

**Yeni Alt-Bileşenlerinin Geliştirilmesi İle İyileştirilmiş
Başarılı Bir Haptik Sistem Tasarımı (Hiss)**

Program Kodu: 1005

Proje No: 117M405

Proje Yürütücüsü:
Doç. Dr. Mehmet İsmet Can DEDE

Araştırmacılar:
Doç. Dr. Gökhan KİPER

Bursiyerler:
İbrahimcan GÖRGÜLÜ
Mehmet Görkem KARABULUT
Mehmet Veysel SEKENDİZ
Murat DEMİREL
Nihat Çağhan KİRİŞÇİ
Emir MOBEDİ

Mayıs 2019
İzmir

Önsöz

Bu proje kapsamında bir insan-robot etkileşimi arayüzü olan haptik cihaz teknolojisi konusunda çalışmalar yürütülmüştür. Haptik cihazların mekanizmalarının tasarımının eniyilenmesi, eyleyici sistem tasarımları ve aktarma organı tasarımı konularında yeni yöntemler ve teknikler önerilmiş, tasarlanmış, üretilmiş ve test edilmiştir. Bunların neticesinde ulusal ve uluslararası bildiriler yayınlanmış, dergilere makaleler gönderilmiş ve patent başvurusu yapılmıştır. Proje TÜBİTAK tarafından 1005 Ulusal Yeni Fikirler ve Ürünler Araştırma Destek Programı kapsamında desteklenmiştir. Proje çalışmaları İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik Fakültesinde Robotik, Mekatronik ve İnsan-Robot Etkileşimi Laboratuvarlarında yürütülmüştür.

İÇİNDEKİLER

Tablo Listesi.....	viii
Şekil Listesi.....	x
Özet.....	xix
Abstract.....	xx
1. GİRİŞ.....	1
2 LİTERATÜR ÖZETİ.....	4
2.1 Haptik Sistem Başarım Ölçütleri.....	4
2.2. Z-Genişliğini Etkileyen Faktörler.....	6
2.2.1 Pasif Sistem Özellikleri.....	7
2.2.2 Aktif Sistem Özellikler.....	8
2.2.3 Denetlenen Sistem Özellikleri.....	10
2.3 Literatürdeki Haptik Cihaz Mekanizması Tasarımı Çalışmalarının Özeti.....	10
2.3.1 Manipülatör Türleri.....	11
2.3.2 Literatürdeki Pasif Sistem Özelliklerini Gözeterek Tasarım Eniyilemesi Çalışmaları.....	15
2.3.3 Literatürdeki Haptik Mekanizması Tasarımında Kullanılan Eniyileme Algoritmaları.....	17
2.4 Mekanizmaların Yerçekimine Karşı Pasif Dengelenmesi ile İlgili Çalışmalar.....	18
2.5 Manyeto-Reolojik Sıvı Temelli Yarı-Aktif Eyleyiciler.....	19

2.6 Robot Mafsallarının Pasif Direngelik Kontrolü Çalışmaları.....	23
2.6.1 Sabit Direngelik.....	24
2.6.2 Değişken Direngelik.....	26
2.6.2 Robot Mafsallarının Pasif Direngelik Kontrolü Çalışmalarına Dair Değerlendirmeler.....	41
3. GEREÇ VE YÖNTEM.....	44
3.1 R-CUBE Mekanizmasının Kinematik Yapısı.....	46
3.1.1 Düz Kinematik Analizi.....	48
3.1.2 Ters Kinematik Analizi.....	51
3.1.3 Jakobi Matrisi.....	53
3.1.4 Tekillik Analizi.....	55
3.2 Mekanizmanın Direngelik Modeli.....	55
3.3 Pasif Sistem Özelliklerinin Eniyileme Yöntemi.....	59
3.3.1 Kinematik Başarım Ölçütlerinin Formülasyonu.....	60
3.3.2 Direngelik Başarım Ölçütlerinin Formülasyonu.....	72
3.3.3 Dinamik Başarım Ölçütlerinin Formülasyonu.....	76
3.3.4 Hedef Fonksiyonunun Kurulması.....	77
3.3.5 Uzuv Kesit Alanını Eniyileyen Hedef Fonksiyonunun Tanımlanması.....	78
3.3.6 Hedef Fonksiyonunun Karbon Fiber Açısının Belirlenmesi için Tanımlanması.....	79
3.4. Yarı-Aktif Eyleyici Tasarımı.....	81
3.4.1 MRS Temelli Yarı-Aktif Eyleyici Tasarımının Temelleri.....	83

3.4.2 MRS Temelli Yarı-Aktif Eyleyicinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi.....	84
3.4.3 MRS Freninin Parametrik Tasarımı ve Tasarım Eniyilemesi.....	88
3.4.4 MRS Fren Sisteminin Dinamik Histerezis Modeli.....	90
3.4.5 Hibrit Eyleyici Sistem.....	91
3.5. Sürekli Değişken Aktarma Organı Tasarımı.....	93
3.6 Dengeleme Sistemi Tasarımı.....	100
3.7 Konstrüksiyonel Tasarım.....	107
3.7.1 Zemin Grubunun Konstrüksiyonel Tasarımı.....	108
3.7.2 Kol Grubunun Konstrüksiyonel Tasarımı.....	109
3.7.3 Hibrit Eyleyici Sistem.....	91
3.8 Prototip Üretimi.....	115
3.8.1 Zemin Grubu Üretimi.....	115
3.8.2 Kol Grubu ve Hareketli Platform Parçalarının Üretimi.....	117
3.9 Elektronik Kontrol Kartı Tasarımı ve Üretimi.....	120
4. BULGULAR VE TARTIŞMA.....	123
4.1 Haptik Cihaz Mekanizması Eniyilemesi Sonuçları.....	123
4.1.1 Eniyilenmiş Kinematik Tasarım Parametreleri.....	123
4.1.2 Eniyi Çözümün Seçimi.....	127
4.1.3 İçi Boş Uzuv için Eniyileme Sonuçları.....	130
4.1.4 Kompozit Malzeme Eniyilemesi.....	131

4.1.5 Tasarlanan Manipölatörün Başarım Değerlendirmesi.....	131
4.2 Konumlama Çözünürlüğü.....	142
4.3 Dengeleme Sistem Testleri.....	143
4.3.1 Dengeleme Testi Prosedürü.....	143
4.3.2 Dengeleme Testlerinin Sonuçları.....	144
4.4 Direngenlik Analizi Sonuçları.....	148
4.5 Direngenlik Testleri.....	151
4.6 Yarı-Aktif Eyleyici Testleri.....	157
4.6.1 Yarı-aktif Eyleyicinin Test Prosedürleri.....	159
4.6.2 Yarı-aktif Eyleyicinin Test Sonuçları.....	160
4.7 Sürekli Değişken Aktarma Organı Testleri.....	163
4.7.1 Çıkış Kuvvetini Doğrulama Testi.....	163
4.7.2 Bağımsız Çıkış Konumu ve Mafsal Direngenliği Değişimi Testi.....	166
4.7.3 Şok Sönümlleme Testi.....	168
4.8 Kontrol Kartı Testleri.....	169
4.8.1 Sürücü Devrenin Testleri için Deney Düzeneği.....	170
4.8.2 Sürücü Kartının 1. Deneysel Çalışması.....	171
4.8.3 Sürücü Kartının 2. Deneysel Çalışması.....	172
4.8.4 Sürücü Kartının 3. Deneysel Çalışması.....	173

5. SONUÇLAR.....	175
5.1 Haptik Cihaz ve Bileşenlerinin Geliştirilmesi Faaliyetleri Sonuçları.....	175
5.2 Projede Gerçekleşen Yaygın Etki.....	176
5.2.1 Bilimsel/Akademik Yaygın Etki.....	176
5.2.2 Ekonomik/Ticari/Sosyal Yaygın Etki.....	179
5.2.3 Araştırmacı Yetiştirilmesi.....	179
5.3 Bilginin Paylaşımı ve Yayılımı Çalışmalarının Sonuçları.....	180
5.4 İleride Yapılacak Çalışmalar ve Yeni Projeler.....	182
KAYNAKLAR.....	183

Tablo Listesi

Tablo 1.1 Geliştirilen haptik cihazın arzu edilen teknik özellikleri.....	2
Tablo 2.1. Pasif Sistem Özellikleri (Samur,2012).....	8
Tablo 2.2. Aktif Sistem Özellikleri (Samur, 2012).....	9
Tablo 2.3. Denetlenen Sistem Özellikleri (Samur, 2012).....	10
Tablo 2.4. Haptik Cihaz Açısından Manipülatör Türlerinin Karşılaştırması.....	12
Tablo 2.5. Firmalar tarafından geliştirilen haptik cihazların kullandığı manipülatör türleri.....	13
Tablo 2.6. Bilimsel amaçlı geliştirilen haptik cihazların kullandığı manipülatör türleri.....	14
Tablo 2.7. Başarım ölçütlerinin listesi.....	16
Tablo 2.8. Literatürde tercih edilen çözüm algoritmaları.....	18
Tablo 3.1. Yarı-aktif eyleyiciye ait ilk tasarımın teknik özellikleri.....	82
Tablo 3.2. Benzetimde kullanılan malzemelerin manyetik geçirgenlik özellikleri.....	86
Tablo 3.3. Tasarım optimizasyonu sonucunda belirlenen yarı-ektif eyleyici tasarım parametreleri.....	90
Tablo 3.4. Ölçülen uzuv ağırlıkları.....	105
Tablo 3.5. Seçilen çanak yayların boyutları (https://www.schnorr-group.com).....	113
Tablo 3.6. Farklı uzama miktarlarına göre önerilen öngerilme miktarı (https://www.schnorr-group.com).....	113
Tablo 4.1. Eniyilenecek parametrelerden q_{maks} , l_2 ve l_3 'ün alt ve üst sınırları.....	123
Tablo 4.2. Eniyilenmiş tasarım çözümleri.....	124

Tablo 4.3. Eniyilenmiş çözüm için başarıml ölçütleri.....	125
Tablo 4.4. Normalize edilmiş başarıml ölçütleri ve eniyilenmiş çözümler.....	126
Tablo 4.5. Farklı ağırlıkta RMS hesaplamalarının çözümleri.....	130
Tablo 4.6. Kompozit tabakaların sayıları ve oluşacak esneme miktarı.....	132
Tablo 4.7. Elde edilen çözüm setlerine karşılık gelen çap bilgileri.....	133
Tablo 4.8. Belirlenen boyutlar.....	133
Tablo 4.9. Manipölatörün öngörülen özellikleri.....	134
Tablo 4.10 . Dengelenmemiş sistemin test sonuçları.....	145
Tablo 4.11. Dengelenmiş sistemin test sonuçları.....	146
Tablo 4.12. Dengelenmiş ve dengelenmemiş mekanizmada yapılan test sonuçlarının kıyaslanması.....	147
Tablo 4.13. Benzetim testleri için yük kombinasyonları.....	149
Tablo 4.14. Mekanizmanın kritik konfigürasyonları.....	150
Tablo 4.15. Nominal voltajdaki değerler.....	158
Tablo 4.16 MAXON RE25 12V Fırçalı DC Motor Özellikleri.....	159
Tablo 4.17. Testte kullanılan yazılım ve donanımların listesi.....	159
Tablo 4.18. Polinom fonksiyon katsayıları.....	161
Tablo 4.19. Statik kuvvet aktarma testleri sonuçları.....	165
Tablo 4.20. Her test için sürücünün elektronik bileşenleri ve değerleri.....	171
Tablo 4.21. Tasarlanan sürücü kartı için elektronik komponentler ve değerler.....	173
Tablo 5.1 Geliştirilen haptik cihazın elde edilen teknik özellikleri.....	176

Şekil Listesi

Şekil 2.1. Frekansa göre en yüksek ve en düşük empedans dağılımı (Samur, 2012).....	2
Şekil 2.2. Biggadike (2006) tarafından geliştirilen haptik cihazın kesit görüntüsü.....	22
Şekil 2.3. Gurocak v.d. (2015) tarafından geliştirilen MR frenin kesit görüntüsü.....	22
Şekil 2.4. Çoklu disk yapısına sahip MR kavrama sistemi (Shafer ve Kermani, 2010).....	23
Şekil 2.5. Seri elastik eyleyici tasarımı (Williamson, 1995).....	24
Şekil 2.6. Eğitim amaçlı kullanılması için üretilmiş bir kapstan sürücü örneği (Okamura v.d., 2005).....	25
Şekil 2.7. Phantom premium sensible technologies (Geomagic, 2016).....	25
Şekil 2.8. Medikal uygulamalarda kullanılması için tasarlanmış bir kapstan sürücü (Li v.d., 2018).....	26
Şekil 2.9. (1) Biyolojik yapılardan esinlenilerek tasarlanmış bir değişken direngenliğe sahip mafsalsal tasarımı (Migliore v.d., 2005) (2) Orijinal tasarım ile aynı özelliklere sahip olan prototip.....	27
Şekil 2.10. Üç boyutlu modellenmiş mekanizmanın üst görünümü.....	28
Şekil 2.11. Çapraz olarak birleştirilmiş değişken direngenliğe sahip bir eyleyici tasarımı (Tonietti v.d., 2005).....	28
Şekil 2.12. Çapraz olarak birleştirilmiş değişken direngenliğe sahip bir eyleyicinin üç boyutlu modeli.....	29
Şekil 2.13. İki yönlü çalıştırılabilen antagonistik yapıya sahip değişken direngenlikli bir eyleyici (Grebenstein v.d., 2011).....	30
Şekil 2.14. DLR Hand-arm sistemleri (Grebenstein v.d., 2011).....	30

Şekil 2.15. İki yönlü çalıştırılabilen antagonistik yapıya sahip değişken direngenlikli bir eyleyicinin üç boyutlu modeli.....	30
Şekil 2.16. Harmonik sürücü (www.harmonicdrive.com).....	31
Şekil 2.17. DLR Hand-arm sistemleri (Grebenstein v.d., 2011).....	32
Şekil 14. Esnek antagonistik yay elemanı üç boyutlu modeli (a) Direngenliğin düşük olduğu durum (b) Direngenliğin yüksek olduğu durum.....	33
Şekil 2.19. Değişken direngenlikli mafsal (Wolf v.d., 2008).....	33
Şekil 2.20. Değişken direngenlikli mafsal (Wolf v.d., 2008).....	34
Şekil 2.21. Kuvvet kolu yardımıyla elde edilen değişken direngenlikli eyleyici (Visser v.d., 2013).....	35
Şekil 2.22. Kuvvet kolu yardımıyla elde edilen değişken direngenlikli eyleyicinin iki boyutlu çizimi (Visser v.d., 2013).....	35
Şekil 2.23 Bir sürekli değişken aktarma sistemine ait deney kurulumu (Ivanov v.d., 2014).....	36
Şekil 2.24. Sunulan tasarımın üç boyutlu çizimi.....	37
Şekil 2.25. Sunulan tasarımın iki boyutlu gösterimi (Ivanov v.d., 2014).....	37
Şekil 2.26. Cobot tasarımı (Faulring v.d., 2007).....	39
Şekil 2.27.Sürtünme tekerleklerinin yan görünüşü (Faulring v.d., 2007).....	39
Şekil 2.28. Küresel bir sürekli değişken aktarma sistemi (Kim v.d., 2002).....	40
Şekil 2.29. Küresel bir sürekli değişken aktarma sisteminin test kurulumu (Kim v.d., 2002).....	41
Şekil 3.1 R-CUBE mekanizmasının kinematik yapısı.....	47
Şekil 3.2. Manipülatörün direngenlik modeli.....	56

Şekil 3.3. $i2$ eksenine göre çalışma alanının konumu.....	67
Şekil 3.4. $q_{11} = 0$ olduğunda çalışma alanının konumu.....	69
Şekil 3.5 $q_{11} = q_{maks}$ olduğunda çalışma alanının konumu.....	70
Şekil 3.6. Pasif mafsallara göre kullanıcı elinin yaklaşımı.....	72
Şekil 3.7. Yapışma sorunu olmayan MRS temelli yarı-aktif eyleyici ve bileşenleri.....	81
Şekil 3.8. Yarı-aktif eyleyicinin çalışma prensibi.....	82
Şekil 3.9. Silindirik MRS frenin üstten görünüşü.....	83
Şekil 3.10. MRS freni üç boyutlu tasarımının kesit görünüşü.....	85
Şekil 3.11. SA 1020 çeliğinin BH eğrisi.....	86
Şekil 3.12. MRF-140CG sıvısının manyetik özellikleri (B-H eğrisi).....	87
Şekil 3.13. MRF-140CG sıvısının manyetik akı şiddeti etkisinde akma gerilmesi değişimi.....	87
Şekil 3.14. MRS frenin parametrik tasarımı ve ilk ölçüleri.....	88
Şekil 3.15. MR sıvısı üzerinde oluşan manyetik akı yoğunluğu.....	89
Şekil 3.16. MRF damperin dinamik modeli (Spencer Jr ve Dyke,1997).....	90
Şekil 3.17. Hibrit yapıdaki eyleyici sistemi.....	92
Şekil 3.18. Hibrit eyleyici sisteminin maksimum tork isteği geldiğindeki çalışma şekli.....	93
Şekil 3.19. Tek küre ile çalışan iki konikli SDA sisteminin üç boyutlu modeli (Mobedi ve Dede, 2018)	94
Şekil 3.20. Kürenin koniklerin tam olarak arasında olduğu durumdaki serbest cisim diyagramı (Mobedi ve Dede, 2019).....	95
Şekil 3.21. Kürelerin koniklerin üzerinde olduğu durumdaki serbest cisim diyagramı.....	95

Şekil 3.22. Bir aktarma noktasının saat yönünde (SY) uygulanan bir tork için yandan görünüşü (Mobedi ve Dede, 2018).....	96
Şekil 3.23. Bir aktarma noktasının saatin tersi yönünde (STY) uygulanan bir tork için yandan görünüşü (Mobedi ve Dede, 2018).....	96
Şekil 3.24. İki küreli özgün SDA (1) Sistemin ön görünümü (2) Sistemin yan görünümü (Mobedi ve Dede, 2018).....	97
Şekil 3.25. İki küreli ve iki konikli SDA sisteminin Solidworks'te hazırlanmış izometrik gösterimi.....	98
Şekil 3.26. Taşıyıcı mekanizmasının patlamış görünümü (Mobedi ve Dede, 2018).....	99
Şekil 3.27. Tüm montajın patlamış görünümü (Mobedi ve Dede, 2018).....	99
Şekil 3.28. HIPHAD cihazı üzerinde dengeleme çalışmaları.....	100
Şekil 3.29. Karşıt kütle ile dengeleme.....	101
Şekil 1.30. Yay ile dengeleme.....	102
Şekil 3.31. Yay hesabı modeli (Barents v.d., 2011).....	102
Şekil 3.32. Yay ile dengeleme modeli.....	103
Şekil 3.33. HISS yay dengeleme modeli.....	104
Şekil 3.36. Yay uzaması ölçüm düzeneği.....	106
Şekil 3.37. Yay sabitinin belirlenmesi.....	106
Şekil 3.38. Robot kolun konstrüksiyonel tasarımı.....	107
Şekil 3.39. Zemin grubu montajı.....	108
Şekil 3.40 Zemin sisteminin patlamış görünümü.....	109
Şekil 3.41. Kol grubu montajı.....	110

Şekil 3.42. Kapstan sistemi patlamış görünümü.....	111
Şekil 3.43. Yay notasyonu (https://www.schnorr-group.com).....	113
Şekil 3.44. Üniversal mafsalın patlamış görünümü.....	114
Şekil 3.45. Döner mafsalların patlamış görünümü.....	115
Şekil 3.46. Zemin grubu 1 ve 2 numaralı parçaların üretimi.....	115
Şekil 3.47. Zemin grubu 3 numaralı parçanın üretimi.....	116
Şekil 3.48. Zemin grubu 4 numaralı parçanın üretimi.....	116
Şekil 3.49. Üretilen MRS fren parçaları.....	117
Şekil 3.50. İstavroz ve diğer mafsal parçaları.....	117
Şekil 3.51. Metal uzvun üretimi.....	118
Şekil 3.52. Hareketli platformun üretimi.....	118
Şekil 3.53. Kapstan ve dengeleme sisteminin üretimi.....	119
Şekil 3.54. Montajı yapılmış MRS temelli yarı-aktif eyleyici.....	119
Şekil 3.55. Montajı tamamlanmış Hiss haptik cihazı.....	119
Şekil 3.56. Ana kontrol kartının üretilmiş hali ve üzerindeki önemli bileşenleri.....	120
Şekil 3.57. Sürücü kartının üretilmiş prototipi ve üzerindeki önemli bileşenleri.....	121
Şekil 3.58. Montajı yapılmış ana kontrol kartı ve sürücü kartı.....	121
Şekil 4.1. Doğal frekans ve manipüle edilebilirlik kıyaslaması.....	128
Şekil 4.2 Çözümlerin RMS değerleri.....	129
Şekil 4.3 Farklı ağırlıklarda hesaplanmış RMS değerleri.....	130

Şekil 4.4. İç-dış çap oranı değerlendirmesi.....	131
Şekil 4.5. (-60, -60, -60) konumunda manipüle edilebilirlik endeksi.....	135
Şekil 4.6. (0, 0, 0) konumunda manipüle edilebilirlik endeksi.....	135
Şekil 4.7. (60, 60, 60) konumunda manipüle edilebilirlik endeksi.....	136
Şekil 4.8. (-60, -60, -60) konumunda koşul sayısı endeksi.....	136
Şekil 4.9. (0, 0, 0) konumunda koşul sayısı endeksi.....	137
Şekil 4.10. (60, 60, 60) konumunda koşul sayısı endeksi.....	137
Şekil 4.11. (-60, -60, -60) konumunda konumlama çözünürlüğü.....	138
Şekil 4.12. (0, 0, 0) konumunda konumlama çözünürlüğü.....	138
Şekil 4.13. (60, 60, 60) konumunda konumlama çözünürlüğü.....	139
Şekil 4.14. (-60, -60, -60) konumundaki atalet endeksi.....	139
Şekil 4.15. (0, 0, 0) konumundaki atalet endeksi.....	140
Şekil 4.16. (60, 60, 60) konumundaki atalet endeksi.....	140
Şekil 4.17. (-60, -60, -60) konumundaki direngenlik endeksi.....	141
Şekil 4.18. (0, 0, 0) konumundaki direngenlik endeksi.....	141
Şekil 4.19. (60, 60, 60) konumundaki direngenlik endeksi.....	142
Şekil 4.20. R-CUBE mekanizmasının çözünürlük analizinde kullanılan kinematik yapısı....	142
Şekil 4.21. Dengeleme Testleri için kullanılan test düzeneği.....	144
Şekil 4.22. Benzetim ortamlarında hesaplanan esnek yerdeğişimlerinin korelasyonu.....	150
Şekil 4.23. Direngenlik testi için geliştirilen test mekanizması.....	151

Şekil 4.24. Direngenlik mekanizmasının mekanik bağlantı arayüzü.....	152
Şekil 4.25. Hareketli plattform ve bağlantı parçaları.....	152
Şekil 4.26. HISS mekanizması ve PPP test mekanizması yerleşimleri.....	153
Şekil 4.27. Ölçüm için oluşturulan sanal daireler.....	154
Şekil 4.28. \vec{u}_1 eksenindeki ölçülen esneme değerlerinin ve model sonuçlarının normalize edilmiş grafiği	155
Şekil 4.29. \vec{u}_2 eksenindeki ölçülen esneme değerlerinin ve model sonuçlarının normalize edilmiş grafiği	156
Şekil 4.30. \vec{u}_3 eksenindeki ölçülen esneme değerlerinin ve model sonuçlarının normalize edilmiş grafiği	156
Şekil 4.31. Yarı-aktif eyleyici sistemi için test düzeneği.....	157
Şekil 4.32. MRS temelli yarı-aktif eyleyicinin akım-tork karakteristiği.....	161
Şekil 4.33. Polinom ve YSA modeli sonuçlarının testler ile doğrulanması.....	162
Şekil 4.34. Deneysel ve tahmini modellenmiş sistem değişken frekans cevapları.....	162
Şekil 2.35. Tahmin edilen yarı-altıf eyleyicinin transfer fonksiyonuna ait Bode diyagramı.....	163
Şekil 4.36. Uygulanan testlerdeki bilgi akışı şeması.....	164
Şekil 4.37. Çıkış kuvvetini doğrulama deneyine ait test kurulumu.....	164
Şekil 4.38. Çıkış kuvvetinin Z mesafesine bağlı ilişkisinin gösterimi.....	165
Şekil 4.39. Altı (6) numaralı test noktasına ait çıkış kuvveti, ölçülen akım ve çıkış pozisyonunun zamana bağlı gösterimi.....	166
Şekil 4.40. SDA sisteminin ve bileşenlerinin gösterimi.....	166

Şekil 4.41. Çıkış koniği, giriş koniği ve aktarma oranını değiştiren Motor-2'ye ait konum değişimi.....	167
Şekil 4.42. Giriş koniğinin ölçülen konum değişiminin yakınlaştırılmış gösterimi.....	167
Şekil 4.43. Çıkış koniğinin ölçülen konum değişiminin yakınlaştırılmış gösterimi.....	167
Şekil 4.44. Şok sönümlleme testi için elde edilen pozisyon, kuvvet ve akım bilgilerini içeren grafiğin gösterimi.....	168
Şekil 4.45. a) ESCON 36/2 servo sürücüsü b) L6207Q İkili Tam Köprü Sürücüsü.....	169
Şekil 4.46. L6207Q sürücüsünün blok diyagramı.....	170
Şekil 4.47. Deney düzeneğinin üç boyutlu modeli.....	170
Şekil 4.48. 1. deneysel çalışma sonuçları.....	171
Şekil 4.49. 2. deneysel çalışma sonuçları.....	172
Şekil 4.50. 3. deneysel çalışma sonuçları.....	173
Şekil 5.1. Tasarlanan ve üretilen haptik cihaz ve bileşenleri.....	175
Şekil 5.2. Projenin bilgilerinin paylaşıldığı internet sitesi.....	181
Şekil 5.3. ToRK 2018 dahilinde Medikal Robotlar çalıştayı bilgisi.....	181

Özet

Bir teleoperasyon sistemi kullanıcı tarafındaki ana sistem, görev yerindeki bağımlı sistem ve bu iki sistem arasındaki iletişim altyapısından oluşmaktadır. Genellikle ana sistem görev yerinden uzaktadır ve kullanıcı ana sistemi kullanarak gönderdiği komutlar ile bağımlı sistemi kullanarak görevi gerçekleştirir. Söz konusu komutlar sıklıkla hareket komutlarıdır ve ana sistem kullanıcıdan bu hareket komutlarını toplamakla yükümlüdür. Görevin ihtiyacına göre söz konusu hareket komutları kullanıcının genellikle el hareketlerinden ve bazen de kullanıcının ayak, bacak, göz veya tüm vücut hareketlerinin de algılanması ile toplanabilir. Eğer teleoperasyon sisteminde bağımlı sistemin görev yeri ile olan fiziksel etkileşim bilgisi kuvvet geri-beslemesi olarak ana sisteme gönderilecek ise ana sistemin geri iletilen bu kuvvet bilgisini kullanıcıya iletmesi gereklidir. Hem kullanıcının arzu edilen uzuv hareketlerini toplayan hem de kullanıcıya kuvvet iletimini sağlayan cihazlara kinestetik haptik cihazlar denir. Bu projede, masaüstü haptik cihaz teknolojisinde yeni mekanizma, yeni alt-bileşenler ve model iyileştirmeleri üzerinde çalışılması ile uzaktan ameliyat sistemleri gibi hassas çalışmalarda kullanılacak cihaz ve alt-bileşenlerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Proje kapsamında (i) manyeto-reolojik (MR) sıvısı ile geliştirilen eyleyici sistemde yapışma sorununa çözüm getiren bir eyleyici sistem geliştirilmiştir (ii) çoklu hedefli eniyileme ile haptik cihaz mekanizmasının uzuvlarının fiziksel özellikleri belirlenmiştir (iii) pasif dengelenme tasarımları R-CUBE mekanizması üzerinde hayata geçirilmiştir (iv) aktarma oranı sürekli değiştirilebilir yapıda bir aktarma organı tasarımı mafsalların direngenliğinin ayarlanması için geliştirilmiştir (v) haptik cihaza özgü son üründe kullanılacak kontrol kartı geliştirilmiştir. Bahsi geçen kapsamda yapılan çalışmalar neticesinde literatüre yeni bir MR sıvısı tabanlı eyleyici sistemi, yeni bir aktarma organı ve yeni bir direngenlik başarımlı ölçütü kazandırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Haptik, Pasif dengeleme, Manyeto-reolojik sıvı, Yarı-aktif eyleyici, Aktarma oranı sürekli değiştirilebilir aktarma organı

Abstract

A teleoperation system is composed of a master system on the human operator site, a slave system on the task site and a communication infrastructure between these two systems. Generally, the master system is distant from the task site and human operator by using the master system accomplishes the task by sending commands to use the slave system. Usually, the mentioned commands are motion commands and the master system is responsible for acquiring these motion commands from the human operator. Depending on the necessities of the task, the mentioned motion commands are acquired by sensing generally the hand motion and sometimes sensing the foot, leg, eye or total body movement of the human operator. In a teleoperation system, if the slave system's physical interaction information with the task site is to be sent to the master system as force-feedback, then the master system is required to transmit this fed-back force information to the human operator. The devices that both acquire the motion of the desired limbs of the human operator and provide the force transmission to the human operator are called kinesthetic haptic devices. In this project, it is aimed to develop a haptic device along with its sub-systems to be used in precise teleoperation scenarios such as in telesurgery systems by studying a new mechanism, new sub-systems and improvements in modeling improvements. In the scope of this project, (i) an actuation system that provides a solution to the stiction problem in actuation systems with magneto-rheological (MR) fluid is developed (ii) the physical properties of the mechanism's links are determined by a multi-objective optimization (iii) passive gravity compensation designs are realized on the R-CUBE mechanism (iv) a transmission system based on continuously-variable transmission design is developed in order to regulate the stiffness of the joints (v) a device-specific control card is developed that can be used in the final product. As a result of the mentioned work, a new MR-fluid based actuation system, a new transmission system, and a new stiffness performance index are introduced to the literature.

Keywords: Haptics, Passive balancing, Magneto-rheological fluid, Semi-active actuator, Continuously variable transmission system

1. GİRİŞ

Projemizin kapsamında insan-robot etkileşimi sistemlerinde kullanılacak alt-bileşenlerin geliştirilmesi ve bunların bir insan-robot etkileşim sistemi olan haptik cihaz üzerinde sistemin başarımını iyileştirmesi için kullanılmasıdır. İnsan-robot sistemleri için genel beklenti insan ve görev için güvenilir bir sistem oluşması ve toplam görev başarımının iyileştirilmesidir. Özel bir insan-robot sistemi olan teleoperasyon kelime kökeni olarak Yunanca mesafe anlamına gelen “tele” kelimesinden türetilmiştir ve insanların bir cihazı uzak mesafelerden manipüle edebilmesini ifade eder (Hokayem ve Spong, 2006). İnsanların çalışmasının zor veya tehlikeli olduğu afet bölgeleri, nükleer santraller, uzay çalışmaları ve ağır makineli çalışma ortamlarında görevlerin yerine getirilmesi için etkili bir yoldur. Kullanıcı bu tür sistemlerde ana sistem üzerinden genellikle hareket istemlerini görev yerinde çalışan bağımlı sisteme iletmek suretiyle bağımlı sistemi kontrol ederek işlemi gerçekleştirir. Bu tür tek yönlü iletişimin olduğu teleoperasyon sistemlerinde kullanıcıya çalışma ortamı ile ilgili bir geri bildirim sağlamadığı için görevlerin yerine getirilmesinde yetersiz kalmaktadır (Boessenkool v.d., 2013). Bu sebeple kullanıcı ile bağımlı sistem arasında, kullanıcıyı ortama daha çok dahil edebilmek adına görsel geri bildirim yanında kuvvet geri bildirim de verilmektedir. Kullanıcıya kuvvet geri bildirim haptik teknolojisi ile sağlanmaktadır ve sanal veya gerçek, uzak çalışma ortamında gerçekleştirilen işi daha hassas bir şekilde yapılabilmesini sağlamaktadır (Wildenbeest v.d., 2013). Haptik cihazlar üzerinden bağımlı sistemin etkileşim verisi ile ilgili geri bildirim uzak çalışma ortamındaki bağımlı sistem üzerinden fiziksel etkileşimi ölçen algılayıcılar ile alınıp operatörün kullandığı ana sisteme iletilmesi ile sağlanır. Söz konusu geri bildirim eğer özellikle kaslardaki ve eklemlerdeki kuvvet/hareket algılayıcı sistemlerini hedef alıyorsa bu tip haptik cihazlara kinestetik haptik cihaz adı verilir.

Bu projenin ana konusu kullanıcıya kuvvet geri beslenmesini sağlayan ve kullanıcının hareket istemlerini toplayan bir haptik cihaz ve bileşenlerini geliştirmektir. Projenin hedefleri arasında söz konusu haptik sistemin (1) mekanik, (2) elektronik, (3) elektromekanik ve (4) yazılım alt-bileşenlerinin geliştirilmesi vardır. Bu hedefler doğrultusunda;

Mekanik olarak:

- doğrusal 3 dik ekseninde hareket edebilen R-CUBE mekanizması yapısında
- mafsal boşlukları uygun konstrüktif tasarımla en aza indirilmiş
- pasif ağırlık dengeli
- eniyileştirilmiş mukavemet/atalet oranlı uzuvlara sahip

- kullanım ergonomisine göre tasarlanmış çalışma uzayı konumuna sahip
- direngenlik modelinin gerçek zamanlı çalışabilmesi (analitik çözümlere izin veren) için eniyelenmiş uzuv geometrisine sahip olan bir mekanizma geliştirilmiştir.

Elektronik olarak:

- aynı kart üzerinde sistemdeki tüm algılayıcı bilgilerini (kodlayıcı, ataletsel ölçüm sistemleri, anahtarlar) toplayabilen
- eyleyici sistemlerin tümünün sürücü entegre devrelerini içeren
- en az 1 kHz örnekleme frekansında veri alışverişini destekleyen bir elektronik kart hizmet alımı yapılan firma ile ortak olarak geliştirilmiştir.

Elektromekanik olarak:

- Her iki yönde birbirinden bağımsız olarak isteğe bağlı direnç torku oluşturabilen
- En az 1 Nm direnç torku üretebilen
- Ataletsel olarak eniyelenmiş bir eyleyici sistem geliştirilmiştir.
- Aktarma oranı sürekli değiştirilebilen aktarma organı temelli bir değişken mafsal direngenliği mekanizması geliştirilmiştir.

Yazılımsal olarak:

- Mekanizmanın direngenlik modeli gerçek zamanda çalışabilecek şekilde oluşturulmuştur.

Alt bileşenlerin yukarıda belirlenen hedefler doğrultusunda geliştirilmesi sonucunda geliştirilen haptik cihazın ölçülebilir teknik özellikleri aşağıdaki tabloda verilmiştir.

Tablo 1.1 Geliştirilen haptik cihazın arzu edilen teknik özellikleri

Algılama Tipi	Kinestetik
Kontrol Yapısı	Açık-Çevrim Empedans
Uygulama Tipi	Masaüstü Haptik Cihaz
Serbestlik Derecesi (SD)	3
Fiziksel Etkileşim Tipi	Noktasal Temas (x, y, z eksenlerinde kuvvet iletimi)
Sürekli En Yüksek Direnç Kuvveti	> 5 N (x, y, z yönlerinde, çalışma uzayının her yerinde)
Nominal Konumlama Çözünürlüğü	< 0.1 mm (x, y, z yönlerinde, çalışma uzayının her yerinde)
Çalışma Uzayı	>100 mm X 100 mm X 100 mm (Kübik Çalışma Uzayı)

Haptik cihaz dışında geliştirilen diğer altsistemler/bileşenler olan eyleyici ve aktarma organına ait teknik özellikler testler ile belirlenmiş ve bu raporda sunulmuştur. Bir sonraki bölümde kinestetik haptik cihaz teknolojisi ve bileşenleri konusunda yaptığımız yayın araştırmaları sunulmuştur. Bunun devamında projede izlediğimiz yöntemler ve kullandığımız gereçler açıklanmıştır. Ayrıca, geliştirilen tasarımlar ve prototipler üzerinde yapılan testler ve elde edilen bulgular paylaşılmış ve tartişılmıştır. Son olarak, projenin sonuçları irdelenmiş, proje çıktıları yayınlar, araştırmacı yetiştirme faaliyetleri, ve bilim ve teknolojiye katkılar sonuçlar bölümünde sunulmuştur.

2. LİTERATÜR ÖZETİ

Bir kinestetik haptik cihaz, insanın ilgili vücut kısmının konumunu alan ve bir teleoperasyon senaryosunda uzak bir cihazı manipüle etmek ya da bir sanal gerçeklik benzetimi ile etkileşime girmek için kullanıcıya kuvvet bilgisini yansıtan bir ara yüzdür. Bu etkileşim, kullanıcı ve haptik sistem arasındaki bir kuvvet/hareket değişimi ile meydana gelir. Bu etkileşimin başarımı, gerçekçilik algısının kalitesini belirler. Bu kalite, ancak iyi tasarlanmış haptik bir arayüzle maksimum düzeye çıkarılabilir. Ancak algı, haptik arayüzü değerlendirmek için ölçüm kriteri olamaz çünkü algı hissi kişiden kişiye değişir (Samur, 2012).

Bunun yerine, haptik arayüzün kuvvet/hız doğruluğu başarımlı ölçütü olarak daha uygundur. Ayrıca, haptik arayüzün doğruluğu, kişisel algıya kıyasla genel haptik etkileşimin kalitesi üzerinde büyük etkiye sahiptir. Bir robot manipülatörünün doğruluk ölçütü konumlandırma ve hız başarımı olabilir. Bu anlamda, haptik bir arayüzün doğruluğu, kuvvet yansımalarının doğruluğudur. Gerçek çıktı kuvvetlerini ve istenen çıktı kuvvetlerini karşılaştıran başarımlı ölçütüne geçirgenlik denir. Geçirgenlik, bilgisayar tarafından kullanıcıya yansıtılmak istenen kuvvetlerin ne kadarının yansıdığını gösteren oransal ölçüttür.

Geçirgenlik, bir dizi tasarım parametresinden (yani bilgi aktarım hızı, çözünürlük, kütle ve direngenlik) etkilenir. Bu parametrelerin bazıları birbiriyle ilgilidir. Bir parametrenin değiştirilmesi diğer parametreler üzerinde bir etki yaratır. Örneğin, yüksek kuvvet oluşturma için yüksek direngenlik arzulanır, ancak artan direngenlik genellikle istenmeyen yüksek atalet ile sonuçlanır. Bu nedenle, tüm tasarım parametreleri, tasarım prosedürü sırasında eşzamanlı olarak değerlendirilmeli ve ayarlanmalıdır. Yüksek kaliteli bir haptik arayüz genellikle iyi optimize edilmiş tasarım parametrelerinin bir sonucudur.

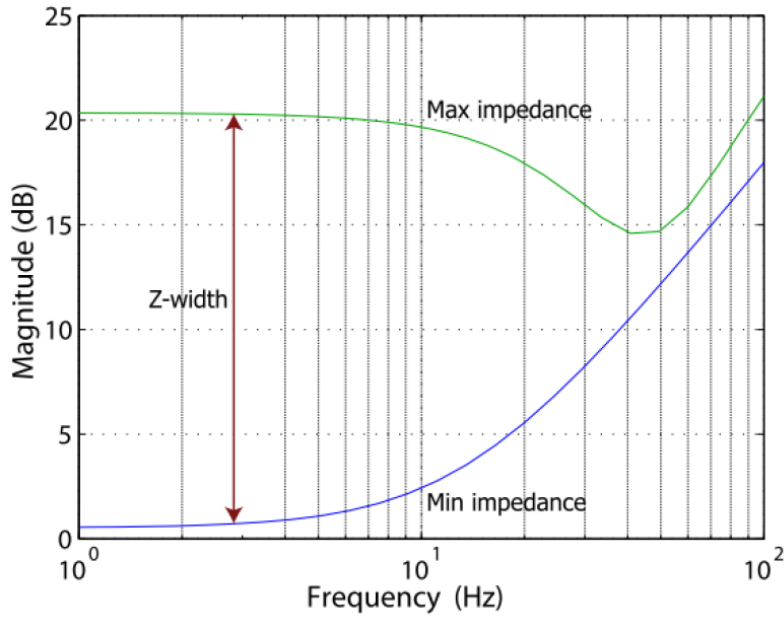
2.1 Haptik Sistem Başarımlı Ölçütleri

Bugüne kadar geliştirilen pek çok haptik sistem olmasına rağmen, tek bir kategorizasyon yöntemi yoktur. Haptik etkileşim tiplerine, manipülatör tiplerine, harekete geçirme tiplerine, kontrol tiplerine ve benzerlerine göre bir sınıflandırma yapılabilir. Bu nedenle, değerlendirme yöntemleri haptik sistem tipine özgüdür. Bu bağlamda, haptik sistemler arasındaki bir karşılaştırma basit değildir ve ortak değerlendirme terimleri temelinde karşılaştırma yapılmalıdır.

Pek çok sistem için değerlendirme, çıktı ve girdilerin ilişkisine bağlı olarak yapılmıştır. Haptik sistemler için, kullanıcı tarafından sisteme verilen girişlere ve çıkışlara göre karşılaştırma yapılmalıdır. Kuvvet ve hareket arasındaki bu ilişki dinamik bir ilişkidir ve *empedans* olarak adlandırılır. Empedans basitçe sistemin harekete karşı direncini gösterir. Bu dinamik ilişki;

$$Z(\omega) = \frac{F(\omega)}{v(\omega)} \quad (2.1)$$

burada Z empedans, F kuvvet çıktısı, v ölçülen hız, ω ise frekansıdır. Empedans tipi haptik arayüz, uç eyleyicide ölçülen hıza karşılık bir reaksiyon kuvveti sergiler.



Şekil 2.1. Frekansa göre en yüksek ve en düşük empedans dağılımı (Samur2012)

Empedans, haptik bir arayüzün başarımını belirtse de, istenen kuvvetin ne kadar iyi yansıtıldığı sorusunu cevaplamaz. Çünkü, haptik arayüz kuvvet yansıtıcı bir cihazdır, bu nedenle kuvvet yansıtma başarımına göre değerlendirilmelidir ve bu başarım empedanstan bağımsız değildir. Bu kuvvet yansıtma başarımına *geçirgenlik* veya *saydamlık* (ing: transparency) denir ve şöyle gösterilir;

$$T(\omega) = \frac{Z_{çıkış}(\omega)}{Z_{giriş}(\omega)} \quad (2.2)$$

burada $Z_{\text{çıkış}}$, fiziksel olarak kullanıcıya yansıtılan empedans çıktısı ve $Z_{\text{giriş}}$, haptik arabirime iletilen empedans girişidir. Mükemmel geçirgen bir haptik sistem için, istenen herhangi bir empedans girişini oluşturabilir. Bir haptik aygıt için istenen başarımlar kriteri %100 geçirgenlik yani $T = 1$ 'dir. Bununla birlikte, pratikte, mükemmel geçirgenlik elde edilemez.

Gerçekte, insan ve çevresi arasında sayısız fiziksel etkileşim yolu vardır. Örneğin, bir duvarla etkileşime girerken, küçük yer değiştirmelere göre yüksek kuvvetler hissedilirken, bir yumşak topu sıkma etkileşimi için daha düşük kuvvet gerektirir. Bu etkileşimlerdeki çeşitlilik, haptik aygıt tarafından görüntülenecek daha geniş bir empedans aralığını gerektirir. Fiziksel etkileşimlerin geniş dinamik aralıklarını oluşturmak, haptik arabirimler için geniş bir empedans aralığı gerektirmektedir.

Haptik cihaz üzerinden herhangi bir kuvvet iletimi gerçekleştirilmeyenken ve kullanıcı mekanizma üzerindeki tutamağı tutarak mekanizmayı geriye sürüyorken (back-driving); kullanıcı en az düzeyde kuvvet uygulayarak mekanizmayı geri sürmesi beklenir. Bu durumda ataletsel ve sürtünme etkileri nedeni ile empedans değerine minimum empedans denir. Kuvvet iletimi gerçekleştiği sırada ise cihaz tarafından mekanizmanın yapısal özellikleri ve eyleyici sistemin başarımlarına bağlı olarak oluşturulabilecek en yüksek empedans değerine ise maksimum empedans denir. Minimum ve maksimum empedans aralığı ise haptik cihazlardaki empedans aralığı kriterini tanımlar. Empedans aralığı kavramı, (Colgate ve Brown, 1994) tarafından sunulan ve Denklem 2.3 ile Şekil 2.1'de gösterilen *Z-Genişliği* (ing: Z-Width) olarak adlandırılır. Haptik arayüzün mümkün olduğu kadar büyük empedans değişikliklerini yapabilmesi için Z-Genişliğinin artırılması gerekir ki bu kolay değildir. Mekanik, elektro-mekanik ve kontrol açısından optimal bir tasarım gerektirir.

$$Z_{\text{genişliği}}(\omega) = Z_{\text{maks}}(\omega) - Z_{\text{min}}(\omega) \quad (2.3)$$

2.2 Z-Genişliğini Etkileyen Faktörler

Samur (2012) çalışmasında haptik sistem özelliklerini, güçlendirilmemiş, güçlendirilmiş ve kontrollü sistem özellikleri olarak üç gruba ayırmıştır. Hiçbir çalıştırma sisteminin bulunmadığı manipülatörün saf yapısal ve mekanik özellikleri, güçsüz sistem özellikleri olarak belirtilmiştir. Bu grupta, sadece manipülatörün yetenekleri araştırılır. Güçlendirilmiş sistem özellikleri arasında çalıştırma ve algılama yetenekleri manipülatördür. Robotik sistemin bir kontrol algoritması yokluğundaki gücü, güçlendirilmiş sistem özelliklerinde odak noktasıdır. Son olarak, Z-Genişliğini artırmak için bir kontrol algoritması eklenerek, genel robotik sistem

özellikleri araştırılabilir. Her grubun incelenmesiyle, Z-Genişliğini etkileyen özellikler ortaya çıkarılabilir.

2.2.1 Pasif Sistem Özellikleri

Pasif (ing: unpowered) sistem özellikleri kinematik, elastostatik ve dinamik olarak sınıflandırılabilir. Bir manipülatör için kinematik özellikler en baskın faktördür, çünkü bir manipülatör istenen hareketi başaramazsa, diğer iki özelliği değerlendirmek anlamsızdır. Kinematik özellikler çalışma alanı, serbestlik derecesi, yapı ve el becerisi olarak listelenebilir.

Haptik arayüz, operatöre kuvvetleri yansıtır. Bu kuvvetler Kartezyen uzaydaki aktif olarak kontrol edilen serbestlik dereceleri ile elde edilir. Eğer mevcutsa, Kartezyen uzaydaki pasif serbestlik dereceleri kuvvet sağlamak için aktif olarak tahrik edilmez, fakat manipülatöre kullanıcının manipülasyon kolaylığını arttırmak için mesela küresel bilek olarak dahil edilir. Bu tanımlar kinematik yapının ve manipülatörün topolojisinin sonucudur.

Manipülatörün topolojisi veya yapısı, çalışma alanının şekli veya bunun tersi ve gerekli serbestlik dereceleri ile belirlenir. Bu nedenle, gerekli iş için uygun bir çalışma alanı şeklinin seçilmesi, manipülatör tipini de belirlediği için çok önemlidir. Örneğin haptik manipülatörler için, izotropik bir çalışma alanı istenmektedir.

Çalışma alanı, manipülatörün uç eyleyicinin erişebileceği alandır ve bu nedenle kinematik yeteneklerin tanımlanmasında en önemli parametrelerden biridir. Manipülatörün kinematik parametreleri, yani bağlantı uzunlukları genellikle çalışma alanının boyutuna göre seçilir. Tasarım amacına bağlı olarak, çalışma alanı belirli bir düzeyde alana sahip olmalıdır (Kumar ve Waldron, 1981). Çalışma alanı, manipülatörün kendi serbestlik derecesinden birini kaybettiği herhangi bir mekanik tekillikten uzak olmalıdır. Bu özellik haptik sistemler için çok önemlidir, çünkü kullanıcı kontrolden bağımsız olarak uç eyleyiciyi çalışma alanının herhangi bir yerine taşıyabilmelidir.

Elastostatik (direngenlik) karakteristikler manipülatör özelliklerinde ikinci baskın faktördür. Temel olarak manipülatörün yük kapasitesini belirler. Bu nedenle, elastostatik özellik, maksimum empedansla büyük ölçüde ilişkilidir.

Tablo 2.1. Pasif Sistem Özellikleri (Samur,2012)

Tür	Kategori	Ölçüt
Kinematik	Çalışma Uzayı	Erişilebilirlik
		Beceri
	Serbeslik Derecesi	Pasif
		Aktif
	Beceri	Hareket Kabiliyeti
Çözünürlük		
Elastostatik		Yapısal Direngenlik
Dinamik		Yapısal Dinamik
		İvmelenme Limiti

Direngen manipülatörler daha az esnektir, bu nedenle, uç eyleyici pozisyonu düz kinematikten ve mafsal ölçümlerinden yararlanarak doğru bir şekilde ölçülebilir. Daha yüksek kuvvetler uç eyleyiciye düzgün şekilde yansıtılabilir. Direngenlik, uzuv boylarına, uzvun kesit alanına ve malzemesine bağlıdır. Gerçekte, sonsuz direngenlikte katı madde yoktur. Dolayısıyla, manipülatörün direngenlik modelini içeren bir direngenlik matrisi, manipülatörün daha yüksek hassasiyetle kontrol edilmesi için faydalı olabilir.

Manipülatör hareket halindeyken dinamik özellik kendini gösterir. Uzuvarın kütlesi ve eylemsizlik momenti, hareket halinde dinamik etkiler yaratır. Bu nedenle dinamik çoğunlukla bir tasarım parametresi değil, kinematik ve elastostatik parametrelerin bir sonucudur. Diğer parametrelerin bir sonucu olmasına rağmen, minimum empedans ve frekans aralığı üzerinde önemli bir etkisi vardır. Yine de, yinelemeli çözümlerle dinamik başarımlı ölçütlerini kullanarak tasarım prosedüründe kullanmak hala mümkündür. Bununla birlikte, kinematik ve elastostatik ile birlikte dinamik özellikleri eniyileme çalışmalarına dahil etmek de mümkündür. Dinamik başarımlıyı artırmak için manipülatörün kontrolünde dinamik model de kullanılabilir. Tüm pasif sistem ölçütleri Tablo 2.1’de listelenmiştir.

2.2.2 Aktif Sistem Özellikler

Aktif sistem özellikleri temel olarak çalıştırma ve algılama yetenekleri ile ilgilidir. Herhangi bir kinestetik haptik cihaz için, çıkış kuvveti, eyleyici tarafından üretilen maksimum kuvvet/tork ile sınırlıdır. Bir doğru akım (DA) elektrik motoru eyleyici olarak kullanıldığında, tutma torku ve maksimum sürekli tork olarak iki tip tork karakteristiği mevcuttur. Tutma torku, aşırı ısı oluşması nedeniyle kısa bir süre için uygulanabilir. Motorun dinamik aralığı, yüksek empedans aralığıyla

doğru orantılıdır. Haptik cihazın kuvvet bant genişliğini tanımlarken dinamik aralık baskın bir faktördür. Diğer faktörler, motorun zaman sabiti gibi özelliklerine bağlıdır.

Sistem çalıştırıldığında ortaya çıkan başarımı etkileyen diğer faktörler ölü bölge, hassasiyet ve minimum güçtür. Ölü bölge, yapışma ve Coulomb sürtünmesinin bir sonucudur. Eyleyici hareket etmeye başlamadan hemen önce, üstesinden gelinmesi gereken ilk kuvvet budur. Bu sürtünme, eyleyici dahil tüm mafsalların (paralel mekanizmalardaki pasif mafsallar dahil) sürtünmelerin toplamıdır. Bu nedenle, düşük sürtünmeli yüksek kaliteli mafsal tasarımlarına dikkat etmek gerekir. Bununla birlikte, düşük sürtünme, düşük enerji yayılımı nedeniyle kontrol sistemde kararlılık sorunlarına neden olabilir.

Hassasiyet, eyleyicilerdeki minimum giriş için çıkış kuvveti/torku değişim miktarıdır. Haptik etkileşimdeki küçük değişiklikleri yansıtmak için hassasiyet yüksek olmalıdır. Çözünürlük, eyleyici tarafından üretilen torktaki minimum artıştır. Minimum kuvvet artışı, küçük kuvvet artışlarının haptik cihaz tarafından nasıl yansıtılabileceğinin ölçüsüdür. Serbest hareketlerde, kullanıcının hareketine karşı kuvvet oluşturulmaması gerektiğinden, minimum kuvvet sıfır olmalıdır. Bununla birlikte, sürtünme veya kopma kuvveti, izin verilen minimum kuvvet sınırını artırmaktadır. Yukarıdaki parametrelerin tümü uygu bir şekilde seçilirse, haptik cihaz için optimum kuvvet uygunluğu elde edilebilir.

Tablo 2.2. Aktif Sistem Özellikleri (Samur, 2012)

Tür	Kategori	Ölçüt	
Eyleyici	Durağan	En Yüksek Kuvvet	Devamlı Kuvvet
		En Düşük Kuvvet	Histeresis
		Hassasiyet	Kuvvet Çözünürlüğu
		Dinamik Aralık	
	Frekans Cevabı	Kuvvet Band Aralığı	Frekans Aralığı
		Yükseltici Band Aralığı	Kuvvet Doğruluğu
		Çıkış Empedansı	
	Adım Cevabı	Artış Zamamı	Aşma
		Durgunlaşma Zamamı	Kuvvet Doğruluğu
		Kuvvet Hassasiyeti	
Tepki Cevabı	En Yüksek Hız	En Yüksek İvmelenme	
	Yapısal Şekil Değiştirme Hızı		
Algılama	Statik	Hassasiyeti	Konumlama Çözünürlüğu
		Histeresis	Dinamik Aralık
		Accuracy	Precision
	Frekans Cevabı	Algılayıcı Band Genişliği	

Konum ölçümü çözünürlüğü sert ve pürüzsüz yüzey etkileşimini yansıtmak için bir başka önemli parametredir. Bu parametre çoğu zaman enkoder ve eyleyici çözünürlüğü ile tanımlanır. Tasarımcılar, bu sorunu çözmek için daha yüksek sensör çözünürlüğü ararlar. Ek olarak, enkoder çözünürlüğü hız ve ivme türevinin kalitesini etkiler. Yüksek çözünürlük daha iyi veri girişine ve hareket verilerinde daha az dalgalanmaya sebep olur. Analog sensörler durumunda, dijital dönüşüm çözünürlüğü önem kazanır. Aktif sistem özellikleri, Tablo 2.2'de listelenmiştir.

2.2.3 Denetlenen Sistem Özellikleri

Denetlenen sistem, genel olarak haptik cihazın potansiyelinin ortaya çıktığı yerdir. Kontrol olmadan, haptik cihaz sadece bir uzuvlar, mafsallar, sensörler ve eyleyiciler yığıdır. Cihazın Z-Genişliği bu aşamada uygun kontrolle genişletilebilir. Minimum ve maksimum empedans, Z-Genişliğinin sınırlarını tanımlar. Şimdiye kadar, motorlu ve güçsüz sistem parametreleri, Z-Genişliğinin sınırlayıcı faktörleridir. Sürtünme, geri sürülebilirlik, atalet ve çözünürlük minimum empedansı belirler. Direngelik, maksimum sürekli tork/tutma torku, maksimum empedansın başarımını etkileyen faktörlerdir. Örnekleme hızı ve dinamik aralık ulaşılabilir maksimum frekansta ana rol oynar. Minimum empedans sürtünmeyi hesaplayarak ve kontrolde kullanarak azaltılabilir. Denetlenen sistem özellikleri Tablo 2.3 'te gösterilmiştir.

Tablo 2.3. Denetlenen Sistem Özellikleri (Samur, 2012)

Tür	Ölçüt
Empedans	minimum Empedans
	Maksimum Empedans
	Z-Genişliği
	Geçirgenlik
Kontrol Band Genişliği	Empedans Kontrol Band Genişliği

2.3 Literatürdeki Haptik Cihaz Mekanizması Tasarımı Çalışmalarının Özeti

Her manipülatör kinematik, direngelik ve dinamik başarımına bağlı olarak değerlendirilebilir. Yüksek başarılı bir cihaz elde etmek için, manipülatörün bu üç alanda en iyi başarıma sahip olması gerekir. Ancak asıl sorun, üç ölçütün de, aralarındaki zıt ilişkiden dolayı aynı anda iyileştirilememesidir. Kinematik ve direngelik gereksinimleri arasında basit bir örnek verilebilir. Bir manipülatör, istenen bir yörüngeyi tam olarak takip edebilmesi için direngen bir tasarıma sahip olmalıdır. Diğer taraftan, direngen tasarım, çalışma uzayının boyutlarını azaltan kısa uzuvlara ihtiyaç duyar. Bu da takip edilen yörüngede ulaşılabilen konumlar oluşturur. Başka

bir örnek, direngenlik ve dinamik arasındaki ilişki olabilir. Dinamik etkiler bakımından düşük atalet, manipülatörün hızlıca tepki vermesini ve hafif yapısı sayesinde daha az enerji tüketmesi sağlar. Ancak, malzeme miktarı azaldıkça manipülatörün direngenliği de azalır. Bu iki örnek, kinematik, direngenlik ve dinamik arasındaki ilişkilerin oldukça çelişkili olduğunu göstermektedir. Mümkün olan en iyi tasarımı elde etmek için tek çözüm kinematik, direngenlik ve dinamik başarımı, matematiksel ölçütler ile eniyilemek gereklidir. Ancak, başarım ölçütlerini elde etmek için önce topoloji tanımlanmalıdır. Daha sonra hedefler ve eniyileme yöntemi belirlenmelidir. Bu bölümde, özellikle bir haptik cihazın tasarım parametrelerini ortaya çıkarmak için haptik manipülatörlerin tasarımına odaklanan bir literatür taraması bulunmaktadır.

2.3.1 Manipülatör Türleri

Manipülatör tipinin belirlenmesi, bir haptik manipülatörün tasarımındaki ilk adımlardan biridir. Haptik manipülatörün başarımı topoloji ile sınırlıdır. Bu nedenle, uygun manipülatör tipi olarak mimarinin seçilmesi son derece önemlidir. Manipülatörler kinematik yapılarına göre üç tipte sınıflandırılabilir: seri, paralel ve hibrit. Her birinin kendine göre avantaj ve dezavantajları vardır.

Seri manipülatörler, büyük bir çalışma alanı boyutuna ve manipüle edilebilirliğe sahiptir, ancak direngenlikleri ve dinamik başarımları sınırlıdır. Paralel manipülatörler yüksek direngenlik başarımı sergiler ve yüksek frekanslarda çalışabilir ancak çalışma alanları sınırlıdır. Hibrit manipülatörler, seri ve paralel manipülatörlerin zayıflıklarını ortadan kaldırmak için bu iki manipülatörleri birleştirir. Hibrit kombinasyonu, seri bir manipülatör üstüne paralel bir manipülatör eklenmesi veya bunun tersi ile oluşturulur. Bu manipülatör yapısı seçimi, manipülatörle gerçekleştirilecek işin türüne bağlıdır.

(Patel ve George, 2012) paralel manipülatörlerin seri olanlara göre avantaj ve dezavantajlarını çalışmasında karşılaştırmıştır. Buna göre, paralel manipülatörler daha düşük atalet, daha yüksek direngenlik, daha iyi çözünürlük, daha düşük boşluk ve seri manipülatörlere göre daha iyi dinamik özelliklere sahiptir. Yüksek bant genişliğinde çalışıp daha fazla yük taşıyabilirler. Paralel mekanizmaların eyleyicileri, atalet etkilerini azaltmak için sabit bir zemine yerleştirilebilir. Genel olarak, çalışma alanında tekillikler içermezler. Uzuvlardaki ve mafsallardaki hatalar, seri manipülatörlerin aksine birbiri üzerine ilave edilmez, azalır. Karşılaştırmalı bir grafik Tablo 2.4'te gösterilmiştir.

Tablo 2.4. Haptik Cihaz Açısından Manipülatör Türlerinin Karşılaştırması

	Serial Manipulator	Paralel Manipulator	Hybrid Manipulator
Çalışma Uzayı	Büyük	Küçük	Orta
İleri Kinematik Hesabı	Kolay	Zor	Zor
Ters Kinematik Hesabı	Zor	Kolay	Orta
Maharetli Çalışma Uzayı	Yüksek	Düşük	Orta
Çalışma Uzayının Kinematik Homojenliği	Düşük	Yüksek	Orta
Kinematik Tekillikler	Yüksek	Düşük	Orta
Hareketli Eyleyici Sayısı	Yüksek	Yok ya da Düşük	Orta
Konumlama Çözünürlüğü	Düşük	Yüksek	Orta
Kuvvet Çözünürlüğü	Düşük	Yüksek	Orta
Maksimum Empedans Kapasitesi	Düşük	Yüksek	Orta
Minimum Empedans Kapasitesi	Düşük	Yüksek	Orta
Dirençlilik	Düşük	Yüksek	Orta
Direngelik Modeli Hesaplanması	Kolay	Zor	Zor
Atalet	Yüksek	Düşük	Orta
Dinamik Model Hesaplanması	Kolay	Zor	Zor
İvmelenme Kapasitesi	Düşük	Yüksek	Orta
Frekans Aralığı	Düşük	Yüksek	Orta
Doğruluk	Düşük	Yüksek	Orta
Ergonomi	Yüksek	Düşük	Orta

Empedans açısından paralel manipülatörler haptik uygulamalar için daha iyi özelliklere sahip olsa da, paralel manipülatörlerin aktif mafsalları dönel hareketler bakımından sınırlandırılmıştır. Hibrit manipülatörlerin hem paralel hem de seri manipülatörlerde avantajları vardır. Bu nedenle hibrit manipülatörler, paralel olanlara göre tercih edilmektedir. Bir hibrit

manipülâtörün genel konfigürasyonunda, bir mobil platforma ve bunun üzerinde bir seri mekanizmaya sahip olan bir paralel manipülâtör vardır. Bu seri manipülâtör, genellikle bilek hareketi için dönme serbestlik derecelerine sahiptir ve daha yüksek manipülasyon kabiliyeti sağlamaktır.

Haptik manipülâtörler, ticari ve ticari olmayan kullanım açısından incelenmiştir. Genellikle firmalar seri manipülâtörleri kullanmayı tercih eder, çünkü modellemesi, üretimi ve kalibrasyonu kolaydır. Uzun süre ergonomik kullanım imkanı ve daha büyük çalışma alanına sahip olmak son kullanıcı açısından daha önemlidir. Paralel manipülâtörler genellikle hassasiyeti ve doğruluğu, çalışma alanının büyüklüğünden daha önemli olduğu için, ileri teknoloji uygulamalarda tercih edilir. Hibrit manipülâtörler, konfor ve yüksek başarımlı kullanımını birleştirir.

Tablo 2.5. Firmalar tarafından geliştirilen haptik cihazların kullandığı manipülâtör türleri. [G kullanıcı tarafından giriş olarak verilebilen, Ç cihaz tarafından çıkış olarak verilebilen serbestlik derecelerini (SD) gösterir.]

Referans	Cihaz	Tür	SD G/Ç
3D SYSTEMS (2018)	Touch	Seri	6/3
	Touch X	Seri	6/3
	Phantom® Premium 1.0	Seri	6/6
	Phantom® Premium 1.5	Hibrit	6/6
	Phantom® Premium 3.0	Hibrit	6/6
MPB (2018)	Freedom-6S	Hibrit	6/6
	Freedom-7S	Hibrit	7/6
Haption (2018)	Virtuose™ 6D	Seri	6/6
	Virtuose™ 6D TAO	Seri	6/6
	Virtuose™ 3D	Seri	6/3
	Virtuose™ 6D Desktop	Seri	6/6
	Virtuose™ 3D Desktop	Seri	6/3
Systems (2018)	Cyber Force	Seri	6/3
Dimensions (2018)	omega.3	Paralel	3/3
	omega.6	Hibrit	6/3
	omega.7	Hibrit	7/3
	delta.3	Paralel	3/3
	delta.6	Hibrit	6/6
	sigma.7	Hibrit	7/7
QUANSER (2018)	HD ²	Paralel	6/6
Novint (2011)	Falcon	Paralel	3/3

Bazı ticari empedans tipi haptik manipülatörler, Tablo 2.5'te listelenmiştir. Bu tablo incelendiğinde, ticari haptik cihazların çoğunda geniş bir çalışma alanı ve el becerisi gerekliliği nedeniyle, haptik manipülatör olarak seri manipülatör kullandığı görülebilir. Tablo 2.6'da bazı ticari olmayan haptik cihazlar listelenmiştir. Bu çalışmalarda genellikle paralel veya hibrit manipülatörler kullanmıştır.

Tablo 2.6. Bilimsel amaçlı geliştirilen haptik cihazların kullandığı manipülatör türleri [G kullanıcı tarafından giriş olarak verilebilen, Ç cihaz tarafından çıkış olarak verilebilen serbestlik derecelerini (SD) gösterir.]

Referans	Cihaz	Tür	SD G/Ç
Vulliez and Zeghloul (2016)	Delthaptic	Paralel	6/6
Agboh et al. (2016)	-	Paralel	6/6
Peng et al. (2015)	-	Paralel	2/2
Lambert and Herder (2015)	-	Hibrit	7/7
Qin et al. (2015)	-	Hibrit	6/6
Ahmad et al. (2014)	-	Paralel	6/6
Ergin and Peer (2013)	-	Paralel	6/6
Li et al. (2012)	-	Hibrit	8/8
Arata et al. (2011)	DELTA-4 (DELTA-R)	Hibrit	7/7
Zhao et al. (2011)	-	Hibrit	6/3
Bilginçan et al. (2010)	HIPHAD	Hibrit	6/3
Faulring et al. (2006)	Cobotic Hand Controller	Paralel	6/6
Chablat and Wenger (2006)	-	Hibrit	6/6
Lee and Kim (2006)	-	Paralel	6/6
Sabater et al. (2005)	Magister-p	Paralel	6/3
Gosselin et al. (2005)	-	Paralel	6/6
Gosselin et al. (2005)	-	Hibrit	6/5
Borro et al. (2004)	LHifAM	Seri	6/6
Sabater et al. (2004)	-	Paralel	6/6
Birglen et al. (2002)	SHaDe	Paralel	3/3
Lee et al. (2001)	-	Paralel	6/6
Yoon and Ryu (2001)	-	Paralel	6/6
Tsumaki et al. (1998)	-	Hibrit	6/6
Iwata (1993)	-	Paralel	6/6

2.3.2 Literatürdeki Pasif Sistem Özelliklerini Gözeterek Tasarım Eniyilemesi Çalışmaları

Daha önce ifade edildiği gibi, pasif sistem özellikleri manipülatörün üç ana özelliği ile belirlenir: kinematik, direngenlik ve dinamik. Bunlar arasında kinematik başarımlar, literatürdeki en çok incelenen özelliktir çünkü yalnızca hareketi tanımlamakla kalmaz, aynı zamanda direngenliği ve dinamik başarımları belirleyen bilgileri de içerir. Mekanik direngenlik bağlantı uzunluklarına ve manipülatörün konfigürasyonuna bağlı olduğundan, kinematik onu belirleyen baskın faktörlerden biridir. Benzer şekilde kinematik, dinamik etkilerin büyüklüğünü belirleyen bir faktördür.

Kinematik, uzuv boyutları ve mafsalları gibi hareket verilerini üretmek için gerekli bilgileri içerir. Bu bilgi kinematik başarımlar ölçümlerini değerlendirmek için düz ve ters kinematik analizler için kullanılır. Düz kinematik analiz, çalışma alanının boyutunu ve konumunu belirlemek için kullanılır. Uzuv boyları ve eklemler açıları kullanılarak çalışma alanının hacmi hesaplanır ve çalışma alanının şekli belirlenir. Diğer taraftan, ters kinematik analiz, konfigürasyonu (montaj modu) ve pasif bağlantıların yerleşimini belirlemek için kullanılır. Konfigürasyon seçimi, uzuvlar arasında çarpışmayı önlemek için hayati öneme sahiptir. Ayrıca, konfigürasyondaki değişiklik şartları, ters kinematik ile belirlenen sınırlamalara bağlıdır.

Kinematik bilgi, uç eyleyicinin farklı konumlarda konumlandırılması için kullanılır. Bununla birlikte, iki konum arasındaki geçişlerde, konfigürasyon değişikliği oluşabilir veya geçiş yolu üzerinde tekil bir konum olabilir. Hareketi analiz etmek için, konum düzeyinde formüle edilmiş kinematik denklemlerin zaman türevini alarak hız seviyesindeki kinematik ilişki elde edilir. Bu sayede, mafsalları hızı ile uç eyleyici hızı arasındaki haritalama, Jakobi matrisi ile elde edilir. Jakobi matrisi mafsalları uzayı ve çalışma uzayı arasında böyle bir ilişki kurduğundan, tüm başarımlar ölçütlerinin bel kemiğini oluşturmuştur.

Kinematik başarımlar analizlerinde, Jakobi matrisini kullanan iki ana başarımlar ölçütü, manipüle edilebilirlik ve koşul sayısıdır (ing: condition number). Manipüle edilebilirlik, (Yoshikawa, 1985) tarafından ortaya atılan ve hareketin kolaylığını açıklayan bir ölçüttür. Bu ölçüt tekil bir konuma olan yakınlığın ve geriye sürülebilirliğin bir ölçüsüdür. Çoğu durumda, tekillikten kaçınılması gerekir. Bununla birlikte, haptik cihazlar açısından, tekil bir konuma yaklaşmak bile geri sürülebilirliği en aza indirir. Dolayısıyla, bu ölçü haptik manipülatörler için çok önemlidir. Diğer taraftan koşul sayısı (Salisbury ve Craig, 1982), uç eyleyicinin hareket çözünürlüğünün bir ölçüsüdür. Genel kullanım için geliştirilen manipülatörlerde, konumlandırma çözünürlüğü bir hassasiyet ölçüsüdür. Haptik cihazlarda, konumlandırma çözünürlüğü, eyleyicilerin ve uç

eyleyicinin arasındaki kuvvet/tork iletiminin kinematik ile ilgili olması nedeniyle kuvvet çözünürlüğüne oldukça bağlıdır.

Tablo 2.7. Başarım ölçütlerinin listesi [KT: Koşul Sayısı, ÇU: Çalışma Uzayı, KK: Kuvvet Kapasitesi, D: Direngenlik, İK: İvmelenme Kapasitesi, A: Atalet, T: Tekillik, G: Geometrik, Y: Yük, EH: Esnek Hareket]

Referanslar	Performans Ölçütleri	Kısıtlar
Vulliez and Zeghloul (2016)	KS, ÇU	S, ÇU, G
Lambert and Herder (2015)	KS	S, ÇU, G
Ahmad et al. (2014)	KS, ÇU, KK, D	S, G
Ergin and Peer (2013)	KS, ÇU, İK, KK	S, G
Li et al. (2012)	KS	S, G
Lopes et al. (2012)	KS	Tek Konum
López M. et al. (2012)	KS, KK	S
Kang et al. (2012)	KS, ÇU	S, G
Zhao et al. (2011)	KS, ÇU, KK, D, A	S
Ergin et al. (2011)	KS, KK, A	S, ÇU
Khan et al. (2011)	KS, KK, ÇU	S, ÇU
Hung and Na (2011)	KS, KK, ÇU	S
Yoon et al. (2010)	KS, ÇU	S, ÇU
Gao et al. (2010)	KS, D	S
Unal et al. (2008)	KS, A	S, G
Unal and Patoglu (2008)	KS, A	S, ÇU, G
Lee and Kim (2006)	KS, KK	S, ÇU, G
Barbosa et al. (2005)	KS	S, G
Gosselin et al. (2005)	KS, ÇU, KK, D, A	S, ÇU, P, EH
Gosselin et al. (2005)	ÇU, KK	S, G
Lee and Lee (2003)	KS	S, ÇU, G
Birglen et al. (2002)	KS, ÇU	S
Ueberle and Buss (2002)	KS, KK	S
Stocco et al. (2001)	KS	S
Lee et al. (2001)	KS, KK, ÇU	S, G
Yoon and Ryu (2001)	KS, KK	S, ÇU
Salcudean and Stocco (2000)	KS	S, ÇU

Direngenlik, manipülatörün harici yükler altında esneme oranının ölçüsüdür. Esnek yer değiştirmeler, uç eyleyicinin konumlandırma hassasiyetini ve doğruluğunu olumsuz yönde etkiler. Konumlandırma kalitesi aynı zamanda kuvvet kalitesinin ölçüsü olduğundan, haptik manipülatörlerde esneklik istenmez. Kalite ve doğruluğa ek olarak, sadece çok direngen manipülatörler haptik uygulamalarda yüksek kuvvetler oluşturabilir. Bu özellik, direngenliği maksimum empedans başarımını belirleyen bir faktör yapar. Direngenlik ve maksimum

empedans arttıkça, manipülatör tarafından gerçekleştirilebilecek maksimum kuvvetin büyüklüğü artar.

Minimum empedansın değerlendirilmesinde, serbest hareket sırasında kullanıcı tarafından uç eyleyicide herhangi bir kuvvet hissedilmemesi istenmektedir. Eyleyicilere güç verilmemesine ve manipülatörün ağırlığı dengelenmesine rağmen, hareket kullanıcı tarafından manipülatöre sağlandığında dinamik kuvvetler üretilir. Bu nedenle, dinamik başarımlar ölçütleri, minimum empedans başarımları için kullanılabilir ölçütlerdir. Ek olarak, dinamik etkiler manipülatörün hareket kabiliyetini sınırlar. Eyleyicilerin atalet etkisine karşı sınırlı çıkış gücü nedeniyle, istenen hareket elde edilemeyebilir. Dinamik başarımları arttırmak için manipülatörün ataletini en aza indirmek gerekir.

Dinamik ve direngelik özellikleri, manipülatörün maksimum frekans aralığını etkiler. Bu aralık arttıkça, oluşturulabilecek kuvvetlerin çeşitliliği de artar. Bu yüzden, her iki konu da tasarımın odak noktasında olmalıdır. Ancak, tüm tasarım prosedürü, tanımlanan çalışma alanı, tekillik ve/veya geometrik sınırlamalar gibi sınırlamalar göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmelidir. Tablo 2.7, kullanılan başarımlar ölçümlerini ve literatürdeki haptik cihazın tasarımındaki kısıtlamalarını gösterir.

2.3.3 Literatürdeki Haptik Mekanizması Tasarımında Kullanılan Eniyileme Algoritmaları

Haptik manipülatör tasarımının ancak birçok başarımlar ölçütünün eniyilemesiyle elde edilir. Bununla birlikte tasarım problemi, başarımlar ölçütleri arasındaki çelişkili ve doğrusal olmayan ilişki nedeniyle doğrudan çözülmesi güçtür. Örneğin, direngelik başarımlarının artırılması, daha geniş kesit alanı olan uzuvlarla elde edilebilir. Ancak bu, artan atalet nedeniyle dinamik başarımlarda kayba neden olur. Bu nedenle, manipülatörün tasarım problemi bir eniyileme problemidir. Ölçümler arasındaki doğrusal olmayan ilişki nedeniyle, geleneksel çözüm yöntemleri, ilk tasarım noktasına bağlı olarak yerel en iyi çözümler sunar. Global en iyiyi elde etmek için, genetik algoritma veya parçacık sürüsü eniyilemesi gibi evrimsel çözüm algoritmaları tercih edilir. Literatürde sinir ağları gibi yapay zeka yöntemleri de kullanılmaktadır. Bazen, her iki yöntem de nöro-genetik algoritma gibi eniyileme işleminin süresini azaltmak için birleştirilir. Bazı tasarımcılar, optimal olmayan çözüm setlerinden kurtulmak için temizleme algoritmasını kullanmayı tercih eder.

Bir diğer eniyileme problemi, hedef fonksiyonun inşasıdır. Çok amaçlı eniyileme, tek bir hedef fonksiyonu veya çoklu hedef fonksiyonları üzerinde gerçekleştirilebilir. Tek hedefli fonksiyon yönteminde, başarımlar ölçütleri tek bir denklemde toplanır ve ölçütün önemine bağlı olarak farklı

ağırlıklarda katsayıları atanır. Yöntem basit ve hızlıdır, ancak elde edilen sonuçlar genellikle yerel olarak en uygun çözümlerdir. Diğer yöntemlerde, her biri tek bir başarıml ölçütünden oluşan hedef fonksiyonlarını kullanır. Yöntemin sonucunda Pareto-front çözüm kümeleri adı verilen çözümler elde edilir. n tane hedef fonksiyonu için, Pareto-front çözümler, çözüm eğrilerini, yüzeyleri veya hiper yüzeyleri temsil eder. Pareto-Front yaklaşımının avantajı, tasarımcıya ayrıntılı tasarım çözümleri sağlamasıdır. Tablo 2.8, haptik cihaz tasarımı literatüründe kullanılan eniyileme yöntemlerini gösterir.

Tablo 2.8. Literatürde tercih edilen çözüm algoritmaları

Refereanslar	Çözüm Algoritması	Yöntem
Vulliez and Zeghloul (2016)	Genetik Algoritma	Pareto Front
Ahmad et al. (2014)	Genetik Algoritma	Ağırlık Atama
Ergin and Peer (2013)	Nöral Ağ Genetik Algoritma	Pareto Front
Lopes et al. (2012)	Genetik Algoritma Nöro-Genetik Algoritma	Pareto Front
López M. et al. (2012)	-	Ağırlık Atama
Kang et al. (2012)	Genetik Algoritma	Ağırlık Atama
Ergin et al. (2011)	Ayrımcı Algoritma	Pareto Front
Khan et al. (2011)	Genetik Algoritma	Ağırlık Atama
Hung and Na (2011)	-	Ağırlık Atama
Yoon et al. (2010)	Genetik Algoritma	Ağırlık Atama
Unal et al. (2008)	Ayrımcı Algoritma	Pareto Front
Unal and Patoglu (2008)	Genetik Algoritma	Pareto Front
Lee and Kim (2006)	Genetik Algoritma	Ağırlık Atama
Barbosa et al. (2005)	Genetik Algoritma Nöro-Genetik Algoritma	Pareto Front
Birglen et al. (2002)	-	Ağırlık Atama
Stocco et al. (2001)	Ayrımcı Algoritma	-
Lee et al. (2001)	Genetik Algoritma	Ağırlık Atama

2.4 Mekanizmaların Yerçekimine Karşı Pasif Dengelenmesi ile İlgili Çalışmalar

Yüksek ivmeli makinalarda kullanılan mekanizmaların konumlama hassasiyetini etkileyen unsurlardan biri de kaideye etki eden titreşimlerdir. Bu titreşimleri ortadan kaldırmanın bir yolu mekanizmanın dengelenmesidir. Mekanizmaların dengelenmesi, statik ve dinamik dengeleme olarak iki ayrı başlık altında incelenebilir. Bir sistemin konservatif kuvvet etkisi altında kaldığı

süre boyunca potansiyel enerjisi değişmiyorsa statik dengededir (Jean ve Gosselin, 1996). Atalet kuvvetleri ve momentlerinin etkisinden ortaya çıkan tepki kuvvetleri ve momentleri sıfır olduğunda ise sistem dinamik dengedir (Van der Wijk, 2014).

Dengeleme yöntemleri karşıt kütlelerle dengeleme (Berkof ve Lowen, 1969), yaylarla dengeleme (Alici ve Shrinzadeh, 2004), mekanizmayı ayna görüntüsüyle dengeleme (Van der Wijk ve Herder, 2009), paralelkenar devreleri ekleyerek dengeleme (Van der Wijk v.d., 2011) gibi yöntemlerdir. Bu metotların farklı varyasyonlarından Ek-1'de bahsedilmiştir. Bu sayılan yöntemlerin tamamı pasif dengeleme yöntemleridir. Aktif eyleyiciler ile dengeleme yapmak da mümkündür.

2.5 Manyeto-Reolojik Sıvı Temelli Yarı-Aktif Eyleyiciler

İlk defa Colgate ve Brown (1994) tarafından önerilen empedans-aralığı kavramı, haptik cihaz tarafından gerçekleştirilebilen sanal direngenlik K ile sanal sönümleyici B 'nin dinamik aralığıdır. Çalışmalarında kararlılık koşulu fiziksel sönüm oranı b ve örnekleme frekansı f kullanılarak Denlem 2.4'teki gibi belirlenmiştir.

$$b > \frac{K}{2f} + B \quad (2.4)$$

Denklem 2.4'ten anlaşılacağı üzere kararlılık için en önemli parametre olan fiziksel sönüm oranı haptik sistemin yapısı ile ilgilidir ve değiştirilemez. Dolayısı ile bu parametre kullanıcıya hissettirilmek istenen sanal nesnenin direngenlik sınırlarını belirler. Colgate ve Brown aynı yayında empedans-aralığının sisteme fazladan fiziksel sönüm b_c ekleyerek artırılabileceğini öngörmüşlerdir.

$$b + b_c > \frac{K}{2f} + B \quad (2.5)$$

Fazladan fiziksel sönüm eklenmesi ile en yüksek sanal direngenlik ve sanal sönüm artarken geçirgenlik özelliği kötü yönde etkilemektedir. Başka bir deyişle kullanıcı cihaz tarafından kuvvet iletilmediği durumda fazladan sönüm/sürtünme kuvvetleri hissedecektir.

Jinung ve Dong-Soo (2004), Denlem 2.5'te yer alan fazladan sönüm katsayısını yeni bir yaklaşımla yarı-aktif MRS temelli eyleyici tarafından değiştirilebilir kabul ederek kontrol edilebilen $b_c(H)$ parametresi ile Denlem 2.6'da vermişlerdir. Yeni katsayıda H manyetik alan kuvvetini temsil etmektedir ve MRS temelli yarı-aktif eyleyicinin sönüm katsayısı manyetik alan kuvvetine göre değişmektedir.

$$b + b_c(H) > \frac{K}{2f} + B \quad (2.6)$$

Yeni durumda, sistem gerektiğinde kuvvet uygulanmayan boş harekette düşük sönüm katsayısına sahip olabilecektir ve yüksek direngenlikli bir duvar benzetimi yapılmak istendiğinde ise yüksek sönüm katsayısına sahip olması için kontrol edilebilecektir (An & Kwon, 2006). Bu çalışma sonucuna göre MRS temelli yarı-aktif eyleyici sistemlerinin haptik cihazlarda kullanımı cihazın empedans-aralığını artırırken geçirgenlik başarımını negatif yönde etkilememektedir.

MRS uygulanan manyetik alanın şiddetine göre değişik reolojik davranışlar göstermektedirler (Jolly v.d., 1999). Bu özellikleri, onları direnç kuvvetinin kontrolünün gerektiği pek çok uygulama için kullanılabilir kılmaktadır. MR sıvısı teknolojisi, kara araçlarında darbe emici sistemlerde, titreşim ve darbe etkilerinin sönümlenmesinde kullanılmaktadır (Yao v.d., 2002). Bunun yanı sıra, insan-makine etkileşimi olan ve insan güvenliğinin önemli olduğu, robotik sistemlerde güvenliği artırmaktadır. MRS'in kavrama olarak kullanıldığı eyleyicilerde güvenlik ve iyi bir geriye-sürülebilirlik sağlanmıştır (Kikuchi, 2009).

MRS temelli sistemlerin haptik uygulamaları da mevcuttur. Yarı-aktif eyleyici sistemlerinin sertlik ve sönümlenme karakterlerinin değişimi harici bir güç kaynağı gerekmemektedir. Yarı-aktif eyleyiciler sadece sistemdeki enerjiyi hareket yönünün tersine sönümleyebilir. Genelde MRS temelli yarı-aktif eyleyiciler haptik cihazlarda yarı aktif kuvvet kontrolü elde etmek için kullanılır. Ayrıca MRS sistemleri motorlarla birlikte kullanılarak melez bir yapı da oluşturulabilir. MR kavrama ile birlikte motor kullanılması kullanıcı güvenliğini sağlamış olur.

Özellikle insan boyutundaki güçlü motorlu cihazlar için kullanıcı güvenliği ve sistem kararlılığı son derece önemlidir. Yarı-aktif eyleyiciler sistemdeki aktif torku soğurma suretiyle enerjiyi sistemden dışarı atarlar. Bu yüzden sistemdeki tek aktif enerji yarı aktif cihazdaki insan etkileşiminden gelir. Bu özellik etkileşimin kararlılığını ve kullanıcı güvenliğini garanti eder.

Reed and Book (2004) MRS temelli fren ile kullanılan yeni yarı-aktif haptik cihaz geliştirmiş ve bu konum takibi uygulamalarında kullanılmıştır. Araştırmalarında yarı aktif sistemin kısıtlamalarına bir çözüm sunmuşlardır. Kullanılan MR fren sistemi mekanizmanın serbestlik derecesinden daha fazla olması gerektiğini söylemişlerdir. Çalışmada iki serbestlik derecesine sahip beş kol mekanizma için LORD firmasının iki farklı yapıda üç ya da dört ticari MRS temelli freni kullanılmıştır. Araştırma sonucu yeni yarı-aktif haptik cihazın görüntü sisteminin takip hatasını azalttığı ama üç ve dört frenli yapılar arasında başarımlı avantajı olmadığı görülmüştür.

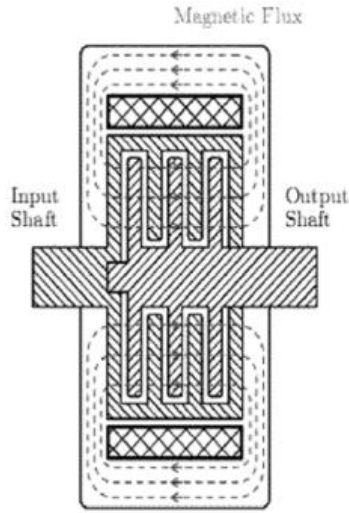
Bir diğerk çalışmada, Li v.d. (2007) tarafından sanal gerçeklik uygulamaları için iki serbestlik dereceli yarı-aktif haptik joystick geliştirilmiştir. MRS temelli joystick kardan mekanizmasından oluşmuştur ve iki disk şekilli MRS temelli yarı-aktif eyleyici kullanılmıştır. Her bir MRS temelli yarı-aktif eyleyici 78 mm çaplı diske sahiptir ve direnç kuvveti olarak 10 Nm gücünde tork üretmektedir. Bu çalışmada MRS temelli sistemlerde görülen histeri yani manyetik alan kalktıktan sonra hala manyetikleşmiş demir parçacıklardan dolayı oluşan gecikmeli tepki için model temelli kontrol sistemi de geliştirilmiştir.

Daha önceki çalışmalarda karşılaşılan MRS temelli yarı-aktif eyleyicilerin tersine, şenkal ve Gurocak (2009) ilk çok serbestlik derecesine sahip küresel MRS temelli yarı-aktif eyleyici sistemi geliştirmiştir. Küresel MR freni de denilebilecek sistem haptik uygulamalarda güç geri bildirimini iletiminde kullanılmaktadır. Küresel MR freni aktive edildiğinde dönele serbestlik derecelerini kısıtlayabilir ya da kilitleyebilir. şenkal ve Gurocak birkaç sanal gerçeklik uygulamalarıyla haptik alanında küresel MR freninin uygulanabilirliğini test etmiştir. Bu sanal gerçeklik uygulamalarında, kullanıcılara haptik sistemi üzerinde otomobilde vites değiştiriyormuş hissi iletilmiştir.

Yukarıda özetlenen çalışmalardaki ortak sorun yapışma sorunudur. Bu durum tek eksenli bir sistem üzerinden şu şekilde açıklanabilir: kullanıcıya bir yönde kuvvet iletilmek istendiğinde kullanıcının diğer yöne gitmesi de engellenir ve ancak konum algılayıcının yeterli ters yönde hareketi algılaması sayesinde veya fazladan bir tork/kuvvet algılayıcısı kullanılarak bu yapışma sorunu giderilebilir. MRS temelli yarı-aktif eyleyiciler dışında MRS haptik cihazlarda kavrama sistemi olarak bir elektrik motoru ile beraber de kullanılmıştır. Bunlara örnek olarak (Yamaguchi v.d., 2005), (An ve Kwon, 2008), (Senkal ve Gurocak, 2011), (Song v.d., 2014) ve (Rossa v.d., 2014) yayınlarında yer alan çalışmalar gösterilebilir. Yapılan çalışmalarda yapışma sorunu yaşanmaması için ek bir eyleyici (pnömatrik veya elektrik motoru) kullanılmış veya MRS sadece kavrama sistemi olarak geliştirilmiştir. Bu projede geliştirilen yarı-aktif eyleyici sistemi ise fazladan bir eyleyiciye gereksinim duyulmadan yapışma sorununun üstesinden gelinerek sadece tek yönde fren yaparak diğer yönde serbest hareket izin verilebilmiştir.

MRS temelli yarı-aktif eyleyici sistemler için alınmış patentler de mevcuttur. Biggadike (2006) tarafından geliştirilen haptik cihaz şekil 2.2'de resmedilmiştir. Bu haptik cihaz eyleyici sistem olarak bir motor ve bir çift MRS kavrama sistemi içermektedir. Kavrama sistemleri devamlı sabit bir devirde dönele motor hareketini seğılebilir olarak iki yönde de iletmek için kullanılmıştır. Proje kapsamında eyletim sistemi olarak iki adet tek yönde kavrama sağlayan ve diğer yönde harekete izin veren MRS temelli yarı-aktif eyleyici sistemi geliştirilmiştir ve sadece istenilen

Shafer ve Kermani (2010) çoklu disk yapısına sahip MRS temelli kavrama sistemi geliştirmiştir. Şekil 2.4'te gösterilen bu sistemde giriş ve çıkış şaftı çoklu disklerden oluşmaktadır. Bu disklerin arasında bulunan MR sıvısının viskozitesinin değişimi ile tork iletimi gerçekleşmektedir. Ayrıca sistemde bulunan birden fazla sensor sayesinde manyetik alan kuvveti ölçülmekte ve geri bildirim sağlanmaktadır. Proje kapsamında geliştirilen fren sistemi benzer bir şekilde çoklu disk yapısına sahiptir. Önerilen sistemde giriş şaftı kilitli rulman ile döner silindire mafsallanmıştır. Silindirik rotora bağlı bulunan iç diskler ve gövdeye bağlı bulunan dış disk arasında MR sıvısı bulunmaktadır. MR sıvısı üzerine manyetik alan etki ettiğinde sadece çoklu disk yapısı ile değil ayrıca silindirik rotor ile direnç torku üretimi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.4. Çoklu disk yapısına sahip MR kavrama sistemi (Shafer ve Kermani, 2010)

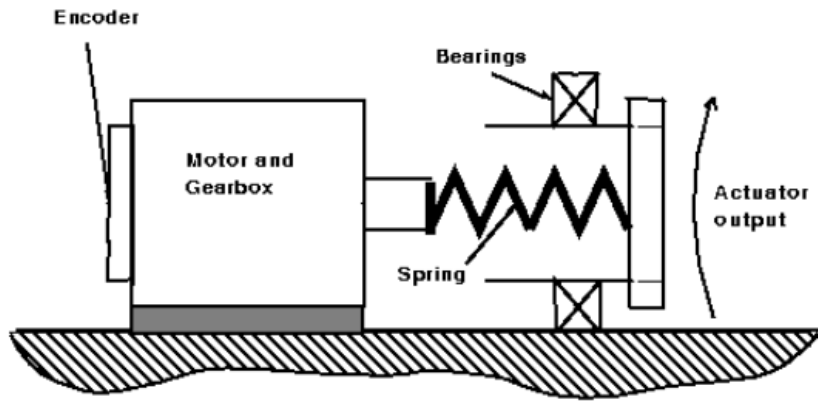
2.6 Robot Mafsallarının Pasif Direngenlik Kontrolü Çalışmaları

Pasif direngenlik kontrolü mekanik veya elektromekanik olmak üzere kendi içinde iki gruba ayrılır. Bu konu aynı zamanda kendinden (doğal) uyumlu eyleyiciler olarakta literatürde adlandırılmaktadır (Vanderborght v.d., 2013). Sadece mekanik unsurların yardımıyla geliştirilen eyleyicilerde, ancak sabit direngenlik elde edilebilir. Bu mekanizmaların tasarımı için iki seçenek sunulmaktadır. İlk olarak, robotun uç noktası ile motorlar arasında doğal olarak esnekliği değiştirilebilen elemanlar (yaylar) konumlandırılabilir ya da direngenlik bir mekanizma yardımıyla değiştirilir. Söz konusu tasarımlar, robotun çalışacağı çevrenin çok iyi bilindiği uygulamalarda kullanılmaktadır.

Bir diğer seçenek olan elektromekanik aktüatörlerle elde edilen direnç kontrolünde, robotun çıkış dirençliği uygulama esnasında çevreye uyumlu bir şekilde değiştirilebilmektedir. Sonuç olarak ta, bahsi geçen aktüatörler farklı uygulamalarda kullanılabilme olanağına sahiptir.

2.6.1 Sabit Dirençlik

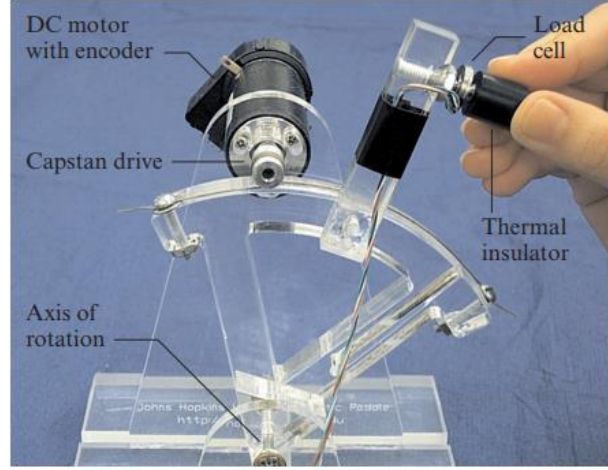
Bu kategoride en yaygın olarak bilinen bir tasarım örneği seri elastik eyleyicilerdir (Williamson, 1995).



Şekil 2.5. Seri elastik eyleyici tasarımı (Williamson, 1995)

Bu mekanizmaların temel avantajı ise, sistemde kullanılan yaylar sayesinde ani beklenmedik çarpışmalar sönlümlenebilmektedir. Direnç kontrolü de, Şekil 2.5'te gösterilen yayların sıkıştırılma mesafesini bir motor yardımıyla değiştirerek gerçekleştirilmektedir.

Alternatif olarak, kapstan sürücüler, sabit dirençlik istenen uygulamalarda kullanılmaktadır. Bu sürücülerdeki dirençlik değişimi, giriş ve çıkış şaftlarındaki yarıçap farkından dolayı oluşmaktadır. Hareket, etrafına bir kablo sarılmış olan giriş şaftından, yarıçapı bu şafttan daha büyük olan çıkış şaftına aktarılır. Böylece, giriş ve çıkış milleri arasında bir redüksiyon oluşur ve çıkış kuvveti, düşük atalet ve yüksek gerisürülebilirlik sağlanarak artırılır.



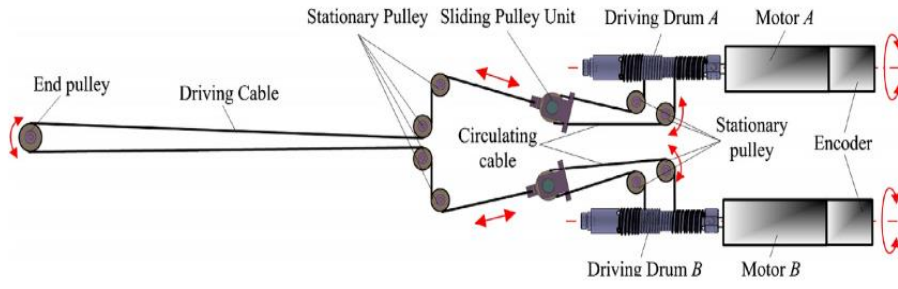
Şekil 1.6. Eğitim amaçlı kullanılması için üretilmiş bir kapstan sürücü örneği (Okamura v.d., 2005)

Birçok empedans tipine sahip haptik cihazların eyleyicilerinde, kapstan sürücü kullanılır. En çok bilinen örnekleri, Phantom Sensable Technologies (3D Systems, 2018) ve Force Dimension (Force Dimension, 2018) cihazlarıdır.



Şekil 2.7. Phantom premium sensible technologies (Geomagic, 2016)

Yukarıda bahsedilen tasarımlara ek olarak, medikal uygulamalarda kullanılması için geliştirilmiş (Şekil 2.8) kapstan sürücülerine de literatürde rastlanmıştır (Li v.d., 2018).



Şekil 2.8. Medikal uygulamalarda kullanılması için tasarlanmış bir kapstan sürücü (Li v.d., 2018)

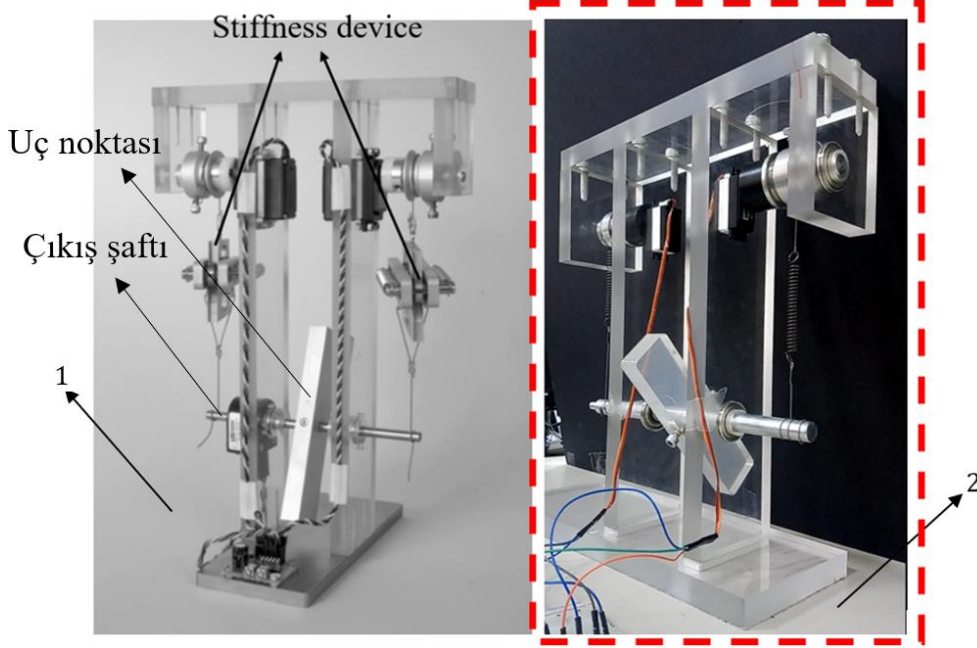
2.6.2 Değişken Direngenlik

Bu bölümde, çıkış direngenliği elektromekanik bir sistem yardımıyla değiştirilebilen eyleyiciler ele alınmıştır.

Antagonistik Yay ve Antagonistik Motorlu Tasarımlar

Bu kategorideki eyleyicilerde, çıkış direngenliği ve pozisyonu bağımsız bir şekilde değiştirilebilmektedir. Aynı zamanda da, söz konusu mekanizmaların insanlarla birlikte ya da iyi modellenmemiş çevre koşulları altında da çalıştırılabilmesi için, ani darbeleri sönümleyebilme kabiliyeti de mevcuttur.

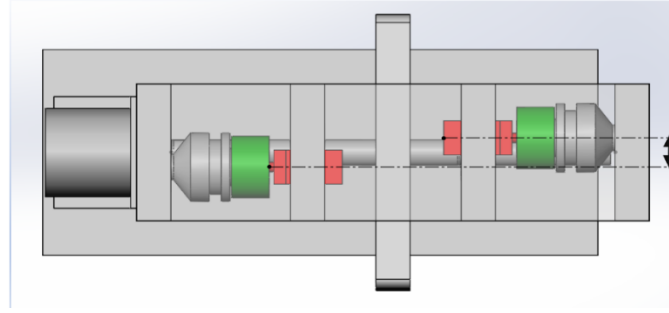
İlk tasarımda, çıkış torku (direngenliği), Şekil 5 te gösterilen özgün yay mekanizması (ing: stiffness device) üzerinde konumlandırılmış lineer çekme yaylarının sıkıştırma mesafesi değiştirilerek elde edilir. Tasarımda lineer çekme yayları kullanılarak, lineer bir direngenliğe ulaşılması hedeflenir. Ancak, bahsi geçen özgün yay mekanizmasında kullanılan yayların uçlarının bağlanmış olduğu tekerlekler doğrusal olmayan bir yörüngede (Şekil 2.9) hareket eder. Bu durumun sonucu olarak ta elde edilen çıkış direngenliği doğrusal bir karakteristiğe sahip olmaz.



Şekil 2.9. (1) Biyolojik yapılardan esinlenilerek tasarlanmış bir değişken direngenliğe sahip mafsalsal tasarımı (Migliore v.d., 2005) (2) Orijinal tasarım ile aynı özelliklere sahip olan prototip

Tasarımın çalışma prensibi değerlendirildiğinde, Şekil 2.9'dan da anlaşılacağı üzere, iki adet servo motor ve makara, mekanizmanın sağında ve solunda konumlandırılmıştır. Söz konusu eyleyicinin ve genel olarak literatürde bahsedilen değişken direngenliğe sahip mafsalların çalışma prensiplerini anlayabilmek için, orijinal eyleyicinin aynısı üretilmiştir. Bu üretim Şekil 2.9'da (2) yazılarak işaretlenmiştir. Çalışma prensibi aşağıda maddeler halinde yazılmıştır:

- Mekanizmadaki servo motorlar, karşılıklı ve eksantrik olarak monte edildiği için, çıkış pozisyonu ve direngenliği birbirinden bağımsız bir şekilde değiştirilebilir. Eyleyicinin temel tasarım özelliği budur. Üst görünüşün belirtildiği Şekil 2.10'dan da bu eksantriklik gözlemlenebilir.
- Çıkış direngenliğini değiştirmek için, motorlar ters yönde döndürülmelidir. Diğer yandan, çıkış pozisyonu için ise, motorlar aynı yönlü olarak sürülmelidir.
- Motorlar ile çıkış şaftı arasındaki bağlantı ise, bir çelik kablo yardımıyla sağlanmaktadır. Çıkış direngenliğinin ölçümü için de, çıkış şaftının bağlı olduğu uç noktasının pozisyonu dışarıdan bir etki ile bozulur ve aynı zamanda da söz konusu çelik halatın gerginliği ölçülür. Bunlara ek olarak, yayların sıkışma mesafesini hesaplayabilmek için çıkış şaftının pozisyon değişimi de ölçülmelidir.

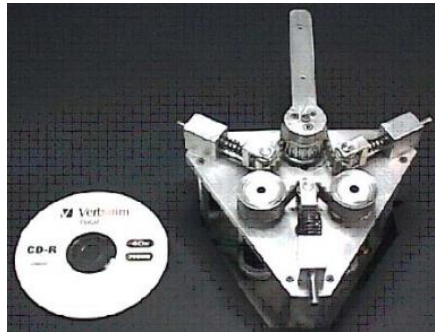


Şekil 2.10. Üç boyutlu modellenmiş mekanizmanın üst görünümü

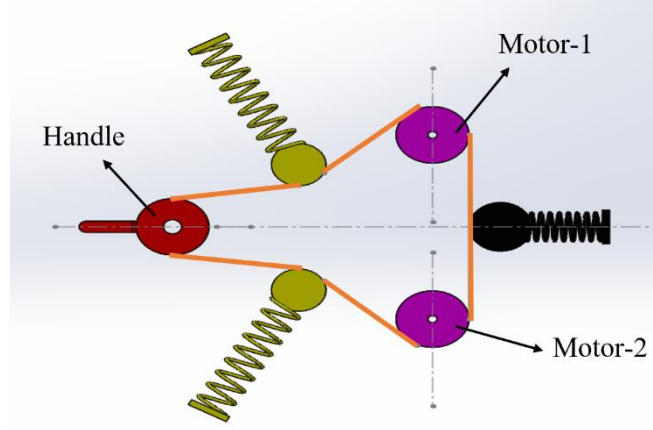
Bu eyleyicilerin sınıflandırılmasında antagonistik kelimesinin yer almasının sebebi şudur:

Bir insanın bacaklarında ve kollarında agonist ve antagonistik kas grupları yer almaktadır. Örnek olarak bir insan, kolunun direngenliğini değiştirmeden açısal pozisyonunu değiştirdiği zaman, hedeflenen yöne bağlı olarak, ya agonist kas grubu gevşer antagonist kasılır, yada tam tersi zıt yön için gerçekleşir. Direngenlik değişimi için ise, kaslar gerilir ve bu durum kolun mafsalının etrafına sarılmış olan tendonları etkiler. Benzer çalışma prensibi, yukarıda anlatılan mekanizma da uygulanmıştır (Laffranchi v.d., 2009).

Bu kategoride geliştirilen bir sonraki tasarım, çapraz olarak birleştirilmiş (ing: cross-coupled variable stiffness actuators) değişken direngenliğe sahip eyleyicilerdir (Şekil 2.11). Bu mekanizmaların üç boyutlu modellenmiş çizimi Şekil 2.12’de verilmiştir. Bu çizimde, motorlar mor ile, iki avare makara sarı ile, çıkış kolu (Şekil 2.12’de handle olarak yazıldı) kırmızı ile, üçüncü avare makara siyah ile ve triger kayışı turuncu ile belirtilmiştir. Motorlar, geri sürülebilir doğru akım motorlarıdır ve pozisyon kontrolü ile sürülmüştür. Yaylar ise lineerdir (Tonietti v.d., 2005, Vanderborght v.d., 2013).



Şekil 2.11. Çapraz olarak birleştirilmiş değişken direngenliğe sahip bir eyleyici tasarımı (Tonietti v.d., 2005)



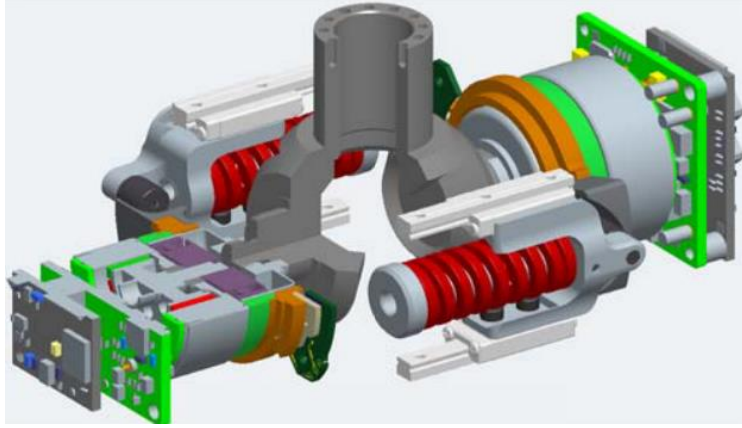
Şekil 2.12. Çapraz olarak birleştirilmiş değişken direngenliğe sahip bir eyleyicinin üç boyutlu modeli

Mekanizmanın çalışma prensibi aşağıda adım adım anlatılmıştır:

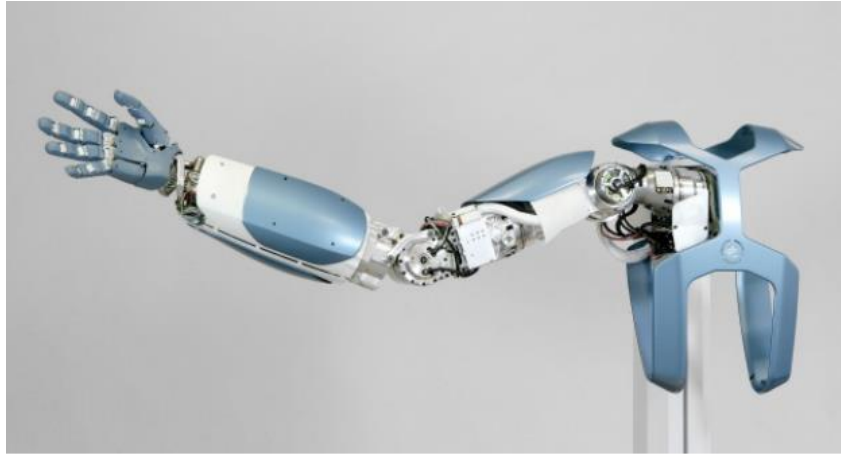
- Söz konusu mekanizma antagonistik olarak adlandırıldığı için, tasarımın ana özelliği bir önceki eyleyici ile aynıdır. Başka bir deyişle, motorlar aynı yönde sürülürse çıkış pozisyonu değişir iken, tersi yöndeki dönüş çıkış direngenliğini ayarlamaktadır.
- Çıkış direngenliği minimum seviyesine getirildiği zaman, Şekil 2.12’de yazılmış olan iki adet sarı ile gösterilmiş yay gergin değildir. Bu durumda, Motor-1 STY (saatin tersi yönü) döndürülmüş olup, Motor-2 SY (saat yönü) döndürülmüştür. Bu hareketin sonucu olarak, triger kayışında sarkma gözlenir. Bu durumu önlemek için, üçüncü bir yay sisteme eklenmiştir.

Bir diğer eyleyici örneği ise, iki yönlü antagonistik değişken direngenliğe sahip eyleyicilerdir (ing: bidirectional antagonism variable stiffness actuators) ve Şekil 2.13’te gösterilmiştir. İki adet söz konusu eyleyici DLR Hand-arm (Grebenstein v.d., 2011) sistemlerinde kullanılmıştır (Şekil 2.14).

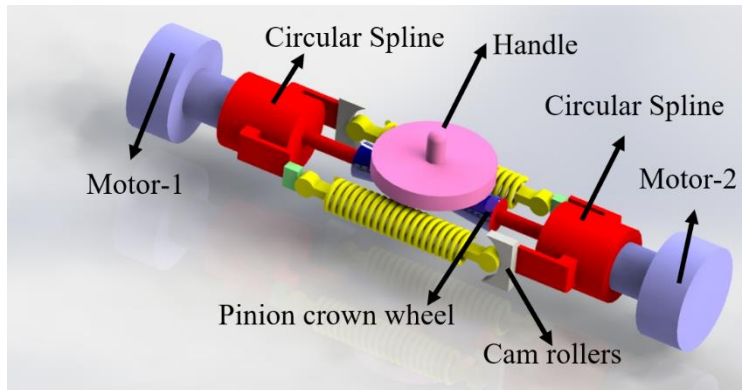
Bu tasarımda, iki adet pozisyon kontrolü uygulanan doğru akımlı motor, iki adet harmonik sürücü, yaylar, yayları sıkıştırmak için tasarlanmış kam şeklinde iki adet flanş (Şekil 2.15’te cam rollers olarak yazıldı), ayna mahrutu mekanizması (Şekil 2.15’te pinion-crown wheel olarak yazıldı) ve bir çıkış kolu kullanılmıştır.



Şekil 2.13. İki yönlü çalıştırılabilen antagonistik yapıya sahip değişken direngenlikli bir eyleyici (Grebenstein v.d., 2011)



Şekil 2.14. DLR Hand-arm sistemleri (Grebenstein v.d., 2011)



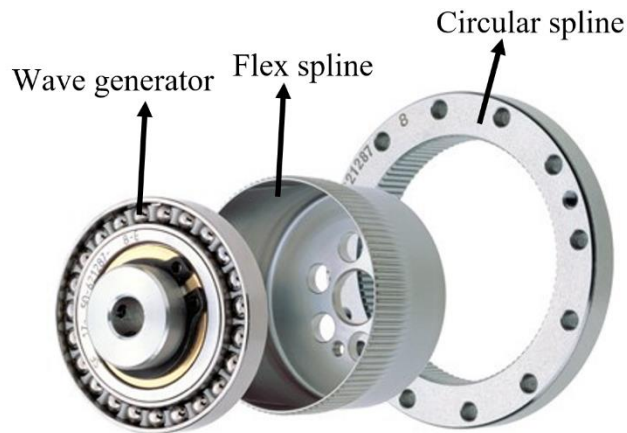
Şekil 2.15. İki yönlü çalıştırılabilen antagonistik yapıya sahip değişken direngenlikli bir eyleyicinin üç boyutlu modeli

Bahsi geçen mekanizmanın çalışma prensibini açıklamadan önce, ilk olarak harmonik sürücünün çalışma şeklinin anlatılmasında fayda vardır.

Harmonik sürücü üç elemandan oluşmaktadır. Bunlar dalga üreticisi, esnek oval dişli ve çember dişlidir (Şekil 2.16). Standart bir kullanımda, dalga üreticisi, elips şeklinde olup sistemin tahrik olduğu şaft ile birleştirilmiştir. Çıkış şaftı, çember dişli ile ya da esnek oval dişli ile bağlanabilir. Esnek oval dişlinin, burma yönündeki direngenliği yüksek olup radyal (yarıçapsal) yöndeki direngenliği düşüktür. Böylece, dalga üreticisini esnek oval dişlinin içerisine monte ederek elips şeklini alması sağlanır. Bunlara ek olarak, esnek oval dişlinin diş sayısı çember dişlinin diş sayısından iki diş az olduğundan dolayı, dalga üreticisi çember dişli ile esnek oval dişli arasında bağlı bir harekete neden olur. Dolayısıyla, örnek olarak dalga üreticisi 100 tur dönüş yaparsa, çember dişlinin aradaki diş sayısının farkından dolayı 1 tur yapması sağlanmış olur. Farklı aktarma oranları için farklı tipte harmonik sürücüler bulunmaktadır. Hedeflenen uygulamaya bağlı olarak, uygun kategoride olanı seçilebilir.

Daha önce bahsedildiği üzere, harmonik sürücüye iki farklı şekilde çıkış şaftı bağlanabilir. Şöyle ki, birincil seçenek olarak esnek oval dişli sabitlenip çember dişliden çıkış alınabilir, ya da çember dişli sabitlenip esnek oval dişli den çıkış alınabilir. Söz konusu iki yönlü antagonistik değişken direngenliğe sahip eyleyici de ilk seçenek çıkış direngenliğini değiştirmek için uygulanmıştır, ikinci seçenek ise çıkış pozisyonunu ayarlamak için kullanılmıştır. Mekanizmanın çalışma prensibi aşağıda adım adım anlatılmıştır:

- Anlatılan mafsalsal, antagonistik yapıya uygun olarak tasarlanmıştır. Dolayısıyla, Motor-1 ve Motor-2 nin aynı yöndeki hareketi çıkış pozisyonunu değiştirirken, ters yöndeki dönüşleri çıkış torkunu ayarlamaktadır (Petit et al., 2010).



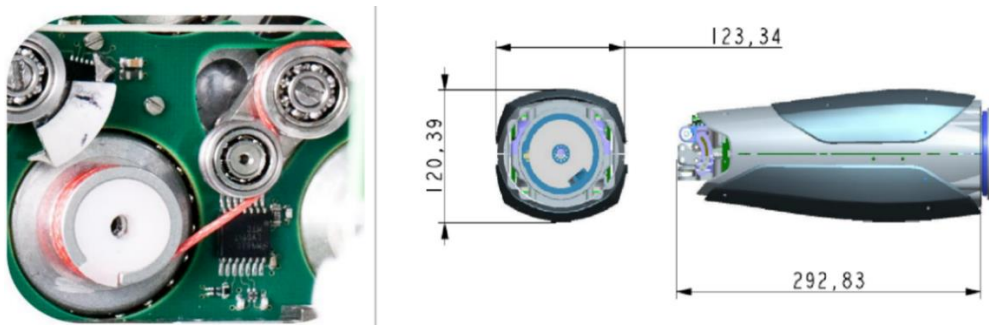
Şekil 2.16. Harmonik sürücü (www.harmonicdrive.com)

- Kullanılan yaylar doğrusal rulmanlar aracılığıyla yataklanmıştır ve sabitlenmiştir.
- Çıkış direngenliğini değiştirmek için, her elemanın dönüş yönleri aşağıdaki örnek bir çalışma için anlatılmıştır.

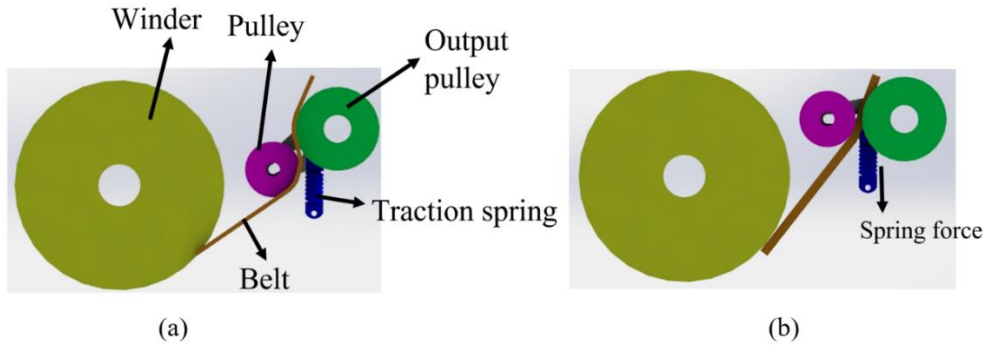
Mekanizmanın sol tarafında (Şekil 2.15) monte edilmiş Motor-1 i STY yönünde çevirelim. Böylece, harmonik sürücünün çalışma prensibinden dolayı çember dişli de aynı yönde dönmüş olur. Mekanizmanın sağ tarafı ele alındığında, Motor-2 SY döner ve çember dişli de, bu motorla aralarındaki temas tan dolayı, Motor-2 ile aynı yönde dönmüş olur. Bu süreç boyunca, ayna mahrutinin tasarımda yer almasından dolayı, çıkış kolunun (Şekil 2.15'te handle olarak yazıldı) hareketi engellenir. Bu periyotta, yaylar kam flanşının şeklinden dolayı doğrusal rulmanlar üzerinde sıkıştırılır ve çıkış kolunun direngenliği, yayların sıkıştırılma mesafesine bağlı olarak değiştirilir.

Özet olarak; motorlar ters yönde sürüldüğünde, her bir motora monte edilmiş olan harmonik sürücünün çember dişlileri, yayları sıkıştırır. Buna bağlı olarak ta çember dişli ile esnek oval dişli arasındaki temas tan dolayı, çıkış kolunun direngenliği artar. Daha sonra, eğer Motor-1 ve Motor-2 aynı yönde döndürülürse, çıkış kolu yüksek direngenlikle hareket eder.

Bu kategorideki bir diğer tasarım, “esnek antagonistik yay elemanı (ing: flexible antagonistic spring)” olarak adlandırılmıştır. Mekanizma; bir kasnak ile birleştirilmiş motor (Şekil 2.18’de winder olarak yazıldı), iki makara, bir zemine sabitlenmiş çekme yayı, bir taşıyıcı flanş ve triger kayışından oluşmaktadır (Şekil 2.17). Bahsi geçen eyleyici, çapraz bağlanmış değişken direngenliğe sahip tasarımın geliştirilmiş versiyonudur. 19 adet esnek antagonistik yay elemanı DLR Hand-arm sisteminde kullanılmıştır (Grebenstein v.d., 2011). İki farklı çalışma koşulu Şekil 2.18’de sunulmuştur.



Şekil 2.17. DLR Hand-arm sistemleri (Grebenstein v.d., 2011)



Şekil 2.18. Esnek antagonistik yay elemanı üç boyutlu modeli (a) Direngenliğin düşük olduğu durum (b) Direngenliğin yüksek olduğu durum

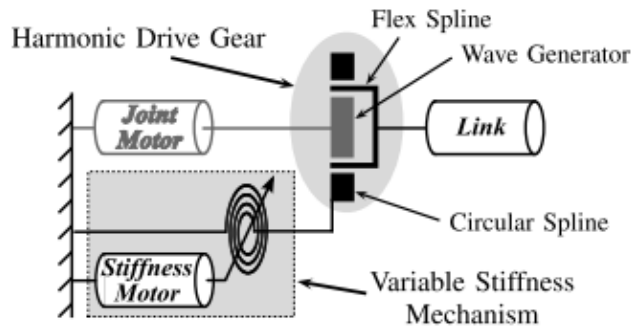
Mekanizmanın çalışma prensibi aşağıdaki gibidir:

- Düşük direngenlik elde edilmesi için, kasnak STY döndürülmelidir. Böylece, triger kayış gevşer ve çekme yayının yapısından dolayı taşıyıcı flanş zemine yaklaşır.
- Yüksek direngenlik için ise, kasnak SY döndürülmelidir. Bu nedenle de, triger kayış yayı çekmeye zorlar ve triger kayışın gerginliği artar.

Bağımsız Motorlu Antagonistik Yaylar

Bu kategoride, direngenlik ve pozisyon değişimi, birbirinden bağımsız iki ayrı motor aracılığı ile sağlanır. Başka bir deyişle, direngenlik ve pozisyon ayarlanmasını birbirine bağlayan arada ortak bir mekanizma bulunmamaktadır.

İlk tasarımda, aktarma için bir harmonik sürücü kullanılmıştır. Ek olarak, değişken direngenlikli mekanizma, çıkış direngenliğini arttırmak ya da azaltmak için ve güvenli bir insan-robot etkileşimi gerçekleştirmek için, harmonik sürücü ve mafsalin bağlı olduğu sabit zemin arasında konumlandırılmıştır.

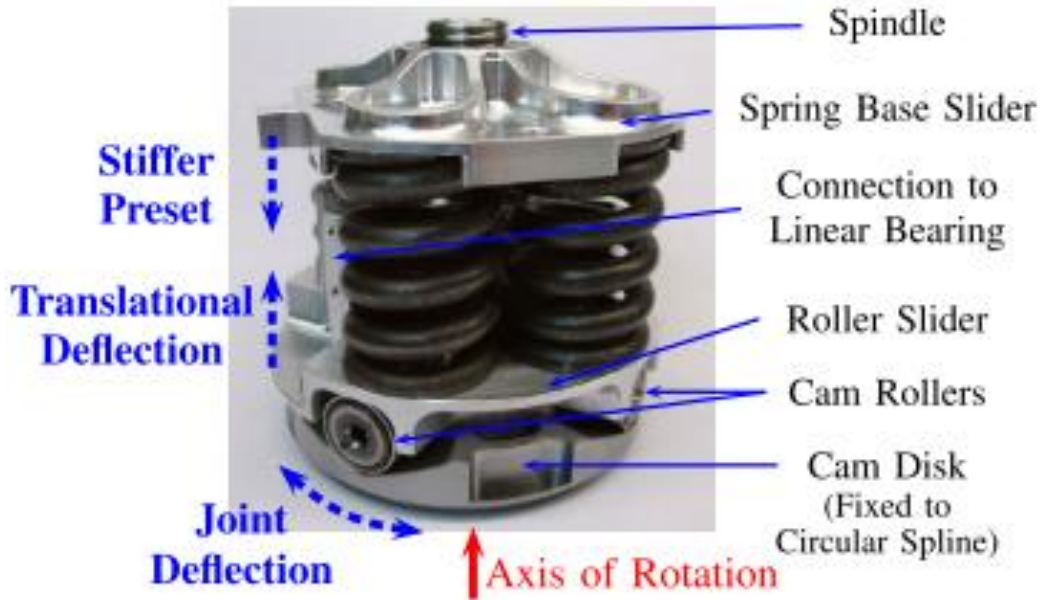


Şekil 2.19. Değişken direngenlikli mafsal (Wolf v.d., 2008)

Şekil 2.19’da direngenliğin değiştirildiği direngenlik değişim motoru (ing: stiffness motor) ve eyleyicinin pozisyon değişimi için kullanılan mafsal motoru (ing: joint motor) belirtilmiştir. Ek olarak, söz konusu mekanizma, pozisyon değişimi ve direngenlik değişimini bağımsız olarak değiştirebilme kabiliyetine sahiptir.

Bir başka tasarımda ise, lineer rulmanlar üzerinde konumlandırılmış yaylar, uçlarından iki adet kam tekerleği (ing: cam rollers) ile monte edilmiştir. Bu tekerlekler, kam şeklindeki flanşların üzerinde yuvarlanarak yayların sıkışma mesafesini değiştirir (Şekil 2.20). Mekanizmanın çalışma prensibi aşağıdaki gibidir:

- Harmonik sürücünün genel çalışmasında, çember dişli sabittir. Fakat, bu tasarımda çember dişli döndürülmüş olup, esnek oval dişli sabitlenmiştir. Daha önce de bahsedildiği gibi, harmonik sürücüde iki farklı konfigürasyon elde etmek mümkündür.
- Direngenlik motoru, çember dişli ve kam flanşı ile birleştirildiği için, hepsi beraber dönerler. Daha sonra, kam tekerlekleri kam flanşının üzerinde hareket eder ve yayları lineer doğrultuda sıkıştırır. Dolayısıyla, yaylar kam flanşına ve çember dişliye kuvvet uygular. Aynı kuvvet esnek oval dişliye de iletilir çünkü bu iki eleman arasında temas sürekli sağlanmaktadır. Böylece, mafsalın direngenliği artmış olur.
- Çıkış pozisyonunu değiştirmek için ise, mafsal motoru çıkış şaftını döndürür. Böylece, pozisyon ve direngenlik bağımsız bir şekilde ayarlanabilir.

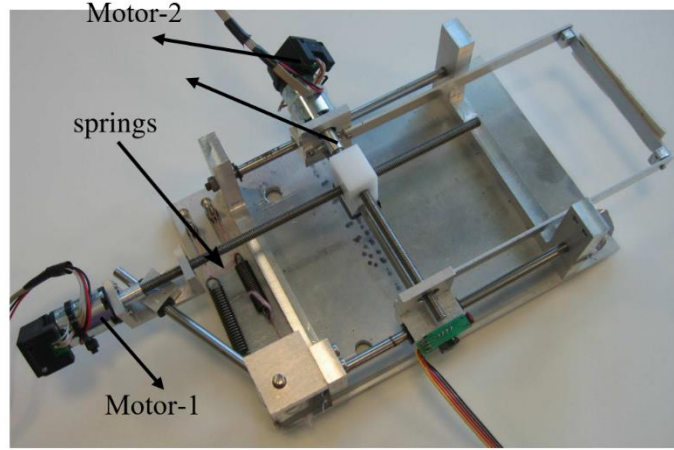


Şekil 2.20. Değişken direngenlikli mafsal (Wolf v.d., 2008)

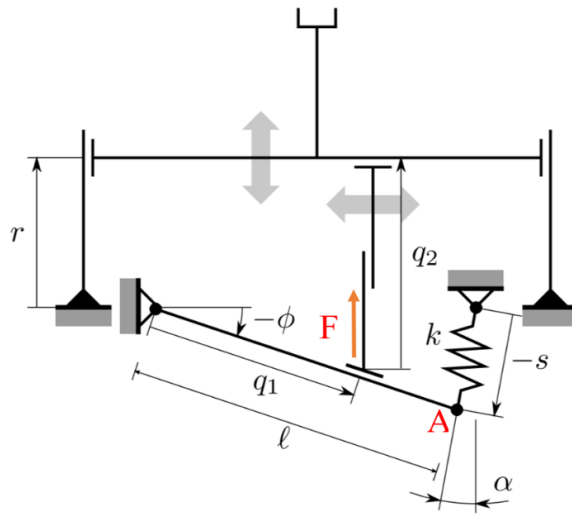
Kuvvet Kolu Yardımıyla Elde Edilen Değişken Direngenlikli Eyleyiciler

Bu tasarımda, iki adet pozisyon kontrolü uygulanan doğru akımlı motor kullanılmıştır (Şekil 2.21). İki adet lineer yay, öteleme yönündeki direngenliği değiştirmek için mekanizma da yer almıştır (Visser v.d., 2013). Tasarımın çalışma prensibi aşağıda belirtilmiştir.

Eğer motor q_1 (pozisyon değişim parametresi) değerini arttırmak ya da azaltmak yönünde sürülürse, q_2 yönündeki ötelenme direngenliği değiştirilir. Şöyle ki, q_1 in azaltılması, A noktası etrafındaki momentin artmasına yol açacağı için, q_2 yönündeki ötelenme direngenliğinin artmasına yol açar. Tersi durumda ise, bahsi geçen ötelenme direngenliği azalacaktır.



Şekil 2.21. Kuvvet kolu yardımıyla elde edilen değişken direngenlikli eyleyici (Visser v.d., 2013)

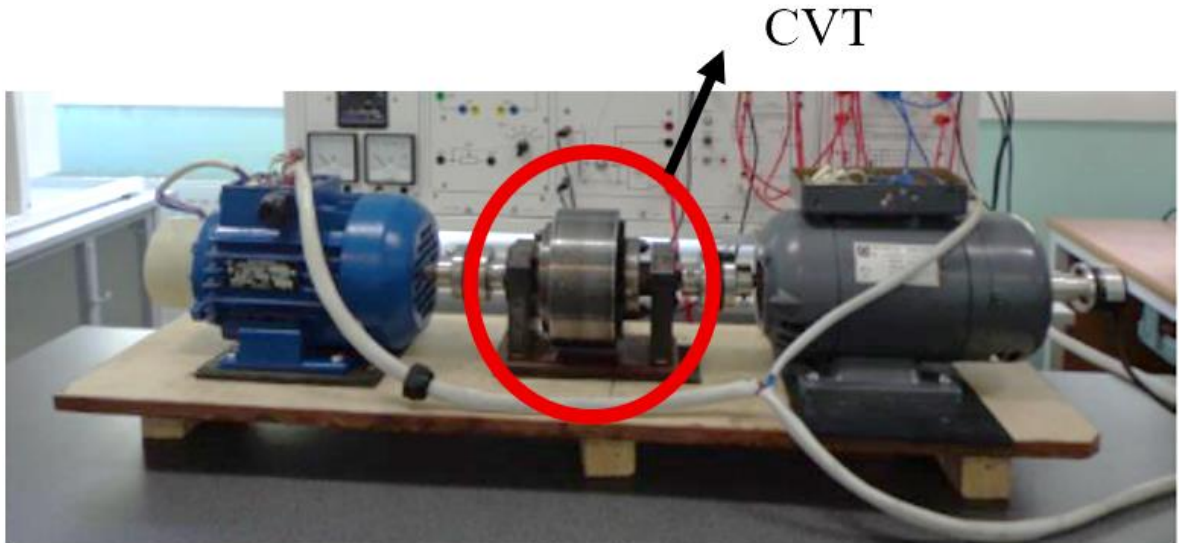


Şekil 2.22. Kuvvet kolu yardımıyla elde edilen değişken direngenlikli eyleyicinin iki boyutlu çizimi (Visser v.d., 2013)

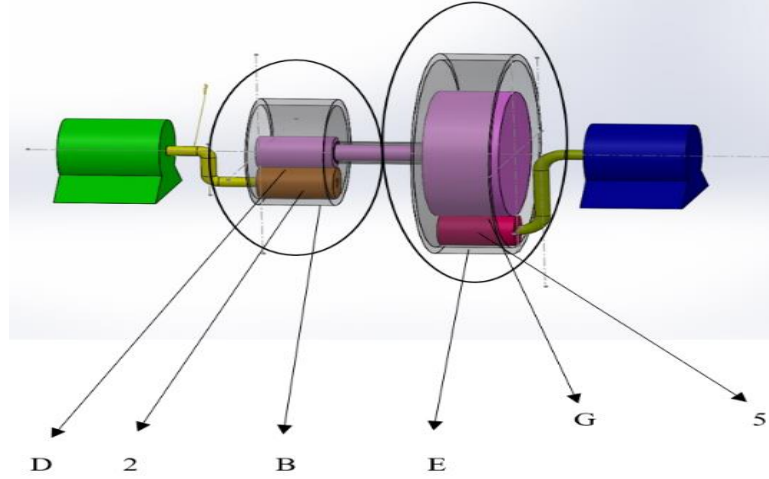
Sürekli Değişken Aktarma (SDA) Sistemleri

Son olarak, bu bölümde SDA tasarımları ele alınacaktır. Bu mekanizmaların temel avantajı, çıkış torkunu belirli sınırlar arasında kademesiz bir şekilde değiştirebilmeleridir.

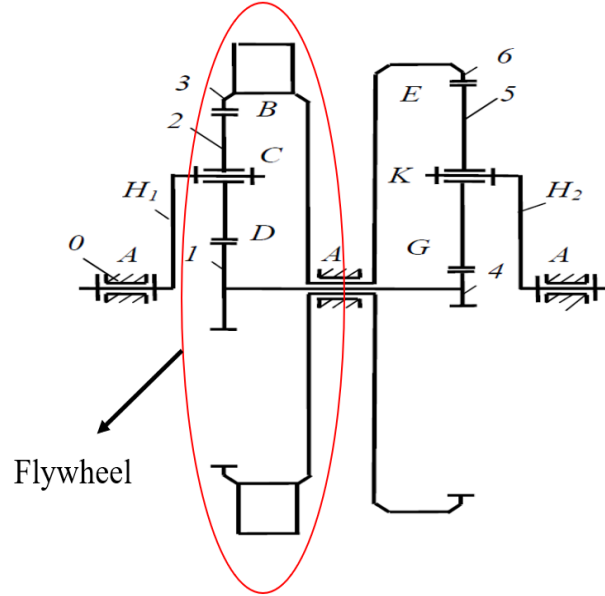
Sunulan ilk tasarım, güneş dişli sistemi tabanlı bir mekanizmadan oluşmaktadır (Ivanov et al., 2012). Aynı zamanda, adaptif bir aktarma sistemi olarak ta adlandırılmaktadır (Şekil 2.23). Mekanizma, giriş taşıyıcısı (Şekil 2.25'te H_1 ile belirtildi) ve çıkış taşıyıcısı (Şekil 2.25'te H_2 ile belirtildi) olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır (Şekil 2.25). Söz konusu aktarma sisteminin çalışma prensibinin net bir şekilde anlaşılması için, üç boyutlu modeli Şekil 2.24'te gösterilmiştir. Giriş ve çıkış taşıyıcıları sarı ile belirtilmiştir. Elektrik motoru yeşil ile, çıkış şaftına değişken yük verilmesini sağlayan eleman (ing: electric generator) mavi ile, dışı dişli olan şaft mor ile ve ikinci güneş dişli (ing: satellite-2) kahverengi ile (sistemin giriş kısmında) gösterilmiştir. Son olarak, beşinci planet dişli (ing: satellite-5) pembe ile sistemin çıkış kısmında gösterilmiştir.



Şekil 2.23 Bir sürekli değişken aktarma sistemine ait deney kurulumu (Ivanov v.d., 2014)



Şekil 2.24. Sunulan tasarımın üç boyutlu çizimi



Şekil 2.25. Sunulan tasarımın iki boyutlu gösterimi (Ivanov v.d., 2014)

Bahsi geçen adaptif sürücü sisteminin başlama, çalıştırma ve durma olmak üzere üç çalışma koşulu vardır. Başlama evresinde, elektrik motoru sıfırdan istenilen hız değerine ulaşincaya kadar döndürülür. Mekanizmanın çalışma prensibi aşağıda belirtilmiştir:

- Giriş taşıyıcısına M_{H1} torku elektrik motoru tarafından uygulanır.
- Şekil 21 de gösterilen (2) numaralı dişli (ing: planet-2) (3) numaralı ve (1) numaralı dişlileri dönmeye zorlar fakat söz konusu dişlilerin mekanizmanın çıkış kısmında da temas ettiği diğer dişliler mevcuttur. Çıkış kısmında tasarlanan dişlilerin yarıçapının (5 numaralı dişli) giriş kısmında tahrik verilen dişlilerinin (1 numaralı dişli) yarıçapından

büyük olmasından dolayı, (2) numaralı dişli (1) numaralı ve (3) numaralı dişlileri döndüremez ve tüm sistem beraber dönmeye başlar. Dişli sisteminde herhangi bir iç hareket gözlenmez. Başka bir deyişle, sanki Şekil 20 de belirtilmiş olan G, E, B ve D iç bağlantı noktaları, birbirine kaynaklanmış gibi düşünülebilir. Böylece, giriş taşıyıcısının açısal hızı, çıkış taşıyıcısının açısal hızına eşittir $\omega_{H1} = \omega_{H2}$. Aynı şekilde, giriş ve çıkış momentleri de eşittir $M_{H1} = M_{H2}$.

- Aslında, sistem iki serbestlik derecesine sahiptir. Ancak, sisteme bir kısıtlama ekleyerek tek serbestlik derecesine düşürülür. Dolayısıyla da, mekanizmaya sadece bir giriş tanımlayarak, gerekli hesaplamalar yapılabilir.

Bu çalışma aralığı, sistem belirli bir hıza ve torka ulaşana kadar devam eder. Bu işlem sırasında, sistem kinetik enerji biriktirir. Dışarıdan uygulanacak olan engelleme torku, bu başlatma rejimini beklemeden sisteme uygulanırsa, sistem düşük enerjiden dolayı durur. Bu durumun daha iyi anlaşılması için, sanayii den bazı örneklerde verilebilir. Eksantrik bir pres makinesi çalıştırıldığında, operatör belirli bir süre beklemelidir. Bu aralıkta, presin volanı enerjisi biriktirir. Operatör beklemezse, uygulanan baskı parçayı sıkıştırır ancak çalışmasını tamamlayamaz ve kendini kilitlet. Aynı durum, yukarıda bahsedilen SDA sisteminin başlangıç rejimi için geçerlidir.

Çalıştırma evresinin detayları aşağıda belirtilmiştir:

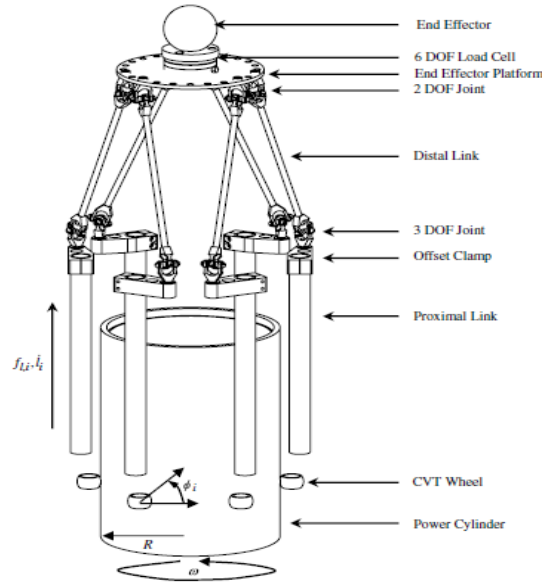
- Çıkış şaftına kademeli olarak tork (M_{H2}) uygulanır. Bu esnada, sisteme verilen giriş torku (M_{H1}) değiştirilmez. Böylece, başlama evresinde uygulanan kısıtlama kaldırılmış olur.
- Sisteme iki giriş verilerek (M_{H1} ve M_{H2}), mekanizma iki serbestlik derecesine sahip olur ve dişli sisteminde iç hareket (5 ve 2 numaralı dişlilerin hareketi) başlar.
- Belirli bir limite kadar, aktarma sistemi adaptif bir şekilde uygulanan yüke uyum sağlar.
- Söz konusu üst limit aşıldığı zaman, durma evresi başlar ve bu periyodun detayları aşağıda belirtilmiştir.

Durma evresi:

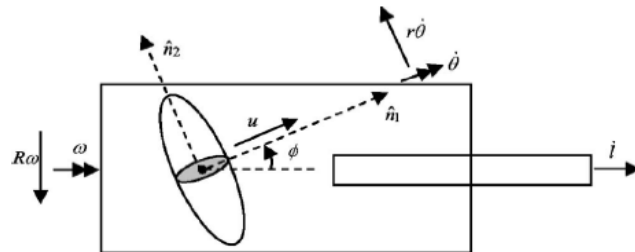
- Çalıştırma evresinde, (5) numaralı dişli hem dönme hem de öteleme hareketi yapıyordu. Fakat durma rejiminde, bahsi geçen dişli öteleme hareketini aşırı yükten dolayı gerçekleştiremez ve sadece avare olarak kendi ekseni etrafında döner. Bunun sonucu olarak ta, dönüş hızı daha öncesine göre giderek artar çünkü öteleme hareketine harcanan enerji artık dönme hareketi için kullanılmaktadır.

- (5) numaralı dişlinin hızı arttığı için, birbirine bağlı olan (1) ve (4) numaralı güneş dişliler ve (3) ve (6) numaralı dişlilerin hızları da daha önceki sahip olduğu hızlara göre yüksek seviyelere ulaşır. Ancak, giriş hızı (ω_{H1}) ve momenti (M_{H1}) aynı değerde kalır.
- (2) numaralı dişli, hızını artırarak (1) numaralı dişli etrafında dönmeye ve ötelenmeye devam eder. (2) numaralı dişlinin ötelenme hızı sisteme elektrik motoru tarafından uygulanan giriş hızının sabit olmasından dolayı değişmez.
- Bir önceki adım da yazılan işlemi gerçekleştirerek, sistem kendini aşırı yüklemeye karşı kilitleyemez.

Bir sonraki SDA tasarımı cobot olarak adlandırılmaktadır ve haptik uygulamalarda kullanılmaktadır (Faulring v.d., 2007) (Şekil 2.26). Direngenlik değişimi, sürtünme kuvveti esaslı olarak yapılmaktadır.



Şekil 2.26. Cobot tasarımı (Faulring v.d., 2007)

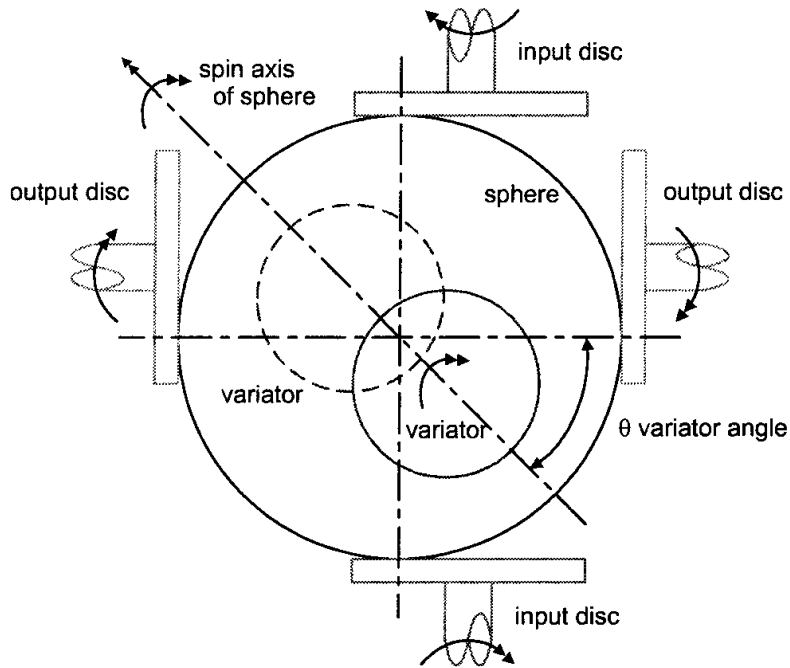


Şekil 2.27. Sürtünme tekerleklerinin yan görünüşü (Faulring v.d., 2007)

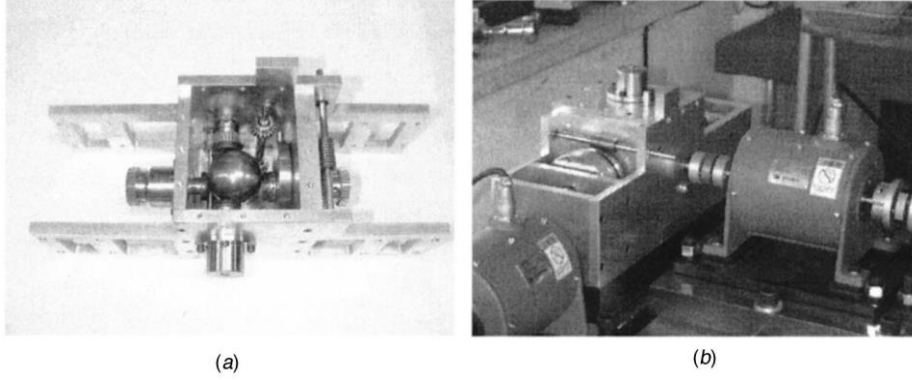
Mekanizmanın çalışma prensibi aşağıdaki gibidir:

- Sürtünme tekerlekleri, yalpalama ve yönelme olmak üzere iki serbestlik derecesine sahiptir (Şekil 2.27).
- Bağlanma noktasına yakın olan uzuv (ing: proximal link), taşıyıcı yardımıyla yukarı veya aşağı yönde ötelenir.
- Direngelik değişimi istenildiğinde, güç silindiri (ing: power cylinder) döndürülür ve sürtünme tekerleklerinin istenilen direngeliğe göre açısı değiştirilir. Böylece, direngelik değişimi ϕ açısına bağlı olarak ayarlanır (Şekil 2.27).
- Eğer $\phi = 0$ şeklinde bir ayarlama yapılırsa, bağlanma noktasına yakın olan uzuv sürtünme tekerleğinin tasarımından dolayı öteleme hareketinin tamamen durmasına neden olur. Diğer yandan, $\phi = \pi/2$ şeklinde bir yönlendirme olursa, bağlanma noktasına yakın olan uzuv güç silindirinden tamamen ayrılır. Bu durumdan kaçınmak için $\phi = \pi/2$ yönlendirmesi yapılmaz.

Yukarıda bahsedilen SDA sistemlerine ek olarak, küresel SDA sistemleri (ing: spherical continuously variable transmission system) literatürde tespit edilmiştir (Kim et al., 2002). Bu çalışmada, iki çıkış diski, iki giriş diski ve bir sürtünme yüzeyine sahip varyatör bir küre ile sürekli temas halindedir. Küre, varyatör ve disklerin arasındaki sürtünme kuvveti yardımıyla, aktarma sağlanır (Şekil 2.28).



Şekil 2.28. Küresel bir sürekli değişken aktarma sistemi (Kim v.d., 2002)



Şekil 2.29. Küresel bir sürekli değişken aktarma sisteminin test kurulumu (Kim v.d., 2002)

Giriş ve çıkış diskleri, küre ile noktasal temas sağlamaktadır. Kürenin dönüş ekseninin konumunu ayarlayarak, çıkış hızı ve torku değiştirilebilir (Şekil 2.29).

2.6.3 Robot Mafsallarının Pasif Direngenlik Kontrolü Çalışmalarına Dair Değerlendirmeler

Bu bölümde literatürde tespit edilen farklı tipteki değişken direngenliğe sahip eyleyiciler ele alınmıştır. Avantajları ve dezavantajları incelenmiştir. Biyolojik yapılardan esinlenilerek tasarlanan eyleyicilerde çıkış direngenliği ve pozisyonu, herhangi bir motor akım kontrolü uygulanmadan, servo motorlar ve özgün yay sistemi yardımıyla ayarlanır (Migliore v.d., 2005). Buna ek olarak, açık çevrimli kontrol algoritması kullanılır ve mekanizma olası ani şokları sönümleme kabiliyetine sahip olup, güvenli bir insan-robot etkileşimini mümkün kılar. Söz konusu eyleyicide direngenlik değişimi pasif olarak sağlandığı için, kararlılık garanti edilmiş olur. Öteki taraftan, eyleyicinin çalışma alanı, servo motor kullanımından dolayı limitlidir. Ayrıca da, özgün yay tasarımındaki sürtünme kayıplarından dolayı, servo motorların bir miktar enerjisi bu yolda harcanır. Bunlara ek olarak, özgün yay tasarımında bir yay kullanıldığı için, sistemin modellenmesi bir zorluk oluşturur.

Çapraz olarak birleştirilmiş değişken direngenliğe sahip eyleyicilerin temel avantajı, çıkış şaftının istenilen herhangi bir pozisyonda çalıştırılabilmesidir. Bir önceki tasarımdaki gibi, çalışma alanında herhangi bir limit yoktur. Ancak, triger kayışı sürekli olarak makaralarla ve motorlarla temas halindedir (Tonietti v.d., 2005, and Vanderborgh v.d., 2013). Bu yüzden de, triger kayışına sürekli bir yük etki eder. Dolayısıyla, belli periyotlar da değiştirilmesi gerekmektedir.

İki yönlü antagonistik değişken direngenliğe sahip eyleyicilerin temel avantajı, mekanizmada kullanılan harmonik sürücünün yüksek aktarma oranlarına çıkabilmesini mümkün kılmasıdır. Dezavantajı ise, ani beklenmedik çarpışmalara karşı harmonik sürücü dayanıklı değildir (Ishida v.d., 2006). Bunlara ek olarak, ayna mahrutu mekanizması mekanizmaya ekstra atalet eklenmesine sebep olur. Böylece de, gerisürülebilirlik azalır (Ishida v.d., 2006). Ayrıca, giriş motorundan elde edilen tahriki ayna mahrutu sayesinde 90 derece çıkış koluna iletmek, bazı uygulamalarda sorunlara yol açabilir. Başka bir deyişle, motorların ve çıkış şaftının eksenleri, söz konusu tasarımda aynı doğrultuda değildir.

Bağımsız motorlu antagonistik yaylar, tasarımlarında kullanılan yaylar sayesinde ani şokları sönümlenme özelliğine sahiptir. Ayrıca, diğer tasarımlara göre daha küçük olduğu için uygulama alanı daha geniştir (Wolf v.d., 2008; Grebenstein v.d., 2011). Diğer taraftan, direngenliği değiştiren motor, mafsalın içinde konumlandırıldığından dolayı, ekstra atalet yaratılmasına sebep olur. Gerisürülebilirlik bu durumdan olumsuz olarak etkilenir.

Kuvvet kolu yardımıyla elde edilen değişken direngenlikli eyleyiciler, ani şokları sönümlenme özelliğine sahip olup, çıkış pozisyonu ve direngenliğini de bağımsız olarak ayarlama kapasitesine sahiptir. Ayrıca, diğer tasarımlara nazaran daha kolay bir mekanik yapıya sahiptir. Bununla birlikte, moment uzunluğu olarak adlandırılan, somun vidasının bağlantı noktası ile yatak arasındaki mesafe, dönme ekseninden uzağa yerleştirildiği için, reaksiyon kuvvetleri vida somununu bükme yönünde zorlamaktadır. Dolayısıyla da, bu durum yayların doğru bir şekilde gerdirilmesini mümkün kılmaz ve ϕ açısının hassas bir şekilde ayarlanabilmesini engeller (Visser v.d., 2011). Son olarak ta, mekanizma diğer mekanizmalara nazaran geniş hacim kapladığı için, uygulama alanı kısıtlıdır.

Güneş dişli sistemi esaslı SDA mekanizmaları da direngenlik değişimini mekanik olarak değiştirme potansiyeline sahiptir. Ayrıca, olası aşırı yüklere karşı sistem durma periyoduna girer ve bu durum mafsalı doğal bir şekilde (ing: inherently) korur. Bunlara ek olarak, nispeten mekanik tasarımı diğerlerinden daha basittir. Dolayısıyla, kinematik ve kuvvet analizleri kolay bir şekilde ele edilebilir. Diğer taraftan, çıkış direngenliği ve pozisyonu bağımsız olarak ayarlanamaz. Buna ek olarak, mekanizma güneş dişli sistemi esaslı olduğu için, dişlilerin ataletleri daha önce sunulan tasarımlardan daha fazladır. Böylece, kullanıcı bu söz konusu ataleti cihazı yönlendirirken hisseder ve insan-robot etkileşiminde kullanılması açısından bu durum bir engel oluşturabilir.

Cobot mekanizması ele alındığında, yönlendirilen sürtünme tekerleği istenilen direngenlik değerinin elde edilmesi için, hassas bir şekilde kontrol edilmelidir (Kim v.d., 2002). Buna ek

olarak, güç silindiri diğer tasarımlara nazaran büyük bir hacim kapladığı için, tasarımı ağırlaştırır.

Özet olarak, yukarıda bahsedilen tasarımların limitlerini aşabilmek için, bu proje kapsamında özgün bir SDA sistemi geliştirilmiştir. Geliştirilen sistemin tasarımı ve testleri bu sonuç raporunun sonraki bölümlerinde verilmiştir.

3. GEREÇ VE YÖNTEM

Projede kinestetik haptik cihaz mekanizması olarak bir doğrusal hareketli platform (DHP, ing: translational mobile platform) mekanizması olan R-CUBE mekanizması seçilmiştir. Bu sayede cihaz için belirlenen hedeflerde belirtilen 3 serbestlik derecesine sahip 3 ekseninde kuvvet geri bildirimini yapabilen bir haptik cihaz mekanizması geliştirilecektir.

Haptik cihazlarda kuvvet/hareket ilişkisi empedans ile tanımlanır. Empedans, dokunma etkileşimi için gerekli olan bilgiyi içeren veri türüdür. Haptik uygulamanın doğruluğu bu verinin ne kadar iyi ve doğru bir şekilde kullanıcıya aktarıldığına bağlıdır. Bu verinin doğruluğu haptik cihazı oluşturan 3 alt yapının başarımı ile belirlenir. İlk yapı elektrik-elektronik kısımlardır ve bu kısımlar cihazın kontrolü için gerekli kontrol algoritmasını çalıştırır ve cihaza gerekli olan bilgileri gönderir. İkinci yapı elektromekanik kısımdır. Bu kısım motor ve enkoder gibi parçalardan oluşur ve elektrik-elektronik kısımdan gelen sinyallerini fiziksel veriye ya da fiziksel verileri elektriksel sinyallere dönüştüren kısımdır. Son kısım mekanik kısımdır ve motorlardan gelen fiziksel girdileri kullanıcı için gerekli olan kuvvet/hareket çıktısına dönüştürür. Cihazı yüksek başarımda çalışması bu yapıların başarımına bağlıdır. Sonuç raporunun bu bölümünde ilk olarak mekanik kısmın başarımını artırma konusunda kullanılan yöntemler anlatılmaktadır.

Haptik cihazların mekanik kısımları seri, paralel ya da hibrit mekanizmalardan oluşmaktadır. Haptik cihazın yüksek başarımlı olması için bu mekanizmanın yüksek direngenliğe ve düşük ataletle sahip olması gerekmektedir. Ek olarak bunu sağlarken ise kinematik başarımında korunması gerekmektedir. Ancak tüm bu özellikleri aynı anda başarabilmek için bir eniyileme çalışması yapılması gerekmektedir. Çünkü bu özellikler birbiriyle zıt bir ilişki içindedir ve bir özelliğin başarımını arttırmak için diğerlerinden ödün vermek gerekmektedir. Örneğin, bir uzvun kuvvetlere karşı daha direngen olması için ataletinden ödün vererek kalınlığının artırılması ya da kinematik kabiliyetlerinden ödün vererek boyunun azaltılması gerekmektedir. Bu bağlamda yüksek başarımlı bir haptik cihaz tasarımı, bu özelliklerin ne kadar iyi eniyilendiğine bağlıdır.

Eniyileme çalışmasını gerçekleştirmek için cihazın kinematik, direngenlik ve atalet başarımlarını gösteren ölçütlere ihtiyaç vardır. Bu ölçütler kullanılarak bir hedef fonksiyonu oluşturulabilir ve en yüksek başarımlı çıktıyı veren tasarım belirlenebilir. Bu yüzden öncelikle literatürde kullanılan başarımlı ölçütleri detaylı olarak irdelenmiştir. Sorun şu ki, eniyileme süreci için kullanılan başarımlı ölçütleri arasında doğrusal olmayan bir ilişki vardır. Bu yüzden de

geleneksel eniyileme yöntemlerinin kullanılması mümkün değildir. Bu sorunun çözümü için evrimsel algoritma ya da yapay sinir ağları gibi gelişmiş yöntemler kullanılması gerekmektedir. Bu çalışmada evrimsel algoritma olan genetik algoritma kullanılmıştır.

Eniyileme çalışmasında kullanılacak başarımlar ölçütlerini oluşturmak için öncelikle her bir başarımlar ölçütünün ihtiyaç duyduğu matematiksel modeli oluşturmak gerekmektedir. Öncelikle kinematik başarımlar ölçütleri için bir kinematik model çıkarılmıştır. Bunun için her bir seri uzvun kinematik bilgisi hesaplanmış ve devre kapalılık denklemi oluşturulmuştur. Daha sonra ters kinematik çözümlenmesi yapılarak her mafsallın sahip olduğu açı değeri ve manipülatörün bulunduğu konum arasında ilişki kurulmuştur. Daha sonra hız seviyesindeki kinematik ilişkiyi tanımlayan Jakobi matrisi elde edilmiştir. Bu matris hem kinematik hem de diğer başarımlar ölçütleri için en önemli matematiksel modeldir. Kinematik model bilgisayar destekli tasarım programları ile doğrulanmıştır.

Direngenlik başarımlarını hesaplayabilmek için öncelikle bir direngenlik modeli oluşturulması gerekmektedir. Bu modeli oluşturmak için literatürde kullanılan sonlu eleman, yapısal matrisler ve sanal mafsallar yöntemleri incelenmiştir. Bu yöntemler arasında en hızlı çözümü veren sanal mafsallar yöntemi tercih edilmiştir. Bu model manipülatör için sadece uç eyleyiciye gelen kuvvetlerin dahil edildiği “yüklemesiz model” ve uzuvların ağırlığının da direngenlik modeline dahil edildiği “yüklemeli model” için ayrı ayrı oluşturulmuştur. Ayrıca literatürde kullanılan bu model kompozit malzemelerden yapılan uzuvların modellenmesinde de kullanmak için revize edilmiştir. Bu modellerin hesaplanması içinse 3 farklı çözüm algoritması önerilmiştir. Bu çözüm algoritmaları yüksek doğruluk ya da hızlı çözümler üreten algoritmalar olarak sınıflandırılmıştır. Direngenlik modeli sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen bir bilgisayar destekli analiz programıyla doğrulanmıştır.

Atalet başarımlarını hesaplayabilmek cihazın atalet bilgilerini içeren bir matris gerekmektedir. Hem bu matrisi elde etmek hem de doğrulayabilmek için manipülatörün dinamik modeli sanal iş metoduyla elde edilmiştir. Modelin doğrulanması bilgisayar ortamında benzetim ile sağlanmıştır. Ancak bu kısım, sonuç raporunun daha fazla uzamaması için, Ek-2’de verilmiştir.

Tüm bu modeller elde edildikten sonra, başarımlar ölçütleri hesaplanmıştır. Başarımlar ölçütlerinin hesaplanmasında kinematik bilgisi de dahil edildiği için, manipülatörün kritik pozları belirlenmiş ve başarımlar ölçütleri bu pozlarda hesaplanmıştır. Böylece kinematik, direngenlik ve atalet açısından en zayıf noktaların başarımlarını arttırılarak, genel başarımlar artışı sağlanmıştır. Eniyileme her boyutu 120mm’den oluşan kübik bir çalışma uzayı için gerçekleştirilmiştir. Çalışma uzayının boyutuna ek olarak kullanıcı ergonomisi de göz önünde bulundurulmuş ve böylece

kullanıcının cihazla etkileşimi sırasında manipülatörün herhangi bir uzvuyla çakışmadığından emin olunmuştur. Sonuç olarak, eniyileme sonucunda elde edilen çözümler listelenmiş ve cihazın başarımını gösteren grafikler çizdirilmiştir. Bu verilerin sonucunda bizim için en uygun olan çözüm seti seçilmiş ve tasarım belirmemiştir. Elde edilen sonuçlar ve sonuçlar üzerindeki tartışmalar bir sonraki bölüm olan Bulgular ve Tartışmalar bölümünde verilmiştir.

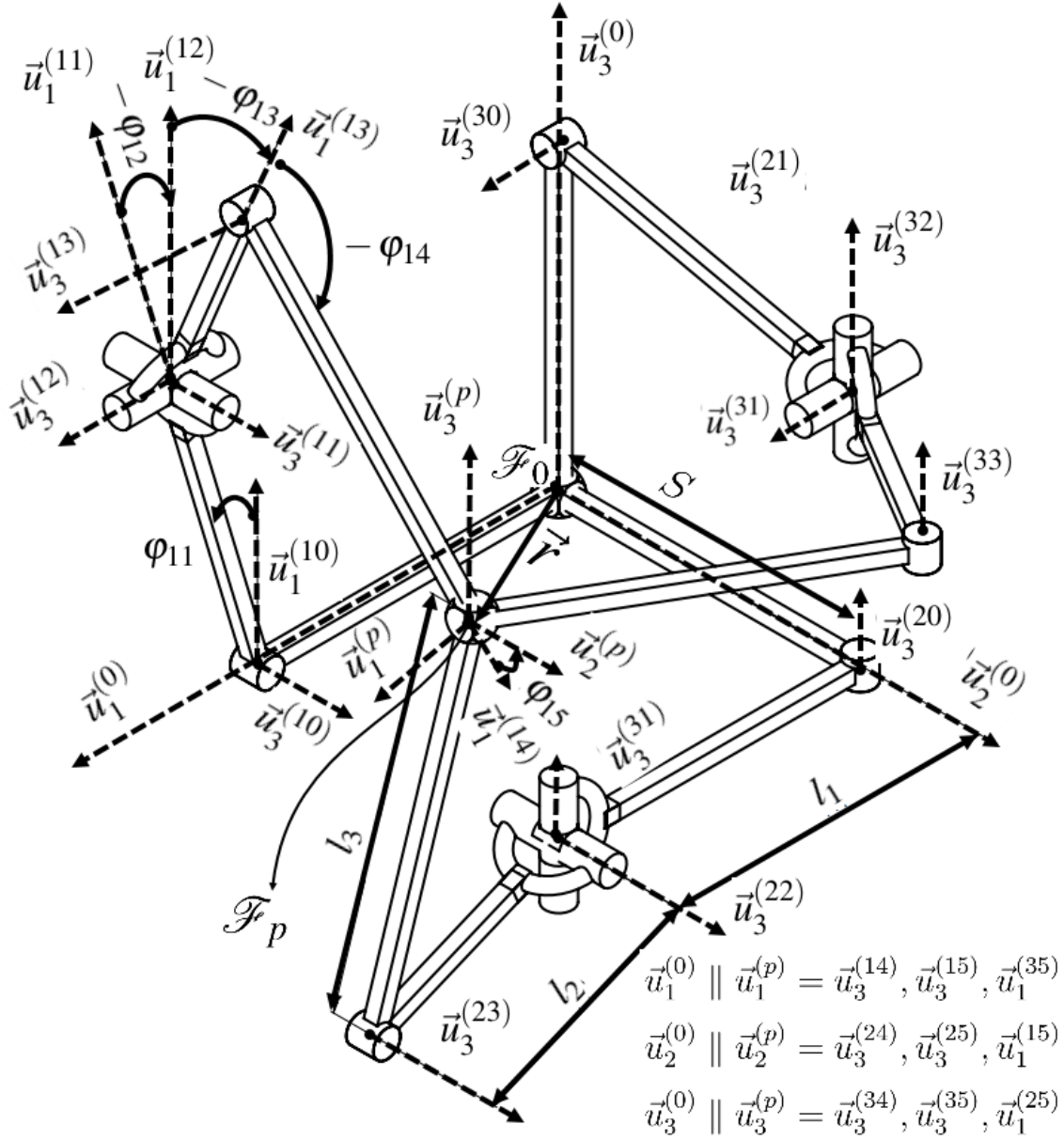
Ayrıca proje kapsamında geliştirilen haptik cihaz bileşenlerine ait tasarım çalışmaları bu bölümde sunulmuştur. İlk olarak yarı-altif eyleyici tasarımı anlatılmıştır. Yarı-aktif eyleyici ve kapstan (ing: Capstan) sürücülü elektrik motoru bileşiminde oluşan eyleyici sistem yapısı da bu bölümde tanıtılmıştır.

Sadece haptik cihazlarda değil diğer insan-robot etkileşimi mekanizmalarının mafsal yapılarında da kullanılabilecek bir direngenliği kontrol edilebilen bir mafsal yapısı geliştirilmiştir. Bu mafsal yapısı sürekli değişken oranlı aktarma sistemi temelli bir yapıdır. Mafsal sisteminin çalışma prensibi ve tasarımına ait bazı bilgiler bu bölümde verilmiştir. Yapılan çalışmaya dair detaylı bilgi Ek-3'te sunulmuştur.

Son olarak projede geliştirilen mekanizmanın ve alt bileşenlerinin kontrüksiyonel tasarımı ve üretim faaliyetleri sunulmuş ve değerlendirilmiştir. Üretim sonrası yapılan üretim doğrulama ölçümlerine dair bilgiler yine bu bölüm dahilinde sunulmuştur.

3.1 R-CUBE Mekanizmasının Kinematik Yapısı

Başarım ölçütleri çoğunlukla Jakobi matrisi kullanılarak elde edilir. Jakobi matrisinin türetilmesi, manipülatörün kinematik analizini gerektirir. Bununla beraber, bir manipülatörün dinamik ve direngenlik modelleri, kinematik analiz sonuçları kullanılarak formüle edilir. Bu nedenle, başarım değerlendirme ve tasarım parametrelerinin belirlenmesi kinematik analiz ile başlamalıdır. Kinematik analiz, hareketli platform ve kaide arasındaki düz ve ters kinematik ilişkisinden oluşur. Başarım ölçütlerinin geliştirilmesinde kullanılmak üzere her iki kinematik analiz de yapılmalıdır.



Şekil 3.1 R-CUBE mekanizmasının kinematik yapısı

Geliştirilen R-CUBE manipülatörünün basit bir taslağını, mekanizmanın kinematik yapısını temsil etmek için gerekli parametreleri ve koordinat eksenlerini gösteren şekil Şekil 3.1'de sunulmuştur. R-CUBE mekanizmasının kullanılmasının bir nedeni, kinematik denklemlerin türetilmesinde diğer paralel mekanizmalara kıyasla basitliğidir. Bir diğer işleri kolaylaştıran tarafı ise, topolojideki simetridir. Bu özellik nedeniyle çoğu zaman seri zincirlerden sadece birini değerlendirmek yeterlidir.

3.1.1 Düz Kinematik Analizi

Mekanizma üç ayrı seri zincirinin bir kombinasyonudur. Bu nedenle, her seri zincirin düz kinematik denklemlerinin hareketli (ing: mobile) platformda bulunan uç noktasında birbirlerine eşit olması gerekir. Şekil 3.1 'de verilen bu seri zincirlerinin başlangıç eksenleri $\vec{u}_1^{(0)}$, $\vec{u}_2^{(0)}$ ve $\vec{u}_3^{(0)}$ 'da bulunur. Manipülâtörün eksenleri sırasıyla 1. 2. ve 3. seri zincirler olarak numaralandırılmıştır. Bu gösterimde, parantez içindeki üst simge, birim vektörün ait olduğu referans eksenini gösterir. Bu birim vektörlerin sütun matrisi temsili, Denklem 3.1'de kendi referans eksenlerinde olduğu gibi gösterilmiştir.

$$\vec{u}_1^{(0/0)} = \vec{u}_1 = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \vec{u}_2^{(0/0)} = \vec{u}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \end{bmatrix}, \vec{u}_3^{(0/0)} = \vec{u}_3 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (3.1)$$

Şekil 3.1 içindeki gösterimi kullanarak, mekanizmanın ileri kinematiğinin formülasyonu, kaide ekseninden her bir seri zincirin başlangıç eksenine ve daha sonra her seri zincirinin başlangıç ekseninden mobil platform eksenine yazılarak elde edilir. Her seri zincirin kaide ve başlangıç eksenleri arası geçiş şu şekilde gösterilmiştir;

$$\begin{aligned} \mathbf{H}^{(0,10)} &= \mathbf{T}_{u1}(S) \mathbf{R}_{u1}(\pi/2) \mathbf{R}_{u3}(-\pi/2) \\ \mathbf{H}^{(0,20)} &= \mathbf{T}_{u2}(S) \\ \mathbf{H}^{(0,30)} &= \mathbf{T}_{u3}(S) \mathbf{R}_{u3}(\pi/2) \mathbf{R}_{u1}(\pi/2) \end{aligned} \quad (3.2)$$

Burada $H^{(0,ij)}$, 4 x 4 homojen dönüşüm matrisini belirtir. Üst karakter (0, ij), 0'dan ij'ye dönüşümü belirtir. S, 0 ekseninden ij eksenine olan mesafedir. i = 1,2,3 incelenen seri zinciri ve j o seri zincirdeki incelenen eksenini gösterir. Denklem 3.3 ve 3.4'te açık bir şekilde verilen matrisler \mathbf{T}_{uk} ve \mathbf{R}_{uk} , k = 1,2,3 için \vec{u}_k eksenini boyunca yapılan ilerlemeyi veya rotasyonu belirtir.

$$\mathbf{T}_{u1}(\psi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \psi \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{T}_{u2}(\psi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & \psi \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \mathbf{T}_{u3}(\psi) = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \psi \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.3)$$

$$\begin{aligned}
\mathbf{R}_{u1}(\varphi) &= \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 \\ 0 & \sin \varphi & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
\mathbf{R}_{u2}(\varphi) &= \begin{bmatrix} \cos \varphi & 0 & \sin \varphi & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\sin \varphi & 0 & \cos \varphi & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \\
\mathbf{R}_{u3}(\varphi) &= \begin{bmatrix} \cos \varphi & -\sin \varphi & 0 & 0 \\ \sin \varphi & \cos \varphi & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{3.4}$$

burada ψ metre biriminden ötelemeyi ve φ radyan biriminden dönmeyi gösterir.

Seri zincirlerin ilk eksenlerini son eksenleri olan hareketli platforma bağlayan kinematik ilişki şu şekilde verilmiştir.

$$\mathbf{H}^{(i0,i1)} = \mathbf{R}_{u3}(\varphi_{i1})\mathbf{T}_{u1}(l_1) \tag{3.5}$$

$$\mathbf{H}^{(i1,i2)} = \mathbf{R}_{u3}(\varphi_{i2})\mathbf{R}_{u1}(-\pi/2) \tag{3.6}$$

$$\mathbf{H}^{(i2,i3)} = \mathbf{R}_{u3}(\varphi_{i3})\mathbf{T}_{u1}(l_2) \tag{3.7}$$

$$\mathbf{H}^{(i3,i4)} = \mathbf{R}_{u3}(\varphi_{i4})\mathbf{T}_{u1}(l_3) \tag{3.8}$$

$$\mathbf{H}^{(i4,i5)} = \mathbf{R}_{u3}(\varphi_{i5}) \tag{3.9}$$

Her seri zincir birbirine bağlandığı zaman φ_{i2} 'den φ_{i5} 'e olan değişkenler birbirine bağımlı hale gelir. φ_{i3} ve φ_{i4} ters kinematik ile çözülür. Ancak, φ_{i2} ve φ_{i5} (φ_{i1} , φ_{i3} , φ_{i4}) değerlerine bağlıdır. Bu yüzden her bir seri zincirdeki çözülmesi gereken değişken sayısı 3'e düşer. Bu yüzden denklem gösterimi aşağıdaki gibi güncellenmiştir.

$$q_{i1} = \varphi_{i1} \tag{3.10}$$

$$q_{i2} = \varphi_{i3} \tag{3.11}$$

$$q_{i3} = \varphi_{i4} \quad (3.12)$$

$$\varphi_{i2} = -\varphi_{i1} \quad (3.13)$$

$$\varphi_{i5} = -(\varphi_{i3} + \varphi_{i4}) \quad (3.14)$$

Her seri zincirin son ekseninden hareketli platformun eksenine rotasyonu şöyledir;

$$\mathbf{H}^{(15,p)} = \mathbf{R}_{u2}(-\pi/2)\mathbf{R}_{u1}(-\pi/2) \quad (3.15)$$

$$\mathbf{H}^{(25,p)} = \mathbf{R}_{u2}(\pi/2)\mathbf{R}_{u3}(\pi/2) \quad (3.16)$$

$$\mathbf{H}^{(35,p)} = \mathbf{I}_{4 \times 4} \quad (3.17)$$

burada p mobil platform eksenini gösterir. \mathbf{I} birim matrisidir. Mobil platform eksenini için tanımlanmış bir öteleme yoktur. Mobil platformun büyüklüğü, her seri zincirin son mafsal eksenlerinin kesiştiği tek bir noktaya düşürülmüştür. Bu nedenle, bu denklemlerdeki mesafe parametresi dikkate alınmamıştır. Bunun sonucu olarak, her seri zincirinin son eksenleri birbiriyle çakışmaktadır.

Kaide ekseninden hareketli platform eksenine olan kinematik dönüşüm şöyledir;

$$\mathbf{H}_i = \mathbf{H}^{(0,i0)} \mathbf{H}^{(i0,i1)} \mathbf{H}^{(i1,i2)} \mathbf{H}^{(i2,i3)} \mathbf{H}^{(i3,i4)} \mathbf{H}^{(i4,i5)} \mathbf{H}^{(i5,p)} \quad (3.18)$$

$$\mathbf{H}_i = \begin{bmatrix} \mathbf{R}_i & \bar{r}_i \\ \mathbf{0}^T & 1 \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

burada \mathbf{R}_i , i inci seri zinciri için 3×3 dönüşüm matrisini gösterir. \bar{r}_i , 3×1 'lik konum vektörüdür. Kinematik kısıtlamalar nedeniyle, mobil platformun konumu, her seri zincirinden hesaplandığında eşit olmalıdır.

$$\mathbf{H}_1 = \mathbf{H}_2 = \mathbf{H}_3 \quad (3.20)$$

R-Cube mekanizması için, mobil platformun rotasyonu her zaman sabittir ve birim matrisine eşittir: $\mathbf{R}_1 = \mathbf{R}_2 = \mathbf{R}_3 = \mathbf{I}_{3 \times 3}$. Sadece mobil platformun konumu değişmektedir. Mobil platformun konumu Denklem 3.21, 3.22 ve 3.23'te verilmiştir.

$$\bar{r}_1 = \begin{bmatrix} r_{11} \\ r_{12} \\ r_{13} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S + l_1 \sin q_{11} \\ -l_2 \sin q_{12} - l_3 \sin (q_{12} + q_{13}) \\ l_1 \cos q_{11} + l_2 \cos q_{12} + l_3 \cos (q_{12} + q_{13}) \end{bmatrix} \quad (3.21)$$

$$\bar{r}_2 = \begin{bmatrix} r_{21} \\ r_{22} \\ r_{23} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} l_1 \cos q_{21} + l_2 \cos q_{22} + l_3 \cos (q_{22} + q_{23}) \\ S + l_1 \sin q_{21} \\ -l_2 \sin q_{22} - l_3 \sin (q_{22} + q_{23}) \end{bmatrix} \quad (3.22)$$

$$\bar{r}_3 = \begin{bmatrix} r_{31} \\ r_{32} \\ r_{33} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_2 \sin q_{32} - l_3 \sin (q_{32} + q_{33}) \\ l_1 \cos q_{31} + l_2 \cos q_{32} + l_3 \cos (q_{32} + q_{33}) \\ S + l_1 \sin q_{31} \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

Burada \bar{r} , mobil platformun pozisyon vektörünü gösterir. Yukarıdaki denklemlerde \bar{r}_1 , \bar{r}_2 ve \bar{r}_3 , \bar{r} vektörünün farklı seri kollar kullanılarak elde edilen r_1 , r_2 , r_3 elemanlarının çözüm kümesidir. Bu çözüm kümeleri içindeki en uygun elemanlar $S + l_1 \sin q_{i1}$ içerenlerdir çünkü sadece 1 adet değişken içerirler. Bu nedenle, mekanizmanın düz kinematiği aşağıdaki şekilde rahatlıkla ifade edilebilir.

$$S + l_1 \sin q_{i1} = r_i \text{ for } i = 1, 2, 3 \quad (3.24)$$

Denklemler 3.21, 3.22 ve 3.23'ün her seri zincirin ileri kinematik formülasyonunun birbirleriyle aynı sırada olduğu görülebilir. Bu nedenle, mekanizmada bir simetri vardır. Simetriden yararlanılarak, seri zincirlerden birinin kinematik olarak tasarlanması, diğer seri zincirlerin de tasarlanması anlamına gelmektedir.

3.1.2 Ters Kinematik Analizi

Denklemler 3.24'te belirtilen q_{i1} , $i = 1, 2, 3$, için hareketli platform konumunu belirleyen açıdır. Denklem 3.24 her eyleyicinin kendi hareket eksenini kontrol ettiğini gösterir. Bu yüzden, ters kinematik şöyle ifade edilebilir;

$$q_{i1} = \arcsin \left(\frac{r_i - S}{l_1} \right) \text{ for } i = 1, 2, 3 \quad (3.25)$$

Denklemler 3.25'i çözünce q_{i1} , q_{i2} ve q_{i3} belirlenebilir. Denklemler 3.21, 3.22 ve 3.23'te yer alan çözüm kümelerinde düz kinematikte kullanılmayan kısımlar kullanılarak aşağıdaki eşitlikler elde edilir.

$$\begin{aligned} l_2 \cos q_{12} + l_3 \cos (q_{12} + q_{13}) &= r_3 - l_1 \cos q_{11} \\ -l_2 \sin q_{12} - l_3 \sin (q_{12} + q_{13}) &= r_2 \end{aligned} \quad (3.26)$$

$$\begin{aligned} l_2 \cos q_{22} + l_3 \cos (q_{22} + q_{23}) &= r_1 - l_1 \cos q_{21} \\ -l_2 \sin q_{22} - l_3 \sin (q_{22} + q_{23}) &= r_3 \end{aligned} \quad (3.27)$$

$$\begin{aligned} l_2 \cos q_{32} + l_3 \cos (q_{32} + q_{33}) &= r_2 - l_1 \cos q_{31} \\ -l_2 \sin q_{32} - l_3 \sin (q_{32} + q_{33}) &= r_1 \end{aligned} \quad (3.28)$$

Yukarıda bahsi geçenler tekrar düzenlenerek tek bir jenerik denklem elde edilir.

$$\begin{aligned} l_2 \cos q_{a2} + l_3 \cos (q_{a2} + q_{a3}) &= r_c - l_1 \cos q_{a1} \\ l_2 \sin q_{a2} + l_3 \sin (q_{a2} + q_{a3}) &= -r_b \end{aligned} \quad (3.29)$$

a, b ve c'nin seçimi aşağıdaki sırayla yapılmıştır.

$$\text{Çözüm kümesi 1} \rightarrow [a = 1, b = 2, c = 3] \quad (3.30)$$

$$\text{Çözüm kümesi 2} \rightarrow [a = 2, b = 3, c = 1] \quad (3.31)$$

$$\text{Çözüm kümesi 3} \rightarrow [a = 3, b = 1, c = 2] \quad (3.32)$$

q_{a3} çözümü şu şekilde elde edilir:

$$\begin{aligned} (r_c - l_1 \cos q_{a1})^2 &= (l_2 \cos q_{a2} + l_3 \cos (q_{a2} + q_{a3}))^2 \\ (-r_b)^2 &= (l_2 \sin q_{a2} + l_3 \sin (q_{a2} + q_{a3}))^2 \\ (r_c - l_1 \cos q_{a1})^2 + (-r_b)^2 &= l_2^2 \cos^2(q_{a2}) + l_3^2 \cos^2(q_{a2} + q_{a3}) \\ &\quad + 2l_2l_3 \cos(q_{a2}) \cos(q_{a2} + q_{a3}) \\ &\quad + l_2^2 \sin^2(q_{a2}) + l_3^2 \sin^2(q_{a2} + q_{a3}) \\ &\quad + 2l_2l_3 \sin(q_{a2}) \sin(q_{a2} + q_{a3}) \\ (r_c - l_1 \cos q_{a1})^2 + (-r_b)^2 - l_2^2 - l_3^2 &= 2l_2l_3 [\cos(q_{a2}) \cos(q_{a2} + q_{a3}) \\ &\quad + \sin(q_{a2}) \sin(q_{a2} + q_{a3})] \end{aligned} \quad (3.33)$$

Denklemler düzenlendiğinde:

$$\cos q_{a3} = \frac{(r_c - l_1 \cos q_{a1})^2 + (-r_b)^2 - l_2^2 - l_3^2}{2l_2l_3} \quad (3.34)$$

$$\begin{aligned} \sin(q_{a3}) &= \sigma \sqrt{1 - \cos^2(q_{a3})} \\ q_{a3} &= \text{atan}_2(\sin(q_{a3}), \cos(q_{a3})) \end{aligned}$$

Yukarıdaki q_{a3} çözümündeki genel ifade $\sigma = \pm 1$ olarak yer alır. Ancak mekanizmanın konfigürasyonunda insan eli ile mekanizmanın uzuvlarının çarpışmaması için (-) çözüm kullanılmıştır. Geri kalan denklemler kullanılarak q_{a2} çözümü aşağıdaki gibi elde edilir:

$$\begin{aligned} \cos q_{a2} &= \frac{l_2(r_c - l_1 \cos q_{a1}) + l_3(r_c - l_1 \cos q_{a1}) \cos q_{a3} - l_3 r_b \sin q_{a3}}{l_2^2 + l_3^2 + 2l_2l_3 \cos q_{a3}} \\ \sin q_{a2} &= \frac{-l_2 r_b - l_3 r_b \cos q_{a3} - l_3(r_c - l_1 \cos q_{a1}) \sin q_{a3}}{l_2^2 + l_3^2 + 2l_2l_3 \cos q_{a3}} \end{aligned} \quad (3.35)$$

$$q_{a2} = \text{atan}_2(\sin q_{a2}, \cos q_{a2})$$

3.1.3 Jakobi Matrisi

Denklemler 3.24'te belirtilen denklem sistemi, farklı değişkenlerin bir fonksiyonu olarak gösterilebilir.

$$\bar{r} = \bar{f}(\bar{q}_m) = \bar{g}(\bar{q}_i) \quad (3.36)$$

burada \bar{q}_m aktif eklemlerin vektörünü belirtir. \bar{q}_i , bir seri zincirindeki mafsalsal değişkenlerinin vektörüdür. Vektörlerin tanımı Denklem 3.37 içinde verilmiştir.

$$\bar{q}_m = \begin{bmatrix} q_{11} \\ q_{21} \\ q_{31} \end{bmatrix}, \bar{q}_i = \begin{bmatrix} q_{i1} \\ q_{i2} \\ q_{i3} \end{bmatrix} \text{ for } i = 1, 2, 3 \quad (3.37)$$

Düz kinematik denkleminin zamana göre türevinin alınması ile, aktif eklemler için Jakobi matrisi elde edilir. Türevin formülasyonu, Denklem 4.3'te gösterilmiştir.

$$\frac{d\bar{r}}{dt} = \frac{\partial \bar{f}(\bar{q}_m)}{\partial \bar{q}_m} \frac{d\bar{q}_m}{dt} \quad (3.38)$$

Dolayısıyla R-CUBE mekanizmasının Jakobi matrisi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\frac{\partial \bar{f}(\bar{q}_m)}{\partial \bar{q}_m} = \mathbf{J}_m = \begin{bmatrix} l_1 \cos q_{11} & 0 & 0 \\ 0 & l_1 \cos q_{21} & 0 \\ 0 & 0 & l_1 \cos q_{31} \end{bmatrix} \text{ ve } \dot{\bar{q}}_m = \begin{bmatrix} \dot{q}_{11} \\ \dot{q}_{21} \\ \dot{q}_{31} \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

burada \mathbf{J}_m ve $\dot{\bar{q}}_m$ Jakobi matrisini ve mafsalsal hızlarını içeren vektörü göstermektedir.

\mathbf{J}_m , eyleyici hareketi ve mobil platform hareketi arasındaki ilişkiyi vermesine rağmen sistemin tüm mafsalsal ve uzuvlarının hareketini temsil etmemektedir. Bu nedenle, her seri zincir için ayrı ayrı Jakobi matrisi, özellikle direngenlik ve dinamik modelleri için gereklidir.

Pasif mafsallar içeren düz kinematik denklemi kullanılarak, her seri zincir için Jakobi matrisi aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\frac{d\bar{r}_i}{dt} = \frac{\partial \bar{g}(\bar{q}_i)}{\partial \bar{q}_i} \frac{d\bar{q}_i}{dt} \quad (3.40)$$

$$\dot{\bar{r}}_i = \mathbf{J}_i \dot{\bar{q}}_i \quad (3.41)$$

$$\mathbf{J}_i = \begin{bmatrix} \frac{\partial r_{i1}}{\partial q_{i1}} & \frac{\partial r_{i1}}{\partial q_{i2}} & \frac{\partial r_{i1}}{\partial q_{i3}} \\ \frac{\partial r_{i2}}{\partial q_{i1}} & \frac{\partial r_{i2}}{\partial q_{i2}} & \frac{\partial r_{i2}}{\partial q_{i3}} \\ \frac{\partial r_{i3}}{\partial q_{i1}} & \frac{\partial r_{i3}}{\partial q_{i2}} & \frac{\partial r_{i3}}{\partial q_{i3}} \end{bmatrix} \text{ ve } \dot{\bar{q}}_i = \begin{bmatrix} \frac{dq_{i1}}{dt} \\ \frac{dq_{i2}}{dt} \\ \frac{dq_{i3}}{dt} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q}_{i1} \\ \dot{q}_{i2} \\ \dot{q}_{i3} \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

burada \mathbf{J}_i , $\dot{\bar{q}}_i$ ve t sırasıyla Jakobi matrisini, eklem hızı sütun matrisini ve zamanını belirtir. Her seri zinciri için Jakobi matrislerinin son hali aşağıdaki gibidir;

$$\mathbf{J}_1 = \begin{bmatrix} l_1 \cos q_{11} & 0 & 0 \\ 0 & -l_2 \cos q_{12} - l_3 \cos(q_{12} + q_{13}) & -l_3 \cos(q_{12} + q_{13}) \\ -l_1 \sin q_{11} & -l_2 \sin q_{12} - l_3 \sin(q_{12} + q_{13}) & -l_3 \sin(q_{12} + q_{13}) \end{bmatrix} \quad (3.43)$$

$$\mathbf{J}_2 = \begin{bmatrix} -l_1 \sin q_{21} & -l_2 \sin q_{22} - l_3 \sin(q_{22} + q_{23}) & -l_3 \sin(q_{22} + q_{23}) \\ l_1 \cos q_{21} & 0 & 0 \\ 0 & -l_2 \cos q_{22} - l_3 \cos(q_{22} + q_{23}) & -l_3 \cos(q_{22} + q_{23}) \end{bmatrix} \quad (3.44)$$

$$\mathbf{J}_3 = \begin{bmatrix} 0 & -l_2 \cos q_{32} - l_3 \cos (q_{32} + q_{33}) & -l_3 \cos (q_{32} + q_{33}) \\ -l_1 \sin q_{31} & -l_2 \sin q_{32} - l_3 \sin (q_{32} + q_{33}) & -l_3 \sin (q_{32} + q_{33}) \\ l_1 \cos q_{31} & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

Kinematik kısıtlamalar nedeniyle, mobil platform hızının tüm seri zincirler için eşit olması gerekir. Bu ilişkinin kullanılmasıyla aşağıdaki eşitlik sağlanabilir.

$$\mathbf{J}_i \dot{\bar{q}}_i = \mathbf{J}_m \dot{\bar{q}}_m \quad (3.46)$$

$$\Rightarrow \dot{\bar{q}}_i = \mathbf{J}_i^{-1} \mathbf{J}_m \dot{\bar{q}}_m \quad (3.47)$$

Buradan iki önemli sonuç elde edildi. İlk olarak, $\dot{\bar{q}}_i$, \bar{q}_m 'in bir fonksiyonudur. Bu yüzden, hız seviyesinde ters kinematik hesaplanmalıdır. İkincisi, yukarıdaki eşitlik, sadece \mathbf{J}_i tersi alınabilen bir matris ise geçerlidir. \mathbf{J}_i tersine çevrilemezse, ilgili konum tekil bir konumdur.

3.1.4 Tekillik Analizi

Tekil konumlar, manipülatörün en az bir serbestlik derecesi kaybettiği yerlerdir. Bu konumlar Jakobi matrislerinden yararlanılarak bulunabilir. Manipülatör ayrıca pasif eklemler içerdiğinden, pasif eklemleri içeren Jakobi matrisi de incelenmelidir. Tekil konumlarda Jakobi matrisinin determinantı 0 değerini üretir.

$$\det(\mathbf{J}_i) = 0 \quad (3.48)$$

Determinant aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\det(\mathbf{J}_i) = l_1 l_2 l_3 \cos q_{i1} \sin q_{i3} = 0 \quad (3.49)$$

Uzuv boyutları 0 olamayacağı için Denklem 3.49, q_{i1} ve q_{i3} için tekrar düzenlenir.

$$\begin{aligned} \cos q_{i1} = 0 \text{ ve } \sin q_{i3} = 0 \\ \Rightarrow q_{i1} = \pm\pi/2 \text{ ve } q_{i3} = 0, \pm\pi \end{aligned} \quad (3.50)$$

3.2 Mekanizmanın Direngenlik Modeli

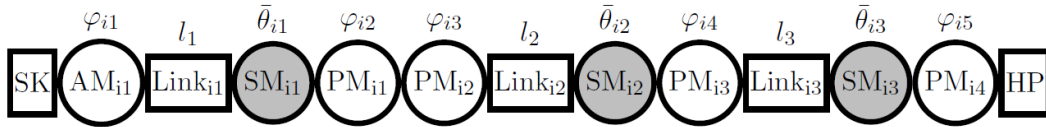
Yaygın olarak kullanılan direngenlik (elasto-statik) modelleme yöntemleri sonlu elemanlar yöntemi (SEY) (Dhatt v.d., 2012; Klimchik v.d., 2014), matris yapısal yöntem (MY) (Deblaise

v.d., 2006; Ghali v.d., 2014) ve sanal mafsalları yöntemi (SMY) metodları olarak sınıflandırılmıştır (Gosselin, 1990; Pashkevich v.d., 2009; Wu v.d., 2014, Hoevenaars v.d., 2016; Klimchik, 2011; Pashkevich v.d., 2011). SEY, sayısal yaklaşımı nedeniyle hesaplamada en yüksek doğruluğu göstermektedir ancak hesaplama süreleri uzundur. Ayrıca, manipülatörün her bir konumu için tekrar tekrar işlemek gerekir. MYY ve SMY yarı-analitik veya analitik modeller olduğundan hesaplamaları daha hızlıdır. Bu nedenle, direngenlik performansı ölçümleri, herhangi bir şekilde manipülatörün değerlendirilmesi için, MYY ve SMY aracılığıyla kullanılır. Bu çalışmada SMY yaklaşımı benimsenmiştir.

R-CUBE manipülatörünün direngenlik modeli, her seri zincirinin direngenlik modelleri birleştirilerek hesaplanır. i numaralı seri zincirinin direngenlik modeli ve parçaların bağlantısı Şekil 3.2'de gösterilmektedir. Pasif ve aktif mafsallarda 1 serbestlik derecesi varken, sanal mafsallar 6 serbestlik derecesi (3 dönme + 3 öteleme) bulunur. Sanal bir mafsalları şöyle tanımlanır:

$$\mathbf{H}_v(\bar{\theta}_{ij}) = \mathbf{T}_1(\theta_{ij}^1)\mathbf{T}_2(\theta_{ij}^2)\mathbf{T}_3(\theta_{ij}^3)\mathbf{R}_1(\theta_{ij}^4)\mathbf{R}_2(\theta_{ij}^5)\mathbf{R}_3(\theta_{ij}^6) \quad (3.51)$$

burada \mathbf{H}_v homojen dönüşüm matrisini (HDM) belirtir. \mathbf{T}_k ve \mathbf{R}_k , saf öteleme ve saf dönme işlemlerini içeren HDM'leridir ve $\bar{\mathbf{u}}_k$, $k = 1,2,3$, üzerinde tanımlanır. $\bar{\theta}_{ij}$, sanal eklem değişkenleri içeren bir vektördür. θ_{ij} öğesinin üst-imi, eleman numarasını gösterir.



Şekil 3.2. Manipülatörün direngenlik modeli [AM aktif mafsalları, PM pasif mafsalları, SM sanal mafsalları, HP hareketli mafsalları, ve SK sabit kaideyi belirtir.]

Direngenlik modeli şöyle verilmiştir;

$$\begin{aligned} \mathbf{H}^{(i0,K_{i1})} &= \mathbf{R}_3(\varphi_{i1})\mathbf{T}_{1u}(l_1)\mathbf{H}_v(\bar{\theta}_{i1}) \\ \mathbf{H}^{(K_{i1},K_{i2})} &= \mathbf{R}_3(\varphi_{i2})\mathbf{R}_1(-\pi/2)\mathbf{R}_3(\varphi_{i3})\mathbf{T}_1(l_2)\mathbf{H}_v(\bar{\theta}_{i2}) \\ \mathbf{H}^{(K_{i2},K_{i3})} &= \mathbf{R}_3(\varphi_{i4})\mathbf{T}_1(l_3)\mathbf{H}_v(\bar{\theta}_{i3}) \\ \mathbf{H}^{(K_{i3},i5)} &= \mathbf{R}_3(\varphi_{i5}) \\ \mathbf{H}_{K_i} &= \mathbf{H}^{(0,i0)}\mathbf{H}^{(i0,K_{i1})}\mathbf{H}^{(K_{i1},K_{i2})}\mathbf{H}^{(K_{i2},K_{i3})}\mathbf{H}^{(K_{i3},i5)}\mathbf{H}^{(i5,p)} \\ \mathbf{H}_{K_i} &= \begin{bmatrix} \mathbf{R}_{K_i} & \bar{\mathbf{r}}_{K_i} \\ \mathbf{0}^T & 1 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.52)$$

Burada \mathbf{H}_{Ki} , i numaralı kinematik zincirinin direngenlik parametrelerini içeren dönüşüm matrisi ve $\mathbf{H}_{K1} = \mathbf{H}_{K2} = \mathbf{H}_{K3}$ katı bir mobil platform varsayımıyla kullanılmıştır.

$$\bar{q}_{pi} = [\varphi_{i2} \varphi_{i3} \varphi_{i4} \varphi_{i5}]_{4 \times 1}^T, \quad \bar{\theta}_i = [\bar{\theta}_{i1}^T \bar{\theta}_{i2}^T \bar{\theta}_{i3}^T]_{18 \times 1}^T, \quad \bar{Q}_i = [\bar{\theta}_i^T \bar{q}_{pi}^T]_{22 \times 1}^T \quad (3.53)$$

Burada \bar{q}_{pi} pasif mafsalların değişkenlerini belirtirken, \bar{Q}_i , i numaralı seri zincirinin genelleştirilmiş koordinatlarıdır. \bar{Q}_i Jakobi matrislerini aşağıdaki gibi elde etmek için kullanılır:

$$\frac{\partial \mathbf{H}_{Ki}}{\partial Q_{ik}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial \mathbf{R}_{Ki}}{\partial Q_{ik}} & \frac{\partial \bar{r}_{Ki}}{\partial Q_{ik}} \\ \mathbf{0}^T & 1 \end{bmatrix} \text{ öyle ki } k = 1, 2, \dots, 22 \quad (3.54)$$

burada k alt-imi \bar{Q}_i 'nin k 'inci elemanını gösterir.

Jakobi matrisi, \mathbf{J}_{Ki} , pasif ve sanal eklemler için şöyle verilmiştir:

$$\mathbf{J}_{Ki} = [\bar{J}_{Ki1} \bar{J}_{Ki2} \dots \bar{J}_{Ki22}]_{6 \times 22} \quad (3.55)$$

burada \bar{J}_{Kik} , \bar{Q}_i 'nin $k = 1, 2, \dots, 22$. elemanına göre türevlenen sütun matrisidir.

\mathbf{J}_{Ki} alt matrislere $\mathbf{J}_{\theta i}$ ve \mathbf{J}_{pi} olarak ayrılabilir. Bu matrisler, Jakobi matrisinin sanal ve pasif mafsallarına aittirler. Alt matrisler şu şekilde sunulmuştur:

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_{\theta i} &= [\bar{J}_{Ki1} \bar{J}_{Ki2} \dots \bar{J}_{Ki18}]_{6 \times 18} \\ \mathbf{J}_{pi} &= [\bar{J}_{Ki19} \bar{J}_{Ki20} \bar{J}_{Ki21} \bar{J}_{Ki22}]_{6 \times 4} \\ \mathbf{J}_{Ki} &= [\mathbf{J}_{\theta i} \mathbf{J}_{pi}]_{6 \times 22} \end{aligned} \quad (3.56)$$

Kinematik olarak tekil bir konfigürasyon dışında, $\mathbf{J}_{\theta i}$ her zaman tam tanımlı bir matristir. Çünkü, sanal mafsalların hareket eksenleri ayrıktır. Ancak, \mathbf{J}_{pi} matrisi kinematik tekilliklerde derece kaybı yaşar.

Jakobi matrisleri sonlu küçüklükteki mafsal hareketlerini çalışma uzayındaki konum değişkenleriyle ilişkilendirir:

$$\begin{aligned} \bar{X}_i &= \bar{f}(\bar{Q}_i), \Rightarrow \Delta \bar{X}_i = \mathbf{J}_{Ki} \Delta \bar{Q}_i \\ \Delta \bar{X}_i &= \mathbf{J}_{\theta i} \Delta \bar{\theta}_i + \mathbf{J}_{pi} \Delta \bar{q}_{pi} \end{aligned} \quad (3.57)$$

Burada $\Delta\bar{X}_i$, i numaralı seri zincir için hesaplanan çalışma uzayındaki esnek dönme ve ötelemeye ait 6×1 sütun matrisidir. Δ operatörü, ilk ve son durumlar arasındaki değişikliği belirtir. İlk durumda, uygulanan kuvvet yoktur. Son durumda, manipülatöre harici bir kuvvet uygulanır.

Uç eyleyiciye uygulanan dış kuvvet/tork ile mafsalsal uzaydaki kuvvet/tork arasındaki ilişki, aşağıdaki gibi verilen Jakobi matrisinin bir özelliği ile sağlanır:

$$\bar{F}_{Ki} = \mathbf{J}_{Ki}^T \bar{F}_{ext} \quad (3.58)$$

Burada $[\bar{F}_{Ki}]_{22 \times 1}$, mafsalsal uzaydaki kuvvet/tork vektörüdür. $[\bar{F}_{ext}]_{6 \times 1}$ ise uygulanan dış kuvvettir. \bar{F}_{Ki} alt bileşenlere ayrılır ve her bir mafsaldaki kuvvet/tork vektörü şu şekilde bulunur:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{Ki} &= [\bar{F}_{\theta i}^T \ \bar{F}_{p i}^T]^T \\ [\bar{F}_{\theta i}^T \ \bar{F}_{p i}^T]^T &= [\mathbf{J}_{\theta i} \ \mathbf{0}]^T \bar{F}_{ext} + [\mathbf{0} \ \mathbf{J}_{p i}]^T \bar{F}_{ext} \end{aligned} \quad (3.59)$$

burada $\bar{F}_{\theta i}$ ve $\bar{F}_{p i}$ sanal ve pasif mafsallara ait kuvvet / tork vektörleridir.

\bar{F}_{Ki} , direngenlik matrisinin ve mafsalsal uzayında tanımlanan esnek yer değiştirmelerin bir fonksiyonudur.

$$\begin{aligned} \bar{F}_{Ki} &= \text{diag}(\mathbf{K}_{\theta i}, \mathbf{K}_{p i}) \Delta\bar{Q}_i \\ \mathbf{K}_{\theta i} &= \text{diag}(\mathbf{K}_{\theta i1}, \mathbf{K}_{\theta i2}, \mathbf{K}_{\theta i3}) \end{aligned} \quad (3.60)$$

burada $\mathbf{K}_{\theta ik}$, bir kiriş için (Carbone, 2011)'de ifade edildiği gibi k uzvunun direngenlik matrisini belirtir. Bu direngenlik matrisinin parametreleri, bağlantı geometrisine ve malzeme özelliğine bağlıdır. $\mathbf{K}_{\theta i}$, i numaralı seri zincirinin direngenlik matrisini belirtir. $\mathbf{K}_{p i}$, pasif mafsalların direngenliğini ifade eder. Kartezyen uzaydaki ilişki şöyle ifade edilir:

$$\begin{aligned} \mathbf{J}_{Ki}^T \bar{F}_{ext} &= \text{diag}(\mathbf{K}_{\theta i}, \mathbf{K}_{p i}) \Delta\bar{Q}_i \quad \text{and} \quad \mathbf{J}_{Ki}^{-1} \Delta\bar{X}_i = \Delta\bar{Q}_i \\ \Rightarrow \bar{F}_{ext} &= (\mathbf{J}_{\theta i}^{-T} \mathbf{K}_{\theta i} \mathbf{J}_{\theta i}^{-1} + \mathbf{J}_{p i}^{-T} \mathbf{K}_{p i} \mathbf{J}_{p i}^{-1}) \Delta\bar{X}_i \end{aligned} \quad (3.61)$$

Pasif mafsallar, dönme eksenleri etrafında tepki torkları oluşturmaz. Bu nedenle, $\mathbf{K}_{p i} = \mathbf{0}$. Bu nedenle, \bar{F}_{Ki} sadece sanal mafsalların kuvvet ve torkunu içerir. Dolayısıyla:

$$\begin{aligned}\bar{F}_{ext} &= (\mathbf{J}_{\theta_i}^{-T} \mathbf{K}_{\theta_i} \mathbf{J}_{\theta_i}^{-1}) \Delta \bar{X}_i \\ \mathbf{J}_{p_i}^T \bar{F}_{ext} &= \bar{0}\end{aligned}\quad (3.62)$$

Pasif mafsalların etkisi, aşağıdaki homojen ilişki matrisini ters çevirerek direngenlik modeline dahil edilir. Bu matris, $\det(\mathbf{J}_{\theta_i}^T \mathbf{K}_{\theta_i} \mathbf{J}_{\theta_i}) \neq 0$ olduğunda her zaman tersine çevrilebilir.

$$\left[\begin{array}{c|c} (\mathbf{J}_{\theta_i} \mathbf{K}_{\theta_i}^{-1} \mathbf{J}_{\theta_i}^T) & \mathbf{J}_{p_i} \\ \hline \mathbf{J}_{p_i}^T & \mathbf{0} \end{array} \right]^{-1} = \left[\begin{array}{c|c} [\mathbf{K}_{C_i}]_{6 \times 6} & \sim \\ \hline \sim & \sim \end{array} \right] \quad (3.63)$$

burada \mathbf{K}_{C_i} , Kartezyen uzayda i numaralı seri zincirin direngenlik matrisini belirtir. \mathbf{K}_{C_i} pasif mafsallar nedeniyle eksik ranka sahiptir. Manipölatörün Kartezyen uzaydaki direngenlik matrisi, \mathbf{K}_C , her seri zincirin direngenliğinin toplanmasıyla, $\sum_{i=1}^3 \mathbf{K}_{C_i}$, elde edilir. Eğer dış kuvvetler $\bar{F}_{ext} = 0$ olduğu varsayılırsa, \mathbf{K}_C aşağıdaki hali alır.

$$\mathbf{K}_C = \begin{bmatrix} K_{C_1}^{(11)} & 0 & 0 & 0 & K_{C_1}^{(15)} & K_{C_1}^{(16)} \\ 0 & K_{C_2}^{(22)} & 0 & K_{C_2}^{(24)} & 0 & K_{C_2}^{(26)} \\ 0 & 0 & K_{C_3}^{(33)} & K_{C_3}^{(34)} & K_{C_3}^{(35)} & 0 \\ 0 & K_{C_2}^{(24)} & K_{C_3}^{(34)} & K_{C_2}^{(44)} + K_{C_3}^{(44)} & K_{C_3}^{(45)} & K_{C_2}^{(46)} \\ K_{C_1}^{(15)} & 0 & K_{C_3}^{(35)} & K_{C_3}^{(45)} & K_{C_1}^{(55)} + K_{C_3}^{(55)} & K_{C_2}^{(56)} \\ K_{C_1}^{(16)} & K_{C_2}^{(26)} & 0 & K_{C_2}^{(46)} & K_{C_1}^{(56)} & K_{C_1}^{(66)} + K_{C_2}^{(66)} \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

Küçük esnek yer değiştirmeler ve yükler için bu matris yüksek hatalara neden olmadan kullanılabilir. $|\bar{F}_{ext}| \gg 0$ ise bu matris yeniden hesaplanmalıdır. \mathbf{K}_C , 3 x 3'lük alt matrislere bölünmüştür.

$$\mathbf{K}_C = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_A & \mathbf{K}_B \\ \mathbf{K}_B^T & \mathbf{K}_D \end{bmatrix} \quad (3.65)$$

burada \mathbf{K}_A , \mathbf{K}_B , \mathbf{K}_B^T ve \mathbf{K}_D , sırasıyla N/m, N/rad, N/rad ve Nm birimlerine sahiptir. Uzuvların kinematik boyutları ve malzeme özellikleri Görgülü ve Dede (2018) yayınında verilmiştir. Geliştirilen modelin doğrulanması hem sonlu elemanlar yöntemini kullanarak hem de deneysel çalışmalar ile yapılmıştır ve Bulgular ve Tartışmalar bölümünde sunulmuştur.

3.3 Pasif Sistem Özelliklerinin Eniyileme Yöntemi

Bu bölümde, pasif sistemin başarım ölçütleri arasındaki ilişki kurulmakta ve amaç fonksiyonları elde edilmektedir. Eniyileme çalışması için tasarım kısıtlamaları belirlenmiştir. Pareto-front

yaklaşımı için genetik algoritma kullanılmıştır. Bu bölüm, kinematik, direngenlik ve dinamik tasarım eniyileme problemlerinin oluşturulma yöntemlerini anlatmaktadır.

3.3.1 Kinematik Başarım Ölçütlerinin Formülasyonu

Literatürde sıklıkla kullanılan iki temel kinematik başarım ölçütü manipüle edilebilirlik ve koşul sayısıdır. Her ikisi de değerlendirme için Jakobi matrisini kullanır. Bu bölümde, bu başarım ölçütleri R-CUBE mekanizması için oluşturulması anlatılmıştır.

Manipüle Edilebilirlik

Manipulabile edilebilirlik ölçütü, Jakobi matrisini kullanır. Ancak unutulmamalıdır ki paralel bir mekanizmanın her seri zinciri için birden fazla Jakobi matrisi elde etmenin mümkündür. En faydalı seçenek, eyleyicinin olduğu veya kontrollü mafsallı değişkenleri ile elde edilen Jakobi matrisinin kullanılmasıdır. Dolayısıyla, J_m Jakobi matrisi bu ölçüt için seçilmiştir.

$$\mathbf{J}_m = \begin{bmatrix} l_1 \cos q_{11} & 0 & 0 \\ 0 & l_1 \cos q_{21} & 0 \\ 0 & 0 & l_1 \cos q_{31} \end{bmatrix} \quad (3.66)$$

$$\mu_v(\bar{q}_m, l_1) = \det(\mathbf{J}_m) = \cos(q_{11})\cos(q_{21})\cos(q_{31})l_1^3 \quad (3.67)$$

Burada μ_v manipüle edilebilirlik ölçütüdür. Bu metrik değerlendirildiğinde, en düşük $\mu_v = 0$ elde edildiği görülmektedir. Bu tekil pozlara karşılık gelir. Bu gibi durumlarda istenmemektedir ve eniyileme sırasında kaçınılması gerekir.

Denklem 3.67'den anlaşılacağı üzere, manipüle edilebilirlik ölçüsü \bar{q}_m ve l_1 'in bir fonksiyonudur. μ_v 'nin konuma bağlı bir fonksiyon olduğuna dikkat edilmesi gerekir. Bu da, manipülatörün farklı konumlarında μ_v 'nin değerlendirme şartını getirir. Bu durum aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$k_v = \frac{\int \mu_v dw}{W} \quad (3.68)$$

Burada k_v globalize edilmiş manipüle edilebilirlik ölçüsüdür ve W çalışma uzayını gösterir. Bilgisayar ortamında, en kolay yöntem, çalışma alanını ayırık bölümlere ayırmak ve bu ayırık

noktalardaki manipüle edilebilirlik ölçüsünü değerlendirmektir. Son olarak, bunları toplayarak ve ayrik nokta sayısına bölerek, bir sayısal başarıml ölçümü aşğıdaki şekilde elde edilebilir;

$$k_v = \frac{1}{n} \sum_{w=1}^n \mu_v(\bar{q}_m, l_1) \quad (3.69)$$

burada n çalışma uzayında seçilen konumların sayıdır.

k_v manipüle edilebilirlik ölçüsü için yeterli olsa da, hesaplama süresini azaltmak için daha da basitleştirilebilir. Mekanizma simetrik bir topolojiye sahiptir. Bu simetriyi kullanarak, ayrik noktaların sayısı büyük ölçüde azaltılabilir. Yine de, simetri sayesinde μ_v 'yi hesaplamanın daha iyi bir yolu mevcuttur.

Bu durum göz önüne alındığında, tüm çalışma alanını incelemek yerine, en düşük başarıml oluşturduğu konumları değerlendirmek daha akılcıdır. Bunun nedeni, en kötü konumun başarıml artırılmışsa, diğer konumların da başarıml artacaktır. Bu da önemli ölçüde kısaltılmış hesaplama süresi demektir. Bu konumlar, eniyileme için kritik pozlardır. Kritik poz μ_v 'nin minimum olduğu yerdir.

μ_v en düşük değerini, q_{11} , q_{21} ve q_{31} mafsals değişkenleri en yüksek mutlak değerini aldığı zaman hesaplanır. Simetri nedeniyle, mafsals değişkenlerinin maksimum mutlak değerlerinin hepsi eşittir.

$$|q_{11maks}| = |q_{11min}| \quad |q_{21maks}| = |q_{21min}| \quad |q_{31maks}| = |q_{31min}| \quad (3.70)$$

$$q_{maks} = |q_{11maks}| = |q_{21maks}| = |q_{31maks}| \quad (3.71)$$

Burada q_{maks} , mafsals değişkeninin maksimum pozitif değeridir. Güncellenen manipüle edilebilirlik μ_v is şu şekildedir:

$$\mu_v = \mu_v(q_{maks}, l_1) = \cos(q_{maks})^3 l_1^3 \quad (3.72)$$

Küp alma işlemi, sadece manipüle edilebilirliğin sayısal değerinin yükseltilmesidir. Bu nedenle, küp kökü alınarak basitleştirilebilir.

$$\mu_v = \cos(q_{max})l_1 \quad (3.73)$$

q_{maks} 0'a yaklaştığında veya l_1 sonsuza yaklaştığında, manipüle edilebilirlik ölçüsü artar.

Pasif mafsallar için bir değerlendirme yapılmalıdır. J_m , pasif mafsalların tekil bir konuma gitmediği varsayılarak oluşturulan bir matristir. Tasarım parametreleri, aktif mafsallar ve pasif mafsallar arasındaki kısıtlamaları içermelidir. Bu nedenle, pasif mafsallar için tekil pozlara yakınlık da araştırılmalıdır. Her seri zincirin Jakobi matrislerinin determinantının değerlendirilmesi, pasif mafsalları ele almak için makul bir çözüm gibi görünebilir.

$$J_i \dot{q}_i = J_m \dot{q}_m \quad (3.74)$$

Bununla birlikte, μ_v manipüle edilebilirlik ölçüsünün hız/kuvvet elipsoidlerinin hacminin göstergesi olduğunu unutmamak gerekir. Elipsoidler, aktif mafsal değişkenlerinden bir birim girdi olduğu kabulüne dayanmaktadır. Bununla birlikte, pasif mafsal değişkenleri, aktif mafsallar tarafından kısıtlandıklarından dolayı birim değişime maruz kalmazlar. Bu kısıtlamaları kullanarak, \dot{q}_i , aşağıda gösterildiği gibi \dot{q}_m aktif mafsalların birim değişikliği için elde edilebilir.

$$\dot{q}_i = J_i^{-1} J_m \dot{q}_m \text{ if } \det(J_i) \neq 0 \quad (3.75)$$

Daha sonra Denklem 3.74 yerine konulduğunda:

$$\Rightarrow J_i J_i^{-1} J_m \dot{q}_m = J_m \dot{q}_m \quad (3.76)$$

$$I = J_i J_i^{-1} \quad (3.77)$$

Burada I birim matristir.

$J_i J_i^{-1} J_m$ pasif mafsalların etkisini içerir. Oysa ki $J_i J_i^{-1}$ hesabından, eğer manipülatör tekil bir konumda değilse, birim matris elde edilir. $J_i J_i^{-1} J_m$ 'in determinantı her zaman J_m 'in determinantına tekil olmayan konumlarda eşittir. Böylece, tekilliğe olan yakınlığın pasif mafsallar ile elde edilen Jakobi matrisleri kullanılarak ölçülemeyeceği sonucuna varılmaktadır.

Çalışma alanının büyüklüğü ile ilgili tasarım kısıtlamalarından yararlanarak pasif mafsalların tekilliğe yaklaşmasını önlemenin basit bir çözümü vardır. Manipülatörlerin belirli bir çalışma

alanı boyutuna sahip olması istenir. Genel bir durumda, çalışma alanının sınırları, mekanizmanın tekil konumlarıdır. R-CUBE manipülatöründe, sınır iki tekillik tarafından belirlenir. Birincisi, aktif mafsalların tekilliğidir ve J_m kullanılmasıyla önlenebilir olması. Diğeri ise, pasif mafsalların tekilliğidir ve tasarım kısıtlamasıyla önlenir.

Hareketli platform ile sınır arasındaki mesafe arttıkça, manipüle edilebilirlik de artmaktadır. Manipülatör, daha büyük bir çalışma alanı için tasarlanabilir. Daha sonra manipülatör, alt bir çalışma alanında kullanılarak tekillik engellenir. Gerekli kısıtlamalar ilerleyen kısımda gösterilmiştir.

Koşul Sayısı (ing: condition number)

Koşul numarası hareketli platformun hareket/kuvvet çözünürlüğünü hesaplamak için kullanılır. Jakobi matrisinin azami ve asgari Öklid normlarının oranı koşul sayısı ölçütü için kullanılmaktadır.

Jakobi matrisinden birini kullanma problemi (J_m veya J_i) önceki bölümde açıklanmıştı. Jakobi matrisinin koşul sayısının değerlendirilmesi, aktif mafsallardan birim girdilerin olduğu varsayımına dayanır. Bu nedenle, koşul sayısı için J_m kullanılır. Norm işlemi aşağıda verilmiştir.

$$c_v = \|J_m\| \|J_m^{-1}\| \quad (3.78)$$

Burada c_v , koşul sayısını gösterir. Normalde, koşul sayısı da çalışma uzayının her konumunda incelenmelidir. En kötü manipülasyon kabiliyetine benzer şekilde, koşul sayısının en kötü yeri biliniyorsa, en kötü konumun başarımı manipülatörün genel başarımını arttırmak için artırılabilir. Manipülatörün özel topolojisi nedeniyle, bu konumlar kolayca belirlenebilir. Bunu yapmak için normlar analitik olarak incelenmelidir.

$$\|J_m\| = \max(|\cos^2(q_{i1})| l_1^2) \quad (3.79)$$

$$\|J_m^{-1}\| = \max\left(\frac{1}{|\cos^2(q_{i1})| l_1^2}\right) \text{ ve } i = 1, 2, 3 \quad (3.80)$$

Maksimum ve minimum manipüle edilebilirlik değerleri, manipülatörün 2 farklı mafsal değişkenine karşılık gelir. Maksimum değer durumunda $q_{i1} = 0$ 'dir. Minimum değer ise $q_{i1} = q_{maks}$ ya da $q_{i1} = q_{min}$ 'a karşılık gelir (her ikisi de kosinüs fonksiyonu için aynı değere sahiptir).

Manipülâtörün en kritik konumu, bir seri zincir için $q_{i1} = 0$ diğér seri zincirin tam olarak uzatıldığında $q_{i1} = q_{maks}$ olmasıdır.

$$\|J_m\| = \max(|\cos^2(0)|l_1^2) = l_1^2 \quad (3.81)$$

$$\|J_m^{-1}\| = \max\left(\frac{1}{|\cos^2(q_{maks})|l_1^2}\right) = \frac{1}{\cos^2(q_{maks})l_1^2} \quad (3.82)$$

Şimdi, c_v koşul sayısı analitik olarak yazılabilir.

$$c_v = l_1^2 \frac{1}{\cos^2(q_{maks})l_1^2} = \frac{1}{\cos^2(q_{maks})} \quad (3.83)$$

Denklem 3.83'te gösterildiği gibi, c_v , uzuv boyundan bağımsızdır ve maksimum çalışma aralığının bir fonksiyonudur. Operasyon aralığı arttıkça, kosinüs fonksiyonu 0'a yaklaşır ve c_v 'nin değerini artırır, yani çözünürlük azalır. Çözünürlüğü arttırmak için q_{maks} düşürülmelidir. Minimum c_v değeri 1 olabilir.

Kinematik Tasarım Kısıtları

Manipülâtör için eniyilenmiş çözümü elde etmek için kinematik kısıtlar göz önünde bulundurularak sınır koşulları belirlenmelidir.

İlk olarak, istenen çalışma uzayının boyutları şöyle tanımlanır → Çalışma uzayının boyutları: 120mm x 120mm x 120mm.

Çalışma alanının boyutları, q_{i1} 'in maksimum ve minimum değerine ve l_1 uzvunun uzunluğuna bağlıdır. Bu durum, aşağıdaki denklemler kullanılarak gösterilebilir.

$$r_i = d + l_1 \sin q_{i1} \text{ for } i = 1, 2, 3 \quad (3.84)$$

$$\Delta r_i = r_{imaks} - r_{imin} \quad (3.85)$$

$$\Rightarrow \Delta r_i = l_1 (\sin(q_{maks}) - \sin(q_{min})) \quad (3.86)$$

$$\Delta r_i = 120\text{mm} \quad (3.87)$$

$|q_{maks}| = |q_{min}|$ ve $q_{maks} = -q_{min}$ olduğu için aşağıdaki sadeleştirmeler yapılabilir.

$$2l_1 \sin(q_{maks}) = 120\text{mm} \Rightarrow l_1 \sin(q_{maks}) = 60\text{mm} \quad (3.88)$$

Burada l_1, q_{maks} 'ın bir fonksiyonu olarak yazılabilir ve bu durumda ilk kısıt belirlenmiş olur.

$$\text{Kısıt 1: } l_1 = \frac{60}{\sin(q_{maks})}\text{mm} \quad (3.89)$$

Çalışma alanı kısıtlaması nedeniyle, manipüle edilebilirlik ölçütü bu durumda yalnızca q_{maks} değişkeninin bir fonksiyonu olarak belirlenmiştir.

$$\mu_v = 60 \frac{\cos(q_{maks})}{\sin(q_{maks})} \quad (3.90)$$

60mm, μ_v için sadece bir ölçeklendirme faktörüdür. Dolayısıyla, μ_v aşağıdaki gibi değiştirilebilir.

$$\mu_v = \frac{\cos(q_{maks})}{\sin(q_{maks})} = \cot(q_{maks}) = \frac{1}{\tan(q_{maks})} \quad (3.91)$$

Eniyileme algoritmasının amaç fonksiyonun değerlerini maksimize mi yoksa minimize mi edileceğine bağlı olarak, $\mu_v = \cot(q_{maks})$ veya $\mu_v^{-1} = \tan(q_{maks})$ seçilebilir.

μ_v 'nin paydasından dolayı başka bir kısıtlama daha ortaya çıkmaktadır. Bir çözüme sahip olmak için, $\sin(q_{maks}) \neq 0$ koşulu sağlanmalıdır. Ayrıca $\mu_v = 0$ olduğunda $\cos(q_{maks}) = 0$ olan tekil bir pozisyona karşılık gelir. Bu nedenle, $\cos(q_{maks}) \neq 0$ koşulu da sağlanmalıdır. Dolayısıyla q_{maks} için giriş aralığı aşağıdaki gibi tanımlanır.

$$0 < q_{maks} < \pi/2 \quad (3.92)$$

Sayısal hesaplama sırasında, kısıtlara yakın sayılar seçmek, çözüm algoritmasının başarısız olabileceği tekilliğe yakın olmasından dolayı hesaplama zorluğuna neden olabilir. Problemi önlemek için, q_{maks} giriş aralığı biraz değiştirilerek ikinci kısıt denklemini elde edilmiştir.

$$\text{Kısıt 2: } 0.07 < q_{maks} < 1.5 \quad (3.93)$$

İstenilen ikincil hedef, çalışma alanını en kısa uzuv boyları elde etmektir. Kinematik açısından, daha uzun uzuvlar, masaüstü tipi haptik manipülatörler için istenmez çünkü kapladığı alan artar. Kısa bağlantılara sahip olmanın diğer faydaları, direngenlik ve dinamik başarımlar ölçütleri bölümlerinde tartışılmıştır.

Minimum bağlantı uzunluğuna sahip olmak için, l_1 , l_2 ve l_3 en aza indirilmelidir. Şimdiye kadar, l_1 'in tasarım kısıtlamaları, manipüle edilebilirlik ölçütü, koşul sayısı, çalışma alanı boyutu ve minimum uzuv boyları açısından zaten belirtilmişti. Diğer yandan, l_2 ve l_3 boyları henüz kısıtlanmadı. l_2 ve l_3 uzuv boylarının en aza indirilmesi şu iki sınırlamaya sahip olmalıdır; (1) tekil konuma sahip olmayan çalışma alanında manipülasyon ve kullanıcı ergonomisi. Her ikisi sınırlandırma da konum ve hız seviyesinde ters kinematik analiz ile incelenebilir.

Pasif mafallar için tek tekil poz, $q_{i3} = 0$ veya $q_{i3} = \pm\pi$ olduğunda ortaya çıkar. Tekillik engellemek için, negatif konfigürasyon seçilmiş ve q_{i3} için olası aralık aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$-\pi < q_{i3} < 0 \quad (3.94)$$

q_{i3} kısıtı, l_2 ve l_3 uzuv boylarını sınırlandırmak için ters kinematik analiz sayesinde bulunabilir.

$$\sin(q_{i3}) = -\sqrt{1 - \cos^2(q_{i3})} \neq 0 \quad (3.95)$$

$$\Rightarrow 0 < 1 - \cos^2(q_{i3}) \quad (3.96)$$

Ters kinematik ifadeleri kullanılarak, Denklem 3.90 içindeki $\cos(q_{i3})$ yerine $\cos(q_{a3})$ yazılır.

$$0 < 1 - \frac{[(r_c - l_1 \cos q_{a1})^2 + (-r_b)^2 - l_2^2 - l_3^2]}{[2l_2l_3]^2} \quad (3.97)$$

$$0 < 1 - \frac{[(d + l_1 \sin q_{31} - l_1 \cos q_{11})^2 + (d + l_1 \sin q_{21})^2 - l_2^2 - l_3^2]^2}{[2l_2l_3]^2} \quad (3.101)$$

Kritik konumlar, Denklem 3.101'de aktif mafsallar olarak yerine konabilir. Ancak, sabit mesafe d henüz belirlenmemiştir. d terimini belirlemek için ilk önce r_x ve r_y belirlenmelidir. Şekil 3.3'te, \overline{AD} manipülatörün maksimum erişim konum vektörünü ve \overline{AC} çalışma alanının merkez konum vektörünü gösterilir. Maksimum \overline{AD} mesafesinin kısa olması durumunda, gerekli uzuv boylarının yani l_2 ve l_3 'ün en aza indirildiği açıktır. ($i2$) eksen takımının merkezi çalışma alanının içinde olamaz, aksi halde çalışma alanı tekil bir konum içerir. Bu nedenle, \overline{AC} vektörünün x bileşeni $h_1 > 60\text{mm}$ olmalıdır. $h_2 = 0$ olduğunda \overline{AD} vektörünün boyutu en aza indirilir. C merkezi manipülatörün nominal konumuna yani $q_{i1} = 0$, $i = 1,2,3$, durumuna denk gelmektedir. $q_{i1} = 0$ 'ı r_x ve r_y 'de yerine koymak suretiyle aşağıdaki denklem seti elde edilir.

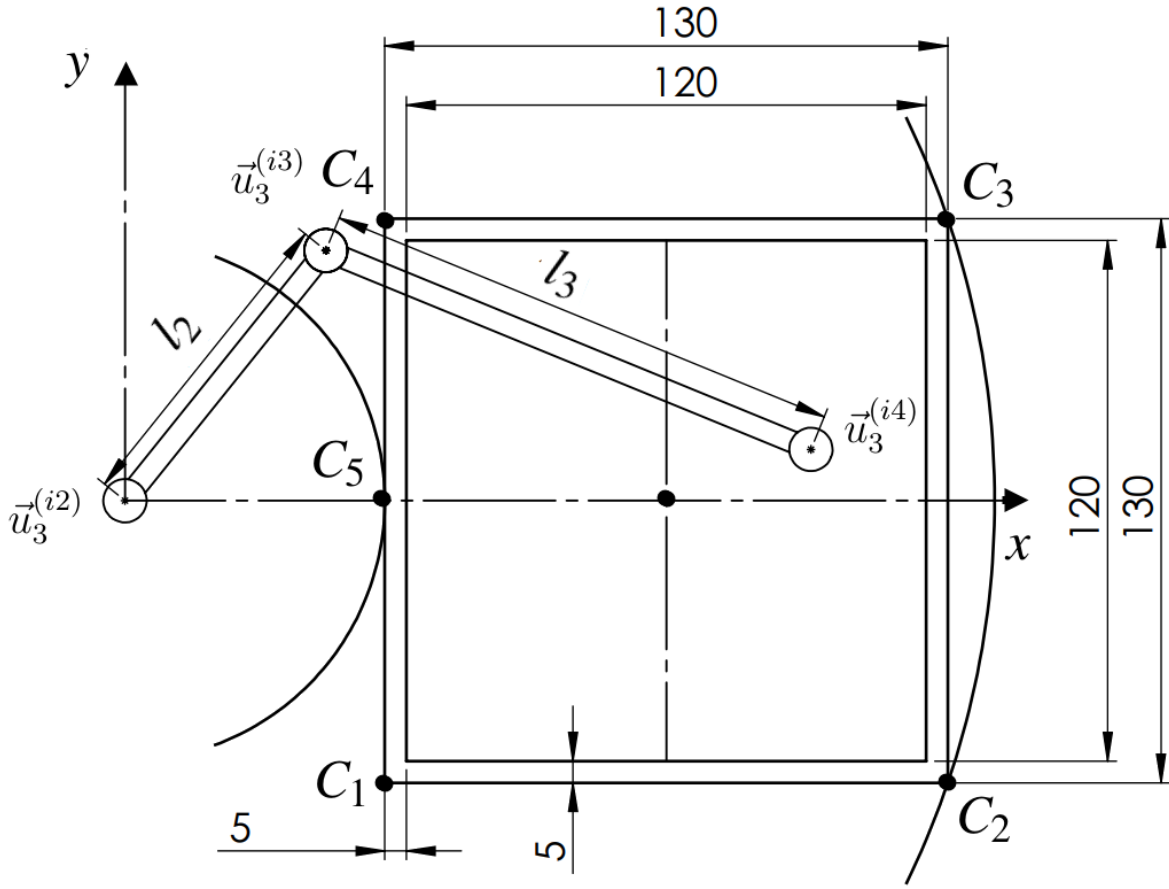
$$r_x = d \quad (3.102)$$

$$r_y = d - l_1 = 0 \quad (3.103)$$

$$\Rightarrow d = l_1 = h_1 \quad (3.104)$$

Merkez x ekseninde konumlandığından, $r_y = 0$. Böylece, d mesafesi l_1 'e eşitlenir.

Şekil 3.4, $q_{11} = 0$ olduğunda ve Şekil 3.5 $q_{11} = q_{maks}$ olduğunda, çalışma alanının konumlarını gösterir. C_2 , C_3 ve B_3 noktaları çalışma alanının dış sınırlarında bulunmaktadır. C_5 , B_5 noktaları ise iç sınırında bulunmaktadır. Bu noktalar hem tekil hem kritik konumlardır ve kısıtlamaları göstermek için kullanılmıştır.



Şekil 3.4. $q_{11} = 0$ olduğunda çalışma alanının konumu

Noktalar 130mm x 130mm çalışma uzayına ait olarak değerlendirilmiş böylece çalışma uzayında tekil konum oluşumu önlenmiştir. Bu noktalara gelen açı değerleri * ile gösterilmiştir. $i = 1$ için kritik konumlar şöyle verilmiştir.

$$\begin{aligned}
 q_{11} = 0 &\rightarrow q_{21} = q_{min}^*, q_{31} = q_{min}^* \text{ Nokta } C_1 \\
 q_{11} = 0 &\rightarrow q_{21} = q_{maks}^*, q_{31} = q_{min}^* \text{ Nokta } C_2 \\
 q_{11} = 0 &\rightarrow q_{21} = q_{maks}^*, q_{31} = q_{maks}^* \text{ Nokta } C_3 \\
 q_{11} = 0 &\rightarrow q_{21} = q_{min}^*, q_{31} = q_{maks}^* \text{ Nokta } C_4 \\
 q_{11} = 0 &\rightarrow q_{21} = q_{min}^*, q_{31} = 0 \text{ Nokta } C_5
 \end{aligned}$$

$$C_3 \rightarrow r_x = l_1 + l_1 \sin q_{maks}^* = l_1 + 65, r_y = l_1 \sin q_{maks}^* = 65 \quad (3.106)$$

$$C_5 \rightarrow r_x = l_1 + l_1 \sin q_{min}^* = l_1 - 65, r_y = 0 \quad (3.107)$$

$$B_3 \rightarrow r_x = l_1 + l_1 \sin q_{maks}^* = l_1 + 65, r_y = l_1 + l_1 \sin q_{maks}^* - l_1 \cos q_{maks} = \Delta y + 65 \quad (3.108)$$

$$B_5 \rightarrow r_x = l_1 + l_1 \sin q_{min}^* = l_1 - 65, r_y = l_1 - l_1 \cos q_{maks} = \Delta y \quad (3.109)$$

Yapılan değerlendirmeler sonucunda geri kalan kısıtlar şu şekilde belirlenmiştir:

$$\text{Kısıt 3: } 1 > \frac{[(60/\sin q_{maks} + 65)^2 + (-65)^2 + \xi_1]^2}{\xi_2} \quad (3.110)$$

$$\text{Kısıt 4: } 1 > \frac{[(60/\sin q_{maks} + 65)^2 + (65)^2 + \xi_1]^2}{\xi_2} \quad (3.111)$$

$$\text{Kısıt 5: } 1 > \frac{[(60/\sin q_{maks} - 65)^2 + (0)^2 + \xi_1]^2}{\xi_2} \quad (3.112)$$

$$\text{Kısıt 6: } 1 > \frac{[(60/\sin q_{maks} + 65)^2 + (60/\sin q_{maks} + 60 \cot q_{maks} + 65)^2 + \xi_1]^2}{\xi_2} \quad (3.113)$$

$$\text{Kısıt 7: } 1 > \frac{[(60/\sin q_{maks} - 65)^2 + (60/\sin q_{maks} - 60 \cot q_{maks})^2 + \xi_1]^2}{\xi_2} \quad (3.114)$$

$$\text{burada } \xi_1 = -l_2^2 - l_3^2 \text{ ve } \xi_2 = [2l_2l_3]^2$$

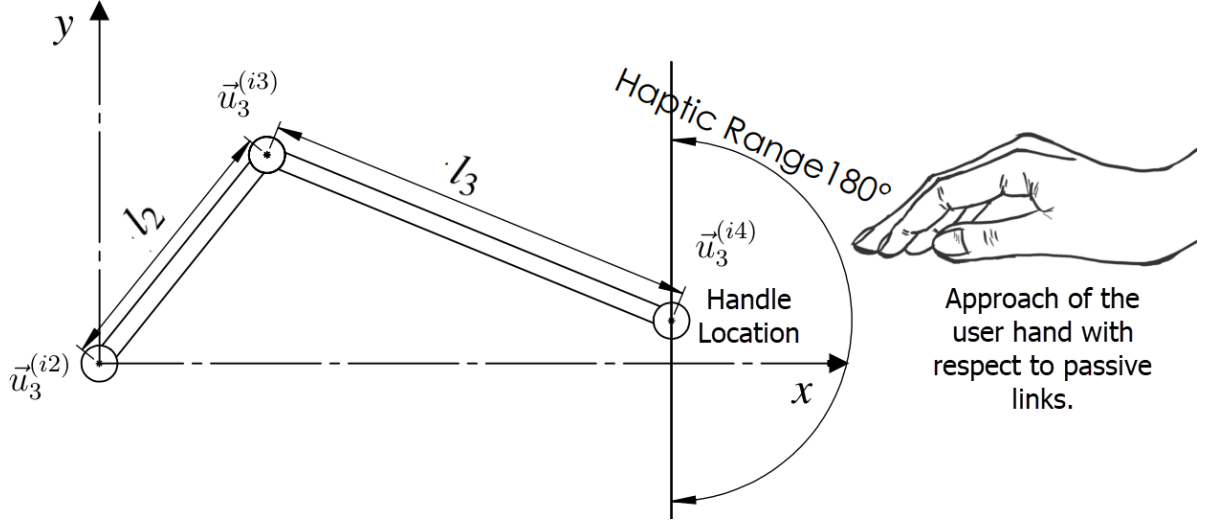
Pasif mafsallar için son bir kısıtlama, kullanıcı ergonomisi ile alakalıdır. Manipülâtör haptik bir manipülâtör olduğundan, haptik etkileşim sırasında kullanıcıların eli için engelsiz bir çalışma alanına sahip olmak gerekir. Öngörülen etkileşim aralığı, Şekil 3.6'da gösterilmiştir.

Kullanıcının eliyle çarpışma yalnızca (*i3*) eksen takımının merkezinin yataydaki konumu (*i4*) eksen takımının merkezinin yataydaki konumuna eşit veya bu konumdan daha geride ise önlenemez. Yine, pasif mafsallar için kritik konumlar kullanılarak, kısıt denklemi aşağıdaki gibi inşa edilebilir.

$$-l_2 \sin q_{i2} \leq -l_2 \sin q_{i2} - l_3 \sin(q_{i2} + q_{i3}) \quad (3.115)$$

$$0 \geq l_3 \sin(q_{i2} + q_{i3}) \quad (3.116)$$

$$\text{Kısıt 8: } \Rightarrow 0 \geq \sin(q_{i2} + q_{i3}) \geq -1 \quad (3.117)$$



Şekil 3.6. Pasif mafsallara göre kullanıcı elinin yaklaşımı

Kısıt 8'deki koşul, çalışma alanının C_1 ve B_1 konumları için sağlanmışsa, çalışma alanında herhangi bir konum için çarpışma engellenir.

3.3.2 Direngenlik Başarım Ölçütlerinin Formülasyonu

Direngenlik başarımının değerlendirilmesinde malzeme özellikleri ve kesit boyutlarının sabit olduğu kabul edilir. Bu nedenle, amaç kinematik özelliklerin direngenlik başarımı üzerindeki etkisini araştırmaktır. Bazı direngenlik başarımı ölçütlerinin kinematik olanlar ile ilgili olduğu gösterilmiştir.

Direngenlik Koşul Sayısı

Direngenlik koşul sayısı S_e , K_C matrisinin maksimum özdeğerinin minimum özdeğerine oranını verir.

$$S_e = \|K_C\| \| (K_C)^{-1} \| \quad (3.118)$$

S_e değerinin en aza indirilmesi, K_C değerinin maksimum ve minimum özdeğerlerinin birbirine yaklaşmasıyla mümkündür. Ancak, K_C hem dönel hem de öteleme serbestlik derecesi içerir. Bu da, S_e 'nin hesaplanmasında birim karmaşasına yol açar. Bu yüzden öteleme ve dönme direngenlikleri ayrı ayrı incelenir. K_C , Denklem 3.113'te gösterildiği gibidir.

$$K_C = \begin{bmatrix} K_{CA} & K_{CB} \\ K_{CC} & K_{CD} \end{bmatrix} \quad (3.119)$$

burada K_{CA} , K_{CB} , K_{CC} ve K_{CD} K_C 'nin alt matrisleridir ve sırasıyla N/m, N/rad, N/rad ve Nm birimlerine sahiptir. Bu durumda öteleme ve dönme serbestlik derecelerine uygun bir şekilde, K_{CA} ve K_{CD} matrislerinin normları hesaplanabilir. Manipülatör mobil platformda sadece öteleme hareketine sahip olduğu için K_{CA} üzerinde durulması gerekir. S_e lineer ve dönel esnemeler için aşağıdaki gibi ayrı ayrı hesaplanır;

$$S_{et} = \|K_{CA}\| \|(K_{CA})^{-1}\| \quad (3.120)$$

$$S_{er} = \|K_{CD}\| \|(K_{CD})^{-1}\| \quad (3.121)$$

burada S_{et} ve S_{er} , lineer ve dönel yüklere karşı oluşturulan direngenlikler için koşul sayısını belirtir.

Her seri zincir aynı olduğundan, tek bir seri zincirin direngenlik incelemesi yeterlidir. Ayrıca, bu hesap sürelerini kısaltır. Tek eksene ait direngenlik matrisi K_{Ci} aşağıdaki gibi gösterilir;

$$K_{Ci} = \begin{bmatrix} K_{CiA} & K_{CiB} \\ K_{CiC} & K_{CiD} \end{bmatrix} \quad (3.122)$$

ve

$$S_{eti} = \|K_{CiA}\| \|(K_{CiA})^+\| \quad (3.123)$$

$$S_{eri} = \|K_{CiD}\| \|(K_{CiD})^+\| \quad (3.124)$$

burada üst karakter + sözde ters işlemi belirtir. S_{eti} ve S_{eri} , i nci seri zincirinin öteleme ve dönme direngenliğine ait koşul sayısını gösterir.

Koşul sayısı ile direngenlik koşul sayısı arasındaki ilişki aşağıdaki Denklem setinde gösterilmiştir.

$$K_{C_i}^* = (J_{\theta_i} K_{\theta_i}^{-1} J_{\theta_i}^T)^{-1} \quad (3.125)$$

$$K_C^* = \sum_{i=1}^3 K_{C_i}^* \quad (3.126)$$

$$S_e = \|K_C^*\| \|K_C^{-*}\| \quad (3.127)$$

$$S_{ei} = \|K_{C_i}^*\| \|K_{C_i}^{-*}\| \quad (3.128)$$

$$\Rightarrow S_e = \sum_{i=1}^3 S_{ei} \quad (3.129)$$

$$S_{ei} = \|J_{\theta_i}^{-T} K_{\theta_i} J_{\theta_i}^{-1}\| \|J_{\theta_i}^T K_{\theta_i}^{-1} J_{\theta_i}\| \quad (3.130)$$

$$\Rightarrow S_{ei} \leq \|J_{\theta_i}^{-T}\| \|K_{\theta_i}\| \|J_{\theta_i}^{-1}\| \|J_{\theta_i}^T\| \|K_{\theta_i}^{-1}\| \|J_{\theta_i}\| \quad (3.131)$$

$$\|J_{\theta_i}^{-T}\| = \|J_{\theta_i}^{-1}\| \text{ and } \|J_{\theta_i}^T\| = \|J_{\theta_i}\| \quad (3.132)$$

$$\Rightarrow S_{ei} \leq (\|J_{\theta_i}^{-1}\| \|J_{\theta_i}\|)^2 \|K_{\theta_i}\| \|K_{\theta_i}^{-1}\| \quad (3.133)$$

$$\text{Topoloji yüzünden: } K_{\theta_m} = K_{\theta_1} = K_{\theta_2} = K_{\theta_3} \quad (3.134)$$

$$\Rightarrow S_e \leq \left(\sum_{i=1}^3 (\|J_{\theta_i}^{-1}\| \|J_{\theta_i}\|)^2 \right) \|K_{\theta_m}\| \|K_{\theta_m}^{-1}\| \quad (3.135)$$

Burada $K_{C_i}^*$, i 'inci seri zincirinin direngenlik, K_{θ_m} , tüm seri zincirler için genel direngenlik matris ifadesidir. $\|J_{\theta_i}^{-1}\| \|J_{\theta_i}\|$ i 'inci zincirin koşul sayısıdır. Bu nedenle, tamamen katlanmış ve tamamen açılmış konumlarda S_e ve c_v arasında farklı sonuçlar elde edilir. Yine de, c_v 'in başarımını artırmak hala S_e 'in başarımını arttırmaktadır.

Direngenlik Elipsoidlerinin Hacmi

Direngenlik matrislerinin determinanı, manipülatörün verilen konum ve uzuv boyları için ne kadar direngen olduğunu gösteren direngenlik elipsoidlerinin hacmini anlamak için incelenir.

$$S_d = \det(\mathbf{K}_C) \quad (3.136)$$

\mathbf{K}_C 'nin hesaplaması uzun sürmektedir. Hızlı çözüm için \mathbf{K}_{Ci} kullanılabilir. Ancak, \mathbf{K}_{Ci} pasif mafsallara sahip olduğundan determinant değeri 0 olarak hesaplanmaktadır. Pasif mafsalların etkisi göz ardı edilerek \mathbf{K}_{Ci}^* oluşturulabilir. Bu matrisin incelenmesi direngenlik başarımının hesaplanması açısından kolaylık sağlar.

$$S_{di} = \det(\mathbf{K}_{Ci}^*) = \det(\mathbf{J}_{\theta_i} \mathbf{K}_{\theta_i}^{-1} \mathbf{J}_{\theta_i}^T)^{-1} = \frac{\det(\mathbf{K}_{\theta_i})}{\det(\mathbf{J}_{\theta_i} \mathbf{J}_{\theta_i}^T)} \quad (3.137)$$

Direngenlik matrisinin determinantının büyüklüğü malzeme özelliklerine, kesit profilinin geometrik özelliklerine ve uzuv boyuna bağlıdır. Direngenlik matrisinin bileşenleri, uzuv boyu ile ters orantılıdır. Bu nedenle, daha kısa uzuvlar direngenliği artırır. Bu aynı zamanda direngenlikte ekstra bir gelişme sağlayan paydanın değerini de azaltır. Öte yandan, manipüle edilebilirliğin tanımı olan payda da artırılmalıdır. Bu nedenle, uzuv boylarını azaltarak direngenliği en üst düzeye çıkarmak, manipülatörü tekilliğe daha yakın hale getirir.

\mathbf{K}_C ve \mathbf{K}_{Ci} 'in direngenlik elipsoidlerinin hacmi, kinematik seviyedeki kuvvet elipsoidleriyle ilişkilidir. Kuvvet elipsoidlerinin hacmi artarsa, direngenlik elipsoidlerinin hacmi de artar. Bu nedenle, aşağıdaki ifade yazılabilir;

$$S_{di} \sim \det(\mathbf{J}_{\theta_i} \mathbf{J}_{\theta_i}^T)^{-1} \quad (3.138)$$

Direngenlik koşul sayısında olan birim uyumsuzluğu burada da mevcuttur. Dolayısıyla \mathbf{K}_{CA} ve \mathbf{K}_{CD} matrisleri tek başına kullanılarak hesaplanmıştır.

$$S_{da} = \det(\mathbf{K}_{CA}) \quad (3.139)$$

$$S_{dd} = \det(\mathbf{K}_{CD}) \quad (3.140)$$

burada S_{da} ve S_{dd} , dönme ve öteleme direngenlik elipsoidlerinin hacmini belirtir.

3.3.3 Dinamik Başarım Ölçütlerinin Formülasyonu

R-CUBE mekanizmasının dinamik özelliklerinin değerlendirilmesi atalet matrisi ile sağlanır. Atalet elipsoidlerinin hacmi, atalet matrisinin determinant işlemi ile aşağıda gösterildiği gibi hesaplanır.

$$I_m = \det(M_C) \quad (3.141)$$

burada I_m bütün manipülatörün genelleştirilmiş atalet matrisinin belirleyicisidir. Direngenlik matrislerinin aksine atalet matrislerinin hesaplanması daha hızlıdır. Yukarıdaki atalet matrisi, Kartezyen uzayda tanımlanmıştır. Dolayısıyla, I_m , kullanıcı tarafından hissedilen dinamik etkilerin skaler göstergesidir.

I_m teriminin açık formu aşağıda gösterilmiştir;

$$\det(M_C) = \det\left(\sum_{i=1}^3 M_{Ci}\right) \quad (3.142)$$

$$\Rightarrow \det(M_C) = \det\left(\sum_{i=1}^3 J_i^{-T} M_i J_i^{-1}\right) \quad (3.143)$$

burada M_{Ci} , tek bir seri zincirin atalet matrisidir. Yukarıdaki eşitlik, I_m 'in manipüle edilebilirliği artırarak ve/veya manipülatörün ataletini düşürerek azaldığını gösterir. Bu nedenle, μ_v ile I_m arasında bir benzerlik vardır. Bu nedenle, dinamik başarıyı artırmak için μ_v kullanılabilir. Ancak, μ_v , pasif mafsalların dinamik üzerindeki etkisini içermez.

Dinamik manipüle edilebilirlik şu şekilde hesaplanır;

$$I_d = \det(M_C^{-1}) \quad (3.144)$$

$$I_d = \det\left(\sum_{i=1}^3 J_i M_i^{-1} J_i^T\right) \quad (3.145)$$

burada I_d dinamik manipüle edilebilirlik ölçütüdür. Amaç dinamik manipüle edilebilirliği arttırmaktır. μ_v ile I_m arasındaki benzer bir ilişki de I_d için oluşturulabilir.

Seri zincirleri kullanarak hem I_d hem de I_m için basitleştirme yapılabilir. I_d veya I_m 'in amacı uzuv boyunu azaltmak ve manipüle edilebilirliği arttırmaktır. μ_v minimum değerini, $q_{11} = q_{21} = q_{31} = q_{maks} = |q_{min}|$ olduğunda ve dinamik manipülasyonun minimum olduğu durumlarda alır.

Atalet etkilerini azaltmak önemli olsa da, tüm çalışma uzayında aynı empedans başarımını elde etmek için eşit bir atalet dağılımının sağlanması da önemlidir. Bu etki, M_C 'nin maksimum ve minimum Öklid normunun oranı alınarak ölçülür. M_{Ci} burada kullanılmamalıdır çünkü amaç tek bir bağlantının ataletini azaltmak değil, tüm manipülatörün eşit atalet dağılımını korumaktır. Başarım ölçütü, aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$I_e = \|M_C\| \|(M_C)^{-1}\| \quad (3.146)$$

Bu ölçüt, c_v koşul sayısı ile orantılıdır. c_v azaldıkça atalet değişimleri de azalır.

3.3.4 Hedef Fonksiyonunun Kurulması

Bu bölümde eniyilemede kullanılacak hedef fonksiyonları oluşturulmuştur. Tüm hedef fonksiyonları minimize edilecek şekilde yapılandırılmıştır, bu nedenle bazı başarım ölçütlerinin tersi alınmıştır.

İlk olarak manipüle edilebilirlik ve koşul sayısına bağlı hedef fonksiyonu belirlenmiştir. Manipüle edilebilirliğe bağlı hedef fonksiyonu O_1 olarak tanımlanmıştır. O_1 değeri azaldığı zaman manipüle edilebilirlik artacak şekilde ters alma işlemi kullanılmıştır. Bu durumda O_1 aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

$$O_1 = \tan(q_{max}) \quad (3.147)$$

Koşul sayısı ($\cos^{-2}(q_{maks})$) zaten düşürülmesi gereken bir değerdir ve bu yüzden olduğu gibi kullanılmıştır. O_1 teriminin paydasında zaten kosinüs fonksiyonu bulundurduğundan, O_1 'in azalması koşul sayısının da azalmasını garanti eder. Bu yüzden, farklı bir amaç fonksiyonuna ihtiyaç yoktur.

Koşul sayısının dinamik ve direngenlikle ilişkisi yukardaki kısımlarda belirtmiştir. O_1 'i eniyilemek, çalışma alanında dinamik ve direngenlik özelliklerinin eşit dağılımını sağlar. Dinamik ve direngenlik için koşul sayısına ihtiyaç yoktur.

Dinamik ve direngenlik başarımlarını ölçütlerini dikkate alan hedef fonksiyonları, I_m ve S_{da} ölçütlerini kullanarak oluşturulur. I_m azaltılmalı ve S_{da} ise artırılmalıdır. O_2 ve O_3 hedef fonksiyonları aşağıdaki denklem setinde verilmiştir. Bu mekanizmanın özelliğinden dolayı dönme direngenliği incelenmemiştir.

$$O_2 = \det(M_C) \quad (3.148)$$

$$O_3 = \det(K_{CA})^{-1} \quad (3.149)$$

O_2 ve O_3 'ün her ikisinin de uzuv boylarını azaltmaya etkisi vardır. O_2 , aktif uzuvlardan 2 tanesi tamamen katlanmış, diğeri ise 0 konumunda iken değerlendirilmiştir. O_3 sadece maksimum moment koluna sahip olan kollar tamamen açılmış haldeyken değerlendirilmiştir. O_2 pasif mafsallar dahil olmak üzere manipülasyon kabiliyetini artırırken, O_3 tekil bir konuma yaklaşmaya çalışır.

3.3.5 Uzuv Kesit Alanını Eniyileyen Hedef Fonksiyonunun Tanımlanması

Bu kısımda, içi boş boru bağlantılarının kesit profilinin boyutsal değerlendirmesi tartışılmaktadır. Kesit boyutları kinematik özellikleri etkilemediğinden, kesit boyutlarının ayrıca tasarımı gerçekleştirilir. Buradaki amaç, mümkün olan en yüksek direngenlikte en iyi dinamik başarımları sağlayan dış çapın iç çapa oranını elde etmektir. Daha sonra, çapların gerçek değerleri istenen direngenliğe göre belirlenir.

z-ekseni boyunca dönmeye ilişkin tek bir uzuvun ataleti;

$$I_l = I_z^* + m \frac{l_{ij}^2}{4} \quad (3.150)$$

$$I_l = \rho \pi l_{ij} \left(\left(\frac{D_{ij}}{2} \right)^2 - \left(\frac{d_{ij}}{2} \right)^2 \right) \left(\frac{l_{ij}^2}{3} + \frac{\left(\frac{D_{ij}}{2} \right)^2 + \left(\frac{d_{ij}}{2} \right)^2}{4} + \frac{l_{ij}^2}{4} \right) \quad (3.151)$$

burada I_l tek bir dönen uzuvun atalet momentidir. Uzuv boylarına ilişkin hedef fonksiyonları önceki bölümde belirlendiğinden, bu kısımda iç ve dış çaplar arasındaki eniyileme için gerekli hedef fonksiyonları hesaplanır. Dış çap, iç çapın dış çapa bir oranı olarak elde edilmesi için birim değer verilir.

Direngenliğin değerlendirilmesinde sadece bükülme kuvvetlerinden etkilenen direngenlik matrisinin elemanları göz önünde bulundurulur çünkü bükülme deformasyon üzerindeki etkili eylemdir. Bu nedenle, direngenlik skaler bir değerle S_l olarak gösterilir.

$$S_l = \frac{12E_y I_z}{l_{ij}^3} = \frac{12E_y \pi}{4l_{ij}^3} \left(\left(\frac{D_{ij}}{2} \right)^4 - \left(\frac{d_{ij}}{2} \right)^4 \right) \quad (3.152)$$

S_l ve I_l , d_{ij} 'nin hedef fonksiyonlarını kurmak için kullanılır. $\rho = 1$, $l_{ij} = 1$, $D_{ij} = 1$ ve $E_y = 1$ brim değerler olarak alınmıştır. Dolayısıyla, genetik algoritma için minimize edilecek hedef fonksiyonları şu şekilde elde edilmiştir:

$$CS_1 = S_l^{-1} \quad (3.153)$$

$$CS_2 = I_l \quad (3.154)$$

Burada CS_1 ve CS_2 kesit profiliyle ilgili hedef fonksiyonlarıdır. Oranı belirledikten sonra, enine kesitin eniyilenmiş boyutları, piyasadaki uygun kompozit borular, belirli yük altında öngörülen maksimum deformasyon açısından belirlenebilir. Eniyi sonuç bir sonraki bölümde kullanılmak üzere d_{op} olarak adlandırılır ve şöyle gösterilir;

$$d_{op} = \frac{d_{ij}}{D_{ij}} \quad (3.155)$$

3.3.6 Hedef Fonksiyonunun Karbon Fiber Açısının Belirlenmesi için Tanımlanması

Katmanların oryantasyonu, maksimum esnemelere ve uygulanan yüklere göre belirlenir. Hareketli platformun esnemeleri, tek bir seri zincir için K_{Ci}^* direngenlik matrisi kullanılarak hesaplanır.

$$\Delta \bar{k}_i^* = (K_{Ci}^*)^{-1} \bar{F}_{ext} \quad (3.156)$$

$\Delta \bar{k}_i^*$ maksimum esnemenin gerçekleştiği seri zincirler tam açılmış konumundayken hesaplanır. Aktif mafsalların açılı değeri $q_{11} = q_{21} = q_{31} = q_{maks}$ 'dir. Dolayısıyla, kompozit uzvun katman oryantasyonları bu konumda hesap edilmiştir. Daha sonra, Kartezyen uzaydaki esneklikten kaynaklanan yer değiştirmeler bir başarımlı ölçütü olarak kullanılır. Esneklikten kaynaklanan yer

değiştirme, öteleme ve dönme esnemelerini içerdiğinden, her esnek yer değiştirme tipi ayrı olarak değerlendirilir.

$$CF_1 = \|(\Delta\bar{\kappa}_i^*)_{1-3}\| \quad (3.157)$$

$$CF_2 = \|(\Delta\bar{\kappa}_i^*)_{4-6}\| \quad (3.158)$$

Burada CF_1 ve CF_2 sırasıyla öteleme ve dönme esnek yer değiştirme vektörlerinin normlarını belirtir. 1 – 3 ve 4 – 6, $\Delta\bar{\kappa}_i^*$ 'nin değerlendirilen bileşenlerini belirtir.

Kartezyen uzaydaki direngenlik matrisi aynı zamanda kompozit fiber oryantasyonlarının bir fonksiyonudur. Amaç, gerekli olan minimum kompozit katmanların sayısını elde etmektir. Bu nedenle, 0° , 90° , 45° ve -45° arasındaki her katın maksimum sayısı 10 ile sınırlandırılmıştır. 0° ve 90° oryantasyonu bükülmeye karşı direnci artırır. Diğer taraftan, 45° ve -45° oryantasyonu burulma yüklerine karşı direngenliği artırır. Manipülatöre uygulanan kuvvetler, $\vec{u}_i^{(0)}$ eksenini boyuncadır. 0° ve 90° oryantasyonları, $\vec{u}_i^{(0)}$ eksenini boyunca \pm yöndeki direngenliğin artmasını sağlar. Bununla birlikte, burulma yükü 45° ve -45° oryantasyonundaki kompozitler ile telafi edilir.

Piyasadaki kompozit malzemelerin her katının kalınlığı yaklaşık 0.15 mm'dir. Bu değer eniyilemede için kabul edilmiştir. İç ve dış çap oranına bağlı olarak, katman sayısı da kesit boyutlarını belirler. İlişki şu şekilde gösterilmiştir;

$$t = \frac{D_{ij} - d_{ij}}{2} \quad (3.159)$$

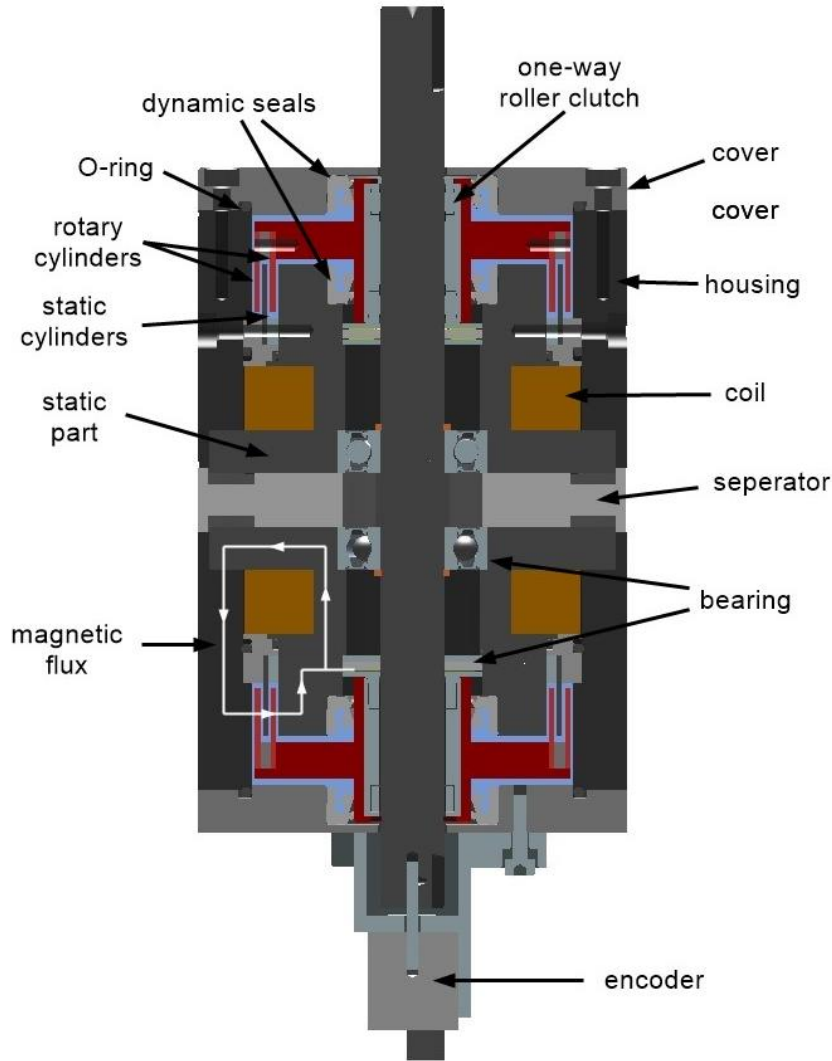
$$t = 0.15(a_{ij} + b_{ij} + c_{ij} + d_{ij})/1000 \text{ m} \quad (3.160)$$

$$\frac{D_{ij}}{2} = 0.15(a_{ij} + b_{ij} + c_{ij} + d_{ij})/1000 + \frac{d_{ij}}{2} \quad (3.161)$$

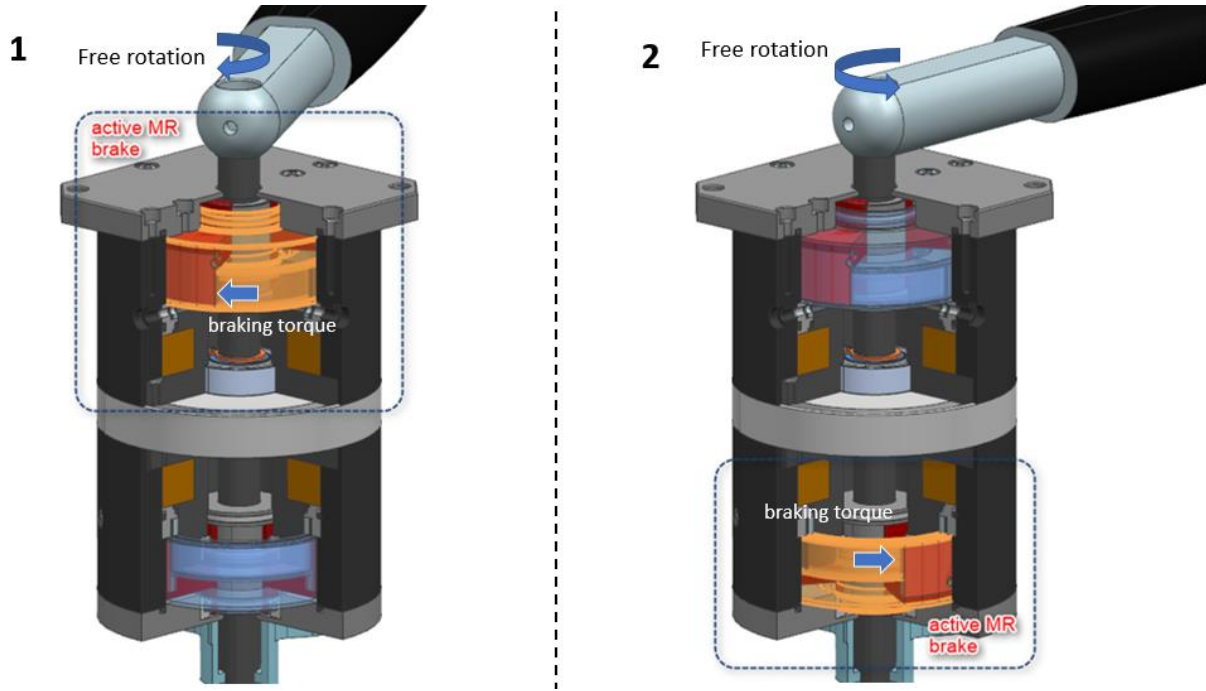
Burada a_{ij} , b_{ij} , c_{ij} ve d_{ij} her bir uzuvda kullanılan katman sayısını belirtir. t , içi boş tüpün kalınlığını gösterir. Uzuvlar, kırılmalara karşı emniyet sağlamak için öngörülen kuvvetin 4 katı olan 20 N dış kuvvet için tasarlanmıştır.

3.4 Yarı-Aktif Eyleyici Tasarımı

Proje kapsamında geliştirilen haptik cihazda Magneto-reolojik sıvı (MRS) freni ve DC motordan oluşan hibrit bir eyleyici sistemi kullanılacaktır. Haptik cihazlarda kullanılan MRS freni tarzındaki yarı-aktif eyleyici sistemlerinin temel sorunu fren yapıldığında her iki yöndeki hareketin de engellenmesidir. Bu soruna çözüm olması adına Geliştirilen yarı-aktif eyleyicinin çalışma prensibi Şekil 3.8'de açıklanmıştır. Tasarımda iki adet tek yönlü rulman kullanılmıştır. Bu iki rulman birbirine ters yönde harekete izin verecek şekilde ortak mile monte edilmiştir. Buna göre üstteki fren aktif hale geldiğinde üst taraftaki tek yönlü rulman saat yönünün tersine harekete izin verdiği için saat yönünde frenleme yapılmakta ve saat yönünün tersine yöndeki hareket ise serbest olmaktadır. Bu durumun tam tersi ise alt taraftaki fren aktif hale geldiğinde yaşanmaktadır. Bu sayede her iki yönde de kontrol edilebilir şekilde farklı frenleme yapılabilmekte veya sadece tek bir yönde frenleme yapılabilmektedir. Çalışmanın sonuçları eyleyici tasarımı konusundaki en önemli konferanslardan birisi olan ACTUATORS 2018 adlı konferansta sunulmuştur ve bu rapora Ek-4 olarak iliştilmiştir.



Şekil 3.7. Yapışma sorunu olmayan MRS temelli yarı-aktif eyleyici ve bileşenleri



Şekil 3.8. Yarı-aktif eyleyicinin çalışma prensibi

ACTUATORS konferansında sunulan tasarımın prototip üretimi yapılmış ve testler, gerçekleştirilmiştir. Testlerin sonucuna göre yapılan tasarımın özellikleri Tablo 3.1'de özetlenmiştir.

Tablo 3.1. Yarı-aktif eyleyiciye ait ilk tasarımın teknik özellikleri

Kategori	Özellik
Ürün kütlesi	3.57 kg
Frenleme torku @ 2 A	3.8 N·m
Boştaki tork	0.15 – 0.4 N·m
Çalışma frekans aralığı	63 rad/s
Dış çapı	80 mm
Boy	124 mm
Tel çapı	0.5 mm
Maks. Operasyon akımı	2 A
Sarım sayısı (tel)	450
Manyeto-reolojik malzeme	MRF-122EG
Manyetik malzeme	AISI 1008 Çelik
Manyetik olmayan malzeme	Paslanmaz Çelik / Alüminyum

Yarı-aktif eyleyicinin uygulaması gereken en yüksek frenleme torku eniyilenen mekanizma parametrelerine göre güncellenmiştir. Ancak kontrüksiyonel tasarım sırasında mekanizma parametreleri bir kez daha güncellenmiş ve sonuç olarak l_1 , l_2 , l_3 , uzunlukları sırasıyla 122.4 mm, 80 mm ve 129.6 mm olarak seçilmiştir. Yarı-statik kuvvet analizine göre platformda

oluşturulacak kuvvet ve eyleyici sistemin oluşturduğu tork arasındaki bağıntı formüle edilmiştir. Buna göre en kötü durum olan ilk uzvun sıfır durumunda eyleyicinin oluşturması gereken tork şu şekilde hesaplanmaktadır: $T = F \times l_1$. Seçilen ilk uzuv boyutuna ve tasarım kriterlerinde yer aşan en yüksek kuvvet sınırı olan 5 N kısıtına göre yarı-aktif eyleyicinin uygulaması gereken en yüksek tork $5 \times 0.1224 = 0.612$ Nm olarak belirlenmiştir. Ancak emniyet sınırları gözetilerek yarı-aktif eyleyicinin en yüksek tork sınırı 1 Nm olarak belirlenmiştir.

3.4.1 MRS Temelli Yarı-Aktif Eyleyici Tasarımının Temelleri

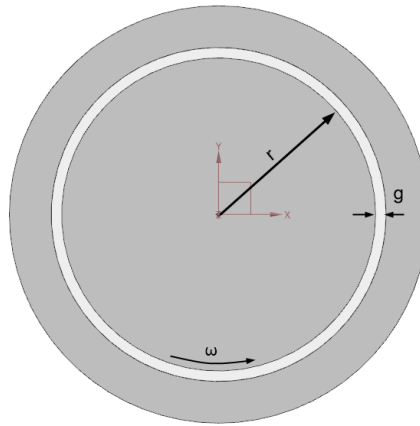
MRS freni, içerisinde bulunan MR sıvısının manyetik alan etkisinde yoğunluğunun değişmesi ile kontrol edilebilir direnç torku oluşturmaktadır. MR sıvısındaki yoğunluk değişimi Bingham plastik formülü ile modellenir ve bu sayede yüzey gerilmesi τ aşağıda gösterildiği gibi hesaplanabilir.

$$\tau = \tau_y(H) + \eta\left(\frac{dv}{dz}\right) \quad (3.162)$$

Formülde görüldüğü gibi toplam yüzey gerilmesi, manyetik alan şiddeti H ile orantılı akma gerilmesi τ_y ve hıza bağlı $\frac{dv}{dz}$ Newtonian viskoz gerilmesinin η toplamından oluşmaktadır. Formülü silindirik bir mekanizma için belirtirsek,

$$\tau = \tau_y(H) + \eta(r\omega/g) \quad (3.163)$$

kayma gerilmesini hesaplayabiliriz. Burada silindir yüksekliği h , yarıçapı r , açısal hızı ω ve MR sıvısının bulunduğu boşluğun genişliğine g temsil etmektedir (Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Silindirik MRS frenin üstten görünüşü

Yüzey viskoz gerilmesinin oluşturacağı direnç torku aşağıdaki şekilde hesaplanır.

$$T = r\tau A \quad (3.164)$$

Bu formülde MR sıvısının silindir yüzeyine temas ettiği alan A ile ifade edilmiştir. Denklem (3.163) ve (3.164) kullanılarak silindir şeklindeki MR frenler için direnç torku aşağıda gösterilen şekilde hesaplanır.

$$\tau = \tau_y(H) + \eta(r\omega/g) \quad (3.165)$$

Bingham plastik akışkanlar modeli kullanılarak elde edilen bu formülü kullanarak MRS freninin üreteceği tork değerini manyetik alanın şiddetine bağlı olarak hesaplamak mümkündür. MRS freni haptik cihazlarda kullanılmak üzere geliştirilmektedir. Bu sistemlerdeki eyleyici hızları oldukça yavaştır. Bu nedenle Newton viskoz sürtünmenin oluşturacağı değer manyetik alanın oluşturduğu gerilmeye oranla oldukça küçük olmaktadır ve göz ardı edilebilir. Ayrıca elde edilen bu model MRS freninin tasarımında kullanılacaktır ve buradaki amaç statik durumda maksimum tork değerinin hesaplanmasıdır. Denklem 3.165'teki Newton viskoz sürtünmeye bağlı kısmı göz ardı edersek direnç torkunu aşağıdaki gibi elde edebiliriz.

$$T \approx 2\pi r^2 h \tau_y(H) \quad (3.166)$$

Proje kapsamında tasarlanması planlandığı gibi birden fazla silindirin olduğu MRS freni için formülü genelleştirirsek,

$$T \approx \sum_{k=0}^n R_n^2 2\pi h \tau_y(H) \quad (3.167)$$

direnç torku her bir silindirin oluşturduğu torkların toplamına eşit olur. MR sıvısı ve silindir yüzeylerinin temas ettiği yarıçap R değerleri aşağıda gösterilen şekilde hesaplanır.

$$R_{n+1} = R_n + d + g \quad (3.168)$$

Burada MR sıvısının temas ettiği silindir yüzeylerinin sayısı n , MR sıvısının bulunduğu yüzey boşluğu g ve silindir et kalınlığı d ile belirtilmiştir.

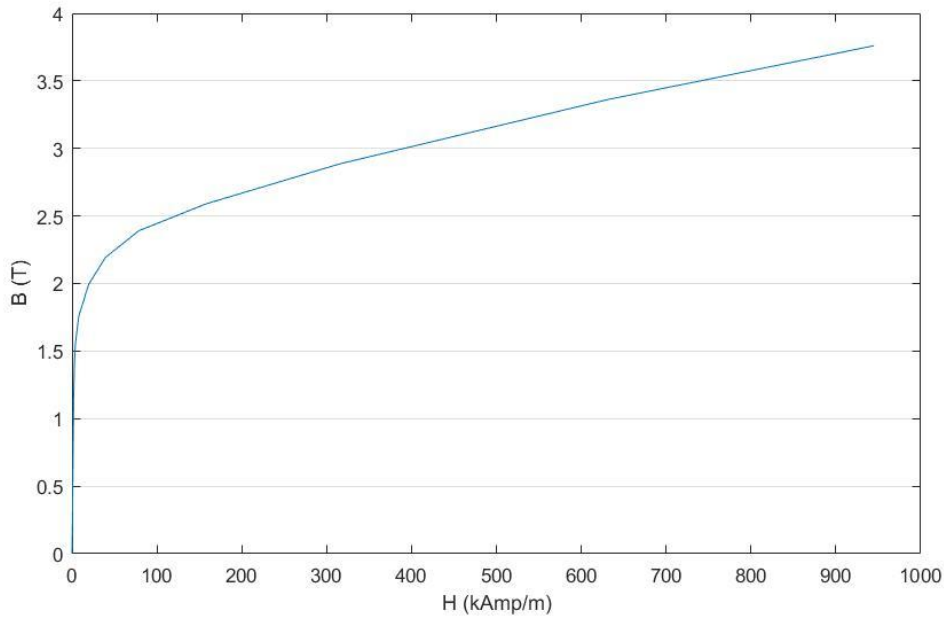
3.4.2 MRS Temelli Yarı-Aktif Eyleyicinin Sonlu Elemanlar Metodu ile Analizi

MRS freninin üretebileceği maksimum direnç torku MR sıvısının üzerine etki eden manyetik alan akısının yoğunluğuna bağlıdır. MRS freni tasarlanırken Denklem 3.166 ve 3.167'den

Tablo 3.2. Benzetimde kullanılan malzemelerin manyetik geçirgenlik özellikleri

Malzeme	Geçirgenlik katsayısı (μ/μ_0)
Hava	1
Alüminyum	1
Paslanmaz	1
çelik	1
Bakır	1

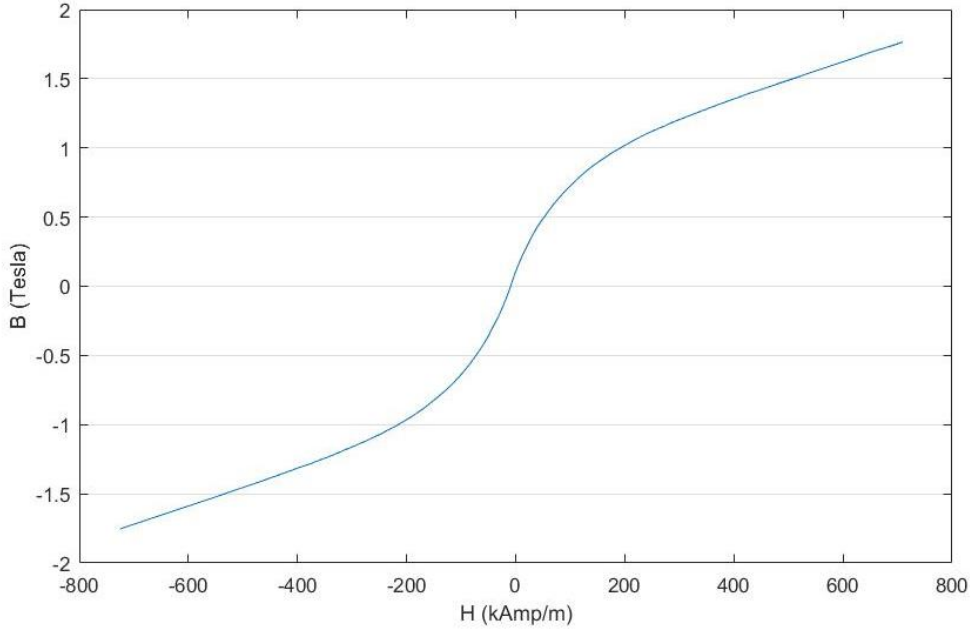
Tasarımda görüldüğü gibi bobin teline akım verildiğinde manyetik akı manyetik geçirgenliği yüksek olan malzeme üzerinde dolaşarak silindirelerin arasında bulunan MR sıvısına dik olarak etki eder. Manyetik malzeme olarak yüksek demir alaşımlı 1020 çeliği kullanılmıştır. Bu malzeme sabit bir geçirgenlik değerine sahip değildir ve gösterdiği manyetik geçirgenlik B- H eğrisi Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



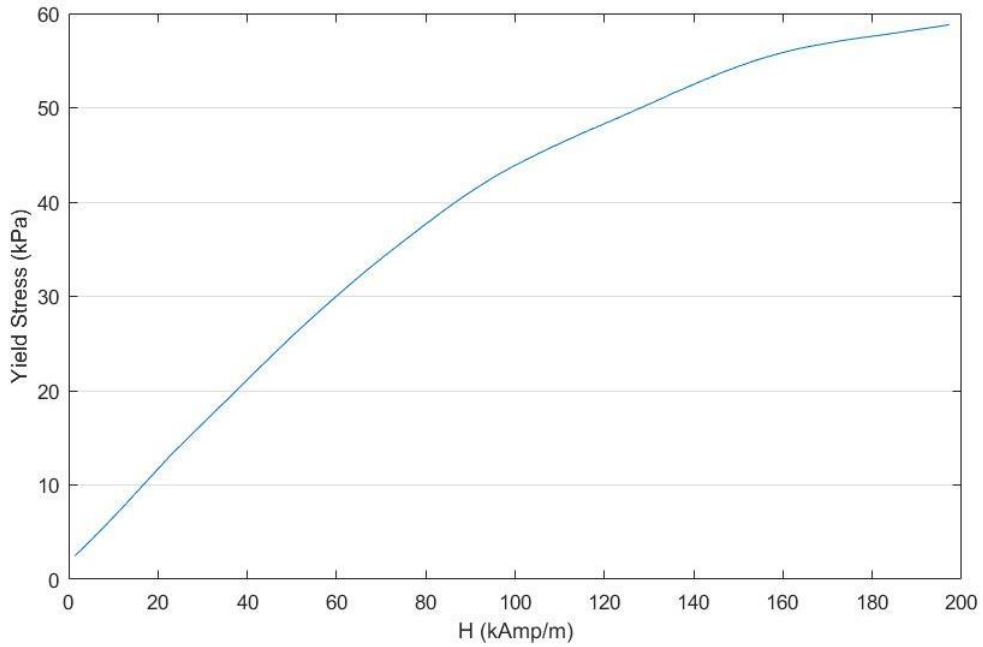
Şekil 3.11. SA 1020 çeliğinin BH eğrisi

MRS fren sisteminin direnç torku MR sıvısının manyetik alan şiddetine maruz kaldığında gösterdiği viskoz değişimine bağlıdır. Sistemin kararlı bir tork üretebilmesi için MR sıvısının kalitesinin yüksek olması gerekmektedir. Bu nedenle MR sıvısı olarak yüksek demir partikül yoğunluğuna ve viskoz değere sahip MRF-140CG seçilmiştir. Şekil 3.12 ve Şekil 3.13’te görüldüğü gibi LORD firması tarafından bu ürünün manyetik ve viskoz özellikleri belirlenmiştir. Bu değerler kullanılarak malzeme benzetim paket programında tanımlanmıştır. MRF-140CG

maksimum akma gerilmesine yaklaşık 1 T manyetik akı yoğunluğunda ulaşır ancak 0.5 T manyetik akı yoğunluğundan sonra lineer olmayan davranış göstermektedir.



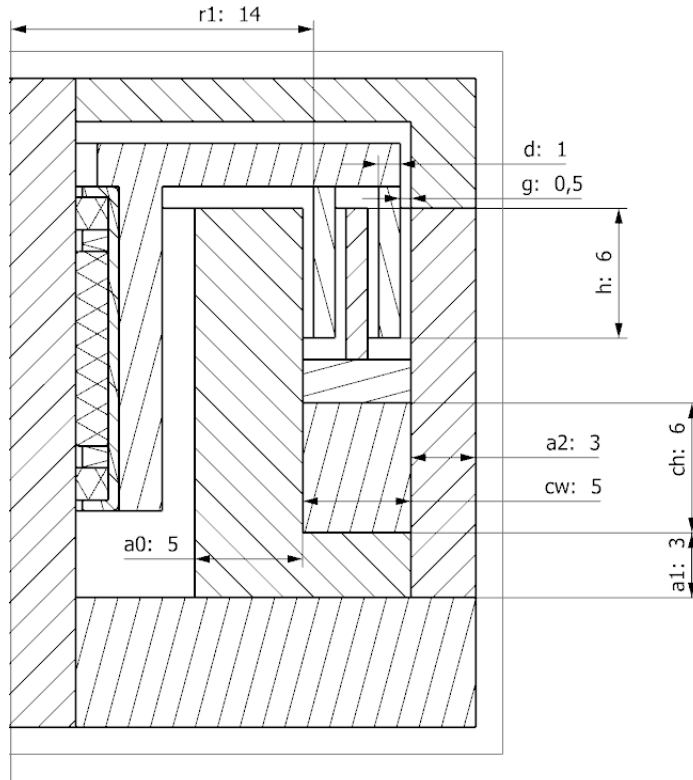
Şekil 3.12. MRF-140CG sıvısının manyetik özellikleri (B-H eğrisi)



Şekil 3.13. MRF-140CG sıvısının manyetik akı şiddeti etkisinde akma gerilmesi değişimi

3.4.3 MRS Freninin Parametrik Tasarımı ve Tasarım Eniyilemesi

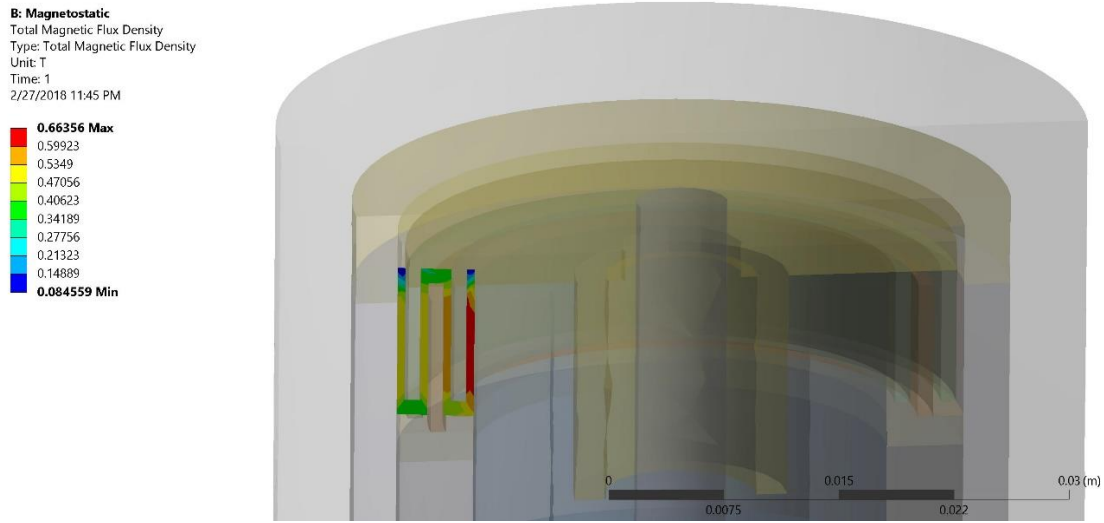
MRS frenini HISS projesi kapsamında geliştirilen haptik cihaz için yarı-aktif eyleyici olarak kullanılacaktır. Tasarım kriterleri bu cihazın hedefleri göz önüne alınarak belirlenmiştir. Bu kapsamda MRS freninin en az 1 Nm direnç torku elde etmesi hedeflenmiştir. Bu direnç torkunu üretirken minimum sürtünmelerin ve ataletin en aza indirilmesi için tasarım optimizasyon çalışması yapılmıştır. Şekil 3.14'te manyetik alan şiddetini ve çıkış torkunu en çok değiştiren tasarım ölçüleri parametrik olarak tanımlanmıştır. Benzetim paket programında bu parametrelere farklı değerler verilerek oluşan manyetik alan şiddetleri saptanmıştır. Magnetostatic benzetim sonucunda elde edilen manyetik akı yoğunlukları Denklem 3.167 ve 3.168 temel alınarak oluşturulan benzetim programında kullanılarak MRS freninin belirlenen ölçüler için üreteceği tork değerleri hesaplanmıştır.



Şekil 3.14. MRS frenin parametrik tasarımı ve ilk ölçüleri

Şekil 3.14'te belirtilen ilk tasarım ölçüleri CAD model ile birlikte benzetim paket programına aktarılır. Ayrıca Şekil 3.10'da gösterilen parçaların malzeme özellikleri benzetim paket programının malzeme kütüphanesine tanımlanır. Sonlu elemanlar yöntemi ile benzetim için gerekli olan diğer parametreler olan bobin telinin sarım sayısı 157 tur ve bobine verilen elektrik

akımı 2 A olarak belirtilir. Belirtilen koşullar için yapılan sonlu elemanlar benzetimi sonucunda MR sıvısının üzerine etki eden manyetik akı yoğunluğu 0.49 T olarak hesaplanmıştır ve sonuç Şekil 3.15'te gösterilmiştir. Nümerik çözüm ile hesaplanan manyetik akı yoğunluğu, $\tau_y(H)$, Denklem 3.167 içinde kullanılarak MRS freninin ürettiği direnç torku 1.28 Nm olarak hesaplanır.



Şekil 3.15. MR sıvısı üzerinde oluşan manyetik akı yoğunluğu

MRS fren tasarımının en iyileştirilebilmesi için yani MRS fren haciminin azaltılarak tork değerinin artırılması için sonlu elemanlar analizi ve analitik çözümler kullanılarak tasarım optimizasyonu yapılmıştır. Tasarım optimizasyonu için 40 farklı tasarım parametre ölçüleri kullanılarak sonlu elemanlar benzetimi ve analitik çözüm yapılarak belirlenen her bir tasarım için tork değeri hesaplanmıştır.

Farklı tasarım ölçülerinin elde edilen tork değerlerine göre karşılaştırılması sonucunda 40 adet farklı tasarımdan DP5 numaralı çözüm final tasarımı için seçilmiştir. Tablo 3.3'te gösterilen DP5 numaralı tasarım parametreleri için sonlu elemanlar analizi benzetimi sonucunda manyetik alan akısı 0.525 T olarak hesaplanmıştır. Bu sonuca göre DP5 numaralı tasarım 45 mm çapında MRS freni ile 1.45 N tutma torku üretmektedir.

$$c_0 = c_0(u) = c_{0a} + c_{0b}u \quad (3.183)$$

$$\dot{u} = -\eta(u - v) \quad (3.184)$$

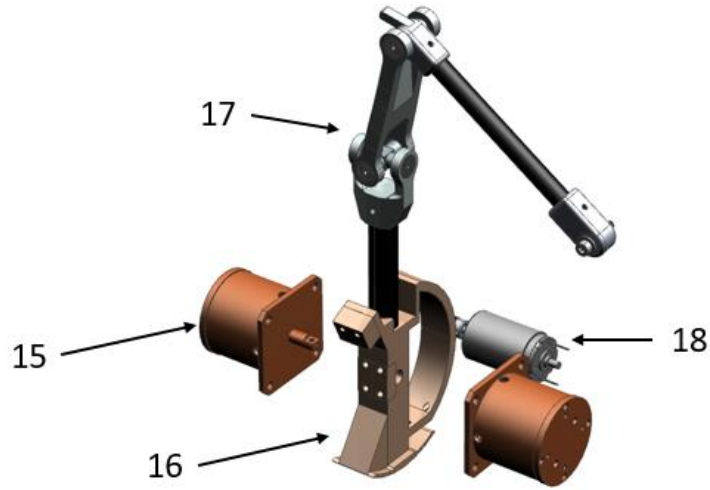
Burada x konum değişimini ve F ise MRS damperi tarafından üretilen direnç kuvvetini belirtir. y MRS damperin konum değişimini, u birinci-dereceden filterinin çıkış sinyalini ve v ise akım sürücüyeye gönderilen dijital (voltaj) sinyali temsil eder. k_1 akümülatör direngenliğini, k_0 yüksek hızlardaki direngenliği ve x_0 akümülatörün etkisini ifade eder. c_0 ve c_1 sırasıyla yüksek ve düşük hızlardaki viskoz sönümlenme katsayısını belirtir. α Bouc-Wen modeli için ölçeklendirme oranıdır. Ayrıca γ , β , A ve n histerezis döngüsünün ölçeklendirilmesinde ve şeklinin belirlenmesinde kullanılan parametrelerdir. Sonuç olarak MRS sisteminin dinamik modelini elde edebilmek için toplamda 14 adet parametrenin deneysel olarak belirlenmesi gerekmektedir. Bu parametrelerin elde etmek için genetik algoritma (GA), parçacık sürü eniyilemesi (PSE) ve yapay sinir ağları (YSA) gibi metotlar kullanılmaktadır (Kwok v.d., 2006; Kwok v.d., 2007, Wang ve Liao, 2004).

3.4.5 Hibrit Eyleyici Sistem

Her ne kadar bu projede geliştirilen tek yönlü değişken fren yapabilen MRS temelli yarı-aktif eyleyici harekete karşı değişken direnç oluşturma konusunda kuvvet/atalet oranını doğru akım (DA) motorlarına göre daha iyi bir şekilde karşılıyorsa da bazı konularda yetersiz kalmaktadır. Bu konulara özetle şu şekildedir:

- (1) Haptik cihaz eyleyicisi olarak sadece MRS temelli yarı-aktif eyleyici kullanıldığı takdirde haptik cihaz dinamik etkileri kullanıcıya hissettiremez.
- (2) Haptik cihazın serbest hareketi sırasında MRS temelli yarı-aktif eyleyici DA motoruna kıyasla çok daha yüksek sürtünme kuvvetini kullanıcıya iletir.
- (3) MRS temelli yarı-aktif eyleyicilerin çalışma frekans bandı DA motorlarına göre düşüktür ve bu durumda kullanıcıya gecikmeli tepki iletilir ve frekans bandında empedans aralığından feragat edilir.

Bu sorunları çözmek amacı ile Şekil 3.17'de gösterilen hibrit yapıda bir eyleyici sistemi tasarlanmıştır. Bu eyleyici sistemi 1 adet DA motorundan (18 numara), kapstan sürücünden (16 numara) ve iki adet tek yönlü direnç torku üretebilen MRS temelli yarı-aktif eyleyiciden (15 numara) oluşmaktadır. Bu sayede birbirinden farklı özellikleri olan iki eyleyici sistemi tek bir aktif mafsal için kullanılmaktadır.

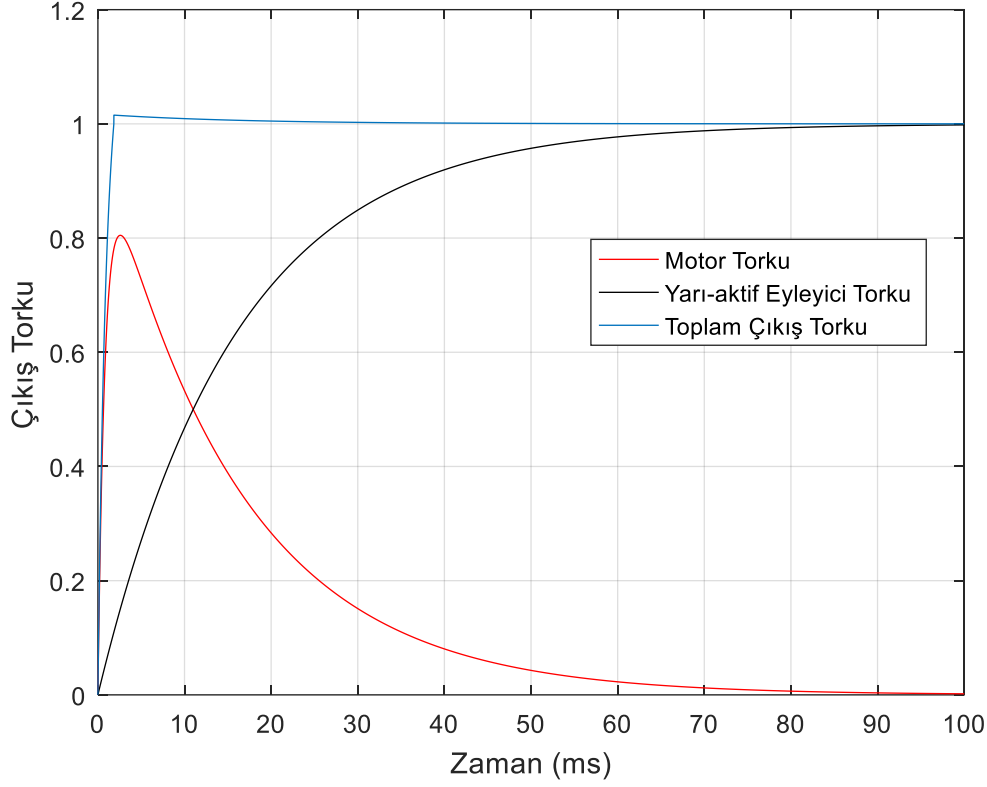


Şekil 3.17. Hibrit yapıdaki eyleyici sistemi

Eyleyici sistemlerinden DA motorunun avantajları yüksek dinamik başarıma sahip olmasıdır. Bu sayede çok kısa sürede istenen çıkış torkuna ulaşabilmektedir. Bu dinamik başarıyı sağlayabilmesi için DA motoru düşük atalet momentine sahip (12 gcm^2) ve düşük mekanik zaman sabitine sahip (4.9 ms) bir motor olarak seçilmiştir. Ancak bu seçimin neticesinde DA motorunun devamlı üretebildiği en yüksek tork 26 mNm 'dir. Bu durumda tasarlanan mekanizmanın tutamağında sürekli oluşturabileceği kuvvet miktarı yaklaşık 0.22 N civarındadır. Yayında sıklıkla rsatlanan kullanım şekli bu DA motorunun bir kapstan sürücüsü ile beraber kullanılmasıdır. Bu sayede motorun çıkış torku yükseltilirken dinamik davranıştan bir nebze feragat edilmektedir. Eyleyici sistemde bu şekilde $1:10$ oranına sahip bir kapstan sürücüsü kullanılmıştır. Bu sayede devamlı üretilebilen kuvvet miktarı 2.2 N civarına çıkmıştır. Ancak bu değer de projede önderilen başarımlar değerlerine göre düşük kalmaktadır.

Seçilen motorun tutma torku (ing: stall torque) değeri ise 150 mNm 'dir. Bu değere göre ise DA motoru ve kapsatan sürücü kullanılarak tutmakta üretilebilecek en yüksek kuvvet yaklaşık 12 N 'dur. Ancak bu değer sadece kısa bir süre için motor tarafından üretilebilir. Bu safhada MRS temelli yarı-aktif eyleyicinin kullanılması planlanmıştır. Yarı-aktif eyleyici hedeflenen 1 Nm tutma torkunu çok daha uzun süreler koruyabilmektedir. Bu bağlamda DA motoru kapstanın pinyon tarafına bağlandığında ve yarı-aktif eyleyici kapstanın çıkış ksanağına bağlandığında ikisi beraber çalışarak minimum 8 N civarında bir çıkış kuvvet sürekli olarak kullanıcıya iletebilir. Bu çalışma senaryosunda dinamik özellikleri çok daha yüksek olan DA motoru tutma torkuna çıkarılır. Bu sırada yarı-aktif eyleyici de kendi tutma torkuna çıkmaya başlar. Yarı-aktif eyleyici tutma torkuna ulaşmaya başladıkça DA motorunun tork çıktısı azaltılır ve sonunda sıfırlanır. Bu durumda sadece yarı-aktif eyleyici direnç torkunu oluşturmaktadır. Sonuç olarak

çok kısa sürede DA motorunun devamlı olarak üretemeyeceği bir kuvvete çıkmış ve o kuvvet miktarında sürekli olarak kalınmış olacaktır. Söz konusu çalışma senaryosunun grafiği Şekil 3.18'de verilmiştir.

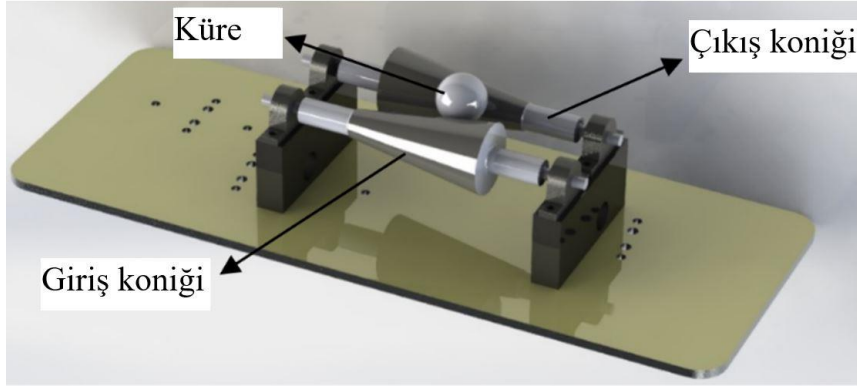


Şekil 3.18. Hibrit eyleyici sisteminin maksimum tork isteği geldiğindeki çalışma şekli

3.5 Sürekli Değişken Aktarma Organı Tasarımı

Bu bölümde, özgün bir tasarım olarak projede geliştirilen sürekli değişken oranlı aktarma (SDA) sisteminin tasarım detayları ve çalışma prensibi sunulmaktadır. Bu tasarım için proje kapsamında bir adet patent başvurusu yapılmış ve ilgili belgeler Ek-5'te sunulmuştur. Konvansiyonel SDA sisteminde, üzeri sürtünme malzemesi ile kaplanmış iki konik ve bu iki konik arasındaki tork aktarımını sağlayan bir aktarma tekerleği bulunmaktadır. Giriş torkunun verildiği şaft, giriş koniği ile ve çıkış torkunun elde edildiği şaft çıkış koniği ile birleştirilmiştir. Aktarma oranını değiştirmek için, aktarma tekerleğinin doğrusal bir yörüngede hareketi sağlanır. Böylece, tekerleğin temas ettiği konik yarıçapları değişir ve aktarma oranı istenilen seviyeye getirilir. Fakat, söz konusu aktarma tekerleği holonomik bir hareket yapma kapasitesine sahip olmadığı için, çıkış koniğinin pozisyonu değiştirilmeden aktarma oranının ayarlanabilmesi mümkün değildir. Başka bir deyişle, aktarma değişimi esnasında, koniklerin

döndürülmesi zorunludur. Bu tasarım probleminden dolayı, iki konikli SDA sistemleri insan-robot ara yüzlerinde kullanılamamaktadır.

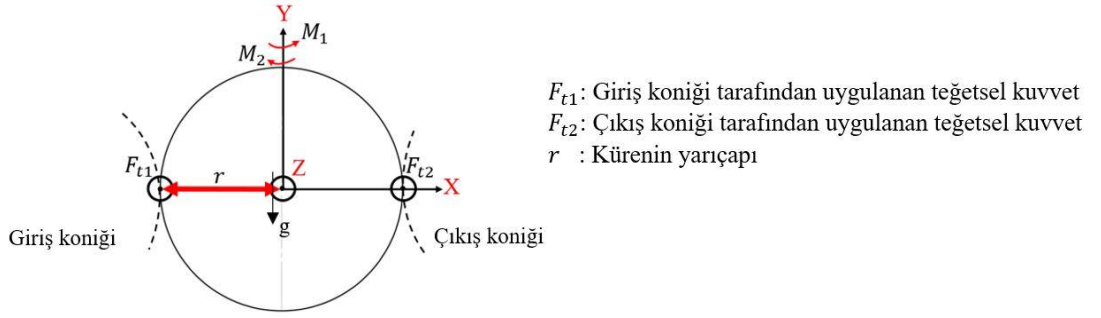


Şekil 3.19. Tek küre ile çalışan iki konikli SDA sisteminin üç boyutlu modeli (Mobedi ve Dede, 2018)

Dolayısıyla, iki konik arasında aktarmayı sağlayacak elemanın holonomik bir hareket yapabilmesini mümkün kılabilmek için, bir küre kullanılması düşünülmüştür (Şekil 3.19). Böylece, kullanılan elemanlar tamamıyla rijit olarak kabul edilerek, küre ve konikler arasında noktasal temas olması garanti edilir ve aktarma değişimi esnasında koniklerin döndürülmesi durumu koniklerde olabilecek ihmal edilebilir seviyedeki pozisyon değişimi ile başarılıdır. Başka bir deyişle, sabit yük altında dirençlilik değişimi (aktarma oranı değişimi) ve sabit pozisyonda dirençlilik değişimi olguları (Wolf v.d., 2016) söz konusu sunulan özgün SDA sistemi sayesinde başarılabilir.

Aktarma esnasında kayma riskini en düşük seviye ye düşürebilmek için Şekil 3.19'da gösterilen tasarımda, koniklerin üzeri kauçuk esaslı bir sürtünme malzemesi (EPDM kauçuğu) ile kaplanır. Böylece küre ve konikler arasında oluşturulacak olan normal kuvvetlerin seviyesi düşürülür.

Kürenin konikler arasındaki konumu, aktarma oranının değişimi esnasında kürenin yaptığı doğrusal hareket açısından büyük önem taşımaktadır. Şöyle ki, eğer küre tam olarak koniklerin dönme eksenini seviyesinde oluşturulan bir düzlem ile aynı seviyeye indirilir ise, aktarma oranı değişimi, koniklerin pozisyonunu değiştirmeden başarılmaz. Bu meselenin matematiksel ispatı, Şekil 3.20'de sunulmuştur.



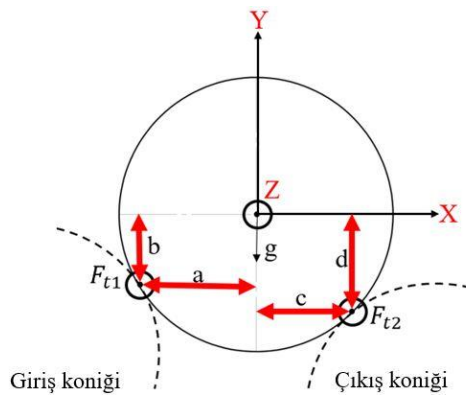
Şekil 3.20. Kürenin koniklerin tam olarak arasında olduğu durumdaki serbest cisim diyagramı (Mobedi ve Dede, 2019)

$$M_1 = F_{t1}r \quad (3.185)$$

$$M_2 = F_{t2}r \quad (3.186)$$

Denklem 3.185 ve 3.186'da iki koniğin yüzeylerindeki sürtünme malzemesi ve oluşan normal kuvvetler aynı olduğu için, teğetsel kuvvetler de birbirine eşit olur. M_1 ve M_2 birbirine zıt yönde etki eden momentlerdir. Bu durum, Denklem 3.185 ve 3.186'ya göre $M_1 = M_2$ olması anlamına gelmektedir. Böylece, küre X ekseninde etrafında yuvarlanma hareketini gerçekleştiremez ve aktarma oranının değişmesi için, iki konik arasında kayma olması gerekmektedir. Fakat, söz konusu kayma istenmeyen bir durumdur, çünkü giriş koniğinden aktarılacak olan torkun belirlenen aktarma oranları arasındaki kontrolü bu yolla hassas bir şekilde ayarlanamaz.

Bu meseleden dolayı da, kürenin yuvarlanma kabiliyetine sahip olması gerekmektedir ve bunun sağlanması için de koniklerin üzerinde konumlandırılması zorunludur. Kürenin yuvarlanma hareketinin matematiksel ispatı, Şekil 3.21'te kürenin konikler üzerindeki pozisyonu esas alınarak hazırlanan serbest cisim diyagramında anlatılmıştır. Ayrıca da Denklem 3.187 ve 3.188'de hesaplamalar sunulmuştur.



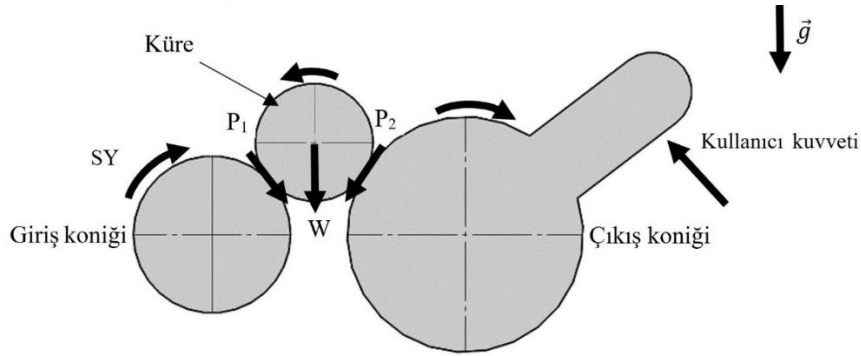
Şekil 3.21. Kürelerin koniklerin üzerinde olduğu durumdaki serbest cisim diyagramı

$$\sum M_Y = F_{t1}a - F_{t2}c \quad (3.187)$$

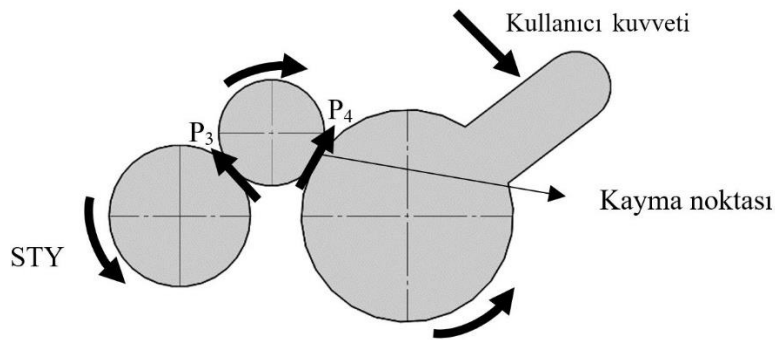
$$\sum M_X = -F_{t1}b - F_{t2}d \quad (3.188)$$

Denklem 3.187 ve 3.188 incelendiğinde, X eksenini etrafında oluşan momentler kürenin konikler üzerinde yuvarlanmasını sağlarken, Y eksenini etrafındaki momentler birbirine karşı etki eder ve bu eksen etrafındaki dönüşü engeller. Dolayısıyla, küreyi kayma olmadan hareket ettirebilmek mümkün hale gelir ve kürenin koniklerin üzerinde konumlandırılması gerektiğinin sebebi de budur.

Ancak, kürenin konikler üzerinde konumlandırılma durumu yeni problemlere yol açmaktadır. Bahsi geçen meseleleri açık bir şekilde ifade etmek için, Şekil 3.22 ve 3.23 hazırlanmıştır.



Şekil 3.22. Bir aktarma noktasının saat yönünde (SY) uygulanan bir tork için yandan görünüşü (Mobedi ve Dede, 2018)



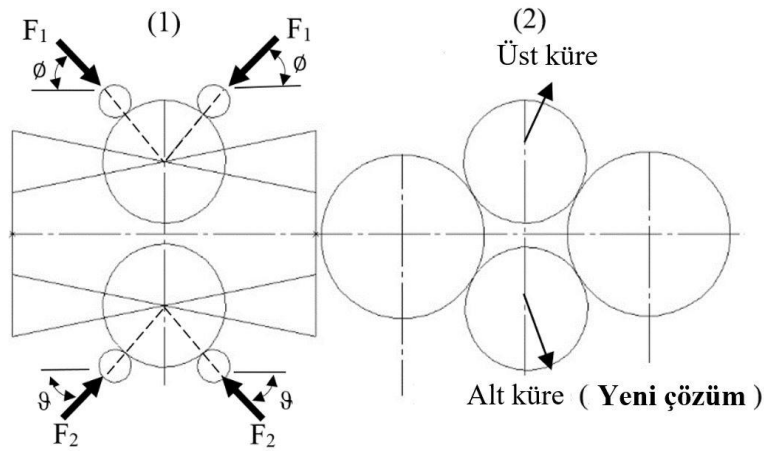
Şekil 3.23. Bir aktarma noktasının saatin tersi yönünde (STY) uygulanan bir tork için yandan görünüşü (Mobedi ve Dede, 2018)

Şekil 3.22’de, bir çıkış kolunun çıkış koniği ile birleştirildiği ve kullanıcının bu kolu tuttuğu varsayılmıştır. Ayrıca da kullanıcı kola karşı bir direnç (Şekil 3.22’de kullanıcı kuvveti olarak ifade edildi) göstermektedir. Giriş torku SY uygulandığı zaman, aktarma gerçekleşmektedir (Şekil 3.22). Küre ve konikler arasında oluşan sürtünme kuvvetleri (P_1 ve P_2) aşağı yöndedir ve küreyi koniklere doğru bastırır. Böylece kayma olmadan aktarma sağlanması garanti edilir. Şekil 3.23’te sunulan STY yönündeki aktarma durumu için ise, bahsi geçen sürtünme kuvvetlerinin (P_3 ve P_4) etki ettiği yön yukarıya doğru olduğu için, temas noktalarındaki normal kuvvetler azalır. Bu durum, temas noktalarında kaymaya sebep olmaktadır.

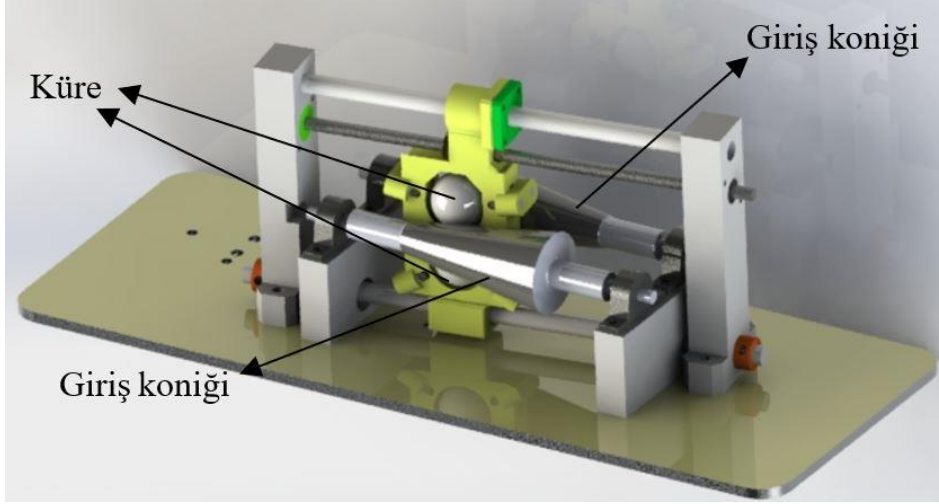
Bu probleme bir çözüm önerebilmek için, ikinci küre sisteme koniklerin altından eklenmiştir. Böylece, koniklerin bir tanesi Şekil 3.22 durumunda olduğu zaman, diğeri Şekil 2.23 durumunda olur. Bu durum, koniklerin üzerinde oluşan sabit normal kuvvetin her zaman garantilendiğini ifade eder ve iki yöndeki tork iletimi için de sistemin çalıştırabileceği anlamına gelmektedir. Bunlara ek olarak, Şekil 3.24’te yazıldığı gibi, iki küreye de ön gerilmeli yaylar aracılığıyla alt ve üst taraftan konikler üzerindeki baskı eşit olacak şekilde kuvvet (F_1, F_2) uygulanmıştır. F_2 nin F_1 ve kürenin kütlesi “ m ” cinsinden ifadesi Denklem 3.189’da yazılmıştır.

$$F_2 \sin \vartheta = mg + F_1 \sin \varphi \quad (3.189)$$

İki küreli izometrik SDA sisteminin görünümü Şekil 3.25’te sunulmuştur. Çalışma prensibini doğrulamak için ilk prototip üretilmiştir. Giriş torkunun iki yönde de iletilmesini doğrulayan deneyler yapılmıştır. Söz konusu deneylerin sonuçlarına göre, iki yönde de güç aktarımı sağlanmıştır ve yapılan çalışma sonuçları bir uluslararası konferansta sunulmuştur (Mobedi ve Dede, 2018). Bu yayın sonuç raporunun eklerinde Ek-6 olarak verilmiştir.



Şekil 3.24. İki küreli özgün SDA (1) Sistemin ön görünümü (2) Sistemin yan görünümü (Mobedi ve Dede, 2018)



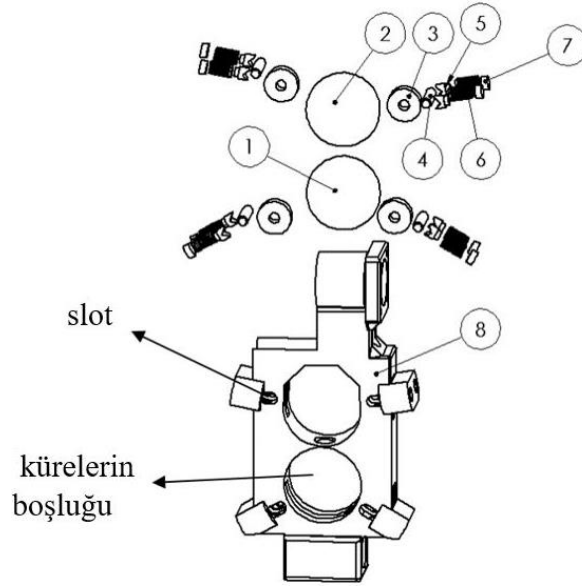
Şekil 3.25. İki küreli ve iki konikli SDA sisteminin Solidworks'te hazırlanmış izometrik gösterimi

Bahsedilen ilk prototipte, küreler bir taşıyıcı mekanizması içinde muhafaza edilmiştir. Taşıyıcı mekanizmasının, aktarma oranını değiştirmesi için doğrusal bir yörüngede hareketi sağlanmıştır. Taşıyıcı mekanizmasının patlamış görüntüsü Şekil 3.26'da sunulmuştur. Taşıyıcı mekanizmasında 8 adet baskı yayı (6) ve destekleyici ara parça (5), 4 adet taşlanmış pim (4) ve rulman (3), 2 adet çelik taşlanmış küre (1,2) bulunmaktadır. Montaj sıralaması şu şekildedir; öncelikle üst ve alt küre taşıyıcı iskeletindeki (8) yuvalara oturtulur, sonra taşlanmış pimler rulmana geçirilir ve ardından taşıyıcı iskelettaki doğrusal harekete izin veren yuvalara yerleştirilir. Böylece küre ve rulmanın teması sağlanır. Her bir pimin arkasına 2 adet destekleyici ara parça montajlanır ve onun arkasına baskı yayı eklenir. Son olarak da baskı yayının ön gerilmesi, ayar civatası ile istenilen değere göre ayarlanır.

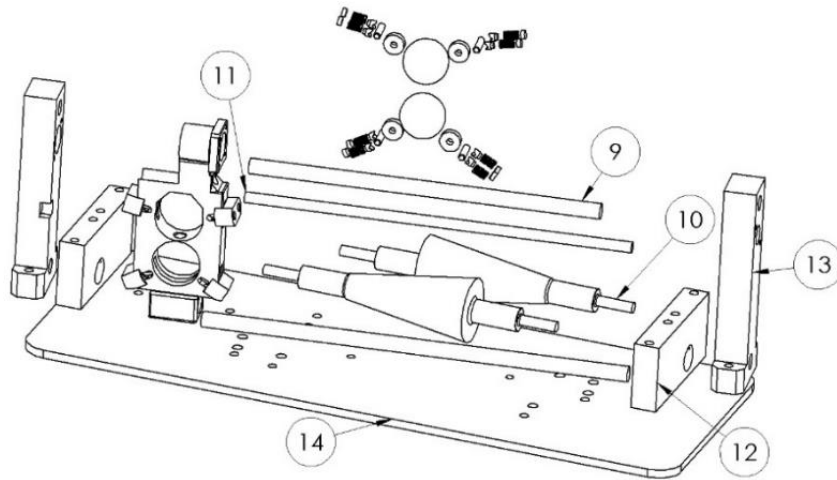
Daha sonra, taşıyıcı mekanizması üst kısımda ve alt kısımda bulunan lineer kızaklar (9) ile birleştirilir ve vidalı mil (11) yardımıyla mekanizmanın doğrusal hareketi sağlanır. Söz konusu doğrusal hareketi gerçekleştirmek için ve kullanılan taşıyıcı mekanizmasının sabit plakayla olan bağlantısını yapmak için de iki adet aparat (13) kullanılmıştır. Konikleri sabit plakaya montajlamak için de iki adet aparat (12) kullanılmıştır.

Üzerlerine sürtünme yüzeyi yaratması için kauçuk kaplanmış konikler arasında dönel hareket iletimi iki koniğe de baskı yapan küreler sayesinde sürtünme ile sağlanmaktadır. Baskı yayının ön gerilmesini değiştirerek de koniklerin yüzeyine kaplanmış olan kauçuk malzemesi ile küreler arasındaki sürtünme kuvveti değiştirilir. Yaylar kürelere baskı yapıp yüzey normal kuvvetini arttırırsa, daha yüksek tork değerlerinde de aktarma sağlanabilir. Bunun sonucu olarak ta, sürtünme kuvvetinin limiti aşıldığı zaman, konikler arasında kayma meydana gelir ve kullanıcı

ya da eyleyiciler aşırı yüklemelerden mekanik olarak korunur. Başka bir deyişle, sunulan tasarım doğal olarak (ing: inherently) emniyetlidir.



Şekil 3.26. Taşıyıcı mekanizmasının patlamış görünümü (Mobedi ve Dede, 2018)



Şekil 3.27. Tüm montajın patlamış görünümü (Mobedi ve Dede, 2018)

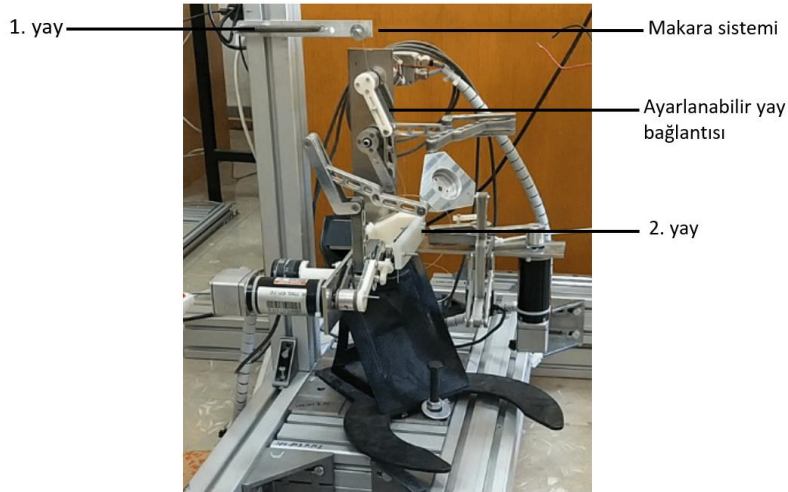
Şekil 3.26'de (3) ile gösterilen rulmanlar, taşıyıcı mekanizmasının doğrusal hareketi sırasında kürelerle en düşük seviyede sürtünme ile çalışmasını sağlarken, aynı zamanda da F_1 ve F_2 kuvvetlerinin küreye iletilmesini mümkün kılar. Bu rulmanların kullanımı aktarma oranı değişimi esnasında da sistemden daha kısa sürede cevap alınmasını sağlamaktadır.

Yapılan tasarımın geometrik analizi, hız analizi, statik kuvvet analizi ve eniyileme çalışmasına dair çalışmalar proje bursiyeri Emir Mobedi'nin yüksek lisans tez çalışmasında toplanmıştır ve bu raporun eklerinde Ek-3 olarak yer almıştır.

3.6 Dengeleme Sistemi Tasarımı

Statik dengeleme sisteminin toplam potansiyel enerjinin sabit tutulması prensibine dayanmaktadır. Projeden daha önce İYTE Robotik Laboratuvarında geliştirilen haptik cihazda (HIPHAD) motorlar yardımıyla uygulanan aktif dengeleme yerine bu tasarımda motor tork gereksinimini azaltmak ve motor boyutlarını küçültmek için pasif olarak sağlanması planlanmıştır. Pasif dengelemenin sağlanması için uygulanan iki yöntemin de (karşıt kütle kullanılması ve yay kullanılması) bu tasarımda kullanılması öngörülmüştür.

Hiphad cihazının yapısından dolayı her ekseninde oluşan hareket o eksene dik yönde bir eksene sahip bir motor ve motora bağlı krank kolu ile sağlanmaktadır. Dengelenmemiş sistemde potansiyel enerji değişiminin kaynağı yerçekimidir. Dengeleme yöntemleri incelendiği zaman karşıt kütle kullanarak dengelemede, robotun tüm uzuvlarının toplam ağırlık merkezinin sabit kalacağı şekilde uzuvlarda kütle dağılımı yapılması ile sağlanır ama, bu çok uzuvlu robotlarda robotun hareket eden kütlelerini ciddi oranda artırır. Robotun dinamiklerinin artırılması ve küçük motorlar kullanmak istendiği için bu yöntem mevcut uygulama için uygun değildir. Bir diğer yöntem olan yayla dengelemede, robota herhangi bir ek kütle eklenmediği için ve robotun büyük bir kısmının potansiyel enerji değişimi tek bir bacağın hareketi ile doğrudan ilişkili olduğu için, mevcut tasarıma daha uygundur. Ancak bu yöntemde de yüksek frekanslardaki hareketlerde başarım düşümü olması beklenmektedir.

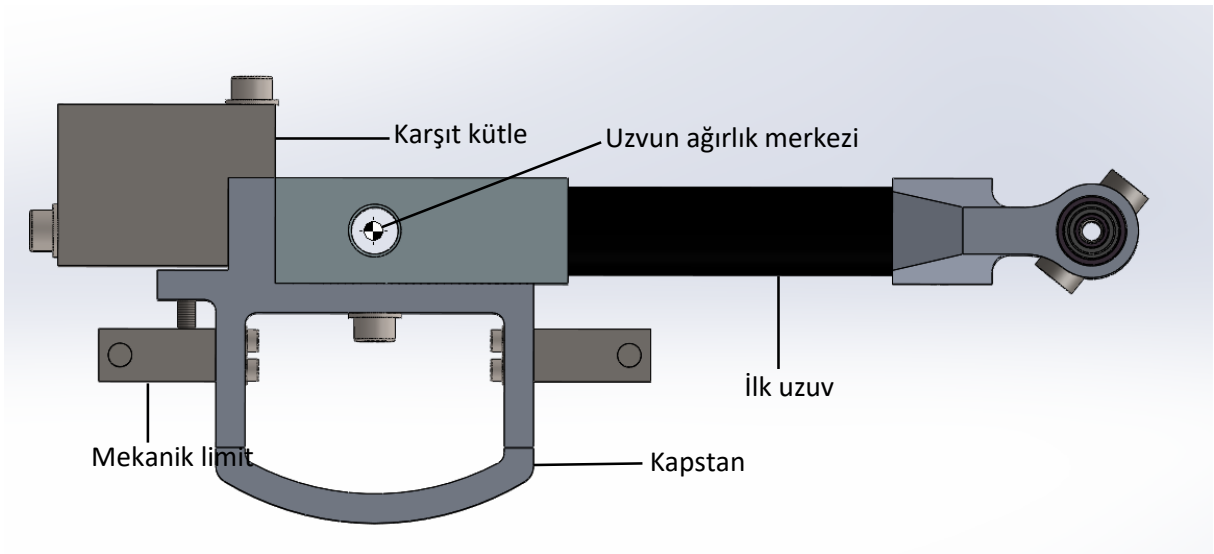


Şekil 3.28. HIPHAD cihazı üzerinde dengeleme çalışmaları

İlk olarak robotta bir büyük yay ve bir de küçük yay kullanılması tasarlanmıştır. Büyük yayın yerçekimi eksenindeki bacağı, hareketli platformu ve platforma bağlı olan diğer bacaklara ait son ve ondan bir önceki uzuvları taşıması, küçük yayın ise kendisinin bağlı olduğu ilk uzvu

taşıması hesaplandı. Bu tasarım, Şekil 3.28'de görüldüğü gibi eski Hiphad cihazı üzerinde de denendi.

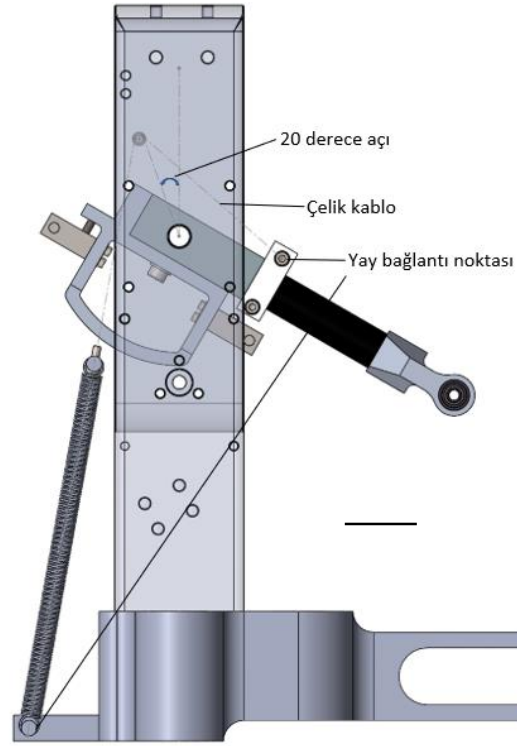
Bu tasarımda, ikinci yayın sisteme entegrasyonunun zor olması ve kullanılan kapstan mekanizmasının sağladığı avantaj ile ikinci yay bağlı olduğu uzuv karşıt kütle yardımıyla dengelenmesi düşünülerek, ikinci yay kaldırılmıştır (Şekil 3.29). Böylece tasarım daha basit hale getirilmiştir ve tek yay kullanılarak robotun yer çekimi vektörü eksenindeki hareketi sağlayan kolu ve hareketli kısımların dengelenmesi için gerekli hesaplar (Herder, 2001) uyarınca yapılmıştır.



Şekil 3.29. Karşıt kütle ile dengeleme

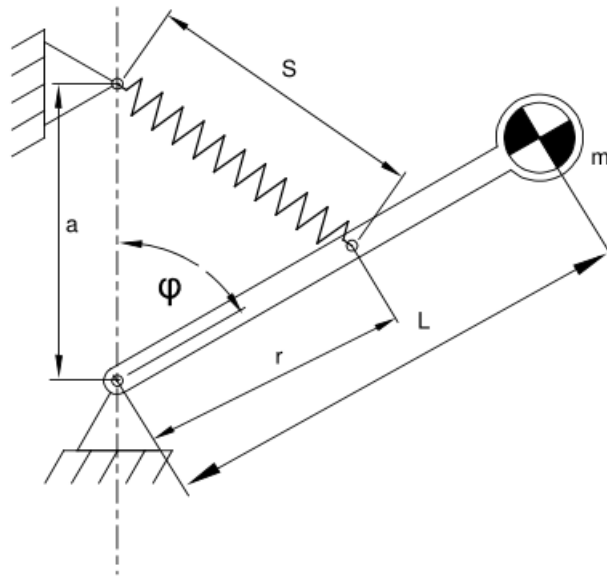
Şekil 3.30'da gösterilen tasarımda kapstan üzerinde 20° lik bir eğim yayın bağlanması için ayarlanmış ve bununla beraber yayın geçtiği makara da 20° lik eğim ile tasarlanmıştır. Kapstan üzerindeki kablo yardımıyla motorlara 1:10 oranında redüksiyon sağlaması planlanmaktadır. Ayrıca karşıt kütle yardımıyla sistemin dengelenmesine yardım ederek uygulama da kolaylık sağlanmış ve ek parçalar ile robot için mekanik limit görevi görmesi sağlanmıştır. Ek olarak üzerine eklenecek bir yay ile sistemin dengelenmesi sağlanacaktır.

Şekil 3.29'da görüldüğü gibi kapstana eklenen karşıt kütle ile uzvun ağırlık merkezi bağlantı noktasına çekilerek uzuv dengelenmiştir. Potansiyel enerji değişimine sebep olan diğer ağırlıklar ise Şekil 3.30'da kullanılan yay mekanizması ile dengelenerek, potansiyel enerji korunmuştur. Çelik telin geçtiği yüzey de oluşacak sürtünmenin, sistemin dengesinde optimizasyon görevi görmesi düşünülmüştür.



Şekil 3.30. Yay ile dengeleme

Dengeleme konusunda kullanılan yay hesabı için Barents v.d.'nin 2011'de yayınlanan çalışmasından yararlanılmıştır. Şekil 3.31 basit bir yay mekanizmasının tasarımını temsil etmektedir. Bu tasarım üzerinde yapılan hesaplamalar HIPHAD cihazına uyarlanarak dengeleme sisteminin tasarımı planlanmıştır.



Şekil 3.31. Yay hesabı modeli (Barents v.d., 2011)

U_p : sistemin potansiyel enerjisi

U_m : m kütlesinin potansiyel enerjisi

U_s : yay potansiyel enerjisi

s: yay uzaması

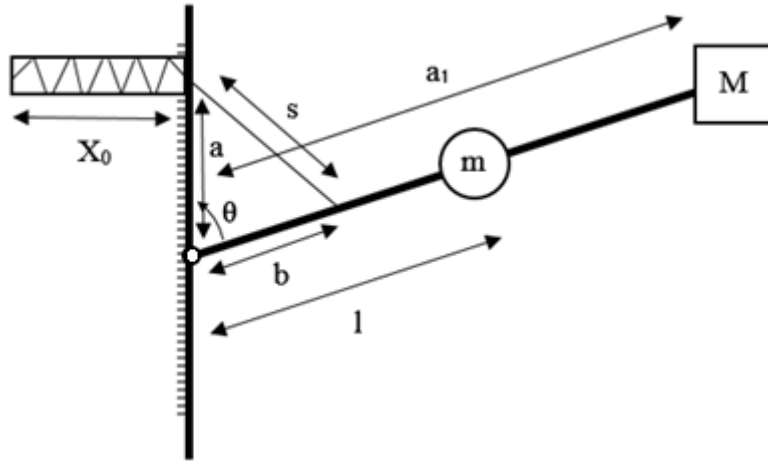
$$U_p = U_m + U_s = mgL\cos\varphi + \frac{1}{2}ks^2 \quad (3.190)$$

$$s = \sqrt{a^2 + r^2 - 2ar\cos\varphi} \quad (3.191)$$

$$\frac{\partial U_p}{\partial \varphi} = -mgL\sin\varphi + akr\sin\varphi = 0 \quad (3.192)$$

$$mgL = akr \quad (3.193)$$

Sistemin dengede olabilmesi için, potansiyel enerjisinin sabit olması gerekmektedir. Bu da potansiyel enerji ifadesinin türevinin sıfır olması demektir. Bu hesaptan anlaşıldığı gibi φ açısındaki değişikliğin sistemin potansiyel enerji değişimi üzerinde etkisi yoktur. Bu denklemden yararlanılarak sistemin dengelenmesi için gerekli tasarım yapılabilir.



Şekil 3.32. Yay ile dengeleme modeli

Şekil 3.32 haptik cihazın yerçekimine karşı iş yapan kolunu temsil etmektedir. Şekilde görüldüğü üzere m kütlesi o uzvun kütlesini temsil etmektedir. M ise cihazın aynı yatay seviyede hareket eden yaklaşık toplam kütlesini temsil etmektedir. Bu tasarım ilk dengeleme tasarımında ön görülen karşıt kütle kullanılmadan 2 yay kullanılarak tasarlanan dengeleme

mekanizmasının basit modelidir. Aşağıdaki denklemden büyük yay seçimi için gerekli hesaplamalar verilmiştir.

X_0 : yayın serbest haldeki uzunluğu

s : yay uzaması

a_1 : uzvun uzunluğu

l : uzvun ağırlık merkezinin dönme eksenine uzaklığı

$$U_p = m_1 \times g \times l \times \cos\theta + M \times g \times a_1 \times \cos\theta + \frac{1}{2} \times k \times s^2 \quad (3.194)$$

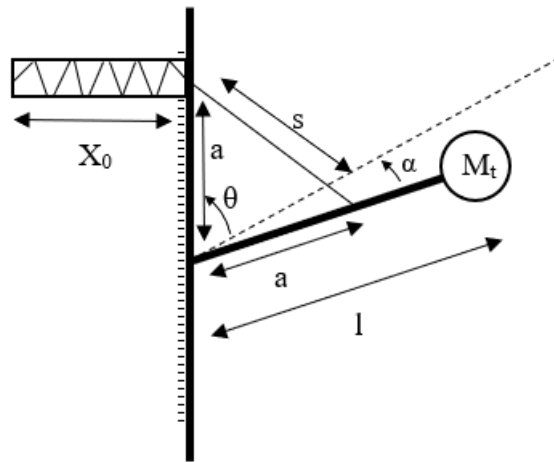
$$s^2 = a^2 + b^2 - 2 \times a \times b \times \cos\theta \quad (3.195)$$

$$\frac{dU_p}{d\theta} = -m_1 \times g \times l \times \sin\theta - M \times g \times a_1 \times \sin\theta + k \times a \times b \times \sin\theta = 0 \quad (3.196)$$

$$m_1 \times g \times l + M \times g \times a_1 = k \times a \times b \quad (3.197)$$

$$M = 2 \times m_2 + 2 \times m_3 + m_{plt} \quad (3.198)$$

Bu projede yeni tasarlanan HISS cihazında kullanılan dengeleme sisteminde, karşıt ağırlık dengeleme yöntemi ile küçük yay kullanılmasının önüne geçilmiş ve yeni kapstan tasarımı ile uygulanan yeni dengeleme ve yay hesabı modeli Şekil 3.33'teki gibidir.



Şekil 3.33. HISS yay dengeleme modeli

Bu tasarımda hareket eden mekanizmanın toplam ağırlık merkezi, ilk kolun referans çizgisinin α açısı kadar altında hesaplanmıştır. Yay bağlantısının da, toplam ağırlık merkezi ile aynı doğrultuda bağlanması ve ek olarak eski tasarımda kullanılan a ve b yay bağlantı uzunluklarının (Şekil 3.33) eşit seçilmesi ile tasarım optimize edilmiştir.

$$Up = M_t \times g \times l \times \cos(\theta + \alpha) + \frac{1}{2} \times k \times s^2 \quad (3.199)$$

$$s^2 = 2a^2(1 - \cos(\theta + \alpha)) \quad (3.200)$$

$$\frac{dUp}{d\theta} = -M_t \times g \times l \times \sin(\theta + \alpha) + a^2 \times k \times \sin(\theta + \alpha) = 0 \quad (3.201)$$

$$M_t \times g \times l = a^2 \times k \quad (3.202)$$

$$M_t = m_1 + 2 \times m_2 + 2 \times m_3 + m_{plt} \quad (3.203)$$

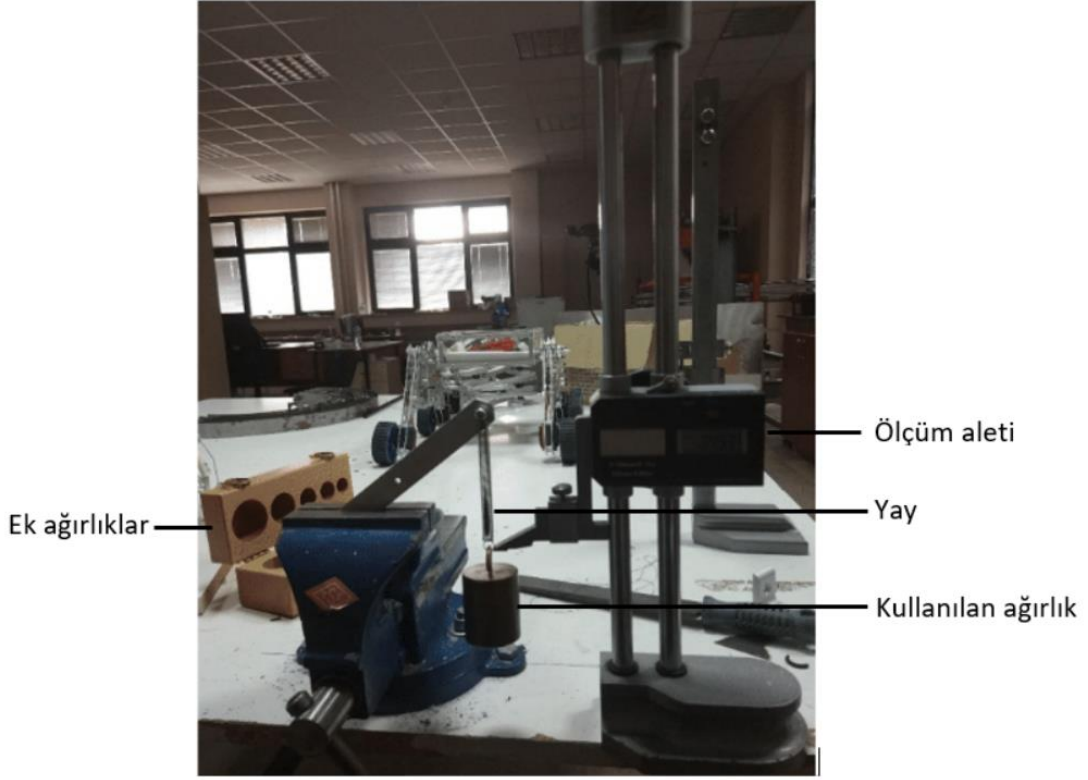
Bu yöntem ile ikinci yay kullanmaksızın yapılan hesap ile bütün sistem dengelenebilir. Bu dengeleme yönteminde önemli noktalardan birisi yay seçimidir. Yayın istenilen yay sabitine yakın olması ve ayrıca yayın uzama miktarı önemlidir. Yayın uzama miktarı denklem 15 ile bulunur ve buradaki θ açısının maksimum değeri yayın uzama miktarının minimum değeridir. Bu değer göz önüne alınmaz ise robot her bölgede hareket edemez.

$$s = \sqrt{a^2 + b^2 - 2 \times a \times b \times \cos\theta} \quad (3.204)$$

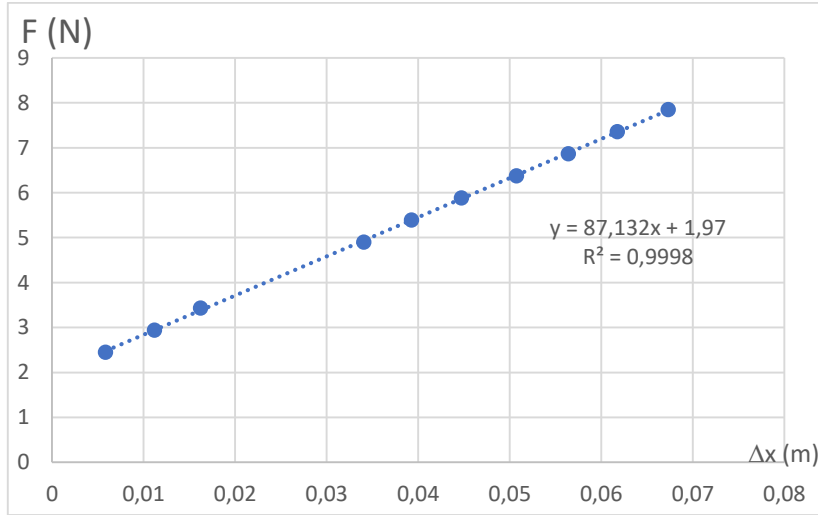
Diğer bir nokta ise yay sabiti hesaplanmasıdır. Yay sabiti üreticisi yay sabitini yaklaşık olarak tayin ettiği için üretilen yayın yay sabiti basit bir test düzeneği ile tespit edilmiştir. Şekil 3.36'da görüldüğü gibi farklı ağırlıklar kullanılarak yayın uzaması ölçülmüştür. $F = k\Delta x$ denklemi yardımı ile yay sabiti hesaplanmıştır ($F = mg$, k : yay sabiti, Δx : yay uzaması). Ölçümlere göre yay sabiti $k = 87,1$ N/m olarak tespit edilmiştir (Şekil 3.37).

Tablo 3.4. Ölçülen uzuv ağırlıkları

m_1	m_2	m_3	m_{plt}	M_l	M_t
199,4g	43,8g	32,2g	43,8g	195,8g	395,2g



Şekil 3.36. Yay uzaması ölçüm düzeneği



Şekil 3.37. Yay sabitinin belirlenmesi

Yay seçimi tamamlandıktan sonra dengelenmek istenilen kütlelerin de ölçülmesi ile tayin edilecek a uzaklığının seçimi kalır (bkz. Şekil 3.35). Yeni tasarımda değiştirilmiş olan dengeleme modeli ile, üç bpyutlu tasarım programı ile yapılan kütle merkezi analizi ve yapılan uzuv ağırlığı ölçümleri (bkz. Tablo 3.4) sonucunda α açısı $2,2^\circ$ olarak hesaplanmıştır. Robot kolunun çalışma alanı, uzvun kaide bağlantısına dik pozisyonundan yaklaşık $\pm 30^\circ$ çalışma

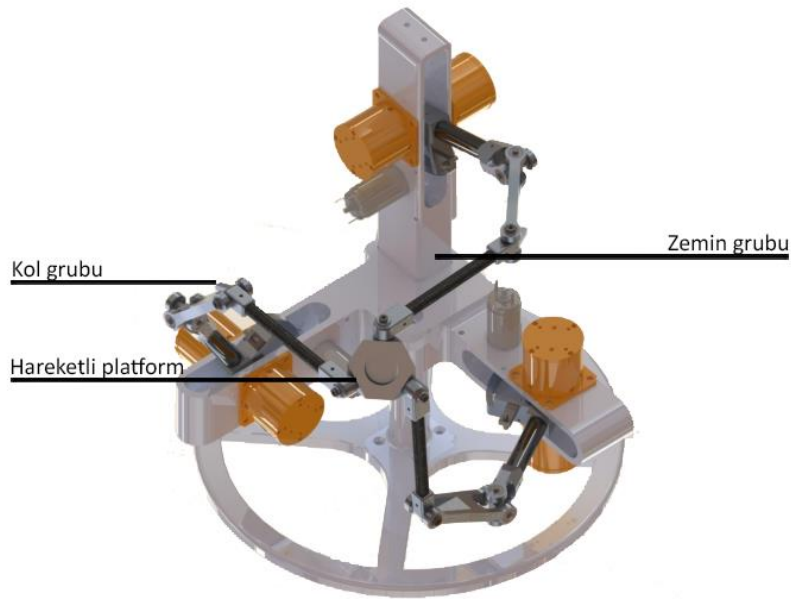
aralığında tasarlanmıştır. Bu çalışma alanı yay seçiminde, yayın uzamasının hesaplanmasında önemlidir. İlk HIPHAD cihazında kullandığımız yayın maksimum uzaması 100mm olarak ölçülmüştür.

$$s = \sqrt{2a^2(1 - \cos(\pi/2 + \theta + \alpha))} \quad (3.205)$$

Yukarıda verilen denklem HISS cihazında yayın maksimum uzama miktarının hesaplanmasında kullanılmaktadır. Hesaplanan yay sabiti kullanılarak, Denklem 3.204 ile yay bağlantı uzunluğu olan $a = 57.4$ mm olarak hesaplanmıştır. Maksimum yay uzaması ise Denklem 3.205 ile 100,5 mm olarak hesaplanmıştır. Bu çözüme alternatif olarak, iki tane eş yayın paralel bağlanması ile yeni yay sabiti 174,3 olarak hesaplanır. Yeni yay sabiti ve denklem 3.204 ve 3.205 ile hesaplanan a uzunluğu 40.6 mm ve yeni maksimum yay uzaması 71 mm olarak hesaplanır. Yapılan hesaplar neticesinde uygun yay seçimleri yapılmış ve üretilen prototip üzerinde testleri tamamlanmıştır. Testler ve sonuçları Bulgular ve Tartışmalar bölümünde ilgili alt bölümde verilmiştir.

3.7 Konstrüksiyonel Tasarım

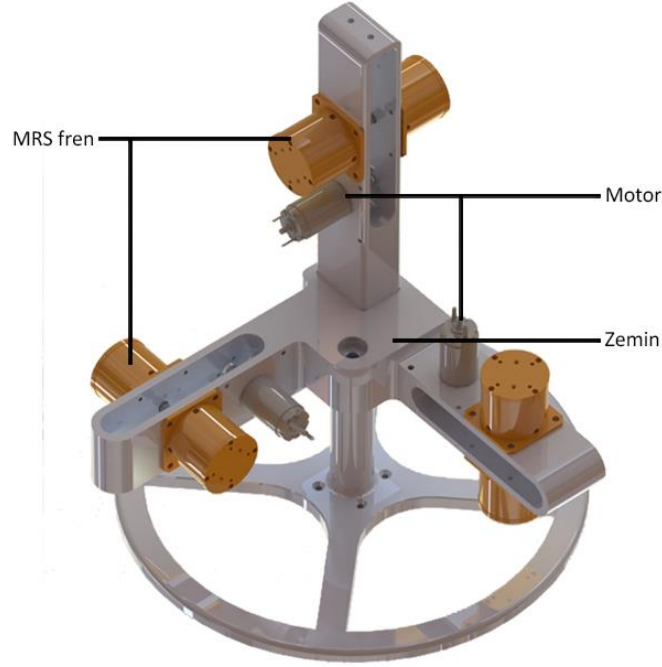
HISS manipülatörünün konstrüksiyonel tasarımı üç ayrı alt gruba ayrılmıştır. Bunlar, zemin grubu, kol grubu ve hareketli platform şeklindedir (Şekil 3.38). Takip eden bölümlerde her bir grup detaylı şekilde açıklanmıştır.



Şekil 3.38. Robot kolun konstrüksiyonel tasarımı

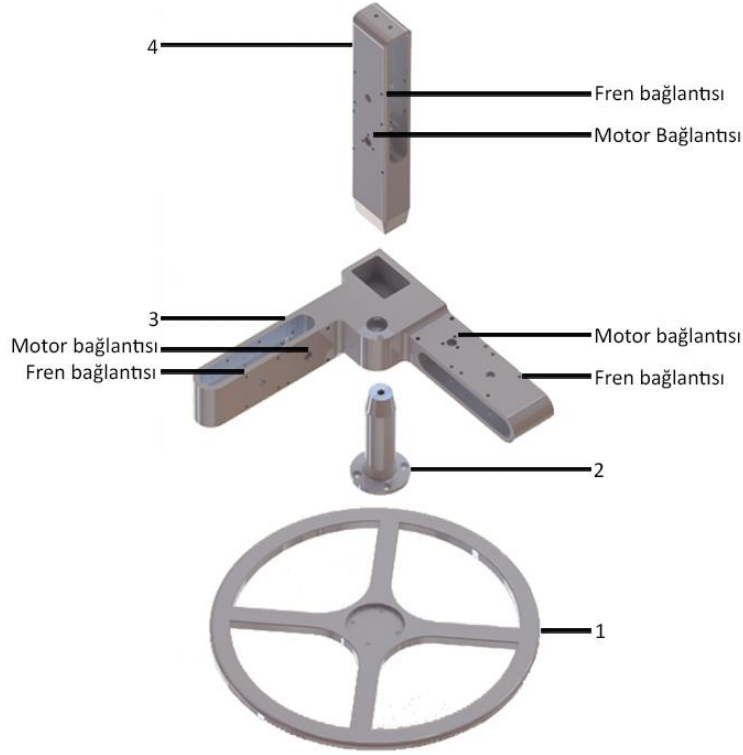
3.7.1 Zemin Grubunun Kontrüksiyonel Tasarımı

Zemin grubu, kol grupları yardımı ile platform grubunu taşımaktadır. Şekil 3.39'da görülebileceği gibi zemin grubu, bir zemin, üç motor ve altı MRS (manyetoreolojik sıvı) freninden oluşmaktadır. Zemin grubu üç ayrı kol grubu ile hareketli platforma bağlanmaktadır. Bu kollar özdeş tasarıma sahiptir ve her bir kol için bir motor ve iki fren zemine monte edilmiştir.



Şekil 3.39. Zemin grubu montajı

Zemini oluşturan dört parça Şekil 3.40'ta görülebilir. 1 numaralı dairesel parça 320 mm çapında ve 10 mm yüksekliğindedir. Sistem hafifliği için gerekli boşaltmalar yapılmıştır. Bu parça 2 numaralı parçaya dört tane M5 civata yardımı ile bağlanmaktadır. 2 numaralı parça 110 mm yüksekliğinde ve gövdesinin çapı 30 mm'dir. Konik kısmı sıkı geçme toleranslarına uygun olarak tasarlanmıştır ve M8 civata ile 3 numaralı parçaya bağlanmaktadır. 3 numaralı parça iki kol grubu taşımaktadır. Bu kol gruplarına ait M4 motor ve fren bağlantı delikleri gösterilmiştir. 4 numaralı parça yine konik yüzeyi sıkı geçecek şekilde tasarlanmış ve M8 civata yardımı ile 3 numaraya bağlanmaktadır. Bu parça bir kol grubu taşımakta olup 3 numaralı parça ile aynı motor ve fren bağlantı deliklerine sahiptir. Zemin grubu, kol eksenlerine göre kinematik modeli sağlayacak şekilde boyutlandırılmıştır.



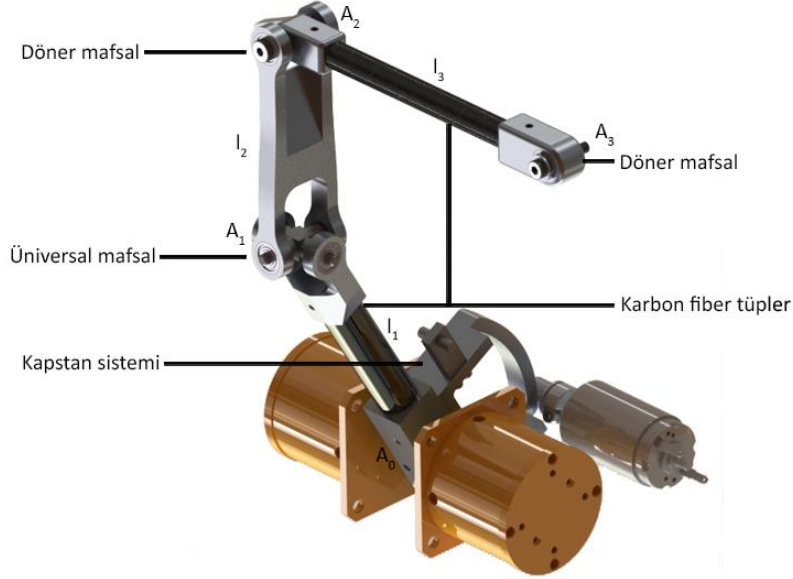
Şekil 3.40 Zemin sisteminin patlamış görünümü

3.7.2 Kol Grubunun Kontrüksiyonel Tasarımı

Cihaz, platformu üç eksende öteleme hareketi yapabilen 3 bacaklı bir paralel manipülatördür. Bu cihazın önemli bir avantajı sadece üniversal ve döner mafsallar içermesidir. Her bacak 1 üniversal ve 2 döner mafsal içerir ve üniversal mafsal da 2 tane bir birine dik eksensli döner mafsalı temsil eder. Bu açıdan robot öteleme hareketi yapan mafsallı robotlara göre hem üretim, hem de mafsal maliyetleri açısından kolaylık sağlamaktadır. Zemin grubu hareketli platforma üç özdeş kol grubu ile bağlanmaktadır. Kol grubu montajı Şekil 3.41’de gösterilmiştir.

Ekseni A_0 noktasından geçen döner mafsalin tahrik edilmesi gereksiniminden dolayı, şekilde görülen motor “kapstan sistemi” aracılığı ile bu mafsalı sürmektedir. Her bir MRS freni bu döner mafsalin hareketini tek yönde kısıtlayabilmektedir. Ayrıca bu mafsalin belirlenen çalışma uzayı sınırlarında hareketini kısıtlamak için mekanik limitler tasarlanmıştır. Kol grupları üçer adet rijit uzuva (l_1, l_2 ve l_3 uzunluğunda) sahiptir. Bu uzuvların boyutları çalışma uzayı, direngenlik, mekanik avantaj gibi pek çok ölçüt uyarınca eniyilenerek belirlenmiş olup, sırasıyla 122.4 mm, 80 mm ve 129.6 mm’dir. Uzuvlardan iki tanesi (l_1 ve l_3 boyunda olanlar) karbon fiber tüpler kullanılarak tasarlanmıştır. l_1 boyutundaki uzuvun iç çapı 12 mm, dış çapı ise 10 mm’dir. Diğer uzuvun ise iç çapı 10 mm, dış çapı 8 mm’dir. A_1 noktasında bulunan üniversal mafsal l_1 ve l_2 uzuvlarını bağlamakta, A_2 noktasındaki döner mafsal ise l_2 ve l_3 uzuvlarını bağlamaktadır. Son

olarak kol grubu A_4 noktasında bulunan döner mafsalları ile hareketli platforma bağlanmaktadır.



Şekil 3.41. Kol grubu montajı

Kapstan Sistemi Detayları

Kapstan sisteminin detayları Şekil 3.42'de gösterilmiştir. Motor kapstan pinyonu vasıtasıyla hareketini kapstan diskine 1:10 redüksiyon oranı ile aktarmaktadır. Kapstan pinyonunun çapı 10 mm, kapstan diskinin çapı ise 100 mm'dir. Frenleme kapstan diskine bağlanan 7 mm çaplı şafta sahip MRS frenler aracılığı ile sağlanmaktadır. Kapstan diskine bağlı iki adet mekanik limit aracılığı ile kapstan diskinin belirlen çalışma uzayının dışına çıkması kısıtlanmıştır. Yapılan dinamik analize göre en yüksek tork miktarı $\theta = 0^\circ$ iken oluşmaktadır ve daha önce belirlenen kuvvet limiti $F_1 = \pm 5$ N için mafsalda gereken tork miktarı 0.612 Nm'dir. Kapstanın redüksiyon oranı 1:10 olduğu için motorda gereken tork miktarı yaklaşık 0.061 Nm'dir. Bu hesaba uygun olarak 0.139 Nm tutunma torkuna sahip olan Faulhaber (2642W024CR) doğru akım elektrik motoru eyletici olarak seçilmiştir.

Mafsalları Detayları

Mafsalları tasarımında en çok dikkat edilen husus, mafsalları boşlukları nedeniyle oluşacak tutamak konumunun ölçüm hatasının en aza indirgenmesidir. İlk üretilen haptik cihaz üzerinde deneyimlenen konum hatalarının bir kısmına bu mafsalları boşlukları sebep olmuştur. Bunun önüne geçmek için mafsalları tasarımına ön gerilme eklenmesine karar verilmiştir.



Şekil 3.42. Kapstan sistemi patlamış görünümü

Robotun dinamik özelliklerini arttırmak ve hareketli mekanizmanın ağırlığını azaltmak için olabildiğince küçük boyutlarda rulmanlar ve uzuvlar için de kompozit borular kullanılmasına karar verilmiştir. Uygulamada ön yükleme kullanılacağı için ilk olarak eğik bilyalı rulman kullanması düşünülmüştü ama küçük boyutlarda rulman kullanmak istendiği için sabit bilyalı rulman kullanarak daha küçük boyutlarda bir konstrüksiyon elde edildi. Direngenlik modelinden gelen kuvvet hesapları ve rulman kataloğundan faydalanarak hesaplanan ön gerilme kuvvetleri göz önüne alınarak rulman seçimi yapıldı. 604-2Z model sabit bilyalı rulman kullanılmasına karar verildi. Rulman hesaplarında dinamik kuvvet hesaplarının yanında statik kuvvet hesaplarına da önem verilmiştir. Bunun nedeni robotun çalışma uzayı ile ilgilidir. Robotun mafsalları belli açılarda çalışacak ve rulmanlara ön gerilme verilecektir. Mafsal tasarımında, mafsallarda oluşan moment etkilerini en aza indirmek için rulmanlar birbirinden olabildiğince uzağa yerleştirildi ve böylece rulmanlara binen radyal yükler azaltıldı.

Ön gerilme uygulamasında kullanılan yöntemlerden birisi sabit bir kuvvet uygulayarak sıkma ve yay kullanarak sıkmadır. Sabit kuvvet uygulayarak sıkmanın, yay kullanarak sıkmadan en önemli avantajı mafsal tasarımının direngenliğini artırmasıdır, yani rulman boşluklarını almada daha başarılıdır. Yay ile ön gerilme uygulandığında ise daha çok sürtünmeli mafsallarda genleşme etkilerine daha uyumlu bir yapı elde edilmektedir. Mafsal tasarımı bu iki yöntemi de içermektedir. Bir civata yardımıyla rulmanın iç bileziğine baskı uygulayan yayı sıkıştırarak ön gerilme oluşturulması planlanmıştır. Buradaki yayın görevi, robotun kullanım esnasında oluşabilecek rulman boşluklarının önüne geçmektir.

Ön yükleme uygulaması, kullanım alanlarından dolayı çoğunlukla eğik bilyalı rulmanlar ve konik rulmanlar üzerinde uygulanır. Rulman kataloglarındaki bilgiler de çoğunlukla bu ikisi

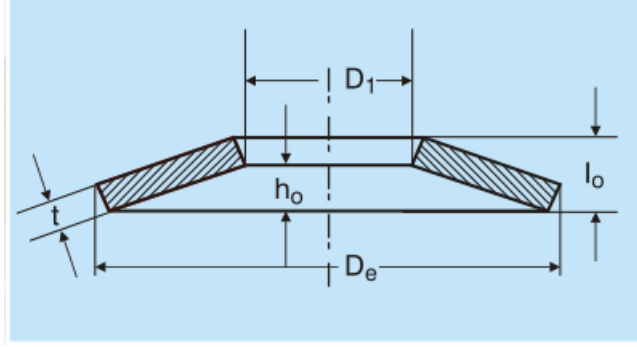
üzerinde yapılan hesaplamaları kapsar. Eğik bilyalı rulmanlar için yapılan, iki veya daha fazla rulmanın, yüz yüze, sırt sırta veya sıralı şekilde yerleştirilmeleri ile elde edilen boşluk alma ve rijitliği arttırma hakkında verilen bilgilerin yanı sıra, uygulanacak ön yükleme limitleri hakkında da bilgi verilmektedir. Yapılan incelemeler sonucu sabit bilyalı rulmanlara yapılan ön yükleme araştırmaları SKF ve NTN rulman kataloglarında ulaşıldı. Bu bilgiler uygulanacak optimum yükler hakkında bilgileri ve rulmanın performansına göre ön yükler üzerinde deneme yanılma yapılmasını önermektedir. NTN rulman katalogunda sabit bilyalı rulmanlara önerilen yükler Denklem 3.206'ya göre hesaplanmaktadır. Bu denklemde F : ön yükleme (N), d : rulman iç çapını mm cinsinden ifade etmektedir. Kullanılan 604 2Z modelindeki rulman göz önüne alındığında uygulanması gereken ön yükleme kuvveti 16N ve 32N aralığındadır.

$$F = 4 \times d \text{ ve } F = 8 \times d \text{ aralığında} \quad (3.206)$$

SKF rulman katalogunda ise Denklem 3.207'deki hesaplama önerilmektedir. Bu denklemde F : ön yükleme (kN), k : faktör katsayısı (kN/mm), d : rulman iç çapı (mm) ve k değeri küçük elektrik motoru uygulamalarda 0,005 ve 0,01 kN/mm aralığında önerilmiştir ama ön yükleme olarak, rulmanı dışarıdan gelen titreşimlerden korumak için, önerilen değerse 0,02 kN/mm'dir. Kullanılan rulman için önerilen ön yükleme miktarları, 20 N ve 40 N arasında hesaplanmaktadır ve titreşim altındaki sistemler için önerilen ön yükleme değeri 80 N'a kadar çıkmaktadır.

$$F = k \times d \quad (3.207)$$

Ön gerilme uygulamasında küçük alanlarda yüksek kuvvetlere çıkabildiği için çanak yay kullanılması kararlaştırıldı. Bu yaylar, mafsal tasarımında rulmanların iç bileziğine aksel yük uygulamaktadır ve bu yükler değerlendirilerek seçim yapılmıştır. Ön yükleme uygulamasında kullanılacak olan çanak yaylar Schnorr baskı yaylarıdır (<https://www.schnorr-group.com>). Schnorr yay ölçü tablosundan yararlanılarak iki farklı yay seçiminde bulunuldu. 000 700 A ve 001 300 C kodlu çanak yaylar Şekil 3.43'teki geometriye ve Tablo 3.5'teki boyutlara sahiptir [6]. Bu katalogda farklı yay sıkışma miktarlarına göre önerilen ön gerilme kuvvetleri Tablo 3.6'da listelenmiştir. Bu tabloda F : ön gerilme (N), s : yay sıkışmasını (mm) ifade eder.



Şekil 3.43. Yay notasyonu (<https://www.schnorr-group.com>)

Tablo 3.5. Seçilen çanak yayların boyutları (<https://www.schnorr-group.com>)

Seri no	De (mm)	Di (mm)	t (mm)	ho (mm)	lo (mm)
000 700 A	8	4,2	0,4	0,2	0,6
001 300 C	10	5,2	0,25	0,3	0,55

Tablo 3.6. Farklı uzama miktarlarına göre önerilen öngerilme miktarı (<https://www.schnorr-group.com>)

Seri no	s=0,25h		s=0,50h _o		s=0,75h		s=1,00h	
	F (N)	s (mm)	F (N)	s (mm)	F (N)	s (mm)	F (N)	s (mm)
000 700 A	78	0,05	147	0,1	210	0,15	269	0,2
001 300 C	30	0,075	48	0,15	58	0,225	63	0,3

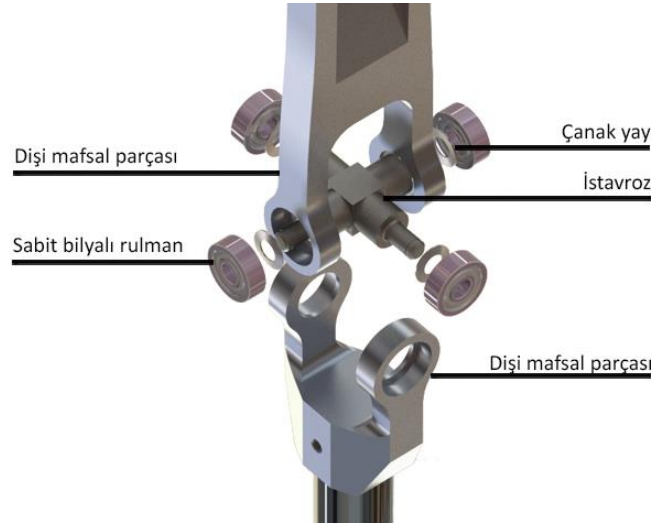
Mafsal tasarımının ilk önceliği olan sistemin rijitliği göz önüne alındığında, mafsallara normalden daha yüksek ön gerilme kuvveti uygulanması gerekmektedir. Bu yöntem ile mafsallarda bulunan civatalardaki gevşemelerden doğabilecek hatalarında önüne geçilmek istenmektedir. İki yay seçilmesinin nedeni, ilk yay ile elde edilmek istenen 50 N ve 80 N aralığına, belirli bir miktarda sıkıştırma uygulanarak ulaşmaktır. İkinci yay ise, ilk yayda herhangi bir ölçümde zorlanması durumunda, tam sıkma uygulanarak kullanılması öngörülmüştür. Montaj sırasında civata kullanılan mafsallar üzerindeki yayların oluşturacağı kuvvetlerin ölçülmesi ya tork metre yardımıyla ya da kumpas kullanılarak, yapılan sıkıştırılmaların ölçülmesi ile hesaplanacaktır.

Mafsal tasarımında, iki farklı tasarım değerlendirilmektedir. İlkinde çanak yaylar rulmanlara mafsalın dışından baskı yapmaktadır. Bu tasarım farklı gerilme kuvvetlerinde yayları kullanabilme avantajı sağlamaktadır. Bu tasarımda mafsalın hizalanması için rulmanlar ile

istavroz (+ şeklindeki) parçanın arasına, montaj sırasında takoz parça ekleyerek montajı tamamlayıp gerekli yay gerilmelerini verdikten sonra takozların çıkartılması gerekmektedir.

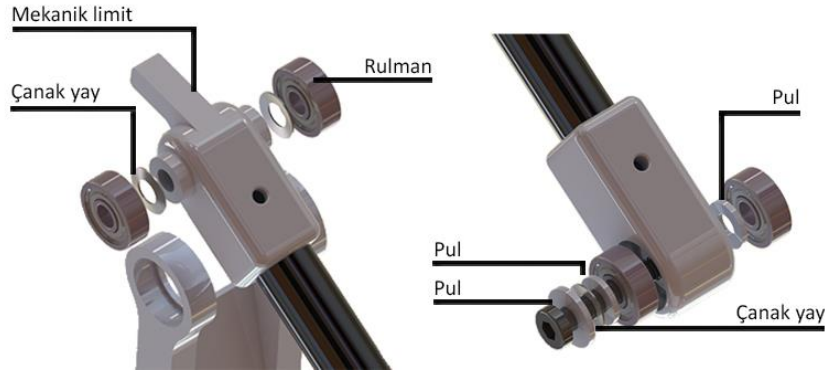
Diğer tasarım ise çanak yayların mafsalin içerisine alınmasıdır (Şekil 3.44). Bu tasarımda istavroz ölçüleri çok önemlidir, çünkü sıkı geçme toleranslarına göre tasarlanan istavrozun üzerine yaylar monte edildikten sonra rulmanlar üzerine çakılacaktır. Bu durumda yayların gerilmesi sadece istavroz ölçülerine bağlıdır. Bu tasarımda montaj esnasında takoz kullanılması gerekmez ama yayların uyguladığı ön gerilme kuvvetlerinin montaj sonrasında değiştirilmesi mümkün değildir. Bu tasarımın avantajı ise daha kompakt olmasıdır.

Şekil 3.44'te tasarlanan universal mafsalin detayları gösterilmiştir. Bir universal mafsal dört rulman ve ortasında, robotun gerekli açılarda hareket edebilmesine olanak sağlayan boyutlarda ve rulmana sıkı geçen bir istavroz tasarımı içermektedir.



Şekil 3.44. Üiversal mafsalin patlamış görünümü

Eksenleri Şekil 3.41'de tanımlanan A_2 ve A_3 noktalarından geçen döner mafsalların detayları Şekil 3.45'te gösterilmiştir. Bu mafsallar civata ve çanak yay kullanılarak uzuvlara monte edilmiştir. Mafsal tasarımında son olarak mekanik limitler eklenmesi kararlaştırılmıştır. Kapstan ve A_2 noktasındaki döner mafsala mekanik limitler eklenerek, robotun uzuvlarının dirençlilik modelinde tasarlanan çalışma alanlarında hareket etmesine izin verilmiştir. Bu robotun istenmeyen tekil konumlara yakın hareketini kısıtlamasını sağlamaktadır.



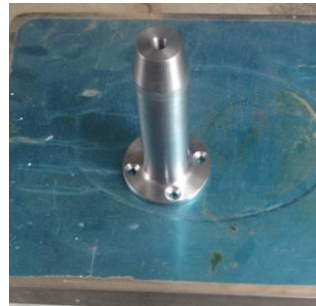
Şekil 3.45. Döner mafsalların patlamış görünümü

3.8 Prototip Üretimi

Konstrüksiyonel tasarım bittikten sonra prototip üretim süreci başladı. Prototip üretimi için sanayide hassas işlem tezgahları olan firmalar ile anlaşıldı. İlk önce CNC frezede işlenecek parçaların CAM dosyaları hazırlandı. Daha sonra ilgili parçalar torna ve freze tezgâhları yardımıyla işlendi.

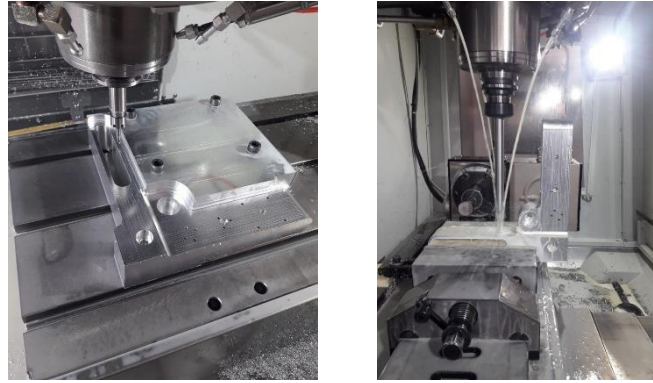
3.8.1 Zemin Grubu Üretimi

Üretim faaliyetleri ilk olarak zemin parçalarının üretimiyle başladı. Tüm zemin grubu parçaları 5000 serisi alüminyum malzeme kullanılarak gerçekleştirilmiştir. 1 numaralı zemin parçası (bkz Şekil 3.40) alüminyum kare plakadan üretilmiştir. 20 mm kalınlığındaki kare plaka, iki pabuç bağlantısı ile bağlanmış ve civatalar ile sabitlenerek dış kontür oluşturulmuş, ardından gerekli yarıçap verilmiştir. Daha sonra parçanın ortasındaki boşaltmalar yapılmış ve çevre kesimleri ile üretimi tamamlanmıştır (Şekil 3.46). 2 numaralı silindirik zemin parçası ise gerekli tornalama işlemlerinde sonra bağlantı delikleri delinerek üretilmiştir.



Şekil 3.46. Zemin grubu 1 ve 2 numaralı parçaların üretimi

Daha sonra kol grubunun bağlandığı 3 numaralı (bkz. Şekil 3.41) zemin parçasının üretimine geçilmiştir. 3 numaralı parça 60 mm – 260 mm - 260 mm boyutlarındaki blok parçadan işlenmiştir (Şekil 3.47). Parçanın boyutları büyük olduğundan, bloğa dört delik delinerek civatalar yardımı ile CNC Freze'nin tablasına çektilirerek sabitlenmiştir. Daha sonra gerekli yüzey temizleme işlemleri yapılmış ve 4 numaralı parçanın bağlanacağı yer işlenmiştir. Bu yüzeydeki deliklerin de delinmesinden sonra parça 90° gönye ile diğer işlenecek yüzey tezgaha bağlandıktan sonra eksik işlemler de tamamlanmış ve parça üretilmiştir.



Şekil 3.47. Zemin grubu 3 numaralı parçanın üretimi

Kalan son zemin grubu parçası olan 4 numaralı parça (Şekil 3.48) ise 40 mm - 80 mm - 260 mm boyutlarındaki bloktan üretilmiştir. Sırasıyla yüzey temizleme, çevre temizle ve orta kanal açımı işlemleri yapılmış ve parçanın diğer yüzeyini işlemek için dik konumda tezgaha bağlanırken komparatör kullanılmıştır ve gerekli delikler delindikten sonra parçanın üretimi tamamlanmıştır.

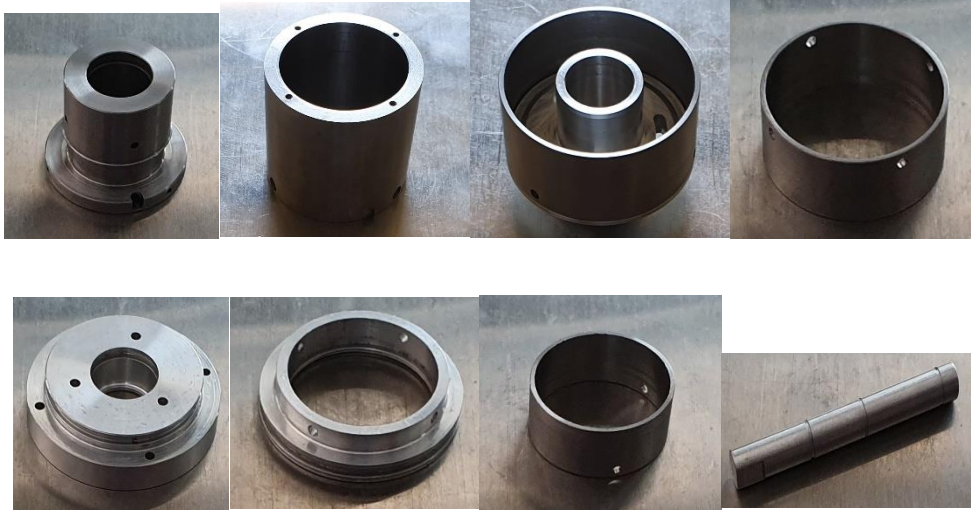


Şekil 3.48. Zemin grubu 4 numaralı parçanın üretimi

3.7.2 MRS Temelli Yarı-Aktif Eyleyici Üretimi

MRS fren parçalarının üretiminde statik silindir manyetik geçirgenliği yüksek 430F çelik malzemeden, fren şaftı ise 4140 çelik malzemeden üretilmiştir. Bunun dışında kalan parçalarda 7000 serisi alüminyum malzeme kullanılmıştır. Bütün parçalar öncelikle tornada işlenmiş ve daha sonra gerekli delik ve kanallar CNC freze yardımıyla açılmıştır. Zemin grubunda olduğu gibi gerekli yerlerde divizör kullanılarak açılı yüzeylerde işlenmiştir. Fren şaftı

torna ve frezede işlendikten sonra ısıtma işlemi görmüş, daha sonra yüzey kalitesi ve tek yönlü rulman toleransını sağlamak için taşlama işlemine tabi tutulmuştur. Ayrıca birbirine geçen parçalarda pah kırılmıştır. Şekil 3.49'de üretilen fren parçaları gösterilmiştir.



Şekil 3.49. Üretilen MRS fren parçaları

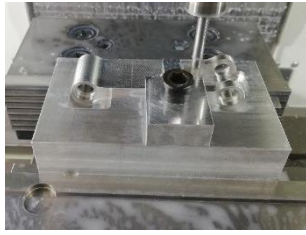
3.7.2. Kol Grubu ve Hareketli Platform Parçalarının Üretimi

Kol grubu parçalarının üretiminde istavroz parça, kapstan pinyonu ve karşıt kütle (4140 çelik) dışında yine 5000 serisi alüminyum malzeme kullanılmıştır. Üretilen istavroz ve karbon fiber borulara bağlanan diğer mafsal parçaları Şekil 3.50'de gösterilmiştir. Gerekli yüzey temizleme, çevre temizleme işlemleri yapılmış ve bağlantı delikleri açılmıştır. Kol grubunun ilk uzvuna bağlanan mafsal parçası üretilirken açısal doğrulama yine komparatör yardımı ile sağlanmıştır.

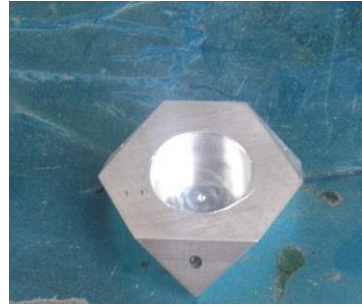
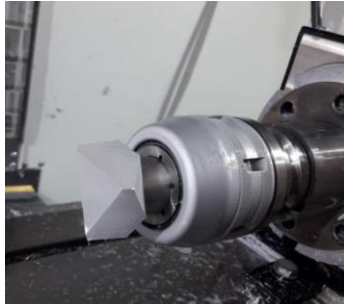


Şekil 3.50. İstavroz ve diğer mafsal parçaları

Daha sonra karmaşık geometrileri dolayısıyla bu prototipin üretimi en zor parçalarından olan kol grubunun metal uzvu ve hareketli platformun üretimi 5000 serisi alüminyum malzemeden yapılmıştır. Metal uzuv mengene ile sıkıldıktan sonra konturlar işlenmiş, rulman bağlantı delikleri açılmış ve açılı yüzeylerde işlenerek parçanın (Şekil 3.51) üretimi yapılmıştır. Ayrıca parçanın daha kolay bağlanması ve tolerans değerlerinin tutturulabilmesi için bir bağlantı aparatı üretilmiştir. Gerekli yerlerde komparatörle açısal doğrulama yapılmıştır. Hareketli platform üretiminde ise benzer işlemler tekrarlanmış ve parçayı tezgaha sabitlemek ayrıca tek bağlamada üç ayrı yüzeyi işleme için divizör kullanılmıştır (Şekil 3.52). Açılı yüzeylerdeki delikler ise v-yatak yardımı ile delinmiştir.

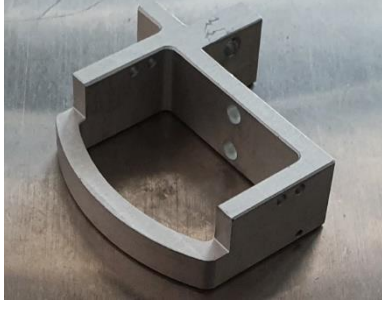


Şekil 3.51. Metal uzvun üretimi



Şekil 3.52. Hareketli platformun üretimi

Son olarak kapstan diski, kapstan pinyonu, karşıt kütle ve yay bağlantı parçalarının üretimine geçilmiştir. Kapstan diski CNC freze yardımıyla işlenmiş gerekli delikler açılmış ve daha sonra korozif direncini artırmak için eloksal kaplamaya tabi tutulmuştur. Kapstan pinyonu üretilirken öncelikle motor şaftı bağlantısı tornada işlenmiş, ardından CNC freze yardımı ile kanalları açılmıştır. Kablo kanallarının tornada işlenmesiyle üretimi tamamlanmıştır. Yay bağlantı parçaları CNC freze ve torna kullanılarak üretilmiştir. Karşıt kütlelerin üretimi ise sona bırakılmış, imalat hatalarından dolayı kütle geometrisinin revize edilmesi gerektiği için tüm parçalar imal edildikten sonra, önce üretilen parçalar hassas elektronik tartı ile tartılmış ve karşıt kütlelerin üretimi CNC freze yardımıyla tamamlanmıştır. Üretilen parçalar Şekil 3.53'te gösterilmiştir.

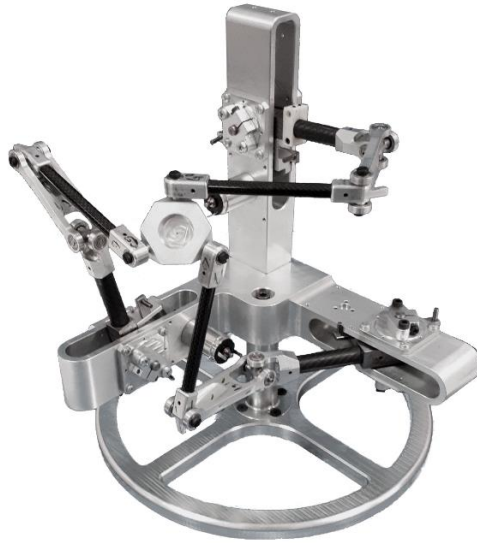


Şekil 3.53. Kapstan ve dengeleme sisteminin üretimi

Üretim tamamlandıktan sonra montaja geçilmiştir. Montajı tamamlanmış bir MRS freni ve Hiss haptik cihazı sırasıyla Şekil 3.54 ve Şekil 3.55'te gösterilmiştir.



Şekil 3.54. Montajı yapılmış MRS temelli yarı-aktif eyleyici

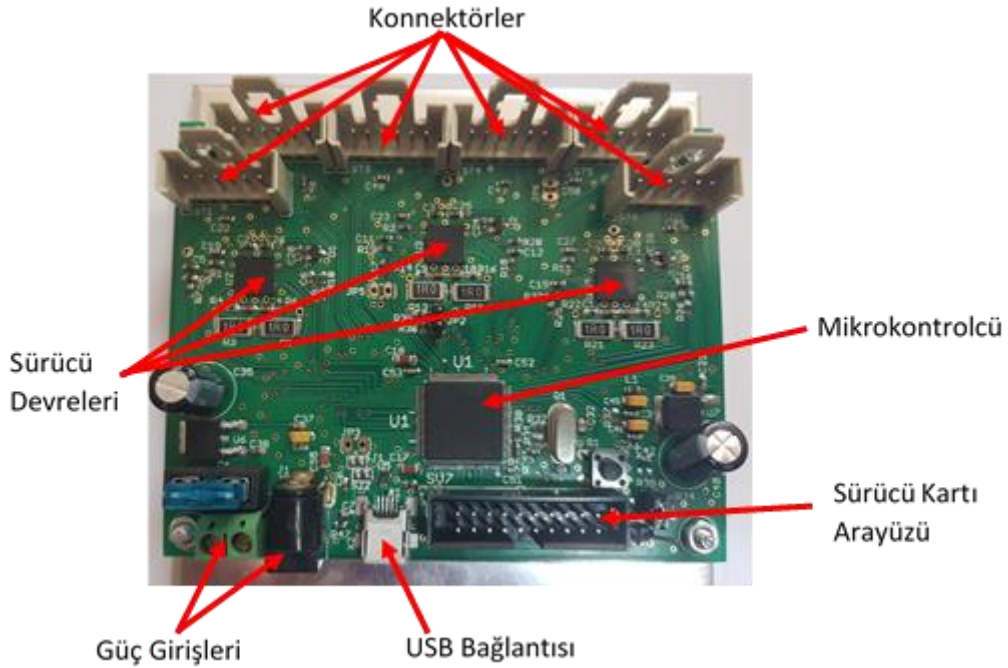


Şekil 3.55. Montajı tamamlanmış Hiss haptik cihazı

Üretilen parçaların fiziksel özellikleri ölçülmüş ve raporlanmıştır. Bu bilgiler sistemin tanımlanmasında ve modellenmesinde kullanılacaktır. Ölçüm sonuçlarını içeren rapor Ek-7'de verilmiştir.

3.9 Elektronik Kontrol Kartı Tasarımı ve Üretimi

Projede geliştirilen haptik cihazın kontrol edilmesi için toplamda 3 adet DA motorun sürülmesi gereklidir. Buna ek olarak her eksen için 2 adet olmak üzere 6 adet MRS temelli yarı-aktif eyleyicinin sürülmesi gereklidir. Ayrıca tutamağın konumunun hesaplanması için her ekseninde 1 adet olmak üzere toplamda 3 adet enkoder (ing: encoder) kullanılması gereklidir. Ayrıca bilgi alışverişi için USB portu veya Bluetooth bağlantısı kullanılacaktır. Bu durumda toplamda 9 adet akım kontrolü modunda çalışan sürücü kullanılmalıdır. Enkoder ölçümlerinin ana kontrol kartına iletimi için arada seri çevresel arayüz (SPI ing: Serial Peripheral Interface) kullanılacaktır.

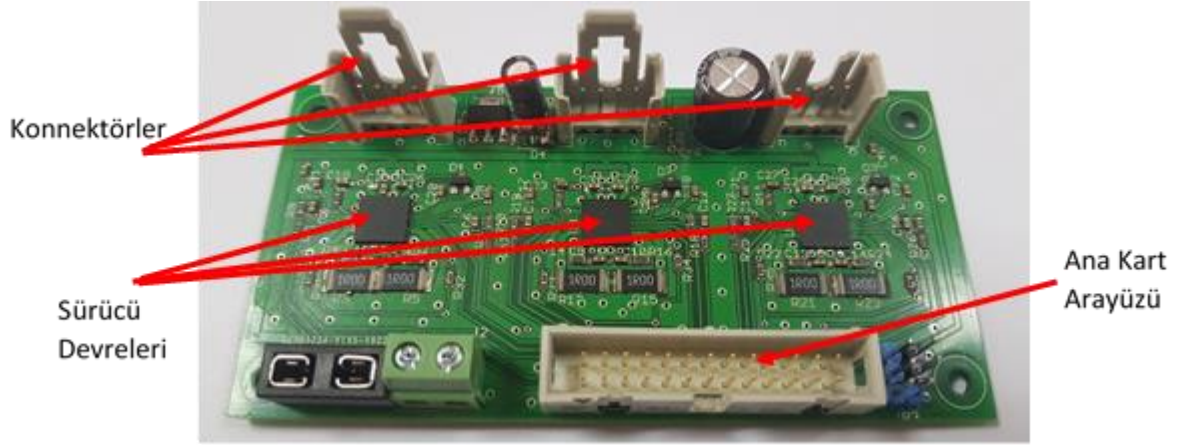


Şekil 3.56. Ana kontrol kartının üretilmiş hali ve üzerindeki önemli bileşenleri

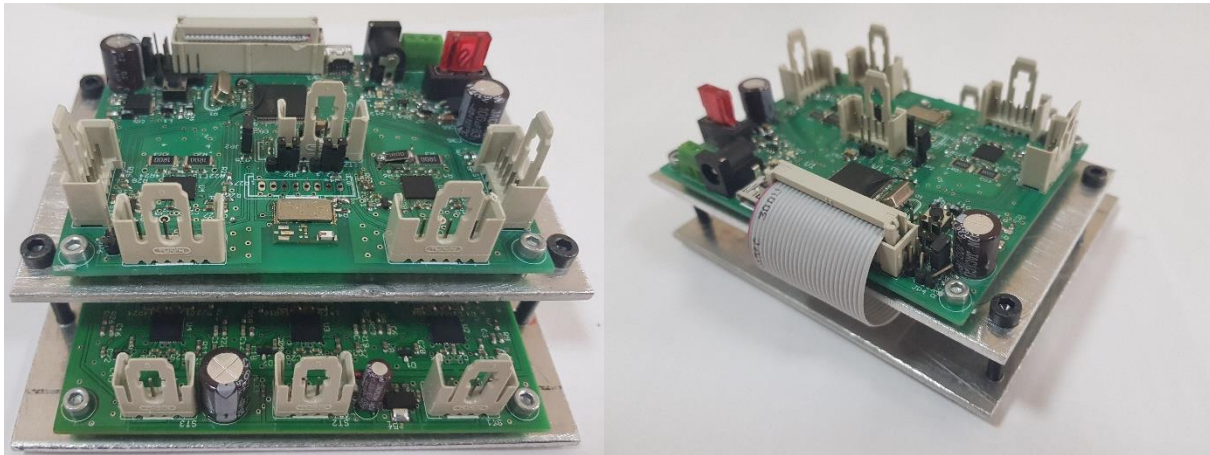
Bu kadar giriş çıkışın tek kart üzerinde düzenlenmesi yerine işlemcisi STM32F407VG kodlu ARM mikrokontrolcüsünü içeren 1 adet ana kontrol kartı ve MRS temelli yarı-aktif eyleyicileri kontrol edecek 1 adet sürücü kartı tasarlanmıştır ve üretilmiştir. Ana kontrol kartının görüntüsü Şekil 3.56'da verilmiştir. Şekil 3.56'da kart üzerinde yer alan ana bileşenler işaretlenmiştir. Her biri 2 adet DA motorunu akım kontrolü ile sürebilen 2 adet motor sürücü devresi kullanılmıştır.

4 adet motor bağlantı konnektörü mevcuttur. Eğer istenirse bu konnektörlerde yer alan enkoder girişleri de enkoder okuması için kullanılabilir. Eğer enkoder ölçümlerinin toplanması için SPI bağlantısı kullanılacaksa gerekli arayüz de ana kontrol kartı üzerinde yerleştirilmiştir. Ayrıca sürücü kartına bağlantı yapılmasını sağlayarak sürüş bilgilerinin iletilmesi için gerekli sürücü kart arayüzü de ana kontrol kartı üzerine yerleştirilmiştir.

Şekil 3.57’de gösterilen sürücü kartı üzerinde her biri 2 adet MRS temelli yarı-aktif eyleyici sürebilen toplamda 3 adet sürücü devresi yer almaktadır. Bu sürücü devreleri MRS temelli yarı-aktif eyleyici üzerindeki uygulanan akımı kontrol ederek haptik cihazın kullanıcıya uyguladığı direnç kuvveti kontrol edilmektedir. Her birinde 2 adet MRS temelli yarı-aktif eyleyiciye bağlantı sağlaması için 3 adet konnektör de bu sürücü kartının üzerinde yer almaktadır. Son olarak ana kontrol kartı ile bilgi alışverişi için gerekli arayüz sürücü kartına yerleştirilmiştir.



Şekil 3.57. Sürücü kartının üretilmiş prototipi ve üzerindeki önemli bileşenleri



Şekil 3.58. Montajı yapılmış ana kontrol kartı ve sürücü kartı

Üretimi tamalanan ana kontrol kartı ve sürücü kartının mekanik montajı tamamlanarak geliştirilen haptik cihazın kontrol kutusunda yer alacak şekilde montajı tamamlanmıştır. Montaja ait görsel Şekil 3.58’de verilmiştir. Geliştirilen kart üzerindeki sürücüler ile yapılan testlere ait sonuçlar bir sonraki bölüm içinde sunulmuştur.

4. BULGULAR VE TARTIŞMA

Projede geliştirilen bütün bileşenlerin, yöntemlerin ve haptik cihazın testleri ve sonuçları bu bölümde verilmiştir ve tartışılmıştır. Öncelikle geliştirilen haptik cihazın tasarım eniyilemesi çalışmasına ait sonuçlar verilmiş ve tartışılmıştır. Proje hedefleri arasında yer alan geliştirilen haptik cihazın konum ölçme çözünürlüğüne ait yapılan analiz sunulmuştur. Bunu takip eden alt bölümde kullanılan dengeleme sistemleri kullanılarak yapılan testler ve sonuçları paylaşılmıştır. Dengelenmemiş ve dengelenmiş haptik cihaz arasındaki farklar irdelenmiştir. Direngenlik için yapılan çalışmalar iki alt bölümde toplanmıştır. Bunlardan ilkinde geliştirilen model sonlu elemanlar analizine karşı test edilmiş ve geliştirilen modelin hesaplama süresi çevrimiçi bir kontrol çalışması için irdelenmiştir. Diğer çalışmada deneysel olarak üretilen haptik cihazın direngenlik başarımı ölçülmüştür ve tartışılmıştır. Proje kapsamında geliştirilen alt sistemler olan yarı-aktif eyleyici, sürekli değişken oranlı aktarma organı ve elektronik kontrol kartına yönelik testler ve sonuçları da bu bölümde yer almaktadır.

4.1 Haptik Cihaz Mekanizması Eniyilemesi Sonuçları

Bu bölümde, eniyileme algoritmasının sonuçları sunulmaktadır. İlk olarak, Pareto-ön çözüm seti listelenmiştir. Daha sonra, optimum çözümlerden birinin seçim yaklaşımı tartışılmaktadır. Kinematik sentez sonuçları belirlendikten sonra içi boş tüpün kesit profil boyutunun eniyileme sonucu sunulmuştur. Son olarak, kompozit malzeme tasarım parametrelerinin belirlenmesiyle, R-CUBE mekanizmasının eniyilenmiş tasarımı elde edilmiştir.

4.1.1 Eniyilenmiş Kinematik Tasarım Parametreleri

Eniyileme 3 set sınır şartı giriş parametresi için yapılmıştır. Kinematik eniyilemenin girdilerinin q_{maks} ilk uzvun maksimum çalışma aralığı açısı ve l_2 ve l_3 uzunlukları olduğu daha önceden belirlenmişti. Alt ve üst sınırlar Tablo 4.1'de verilmiştir.

Tablo 4.1. Eniyilenecek parametrelerden q_{maks} , l_2 ve l_3 'ün alt ve üst sınırları

	Set 1	Set 2	Set 3
q_{maks} (rad)	0.07-1.5	0.07-1.5	0.07-1.5
l_2 (mm)	1-500	1-250	1-100
l_3 (mm)	1-500	1-250	1-150

O_1 , O_2 ve O_3 hedef fonksiyonları, her genetik algoritma çevriminde değerlendirilmiştir. Pareto-ön çözümleri arasında, $l_1 + l_2 + l_3 < 400\text{mm}$ toplam bağlantı uzunluğuna sahip olan çözümler, doğal frekansa göre azalan düzende Tablo 4.2’de listelenmektedir. 40 optimal çözümde l_1 , l_2 ve l_3 belirlenmiş ve buna karşılık gelen q_{maks} açı aralığı hesaplanmıştır. l_1 arttıkça, öngörülen çalışma alanının kısıtlama denklemi nedeniyle q_{maks} maksimum açı aralığının azaldığına dikkat edilmelidir. Ayrıca, l_1 ’deki artış, pasif uzuvlarında boyunu arttırmaktadır.

Tablo 4.2. Eniyilenmiş tasarım çözümleri

	l_1 (mm)	l_2 (mm)	l_3 (mm)	Toplam Uzuv Uzunluğu (mm)	Maks. Sapma Açısı (Drc)
Çöz. 1	111.7	74.1	121.8	307.6	32.5
Çöz. 2	113.3	74.4	123.4	311.1	32.0
Çöz. 3	114.3	75.9	122.5	312.8	31.6
Çöz. 4	115.1	76.9	123.3	315.3	31.4
Çöz. 5	117.0	79.4	124.2	320.5	30.9
Çöz. 6	117.8	76.8	126.4	321.0	30.6
Çöz. 7	115.4	82.0	129.6	327.0	31.3
Çöz. 8	117.7	80.0	124.3	322.1	30.7
Çöz. 9	118.9	81.0	124.6	324.5	30.3
Çöz. 10	119.3	82.1	125.7	327.0	30.2
Çöz. 11	119.7	81.8	124.9	326.4	30.1
Çöz. 12	120.0	80.5	126.3	326.7	30.0
Çöz. 13	120.2	82.8	125.8	328.9	29.9
Çöz. 14	120.9	81.1	126.0	328.1	29.7
Çöz. 15	120.6	82.6	125.2	328.4	29.8
Çöz. 16	121.7	80.7	126.4	328.8	29.5
Çöz. 17	121.6	83.7	125.9	331.2	29.6
Çöz. 18	121.0	84.6	127.5	333.1	29.7
Çöz. 19	120.9	85.8	131.5	338.3	29.7
Çöz. 20	121.5	86.3	129.3	337.1	29.6
Çöz. 21	122.4	84.3	128.5	335.2	29.3
Çöz. 22	123.9	81.8	128.9	334.6	29.0
Çöz. 23	122.6	87.0	129.2	338.9	29.3
Çöz. 24	123.1	88.2	130.4	341.7	29.2
Çöz. 25	124.3	86.6	134.4	345.3	28.9
Çöz. 26	126.3	83.7	128.7	338.6	28.4
Çöz. 27	127.1	84.5	129.9	341.5	28.2
Çöz. 28	125.3	90.0	130.8	346.1	28.6
Çöz. 29	128.6	83.1	131.5	343.3	27.8
Çöz. 30	127.2	88.2	135.9	351.2	28.2
Çöz. 31	132.3	90.0	135.2	357.5	27.0
Çöz. 32	136.1	89.1	132.4	357.7	26.2
Çöz. 33	135.7	93.2	130.6	359.5	26.2
Çöz. 34	142.2	88.5	134.5	365.2	25.0
Çöz. 35	143.7	90.2	136.0	370.0	24.7
Çöz. 36	144.5	92.4	136.9	373.8	24.5
Çöz. 37	143.3	98.2	144.8	386.3	24.8
Çöz. 38	145.2	97.1	136.9	379.2	24.4
Çöz. 39	146.8	99.0	143.7	389.5	24.1
Çöz. 40	149.8	97.4	134.8	382.0	23.6

Elde edilen kinematik tasarım parametreleri için bir değerlendirme daha yapılmıştır. Atalet endeksi I_f , direngenlik endeksi S_f , ve doğal frekans endeksi ω_n ile ilgili matrislerin Frobenius normuyla hesaplanmıştır. Tüm endeksler, tek bir seri zincir için manipülatörün nominal konumunda hesaplanmıştır. Yalnızca bağlantı uzunluklarını ve uzuv açılarının eniyileme üzerindeki etkilerini karşılaştırmak için, yukarıdaki matrisler, uzuvların aşağıdaki tasarım parametreleri için hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} D_{ij} &= 20 \text{ mm}, d_{ij} = 10 \text{ mm} \\ q_{11} &= q_{21} = q_{31} = 0 \text{ rad} \\ \rho &= 2000 \text{ kg/m}^3. \end{aligned}$$

Daha sonra, manipüle edilebilirlik endeksi μ_v ve koşul sayısı c_v , manipüle edilebilirliğin ve koşul sayısının minimum değere sahip olduğu q_{maks} açısı için kinematik başarımlar ölçümleri olarak hesaplanmıştır. Tablo 4.3 hesaplanan endeksleri gösterir. Toplam uzuv boyu arttıkça, manipülatörün atalet ve direngenlik başarımının azaldığına dikkat edilmelidir. I_f daha yüksek ise, manipülatörün toplam kütesinin arttığını ve bu da dinamik başarımları düşürdüğünü gösterir. Düşük S_f , manipülatörün uygulanan kuvvetlere karşı daha esnek olduğunu gösterir. Her ikisi de esas olarak artan uzuv boylarından etkilenir çünkü bu sisteme fazladan kütle ekler ve artan moment kolu nedeniyle reaksiyon kuvvetlerine karşı sistemi daha savunmasız hale getirir. Maksimum doğal frekans başarımı, toplam uzuv boyunun minimum değerinde olduğunda elde edilir, çünkü bu tasarım parametresindeki atalet minimum değerine ve direngenlik maksimum değere sahiptir. Manipüle edilebilirlik ve koşul sayısı başarımı, toplam uzuv boyu arttıkça artar. μ_v değerinin yüksek olması, manipülatörün $q_{i1} = q_{maks}$ konumunda daha fazla manipüle edilebilir olduğunu gösterir.

Tasarımın başarımını birbiriyle karşılaştırmak için her başarımlar ölçüsü normalleştirilmiştir. Normalleştirme, aşağıdaki denklem uyarınca yapılır;

$$p_i = \frac{p_i - p_{i-min}}{p_{i-maks} - p_{i-min}} \quad (4.1)$$

burada p_i , denetlenen performans ölçütüdür, p_{i-maks} ve p_{i-min} , tüm p_i başarımlar ölçüt değerleri arasındaki maksimum ve minimum değerleri belirtir. Normalleştirilmiş başarımlar ölçütlerinin değerleri Tablo 4.4'te listelenmiştir.

Tablo 4.3. Eniyilenmiş çözüm için başarımlar ölçütleri

	I_f Atalet Endeksi	S_f Direngenlik Endeksi	ω_n Doğal Frek.Endeksi	μ_v Manipülabilite	c_v Koşul Sayısı
Çöz. 1	0.0051	1133587	331525202	0.094	1.406
Çöz. 2	0.0052	1095177	309517709	0.096	1.390
Çöz. 3	0.0053	1063707	294630402	0.097	1.380
Çöz. 4	0.0054	1038044	282566624	0.098	1.373
Çöz. 5	0.0056	980515	256584886	0.100	1.357
Çöz. 6	0.0060	987725	254949706	0.101	1.351
Çöz. 7	0.0058	959458	254866276	0.099	1.370
Çöz. 8	0.0057	963351	248468428	0.101	1.351
Çöz. 9	0.0058	936780	236081279	0.103	1.342
Çöz. 10	0.0059	918266	228926771	0.103	1.339
Çöz. 11	0.0059	917414	227370239	0.104	1.336
Çöz. 12	0.0060	921158	227146646	0.104	1.333
Çöz. 13	0.0060	898470	219944260	0.104	1.332
Çöz. 14	0.0063	903387	218884106	0.105	1.326
Çöz. 15	0.0060	897399	218494136	0.105	1.329
Çöz. 16	0.0064	895673	214137002	0.106	1.321
Çöz. 17	0.0061	873352	208464185	0.106	1.322
Çöz. 18	0.0061	867702	208227605	0.105	1.326
Çöz. 19	0.0062	846651	201671000	0.105	1.326
Çöz. 20	0.0062	842196	199110533	0.106	1.322
Çöz. 21	0.0063	850286	198806113	0.107	1.316
Çöz. 22	0.0064	851172	194619964	0.108	1.306
Çöz. 23	0.0063	824031	190995639	0.107	1.315
Çöz. 24	0.0064	806462	184749162	0.107	1.312
Çöz. 25	0.0065	794454	177467489	0.109	1.304
Çöz. 26	0.0069	809640	177425742	0.111	1.292
Çöz. 27	0.0070	790620	170172711	0.112	1.287
Çöz. 28	0.0067	767734	168598210	0.110	1.297
Çöz. 29	0.0070	779350	163501606	0.114	1.278
Çöz. 30	0.0069	749162	158652698	0.112	1.286
Çöz. 31	0.0077	689390	133924533	0.118	1.259
Çöz. 32	0.0078	666764	122645426	0.122	1.241
Çöz. 33	0.0080	652238	120334590	0.122	1.243
Çöz. 34	0.0088	614608	102680374	0.129	1.217
Çöz. 35	0.0089	591610	96112347	0.131	1.211
Çöz. 36	0.0089	574595	91835797	0.131	1.208
Çöz. 37	0.0092	543219	86551622	0.130	1.213
Çöz. 38	0.0094	549336	86229458	0.132	1.206
Çöz. 39	0.0097	519280	78579104	0.134	1.201
Çöz. 40	0.0098	522482	76977545	0.137	1.191

Tablo 4.4. Normalize edilmiş başarımlar ölçütleri ve eniyilenmiş çözümler

	I_{fn} Normalize Atalet Endeksi	S_{fn} Normalize Direngenlik Endeksi	ω_{nn} Normalize Doğal Frek. Endeksi	μ_{vn} Normalize Manipülabilite	c_{vn} Normalize Koşul Sayısı
Çöz. 1	0.000	1.000	1.000	0.000	1.000
Çöz. 2	0.040	0.937	0.914	0.045	0.924
Çöz. 3	0.061	0.886	0.855	0.073	0.880
Çöz. 4	0.079	0.844	0.808	0.094	0.847
Çöz. 5	0.121	0.751	0.706	0.144	0.773
Çöz. 6	0.194	0.763	0.699	0.166	0.743
Çöz. 7	0.163	0.717	0.699	0.102	0.836
Çöz. 8	0.138	0.723	0.674	0.164	0.745
Çöz. 9	0.164	0.680	0.625	0.196	0.702
Çöz. 10	0.175	0.649	0.597	0.207	0.688
Çöz. 11	0.183	0.648	0.591	0.218	0.673
Çöz. 12	0.192	0.654	0.590	0.226	0.663
Çöz. 13	0.197	0.617	0.562	0.232	0.655
Çöz. 14	0.262	0.625	0.557	0.251	0.631
Çöz. 15	0.205	0.616	0.556	0.242	0.642
Çöz. 16	0.275	0.613	0.539	0.272	0.605
Çöz. 17	0.228	0.576	0.517	0.268	0.610
Çöz. 18	0.220	0.567	0.516	0.253	0.628
Çöz. 19	0.230	0.533	0.490	0.251	0.630
Çöz. 20	0.241	0.526	0.480	0.267	0.611
Çöz. 21	0.253	0.539	0.479	0.292	0.582
Çöz. 22	0.283	0.540	0.462	0.331	0.536
Çöz. 23	0.268	0.496	0.448	0.296	0.576
Çöz. 24	0.282	0.467	0.423	0.308	0.562
Çöz. 25	0.312	0.448	0.395	0.341	0.525
Çöz. 26	0.382	0.473	0.395	0.393	0.468
Çöz. 27	0.418	0.442	0.366	0.416	0.444
Çöz. 28	0.337	0.404	0.360	0.368	0.495
Çöz. 29	0.405	0.423	0.340	0.456	0.404
Çöz. 30	0.382	0.374	0.321	0.417	0.444
Çöz. 31	0.564	0.277	0.224	0.551	0.316
Çöz. 32	0.584	0.240	0.179	0.650	0.233
Çöz. 33	0.613	0.216	0.170	0.639	0.242
Çöz. 34	0.784	0.155	0.101	0.807	0.118
Çöz. 35	0.800	0.118	0.075	0.846	0.093
Çöz. 36	0.816	0.090	0.058	0.866	0.080
Çöz. 37	0.863	0.039	0.038	0.834	0.100
Çöz. 38	0.917	0.049	0.036	0.884	0.068
Çöz. 39	0.968	0.000	0.006	0.924	0.044
Çöz. 40	1.000	0.005	0.000	1.000	0.000

4.1.2 Eniyi Çözümün Seçimi

Eniyilenmiş bir çözüm seçimi, tasarım amacının gereksinimlerine bağlı olarak mühendislik yaklaşımı gerektirir. Matematiksel yaklaşımdan, tüm çözümler eniyidir. Ortak bir çerçevede çalışmak için, tüm başarımlar ölçümleri Tablo 4.4'te gösterildiği gibi normalleştirilmiştir. Tablodaki değerler minimum ve maksimum değerlerine göre

normalleştirildiği için, seçilen tasarım noktaları oransal kazanç veya kaybı olarak değerlendirilebilir. Örneğin, 1 numaralı çözümde, I_{fn} ve μ_{vn} , 0'a eşittir. Bu, 1 numaralı çözüm kümesinin, tüm çözümler arasında en düşük atalet ve en düşük manipülasyon kabiliyetine sahip olduğu anlamına gelir. Sayısal değerler arasındaki ikilemi önlemek için, endeksler aşağıdaki gibi güncellenmiştir.

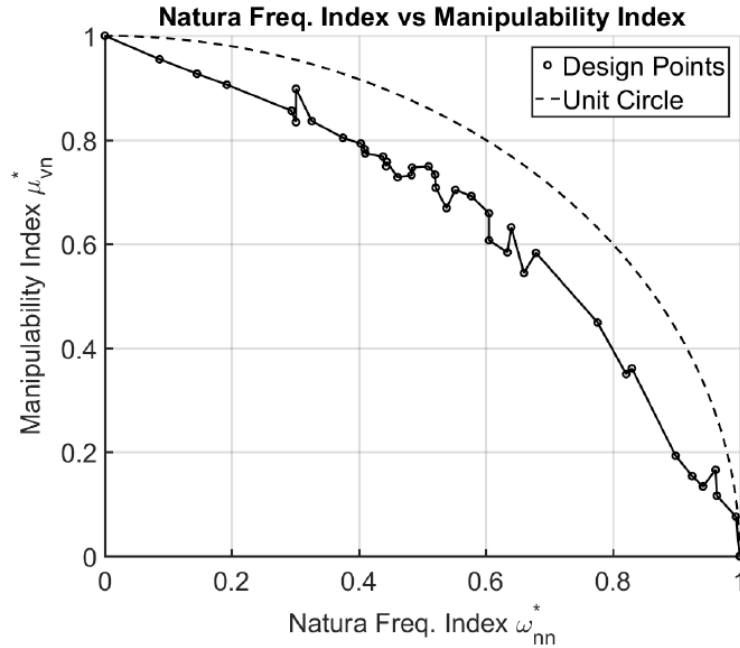
$$S_{fn}^* = 1 - S_{fn} \quad (4.2)$$

$$\omega_{nn}^* = 1 - \omega_{nn} \quad (4.3)$$

$$\omega_{nn}^* = 1 - \omega_{nn} \quad (4.4)$$

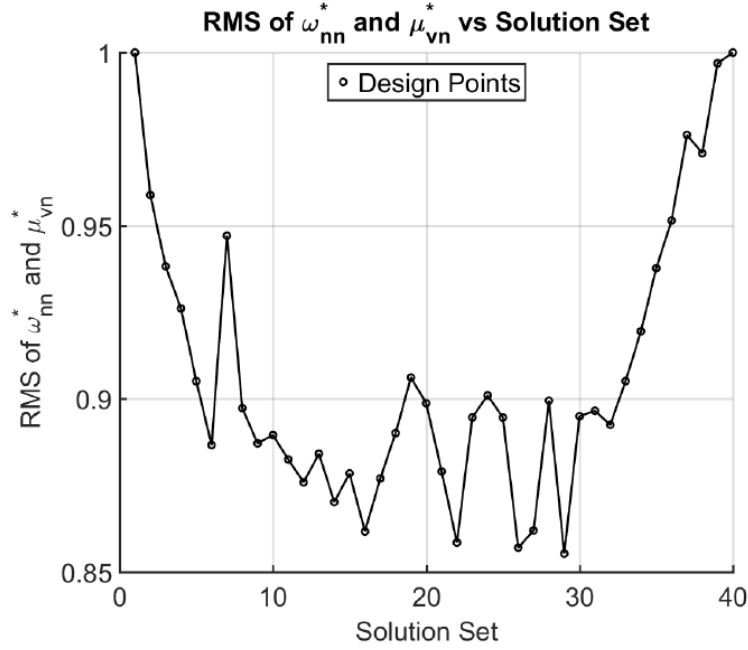
Bu değişiklikle, tüm endeksler 0'a eşit olduğunda performans maksimumdur.

Eniyi çözümü seçmek için ölçütler birbiri arasında kıyaslanabilir. Bununla birlikte, doğal frekans endeksi zaten direngenlik ve atalet indeksleri ilişkisini içermektedir. Benzer şekilde, manipüle edilebilirlik arttıkça, koşul sayısının da başarımı artar. Bu nedenle, doğal frekansı ve manipüle edilebilirliği değerlendirmek yeterlidir. Tabii ki, atalet ve manipüle edilebilirlik veya direngenlik ve koşul sayısı karşılaştırması, tasarımcının istenen hedeflerine bağlı olarak yapılabilir.



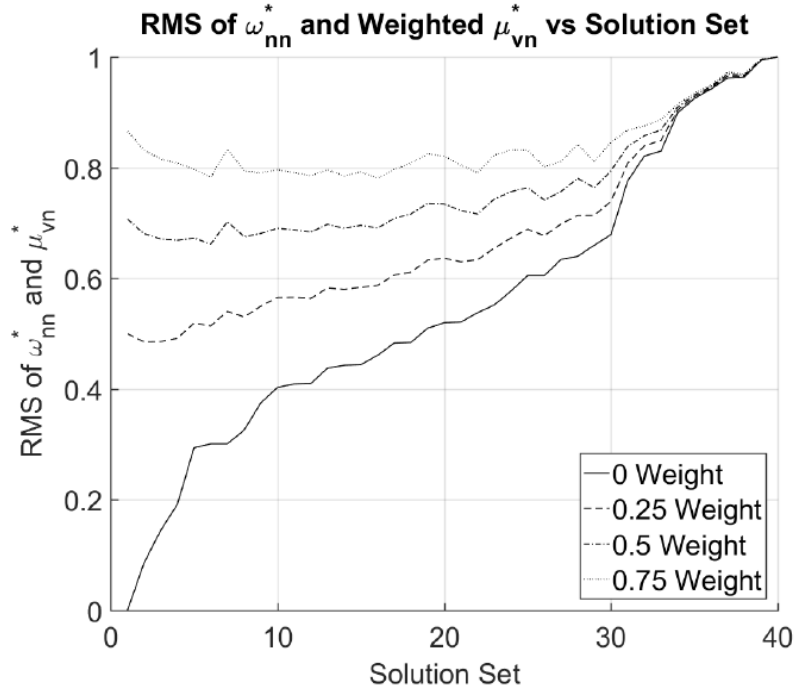
Şekil 4.1. Doğal frekans ve manipüle edilebilirlik kıyaslaması

İlk olarak, ω_{nn}^* doğal frekansının μ_{vn}^* 'in değişkenliği ile ilişkisi incelenmiştir. Değerlendirme, endekslerin karelerinin ortalaması (RMS) ile yapılır. Her iki metrik için istenen hedef 0 olduğundan, en düşük RMS değeri, 0'a en yakın olan tasarım noktasını belirtir. Şekil 4.1, ω_{nn}^* dağılımını μ_{vn}^* 'e göre göstermektedir. Şekil 4.2'de ω_{nn}^* ve μ_{vn}^* 'in RMS değeri belirtilmiştir. Şekil 4.2 içindeki minimum RMS değeri, 29. çözüme karşılık gelir.



Şekil 4.2 Çözümlerin RMS değerleri

Mühendislik açısından, aktif bağlantılar için $32,5^\circ$ maksimum açı aralığı kuvvet iletimi açısından zaten iyi bir değer olduğunu vurgulamak önemlidir. Elde edilen çözüm setleri için açı aralığı değerleri arasındaki en yüksek fark $8,9^\circ$ 'dir. Diğer taraftan, manipüle edilebilirlik başarımındaki artış için toplam uzun boyundaki en yüksek fark 74mm 'dir. Şekil 4.3, elde edilen çözüm sayısına göre hesaplanan RMS değerlerini gösterir. Minimum RMS değerlerine karşılık gelen eniyi çözüm setleri Tablo 4.5'te verilmiştir. Amaç, empedans başarımını artırmak olduğundan, seçilen çözüm seti, doğal frekans endeksinin en yüksek olduğu 1 numaralı settir.



Şekil 4.3 Farklı ağırlıklarda hesaplanmış RMS değerleri

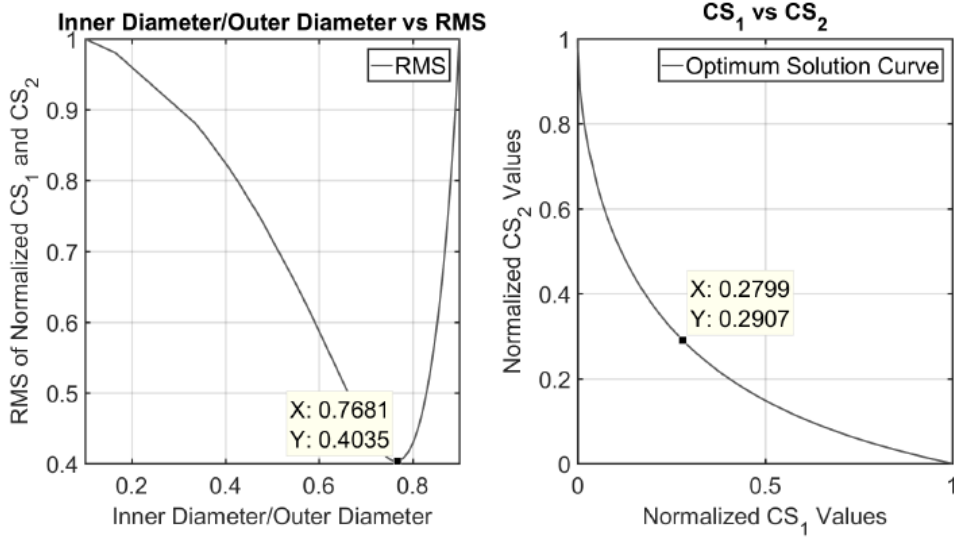
Tablo 4.5. Farklı ağırlıkta RMS hesaplamalarının çözümleri

	0 Ağırlık	0.25 Ağırlık	0.5 Ağırlık	0.75 Ağırlık
	μ_{vn}^*	μ_{vn}^*	μ_{vn}^*	μ_{vn}^*
Çözüm Seti	1	2	6	16

4.1.3 İçi Boş Uzun için Eniyileme Sonuçları

Eniyi çözüm için CS_1 ve CS_2 değerleri minimum olmalıdır. Hedef fonksiyonlarından elde edilen değerler Denklem 4.1 kullanılarak normalleştirilir. Daha sonra, minimum değerine karşılık gelen iç ve dış çap oranını elde etmek için CS_1 ve CS_2 RMS değerleri hesaplanır. Şekil 4.4, hesaplanan RMS değerini ve CS_1 'in CS_2 'ye göre değerlerini gösterir. Şekildeki seçilen veri noktaları, minimum RMS eğrisini ve ona karşılık $CS_1 - CS_2$ değerlerini gösterir. Dolayısıyla, elde edilen oran aşağıda verilmiştir.

$$d_{op} = \frac{d_{ij}}{D_{ij}} = 0.768 \quad (4.5)$$



Şekil 4.4. İç-dış çap oranı değerlendirilmesi [Solda hesaplanan RMS değerleri, sağda Pareto çözüm eğrisi]

4.1.4 Kompozit Malzeme Eniyilemesi

Kompozit bağlantı eniyilemesi, dönme ve ötelemedeki esnek yer değişimleri en aza indirmek için gerçekleştirilir. Az sayıda katman yüksek seviyede esnek yer değişimine neden olur. Fazlası ise sistemin toplam hareket eden ataletini artırır. O yüzden eniyilenmiş çözüm gerekir. Elde edilen sonuçlar Tablo 4.6'da ve bunlara karşılık gelen uzuv çapları Tablo 4.7'de gösterilmiştir. Esnek yer değişimler, haptik cihazın öngörülen en yüksek uygulayabileceği kuvvetin 4 katı olan 20 N dış kuvvet için hesaplanmıştır. Sonuç olarak 29. çözüm seti seçilmiştir.

4.1.5. Tasarlanan Manipülatörün Başarım Değerlendirmesi

Bu bölümde, elde edilen tasarım parametreleri ve eniyilenmiş tasarım için başarım ölçümlerinin grafiksel gösterimi sunulmaktadır. Tercih edilen tasarım parametrelerinin bir özeti, Tablo 4.8'de sunulmuştur. Belirlenen tasarım parametrelerine bağlı olarak, manipülatörün tahmini özellikleri Tablo 4.9'da verilmiştir.

Tablo 4.6. Kompozit tabakaların sayıları ve oluşacak esneme miktarı

	Öt. Es. (mm)	Dön. Es. (drc)	1. uzuv 0°	1. uzuv 90°	1. uzuv 45°	2. uzuv 0°	2. uzuv 90°	2. uzuv 45°	3. uzuv 0°	3. uzuv 90°	3. uzuv 45°
Çöz. 1	0.048	0.011	9	9	9	9	9	9	8	9	9
Çöz. 2	0.049	0.012	9	9	9	9	9	9	7	9	8
Çöz. 3	0.050	0.012	9	9	9	8	9	9	6	9	8
Çöz. 4	0.052	0.013	9	9	9	8	9	9	8	9	4
Çöz. 5	0.053	0.014	9	9	9	7	9	9	8	9	4
Çöz. 6	0.056	0.015	9	9	9	6	8	9	6	9	5
Çöz. 7	0.057	0.015	9	9	9	5	8	9	8	9	5
Çöz. 8	0.059	0.016	8	9	9	6	9	9	7	9	3
Çöz. 9	0.060	0.017	8	9	9	6	9	9	6	9	3
Çöz. 10	0.062	0.018	8	9	9	7	8	9	4	8	4
Çöz. 11	0.065	0.019	8	9	9	5	8	9	7	9	2
Çöz. 12	0.070	0.020	8	9	9	4	7	9	5	9	3
Çöz. 13	0.078	0.023	9	8	9	3	8	8	6	9	2
Çöz. 14	0.081	0.023	8	8	9	4	7	8	6	9	3
Çöz. 15	0.087	0.025	7	8	9	3	8	8	6	9	2
Çöz. 16	0.091	0.026	5	9	9	5	7	8	5	9	2
Çöz. 17	0.099	0.031	8	7	9	6	7	7	6	8	1
Çöz. 18	0.103	0.032	4	9	9	5	7	8	4	8	2
Çöz. 19	0.112	0.033	6	8	9	4	5	8	5	8	2
Çöz. 20	0.119	0.035	3	8	9	3	8	8	4	7	3
Çöz. 21	0.125	0.037	5	7	9	3	8	7	4	8	2
Çöz. 22	0.138	0.039	4	7	9	3	7	7	3	8	3
Çöz. 23	0.152	0.045	4	7	9	3	6	7	4	9	1
Çöz. 24	0.171	0.053	4	8	8	3	8	6	4	8	1
Çöz. 25	0.178	0.056	3	6	9	2	6	8	3	8	1
Çöz. 26	0.228	0.068	3	6	9	3	5	6	3	6	3
Çöz. 27	0.242	0.065	2	4	9	2	5	8	2	8	2
Çöz. 28	0.244	0.074	3	7	8	2	6	6	3	8	1
Çöz. 29	0.291	0.095	4	7	7	2	6	6	2	6	2
Çöz. 30	0.343	0.098	2	6	8	2	4	6	3	8	1
Çöz. 31	0.359	0.106	3	6	7	2	5	6	3	7	1
Çöz. 32	0.472	0.149	5	5	6	5	4	5	4	5	1
Çöz. 33	0.491	0.148	2	5	7	3	5	5	3	6	1
Çöz. 34	0.600	0.169	2	5	6	3	8	4	3	6	1
Çöz. 35	0.717	0.211	3	3	7	3	3	5	2	6	1

Tablo 4.7. Elde edilen çözüm setlerine karşılık gelen çap bilgileri

	D_{i1} (mm)	d_{i1} (mm)	D_{i2} (mm)	d_{i2} (mm)	D_{i3} (mm)	d_{i3} (mm)
Çöz. 1	21.6	16.2	21.6	16.2	21	15.75
Çöz. 2	21.6	16.2	21.6	16.2	19.2	14.4
Çöz. 3	21.6	16.2	21	15.75	18.6	13.95
Çöz. 4	21.6	16.2	21	15.75	15	11.25
Çöz. 5	21.6	16.2	20.4	15.3	15	11.25
Çöz. 6	21.6	16.2	19.2	14.4	15	11.25
Çöz. 7	21.6	16.2	18.6	13.95	16.2	12.15
Çöz. 8	21	15.75	19.8	14.85	13.2	9.9
Çöz. 9	21	15.75	19.8	14.85	12.6	9.45
Çöz. 10	21	15.75	19.8	14.85	12	9
Çöz. 11	21	15.75	18.6	13.95	12	9
Çöz. 12	21	15.75	17.4	13.05	12	9
Çöz. 13	21	15.75	16.2	12.15	11.4	8.55
Çöz. 14	20.4	15.3	16.2	12.15	12.6	9.45
Çöz. 15	19.8	14.85	16.2	12.15	11.4	8.55
Çöz. 16	19.2	14.4	16.8	12.6	10.8	8.1
Çöz. 17	19.8	14.85	16.2	12.15	9.6	7.2
Çöz. 18	18.6	13.95	16.8	12.6	9.6	7.2
Çöz. 19	19.2	14.4	15	11.25	10.2	7.65
Çöz. 20	17.4	13.05	16.2	12.15	10.2	7.65
Çöz. 21	18	13.5	15	11.25	9.6	7.2
Çöz. 22	17.4	13.05	14.4	10.8	10.2	7.65
Çöz. 23	17.4	13.05	13.8	10.35	9	6.75
Çöz. 24	16.8	12.6	13.8	10.35	8.4	6.3
Çöz. 25	16.2	12.15	14.4	10.8	7.8	5.85
Çöz. 26	16.2	12.15	12	9	9	6.75
Çöz. 27	14.4	10.8	13.8	10.35	8.4	6.3
Çöz. 28	15.6	11.7	12	9	7.8	5.85
Çöz. 29	15	11.25	12	9	7.2	5.4
Çöz. 30	14.4	10.8	10.8	8.1	7.8	5.85
Çöz. 31	13.8	10.35	11.4	8.55	7.2	5.4
Çöz. 32	13.2	9.9	11.4	8.55	6.6	4.95
Çöz. 33	12.6	9.45	10.8	8.1	6.6	4.95
Çöz. 34	11.4	8.55	11.4	8.55	6.6	4.95
Çöz. 35	12	9	9.6	7.2	6	4.5

Tablo 4.8. Belirlenen boyutlar

	D (mm)	d (mm)	Üzuv Uzunluğu (mm)	Kompozit 0°	Kompozit 90°	Kompozit 45°	Kompozit -45°
l_1	15	11.25	111.7	4	7	7	7
l_2	12	9	74.1	2	6	6	6
l_3	7.2	5.4	121.8	2	6	2	2

Tablo 4.9. Manipülatörün öngörülen özellikleri

Çalışma Uzayı	$(120 \times 120 \times 120) \text{ mm}^3$
Kapladığı Alan	$< 120 \text{ mm}^2$ (Fully Folded) $< 170 \text{ mm}^2$ (Fully Expanded)
Serbestlik Derecesi	3 Öteleme
Sürekli Kuvvet Çıkışı	$> 5 \text{ N}$
Maksimum Esneme	$< 0.07 \text{ mm}$
Kompozit Uzuvların Toplam Kütlesi	77.7g

Hesaplanan atalet ve direngelik matrisleri;

$$M_C = \begin{bmatrix} 0.0429 & -0.0039 & -0.0039 \\ -0.0039 & 0.0429 & -0.0039 \\ -0.0039 & -0.0039 & 0.0429 \end{bmatrix} \text{ (kg)} \quad (4.6)$$

$$K_C^* = \begin{bmatrix} 209110 & 0 & 0 \\ 0 & 209110 & 0 \\ 0 & 0 & 209110 \end{bmatrix} \text{ (N/m)} \quad (4.7)$$

M_C ve K_C^* kullanarak dinamik matrix $D_C = M_C^{-1}K_C^*$ hesaplanır. Daha sonra, Frobenius normu, Denklem 4.8 ve 4.9'da gösterildiği gibi hesaplanır. 4.10'dan 4.12'ye kadar olan denklemler, doğal frekansları "e" ve karşılık gelen modal vektörleri "m" gösterir.

$$D_C = \begin{bmatrix} 4.9664 & 0.5002 & 0.5002 \\ 0.5002 & 4.9664 & 0.5002 \\ 0.5002 & 0.5002 & 4.9664 \end{bmatrix} 10^6 \text{ N/(kg.m)} \quad (4.8)$$

$$\|D_C\|_f = (8.6888)10^6 \text{ N/(kg.m)} \quad (4.9)$$

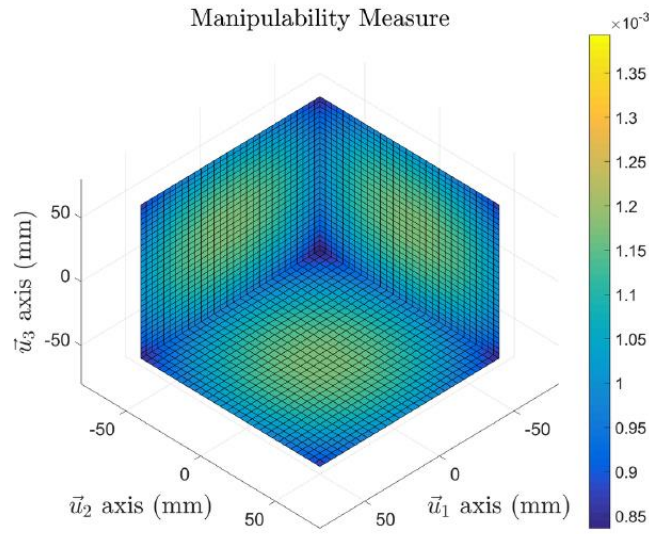
$$e_1 = (2.1133)10^3, \bar{m}_1 = [0.7071 \ -0.7071 \ 0]^T \quad (4.10)$$

$$e_2 = (2.1133)10^3, \bar{m}_2 = [0.4082 \ 0.4082 \ -0.8165]^T \quad (4.11)$$

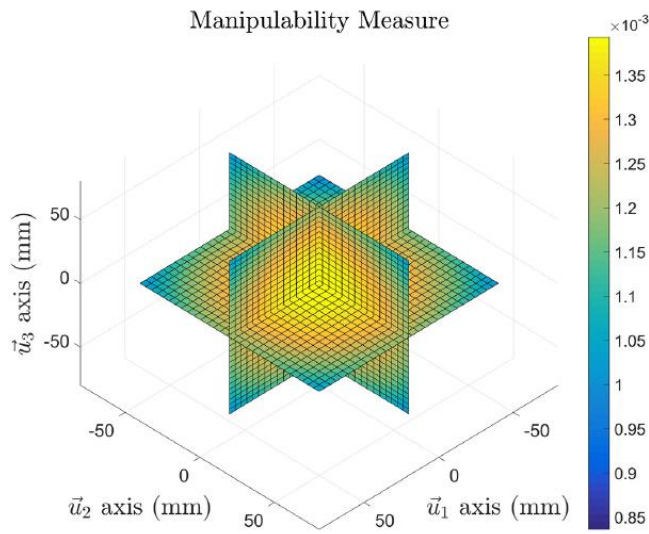
$$e_3 = (2.4427)10^3, \bar{m}_3 = [0.5774 \ 0.5774 \ 0.5774]^T \quad (4.12)$$

Hesaplanan başarım ölçütleri, $\bar{f}_p(-60)$, $\bar{f}_p(0)$ ve $\bar{f}_p(60)$ 'da bulunan düzlemlerde gösterilir. \bar{f}_p , verilen Kartezyen uzay pozisyonundaki tanımlayan bir fonksiyondur.

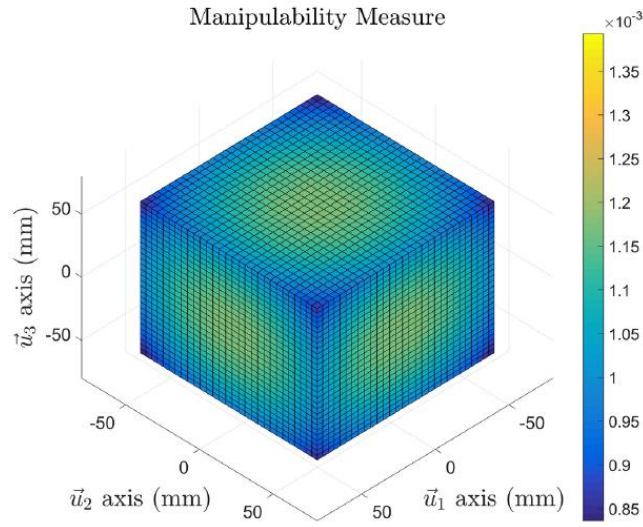
Şekil 4.5, 4.6 ve 4.7’de manipüle edilebilirlik endeksi, hareketli platformun konumuna bağlı olarak gösterilmektedir. Şekiller 4.5 ve 4.6, çalışma alanının sınırları üzerindeki manipüle edilebilirlik ölçüsünü gösterir. Sınırlar tekil konumlara yakın olduğundan, sınırlar üzerinde elde edilen değerler, yani Şekil 4.6’da verilen değerler, daha küçüktür. Ayrıca, Şekil 4.5 ve 4.7’deki çalışma uzayının köşelerinde 3 eksenin tamamı tekilliğe aynı anda yakın olduğu için en düşük değerler buralarda gözlenmiştir. Öte yandan, Şekil 4.6’daki durum en yüksek manipülasyon kabiliyetinin olduğu çalışma alanının ortasında yer almaktadır. Bu nedenle, bu konum manipüle edilebilirliğin en yüksek olduğu konumdur.



Şekil 4.5. (-60, -60, -60) konumunda manipüle edilebilirlik endeksi

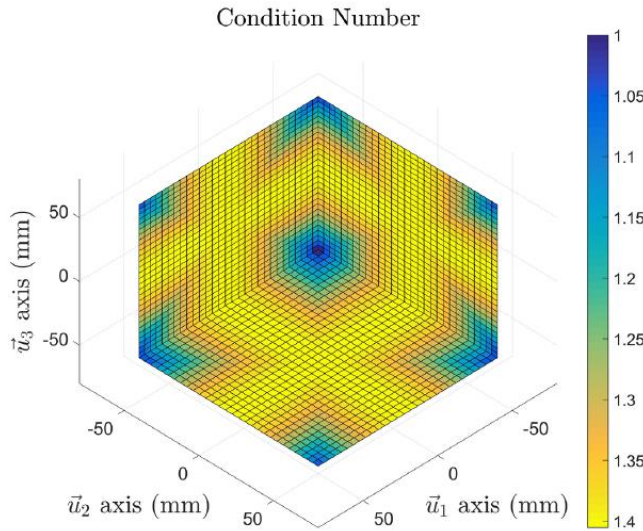


Şekil 4.6. (0, 0, 0) konumunda manipüle edilebilirlik endeksi

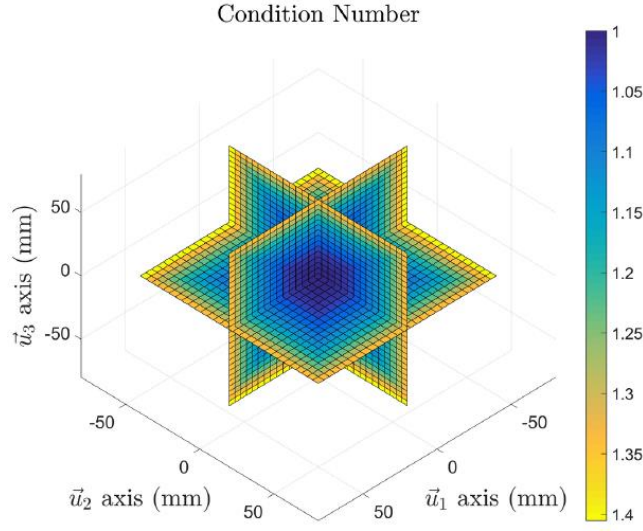


Şekil 4.7. (60, 60, 60) konumunda manipüle edilebilirlik endeksi

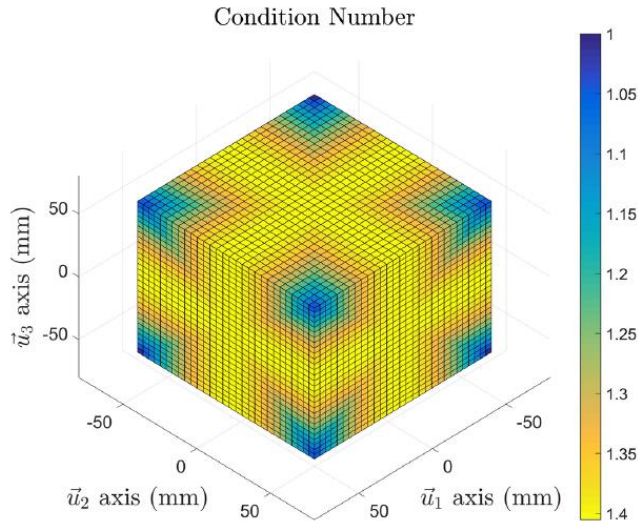
Şekiller 4.8, 4.9 ve 4.10 koşul sayısı başarımını gösterir. Koşul sayısı için en yüksek başarımın, manipüle edilebilirliğe benzer şekilde çalışma alanının ortasında alındığına dikkat edilmelidir. Şekil 4.8 ve 4.10'da verilen çalışma alanının sınırları, koşul sayısı için manipülatörün alacağı en kötü değerleri işaret etmektedir. Bununla birlikte, manipüle edilebilirliğin aksine, çalışma alanının köşelerinde koşul sayısı performansı artar. Bu durum, aktif mafsalların açıları birbirine yakın (tam köşelerde aynı) olduğu için gözlenir.



Şekil 4.8. (-60, -60, -60) konumunda koşul sayısı endeksi

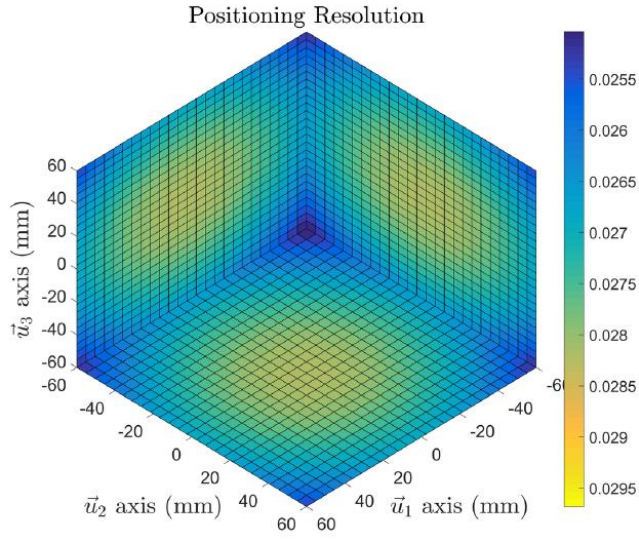


Şekil 4.9. (0, 0, 0) konumunda koşul sayısı endeksi

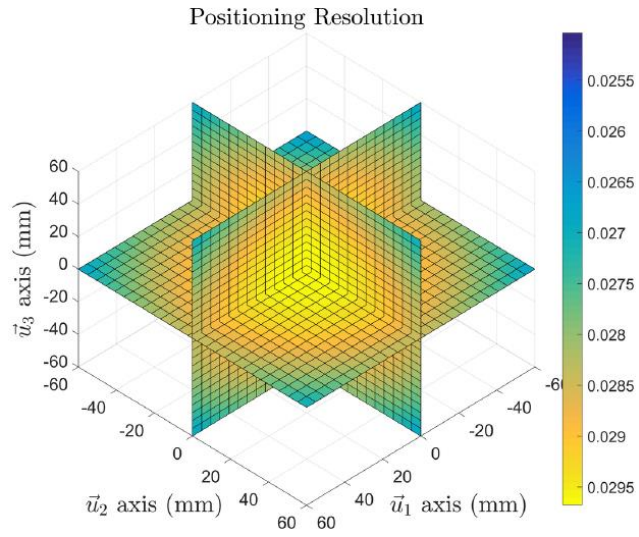


Şekil 4.10. (60, 60, 60) konumunda koşul sayısı endeksi

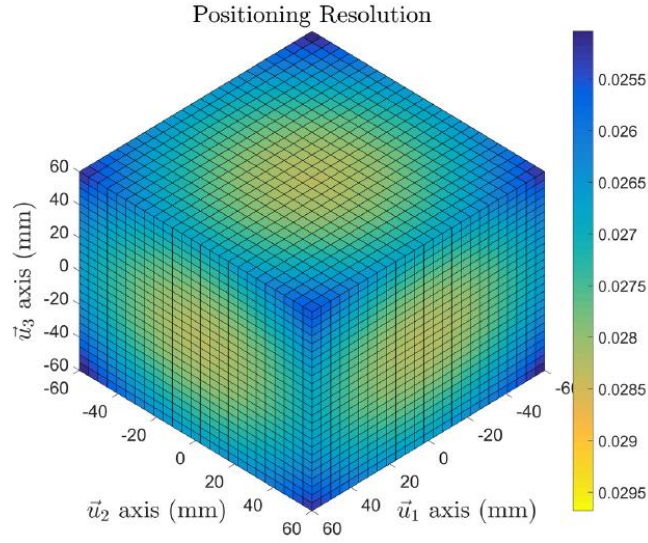
Şekiller 4.11, 4.12 ve 4.13 çalışma alanındaki maksimum konumlandırma hatasını gösterir. Dikkat edin, bu ölçüt manipüle edilebilirlik endeksi ile ters ilişkilidir. Manipülatör verilen konum için yüksek manipüle edilebilirliğe sahipse, mobil platformun konumlama çözünürlüğü o derece küçüktür.



Şekil 4.11. (-60, -60, -60) konumunda konumlama çözünürlüğü

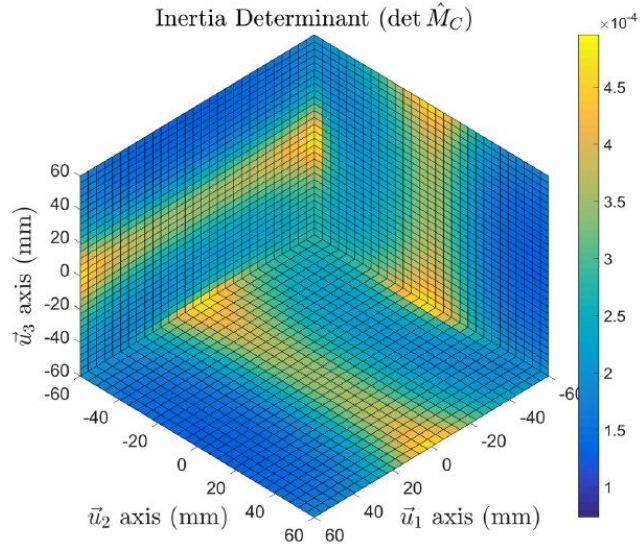


Şekil 4.12. (0, 0, 0) konumunda konumlama çözünürlüğü

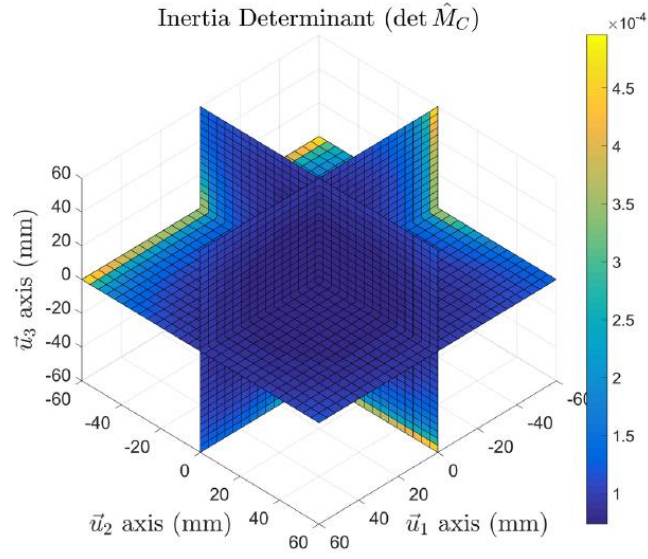


Şekil 4.13. (60, 60, 60) konumunda konumlama çözünürlüğü

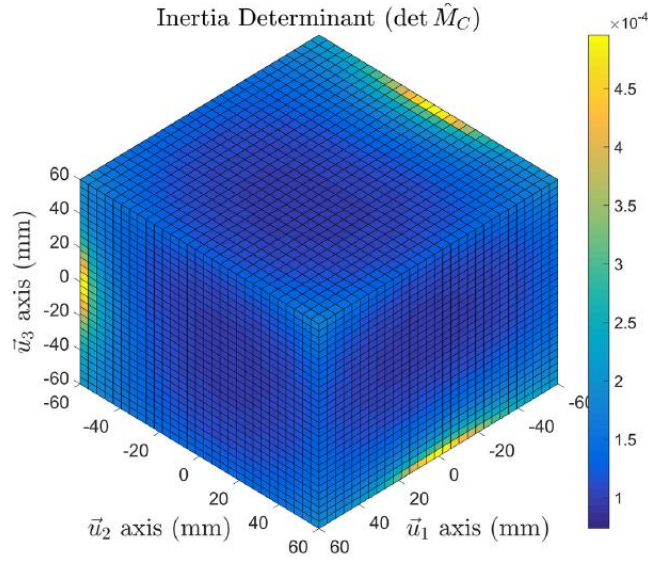
Şekil 4.14, 4.15 ve 4.16'da atalet indeksi, Kartezyen uzayında gösterilmiştir. Atalet matrisinin dağılımı doğrusal değildir. Atalet endeksi, kollardan biri tamamen katlandığı zaman maksimum değerini alır. Bu etki, pasif uzuvlardaki hızlı değişikliklerden kaynaklanmaktadır. Bu konumlarda, pasif uzuvlar tekilliğe yakındır ve neredeyse birbiri üzerine biner. Bu, pasif uzuvların yüksek ivmede ve hızda hareket etmesi gerektiği anlamına gelir. Dolayısıyla, Şekil 4.16'da bu etki, tekilliğe yakın olan kolların tamamen açıldığı konumlarda gözlenmez.



Şekil 4.14. (-60, -60, -60) konumundaki atalet endeksi

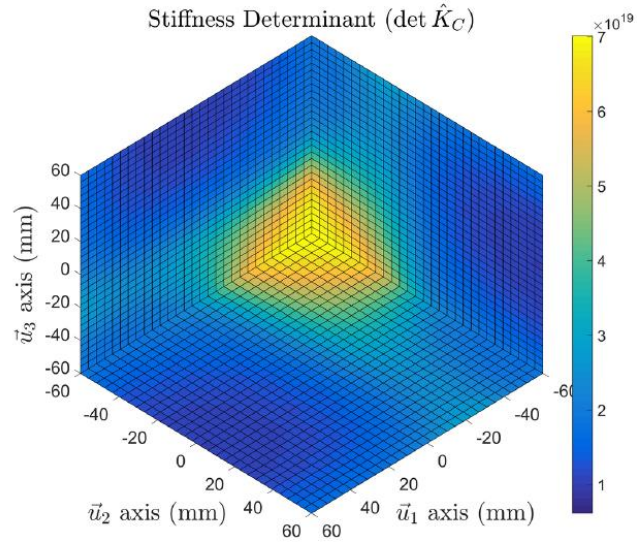


Şekil 4.15. (0, 0, 0) konumundaki atalet endeksi

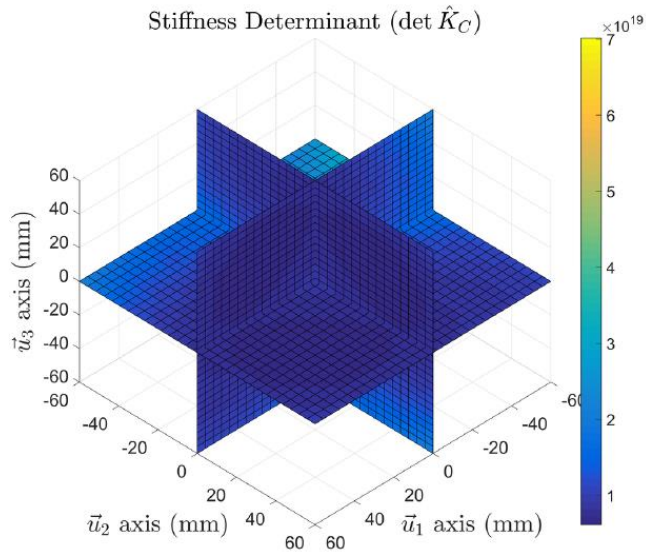


Şekil 4.16. (60, 60, 60) konumundaki atalet endeksi

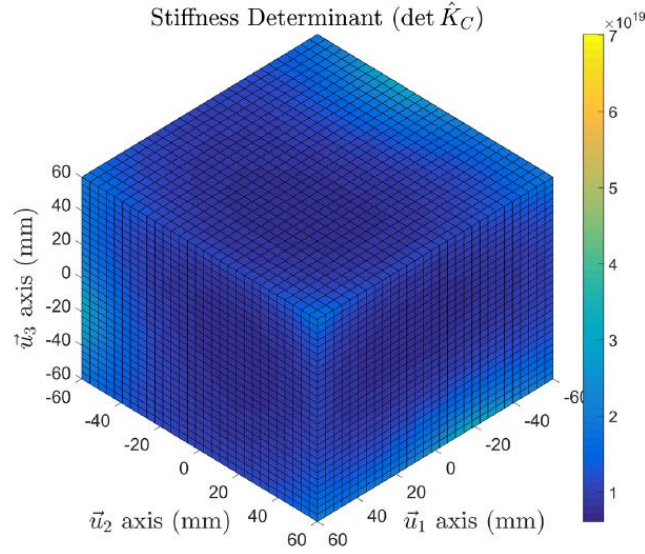
Son olarak, Şekil 4.17, 4.18 ve 4.19 platformun konumları için direngenlik başarımını gösterir. Şekil 4.17’de en direngen konum olan seri zincirler tamamen katlandığında oluşan durum gösterilmiştir. Bunun nedeni, aktif mafsallara göre moment kolunun en düşük değerine sahip olmasıdır. Böylece, mobil platform üzerine uygulanan dış yükler bu konumda daha küçük esnek yer değişimlerine neden olur. Benzer şekilde, kolların tamamen açık olduğu konumlarda, Şekil 4.19’da gösterildiği gibi, artan moment kolu nedeniyle esneme en yüksek değere sahiptir.



Şekil 4.17. (-60, -60, -60) konumundaki direngenlik endeksi



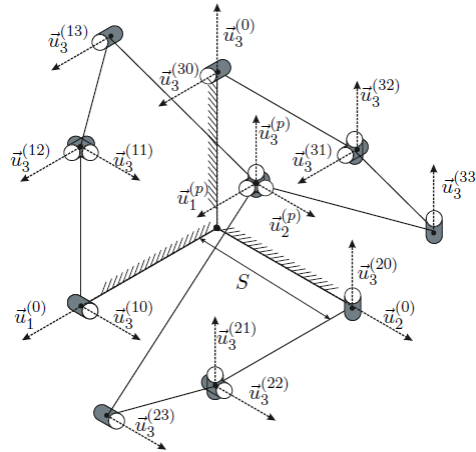
Şekil 4.18. (0, 0, 0) konumundaki direngenlik endeksi



Şekil 4.19. (60, 60, 60) konumundaki direngenlik endeksi

4.2 Konumlama Çözünürlüğü

HISS haptik cihazının mobil platformunun konumlandırma çözünürlüğü hesaplanmıştır. Cihazın kartezyen uzaydaki konumlandırma hassasiyeti, mekanizmanın aktif uzuv boyutu, kapstan sürücüsünün redüksiyon oranı ve motor şaftına bağlı enkoderin çözünürlüğüne bağlıdır. Bu bilgiler kullanılarak cihazın mobil platformunun Şekil 4.20'de belirtilen $\vec{u}_1^{(p)}$, $\vec{u}_2^{(p)}$ ve $\vec{u}_3^{(p)}$ yönlerindeki çözünürlükleri ile her eksende hareketi sonucu oluşan bileşik eksen çözünürlüğü irdelenmiştir. $\vec{u}_1^{(p)}$, $\vec{u}_2^{(p)}$ ve $\vec{u}_3^{(p)}$ eksenleri için en kötü çözünürlük 0,0188 mm ve bileşik hareket için 0,0326 mm çözünürlük hesaplanmıştır. Yapılan çalışmaya dair detaylı bilgiler sonuç raporunun ekleri arasında Ek-8'de verilmiştir.



Şekil 4.20. R-CUBE mekanizmasının çözünürlük analizinde kullanılan kinematik yapısı

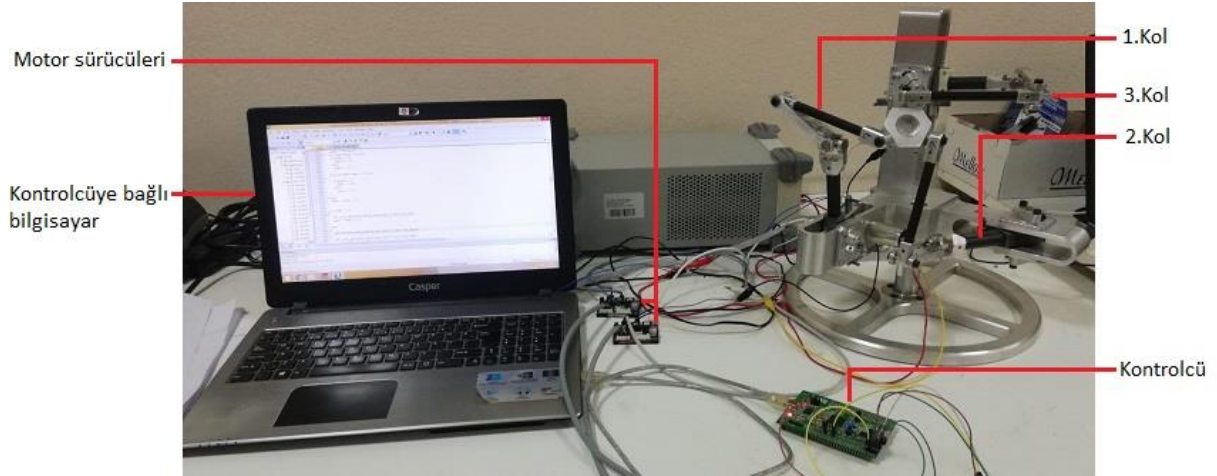
4.3 Dengeleme Sistem Testleri

Tasarlananan dengeleme sistemi üretildikten sonra robot üzerinde test edilmiştir. Öncelikle motorlar bağlı değilken yayın ilk boyu ayarlanmıştır edilmiştir. Bu ayar işlemi robotun hareketli platform aracılığı ile el ile hareket ettirerek farklı konumları için yapılmıştır. Sistemin tüm konumlarda dengelendiği gözlemlendikten sonra testlere geçilmiştir. Bu bölümde test prosedürü ve sonuçları açıklanmıştır.

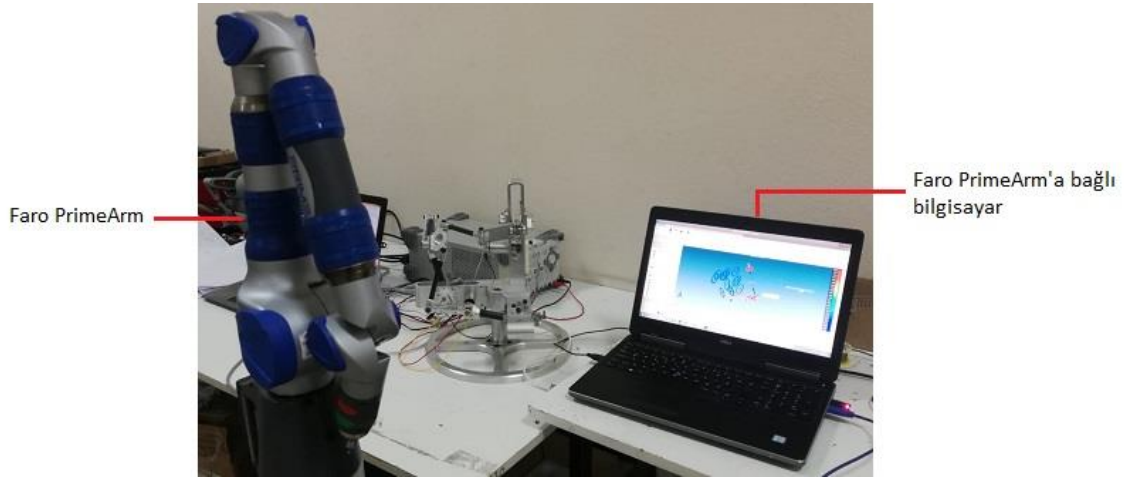
4.3.1 Dengeleme Testi Prosedürü

Dengeleme sistemi testleri için robotun her eksenini için belirlenen çalışma uzayı sınırları ve orta konumda olmak üzere 3 ayrı konumda (-30° , 0° , 30°) test edilmesi planlanmıştır. Yani hareketli platformun 27 farklı konumunda, sistemin dengelenmiş ve dengelemenmemiş durumlarında ölçümler yapılacaktır. Robotun üç kolundan ilk uzuvları yer çekimine karşı iş yapan (dengelenen) iki kolunun (1. ve 3. kollar) Faulhaber 2642W012CR doğru akım (DA) motorlar ile hareket sağlanacaktır. İkinci kolun ise istenilen konumlara getirildiği Faro PrimeArm ölçüm cihazı ile doğrulandıktan sonra sonra şaft sonlandırıcı elemanlar ile konumu sabitlenerek ölçülmüştür. Kontrolcü olarak stm32f4-discovery kartı ve sürücü olarak iki adet Escon 36/2 DA motor sürücüleri kullanılmıştır. MA720 manyetik enkoderler motor çıkış şaftlarına bağlanarak tasarlanan oransal-tümlevsel (PI) kontrolcü ile diğer iki ekseninde robot istenilen konumlara getirilmiştir.

Öncelikle motor bağlı olmayan uzuv istenilen konuma getirilip sabitlendikten sonra, akım modunda kontrol edilen motorların, robot belirlenen konumlara getirildikten sonra sürücünün yazılımı vasıtasıyla çektiği akım değerlerinin amper cinsinden belirlenmesiyle ölçümler yapılmıştır. Ölçülen akım değerleri motorun teknik özellikleri kitapçığında bulunan tork sabiti $k_m = 34.6 \text{ mNm/A}$ ile çarpılarak tork değerleri karşılaştırılmıştır (<https://www.faulhaber.com/en/products/series/2642cr/>). Şekil 4.21'de test düzeneği gösterilmiştir.



(a)



(b)

Şekil 4.21. Dengeleme Testleri için kullanılan test düzeneği

4.3.2 Dengeleme Testlerinin Sonuçları

Belirlenen prosedüre göre yapılan testlerin sonuçları Tablo 4.10 ve Tablo 4.11'de listelenmiştir. Ayrıca bu sonuçlar Tablo 4.12'de kıyaslanmıştır. Sistemin dengelenmiş ve dengelenmemiş durumları için uygun PI parametleri ayarlanmıştır. Dengelenmemiş sistemde 1. motor maksimum 0.3 A çekerken, 3. motor 1.5 A çekmiştir (bkz. Tablo 4.10). Bu akım değerlerine tekabül eden tork değerleri sırasıyla 10.38 mNm ve 51.90 mNm'dir.

Tablo 4.10 . Dengelenmemiş sistemin test sonuçları

Ölçüm konumu	$\theta_1(^{\circ})$	$\theta_2(^{\circ})$	$\theta_3(^{\circ})$	Δi_1 (A)	Δi_3 (A)	T_1 (mNm)	T_3 (mNm)
1	-30	0	0	0.16	1.00	5.536	34.600
2	0	0	0	0.30	1.40	10.380	48.440
3	30	0	0	0.20	1.20	6.920	41.520
4	-30	0	30	0.12	0.90	4.152	31.140
5	0	0	30	0.10	0.20	3.460	6.920
6	30	0	30	0.18	0.90	6.228	31.140
7	-30	0	-30	0.14	1.40	4.844	48.440
8	0	0	-30	0.05	1.40	1.730	48.440
9	30	0	-30	0.13	1.30	4.498	44.980
10	-30	30	0	0.02	1.20	0.692	41.520
11	0	30	0	0.07	1.40	2.422	48.440
12	30	30	0	0.18	1.20	6.228	41.520
13	-30	30	30	0.06	1.45	2.076	50.170
14	0	30	30	0.02	1.40	0.692	48.440
15	30	30	30	0.30	1.40	10.380	48.440
16	-30	30	-30	0.10	1.10	3.460	38.060
17	0	30	-30	0.25	0.30	8.650	10.380
18	30	30	-30	0.15	0.90	5.190	31.140
19	-30	-30	0	0.06	1.20	2.076	41.520
20	0	-30	0	0.04	1.20	1.384	41.520
21	30	-30	0	0.07	1.15	2.422	39.790
22	-30	-30	30	0.02	0.82	0.692	28.372
23	0	-30	30	0.01	0.82	0.346	28.372
24	30	-30	30	0.12	0.82	4.152	28.372
25	-30	-30	-30	0.03	1.30	1.038	44.980
26	0	-30	-30	0.02	1.40	0.692	48.440
27	30	-30	-30	0.20	1.50	6.920	51.900

Dengelenmiş sistemde ise 1. motor en yüksek 0.15 A çekerken, 3. motor 0.34 A çekmiştir (bkz. Tablo 4.11). Tork değerleri ise 5.19 mNm ve 11.76 mNm'dir. Beklendiği üzere dengelenmiş sistemin konumunu koruması için gereken tork miktarları oldukça düşüktür.

Tablo 4.11. Dengelenmiş sistemin test sonuçları

Konum	$\theta_1(^{\circ})$	$\theta_2(^{\circ})$	$\theta_3(^{\circ})$	Δi_1 (A)	Δi_3 (A)	T_1 (mNm)	T_3 (mNm)
1	-30	0	0	0.14	0.09	4.844	3.114
2	0	0	0	0.12	0.09	4.152	3.114
3	30	0	0	0.12	0.06	4.152	2.076
4	-30	0	30	0.12	0.09	4.152	3.114
5	0	0	30	0.07	0.09	2.422	3.114
6	30	0	30	0.12	0.09	4.152	3.114
7	-30	0	-30	0.14	0.21	4.844	7.266
8	0	0	-30	0.04	0.23	1.384	7.958
9	30	0	-30	0.12	0.32	4.152	11.072
10	-30	30	0	0.03	0.20	1.038	6.920
11	0	30	0	0.07	0.34	2.422	11.764
12	30	30	0	0.15	0.01	5.190	0.346
13	-30	30	30	0.07	0.01	2.422	0.346
14	0	30	30	0.01	0.01	0.346	0.346
15	30	30	30	0.14	0.01	4.844	0.346
16	-30	30	-30	0.04	0.15	1.384	5.190
17	0	30	-30	0.02	0.25	0.692	8.650
18	30	30	-30	0.11	0.30	3.806	10.380
19	-30	-30	0	0.05	0.06	1.730	2.076
20	0	-30	0	0.04	0.17	1.384	5.882
21	30	-30	0	0.06	0.09	2.076	3.114
22	-30	-30	30	0.02	0.01	0.692	0.346
23	0	-30	30	0.01	0.10	0.346	3.460
24	30	-30	30	0.10	0.05	3.460	1.730
25	-30	-30	-30	0.01	0.19	0.346	6.574
26	0	-30	-30	0.01	0.25	0.346	8.650
27	30	-30	-30	0.14	0.16	4.844	5.536

Tablo 4.12’de iki testin sonuçları dengeleme için çekilen akım ve üretilen tork değerlerine göre kıyaslanmıştır. Sistemin dengelenmiş halinde daha az akım çekmesi gerektiğinden bütün akım ve tork farklarının pozitif gelmesi beklenmektedir, ancak 10 ve 13 numaralı konumlarda bu fark -0.01 A olarak hesaplanmıştır. Bunun analog sinyallerin iletiği kablo bağlantılarında oluşan

gürültüden kaynaklanmaktadır ve ihmal edilebilecek değerlerdedir. En yüksek farklar 1. motor için 0.23 A – 7.96 mNm iken 3. motorda 1.44 A – 49.82 mNm'dir. Bu sonuçlara göre dengeleme sistemi başarıyla çalıştığı söylenebilir.

Tablo 4.12. Dengelenmiş ve dengelenmemiş mekanizmada yapılan test sonuçlarının kıyaslanması

Konum	$\theta_1(^{\circ})$	$\theta_2(^{\circ})$	$\theta_3(^{\circ})$	Δi_1 (A)	Δi_3 (A)	T_1 (mNm)	T_3 (mNm)
1	-30	0	0	0.02	0.91	0.692	31.486
2	0	0	0	0.18	1.31	6.228	45.326
3	30	0	0	0.08	1.14	2.768	39.444
4	-30	0	30	0.00	0.81	0.000	28.026
5	0	0	30	0.03	0.11	1.038	3.806
6	30	0	30	0.06	0.81	2.076	28.026
7	-30	0	-30	0.00	1.19	0.000	41.174
8	0	0	-30	0.01	1.17	0.346	40.482
9	30	0	-30	0.01	0.98	0.346	33.908
10	-30	30	0	-0.01	1.00	-0.346	34.600
11	0	30	0	0.00	1.06	0.000	36.676
12	30	30	0	0.03	1.19	1.038	41.174
13	-30	30	30	-0.01	1.44	-0.346	49.824
14	0	30	30	0.01	1.39	0.346	48.094
15	30	30	30	0.16	1.39	5.536	48.094
16	-30	30	-30	0.06	0.95	2.076	32.870
17	0	30	-30	0.23	0.05	7.958	1.730
18	30	30	-30	0.04	0.60	1.384	20.760
19	-30	-30	0	0.01	1.14	0.346	39.444
20	0	-30	0	0.00	1.03	0.000	35.638
21	30	-30	0	0.01	1.06	0.346	36.676
22	-30	-30	30	0.00	0.81	0.000	28.026
23	0	-30	30	0.00	0.72	0.000	24.912
24	30	-30	30	0.02	0.77	0.692	26.642
25	-30	-30	-30	0.02	1.11	0.692	38.406
26	0	-30	-30	0.01	1.15	0.346	39.790
27	30	-30	-30	0.06	1.34	2.076	46.364

4.4 Direngenlik Analizi Sonuçları

Bölüm 3.2’de verilen R-CUBE mekanizmasının direngenlik modelinin doğrulamak için mekanizmanın üç boyutlu modeli bir sonlu eleman analizi programı sonuçları ile kıyaslanmıştır. Adil bir karşılaştırma yapabilmek için iki benzetim de aynı bilgisayarda (3,5 GHz i7 işlemci, 8 GB RAM) çalıştırılmıştır. İlk benzetim modeli sonlu elemanlar modelidir ve seçilen benzetim ortamı ANSYS Workbench’tir. İkinci benzetim modeli, önceki Bölüm 3.2’de detayları verilen SMY için oluşturulan modeldir. Bu model MATLAB’de tanımlanmış ve işlemcinin 1 çekirdeği kullanılmıştır. Her iki modelde de uzuvlar içi boş silindirler olarak tasarlanmıştır ve tüm uzuvlar aynı kesit geometrisine. Kinematik yapıların boyutsal özellikleri yani ilgili uzuvların boyutları her iki benzetimde de aynıdır.

Bir üç boyutlu tasarım programında oluşturulan bilgisayar destekli tasarım (BDT) verileri ANSYS ortamına aktarılır. Ardından, uzuvların ANSYS Workbench’de statik yapı analizi yapılır. Manipülatörün sonlu elemanlar modeli, ANSYS Workbench 18.1’de maksimum 4 mm’lik bir ağ boyutu kullanılarak elde edilir. Seçilen çözücü seçenekleri “Büyük Tanımlayıcılar Açık”, “İteratif Çözücü Tipi” şeklindedir, ve benzetim testlerinde işlemcinin 2 çekirdeği kullanılmıştır.

Geometrik boyutlara ve uzuvların malzeme özelliklerine bağlı olarak elde edilen masfsal uzayında tanımlı direngenlik matrisi Denklem 4.13’te genel bir uzuv için gösterilmiştir.

$$K_{\theta_k} = \begin{bmatrix} EA_k/l_k & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 12EI_{z_k}/l_k^3 & 0 & 0 & 0 & -6EI_{z_k}/l_k^2 \\ 0 & 0 & 12EI_{y_k}/l_k^3 & 0 & 6EI_{y_k}/l_k^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & GJ_k/l_k & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 6EI_{y_k}/l_k^2 & 0 & 4EI_{y_k}/l_k & 0 \\ 0 & -6EI_{z_k}/l_k^2 & 0 & 0 & 0 & 4EI_{z_k}/l_k \end{bmatrix} \quad (4.13)$$

burada A_k , I_{z_k} , I_{y_k} ve J_k kesit alanı, bağlantı kesitinin ataletleri ve k . polar atalet momentidir. E ve G , malzemenin Young ve Coulomb modülüdür.

Direngenlik matrisi için gerekli terimler şu şekilde hesaplanır:

$$I_{y_k} = \frac{\pi}{4}((r_D)^4 - (r_d)^4) \text{ ve } I_{z_k} = I_{y_k} \quad (4.14)$$

$$J_k = \frac{\pi}{2}((r_D)^4 - (r_d)^4) \text{ ve } A_k = \pi((r_D)^2 - (r_d)^2) \quad (4.15)$$

burada r_D ve r_d , içi boş silindirin dış ve iç yarıçapını belirtir. Malzeme özellikleri ve boyutsal parametreler şu şekildedir.

$$r_D = 5\text{mm}, r_d = 3\text{mm}, l_1 = 111.7\text{mm}, l_2 = 74.1\text{mm} \\ l_3 = 121.8\text{mm}, E = 200\text{GPa}, G = 76.9\text{GPa}$$

Mekanizmanın çalışma koşullarına göre, mobil platformda her eksen boyunca 5 N kuvvet uygulanmıştır. Mobil platform 3 öteleme hareketine sahip olduğundan, tork girdisi mobil platformda uygulanmamıştır. Üç yönde ve farklı yönlerde 5 N uygulanması için 8 olası kombinasyonlu bir test tanımlanmıştır. Her bir kombinasyon Tablo 4.13'te yük kombinasyonu (YK) olarak tanımlanmıştır.

Tablo 4.13. Benzetim testleri için yük kombinasyonları

	YK1	YK2	YK3	YK4	YK5	YK6	YK7	YK8
Yön \vec{u}_1	+5 N	+5 N	+5 N	+5 N	-5 N	-5 N	-5 N	-5 N
Yön \vec{u}_2	+5 N	+5 N	-5 N	-5 N	+5 N	+5 N	+5 N	-5 N
Yön \vec{u}_3	+5 N	-5 N	+5 N	-5 N	+5 N	-5 N	+5 N	-5 N

Daha sonra, mobil platformun mekanizmanın en kritik konfigürasyonlarında (KK) testleri yapılmıştır. Mekanizmanın en kritik konfigürasyonları, aktif uzuvların tamamen katlandığı, tamamen uzatıldığı ve nominal konumlarında elde edilmektedir. Her aktif mafsalın maksimum hareket aralığı, $\pm 30^\circ$ arasında sınırlıdır. Buna göre, $\pm 30^\circ$ ve 0° konumları için 27 KK belirlenir. Bununla birlikte, manipülatörün simetrik mimarisi nedeniyle, tüm olası kombinasyonları kapsayacak şekilde simülasyonları sadece 10 KK'da çalıştırmak yeterlidir. Seçilen KK kombinasyonları Tablo 4.14'te gösterilmiştir.

Uygulanan yüklerin her bir bağlantıdaki kuvvet/tork dağılımı, düz kinematik bilgisi kullanılarak hesaplanır. Yinelemeli çözüm yönteminde, bu dağılım her küçük esneme adımı için, dış kuvvetin dağılımının tekrar yapılmasıyla hesaplanır. Bununla birlikte, doğrudan çözüm yöntemi, bu dağılım için katı cisim kinematiğini kullanır. ANSYS ortamında daha yüksek hassasiyet için yinelemeli çözüm yöntemi kullanılır. SMY kullanılarak elde edilen analitik direngenlik modeli doğrudan çözüm yöntemiyle benzetim testimde çalıştırılmıştır. Bu

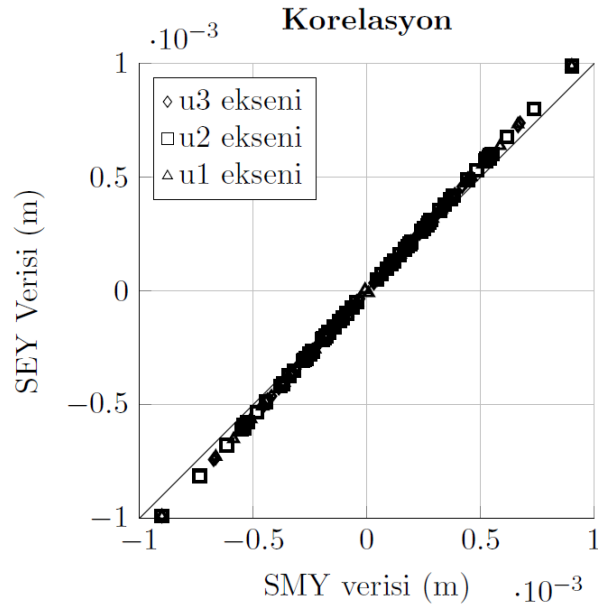
hesaplama süresini kısaltır, ancak SMY benzetim modelinin doğruluğunu azaltır. Her iki benzetimde de, yerçekimi ivmesini 0 g'ye ayarlayarak yerçekimi etkileri ihmal edilmiştir.

Tablo 4.14. Mekanizmanın kritik konfigürasyonları (Tabloda yer alan değerler ° cinsindedir)

	KK1	KK2	KK3	KK4	KK5	KK6	KK7	KK8	KK9	KK10
$\bar{u}_1 \varphi_{11}$	+30	0	+30	0	0	0	0	-30	0	+30
$\bar{u}_2 \varphi_{21}$	-30	-30	-30	-30	0	+30	0	-30	0	+30
$\bar{u}_3 \varphi_{31}$	+30	+30	-30	-30	+30	+30	-30	-30	0	+30

Sonuçlar

Benzetim testleri hem ANSYS hem de MATLAB benzetim ortamında seçilen 80 koşul için gerçekleştirilmiştir. SEY ve SMY sonuçları arasındaki korelasyon, Şekil 4.22'de gösterilmiştir. SEY sonuçları SMY sonuçlarına göre çizdirilmiştir. Ayrıca, grafiğe tam korelasyonu ifade etmesi için $x = y$ doğrusu eklenmiştir. Girilen veriler $x = y$ doğrusu üzerindeyken %100 korelasyon sağlandığını ifade eder. ± 0.2 mm arasındaki hesaplanan veriler yüksek korelasyon göstermiştir çünkü bu verilere karşılık gelen konumlar daha yüksek direngenliğe sahiptir. 0,2 – 0,8 mm ile -0,8 – -0.2 mm arasındaki verilere karşılık gelen konumlar daha esnek olduklarından daha az korelasyon göstermiştir. Elde edilen veriler bir $mx = y$ doğrusuna uydurulabilir. Bu durumda m belirlendiğinde, SMY model hatalarını telafi etmek mümkündür.

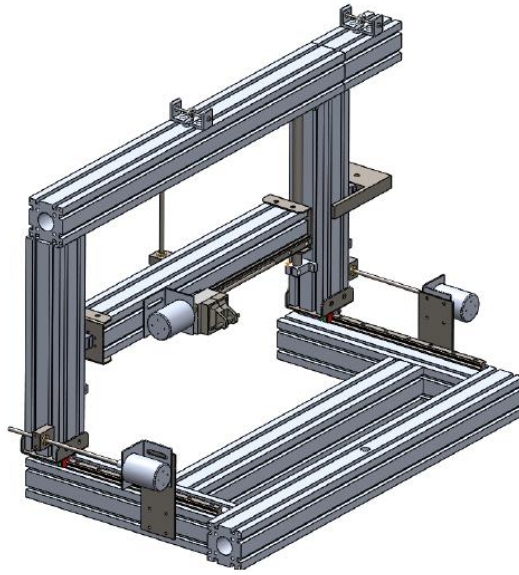


Şekil 4.22. Benzetim ortamlarında hesaplanan esnek yerdeğişimlerinin korelasyonu

ANSYS'de tek bir çözüm için hesaplama süresi 24 saniye sürerken, MATLAB üzerinde “sembolik değişkenler” kullanılarak yapılan benzetim işleminin yürütülmesi 14 saniye sürmektedir. “Sembolik değişkenler” ile elde edilen model için “matlabFunction” komutu kullanılarak hesaplama süresi 0.08 saniyeye düşürülmüştür. Sonuç olarak, eniyilenmiş bir kodlama ile, bu iş için ayrılmış bir mikroişlemci üzerinde elde edilen direngenlik modelinin gerçek zamanlı kontrol algoritması içinde kullanılabilmesi tespit edilmiştir. Bu kısımda sunulan çalışma IFIT 2018 Konferansında sunulmuş (Görgülü ve Dede, 2018) ve en iyi ikinci öğrenci bildirisi ödülünü almıştır.

4.5 Direngenlik Testleri

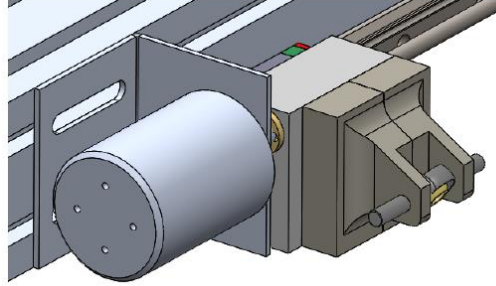
Direngenlik testi, bir yük altında kalan mekanizmanın esnemediği konum değişiminin ölçülmesi ve uygulanan yük ile kuvvet arasındaki ilişkinin belirlenmesiyle gerçekleşir. Bu amaçla öncelikle sisteme kuvvet uygulayacak Şekil 4.23'te gösterilen Prizmatik-Prizmatik-Prizmatik (PPP) mafsallardan oluşan bir paralel mekanizma tasarlanmıştır. Bu mekanizma rijit ve geri-sürülebilirliği düşük bir mekanizmadır. Dolayısıyla, direngenlik ölçümleri sırasında PPP mekanizmasının esnemesi göz ardı edilebilir.



Şekil 4.23. Direngenlik testi için geliştirilen test mekanizması

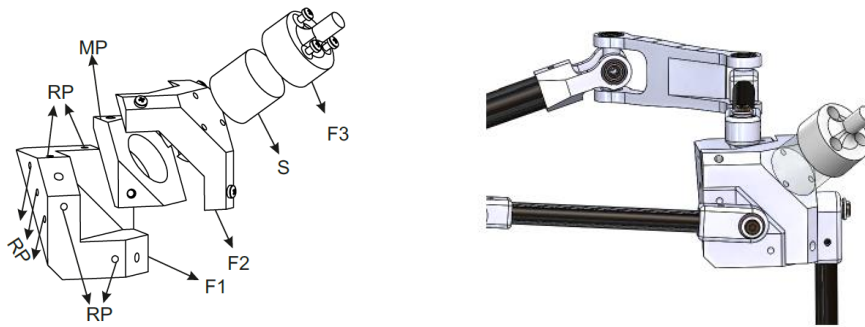
Deney için HISS cihazının ve kuvveti uygulayacak olan PPP mekanizmasının birbirine monte edilmesi gerekmektedir. Bu montaj, her iki mekanizmanın hareketli platformları arasında yapılmıştır. Bu sayede PPP mekanizmasının hareketli platformu kontrol edilerek, HISS cihazının platformuna istenilen kuvvet uygulanabilmektedir. Uygulanan kuvvet miktarının tam

olarak belirlenebilmesi amacıyla, her iki mekanizmanın hareketli platformları arasına bir kuvvet-tork sensörü bağlanmıştır. Montaj hatalarından kaynaklı iç gerilmelerin önüne geçebilmek için Şekil 4.24'te üç boyutlu görüntüsü verilen dana gözü mafsal bu bağlantıya dahil edilmiştir.



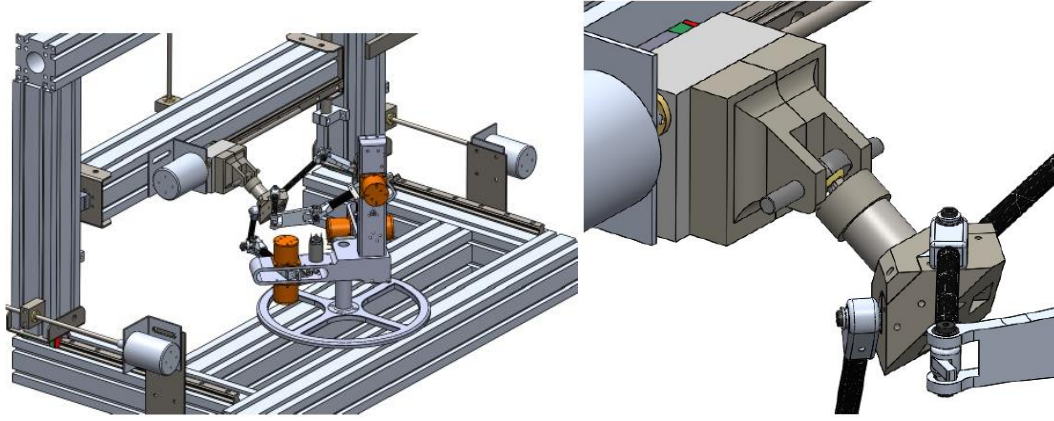
Şekil 4.24. Direngenlik mekanizmasının mekanik bağlantı arayüzü

Bu montaj işleminin düzgün olabilmesi için bağlantıyı sağlayacak parçalar eklemeli üretim metoduyla üretilmiştir. Ayrıca bu ara parçaların üzerinde referanslama işleminde kullanılacak ölçüm noktaları mevcuttur. Bu noktalardan alınan konum bilgileri sayesinde, yükleme öncesi ve sonrasında hareketli platformun doğrusal ve açısal değişimleri saptanabilmektedir. Her konumsal ölçüm için 3 adet doğrusal olmayan nokta yeterlidir. 3 nokta kullanılarak oluşturulacak bir daire ile esnemeye ait tüm bilgiler elde edilebilir. Şekil 4.25'te bahsi geçen noktalardan bir kısmının yerleşimi RP kodu ile işaretlenerek verilmiştir. Dairenin merkezi uzayda bir konumu, dairenin merkezinden geçen eksen ise daireye ait düzlemin yönelimini gösterir. Böylece 3 adet konum bilgisi ve 3 adet yönelim bilgisi ile 6 serbestlik dereceli uzayda gerekli olan bütün bilgiler elde edilebilir. Mobil platform üzerindeki noktaların çoğu fazladandır. Bu ölçüm cihazının probunun, ölçüm alabilme ihtimalini arttırmaktadır. Çünkü ölçüm cihazı bazı test konumları için bu referans noktalarının tamamına erişememektedir.



Şekil 4.25. Hareketli platform ve bağlantı parçaları [RP: Referans noktaları, MP: Hareketli platform, F1: Alt kaide, F2: Üst kaide, F3: Sensör Kaidesi, S: Sensör]

Deneyin ilk aşaması HISS cihazının hareketli platformunun önceden belirlenmiş pozisyonlara getirilmesiyle başlar. Daha sonra mekanizma bu pozisyonda kilitlenir. HISS cihazının hareketli platformu PPP mekanizmasına bağlı olduğundan, PPP mekanizmasında bu konumda pozisyonlanmış olur (Şekil 4.26).



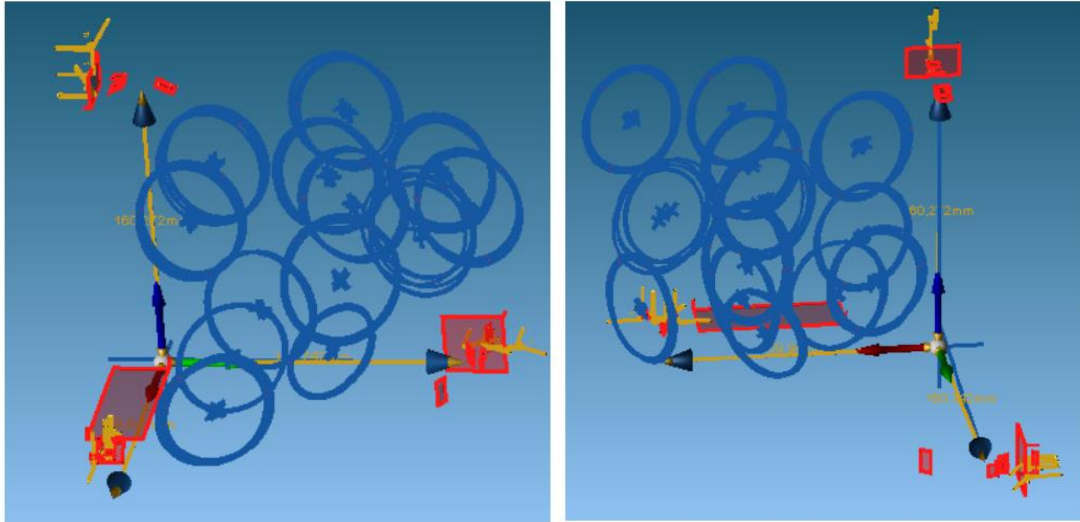
Şekil 4.26. HISS mekanizması ve PPP test mekanizması yerleşimleri

Ölçümler FARO Prime-Arm 1.2 modeli ölçüm cihazıyla yapılır. Faro Prime-Arm içindeki bilgisayar destekli tasarım (BDT) modeli karşılaştırması ve boyutsal analiz yardımıyla ürün boyutlarını doğrulama imkanı tanıyan taşınabilir koordinat ölçüm makinesidir (TKÖM). TKÖM ölçümünde elde edilen veri ölçüm ucunun 3 boyutlu uzaydaki konumudur.

Konum ölçümleri bağlantı elemanları üzerinden, sıfır yük altında esneme oluşmadan önce, sistemin referanslaması amacıyla yapılmaktadır. Sıfır yük için hareketli platformun bulunduğu konum ve açı kaydedilir. Doğru bir referanslama için bu ölçüm birkaç kez tekrarlanır. Daha sonra PPP mekanizmasının eksenleri kontrol edilerek cihaza hareket verilir. HISS cihazı kilitli, PPP mekanizmasına da güç verildiği için hareketli platformlar arasında tepki kuvvetleri oluşmaktadır. PPP mekanizmasının topolojisi sayesinde Kartezyen uzayda istenilen yöne hareket vermek mümkündür. Dolayısıyla uygulanacak kuvvetin bileşenleri ayrı ayrı belirlenebilir. İstenilen tepki kuvveti elde edilinceye kadar PPP mekanizmasına güç verilir. İstenilen kuvvet seviyesi, kuvvet-tork sensöründen okunarak ayarlanmaktadır. Kuvvet seviyesine ulaşıldıktan sonra PPP mekanizması da kilitlenir ve sistemin rijit bir yapıda kalması sağlanır. HISS hareketli platformunda bir yük olduğu için mekanizma esnemektedir. Bu esneme hareketli platformun konumunda ve açısında değişime sebep olmaktadır. TKÖM cihazıyla bu ölçümler referans noktaları üzerinden toplanır. Ölçümler birkaç kez tekrarlanır ve sağlıklı bir veri elde edilir. Daha sonra yüklemeli ve yüklemesiz durumların pozisyonları kıyaslanarak esneme miktarı belirlenir ve kaydedilir. Ardından mekanizmaların kilitleri açılır ve

cihaz başka bir konumda tekrar konumlandırılır. Ardından yükleme işlemleri ve ölçüm işlemleri tamamlanır. Elde edilen yükleme ve konum değişimleri bilgisi direngenlik modelinin doğrulanması, oluşturulması ve iyileştirilmesi amacıyla kullanılır.

Elde edilen verilerle daireler oluşturulmuştur. Her konum için 1 tanesi yüklemesiz, 5 tanesi yük altındayken olmak üzere toplamda 6 adet daire mevcuttur. Bu daireler HISS cihazının referans ekseninde tanımlanmıştır ve bu daireleri içeren ekran görüntüleri Şekil 4.27’de verilmiştir. Mobil platformun her konumunda aynı referans noktalarından ölçüm almak mümkün olmadığı için, oluşturulan dairelerin yönelimleri ve merkezleri birbirine göre farklılık göstermektedir. Bu farklılığı gidermek için dairelerin rotasyonları matrisleri hesaplanmış ve bu hesaplamalar direngenlik modellemesinde kullanılmıştır. Merkezlerinin konumları ise mobil platformun eksenine göre gerekli ofsetler ile düzeltilmiştir.



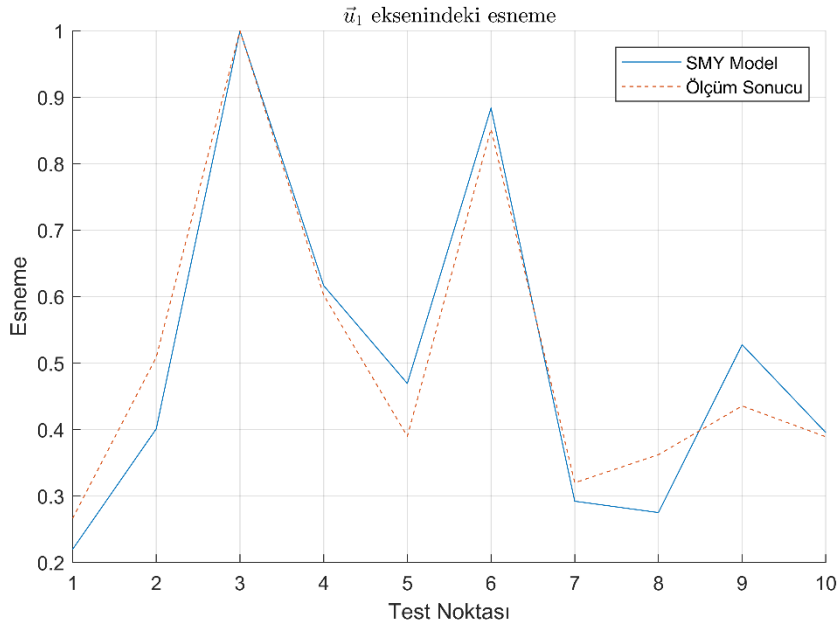
Şekil 4.27. Ölçüm için oluşturulan sanal daireler

Sonuçlar

Direngenlik modeli ideal bir model olduğu için, yük altında verdiği esneme değerleri, ölçülen değerlerle birebir uyuşmamaktadır. Zaten beklenen de budur. Ölçümlerin yapılmasının amacı da modeli güncellemek ve gerçekte oluşan direngenlik karakterini taklit edebilmektir. Lakin, esneme değerleri farklı olursa da hem modelin hemde ölçülen değerlerin test noktalarındaki davranışları benzer olmalıdır. Örneğin direngenlik modeli en direngen konum için kendi en düşük esneme değerini vermelidir. Gerçek manipülatör de benzer bir şekilde, aynı konum için ölçülen değerlerin en düşüklerine sahip olmalıdır. Bu bağlamda, model ve ölçümün esneme

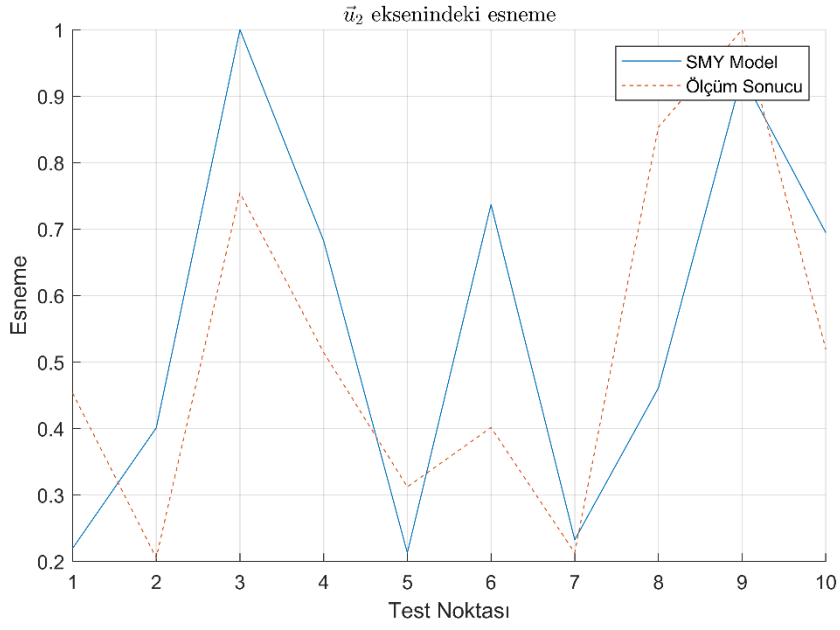
değerleri farklı olsa bile aynı karakteristiğe sahip olması gerekmektedir. Yani esnemeler hem model hem manipülatör için aynı konularda aynı oranlarda artmalı yada azalmalıdır.

Böyle bir kıyaslama yapabilmek için, SMY model sonuçları ve ölçüm sonuçları kendi içlerinde normalize edilmiştir. Şekil 4.28 \vec{u}_1 eksenine ait esnemeleri model ve ölçüm değerleri ile kıyaslamaktadır. Direngelik modelinden hesaplanan esneme değerleri, Test Noktası (TN) 8'e kadar ölçüm sonuçları ile aynı oranda artış ve azalış göstermektedir. TN 8'de modelden elde edilen esneme değerlerinde düşüş gözlenirken, ölçülen esnemelerde artış vardır. TN 9 ve TN 10 içinse artış ve azalış aynı şekilde gözlenmektedir. Model esnemeleri ve ölçülen değerler arasındakı en büyük fark TN 1, 2, 5, 8 ve 9 da gözlenmektedir. Ancak genel artış azalış grafiği yakalandığı için, bu hatalar modelin güncellenmesiyle kapatılabilir.

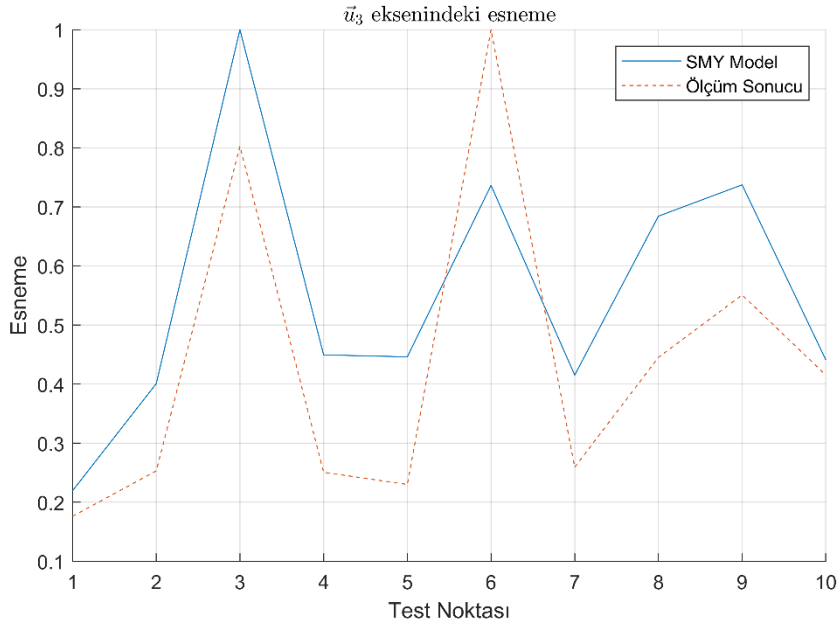


Şekil 4.28. \vec{u}_1 eksenindeki ölçülen esneme değerlerinin ve model sonuçlarının normalize edilmiş grafiği

Şekil 4.29, \vec{u}_2 eksenine ait esnemeleri model ve ölçüm değerleri ile kıyaslamaktadır. \vec{u}_1 ekseninin aksine \vec{u}_2 eksenindeki hatalar daha fazladır. TN 7 ve 9 haricinde bariz hatalar gözlenmiştir. Lakin bunlar modelin güncellenmesi ile telafi edilebilir. Bu şekilde esas sorun TN 1'den 2'ye geçişte ölçülen değerler azalırken modelden hesaplanan esneme değerleri artmaktadır. Bu ayrıca ve daha detaylı incelenmesi gereken bir konudur.



Şekil 4.29. \vec{u}_2 eksenindeki ölçülen esneme değerlerinin ve model sonuçlarının normalize edilmiş grafiği



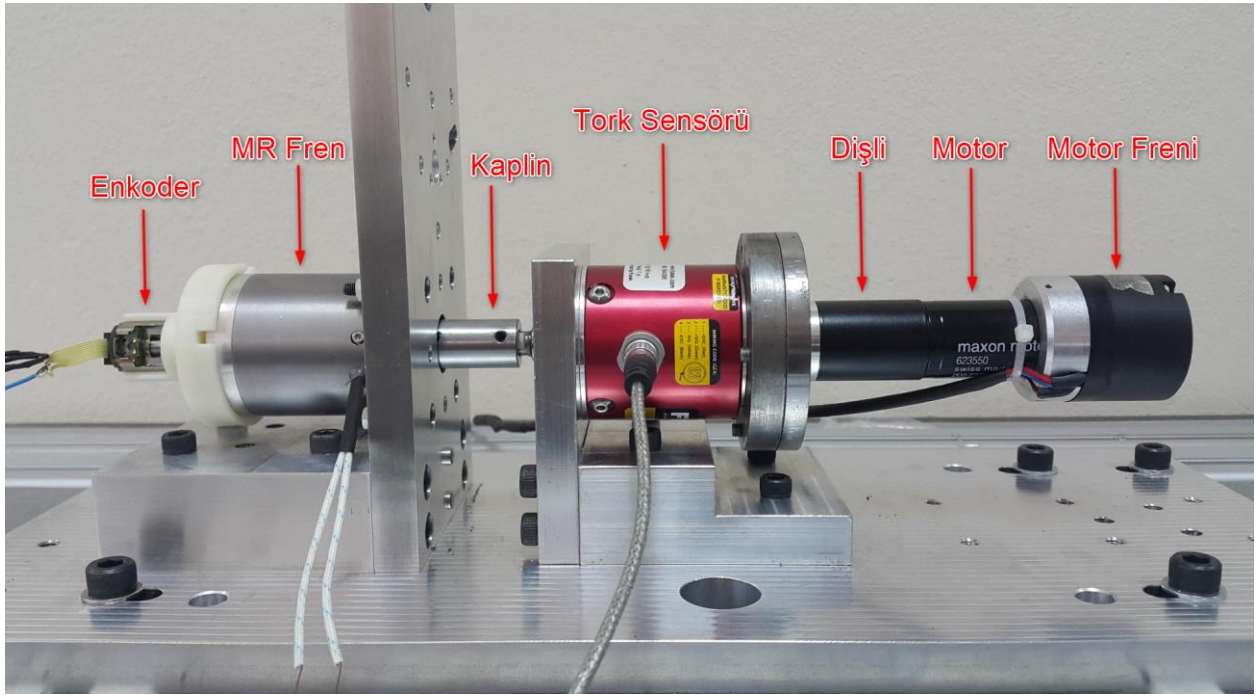
Şekil 4.30. \vec{u}_3 eksenindeki ölçülen esneme değerlerinin ve model sonuçlarının normalize edilmiş grafiği

Şekil 4.30, \vec{u}_3 eksenine ait model esnemelerini ve ölçüm değerleri ile kıyaslamaktadır. Bu eksen genel artış azalış karakteristiğini yakalamıştır. Ancak hatalar çok daha fazladır. Bu eksen için özel bir durumda söz konusudur. Manipülâtör kendi ağırlığı altında da eğilmektedir.

Buna dışarıdan yüklenen kuvvetlerde dahil edildiği zaman bu hataların artması kaçınılmazdır. İki sonuç arasında TN 6 haricinde sabit bir ofset söz konusudur. Eğer bu ofset telafi edilirse, model esnemeleri ve ölçülen değerler TN 6 haricinde birbirleriyle birebir örtüşür hale gelecektir. Bu, direngelik matrisini sabit bir katsayı ile çarpmaktan ibarettir. Bu yüzden, diyebiliriz ki model yüksek oranda doğrudur.

4.6 Yarı-Aktif Eyleyici Testleri

MR Frenin karakteristiklerinin belirlenmesi için hazırlanan test düzeneği Şekil 4.31'de gösterilmiştir. Test düzeneği MR fren, enkoder, kaplin, tork sensörü ve üzerinde planet dişliyle motor freni bulunan DA motordan oluşmaktadır. Verilerin toplanması ve test düzeneğinin kontrol edilmesi bilgisayar üzerinde MATLAB/Simulink ortamında gerçekleşmektedir. Bilgisayar ile test düzeneği arasındaki iletişim Humusoft MF614 veri toplama kartı ile sağlanmaktadır. Motor ve MRS temeli yarı-aktif eyleyicinin (MR frenin) kontrolü ESCON 50/5 servo kontrolcüler ile yapılmaktadır.



Şekil 4.31. Yarı-aktif eyleyici sistemi için test düzeneği

Veri toplama kartı olarak Humusoft MF614 çok fonksiyonlu giriş/çıkış kartı kullanılmıştır. Bilgisayarın PCI soketine bağlanır ve Simulink Desktop-Realtime blockları üzerinden MATLAB Simulink arasında iletişim kurabilmektedir. 8 adet 12bit analog/dijital dönüştürücü (ADD) pini,

8 adet dijital giriş/çıkış pini, 2 MHz'e kadar girişi destekleyen 4 adet enkoder giriş kanalları ve 4 adet 20 MHz'e kadar PWM çıkış sinyali sağlayabilen timer bulunmaktadır.

Tork sensörü olarak FUTEK TFF400 döner tork sensörü kullanılmıştır. Bu tork sensörü giriş ve çıkış şaftları arasındaki torku ölçerek işlev görmektedir ve maksimum kapasitesi 1.13 Nm'dir. Tork sensöründen gelen değerler veri toplama kartı tarafından ölçülebilmesi için FUTEK CSG110 amplifikatör modülü kullanılmıştır. Bu modül, tork sensöründen gelen değeri uygun analog sinyale çevirmesinin yanı sıra, tork sensörünün kalibrasyonunun yapılabilmesini de sağlamaktadır. Tork sensörü amplifikatör modülü dışarıdan 24 VDA sinyal ile beslenmesi gerekmektedir. Bu modülde çıkan sinyaller veri toplama kartının ADD giriş ve analog ground pinlerine bağlanmaktadır.

Şaft hızının ölçülebilmesi için YUMO E6B2-CWZ3E enkoder kullanılmıştır. Enkoderin A ve B kanalları devir başına 1024 sayım yapmaktadır. 4x çözümü ile 4096 sayım/devir çözünürlüğüne ulaşmaktadır. A, B ve index kanalları veri toplama kartının belirtilen yerlerine bağlanıp, dışarıdan 5 VDA sinyal ile beslenmektedir.

Motorun ve MR frenin kontrolü için iki ayrı ESCON 5/50 servo kontrolcü kullanılmıştır. Bu kontrolcüler hem akım hem voltaj kontrolü sağlayabilmektedir. Kontrolcünün konfigürasyonu ESCON Studio yazılımı üzerinden yapılır ve burada istenilen kontrolcü tipi seçilir, kontrol edilen motorun parametreleri girilir ve kontrolcünün üzerindeki analog çıkış pinlerinden okumak üzere motora giden akım değerleri gibi değerler seçilebilir. Etkinleştirme sinyalleri, PWM girişleri ve analog çıkışları Humusoft veri toplama kartının ilgili kısımlarına bağlanmıştır ve bu şekilde kontrol edilmiştir.

Tablo 4.15. Nominal voltajdaki değerler

Nominal voltaj	12 V
Yüksüz hız	9620 rpm
Yüksüz akım	68.1 mA
Nominal hız	8310 rpm
Nominal tork	27.5 mNm
Nominal akım	2.45 A
Zorlanma torku	268 mNm
Zorlanma akımı	23.2 A

Eyleyici olarak Maxon RE25 12V Fırçalı DA motoru kullanılmıştır. Motorun özellikleri Tablo 4.15 ve Tablo 4.16'da belirtilmiştir. Motor ek olarak 181:1 redüksiyon oranına sahip planet dişliyle motor frenine sahiptir. Motor freninin harekete izin vermesi için 24 VDA sinyal ile beslenmesi gerekir.

Tablo 4.16 MAXON RE25 12V Fırçalı DC Motor Özellikleri

Terminal Direnci	0.517 Ω
Terminal endüktans	0.0057 mH
Tork sabiti	11.5 mNm/A
Hız Sabiti	828 rpm/V
Hız / Tork gradyanı	37.1 rpm/mNm
Mekanik zaman sabiti	5.62 ms
Rotor ataleti	14.5 gcm ²

Test düzeneğinde kullanılan yazılım ve donanımların listesi Tablo 4.17'de özetlenmiştir.

Tablo 4.17. Testte kullanılan yazılım ve donanımların listesi

Donanım	Yazılım
MR Brake	MATLAB Simulink R2018a
Humusoft MF614 Veri Toplama Kartı	ESCON Studio 2.2
ESCON 50/5 Servo Kontrolcü	
YUMO E6B2-CWZ3E Enkoder	
FUTEK TFF400 Tork Sensörü	
FUTEK CSG110 Amplifikatör Modülü	
MAXON RE25 12V Fırçalı DA Motor	
MAXON AB28 24V DC Fren	
MAXON GP26A 181:1 Planater Dişli	

4.6.1 Yarı-aktif Eyleyicinin Test Prosedürleri

MRS frenin performans değerlendirmesi ve karakteristik özelliklerinin belirlenmesi için 2 farklı test yapılmıştır. Bu testler aşağıdaki gibidir.

Test 1:

İlk test ile MR Frenin minimum ve maksimum torkları ile gönderilen akım arasındaki ilişkinin bulunması amaçlandı. Bunun için motor hız kontrol modundayken sabit bir PWM sinyali gönderildi. Frene ise 0 A ve 1 A arasında yinelenen dizi şeklinde rampa akım isteği gönderildi. Sürücüden frene giden akım sürücünün analog çıkış pinlerinden okundu ve kaydedildi. Tork değerleri ve motorun konum/hız bilgisi kaydedildi.

Test 2:

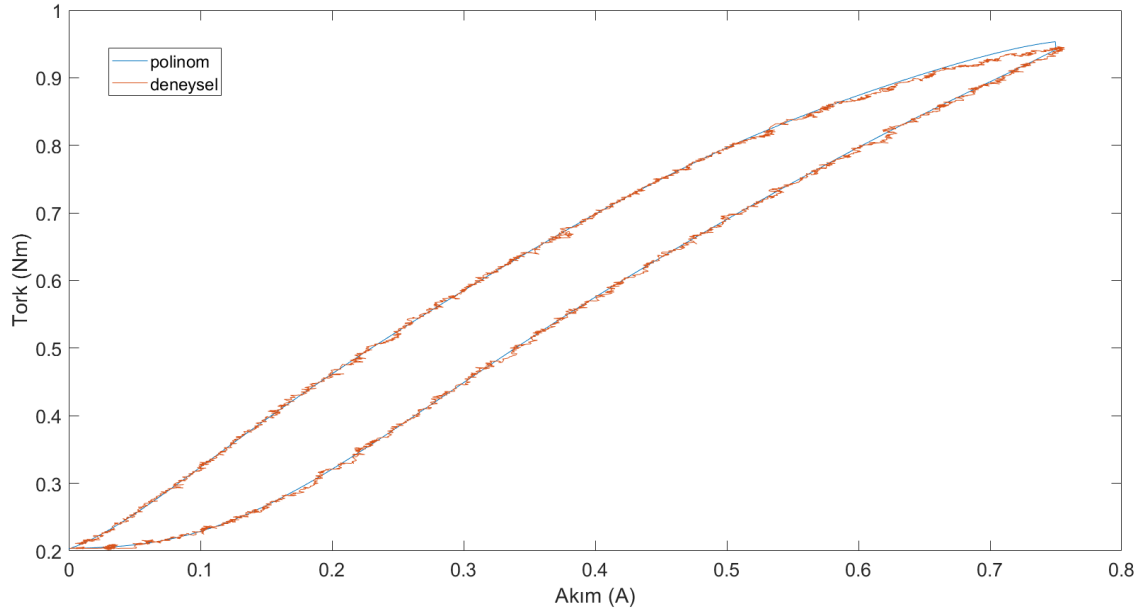
İkinci test, MR frenin bode grafiği ve transfer fonksiyonun çıkarılması için gerçekleştirildi. Motor sabit hızda döndürülürken MR fren'e artan frekanslarda bir sinüs sinyali gönderildi. Bu sinüs sinyalinin frekansı 0.1 Hz'den başlayarak 100 Hz'e kadar her 4 salınımda bir iki katına çıkacak şekilde tasarlandı. Sinüs sinyalinin minimum ve maksimum değerleri, MR frenin minimum ve maksimum tork değerlerine eşdeğer akım değerlerini PWM sinyali olarak gönderecek şekilde ayarlandı. Tork verileri, MR frenin sürücüsünden çıkan akım değerleri ve motorun hız ve konum bilgileri kaydedildi.

4.6.2 Yarı-aktif Eyleyicinin Test Sonuçları

MRS frenin performans değerlendirmesi karakterizasyon ve frekans tepkisi incelenerek iki kısımda yapıldı. Yapılan deneysel testlerde hareket halindeki MRS freni elektrik akım ile beslenerek üretilen tork tepkisi tork sensörü ile ölçülerek değerlendirilmiştir. Bu değerlendirmeler sonucunda histerezis gibi lineer olmayan dinamik etkileri de gösteren akım tork ilişkisi ortaya çıkartılmıştır. Ayrıca transfer fonksiyonu hesaplanarak bode diyagramı oluşturulmuştur. Bu sonuçlar ile çalışma frekans aralığı, maksimum minimum tork değerleri gibi performans ile ilişkili karakteristik özellikler ortaya çıkartılmıştır.

Karakterizasyon testleri

Karakterizasyon testinde düzenli olarak artan ve azalan elektrik akımı MRS frenine verilerek oluşan tork tepkisi tork sensörü ile ölçülmüştür. Test sırasında MRS freni DA elektrik motoru ile sabit hızda sürülmüştür. Seri olarak verilen sinyal sonucunda ortalama değerler elde edilerek akım tork ilişkisi elde edilmiştir. Şekil 4.32'de MRS frenin akım tork ilişkisinde histerezis döngüsü görülmektedir. 0 A akım değerinde görülen minimum tork değeri 0.2 Nm civarındadır. Bu değer viskoz ve dinamik sürtünmelerden kaynaklanmaktadır. Maksimum tork değeri 1 A akım ile 1 Nm üzerinde elde edilmektedir.



Şekil 4.32. MRS temelli yarı-aktif eyleyicinin akım-tork karakteristiği

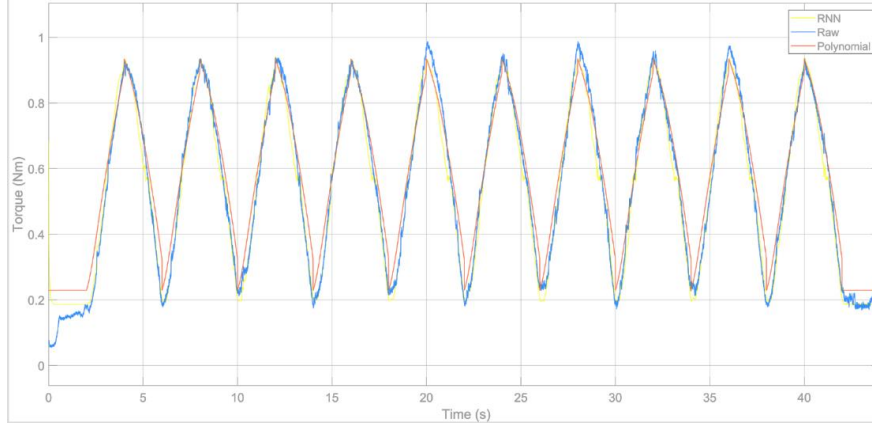
Deneyssel olarak elde edilen MRS freninin akım-tork ilişkisi MATLAB Curve Fitting paketi kullanılarak iki ayrı 7. dereceden polinom fonksiyonu olarak modellenmiştir. Bu fonksiyonlar kullanılarak lineer olmayan histerezis döngüsü hesaplanabilmektedir. Histerezis döngüsü akım artarken ve azalırken ayrı tork eğrisi oluşturmaktadır. Önerilen fonksiyonların değerleri Tablo 4.18'de ve çıkış eğrisi Şekil 4.32'de gösterilmiştir.

$$f(x) = p_1x^7 + p_2x^6 + p_3x^5 + p_4x^4 + p_5x^3 + p_6x^2 + p_7x + p_8 \quad (1)$$

Tablo 4.18. Polinom fonksiyon katsayıları

$\frac{dy}{dx}$	p_1	p_2	p_3	p_4	p_5	p_6	p_7	p_8
> 0	90.86	-259.5	291.3	-157.5	37.23	-0.4373	0.0558	0.2036
< 0	-104.4	295	-334.7	194.7	-61.86	9.956	0.668	0.203

Ayrıca sistemin karakteristiği yinelemeli sinir ağları (YSA) ile modellenmiştir. Bu model ile elde edilen sonuçlar polinom ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma için tekrar eden rampa girişi fonksiyonu kullanılarak bütün çalışma aralığı taranmıştır. Elde edilen sonuçlara göre her iki model de deneysel sonuçlar ile örtüşmektedir. İlgili testin sonuçları Şekil 4.33'te verilmiştir.

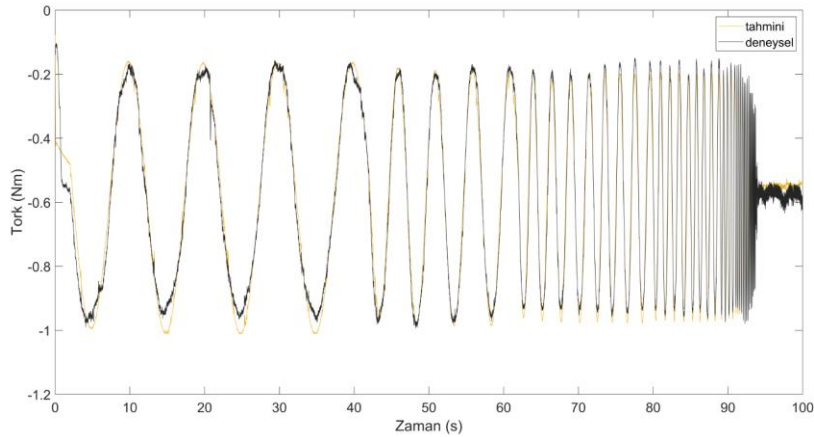


Şekil 4.33. Polinom ve YSA modeli sonuçlarının testler ile doğrulanması

Frekans alanındaki cevabı

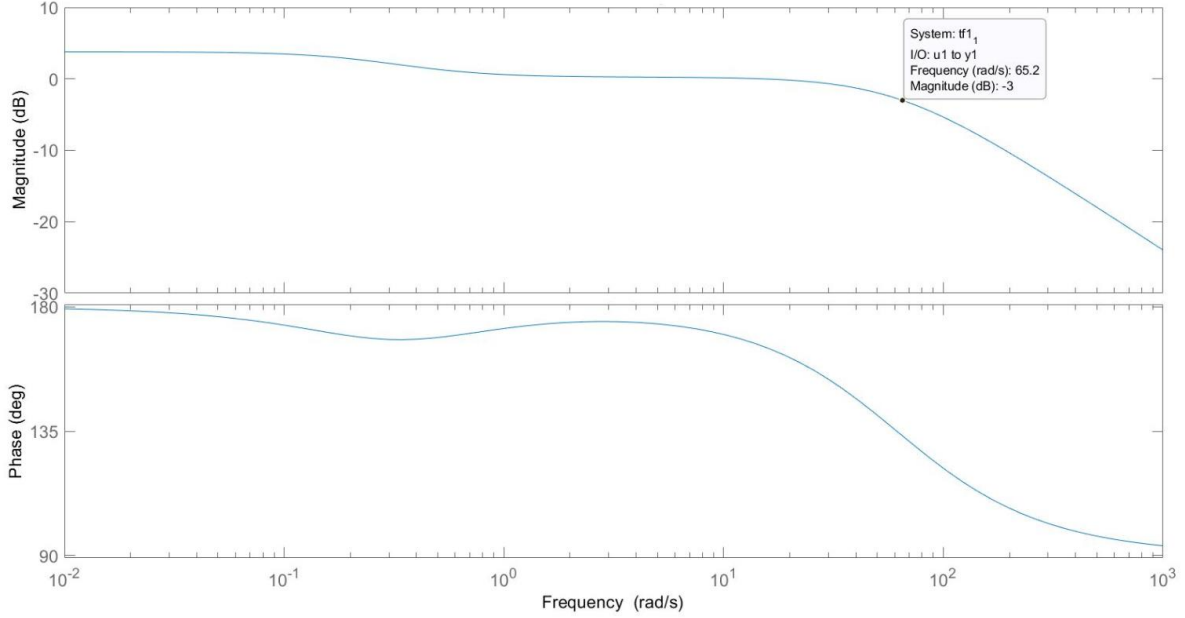
MRS frenin frekans alanındaki cevabı sinüzoidal bir giriş sistemine MRS frenin kararlı durum tepkisi olarak tanımlanabilir. Frekans tepkisini elde etmek için deneysel testlerde MRS fren lineer olarak çalışan bölgede sinüzoidal giriş sinyali ile sabit hızla sürülerek frekans tepkisi ölçülmüştür. Frekans tepki testleri 0.1 ile 100 Hz arasında Sinüzoidal giriş sinyali ile gerçekleştirilmiştir. Deneysel test sonuçlarında elde edilen veriler kullanılarak sistemin transfer fonksiyonu MATLAB programında "System Identification" paketi ile tahmini olarak hesaplanmıştır. Tahmini transfer fonksiyonu 0.0017 hataların karekökü ile %85 oranında gerçek sistem modeline benzemektedir. Hesaplanan tahmini transfer fonksiyonu (2) ile elde edilen sistem frekans tepkisi ile deneysel sonuçlar 4.34'te gösterilmiştir.

$$\frac{-63.5 s - 25.5}{s^2 + 62 s + 16.5} \quad (2)$$



Şekil 4.34. Deneysel ve tahmini modellenmiş sistem değişken frekans cevapları

Deneysel sonuçlardan hesaplanan tahmini transfer fonksiyonuna logaritmik kazancı ve faz grafiği Şekil 4.35'te gösterilmiştir. Buna göre, sistem iki gerçek kutuplu ikinci dereceden transfer fonksiyonuna sahiptir. Sistemin bant genişliğini tanımlayan ilk köşe frekansı 61.6 rad/sn'de meydana gelmektedir.



Şekil 3.35. Tahmin edilen yarı-altif eyleyicinin transfer fonksiyonuna ait Bode diyagramı

4.7 Sürekli Değişken Aktarma Organı Testleri

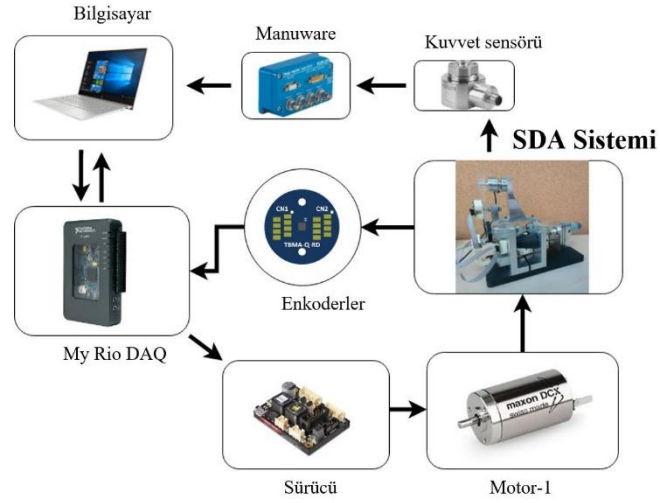
Bu bölümde, proje kapsamında geliştirilen sürekli değişken oranlı aktarma (SDA) sisteminin doğrulama testleri sunulmuştur. Şekil 4.36'da gösterilen akış şeması, deneylerde kullanılan elemanlar arasında gerçekleşen bilgi alışverişini göstermektedir. Söz konusu sistem, 1 kHz örnekleme hızında çalışmaktadır.

4.7.1 Çıkış Kuvvetini Doğrulama Testi

Bu testte çıkış koniği bir moment kolu ile birleştirilmiştir. Daha sonra, bu moment kolunun uyguladığı kuvvet, bir kuvvet sensörü yardımıyla ölçülür (Şekil 4.37). Bu testte, giriş koniğinden sabit bir tork sisteme uygulanır ve farklı aktarma oranlarındaki çıkış torku, çıkış koniğinden ölçülür.

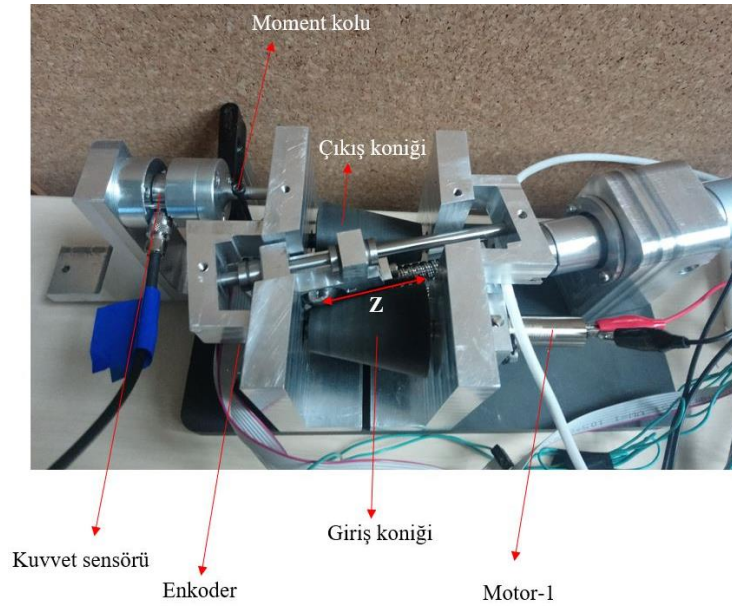
Tablo 4.19' de yazılmış olan "hesaplanan değerler" kolonu, sistemin statik kuvvet analizi yardımıyla hesaplanmıştır. Z ile belirtilen parametre, kürelerin, giriş koniğinin başlangıç noktasına göre olan konumlarını temsil etmektedir. Başka bir deyişle, söz konusu parametre,

farklı aktarma oranlarını ifade etmek için kullanılmaktadır (Şekil 4.37). Mekanizmanın çalışma prensibi ile ilgili detaylı açıklamalar (Mobedi ve Dede, 2018), (Mobedi ve Dede, 2019) bulunabilir.



Şekil 4.36. Uygulanan testlerdeki bilgi akışı şeması

Ölçülen ve hesaplanan değerler arasındaki fark, koniklerin dış yüzeyine kaplanmış olan sürtünme malzemesinin (EPDM kauçuğu) esnemesinden dolayı oluşmuştur. Söz konusu malzemenin modellenmesi ve teorik hesaplara dahil edilmesi, bu çalışma kapsamında ele alınmamıştır.

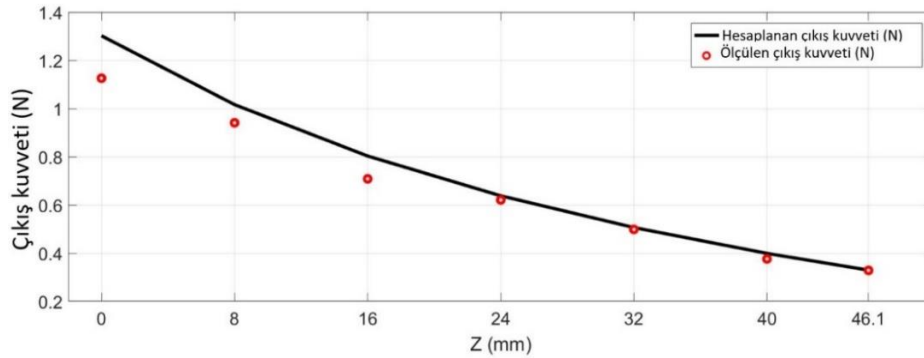


Şekil 4.37. Çıkış kuvvetini doğrulama deneyine ait test kurulumu

Tablo 4.19. Statik kuvvet aktarma testleri sonuçları

Test noktaları	Z (mm)	Ölçülen Çıkış Kuvveti (N)	Hesaplanan Çıkış Kuvveti (N)	% Hata
1	0	1.1257	1.3019	13.5335
2	8	0.9407	1.0161	7.4125
3	16	0.7082	0.8029	11.7824
4	24	0.6204	0.6378	2.7132
5	32	0.4984	0.5062	1.5384
6	40	0.3757	0.3989	5.8065
7	46.1	0.3284	0.3294	0.2982
% Ortalama hata				6.1550

Şekil 4.38'te ki grafiğe göre, Z ile çıkış kuvveti arasında doğrusal olmayan bir ilişki gözlenir.

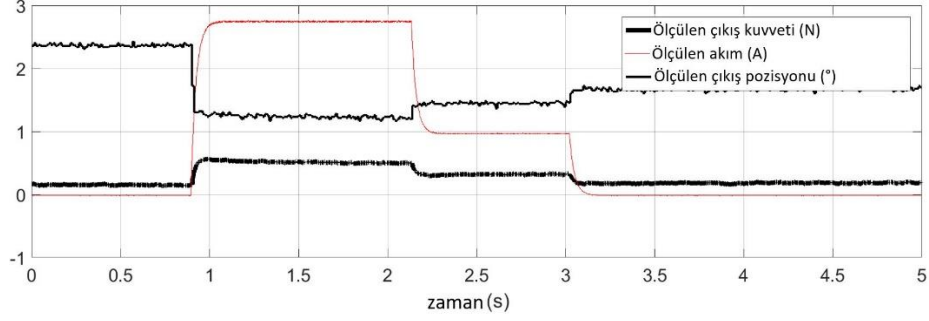


Şekil 4.38. Çıkış kuvvetinin Z mesafesine bağlı ilişkisinin gösterimi

Şekil 4.39'daki grafiğe göre çıkış kuvveti, 1. saniyeye ulaşıldığında en üst değerine çıkmaktadır ve daha sonra hafif bir düşüş gözlenmektedir. Bu durum, viskoelastik malzemelerde ortaya çıkan gevşeme (ing: stress relaxation) durumudur.

Diğer taraftan, çıkış koniğinin konumu sisteme giriş torku uygulandığında, bir miktar değişip daha sonra bu giriş torku normal seviyesine düşürüldüğünde, tekrar ilk konumuna belli bir hata ($\approx 1.5^\circ$) ile geri dönmektedir. Başka bir deyişle, küre ve konikler arasında meydana gelen teğetsel kuvvetlerin sayesinde, uygulanan giriş torku ile birlikte, küreler iki koniğin arasında sıkışır (küreleri konikler içine alır) ve tork kesildiği zaman tekrar söz konusu teğetsel kuvvetler

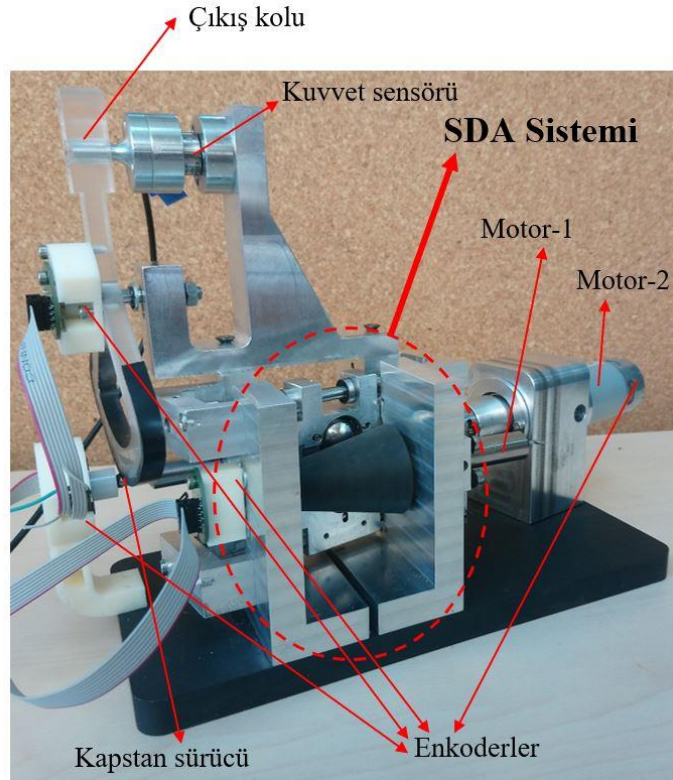
etkisini kaybeder ve küreler eski pozisyonlarına döner. İşte bu süreç boyunca, çıkış koniğinin pozisyonunun bir miktar değişmesinin sebebi budur.



Şekil 4.39. Altı (6) numaralı test noktasına ait çıkış kuvveti, ölçülen akım ve çıkış pozisyonunun zamana bağlı gösterimi

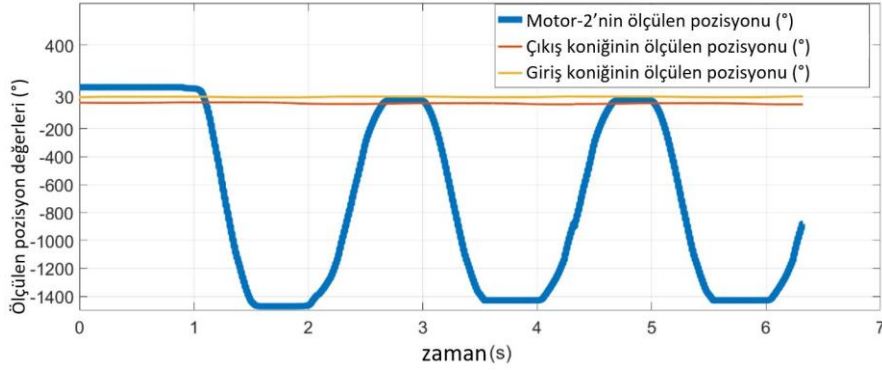
4.7.2 Bağımsız Çıkış Konumu ve Mafsal Direngenliği Değişimi Testi

Bu testte, Şekil 4.40'ta gösterilen Motor-2'ye direngenlik değişimini (aktarma oranı değişimi) temsil etmesi için sinüs sinyali uygulanmış olup, aynı zamanda çıkış koniğinin açılmal konum değişimi ölçülmüştür. Amaç, çıkış koniğinde en az seviyede konum değişimi gözlemektir.

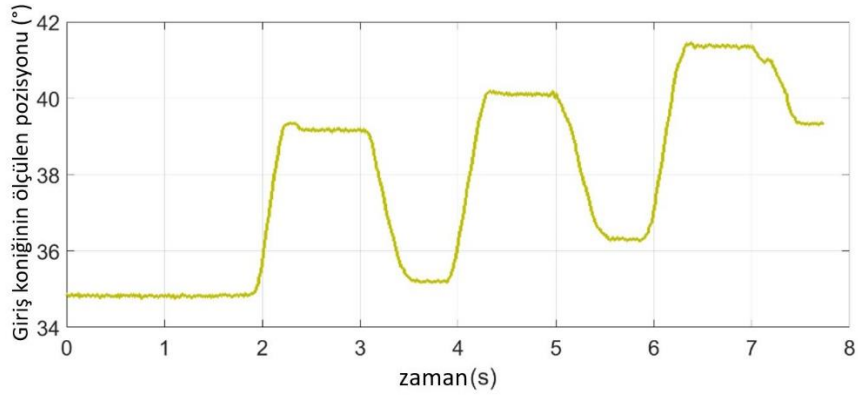


Şekil 4.40. SDA sisteminin ve bileşenlerinin gösterimi

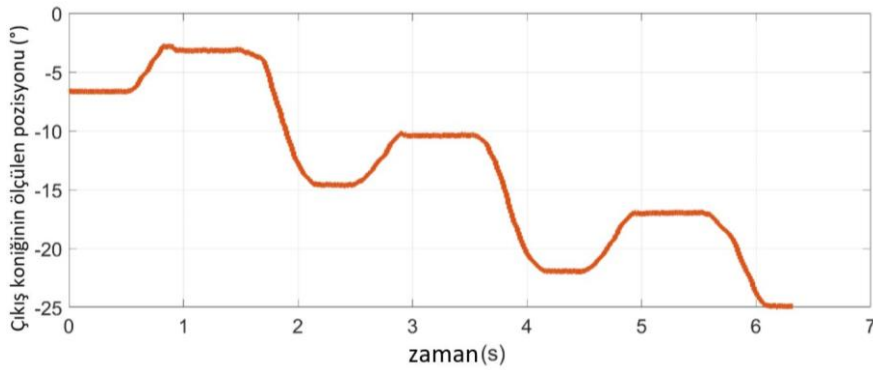
Bu deneyde, çıkış koniği Şekil 4.40'taki gibi kuvvet sensörü ile bağlı değildir. Tamamen serbest olarak dönmesine izin verilmektedir. Sonuçlar, Şekil 4.41'da sunulmuştur.



Şekil 4.41. Çıkış koniği, giriş koniği ve aktarma oranını değiştiren Motor-2'ye ait konum değişimi



Şekil 4.42. Giriş koniğinin ölçülen konum değişiminin yakınlaştırılmış gösterimi

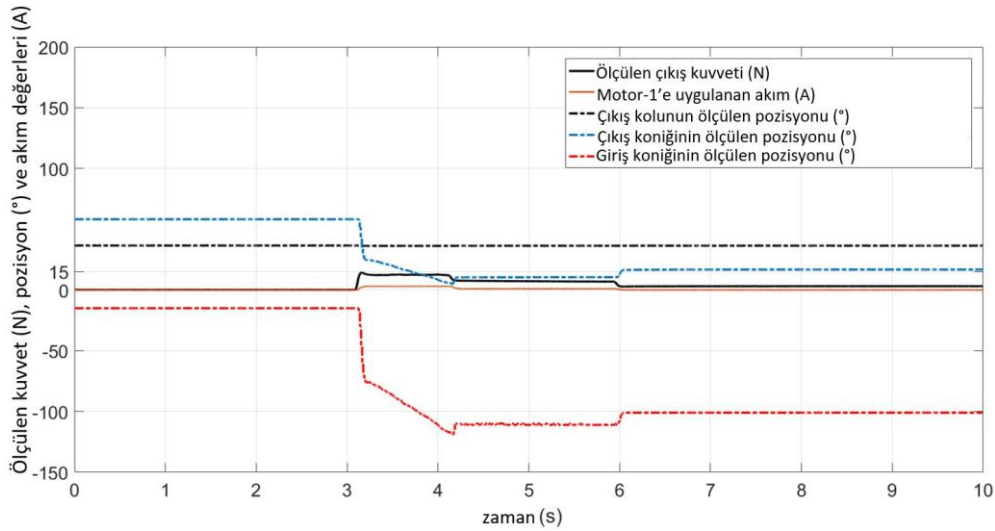


Şekil 4.43. Çıkış koniğinin ölçülen konum değişiminin yakınlaştırılmış gösterimi

Şekil 4.43'de sunulan grafiğe göre, bir aktarma oranının değişimindeki sinüs hareketinin bir periyodu boyunca çıkış koniğinde gözlenen en üst seviyedeki pozisyon değişimi 8° civarındadır. Şekil 4.42'de gözlemlendiği gibi giriş koniği motora bağlı olduğu için aynı periyotta gözlemlenen konum değişikliği 3° civarındadır. Giriş ve çıkış koniğinde gözlenen, minimal düzeyde olsa bile, konum değişimi sinüs sinyalinin karakteristiğinden dolayıdır. Hareket terse döndüğünde yani aktarma oranı büyürken bir anda küçülmeye başladığında buna bağlı olarak ani dinamik etkiler koniklerde konum değişimi yaratmaktadır.

4.7.3 Şok Sönümlleme Testi

Bu testte, SDA sisteminde yer alan taşıyıcı mekanizmasında bulunan ön gerilmeli yayların ön gerilmesi kasıtlı olarak gevşetilmiştir. Tasarımın ayrıntıları (Mobedi ve Dede, 2018) sunulmuştur. Böylece, küreler ve konikler arasında oluşan teğetsel kuvvetlerin, uygulanan yüksek torku iletememesi ve bu nedenle konikler ve küreler arasındaki temas noktalarında kayma olması hedeflenmiştir. Başka bir deyişle, koniklerin konumlarında belirgin bir değişim olması beklenmektedir.



Şekil 4.44. Şok sönümlleme testi için elde edilen pozisyon, kuvvet ve akım bilgilerini içeren grafiğin gösterimi

Bu testte, 22 mNm tork, Motor-1'e uygulanmıştır. Şekil 4.40'ta gösterildiği gibi, kuvvet sensörü, çıkış kolu ile birleştirilmiştir. Şekil 4.44'e göre, giriş koniğinin pozisyonunun da önemli seviyede bir değişim gözlenmiştir. Bu durum, özgün SDA sisteminin istenildiği takdirde, üst tork limitlerini sönümlleme özelliğine sahip olduğunu ispatlamaktadır. Başka bir deyişle, sunulan tasarım, eyleyicileri ve kullanıcıyı mekanik olarak emniyete almaktadır. Bu özellik, insan-robot

etkileşimlerinde kullanılması hedeflenmiş eyleyici tasarımlarında bulunması gereken bir tasarım kriteridir (Wolf et al, 2016).

4.8 Kontrol Kartı Testleri

Tasarlanan motor sürücü kartında L6207Q ikili tam köprü sürücüsü yer almaktadır ve diğer elektronik komponentler L6207Q sürücüsünün veri föyüne dayanarak seçilmiştir. Bahsedilen sürücü kartı PWM sinyalini girdi olarak almakta ve girdi değerine göre eyleyiciye aktarılan akım kısıtlanmaktadır. Bu tip sürücülerde beklenen, girdi olan sinyal ile motorun hareketinin kısıtlandığı bir ortamda motorun uyguladığı torkun lineer bir ilişkiye sahip olmasıdır. Bu davranış tasarlanan sürücü kartının performansı hakkında bilgi sahibi olunmasını sağlamaktadır. Deneysel çalışmalarda karşılaştırma amacıyla L6207Q ikili tam köprü sürücüsü ve ESCON 36/2 servo sürücüsü kullanılmıştır.



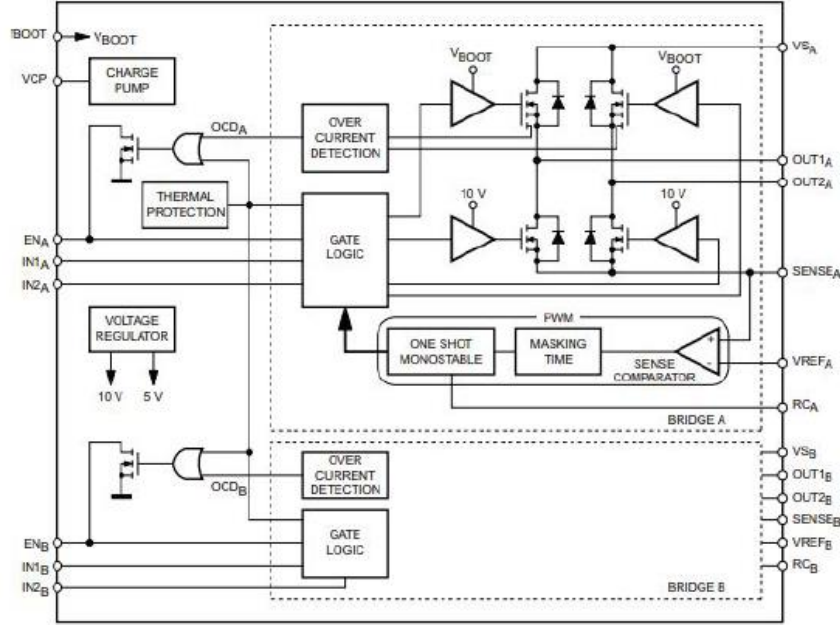
Şekil 4.45. a) ESCON 36/2 servo sürücüsü b) L6207Q İkili Tam Köprü Sürücüsü

L6207Q blok diyagramı Şekil 4.45'te gösterilmektedir. Bahsedilen sürücü 8-52 volt arasında bulunan herhangi bir değerle beslenebilmektedir. EnA ve EnB pinleri, sırasıyla A ve B sürücüsünü etkinleştirmek için kullanılır. Sürücüler için In1 ve In2 pinleri yön belirlemek için kullanılır. Toprak ile bu pinler arasındaki potansiyel farkı 1.8 V'tan yüksek olduğunda etkinleşirler. Out1 ve Out2 pinleri ise eyleyici ile sürücünün bağlantısı için kullanılmaktadır. Yapılan çalışma için önemli pinler şu şekildedir;

- VREF, akım kontrolü için referans pinidir. Bu pine iki dirençten oluşan voltaj bölücü ve bir kapasitör bağlanmaktadır. Bu şekilde girdi olarak alınan PWM sinyali bir kazançla $(\frac{R_2}{R_1+R_2})$ çarpılarak istenilen voltaj değerine ulaşılır. Ayrıca kapasitörün katkısıyla DC voltaj referansı elde edilir.
- SENSE pini bir güç direnci ile toprağa çekilmelidir. Bu güç direnci sürücüye geri besleme sağlar ve referans voltaj ile direncin üzerinde oluşan voltaj kıyaslanır. Bu

kıyaslamaya göre sürücü off-time PWM sinyali üretmekte ve sinyal sayesinde motora aktarılabak akım kısıtlanmaktadır.

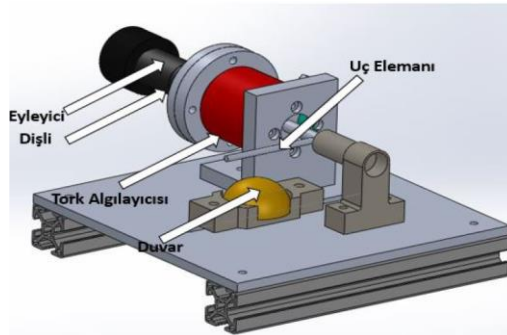
- RC pini direnç ve kapasitör ile toprağa çekilir ve bu pin belirtilen off-time PWM sinyali döngüsünün 0 değerini alan bölümünün süresini ayarlamaktadır.



Şekil 4.46. L6207Q sürücüsünün blok diyagramı

4.8.1 Sürücü Devrenin Testleri için Deney Düzenegi

Bu çalışma için deney düzenegi Şekil 4.47'deki gibi hazırlanmıştır. Bu düzenekte eyleyici sistemi olarak bir DA motoru (Maxon RE25-339155) ile birlikte 1:181 planet dişli sistemi (Maxon GP26A) kullanılmıştır. Ayrıca tork ölçümleri için reaksiyon tipi tork algılayıcısı olan Futek TFF400 kullanılmıştır.



Şekil 4.47. Deney düzeneginin üç boyutlu modeli

Deney başlamadan önce mekanizmanın uç noktası ile duvar arasında minimal mesafe bırakılmaktadır. Deney sırasında eyleyiciye PWM sinyal girdisi verildiğinde bu minimal mesafe kapanmakta ve böylece hareket kısıtlanmaktadır. Oluşan tork ise algılayıcı tarafından ölçülmektedir. Deneysel çalışma sırasında PWM girdisi yaratmak ve analog bilgisini dijital veriye dönüştürmek için LabJack U3-HV veri toplama kartı kullanılmıştır. Ayrıca elde edilen veriler MATLAB/Simulink programı kullanılarak işlenmiştir. Motor sürücüsü olarak Deneysel Çalışma 1 ve 3'de tasarlanan sürücü kartı ve Deneysel Çalışma 2'de Escon 36/2 servo sürücüsü kullanılmıştır.

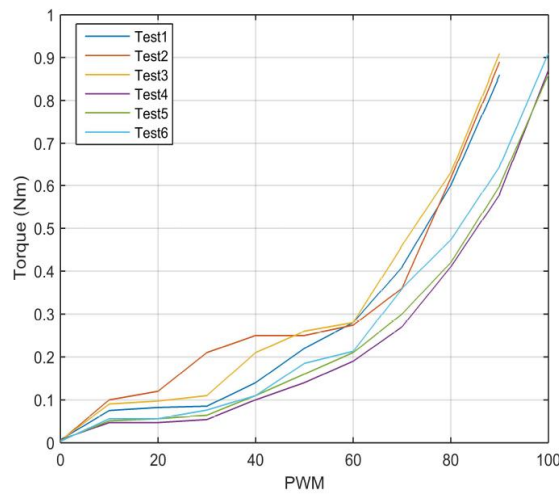
4.8.2 Sürücü Kartının 1. Deneysel Çalışması

Tasarlanan sürücü kartı için seçilen elektronik bileşenler aşağıda belirtilmiştir.

Tablo 4.20. Her test için sürücünün elektronik bileşenleri ve değerleri

Elektronik Komp.	TEST 1	TEST 2	TEST 3	TEST 4	TEST 5	TEST 6
VREF Direnci (R_1)	1.1 kOhm	1.1 kOhm	1.1 kOhm	1.1 kOhm	1.1 kOhm	1.1 kOhm
VREF Direnci (R_2)	4.7 kOhm	4.7 kOhm	4.7 kOhm	4.7 kOhm	4.7 kOhm	4.7 kOhm
Off-time Direnci	155 kOhm	155 kOhm	155 kOhm	212 kOhm	212 kOhm	212 kOhm
Off-time Kapasitörü	0.82 nF	33 nF	66 nF	0.82 nF	33 nF	66 nF
Akım Algı Direnci	0.33 Ohm	0.33 Ohm	0.33 Ohm	0.33 Ohm	0.33 Ohm	0.33 Ohm

Deney boyunca girdi PWM sinyalinin görev döngüsü onar onar artırılmaktadır. Buna ek olarak tork algılayıcısı tarafından eyleyicinin davranışı doğru okunabilmesi için her artırmada 0.5 sn süre beklenilmektedir. Deney sonuçları aşağıda gösterilmiştir.



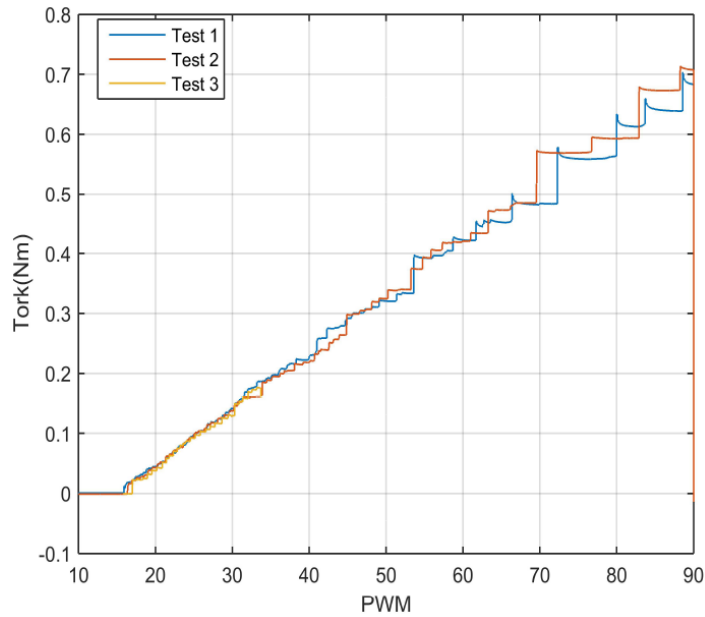
Şekil 4.48. 1. deneysel çalışma sonuçları

Şekil 4.48'te PWM girdi sinyali ve çıktı olarak ölçülen tork verisi arasında lineer bir ilişki olmadığı gözlemlenmektedir. Ayrıca seçilen elektronik bileşenlerin, üzerinde çalışılan düşük termal dirence sahip olan eyleyici için uygun olmadığı sonucu çıkartılmaktadır. Bu çalışmada off-time PWM sinyalinin karakteristiğini değiştirmek için off-time kapasitörü ve direnci değiştirilmiştir fakat bu değiştirme sonuçlara hiçbir iyileşme yaratmamıştır.

4.8.2 Sürücü Kartının 2. Deneysel Çalışması

Bir önceki bölümde anlatıldığı gibi ilk deneysel çalışmada tasarlanan sürücü kartının doğru çalışmadığı gözlemlenmiştir. Doğru sonuçları gözlemlemek için bu deneysel çalışmada tasarlanan sürücü kartı yerine ticari bir ürün olan Escon 36/2 servo sürücüsü kullanılmıştır. Bu deneysel çalışma şu adımları içermektedir;

- ESCON Studio isimli program ile Escon 36/2 servo sürücüsüne kullanılacak eyleyicinin gerekli parametreleri girilmiştir.
- ESCON Studio programı ile sürücünün girdisinin PWM sinyal olacağı belirlenmiştir. Ayrıca sinyalin görev döngüsü %10 olduğunda 0 A ve %90 olduğun 0.54 A olarak tanımlanmıştır.
- PWM sinyalinin görev döngüsü her 0.5 saniyede Test 1 için 0.1, Test 2 için 0.05 ve Test 3 için 0.01 artırılarak tork değerleri elde edilmiştir.



Şekil 4.49. 2. deneysel çalışma sonuçları

Şekil 4.49'da PWM girdisi ile tork değerinin beklenildiği gibi lineer olduğu gözlemlenilmektedir. Tork algılayıcısı, PWM sinyalinin görev döngüsü %17 civarına kadar tork okuyamamaktadır ve bunun nedeni ise statik sürtünmedir.

Bu deneyin bize gösterdiği en önemli sonuç; deney düzeneğinin ilk deneyin başarısızlığına etkisi olmadığının ortaya çıkmasıdır. Böylece ilk deney çalışmasındaki elektronik komponentlerinin değiştirilmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

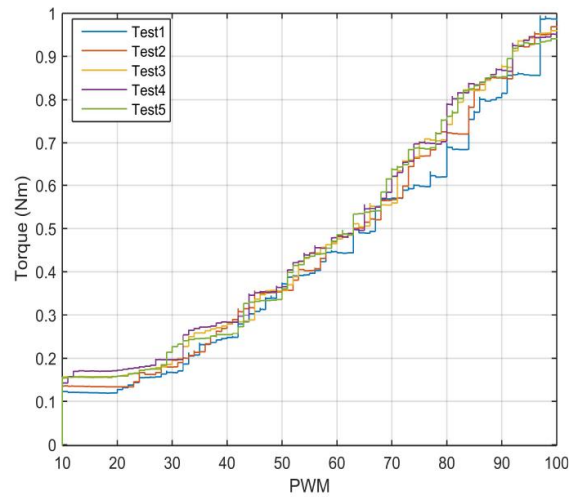
4.8.3 Sürücü Kartının 3. Deneysel Çalışması

Deneysel çalışma 1 ve 2'de çıkarılan sonuçlara göre tasarlanan sürücü kartın elektronik komponentleri L6207Q sürücünün veri föyüne dayanarak şu şekilde değiştirilmiştir;

Tablo 4.21. Tasarlanan sürücü kartı için elektronik komponentler ve değerler

Elektronik Komp.	Değerler
Vref Direnç(R_1)	1 kOhm
Vref Direnç(R_2)	4.3 kOhm
Off-time Direnci	162.5 kOhm
Off-time Kapasitörü	0.82 nF
Akım Algı Direnci	0.4 Ohm

Bu değerlerle deneysel çalışma beş kez tekrarlanmıştır ve elde edilen sonuçlar bu şekilde doğrulanmıştır.



Şekil 4.50. 3. deneysel çalışma sonuçları

Şekil 4.50'de PWM sinyalinin görev döngüsü %25'in üzerindeyken PWM ile tork arasında lineer bir davranış gözlemlenmektedir fakat öncesinde lineer bir davranış elde edilmesi halen çalışılan bir konudur.

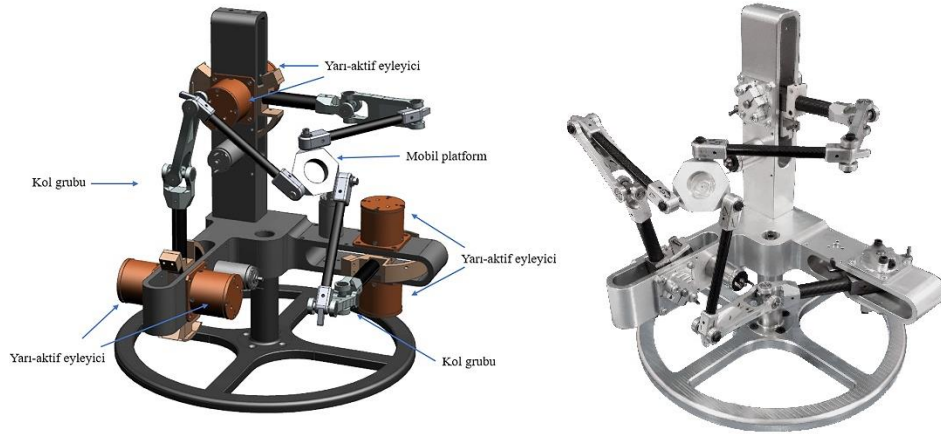
Yapılan çalışmalara göre off-time direnci ve akım algı direncinin doğru davranış üzerinde önemli etkileri olduğu ayrıca, farklı motorlar ile çalışmak için off-time direncinin değiştirilmesi gerektiği gözlemlenmiştir. Testler neticesinde projede kullanılan motor ve yarı-aktif eyleyicilere göre sürücü devresi eniyilemesi yapılmıştır.

5. SONUÇLAR

Bu bölümde projede elde edilen sonuçlar geliştirilen ameliyat robotu, literatüre yapılan katkılar, bilginin yayılımı, araştırmacıların geliştirilmesi alt başlıklarında irdelenmiştir. Bölümün sonunda bu projenin sonrasında devam etmesi arzu edilen çalışmalar ve araştırmalar önerilmiştir.

5.1 Haptik Cihaz ve Bileşenlerinin Geliştirilmesi Faaliyetleri Sonuçları

Projenin hedefi günümüzde sıklıkla kullanılan bir insan-robot etkileşimi sistemi olan haptik cihaz ve bileşenlerinin geliştirilmesi ile insan-robot etkileşimi alanına bilimsel ve teknolojik katkı sağlamaktır. Bu bağlamda projede yapılan çalışmalar sonucunda: (1) Yeni bir direngenlik başarımleri bir makaleye konu olarak MDPI Machines dergisinde yayınlanmıştır. (2) Robot mafsallarının direngenliğinin pasif kontrolü için yeni bir aktarma organı tasarlanmıştır. Bu aktarma organı için bir patent başvurusu yapılmıştır (EkX). Ayrıca Mechanisms and Machine Theory adlı alanın önde gelen dergisinde ilk değerlendirme döngüsü tamamlanmıştır. (3) MR sıvısı temelli yarı-aktif eyleyicilerde karşılaşılan yapışma sorununu çözen bir tasarım yapılmış ve bu bileşenin patentlenmesine yönelik girişimlere başlanmıştır.



Şekil 5.1. Tasarlanan ve üretilen haptik cihaz ve bileşenleri

Yukarıda bahsi geçen çıktılara ilişkin resimler Şekil 5.1'de verilmiştir. Yapılan çalışma sonucunda geliştirilen haptik cihaz proje öncesi belirlenen isterlerin ötesine geçmiştir. Geliştirilen haptik cihaza ait bilgiler Tablo 5.1'de özetlenmiştir.

Tablo 5.1 Geliştirilen haptik cihazın elde edilen teknik özellikleri

Algılama Tipi	Kinestetik
Kontrol Yapısı	Açık-Çevrim Empedans
Uygulama Tipi	Masaüstü Haptik Cihaz
Serbestlik Derecesi (SD)	3
Fiziksel Etkileşim Tipi	Noktasal Temas (x, y, z eksenlerinde kuvvet iletimi)
Sürekli En Yüksek Direnç Kuvveti	> 7 N (x, y, z yönlerinde, çalışma uzayının her yerinde)
Nominal Konumlama Çözünürlüğü	< 0.04 mm (x, y, z yönlerinde, çalışma uzayının her yerinde)
Çalışma Uzayı	>120 mm X 120 mm X 120 mm (Kübik Çalışma Uzayı)

Bütün bu bahsi geçen çalışmalar ve çıktılar neticesinde uluslararası alanda insan-robot etkileşimi alanına ve mekanizma teorisi alanına, ve ayrıca Türkiye'nin haptik cihaz konusunda bilgi birikimi ve teknoloji altyapısına değerli katkılar sağlanmıştır.

5.2 Projede Gerçekleşen Yaygın Etki

Çalışma sonucunda ameliyat robotları ana başlığı altında mekanizma bilimi, aktarma organları, ve yarı-aktif eyleyici tasarımları alanlarında literatüre katkılar verilmiştir. Proje sonucunda bu raporda sunulan haptik cihaz mekanizması ve alt bileşenlerinin prototipleri geliştirilmiştir ve geliştirilen bileşenlerin patentlenmesine yönelik çalışmalar yapılmıştır. Ayrıca proje süresince değişik süreçlerde toplamda 6 bursiyer görev almıştır ve araştırmacı yetiştirilmesi konusunda çıktılar proje süresi içinde bile verilmiştir.

5.2.1 Bilimsel/Akademik Yaygın Etki

Proje içinde çalışmaların ana alanlarına denk düşen ulusal ve uluslararası konferanslarda ve uluslararası dergilerde projede uygulanan yöntemler ve bulgular sunulmuş ve tartışmaya açılmıştır. Bunlara ek olarak konferanslarda sunulan çalışmaların genişletilerek ileriki dönemde dergi makalesi olarak basılması planlanmıştır. Bu plan dahilinde motor ve yarı-aktif eyleyiciden oluşan eyleyici sistemi ve sürekli değişken aktarma organının eniyilenmesi yeni makalelerin hazırlanıp alanında önde gelen dergilere gönderilmesi planlanmıştır. Aşağıda proje süresince çıkan makale ve bildirimler, başvurularan patentler ve proje ile ilişkileri verilmiştir.

Not: Bazı bildiriler aynı zamanda bildiri kitabı olarak basılan Springer tarafından basılan kitaplarda bölüm olarak yer almıştır. Bu bildirilerin bilgileri “Uluslararası Bildiriler” kısmında kitap bölümü bilgileri ile paylaşılmıştır.

Uluslararası Makaleler:

- 1) Görgülü, İ. ve Dede, M.İ.C. 2019. “A New Stiffness Performance Index: Volumetric Isotropy Index”, *Machines*, 7, 44. (doi:10.3390/machines7020044)**

Yayımda robot manipülatörlerinin başarımlı değerlendirilmesinde kullanılan koşul sayısı ölçütü yerine hacimsel koşul sayısı ölçütü önerilmiştir. Bu sayede özellikle haptik cihaz mekanizmaları için önemli bir konu olarak çalışma alanı içindeki izotropinin daha objektif şekilde ölçülmesi sağlanmıştır. Böylece literatüre yeni bir robot mekanizması başarımlı ölçütü eklenmiştir.

- 2) Mobedi, E. ve Dede, M.İ.C. 2019. “Geometrical Analysis of a Continuously Variable Transmission System Designed for Human-Robot Interfaces”, *Mechanism and Machine Theory* (ilk değerlendirme döngüsü tamamlanmıştır).**

Bu çalışmada proje kapsamında geliştirilen sürekli değişken oranlı aktarma sistemi tanıtılmış ve geometrik analizi sunulmuştur.

Uluslararası Bildiriler:

- 1) Karabulut, M. G., ve Dede, M. I. C. (2018, Haziran). Design and experimental validation of an MR-fluid based brake for use in haptics. In ACTUATOR 2018; 16th International Conference on New Actuators, Bremen, Almanya.**

Projede geliştirilen yarı-aktif eyleyicinin ilk prototipinin sunulduğu bildiridir.

- 2) Mobedi, E., & Dede, M. İ. C. (2018, Aralık). A continuously variable transmission system designed for human-robot interfaces. Asian Conference on Mechanism and Machine Science (Asian MMS 2018), Bangalore, Hindistan.**

Bu yayında sürekli değişken oranlı aktarma sisteminin çalışma prensibi anlatılmıştır.

- 3) Sekendiz, V., Görgülü, İ., Karabulut, M. G., Kiper, G., ve Dede, M. İ. C. (2018, Aralık). Manipulator design for a haptic system with improved performance. Asian Conference on Mechanism and Machine Science (Asian MMS 2018), Bangalore, Hindistan.**

Bu yayında projede tasarımı yapılan haptik cihaz ve tasarımda kullanılan yöntemler anlatılmıştır.

- 4) Görgülü, İ., Kiper, G. ve Dede, M.İ.C. (2018, Eylül). A Critical Review of Unpowered Performance Metrics of Impedance-Type Haptic Devices. European Conference**

on Mechanism Science (EuCoMeS 2018). Mechanisms and Machine Science, Vol. 59, pp. 129-136, Springer, Cham. (DOI: 10.1007/978-3-319-98020-1_15).

Haptik cihaz tasarımında kullanılması planlanan başarımlar ölçütleri için yapılan detaylı araştırma bu yayında yer almıştır.

- 5) Mobedi, E., Görgülü, İ. ve Dede, M.İ.C. (2018, Eylül). Experimental Evaluation of Actuation and Sensing Capabilities of a Haptic Device. European Conference on Mechanism Science (EuCoMeS 2018). Mechanisms and Machine Science, Vol. 59, pp. 137-144, Springer, Cham. (DOI: 10.1007/978-3-319-98020-1_16).**

Bu yayında daha önce geliştirilen HIPHAD haptik cihazımız üzerinde deneysel doğrulama çalışmaları anlatılmıştır. Bu çalışma projemizde geliştirilen haptik cihaz ile kıyaslama yapılması için yapılmıştır.

- 6) Görgülü İ. ve Dede, M.İ.C. (2018, Aralık). Computation Time Efficient Stiffness Analysis of the Modified R-CUBE Mechanism. The International Conference of IFToMM ITALY. Mechanisms and Machine Science, Vol. 68, pp. 231-239, Springer, Cham. (DOI: 10.1007/978-3-030-03320-0_25).**

Bu yayına projemizde geliştirilen haptik cihaz mekanizmasının direngenlik modelinin hesaplama doğruluğu ve süresi konusunda elde edilen veriler sunulmuştur.

- 7) Carbone, G., Acinapura, A., Mundo, D., Gorgulu, I., & Dede, M. I. C. (2019, June). Structural Compliance Effects on the Accuracy and Safety of a R-CUBE Haptic Device. International Conference on Robotics in Alpe-Adria Danube Region Advances in Service and Industrial Robotics, Vol. 980, pp. 463-470, Springer, Cham. (DOI: 10.1007/978-3-030-19648-6_53).**

Projede geliştirilen haptik cihazdaki esnek yer değişimlerinin hassasiyet ve güvenlik açısından değerlendirmesinin yapıldığı bir yayındır.

- 8) Görgülü İ., Dede, M.İ.C. ve Carbone, G. (2019, Ekim). An Experimental Test Procedure for Validation of Stiffness Model: A Case Study for R-CUBE Parallel Mechanism. The 6th IFToMM International Symposium on Robotics and Mechatronics, Taipei, Tayvan, 28-30 Ekim 2019.**

Henüz yayınlanmamış bu bildirimizde direngenlik için yapılan deneysel çalışmalara dair yöntemler anlatılmıştır.

Ulusal Bildiriler

- 9) Görgülü, İ., Karabulut, M. G., Sekendiz, V., Kiper, G., ve Dede, M. İ. C. (2019, Haziran). Haptik cihaz için iyileştirilmiş performansa sahip robot tasarımı. Türkiye Robotbilim Konferansı (derleme bildiri), İstanbul.**

Projemizde yapılan çalışmaların uluslararası yayınlarda çıkan kısımlarının derlemesi yapılan bir derleme bildirimidir.

Patent Başvuruları

10) Mobedi, E. ve Dede, M.İ.C. (2018, Ekim). SÜREKLİ DEĞİŞKEN AKTARMALI İŞBİRLİKÇİ ROBOT MAFSALI. Patent Başvuru Numarası: 2018-GE-430020, Patent Başvuru Tarihi: 10.10.2018.

Projede geliştirilen sürekli değişken aktarma organına sahip robot mafsalı için başvurusu yapılan patenttir.

5.2.2 Ekonomik/Ticari/Sosyal Yaygın Etki

Bölüm 5.3'te anlatıldığı gibi proje hakkında genel bilgilendirme ve çıktıların paylaşımı için bir internet sitesi proje başında kurulmuştur ve proje boyunca aktif halde tutulmuştur. Yine Bölüm 5.3'te detaylı şekilde açıklandığı üzere proje çıktılarının paylaşımı için bir sunum Türkiye Robotbilim Konferansı dahilinde düzenlenen İnsan-Robot Etkileşimi çalıştayında yapılacaktır. Bu sayede projenin görünürlüğü artırılması ve proje çalışmaları hakkında farkındalık yaratılması amaçlanmıştır.

Proje süresi boyunca geliştirilen birçok alt sistem ve bileşen mevcuttur. Bunlardan sürekli değişken aktarma organı için patent başvurusu yapılmıştır. 2018-GE-430020 numaralı ve 10.10.2018 tarihli patent başvurusuna dair ilgili belge **Ek 35'te** mevcuttur. Bunun dışında kolay yarı-aktif eyleyici sistemi için patent başvuru işlemleri devam etmektedir. Son olarak tüm sistem için patent başvurusu hazırlıkları yapılmaktadır.

5.2.3 Araştırmacı Yetiştirilmesi

Projenin değişik evrelerinde toplamda 6 adet bursiyer görev almıştır. Bunlardan 2 tanesi proje süresi dahilinde ve proje konusu ile ilgili yüksek lisans derecelerini tamalamış ve doktora eğitimlerine başlamışlardır. 2 bursiyer doktora öğrencisidir. Geri kalan 2 bursiyer yüksek lisans tez savunmalarını Temmuz 2019'da gerçekleştireceklerdir. Toplamda proje konusu ile direkt alakalı ve görev alan bursiyerler tarafından gerçekleştirilen 2 adet yüksek lisans tezi tamamlanmıştır. 1 adet proje ile direkt alakalı tez ise proje bursiyeri tarafından Temmuz 2019'da savunulacaktır.

Söz konusu öğrenciler ve tez başlıkları şu şekildedir:

1) İbrahimcan Görgülü

Tez adı: Optimal design of a kinesthetic haptic device mechanism for enhancing its impedance characteristics

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mehmet İsmet Can Dede

Tez Eş-Danışmanı: Doç. Dr. Gökhan Kiper

Tez savunma tarihi: Temmuz 2018

2) Emir Mobedi

Tez adı: Design and Development of a Continuously Variable Transmission System To be Used in Human-Robot Interfaces

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Mehmet İsmet Can Dede

Tez savunma tarihi: Aralık 2019

3) Mehmet Veysel Sekendiz

Tez adı: Design of a Statically Balanced Translational Parallel Manipulator to be Used as a Haptic Device


Tez Danışmanı: Doç. Dr. Gökhan Kiper

Tez savunma tarihi: Temmuz 2019

Tezi direkt proje konusunda olan ve yüksek lisans derecesi ile mezun iki adet bursiyerin ikisi de (İbrahimcan Görgülü ve Emir Mobedi) halen İYTE Makina Mühendisliği Bölümünde doktora çalışmalarına devam etmektedir.

5.3 Bilginin Paylaşımı ve Yayılımı Çalışmalarının Sonuçları

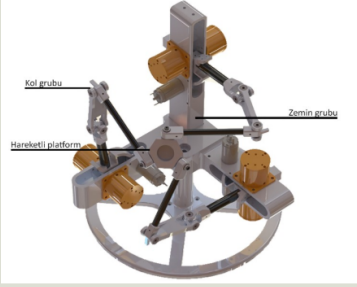
Proje çıktılarının paylaşımı ve yayılımı için proje boyunca çalışmalar yürütülmüştür. Bu çalışmalardan ilki projenin internet sayfasının oluşturulmasıdır. Proje dönemi içinde aktif edilen "<http://robotics.iyte.edu.tr/hiss.html>" internet adresinde projenin amacı, proje çalışanları, proje organizasyonu ve projenin çağrı programına katkıları paylaşılmıştır. Ayrıca proje dahilinde yapılan yayınlar da bu sayfada yer almaktadır.



[HOME](#) | [PROJECTS](#) | [PUBLICATIONS](#) | [COURSES](#) | [GALLERY](#) | [PEOPLE](#) | [CONTACT](#)

HISS: design of a Haptic system with Improved performance via developing its new Sub-Systems

Funding Agency	THE SCIENTIFIC AND TECHNOLOGICAL RESEARCH COUNCIL OF TURKEY (TÜBİTAK)
Program	1005
ID/Acronym	117M405 / HISS
Grant Period	2017-2019
Principal Investigator	Dr. M. I. Can Dede
Project Group	<ul style="list-style-type: none"> • Dr. M. I. Can Dede • Dr. Gökhan Kiper • İbrahimcan Görgülü, PhD Student • Görkem Karabulut, PhD Student • Murat Demirel, PhD Student • Emir Mobeđi, PhD Student • Çağhan Kirişçi, MSc Student • Veyseñ Sekendiz, MSc Student



Şekil 5.2. Projenin bilgilerinin paylaşıldığı internet sitesi

26-28 Haziran 2019 tarihleri arasında Özyeğin Üniversitesinde düzenlenecek Türkiye Robotbilim Konferansı (ToRK 2019) dahilinde 26 Haziran tarihinde “İnsan-Robot Etkileşimi” adında bir çalıştay düzenlenecektir (<https://tork2019.ozyegin.edu.tr/tr/program/calistay-ve-egitimler>). Çalıştayla ilgili detaylı bilgilere bu siteden erişilebilir: <http://fire2019.yusuf-aydin.com/>. Bu sitede yer alan çalıştay bilgisi Şekil 5.3’te gösterilmektedir.

Zaman	Konu	Konuğmacı	Başlık
09:00-09:15	Tanıtım	Çağatay Bardoğan, Koç Üniversitesi	
09:15-09:45	Etkileşim Kontrolcüsünün Temelleri	Ozan Tokatlı, UKAEA	Etkileşim Kontrolcileri: Admitans ve Empedans Kontrolü
09:45-10:30	Etkileşim Kontrolcüsünün Temelleri	Yusuf Aydın, Koç Üniversitesi	Fiziksel İnsan-Robot Etkileşiminde Denetleyici Tasarımı İçin Çok Kriterli bir Optimizasyon Çerçevesi
10:30-11:00	Kahve Molası		
11:00-11:30	Uygulamalar: Rehabilitasyon Robotları	Volkan Patoğlu, Sabancı Üniversitesi	Robot Destekli Rehabilitasyon Uygulamalarında Empedans Kontrol
11:30-12:00	Uygulamalar: Rehabilitasyon Robotları	Polat Şendur, Özyeğin Üniversitesi	Özdengelemeli 3B Yürüme Desteği Verilebilen bir Dış İskelet İçin Burulma-bazlı ve Yüksek Tork Çıkışı Seri Elastik Eyleyici Geliştirilmesi
12:30-13:30	Öğle Yemeği		
13:30-14:00	Uygulamalar: Medikal Robotlar	Evren Samur, Boğaziçi Üniversitesi	Bir Kolonoskopi Robotunun Haptik Cihazla Kumandası
14:00-14:30	Uygulamalar: Medikal Robotlar	İ. Can Dede, İmri Yüksek Teknoloji Enstitüsü	Fiziksel İnsan-Robot Etkileşiminde Mekanik Çözümler
14:30-15:30	Açık Oturum		
15:30-16:00	Kahve Molası		

Şekil 5.3. ToRK 2018 dahilinde Medikal Robotlar çalıştay bilgisi

Çalıştay dahilinde HISS projemizde geliştirilen haptik cihazlara ve diğer insan-robot etkileşimi arayüzlerinde kullanılabilecek mekanik çözümler olan yarı-aktif eyleyici sistemi ve sürekli değişken aktarma organı hakkında bilgiler paylaşılacaktır. Yapılacak sunumun konusu şu şekilde çalıştay internet sitesinde yer almaktadır:

Fiziksel insan-robot etkileşimindeki önemli konulardan birisi robotun çevresinin fiziksel özelliklerindeki değişimlere uyumunun dolayısı ile empedansının kontrol edilmesidir. Klasik robot yapılarında robotların konum/kuvvet kontrolüne dayalı uyumlu kontrolcüler uygun algılayıcı altyapıları ile şu ana kadar fiziksel insan-robot etkileşimi sistemlerinde kullanılagelmiştir. Bu sistemlerde genellikle yapıyı hafifletmesi için tahrik sistemi olarak sabit yüksek redüksiyon oranlı bir aktarma organı ile beraber fırçasız motor kullanılmaktadır. Mafsallara yerleştirilen tork algılayıcılarının alınan geri besleme sayesinde mafsalların direngenliği (veya empedansı) kontrol edilebilmektedir. Ancak ani/beklenmeyen bir çarpışma durumunda veya etkileşim ortamının fiziksel şartlarının ani değişimlerine bu tür sistemlerin anlık tepki göstermemesi gibi sorunlar mevcuttur. Bu tür uygulamalarda kullanılagelen tahrik sistemlerine alternatif olabilecek veya mevcut teknoloji ile beraber kullanılabilecek mafsal ve aktarma organı alt-bileşenlerinin tasarımı bahsi geçen sorunların aşılması için önemlidir. Dolayısı ile bu konuşmada bahsi geçen alt-sistemlere örnek olarak fiziksel insans-robot etkileşimi sistemlerine özel olarak tasarlanmış redüksiyon oranı sürekli değişebilen aktarma sistemi ve manyeto-reolojik sıvı temelli tek-yönlü aktarma sistemi anlatılacaktır.

5.4 İleride Yapılacak Çalışmalar ve Yeni Projeler

Projede bir haptik cihaz ve alt bileşenleri geliştirilmiştir. Haptik cihaz alt bileşenleri konusunda bilgi birikimi yaratılmıştır. Bu bileşenlerin genel amaçlı olmasına dikkat edilerek diğer insan-robot etkileşimi sistemlerinde de kullanılabilir olmasına dikkat edilmiştir.

Proje süresi içinde İYTE Makina Mühendisliği Bölümünde İnsan-Robot Etkileşimi laboratuvarı kurulmuştur. Bu laboratuvarın altyapısını kullanarak önümüzdeki dönem için farklı alanlarda insan-robot etkileşimine yönelik projelerin gerçekleştirilmesi planlanmaktadır. Mevcut durumda bir 1003 projesi olan 216M201 kodlu "Sualtında Manipülasyon için İnsansız Robot Mürekkepbalığı Geliştirilmesi ve Tasarımı" adlı projenin alt projesi İYTE'de 2019 Ocak ayında başlamıştır. Bu proje dahilinde İnsan-Robot Etkileşimi Laboratuvarımızda sualtı robotunun haptik teleoperasyonu için çalışmalar yürütülmektedir.

Bunlara ek olarak alt sistemlerin birlikte çalışması ve bu çalışmalar sonucunda elde edilen sonuçların yayınlarla bilim dünyası ile paylaşılması hedeflenmektedir.

KAYNAKLAR

Agboh, W. C., Yalcin, M. ve Patoglu, V. 2016. A six degrees of freedom haptic interface for laparoscopic training. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 1107-1112.

Ahmad, A., Andersson, K. ve Sellgren, U. 2014. A model-based and simulation-driven methodology for design of haptic devices. Mechatronics 24(7), 805-818.

Alici, G. ve Shirinzadeh, B. 2004. Optimum force balancing with mass distribution and a single elastic element for a five-bar parallel manipulator. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 4527-4532.

An, J., Kwon, D.-S. 2006. Stability and performance of haptic interfaces with active/semi-active actuators—Theory and experiments. The International Journal of Robotics Research, 25(11), 1121-1136.

An, J., Kwon, D.-S. 2008. Five-bar linkage haptic device with DC motors and MR brakes. Journal of Intelligent Material Systems and Structures.

Arata, J., Kondo, H., Ikedo, N. ve Fujimoto, H. 2011. Haptic device using a newly developed redundant parallel mechanism. IEEE Transactions on robotics 27(2), 201-214.

Barbosa, M. R., Pires, E. S. ve Lopes, A. M. 2005. Design optimization of a parallel manipulator based on evolutionary algorithms.

Barents, R., Schenk, M., van Dorsser, W.D., Wisse, B.M. ve Herder, J.L. 2011. Spring to spring balancing as energy-free adjustment method in gravity equilibrators. Journal of Mechanical Design, 133(6), 2011.

Berkof, R. S. ve Lowen, G. G. 1969. A new method for completely force balancing simple linkages. Journal of Engineering for Industry, 93(B):21-26.

Biggadike, C., 2006. Haptic feedback device. A.B.D. Patent Başvurusu 11/351,741.

Bilginçan, T., Gezgin, E. ve Dede, M. I. C. 2010. Integration of the hybrid-structure haptic interface: Hiphad v1.0. Proceedings of the International Symposium of Mechanism and Machine Theory, pp. 18.

Birglen, L., Gosselin, C., Pouliot, N., Monsarrat, B. ve Laliberte, T. 2002. Shade, a new 3-dof haptic device. IEEE Transactions on Robotics and Automation 18(2), 166-175.

Boessenkool, H., Abbink, D.A., Heemskerk, C.J., van der Helm, F.C. ve Wildenbeest, J.G. 2013. A Task-Specific Analysis of the Benefit of Haptic Shared Control During Telemanipulation. IEEE Transactions on Haptics, 6(1), 2-12.

Borro, D., J. Savall, A. Amundarain, J. J. Gil, A. Garcia-Alonso, and L. Matey (2004). A large haptic device for aircraft engine maintainability. IEEE Computer Graphics and Applications 24 (6), 70-74.

Carbone, G. 2011. Stiffness analysis and experimental validation of robotic systems. Frontiers of Mechanical Engineering 6(2), 182-196.

Chablat, D. ve P. Wenger. 2006. A six degree-of-freedom haptic device based on the orthoglide and a hybrid agile eye. ASME 2006 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference, 795-802.

Colgate, J. E. ve Brown, J. M. 1994. Factors affecting the z-width of a haptic display. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 3205-3210.

Deblaise, D., X. Hernot, ve Maurine, P. 2006. A systematic analytical method for pkm stiffness matrix calculation. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 4213-4219.

Dhatt, G., E. Lefrançois, G. Touzot, v.d. 2012. Finite element method. John Wiley & Sons.

Ergin, M. A. ve Peer, A. 2013. Development of a new 6 dof parallel haptic interface for the rendering of elements and interior equipment in a car. RO-MAN, 238-244.

Ergin, M. A., Satici, A. C. ve Patoglu, V. 2011. Design optimization, impedance control and characterization of a modified delta robot. IEEE International Conference on Mechatronics, 737-742.

Faulring, E. L., Colgate, J. E., and Peshkin, M. A. 2006. The Cobotic Hand Controller: Design, Control and Performance of a Novel Haptic Display. *International Journal of Robotics Research*, 25(11), 1099-1119.

Faulring, E. L., Colgate, J. E., and Peshkin, M. A. 2007. Power Efficiency of the Rotational-to-Linear Infinitely Variable Cobotic Transmsission, *Journal of Mechanical Design*, 129(12), 1285–1293.

Gao, Z., Zhang, D. ve Ge, Y. 2010. Design optimization of a spatial six degree-of-freedom parallel manipulator based on artificial intelligence approaches. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing* 26(2), 180-189.

Ghali, A., A. Neville ve Brown, T. G. 2014. *Structural analysis: a unified classical and matrix approach*. Crc Press.

Gosselin, C. 1990. Stiffness mapping for parallel manipulators. *IEEE Transactions on Robotics and Automation* 6(3), 377-382.

Gosselin, F., Bidard, C. ve Brisset, J. 2005. Design of a high fidelity haptic device for telesurgery. *Proceedings of the 2005 IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 205-210.

Gosselin, F., Martins, J.-P., Bidard, C., Andriot, C. ve Brisset, J. 2005. Design of a new parallel haptic device for desktop applications. *Symposium on Haptic Interfaces for Virtual Environment and Teleoperator Systems*, 189-194.

Görgülü, İ. ve Dede, M.İ.C. 2018. Computation time efficient stiffness analysis of the modified R-CUBE mechanism. *The International Conference of IFToMM ITALY*, 231-239.

Grebenstein, M., Albu-Schaeffer, A., Bahls, T., Chalon, M., Eiberger, O., Friedl, W., Gruber, R., Haddadin, S., Hagn, U., Haslinger, R., Hoppner, H., Jorg, S., Nickl, M., Nothhelfer, A., Petit, F., Reill, J., Seitz, N., Wimbock, T., Wolf, S., Wusthoff, T., ve Hirzinger G. 2011. The DLR Hand Arm System. *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 3175–82.

Gurocak, H., Senkal, D. ve Gonenc, B., Washington State University, 2015. Magnetorheological devices and associated methods of control. A.B.D. patenti, US9093214.

Herder, J. L. 2001. Energy-free Systems: Theory, Conception, and Design of Statically Balanced Spring Mechanisms, Delft Teknik Üniversitesi Doktora Tezi.

Hoevenaars, A. G., P. Lambert ve Herder, J. L. 2016. Jacobian-based stiffness analysis method for parallel manipulators with non-redundant legs. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science 230(3), 341-352.

Hokayem, P.F. ve Spong, M. 2006. Bilateral teleoperation: A historical survey. Automatica, 42(12), 2035-2057.

Hung, V. M. ve Na, U. J. 2011. Optimal design of a new 6-dof haptic device. 11th International Conference on Control, Automation and Systems, 849-852.

Ishida, T., ve Takanashi, A. 2006. A Robot Actuator Development with High Backdrivability. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation.

Ivanov, K. 2012. Self-Adjusting Motor-Wheel with CVT, International Journal of Engineering and Innovative Technology(IJEIT), 2(5), 287-91.

Ivanov, K. 2015. To the Discovery "Effect of Force Adaptation". Transactions of 14th Working Meeting IFTOMM Permanent Commission for the History of Mechanism and Machine Science(Workshop HMMS-2015).

Ivanov, K., Ualiev, G., and Tultaevev, B. 2014. Kinematic and Force Analysis of Robot with Adaptive Electric Drives, Applied Mechanics and Materials, 555.

Iwata, H. 1993. Pen-based haptic virtual environment. Virtual Reality Annual International Symposium, 287-292.

Jean, M. ve Gosselin, C. M.1996. Static balancing of planar parallel manipulators. IEEE Int. Conf. Robot. Autom., 3732–3737.

Jinung, A., Dong-Soo, K. 2004. In haptics, the influence of the controllable physical damping on stability and performance. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems.

Jolly, M.R., Bender, J.W. ve Carlson, J.D. 1999. Properties and applications of commercial magnetorheological fluids. Journal of Intelligent Material Systems and Structures, 10(1), 5-13.

Kang, S. G., Iqbal, H. ve Lee, D. Y. 2012. Multi-criteria optimization of the 4 links of an 8 dof haptic master device for a surgical robot. 12th International Conference on Control, Automation and Systems, 1756-1761.

Khan, S., Ahmad, A. ve Andersson, K. 2011. Design optimization of the tau haptic device. 3rd International Congress on Ultra Modern Telecommunications and Control Systems and Workshops (ICUMT), 1-8.

Kikuchi, T., Ikeda, K., Otsuki, K., Kakehashi, T. Ve Furusho, J. 2009. Compact MR fluid clutch device for human-friendly actuator. Journal of Physics: Conference Series, 149(1).

Kim, J., Park, F. C., Park, Y., ve Shizuo, M. 2002. Design and Analysis of a Spherical Continuously Variable Transmission, Journal of Mechanical Design. 124(1), 21–29.

Klimchik, A. 2011. Enhanced stiffness modeling of serial and parallel manipulators for robotic-based processing of high performance materials. Doktora Tezi, Ecole Centrale de Nantes (ECN); Ecole des Mines de Nantes.

Klimchik, A., D. Chablat, ve Pashkevich, A. 2014. Stiffness modeling for perfect and nonperfect parallel manipulators under internal and external loadings. Mechanism and Machine Theory 79, 1-28.

Kumar A. ve Waldron, K. 1981. The workspaces of a mechanical manipulator. Journal of Mechanical Design, 103(3), 665-672.

Kwok, N., Ha, Q., Nguyen, T., Li, J. ve Samali, B. 2006. A novel hysteretic model for magnetorheological fluid dampers and parameter identification using particle swarm optimization. Sensors and Actuators A: Physical, 132(2), 441-451.

Kwok, N., Ha, Q., Nguyen, T., Li, J. ve Samali, B. 2007. Bouc–Wen model parameter identification for a MR fluid damper using computationally efficient GA. ISA transactions, 46(2), 167-179.

Laffranchi, M., Tsagarakis, N. G., Cannella, F., ve Caldwell, D. G. 2009. Antagonistic and Series Elastic Actuators: a Comparative Analysis on the Energy Consumption. Proceedings of the IEEE, 5678–84.

- Lambert, P. ve Herder, J. 2015. A novel parallel haptic device with 7 degrees of freedom. IEEE World Haptics Conference, 183-188.
- Lee, J. H., Eom, K. S. ve Suh, I. I. 2001. Design of a new 6-dof parallel haptic device. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 886-891.
- Lee, S. S. ve Lee, J. M. 2003. Design of a general purpose 6-dof haptic interface. Mechatronics 13(7), 697-722.
- Lee, S.-U. ve Kim, S. 2006. Analysis and optimal design of a new 6 dof parallel type haptic device. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 460-465.
- Li, H., Liu, W., Wang, K., Kawashima, K., ve Magid, E. 2018. A Cable-Pulley Transmission Mechanism for Surgical Robot with Backdrivable Capability, Robotics and Computer-Integrated Manufacturing, 49, 328–34.
- Li, W., Liu, B., Kosasih, P. B. ve Zhang, X. 2007. A 2-DOF MR actuator joystick for virtual reality applications. Sensors and Actuators A: Physical, 137(2), 308-320.
- Li, Y., Yan, Z., Wang, H., Du, Z. ve Zhang, Y. 2012. Design and optimization of a haptic manipulator using series-parallel mechanism. International Conference on Mechatronics and Automation, 2140-2145.
- Lu, Y., ve Fan, D., 2012. Transmission Backlash of Precise Cable Drive System, Journal of Mechanical Engineering Science, 227, 2256–67.
- Lopes, A. M., Pires, E. S., ve Barbosa, M. R. 2012. Design of a parallel robotic manipulator using evolutionary computing. International Journal of Advanced Robotic Systems 9(1), 27.
- Lopez M., J., Brenosa Martinez, J. M., Galiana Bujanda, I., Ferre Perez, M., Gimenez Fernandez, A. ve Barrio Gragera, J. 2012. Mechanical design optimization for multi-finger haptic devices applied to virtual grasping manipulation. Strojniki vestnik-Journal of Mechanical Engineering 58(7-8), 431-443.
- Martinez, M. O., Morimoto, T. K., Taylor, A. T., Barron, A. C., Pultorak, J. D. A., Wang, J., Kaiser, A. G., Davis, R. L., Blikstein, P., ve Okamura, A. M. 2016. 3-D Printed Haptic Devices for Educational Applications. Proceedings of the IEEE Haptics Symposium, 126–133.

Migliore, S. A., Brown, E. A., ve DeWeerth, S. P. 2005. Biologically Inspired Stiffness Control, Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 4508–13.

Mobedi, E. ve Dede, M. İ. C. 2018. A Continuously Variable Transmission (CVT) System Designed for Human-Robot Interfaces, IFToMM Asian Mechanism and Machine Science Symposium (Asian MMS 2018), Bangalore, Hindistan.

Mobedi, E. ve Dede, M. İ. C. (2019). Geometrical Analysis of a Continuously Variable Transmission System Designed for Human-Robot Interfaces, Mechanism and Machine Theory, (ilk incelemesi yapıldı).

Qin, H., Song, A., Liu, Y., Jiang, G. ve Zhou, B. 2015. Design and calibration of a new 6 dof haptic device. Sensors 15(12), 31293-31313.

Pashkevich, A., D. Chablat ve Wenger, P. 2009. Stiffness analysis of overconstrained parallel manipulators. Mechanism and Machine Theory 44(5), 966-982.

Pashkevich, A., A. Klimchik ve Chablat, D. 2011. Enhanced stiffness modeling of manipulators with passive joints. Mechanism and machine theory 46(5), 662-679.

Patel, Y. ve George, P. 2012. Parallel manipulators applications – a survey. Modern Mechanical Engineering 2(3), 57.

Peng, L., Hou, Z.-G., Peng, L. ve Wang, W. 2015. Design of casia-arm: A novel rehabilitation robot for upper limbs. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 5611-5616.

Petit, F., Chalon, M., Friedl, W., Grebenstein, M., Albu-Schaffer, A., ve Hirzinger, G. 2010. Bidirectional Antagonistic Variable Stiffness Actuation: Analysis, Design and Implementation. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 4189–96.

Pratt, G. A., ve Williamson, M.M. 1995. Series Elastic Actuators, 19th Proceedings IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems. Human Robot Interaction and Cooperative Robots, 399–406.

Reed, M. R., ve Book, W. J. 2004. Modeling and control of an improved dissipative passive haptic display. IEEE International Conference on Robotics and Automation.

- Rossa, C., Lozada, J., ve Micaelli, A. 2014. Design and Control of a Dual Unidirectional Brake Hybrid Actuation System for Haptic Devices. *IEEE Transactions on Haptics*, 7(4), 442-453.
- Sabater, J. M., Azorin, J. M., Aracil, R. ve Saltaren, R. J. 2005. Magister-p; a 6-urs parallel haptic device with open control architecture. *Robotica* 23(2), 177-187.
- Sabater, J. M., Saltaren, R. J. ve Aracil, R. 2004. Design, modelling and implementation of a 6 urs parallel haptic device. *Robotics and Autonomous Systems* 47(1), 1-10.
- Salcudean, S. ve Stocco, L. 2000. Isotropy and actuator optimization in haptic interface design. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 763-769.
- Salisbury, J. K. ve Craig, J. J. 1982. Articulated hands: Force control and kinematic issues. *The International journal of Robotics research* 1(1), 4-17.
- Samur, E. 2012. Performance metrics for haptic interfaces. Springer Science & Business Media, 2012.
- Senkal, D. ve Gurocak, H. 2009. Spherical brake with MR fluid as multi degree of freedom actuator for haptics. *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, 20(18), 2149-2160.
- Senkal, D. ve Gurocak, H. 2011. Haptic joystick with hybrid actuator using air muscles and spherical MR-brake. *Mechatronics*, 21(6), 951-960.
- Shafer, A. ve Kermani, M.R., The University Of Western Ontario, 2010. Magneto-rheological clutch with sensors measuring electromagnetic field strength. A.B.D. Patent Başvurusu 13/500,316.
- Song, B.-K., Oh, J.-S. ve Choi, S.-B. 2014. Design of a New 4-DOF Haptic Master Featuring Magnetorheological Fluid. *Advances in Mechanical Engineering*, 6.
- Spencer Jr, B. F. ve Dyke, S. J. 1997. Phenomenological model for magnetorheological dampers. *Journal of Engineering Mechanics*, 123(3), 230.
- Stocco, L. J., Salcudean, S. E. ve Sassani, F. 2001. Optimal kinematic design of a haptic pen. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 6(3), 210-220.

Tonietti, G., Schiavi, R., ve Bicchi, A. 2005. Design and Control of a Variable Stiffness Actuator for Safe and Physical Human-Robot Interaction. Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation, 526–31.

Tsumaki, Y., Naruse, H., Nenchev, D. N. ve Uchiyama, M. 1998. Design of a compact 6-dof haptic interface. IEEE International Conference on Robotics and Automation, 2580-2585.

Ueberle, M. ve Buss, M. 2002. Design, control, and evaluation of a new 6 dof haptic device. IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, 2949-2954.

Unal, R., Kiziltas, G. ve Patoglu, V. 2008. A multi-criteria design optimization framework for haptic interfaces. Symposium on Haptic interfaces for virtual environment and teleoperator systems, 231-238.

Unal, R. ve Patoglu, V. 2008. Optimal dimensional synthesis of a dual purpose haptic exoskeleton. International Conference on Human Haptic Sensing and Touch Enabled Computer Applications, 529-535.

Vanderborght, B., Albu-Schaeffer, A., Bicchi, A., Burdet, E., Caldwell, D.G., Carloni, R., Catalano, M., Eiberger, O., Friedl, W., Ganesh, G., Garabini, M., Grebenstein, M., Grioli, G., Haddadin, S., Hoppner, H., Jafari, A., Laffranchi, M., Lefeber, D., Petit, F., Stramigioli, S., Tsagarakis, N., Damme, M.V., Ham, R.V., Visser, L. C., ve Wolf, S.(2013). Variable Impedance Actuators: A review. Robotics and Autonomous Systems, 61(12), 1601–14.

Van der Wijk, V.2014. Methodology for analysis and synthesis of inherently force and moment-balanced mechanisms - theory and applications.

Van Der Wijk, V. ve Herder, J. L. 2009. Comparison of various dynamic balancing principles regarding additional mass and additional inertia. Journal of Mechanism and Robotics, 1(4).

Van Der Wijk, V., Krut, S., Pierrot, F., ve Herder, J. 2011. Generic method for deriving the general shaking force balance conditions of parallel manipulators with application to a redundant planar 4-RRR parallel manipulator.

Visser, L. 2013. Modeling, Control and Application to Compliant Bipedal Walking. Yüksek Lisans Tezi, University of Twente.

Visser, L. C., Carloni, R., ve Stramigioli, S. 2011. Energy-Efficient Variable Stiffness Actuators. *IEEE Transactions of the Robotics*, 27(5), 865-75.

Vulliez, M. ve Zegloul, S. 2016. Multi-objective design optimization of the delthaptic, a new 6-dof haptic device. *EEE 14th International Conference on Industrial Informatics*, 248-253.

Wang, D. ve Liao, W. 2004. Modeling and control of magnetorheological fluid dampers using neural networks. *Smart Materials and Structures*, 14(1), 111.

Wildenbeest, J.G., Abbink, D.A., Heemskerk, C.J., Van Der Helm, F.C. ve Boessenkool, H. 2013. The Impact of Haptic Feedback Quality on the Performance of Teleoperated Assembly Tasks. *IEEE Transactions on Haptics*, 6(2), 242-252.

Williamson, M. 1995. Series Elastic Actuators. Yüksek Lisans Tezi, M. I. T.

Wolf, S., Grioli, G., Eiberger, O., Friedl, W., Grebenstein, M., Höppner, H., Burdet, E., Caldwell, D. G., Carloni, R., Catalano, M.G., Lefeber, D., Stramigioli, S., Tsagarakis, N., Damme, M.V., Ham, R. V., Vanderborght, B., Visser, L.C., Bicchi, A. ve Albu-Schäffer, A. 2016. Variable Stiffness Actuators: Review on Design and Components, *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, 21(5), 2418-30.

Wolf, S., ve Hirzinger, G. 2008. A New Variable Stiffness Design: Matching Requirements of the Next Robot Generation, *Proceedings of the IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1741–46.

Wu, G., S. Bai ve Kepler, J. 2014. Mobile platform center shift in spherical parallel manipulators with flexible limbs. *Mechanism and Machine Theory* 75, 12-26.

Yamaguchi, Y., Furusho, J., Kimura, S. ve Koyanagi, K. 2005. Development of high-performance MR actuator and its application to 2-D force display. *International Journal of Modern Physics B*, 19, 1485-1491.

Yao, G.Z., Yap, F.F., Chen, G., Li, W. ve Yeo, S.H. 2002. MR damper and its application for semiactive control of vehicle suspension system. *Mechatronics*, 12(7), 963-973.

Yoon, J. ve Ryu, J. 2001. Design, fabrication, and evaluation of a new haptic device using a parallel mechanism. *IEEE/ASME Transactions on mechatronics* 6(3), 221-233.

Yoon, J. W., Ryu, J. ve Hwang, Y.-K. 2010. Optimum design of 6-dof parallel manipulator with translational/rotational workspaces for haptic device application. *Journal of mechanical science and technology* 24(5), 1151-1162.

Yoshikawa, T. 1985. Manipulability and redundancy control of robotic mechanisms. *IEEE International Conference on Robotics and Automation*, 1004-1009.

Zhao, C., Luo, X., Ma, F. ve Zhang, H. 2011. Transparency design of a new haptic interface. *International Conference on Electrical and Control Engineering*, 6193-6197.

TÜBİTAK
PROJE ÖZET BİLGİ FORMU

Proje Yürütücüsü:	Doç. Dr. MEHMET İSMET CAN DEDE
Proje No:	117M405
Proje Başlığı:	Yeni Alt-Bileşenlerinin Geliştirilmesi İle İyileştirilmiş Performanslı Bir Haptik Sistem Tasarımı (Hiss)
Proje Türü:	1005 - Yeni Fikirler ve Ürünler
Proje Süresi:	18
Araştırmacılar:	GÖKHAN KİPER
Danışmanlar:	
Projenin Yürütüldüğü Kuruluş ve Adresi:	İZMİR YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
Projenin Başlangıç ve Bitiş Tarihleri:	01/11/2017 - 01/05/2019
Onaylanan Bütçe:	283110.0
Harcanan Bütçe:	190333.47
Öz:	<p>Bir teleoperasyon sistemi kullanıcı tarafındaki ana sistem, görev yerindeki bağımlı sistem ve bu iki sistem arasındaki iletişim altyapısından oluşmaktadır. Genellikle ana sistem görev yerinden uzaktadır ve kullanıcı ana sistemi kullanarak gönderdiği komutlar ile bağımlı sistemi kullanarak görevi gerçekleştirir. Söz konusu komutlar sıklıkla hareket komutlarıdır ve ana sistem kullanıcıdan bu hareket komutlarını toplamakla yükümlüdür. Görevin ihtiyacına göre söz konusu hareket komutları kullanıcının genellikle el hareketlerinden ve bazen de kullanıcının ayak, bacak, göz veya tüm vücut hareketlerinin de algılanması ile toplanabilir. Eğer teleoperasyon sisteminde bağımlı sistemin görev yeri ile olan fiziksel etkileşim bilgisi kuvvet geri-beslemesi olarak ana sisteme gönderilecek ise ana sistemin geri iletilen bu kuvvet bilgisini kullanıcıya iletmesi gereklidir. Hem kullanıcının arzu edilen uzuv hareketlerini toplayan hem de kullanıcıya kuvvet iletimini sağlayan cihazlara kinestetik haptik cihazlar denir. Bu projede, masaüstü haptik cihaz teknolojisinde yeni mekanizma, yeni alt-bileşenler ve model iyileştirmeleri üzerinde çalışılması ile uzaktan ameliyat sistemleri gibi hassas çalışmalarda kullanılabilecek cihaz ve alt-bileşenlerinin geliştirilmesi amaçlanmıştır. Proje kapsamında (i) manyeto-reolojik (MR) sıvısı ile geliştirilen eyleyici sistemde yapışma sorununa çözüm getiren bir eyleyici sistem geliştirilmiştir (ii) çoklu hedefli eniyileme ile haptik cihaz mekanizmasının uzuvlarının fiziksel özellikleri belirlenmiştir (iii) pasif dengelenme tasarımları R-CUBE mekanizması üzerinde hayata geçirilmiştir (iv) aktarma oranı sürekli değiştirilebilir yapıda bir aktarma organı tasarımı mafsalların direngenliğinin ayarlanması için geliştirilmiştir (v) haptik cihaza özgü son üründe kullanılabilecek kontrol kartı geliştirilmiştir. Bahsi geçen kapsamda yapılan çalışmalar neticesinde literatüre yeni bir MR sıvısı tabanlı eyleyici sistemi, yeni bir aktarma organı ve yeni bir direngenlik başarımlı ölçütü kazandırılmıştır.</p>
Anahtar Kelimeler:	Haptik, Manyeto-reolojik sıvı, Yarı-aktif eyleyici, Sürekli değişken aktarma sistemi
Fikri Ürün Bildirim Formu Sunuldu Mu?:	Hayır
Projeden Yapılan Yayınlar:	1- Experimental Evaluation of Actuation and Sensing Capabilities of a Haptic Device (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum), 2- A Critical Review of Unpowered Performance Metrics of Impedance-Type Haptic Devices (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum), 3- Design and Experimental Validation of an MR-Fluid Based Brake for Use in Haptics (Bildiri - Uluslararası Bildiri - Sözlü Sunum),