronik Mühendisliği Bölümü

ELAZIĞ

1984 yılında Elazığ' da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Elazığ' da tamamladı. 2002 yılında Yeditepe Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü kazandı ve 2007 yılında mezun oldu. 2008 yılında Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı' nda yüksek lisansa başladı. 2009 yılında Fırat Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Mekatronik Mühendisliği Bölümünde araştırma görevliliği sınavını kazanarak göreve başladı. Yabancı dili İngilizcedir.