

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

**BİR KANATÇIK TAHRİK SİSTEMİ YAPISININ**  
**SİSTEM DAVRANIŞINA ETKİLERİNİN SAYISAL VE**  
**DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Murat KELEŞ**

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

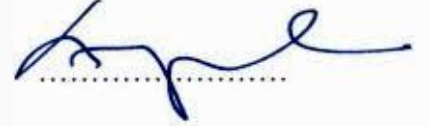
**DANIŞMAN**  
**Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU**

**MAYIS 2018**


**ÇORUM**

Murat KELEŞ tarafından hazırlanan “Bir Kanatçık Tahrik Sistemi Yapısının Sistem Davranışlarına Etkilerinin Sayısal ve Deneysel Olarak İncelenmesi” adlı tez çalışması 22/05/2018 tarihinde aşağıdaki jüri üyeleri tarafından oy birliği ile Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU (Danışman)



Doç. Dr. Mehmet Burak BİLGİN



Dr. Öğretim Üyesi Çınar ÜLKÜLÜ



Hitit Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu’nun 01/06/2018 tarih ve 2018/152 sayılı kararı ile Murat KELEŞ’in Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda Yüksek Lisans derecesi alması onanmıştır.



Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## TEZ BEYANI

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, ayrıca tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını beyan ederim.



Murat KELEŞ

# BİR KANATÇIK TAHRİK SİSTEMİ YAPISININ SİSTEM DAVRANIŞINA ETKİLERİNİN SAYISAL VE DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Murat KELEŞ

HİTİT ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAYIS 2018

## ÖZET

Kanatçık tahrik sistemi mühimmata yönelim hareketini sağlayan kanatçıkları hareket ettiren sistemler olup, mühimmatın başarılı bir uçuş yapabilmesi için bu sistemlerin davranışları ile ilgili belirsizliklerin minimum seviyeye indirilmesi oldukça önemlidir. Bu tez kapsamında havadan karaya atılan mühimmatlar için ters krank biyel mekanizmasına dayalı elektromekanik bir kanatçık tahrik sistemi yapısının sistem davranışına etkileri sayısal ve deneysel olarak incelenmiştir. Bu noktada, isterler göze alınarak sistem tasarımı yapılmış ve aerodinamik yük altında kanatçık hareketlendirilmesini etkileyen mafsal boşlukları ve yapısal deformasyonlar detaylı incelenmiştir. Mekanizma analizleri çoklu cisimler dinamik benzetimleri ile gerçekleştirilmiş ve aerodinamik menteşe kuvvetlerinden kaynaklanan yüklerin sebep olduğu elastik deformasyonlar, değişik kanatçık açılarında sonlu elemanlar benzetimleri ile incelenmiştir. Gerçek zamanlı kanatçık yükleme cihazı kullanılarak, kanatçık tahrik sisteminin kuvvet altında istemsiz kanatçık açısı değişimi incelenmiş; elastik deformasyondan ve mafsal boşluklarından kaynaklanan kanatçık açısı değişimi, gerçek zamanlı olarak değişik kanatçık açılarında elde edilmiştir. Analitik yöntemlerle kanatçık tahrik sisteminin mekanizma analizi doğrulanmış; öte yandan sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen analizler ile deneysel ölçümlerden elde edilen sonuçlar kıyaslanmış ve yüksek tutarlılık elde edilmiştir.

**Anahtar kelimeler :** Kanatçık Tahrik Sistemi, deformasyon, kanatçık açısı, mafsal boşluğu, sonlu elemanlar metodu, deneysel ölçüm

# EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT OF THE STRUCTURAL OF A FIN ACTUATION SYSTEM ON SYSTEM BEHAVIOR

Murat KELEŞ

HITIT UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

MAY 2018

## ABSTRACT

The fin actuation system moves the fins that provide the missile guidance. It is very important to reduce the uncertainties about the behavior of these systems to a minimum level so that the missile can make a successful flight. In this study, the system of the structural of electromechanical fin actuation system which is based on an inverted slider crank mechanism effects on the system. Experimental and numerical investigated, for an air to ground missile. Clearance on revolute joint and structure deformation affecting the actuation of the fin under aerodynamic loads have been examined in detail. Mechanism analyzes were carried out by multibody dynamic simulations. The main load acting on the system is due to the aerodynamic hinge forces. The elastic deformations caused by the aerodynamic forces were analyzed using the finite element method for different fin angles. Also, involuntary change of the fin angle has been investigated under the forces which are exerted by using a real-time fin loading system. The variation of the angle of the fin resulting from the elastic deformation and the clearance of revolute joint was obtained in real time at different fin angles. The mechanism analysis of the fin actuation system was verified by analytical methods; on the other hand, the result obtained from the experimental measurements and analyzes performed using the finite element method. Results were compared and a high consistency was obtained between them.

**Keywords :** Fin Actuation System, deformation, backlash, fin angle, joint clearance, finite element method, experimental measurement

## TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca bilgi ve deneyimlerini benden esirgemeyen, teşvik ve destekleri ile her türlü problemin üstesinden gelmemde bana yardımcı olan danışmanım Doç. Dr. Cengiz BAYKASOĞLU'na, en içten teşekkürlerimi sunarım.

Tez savunma sınavı jürimde bulunan değerli öğretim üyelerine teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım boyunca maddi desteklerinden dolayı TÜBİTAK SAGE'ye teşekkürü bir borç bilirim.

Etkin ve eğlenceli çalışma ortamı oluşturdukları için TÜBİTAK SAGE Mekatronik birimi çalışma arkadaşlarıma,

Arkadaşlıkları ve paylaşımları için diğer bölümlerindeki arkadaşlarıma,

Hayatım boyunca desteklerini her zaman hissettiğim canım aileme,

Son olarak, bu süreç boyunca ihtiyacım olan her anda yanımda olan sevgili eşim Merve KELEŞ'e,

....ve gelişiyile bana hayat enerjisi veren canım kızım Zeynep'e teşekkür ederim.

**İÇİNDEKİLER****Sayfa**

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	x
1. GİRİŞ.....	1
2. SİSTEM ÖZELLİKLERİ .....	6
2.1. Kanatçık Tahrik Sistemi (KTS).....	6
2.1.1. EKTS .....	10
2.1.2. EHKTS .....	12
2.1.3. Aktarma mekanizmaları .....	12
2.1.4. Aktarma elemanları .....	14
3. EKTS MODELLEME .....	18
3.1. Analitik Yöntem ile Kinematik ve Statik Analiz .....	18
3.1.1. Mekanizma kinematik analizi .....	19
3.1.2. Mekanizma kuvvet analizi .....	25
3.2. Sayısal Yöntem ile Kinematik ve Statik Analiz.....	28
3.2.1.3 boyutlu model.....	28
3.2.2. Msc ADAMS® ile sayısal analiz .....	30
4. EKTS SEM ANALİZİ.....	34
4.1. Sonlu Elemanlar Analizleri ve Sonuçları .....	34
5. DENEY TASARIMI .....	42

5.1. Test Düzeneği.....	42
5.1.1. Mekanik işleyiş .....	42
5.1.2. Elektriksel işleyiş .....	43
5.2. Aktarma Oranı Doğrulama Testi.....	45
5.3. Boşluk Testi.....	47
5.4. Yüklemeli Test .....	53
6. DENEYSEL ve SAYISAL ANALİZ DEĞERLENDİRMESİ .....	55
7. SONUÇ ve ÖNERİLER.....	62
KAYNAKLAR .....	64
EKLER.....	67
EK-1. Nümerik ve analitik analiz karşılaştırması .....	67
EK-2. SEM analizinde kullanılan yükler .....	68
EK-3. Kodlayıcı .....	69
EK-4. Torkmetre .....	70
EK-5. Boşluk testi grafikleri .....	71
EK-6. Yükleme test verileri .....	73
ÖZGEÇMİŞ .....	82



## ÇİZELGELER DİZİNİ

<b>Çizelge</b>	<b>Sayfa</b>
Çizelge 2.1. Vida türleri karşılaştırması.....	16
Çizelge 3.1. EKTS malzeme listesi.....	28
Çizelge 3.2. EKTS'nin Msc ADAMS®'da mafsal bağlantı listesi.....	31
Çizelge 4.1. Bağlantı tanımlama listesi.....	35
Çizelge 4.2. Analiz sonuçlarına göre kanatçık açısı değişimi .....	41
Çizelge 5.1. Aktarma oranı verileri.....	46
Çizelge 5.2. Hesaplanan boşluk açısı değeri.....	52
Çizelge 5.3. Yüklü test sonucunda bulunan kanatçık açısı değişim verileri.....	54
Çizelge E2.1. Kanatçık açısına göre somuna gelen eksenel kuvvet .....	68

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 2.1. Mühimmat bileşenleri .....	6
Şekil 2.2. Mühimmat eksen takımı (George, 2004) .....	7
Şekil 2.3. Kanatçık açıları ile mühimmat eksenini arasındaki oryantasyon.....	8
Şekil 2.4. KTS'nin mühimmat kontrolündeki yeri (George, 2004) .....	8
Şekil 2.5. KTS çalışma blok diyagramı (Yoo, 2017).....	9
Şekil 2.6. EKTS ve EHKTS'nin alt sistem ve elemanları (Garrison, 2006).....	10
Şekil 2.7. Mühimmat içerisinde KTS'nin konumu (Daş ve ark. 2017) .....	11
Şekil 2.8. EKTS şematik gösterimi (Garrison, 2006) .....	11
Şekil 2.9. Ters krank biyel mekanizması kinematik gösterimi .....	13
Şekil 2.10. Ters krank biyel mekanizması şematik gösterimi.....	13
Şekil 2.11. Aktarma elemanları kullanımı (Anonim, 2017d).....	14
Şekil 2.12. Aktarma elemanları gösterimi (Anonim, 2017a; Anonim 2017c).....	15
Şekil 2.13. Aktarma elemanı sürtünme karşılaştırması.....	16
Şekil 3.1. Belirtilen hacim kıstası (mm) .....	18
Şekil 3.2. Ters krank biyel mekanizması kinematik çizimi .....	19
Şekil 3.3. Eksen kaçıklığının hesaplanması .....	21
Şekil 3.4. $\theta_{14}$ 'ün $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi .....	21
Şekil 3.5. Somun hareketinin $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi.....	22
Şekil 3.6. Mekanizma aktarma oranının $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi.....	23
Şekil 3.7. Motor açısal hızı $\omega_m$ 'nin $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi.....	24
Şekil 3.8. Mekanizma uzuvlarının serbest cisim diyagramları .....	25
Şekil 3.9. Somun üzerine düşen kuvvetin $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi .....	26
Şekil 3.10. Motor tork gereksiniminin $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi .....	27
Şekil 3.11. 3 boyutlu modelin mekanizma ölçüleri.....	28
Şekil 3.12. 3 boyutlu model bütünü .....	29
Şekil 3.13. Mekanizmada mafsal tanımlamaları numaralandırılması.....	31
Şekil 3.14. Kanatçık açısı değişim emri .....	32
Şekil 3.15. Kanatçıklara gelen en yüksek yük profili .....	32
Şekil 3.16. Nümerik ile analitik analiz karşılaştırması .....	33
Şekil 4.1. Havşa başlı cıvata ile EKTS .....	34

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil 4.2. EKTS için SEM analizi bağlantı tanımlamaları.....	35
Şekil 4.3. Ağ duyarlılık seviyesi .....	36
Şekil 4.4. Genel ağ yapısı.....	37
Şekil 4.5. Sıkı ağ yapısı yapılan bölgeler .....	37
Şekil 4.6. Sabit bağlantı yapılan havşa başlı cıvatalar .....	38
Şekil 4.7. Kanatçık milinin x ekseninde dönüşünün sabitlemesi .....	38
Şekil 4.8. Sınır şartları tanımlaması .....	39
Şekil 4.9. Ölçüm alınan bölgenin koordinat düzlemi.....	40
Şekil 4.10. Genel koordinat düzlemine göre y yönünde yer değiştirme .....	40
Şekil 5.1. Kontrollü KYC (Tombul, 2016) .....	43
Şekil 5.2. KYC elektriksel işleyiş şeması .....	44
Şekil 5.3. EKTS yön işaretlendirmesi ve kodlayıcı gösterimleri .....	45
Şekil 5.4. Mekanizma aktarma oranının deneysel ve teorik karşılaştırması .....	47
Şekil 5.5. 12-18 Nm tork yükü altında açı değişimi (Motor frensiz).....	49
Şekil 5.6. 12-18 Nm tork yükü altında açı değişimi (Motor frenli) .....	49
Şekil 5.7. KYC'nin zamana bağlı tork grafiği .....	50
Şekil 5.8. $\theta_{12}=5^\circ$ iken iki ayrı kodlayıcıdan alınan veriler .....	51
Şekil 5.9. $\theta_{12}=5^\circ$ iken hesaplanan boşluk değeri.....	51
Şekil 5.10. Kanatçık açılarına göre boşluktan kaynaklanan açı değişimi .....	52
Şekil 5.11. Ön yüklemeli tork yükü profili .....	53
Şekil 5.12. Kodlayıcılardan alınan gerçek zamanlı veriler .....	54
Şekil 6.1. $0^\circ$ 'de alınan verilerin 2. dereceden denkleme dönüştürme işlemi .....	55
Şekil 6.2. Kanatçık açıları (a) $\theta_{12}= +20^\circ$ , (b) $\theta_{12}= +15^\circ$ , (c) $\theta_{12}= +10^\circ$ ve (d) $\theta_{12}= +5^\circ$ için deneysel ve SEM analiz karşılaştırması .....	56
Şekil 6.3. Kanatçık açıları (a) $\theta_{12}= 0^\circ$ , (b) $\theta_{12}= -5^\circ$ , (c) $\theta_{12}= -10^\circ$ , (d) $\theta_{12}= -15^\circ$ ve (e) $\theta_{12}= -20^\circ$ için deneysel ve SEM analiz karşılaştırması.....	57
Şekil 6.4. (a) + kanatçık açıları deneysel test, (b) + kanatçık açıları SEM analiz, (c) - kanatçık açıları deneysel test, (d) – kanatçık açıları SEM analiz için karşılaştırma.....	58
Şekil 6.5. Her bir kanatçık açıları deneysel sonuç karşılaştırması .....	59
Şekil 6.6. Bütün kanatçık açıları deneysel ve boşluk test sonuç karşılaştırması..	60
Şekil E1.1. Somuna gelen aksenal yük analiz karşılaştırması .....	67
Şekil E1.2. Mekanizma $\theta_{14}$ analiz karşılaştırması.....	67

<b>Şekil</b>	<b>Sayfa</b>
Şekil E1.3. Motor durdurma torkunun karşılaştırması.....	67
Şekil E1.4. Motor açısal hız analiz karşılaştırması .....	67
Şekil E1.5. Somunun doğrusal hız analizi karşılaştırması .....	67
Şekil E1.6. Somunun yer değişiminin analiz karşılaştırması.....	67
Şekil E3.1. Kodlayıcı .....	69
Şekil E4.1. Torkmetre .....	70
Şekil E5.1. Kanatçık açıları (a) $\theta_{12}= 20^\circ$ , (b) $\theta_{12}= 15^\circ$ , (c) $\theta_{12}= 10^\circ$ , (d) $\theta_{12}= 0^\circ$ , (e) $\theta_{12}= -05^\circ$ ve (f) $\theta_{12}= -10^\circ$ için hesaplanan boşluk değeri .....	71
Şekil E5.2. Kanatçık açıları (a) $\theta_{12}= -15^\circ$ ve (b) $\theta_{12}= -20^\circ$ için hesaplanan boşluk değeri.....	72
Şekil E6.1. Kanatçık açısı $\theta_{12}= 20^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	73
Şekil E6.2. Kanatçık açısı $\theta_{12}= 15^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	74
Şekil E6.3. Kanatçık açısı $\theta_{12}= 10^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	75
Şekil E6.4. Kanatçık açısı $\theta_{12}= 5^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	76
Şekil E6.5. Kanatçık açısı $\theta_{12}= 0^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	77
Şekil E6.6. Kanatçık açısı $\theta_{12}= -5^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	78
Şekil E6.7. Kanatçık açısı $\theta_{12}= -10^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	79
Şekil E6.8. Kanatçık açısı $\theta_{12}= -15^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	80
Şekil E6.9. Kanatçık açısı $\theta_{12}= -20^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları .....	81

## SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış bazı simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
$a_1$	Kanatçık dönme eksenini ile motor dönme eksenini arasındaki yatay uzaklık
$a_2$	Kanatçık kuvvet kolu uzunluğu
$c$	Kanatçık dönme eksenini ile motor dönme eksenini arasındaki eksantriklik
$\theta_{12}$	Kanatçık kuvvet kolunun yatay eksenle yaptığı açı
$\theta_{14}$	Bilya vida – motor bütünüünün yatay eksenle yaptığı açı
$s$	Somunun, bilya vida eksenini boyunca, motor dönme eksenine uzaklığı
$s_0$	Kanatçık açısı $0^\circ$ 'de iken somunun, bilya vida eksenini boyunca, motor dönme eksenine uzaklığı
$\omega_{12}$	Kanatçık kuvvet kolunun yatay eksene göre dönüsel hızı
$\omega_{14}$	Bilya vida – motor bütünüünün yatay eksene göre dönüsel hızı
$v_4$	Somunun doğrusal hızı (bilya vida eksenini boyunca)
$N_{\min}$	Mekanizma en küçük aktarma oranı
$N_{\max}$	Mekanizma en büyük aktarma oranı
$N$	Mekanizmanın anlık aktarma oranı
$\omega_{m\_max}$	Motorun ulaşabileceği en büyük dönüsel hız
$\omega_m$	Motorun dönüsel hızı
$T_m$	Motor anlık torku
$T_{kmax}$	Kanatçık en yüksek torku
$p$	Bilya vida adımı
$\eta$	Bilya vida verimi
$S_{değişim}$	SEM analizinde toplam deformasyon değişimi
$S_{mil}$	SEM analizinde bilya vida milinin deformasyon değişimi
$S_{somonun}$	SEM analizinde bilya vida somununun deformasyon değişimi

<b>Simgeler</b>	<b>Açıklama</b>
$\theta_{1. \text{Kodlayıcı}}$	1. Kodlayıcıdan alınan kanatçık açısı değişim verisi
$\theta_{2. \text{Kodlayıcı}}$	2. Kodlayıcıdan alınan verinin kanatçık açısı cinsi
$\theta_{2. \text{Kodlayıcı\_motor}}$	2. Kodlayıcıdan alınan motor açısı değişim verisi
$\theta_{\text{istemsiz\_değişim}}$	SEM analizinin sonucunda, istemsiz kanatçık açısı değişimi
$\theta_{\text{boşluk\_hesaplanan}}$	Deneysel kanatçık açısı boşluk verisi
$N_t$	Mekanizmanın deneysel anlık aktarma oranı

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu
KTS	Kanatçık Tahrik Sistemi
KYC	Kanatçık Yükleme Cihazı
FAS	Fin Actuation System
EKTS	Elektromekanik Kanatçık Tahrik Sistemi
EHKTS	Elektrohidrolik Kanatçık Tahrik Sistemi
BLDC	Brushless Direct Current
FDAM	Fırçasız Doğru Akım Motoru
SPG	Sanal Prototip Geliştirme

## 1. GİRİŞ

Teknoloji alanında yapılan her bir yeni gelişim, paralel olarak savunma sanayisinde de yeni gelişmelerin ve yeni ürünlerin ortaya çıkmasına olanak sağlamaktadır. Savunma sanayii sektöründe bu gelişmelerin izleri özellikle mühimmat teknolojisinde açıkça görülebilir. Bu kapsamda, hassas vuruş kapasitesine sahip, gelişmiş menzilli, yüksek oranda zarar verebilme kabiliyetine sahip ve uygun maliyetli yeni nesil mühimmatlar sürekli olarak geliştirilmektedir.

Uçuş maliyeti ve risklerinden dolayı, havadan karaya atılan mühimmatlarda hedefin tek atış da yok edilmesi istenmektedir. Bu noktada, hedefin tek atış da vurabilmesi için gelen güdüm emirlerini anlık olarak takip edebilen Kanatçık Tahrik Sistemi (KTS)'ne ihtiyaç duyulmaktadır. Öte yandan, mühimmatın başarılı bir uçuş yapabilmesi için KTS yapısındaki doğrusalsızlıkların ve belirsizliklerin en aza indirgenmesi gerekmektedir. Aksi takdirde, KTS düzeyinde oluşan her hata, doğrudan mühimmat yönelimini etkileyeceği için uçuş başarısız olacaktır (George 2004; Özkan 2005; Kim ve ark. 2016). Bu noktada, KTS'ler den istenilen çıktıların elde edilebilmesi amacıyla birçok yeni mekanizma önerilmiş ve mevcut mekanizmaların performanslarının artırılması noktasında birçok çalışma yapılmıştır. Takip eden paragraflarda KTS mekanizmaları hakkında özet bilgiler verilmiş ve literatürde ki ilgili çalışmalar tartışılmıştır.

KTS'ler farklı güç aktarım mekanizmaları kullanarak kanatçıklara etkileyen aerodinamik menteşe kuvvetlerine karşı kanatçık hareketini sağlamaktadır. KTS'ler de dişli, kam ve ters krank biyel türünden mekanizmalar, bazı patentli ürünlerde kullanılmıştır (US 8080772B2; US 7147181B2; US 7610828B2). Garrison (2006), uzay ve savunma endüstrisinde faaliyet gösteren Moog firmasının tasarlamış olduğu sistemleri araştırmak için kapsamlı bir çalışma yürütmüş ve KTS'ler için elektromekanik ya da elektrohidrolik sistemlerinin avantajları ve dezavantajları tartışmıştır. Blaignan ve Skormin (1993), çalışmalarında ters krank biyel mekanizması kullanılarak bir hidrolik kanatçık tahrik sistemi tasarlamışlardır. Yapılan diğer bir çalışmada, Hastürk (2015) mühimmatlar da bulunan jet kanadı ve KTS kanatçık hareketi için mekanizma tasarımına değinmiştir. İki kanatçığın hareketini bir mekanizmadan sağlayarak verimi yüksek, hacmi ve maliyeti az bir

sistem tasarlamıştır. Hastürk (2015), çalışmasında elektromekanik ters krank biyel mekanizması ve doğrusal hareketi dönüsel harekete çevirebilen hassas bilya vida kullanılmıştır. Çelik ve Özkan (2015), güdümlü mühimmatlarda bulunan KTS için ters krank biyel mekanizması ile dişli mekanizmanın performanslarını karşılaştırmışlardır. Bu çalışmada dişli mekanizmasının daha küçük ve hafif olmasına karşın, ters krank biyel mekanizmasına göre daha fazla bileşen içerdiği ve veriminin daha düşük olduğu gösterilmiştir. Öte yandan yine aynı çalışmada dişli mekanizmaların aktarma oranı konusunda daha doğrusal olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Bir başka çalışmada, Hastürk (2016), elektromekanik KTS'ler de ters krank biyel ile iskoç boyunduruğu mekanizmalarını karşılaştırmıştır. Çalışma sonucunda, ters krank biyel mekanizmasının yük altındaki hareketinin iskoç boyunduruğu mekanizmasına göre daha fazla olduğu, ters krank biyel mekanizmasının sürtünmesinin daha düşük ve veriminin daha yüksek olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Daş ve ark. (2017), KTS için özgün eksantrik ters krank biyel mekanizması modelleyerek, kontrolcü tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada, mekanizma için güç, açı ve hız isterleri dikkate alınarak teorik hesaplamalar ile tasarım gerçekleştirilmiş; elektrik motorunun güç kısıtından dolayı mekanizma veriminin yüksek olması için güç aktarım elemanı olarak bilya vida tercih edilmiştir. Silva ve ark. (2013), bağımsız (*ing. macpherson*) süspansiyon sisteminde kullanılan ters krank biyel mekanizmasının kinematik analizini Msc ADAMS® yazılımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Yapılan benzer bir çalışmada, Frankovský (2015), herhangi bir ters krank biyel mekanizmasının kinematik analizi için analitik denklemler türetmiştir. Bu çalışmada, Frankovský (2015), Msc ADAMS® yazılımını kullanarak mekanizmaya ait pozisyon, açısal hız ve ivme değerlerinin zamana bağlı değişimi incelenmiştir. KTS mekanizmalarında hassas güç aktarma elemanı olarak en çok tercih edilen bağlantı türü bilya vidadır. İlgili çalışmalar ve patentler incelendiğinde bu tip mekanizmaların tasarımlarında aşırı hız ve tork isterleri sebebiyle, bilya vidanın güç aktarımı elemanı olarak tercih edildiği görülmektedir (Hastürk 2016; Yoo 2017; US 7147181B2; US 7610828B2). Özellikle hava araçlarında ağırlık ve hacim sınırları büyük öneme sahiptir. Mekanizma aktarma oranının ve menteşe yüklerin yüksek olduğu durumlarda vida güç aktarım elemanı olarak tercih edilmektedir. Mekanizmaların doğasında bulunan aktarma oranı güç isterlerini sağlamak için önemlidir. Yoo (2017) tarafından yapılan çalışmada, KTS



mekanizmasında bulunan aktarma oranı giriş ve çıkış kısımlarının pozisyona bağlı değişimi kullanılmıştır.

KTS'ye gerçek zamanlı yükleme testleri ile ilgili çalışmalar takip eden satırlarda incelenmiştir. Özkalın ve ark. (2013), tarafından KTS'ye aerodinamik yükleri verebilmek için hidrolik yükleme cihazı tasarımı ve kontrolü gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada, elektromekanik yükleme cihazı ile başarımlar karşılaştırması yapılmıştır. Tombul (2016), KTS için gerçek zamanlı kontrol ile elektromekanik Kanatçık Yükleme Cihazı (KYC) tasarımı gerçekleştirmiştir. Tombul (2016), KTS'nin belirlenen uçuş senaryolarında istenilen pozisyon emrini sağlaması ve bu sırada KYC'nin verilen tork emri senaryosunu takip etmesi incelenmiştir. KYC'nin kontrolünü sağlayabilmek için kayan kipli (*ing. sliding mode*) kontrolcü tercih edilmiştir. Yapılan diğer bir çalışmada, Külünk ve ark. (2016), mekatronik motor testi için kullanılacak yaylı yükleme sistemi geliştirmişlerdir. İstenilen tork değerine bağlı tork yayı sayesinde yük değerini karşılamışlardır. Açık değişiminin etkisiyle motor sistemine yük verilerek o yükte çalışması incelenmiştir.

Mekanizmalarda bulunan oynar mafsallar belirli bir toleranslar ile geçiş sağlamaktadır. Geçişin sebep olduğu boşluklar ile sistem cevapları arasında farklılıklar oluşmaktadır. Khemili ve Romdhane (2008), otomotiv motorlarında kullanılan krank biyel mekanizmasının mafsallarında bulunan boşlukların dinamik davranışını incelemişlerdir. İlgili çalışmada, Msc ADAMS® programı çözümlenmesi ile nümerik sonuçlar elde edilmiş ve test düzeneğinden çıkan sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Yapılan bir diğer çalışmada Zhang ve ark. (2016), krank biyel mekanizmasında bulunan prizmatik mafsal boşluğunun modellenmesi üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmada, boşluklar ve deformasyonlar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Tink ve ark. (2017), ters krank biyel mekanizmalarında bulunan mekanik oynar ve prizmatik mafsallar arasındaki geçiş boşluklarının sisteme etkisini araştırmış ve mekanizmada bulunan mafsal boşluklarının kinematik analize etkilerini incelemişlerdir.

Mekanizmaların sahip olduğu uzuvlar belirli yükleri taşıması için tasarlanmaktadır. Uzuvların her biri yay gibi düşünülürse kuvvetin değişimine göre yer değişimlerine gözlenmektedir. Uzuvların esnemezlilik durumuna göre deformasyona uğraması

mekanizmaların istenilen pozisyona gelmesini engellemektedir. Blaignan ve Skormin (1993), hidrolik KTS’de bilgisayar benzetimi kullanılarak menteşe yüklerini tahmin etmiş ve sistemin esnemezliğini arttırmıştır. Bu benzetim ile sistem deformasyonların değişimini algılayarak ona göre tepki vermiştir. Wang ve ark (2001) ise sonlu elemanlar yöntemi ile dört kollu ve iskoç boyunduruğu esnek mekanizmaların dinamik analizini gerçekleştirmişler ve mekanizmaların yük altında deformasyonları karşılaştırmışlardır. Yapılan bir diğer çalışmada, Kim ve Thank (2016), elektromekanik KTS mekanizmasında farklı yüklerde meydana gelen dinamik esnemezlik değişimini sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Mekanizma boşluklarını ve statik esnemezlikten gelebilecek etkiler bu çalışma kapsamında ayrıca incelenmiştir.

Elektromekanik KTS mekanizmasının güdüm otopilotunun belirlemiş olduğu kanatçık pozisyon emrine gitmesi beklenmektedir. Mekanizmanın bu hareketi isterler doğrultusunda yapabilmesi için kontrolcüye sahip olması gerekmektedir. Delice ve ark.(2014), güdümlü bir mühimmattın KTS için motordan pozisyon verisi alınarak gürbüz kontrolcü tasarlamışlardır. Çalışmada, gürbüz kontrolcünün doğasında bulunan ağırlık fonksiyonları optimize edilerek kontrolcünün en ideal çalışma aralığı bulunmuş; KTS, gerçek zamanlı test düzeneğine sabitlenerek istenilen kanatçık menteşe yüküne maruz bırakılmış ve yükleme sırasında KTS’nin verilen pozisyon emrini yerine getirebilmesi incelenmiştir. Yapılan bir diğer çalışmada, Özkan (2017), elektromekanik bir KTS’de değişken kayma yüzeyli kayan kipli kontrolcü yöntemi incelemiş; klasik kontrolcüler ile karşılaştırma yapılarak başarımını değerlendirmiştir.

Literatürde KTS mekanizmaları, güç aktarım elemanları, boşluk analizi, yükleme cihazları ve kontrolcüler hakkında birçok çalışma alanı var olmasına rağmen KTS mekanizmalarının yapısal özelliklerinin sisteme etkisi hakkındaki çalışmalar oldukça kısıtlıdır. Bu motivasyonla hazırlanan tezin amacı bir KTS mekanizmasına etkiyen kanatçık menteşe yüklerinin sebep olduğu yapısal değişikliklerin kanatçık açısına etkisinin sayısal ve deneysel olarak incelenmesidir. Kinematik analiz için Msc ADAMS® çoklu cisim dinamik benzetim yazılımı; KTS’nin farklı kanatçık açı pozisyonlarında, değişik menteşe yükleri benzetilerek kanatçık açısına olan etkisini incelemek için ANSYS® sonlu elemanlar yazılımı kullanılmıştır. KTS’nin analitik

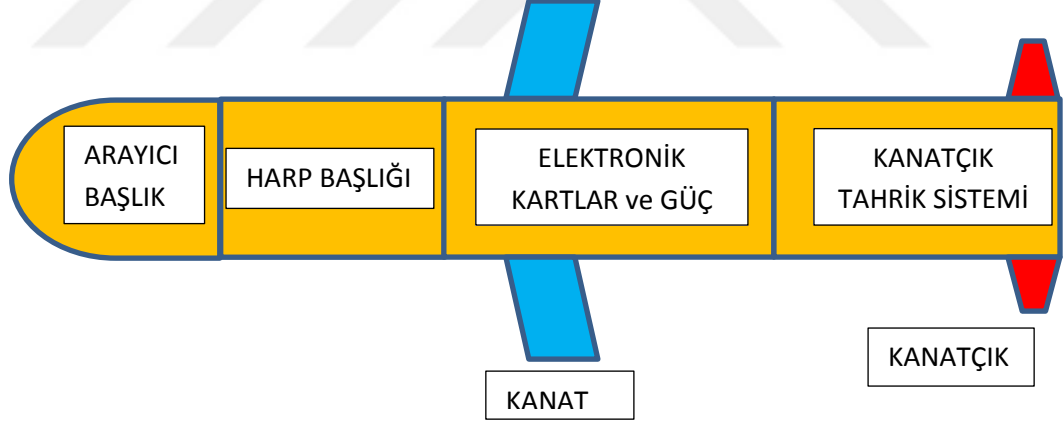
yöntemlerle kinematik analizi doğrulanmıştır. Öte yandan, sonlu elemanlar modelinin doğrulaması, gerçek zamanlı KYC kullanarak yapılmıştır. Ayrıca, KTS'nin oynar mafsallarında oluşan geçiş boşluklarının kanatçık açısına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Gerçekleşen deneysel ölçümler ve sayısal analizden elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve sonuçlar arasında kararlılık elde edilmiştir. Elde edilen sonuçlar ile KTS'nin yapısal davranışının kanatçık açısına etkisi görülmüştür. Özellikle yüksek menteşe kuvvetlerinde daha fazla etkilendiği anlaşılmıştır. Sistem farklı kanatçık açılarında incelendiğinde yapısal davranışının doğrusal bir yapıya sahip olmadığı görülmüştür.



## 2. SİSTEM ÖZELLİKLERİ

Genel olarak mühimmatlar Şekil 2.1’de gösterildiği gibi 4 ana bölümden oluşmaktadır. Bu bölümler:

- Arayıcı başlık, son güdüm aşamasında hedefin tespit edilerek mühimmatın yönleneceği bölgenin belirlenmesi için optik, lazer, radar v.b. gibi yöntemlerin kullanıldığı alt sistemdir.
- Harp başlığı, savaş başlığı olarak da tanımlanan içerisinde patlayıcı ihtiva eden ve delici, parçacıklı etkili gibi farklı özellikleri haiz alt sistem olarak tanımlanmaktadır.
- Elektronik kartlar, sistemin çalışmasını, idamesini ve idaresini sağlayan ayrıca mühimmat yazılımının gömülü olduğu elektronik bütünüdür.
- Kanatçık tahrik sistemi, güdüm emirleri doğrultusunda aerodinamik kontrol yüzeylerini hareket ettirerek mühimmatın manevra yapmasını ve bu sayede istenilen konumlara ulaşmasını sağlayan kontrollü hareketli alt sistemler bütünüdür.



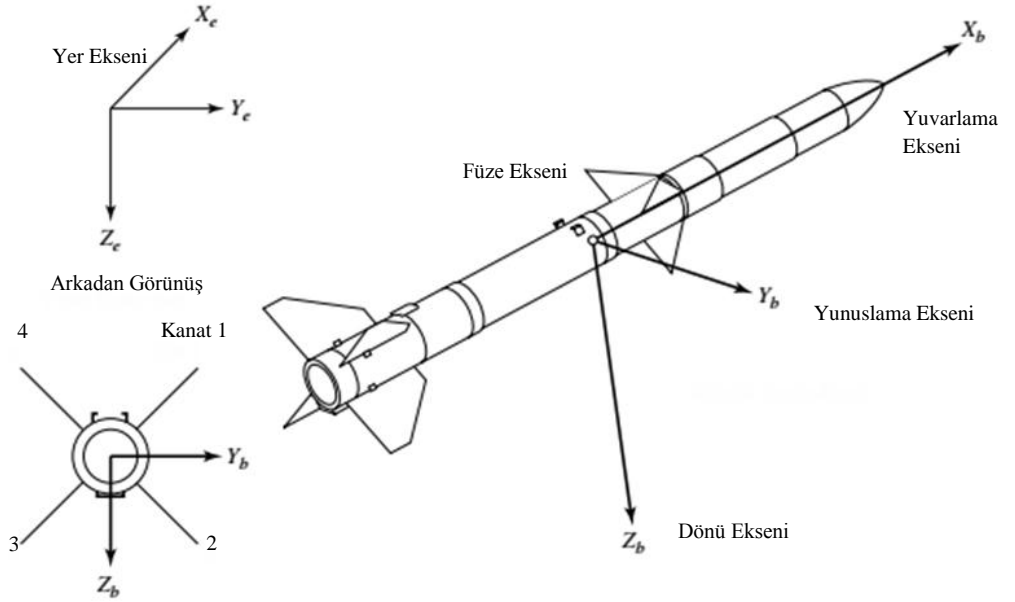
Şekil 2.1. Mühimmat bileşenleri

Bu tez kapsamında havadan karaya atılan mühimmatların kanatçık tahrik sistemleri üzerinde durulacağı için, devam eden alt bölümlerde mühimmatların bu bölümü hakkında detaylı bilgiler sunulacaktır.

### 2.1. Kanatçık Tahrik Sistemi (KTS)

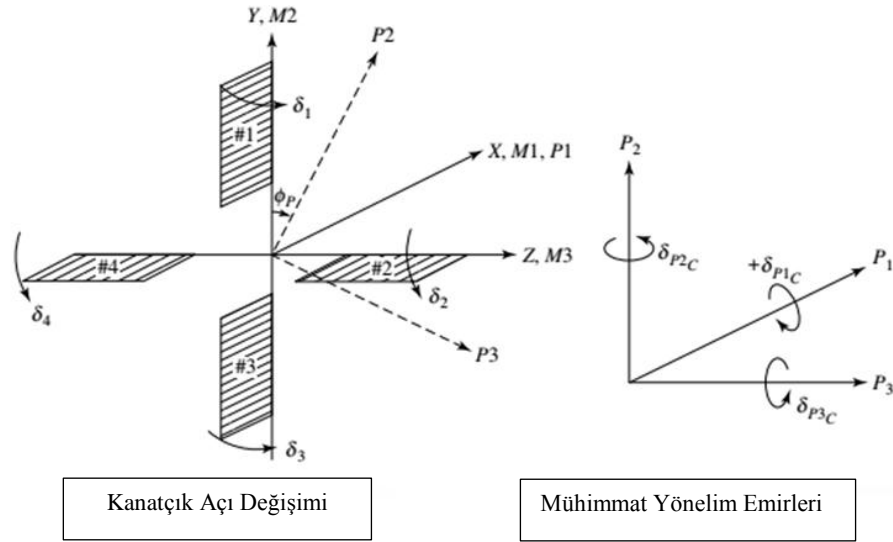
Bu çalışma kapsamında ele alınan mühimmat; kuyruktan kontrollü (*ing. tail-controlled*), dört adet kanatçık muhteva eden ve her bir kanatçığın bağımsız bir KTS (*ing. Fin Actuation System (FAS)*) ile tahrik edildiği kabul edilmiştir.

Temel olarak, KTS servo mekanizmaları ile kanatçıklar hareket ettirilerek mühimmatın yönelim ve yörüngesi değiştirilir. Böylece, KTS'nin mühimmat yapısındaki fonksiyonu, kanatçık adı verilen kontrol yüzeylerini güdüm otopilotundan gelen emirlere göre hareket ettirmektir. Mühimmat üzerine kullanılan sensörlerden gelen verilere göre güdüm otopilotu ile yuvarlama(*ing. roll*), yunuslama (*ing. pitch*) ve dönü(*ing. yaw*) (sırasıyla,  $x_b, y_b, z_b$ ; Şekil 2.2) eksenlerindeki yönelim hedef isterleri doğrultusunda KTS'ler vasıtasıyla yönlendirilen kanatçıklar kullanılarak kontrol edilir. Bu sebeple, mühimmatın istenilen hedefe yönlenebilmesi için kanatçıkların doğru pozisyonlarda olması gerekmektedir.

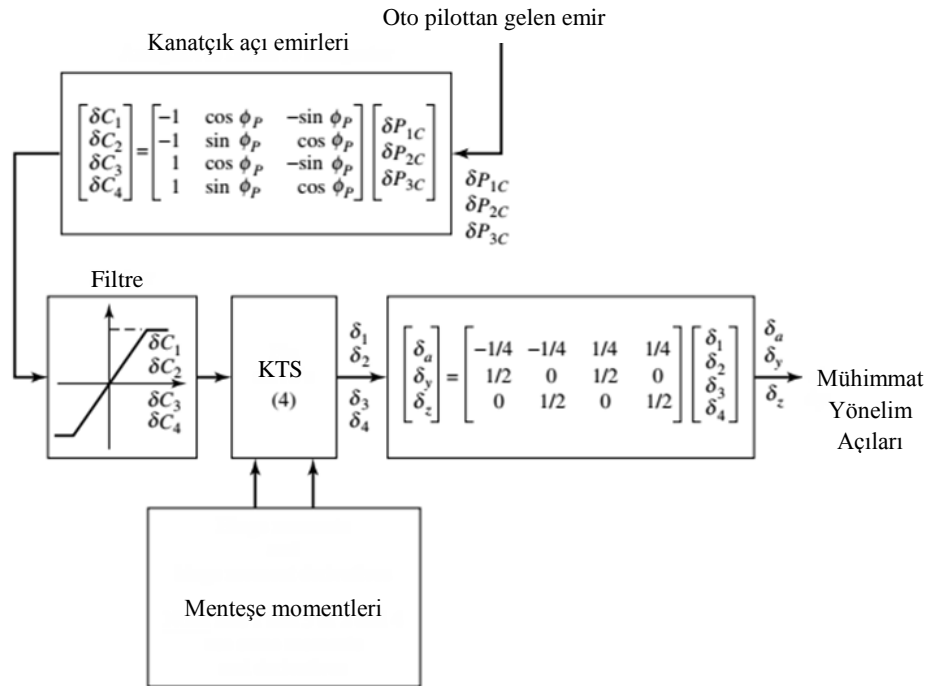


**Şekil 2.2.** Mühimmat eksen takımı (George, 2004)

Mühimmatın yönelimini belirleyen yuvarlama, yunuslama ve dönü açıları ile kanatçık açıları arasında doğrusal bir oran oluşturularak kanatçık açıları vasıtasıyla mühimmat yönelimi sağlanır. Otopilot emirleri ile kanatçık açılarının gövde üzerindeki görünümü ve aralarındaki matematiksel bağıntıların blok diyagram ile gösterimi Şekil 2.3'de verilmiştir.



Şekil 2.3. Kanatçık açıları ile mühimmat eksenindeki oryantasyon



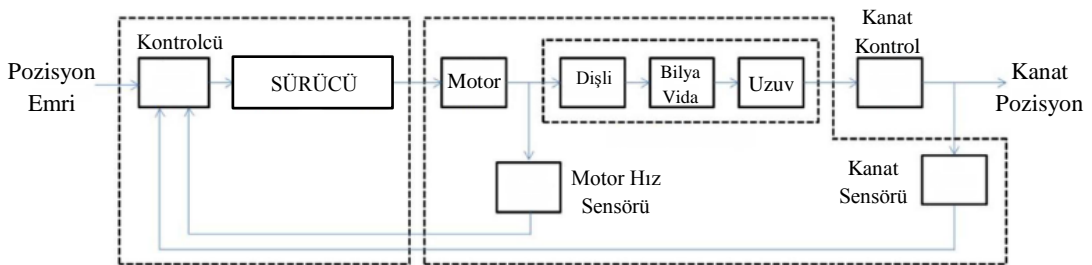
Şekil 2.4. KTS'nin mühimmat kontrolündeki yeri (George, 2004)

Şekil 2.4'den de anlaşılacağı gibi güdüm otopilotundan gelen yuvarlama, yunuslama ve dönü açı emirleri öncelikle olarak 4 adet kanatçık açısına indirgenir. Daha sonra kanatçık açı emirleri filtreden (limitleyici) geçirilerek KTS kontrolcülerine aktarılır. Aerodinamik etkilerden oluşan bozucu menteşe momentleri altında KTS çıkışlarında

elde edilen kanatçık açıları tekrardan yuvarlama, yunuslama ve dönü açlarına dönüştürülerek güdüm otopilotuna geri beslenir. Bu sebeple, kanatçıklar mühimmatın yönelimini sağlayan etmenlerdir ve görev başarımı açısından mühimmatın en önemli kısımlarından biridir. Kanatçıkların istenilen konumda olmasını sağlayan KTS mekanizmaları da başarımlar açısından bu sebeple oldukça kritiktir. KTS düzeyinde oluşan kısıtlar doğrudan güdüm otopilot başarımını etkileyerek uçuş performansını düşürmektedir. Aerodinamik yükler ve mühimmatın hız isterleri göz önüne alınarak KTS tasarımı aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir:

- KTS frekans cevabı yeterince yüksek olmalıdır. Bu durum, kanatçıkların istenilen konuma ne kadar sürede getirildiğini göstermektedir.
- KTS çıkışında elde edilen durdurma torku yeterince yüksek olmalıdır. Bu durum, menteşe momentinin bastırılarak istenilen konumlanmanın yapılabilirliğinin göstergesidir.
- KTS mekanizmaları yeterince esnemez olmalıdır. Böylelikle, dış yükler altında istenmeyen, doğrusal olmayan model değişimleri önlenmiş olunur.

Bu çalışma kapsamında ele alınan elektromekanik yapı KTS'nin görev akışı Şekil 2.5'de verilmiştir. Bölüm 3'de anlatıldığı gibi kullanılan mekanizmanın yapısı gereği indirgeme oranı doğrusal değildir. Bunun yanı sıra, KTS yapısında, boşluk, üretim toleransı, elastik bileşenler, sensör okuma hataları gibi belirsizlikler de mevcuttur. Mühimmatın başarılı bir uçuş gerçekleştirebilmesi için KTS yapısındaki doğrusalsızlıkların ve belirsizlerin en aza indirgenmesi gerekmektedir. KTS'de oluşabilecek her hata doğrudan mühimmat yönelimini etkileyeceği için uçuş olumsuz etkilenecektir (George 2004; Özkan 2005; Kim ve ark. 2016).



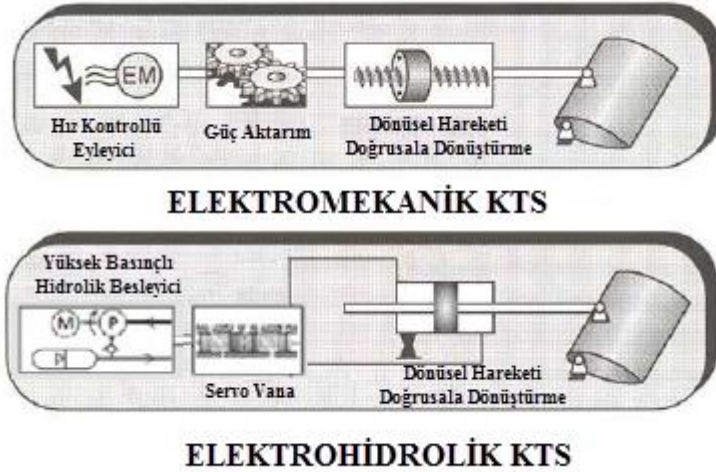
Şekil 2.5. KTS çalışma blok diyagramı (Yoo, 2017)

Yüksek menteşe momentlerinde kanatçıkların esnemezlik özelliklerinden dolayı istenmeyen açı değişimleri oluşmaktadır. Bu açı değişimlerin merteye olarak belirlenip alınması gereken önlemleri ortaya koymak amacıyla aerodinamik yüklerin benzetildiği düzenekler vasıtasıyla kanatçıklara menteşe momenti uygulanarak açı değişimlerin gözlenip kritik bileşenlerin belirlenmesine yönelik yöntemler bu çalışma kapsamında ele alınmıştır.

Havacılık uygulamalarında kullanılan çeşitli KTS tipleri bulunmaktadır. Bunlar en önemlileri:

- Elektromekanik Kontrol Tahrik Sistemi (EKTS)
- Elektrohidrolik Kontrol Tahrik Sistemi (EHKTS)

olup, KTS'yi oluşturan bileşenlerin alt sistemler ve aktarma elamanları Şekil 2.6'da örnek olarak gösterilmiştir.



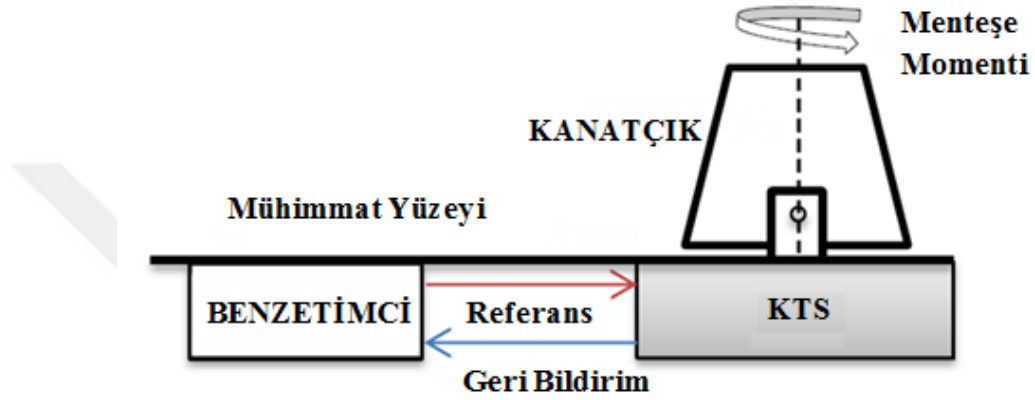
Şekil 2.6. EKTS ve EHKTS'nin alt sistem ve elemanları (Garrison, 2006)

### 2.1.1. EKTS

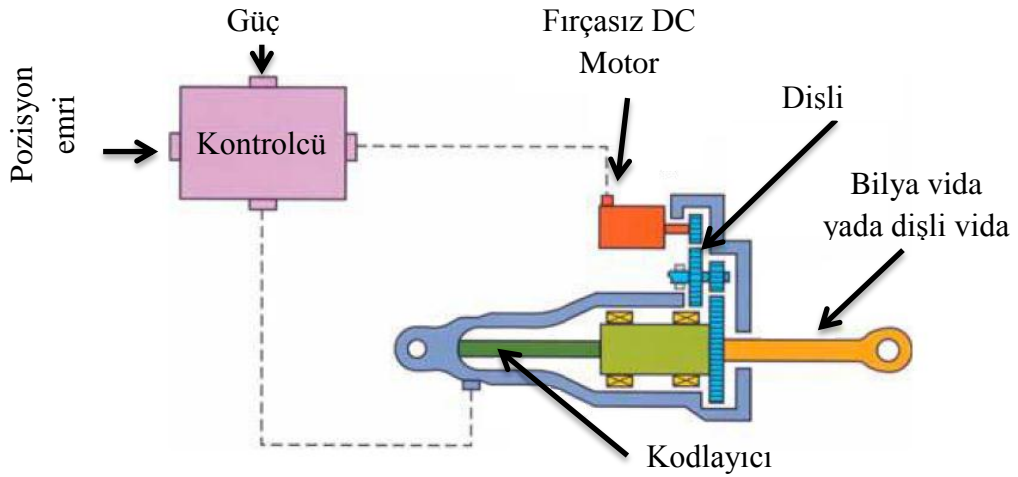
EKTS, uzun süren depolanabilme özelliği ve düşük bakım maliyeti sebebiyle ön plana çıkmıştır. Servo motor sanayinin ani değişim göstermesi ile birlikte de EKTS'li sistemler havacılık ve savunma sanayinin popüler sistemleri arasına girmiştir. EKTS'ler Şekil 2.6'daki gibi servo motorların vermiş olduğu dönüsel hareketi kullanarak kanatçığın üzerinde bulunan aerodinamik menteşe kuvvetleri altında hareketi iletmek için gerekli sistemlerdir. Şekil 2.7'de görüleceği üzere kanatçıkların



ekseninden geçen direk servo motor bağlayabilmemiz hacim-kütle sınırlaması ve tork-hız karakteristiği sebebiyle oldukça zordur ve mühimmat büyüklüğünde servo motor kullanılması gerekmektedir. Dolayısıyla hem istenilen hacim-kütle sınırına girebilecek hem de tork hız karakteristiğini ayarlayabileceğimiz Şekil 2.8'de görüleceği üzere güç aktarımında 90°'yi gerçekleştirebilecek mekanizmaya ihtiyaç olacaktır.



Şekil 2.7. Mühimmat içerisinde KTS'nin konumu (Daş ve ark. 2017)



Şekil 2.8. EKTS şematik gösterimi (Garrison, 2006)

EKTS'ler elektrikli motor ve mekanik güç aktarım elemanlarından oluşmaktadır. Savunma sanayi ve havacılık sektöründe uygulamalarında servo motor olarak fırçasız doğru akım (*ing. Brushless Direct Current (BLDC)*) motoru (FDAM) tercih edilmektedir. Küçük çaplarda istenilen tork ve hızı verebildiği gibi fırçasız olması avantajdır. Servo motorun dönüsel hareketini 90° çevirerek kanatçıklara dönüsel hareket verebilecek mekanizmalara ihtiyaç olmuştur. Bu tip sistemlerde genelde

krank biyel, ters krank biyel, kam mafsallı ya da dişli mekanizması kullanılmaktadır. Kendi içerisinde de hacim sınırlaması, aktarma oranı gibi kriterlere bağlı olarak seçim yapılmaktadır.

Ek olarak, EKTS'ler kolay kontrol edilebilir ve sızdırma gibi sorunları olmayan sistemlerdir. Ortam şartlarının ağır koşullarına dayanabilmektedirler. Ama EKTS mekanizmalarının bazı belirsizlikleri mevcuttur. Bu belirsizliklere örnek olarak boşluklar, bozucu kuvvetler, sıcaklık değişiminden dolayı sistemin karakteristiğinin değişmesi ve yük altında gerinim ve gerilmelerin dağılımı gösterilebilir.

### 2.1.2. EHKTS

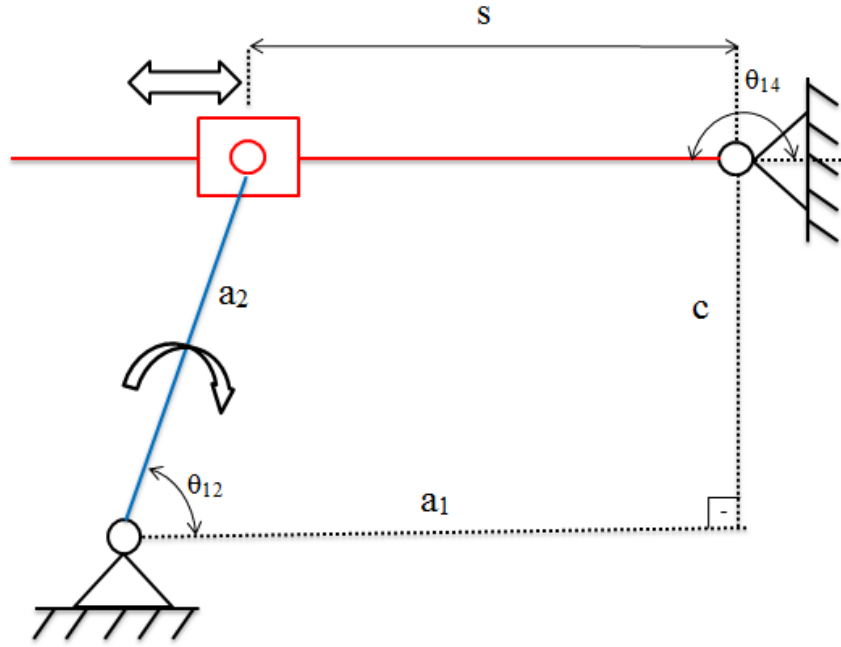
EKTS den farklı olarak EHKTS ise büyük yükleri kontrol etmek ve yüksek frekanslarda çalışması diğer sistemlere nazaran daha kolaydır. Ancak maliyeti fazla olup hacim gereksinimleri yüksektir.

Hacim, bütünlenebilirlik, ömür, sızdırmazlık ve bakım kısıtları tasarlanacak sistem için çok önemli bir yere sahip olduğundan ve hidrolik sistemler yüksek hacme sahip olup fazla bakım gerektirmektedir. Hidrolik sistemlerin sızdırma yapması maliyetin yanı sıra çevre dostu olmayan bakım sorunları da oluşturmaktadır (Garrison, 2006). Bu sebeple, bu tez kapsamında EHKTS tercih edilmemiştir.

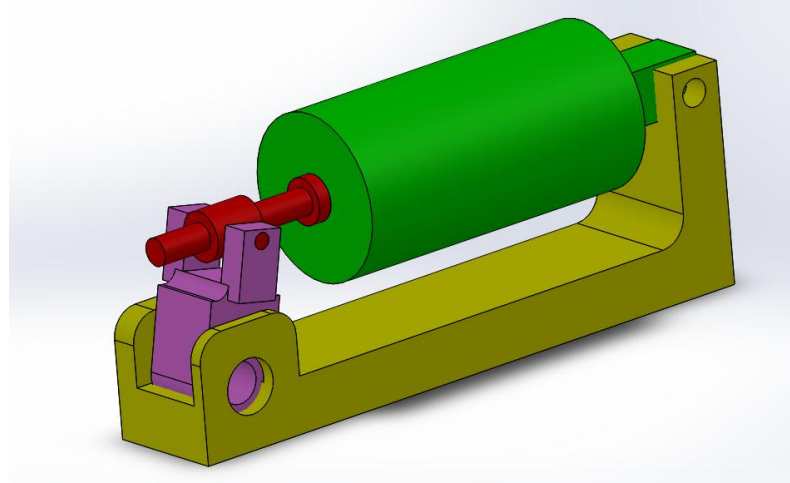
### 2.1.3. Aktarma mekanizmaları

Aktarma mekanizması, KTS'de motor ile kanatçık mili arasına yerleştirilmektedir. Aktarma mekanizmasının görevi; motorun uygulayabileceği kuvvet veya torku kontrol kanatçığını döndürebilmek için gerekli seviyeye çıkarmak, motorun çıktı hareketini, kanatçık mili çevirme hareketine dönüştürmektir. KTS'de kullanılacak aktarma mekanizmalarından birisi de ters krank biyel mekanizması (*ing. inverted slider crank mechanism*)'dir (Hastürk 2016; Blaignan 1993). Bu mekanizma, bir dönme hareketini doğrusal harekete çeviren ya da doğrusal hareketi dönme hareketine çevirebilen mekanizmalardır (Söylemez 2006). Krank biyel mekanizmasının tersi olan ters krank biyel mekanizması doğrusal salınım hareketi vermek için endüstriyel uygulamalarda da kullanılmaktadır (Karelin 1984). Şekil 2.9'da gösterilen mekanizma da  $a_2$  uzvunu istenilen açıda dönebilmesi için kayar

mafsala s uzvu üzerinde hareket verilerek sağlanabilir. Mekanizmanın kayar mafsalı için bu mekanizmalarda vida kullanılır (Hastürk 2016).



Şekil 2.9. Ters krank biyel mekanizması kinematik gösterimi



Şekil 2.10. Ters krank biyel mekanizması şematik gösterimi

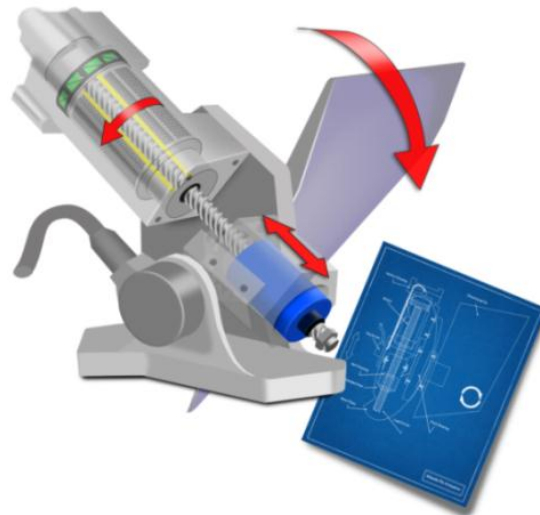
Şekil 2.10'da görüldüğü gibi motor, hareketli çubuk üzerinde bulunur ve kanatçık şaftına bağlı çubuk doğrudan kayar mesnetli çubuğa bağlıdır. Bu durumda motorun bulunduğu çubuk iki kuvvet elemanı olur ve çıktı şaftına eksen dışı yük binmez. Vida kullanılması durumunda küçük bir hacimde yüksek hız-tork değişimi sağlar. Düşük tork ve yüksek hız çıktısı gerektiren durumlar için uygundur.

Ters krank biyel mekanizmanın doğası gereği sistem simetrik ve doğrusal değildir. Doğrusallıktan sapmalar, mekanizmasının tasarımında iyileştirilerek çok aza indirilebilmektedir.

#### 2.1.4. Aktarma elemanları

Aktarma elemanları motor ile aktarma mekanizması arasında kullanılan elemanlardır. Bu tip mekanizmalarda belirlenmesi gereken en önemli kısım güç aktarımının seviyesine bağlı olarak kayar mafsalsın seçimidir. Literatür çalışmalarına baktığımızda mühimmatlarda kanatçıklara gelen aerodinamik yüklerin büyük olması güç aktarım elemanlarımızın seçimini doğrudan ön plana çıkarmaktadır. EKTS’de en çok tercih edilen aktarma eleman türü vida-somun bağlantıdır. Çalışmalar ve patentler de gösteriyor ki bu tip mekanizmaların tasarımlarında aşırı hız ve tork isterleri sebebiyle vida-somun güç aktarım elemanı olarak tercih edilmiştir (US 8080772B2; US 7147181B2; US 7610828B2; Anonim, 2017d).

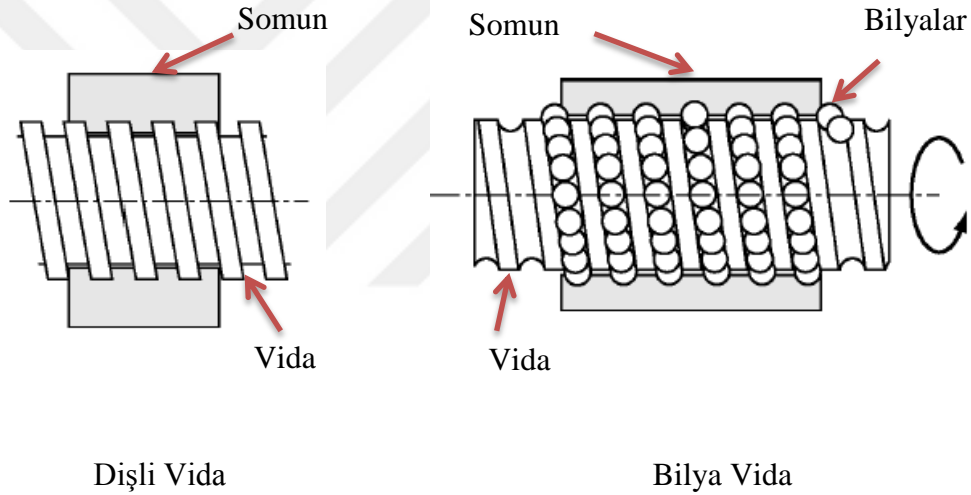
Sistemin çalışma prensibi özetlenecek olursa: motor uzvu kendi etrafında döndüğünde vida dönmüş olur ve vidaya bağlı olan somuna doğrusal hareket verilmiş olur. Aktarma elemanı seçiminde özellikle çalışma sıcaklığı isterlerini yerine getirmesi gerekmektedir. Vida-somun aktarma elemanları kendi içerisinde bilya vida ve dişli vida olarak ikiye ayrılmıştır. Bunlar arasındaki temel farklar sonraki bölümde verilmiştir.



Şekil 2.11. Aktarma elemanları kullanımı (Anonim, 2017d)

#### 2.1.4.1. Bilya vida ve dişli vida

Küçük kuvvetler ile büyük işler yapmak tasarım kıstaslarımızdan biridir. Mühimmat içinde verilmiş küçük bir hacim ile mühimmata yön verebilecek aerodinamik yüzeylerde oluşan menteşe kuvvetlerini yenebilecek bir mekanizma tasarımı yapılmalıdır. Tasarım da kuvvet aktarımında verim yüksek tutulmalıdır ki belirtilen hacime girebilen küçük motor da kullanılabilsin. Ters krank biyel mekanizmasında da dönüsel hareketi doğrusal harekete ya da torca çevirebilecek bir kayar mafsal türünün seçilmesi gerekmektedir. Seçiminin belirlenmesinin tasarım kademesinde ciddi anlamı vardır. Kayar mafsallar dişli vida (*ing. thread screw*) ve bilya vida (*ing. ballscrew*) olarak ikiye ayrılır (Şekil 2.12).



**Şekil 2.12.** Aktarma elemanları gösterimi (Anonim, 2017a; Anonim 2017c)

Bu vida türlerinin seçiminin de hassasiyet, boşluk ve verim kıstaslarının gibi belirleyici özellikleri vardır. Özellikle sürtünmenin verime olan etkisinin incelendiği basit anlatımı Şekil 2.13'de gösterilmiştir. M kütleli bir cisim yüzeyin tamamı ile temas ettiğinde hareket etmesi için gereken sürtünme kuvveti ile yine eş kütleli cisim yüzeye sadece noktasal temas ettiğinde hareket etmesi için gereken sürtünme kuvveti arasındaki fark bilya vidanın dişli vida ile olan sürtünme kuvveti farkı kadardır. Çizelge 2.1'de iki bileşenin farkları açıklanmaya çalışılmıştır.



Kayma sürtünmesi = Dişli Vida

(Aşırı kuvvet gerektirir.)

Yuvalanma sürtünmesi = Bilya Vida

(Daha az kuvvet gerektirir.)

**Şekil 2.13.** Aktarma elemanı sürtünme karşılaştırması

**Çizelge 2.1.** Vida türleri karşılaştırması

<b>KRİTERLER</b>	<b>Bilya vida</b>	<b>Dişli Vida</b>
Sürtünme katsayısı	Düşük	Orta seviye
Verim	%85-%90	%50-%60
Yük kapasitesi	Yüksek	Orta
Yüksek hızda çalışması	Yüksek	Orta
İvmelenmesi	Yüksek	Orta seviye
Boşluk	Sıfır olabilmektedir	Kısmen boşluk vardır.
Frenleme gereksinimi	Gerekir.	Gerekmeyebilir.
Maliyet	Yüksek	Orta

Bilya vida CNC torna, freze ve taşlama makinalarında, ölçüm aletleri gibi hassas makinelerde, günlük hayatta kullandığımız yazıcılarda, kâğıt işleme tezgâhlarında, medikal endüstrisi gibi insan hayatının önem arz ettiği sektörlerde, havacılık ve savunma sanayisinde kullanılan hassas çalışmalarda örnekleri görülmektedir (Kulkarni ve ark. 2015).

Bilya vidanın tork aktarımı ve hareketlenmesi esnasında hassas geçişinden dolayı titreşim meydana gelmemektedir. Dolayısıyla elektriksel gürültüsü azdır. Yüksek hassasiyetli kodlayıcılar ile kontrolcülü sistemlerde kullanılabilir. Kontrolcülerin daha gürültüsüz çalışmasına yardım eder.

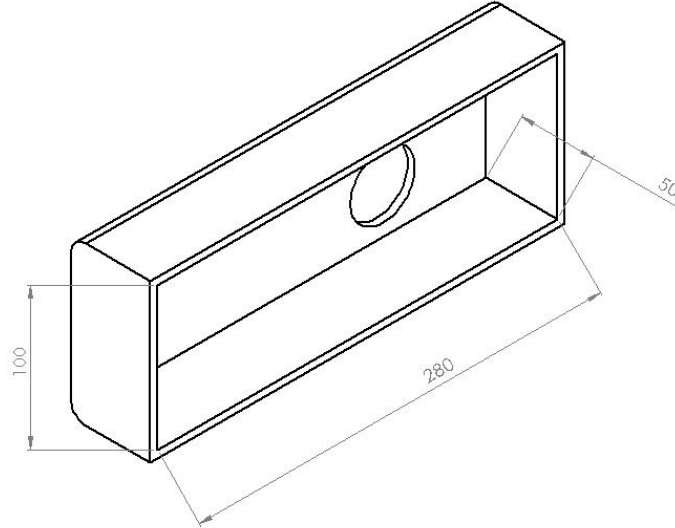
Sonuç olarak, sürtünmeye bağlı olarak verimliliği yüksek ve kanatçık açısı isterlerinden gelen hassasiyet göz önüne alınarak, hareket aktarımı için bilya vida kullanımına karar verilmiştir. Ayrıca bazı patentler de ve buna benzer ticari uygulamalarda bilya vida kullanımına rastlanmıştır.

Literatür ve patent araştırmalarının sonuçları olarak güdümlü mühimmatlar da otopilotun vermiş olduğu emirleri, gelen aerodinamik menteşe kuvvetlerini karşılayarak en hassas, hızlı ve en az sapmalarda karşılayabilecek en uygun KTS bileşenleri elektromekanik biçimli, ters krank biyel mekanizması ve aktarma elemanı olarak da bilya vidalı tasarım yapılmasına karar verilmiştir.



### 3. EKTS MODELLEME

Mekanizma modelinin belirlenebilmesi için en önemli faktör hacim koşulunu yerine getirmektir. Hacim sınırı Şekil 3.1’de gösterilmektedir. Bu hacme sığabilecek elektromekanik bilya vidalı ters krank biyel mekanizması için MATLAB® yazılımı vasıtasıyla analitik çözüm yöntemi kullanılarak kinematik ve statik hesapları yapılmış ve uygun değerlere göre Siemens NX®, Solidworks® gibi benzer CAD programları ile katı modeli hazırlanmıştır. 3 boyutlu katı model oluşturulduktan sonra Msc ADAMS® (*ing. Automated Dynamics Analysis of Mechanical Systems*) çoklu cisimler dinamiği yazılımında gerekli ilişkiler verilerek kinematik, statik ve dinamik analizler gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.1. Belirtilen hacim kıstası (mm)

#### 3.1. Analitik Yöntem ile Kinematik ve Statik Analiz

EKTS'nin beklenen performansını ve isterlerini sağlayabilecek bilya vidalı ters krank biyel mekanizmasının kinematik ve statik yük analizi yapılarak ihtiyaç duyulan elektrik motor torku, aktarma oranı ve diğer parametreler analitik olarak MATLAB® da hesaplanmıştır.

Hesaplamalarda, güdüm kontrolcüsünden gelen isterler doğrultusunda kanatçık bağlantı miline gelen en yüksek tork ( $T_{kmax}$ ) 120 Nm ve kanatçık bağlantı milinin açısal hızı yani kanatçık açısal hızı ( $\omega_{12}$ ) 250°/s olarak belirlenmiştir. Bu değerler mekanizma çıkışında sağlanmak istenen en yüksek güç değerini belirler. Ayrıca





Bu mekanizmada hareket girdisi, kanatçık milinin yatay eksenle yaptığı açı olduğundan ( $\theta_{12}$ ), pozisyon analizinde  $\theta_{14}$  ve  $s$ 'in  $\theta_{12}$  cinsinden ifadeleri bulunmalıdır. Ters krank biyel mekanizmasının Şekil 3.2'de gösterilen parametreler cinsinden kapalı döngü denklemi Eş. 3.1.'deki gibi yazılır:

$$a_2 * e^{i\theta_{12}} = a_1 + s * e^{i\theta_{14}} + ic \quad (3.1)$$

Bu denklemden, x ve y eksenlerine indirgenmiş iki eşitlik elde edilir. Bunlar:

x-ekseni :

$$a_2 * \cos(\theta_{12}) = a_1 + s * \cos(\theta_{14}) \quad (3.2)$$

y-ekseni :

$$a_2 * \sin(\theta_{12}) = c + s * \sin(\theta_{14}) \quad (3.3)$$

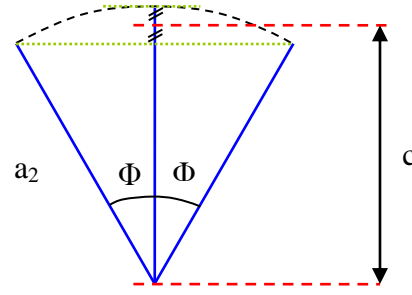
Eş. 3.2. ve Eş. 3.3. numaralı eşitliklerin her iki tarafının kareleri alınarak taraf tarafa toplanıp gerekli sadeleştirmeler yapılırsa;  $s$  değişkeni ve gerekli sadeleştirmeler yapılarak  $\theta_{14}$  açısı Eş. 3.4. ve Eş. 3.5.'te verildiği gibi elde edilir.

$$\theta_{14}(\theta_{12}) = \pi + \tan^{-1} \left( \pm \frac{\sqrt{s^2 - (c + a_2 \cdot \sin \theta_{12})^2}}{(c + a_2 \cdot \sin \theta_{12})} \right) \quad (3.4)$$

$$s = \sqrt{(a_1^2 + a_2^2 + c^2 - 2 \cdot a_2 \cdot c \cdot \sin \theta_{12} + 2 \cdot a_2 \cdot a_1 \cdot \cos \theta_{12})} \quad (3.5)$$

$$s > 0 ; \theta_{14} \neq k * \frac{\pi}{2} ; k = \pm 1, \pm 3, \dots$$

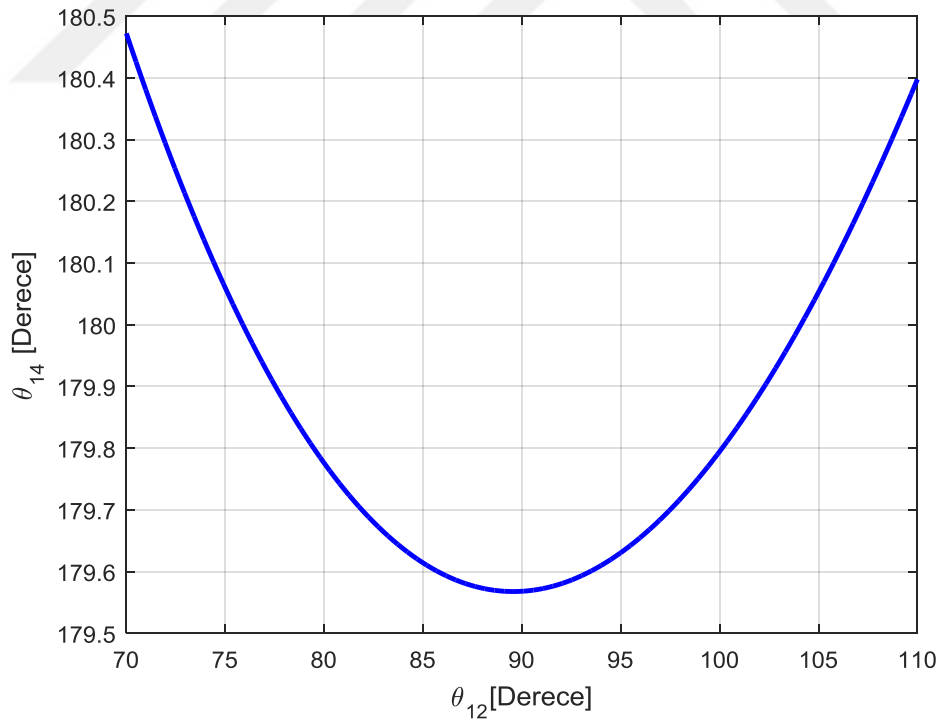
Mekanizmanın çalıştığı süre boyunca  $\theta_{12}$  açısının  $70^\circ$  ile  $110^\circ$  arasında değiştiği bilinmektedir. Ayrıca  $a_1$  ve  $a_2$  boyutları da 200 mm ve 50 mm olarak alınmıştır. Bu mekanizmada bilinmeyen tek boyut  $c$  parametresidir. Ters krank biyel mekanizmalarında genel eğilim, eksen kaçıklığının ( $c$ ), dönen kolun boyu ve bu kolun dönme açısı cinsinden ifade edilmesini öngörür. Bu bağlamda, mekanizmanın olabildiğince simetrik çalışmasını sağlamak için eksen kaçıklığı  $c$ 'nin hesaplaması Şekil 3.3'de gösterilen şekilde ve Eş. 3.6 ile hesaplanır.



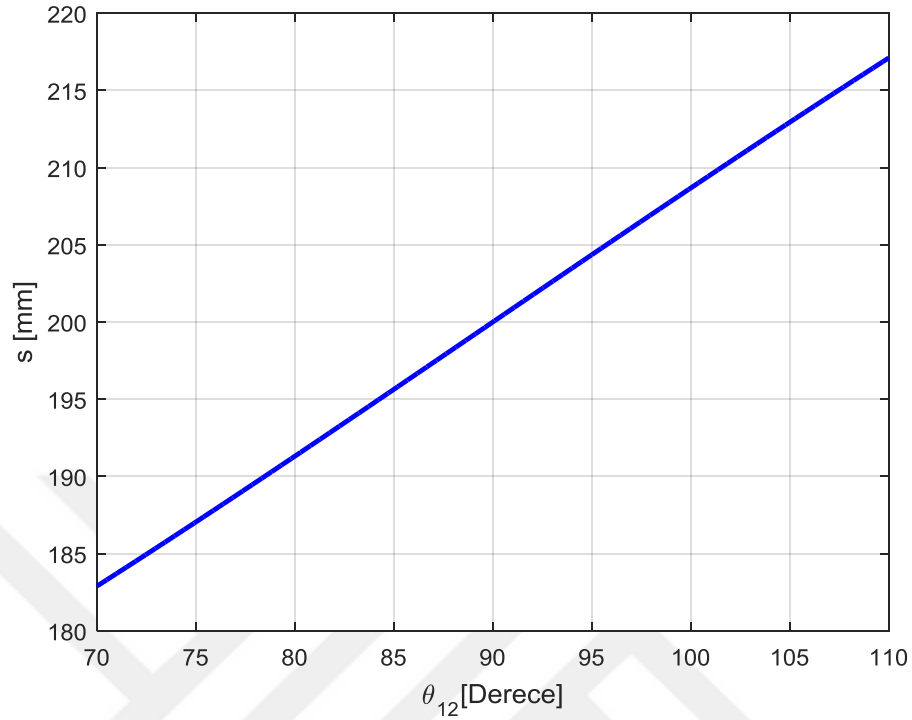
**Şekil 3.3.** Eksen kaçıklığının hesaplanması

$$c = \frac{a_2}{2} * (1 + \cos(\phi)) \quad (3.6)$$

Burada  $\Phi$  kuvvet kolunun bir yöne doğru gideceği en büyük açı olup  $20^\circ$ 'dir. Denklem kullanılarak  $c=48,7$  mm değeri bulunduğundan sonra  $\theta_{14}$  ve  $s$ 'in  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimleri grafiksel olarak Şekil 3.4 ve Şekil 3.5'te verilmiştir.



**Şekil 3.4.**  $\theta_{14}$ 'ün  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi



**Şekil 3.5.** Somun hareketinin  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi

Şekil 3.5 incelendiğinde bilya vida somununun yaptığı toplam ötelemenin 34 mm olduğu anlaşılmaktadır.

KTS motoru olarak kullanılan FDAM, mekanizma analizi sonrası elde edilen somun kuvveti gereksinimini karşılaması gerekir. Motor pozisyon değişimi  $\theta_m$ , bilyavida hatvesi vasıtasıyla doğrusal somun yer değiştirmesi  $s$ 'ye dönüştürülür. Bilya vida hatvesi, motor konumu ve doğrusal somun yer değiştirmesi arasındaki matematiksel bağıntının parametrik ilişkileri Eş. 3.7'de verilmiştir. Bu denklemden  $s_0$  somunun ilk konumunu,  $\theta_m$  motor konumunu,  $p$  ise bilyavida adımını sembolize etmektedir. Hatve 2 mm'dir.

$$s = s_0 + p \cdot \theta_m \quad (3.7)$$

$$p = \text{hatve} * \frac{1}{\text{rev}} \quad (3.8)$$

Pozisyon analizi sonucu motor açısı değişimi ve kanatçık açısı değişimi bilindiğinden dolayı, mekanizmanın herhangi bir andaki aktarma oranı bu iki pozisyonun oranına eşittir. Buna göre, aktarma oranının  $\theta_{12}$  cinsinden ifadesi Eş. 3.10.'daki gibi yazılabilir.

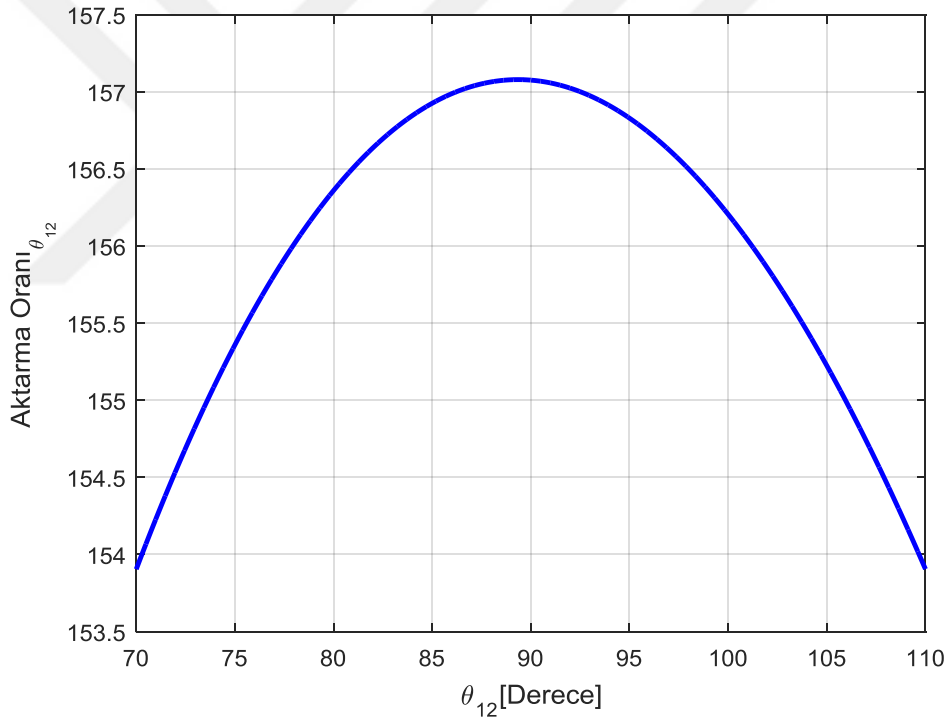
$$N(\theta_{12}) = \frac{\theta_m}{\theta_{12}} = \frac{(s - s_0)/p}{\theta_{12}} \quad (3.9)$$

$$N(\theta_{12}) = \frac{(\sqrt{a_1^2 + a_2^2 + c^2 - 2 \cdot a_1 \cdot a_2 \cdot \cos \theta_{12} - 2 \cdot c \cdot a_2 \cdot \sin \theta_{12} - s_0})/p}{\theta_{12}} \quad (3.10)$$

Şekil 3.6'da mekanizma aktarma oranının  $\theta_{12}$  ile değişimi verilmiştir. Buradan en kritik aktarma oranları  $70^\circ$  ve  $90^\circ$  de elde edilmektedir. Bunlar sırasıyla,

En küçük aktarma oranı:  $N(70^\circ)=153,9$

En büyük aktarma oranı:  $N(90^\circ)=157,1$



**Şekil 3.6.** Mekanizma aktarma oranının  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi

KTS mekanizması tasarlanırken, kanatçıklardan belli bir hızda belli bir moment sağlayacak şekilde mekanizma tasarımı ve bu mekanizma için gerekli isterleri sağlayacak tahrik motorunun kullanılması gerekmektedir.

Hız analizi, motor seçimine girdi sağlaması açısından önemlidir. Seçilecek olan motorun, hız analizi sonrası elde edilecek somun hız gereksinimini karşılaması gereklidir. Hız analizinde girdi olarak kanatçık dönü hızı ( $\omega_{12}$ ) alınır. Hız analizi

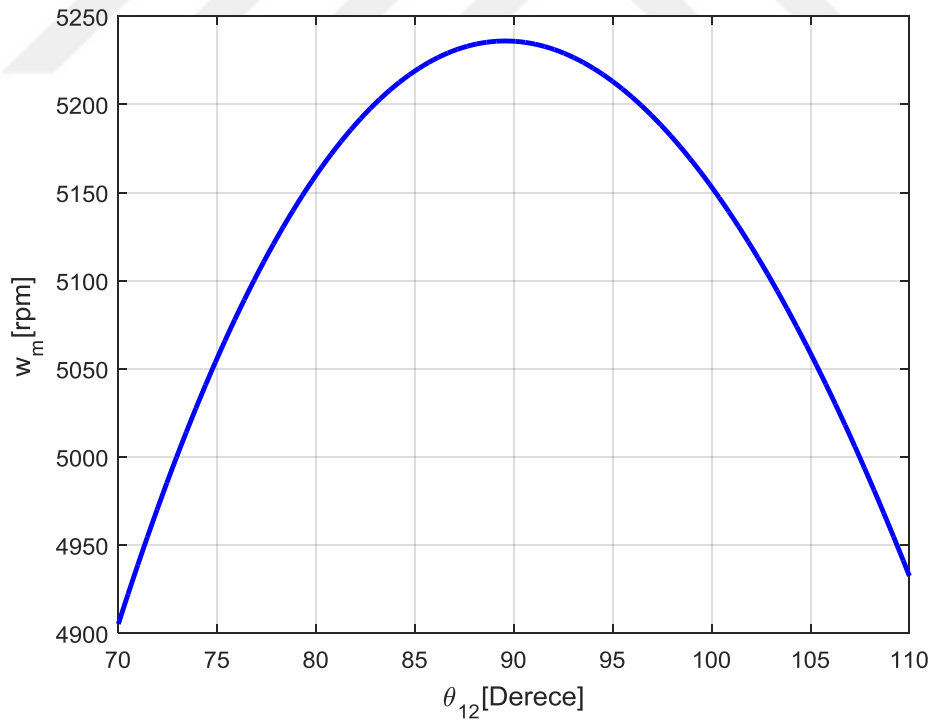
yapılırken, pozisyon analizinde elde edilen x ve y eksenlerine indirgenmiş denklemlerin birinci türevleri alınarak gerekli düzenlemeler yapılır. Buna göre elde edilen  $\omega_{14}$  ve  $v_4$ 'ün  $\omega_{12}$  cinsinden ifadeleri aşağıda verilmiştir.

$$\omega_{14}(\omega_{12}) = \frac{a_2 * \cos(\theta_{14}(\theta_{12}) - \theta_{12})}{s(\theta_{12})} * \omega_{12} \quad (3.11)$$

$$v_4(\theta_{12}) = a_2 * \omega_{12} * \sin(\theta_{14}(\theta_{12}) - \theta_{12}) \quad (3.12)$$

Buradan, motorun hız gereksinimi elde edilebilir. Bilya vida hatvesi 2 mm ve kanatçık açısı  $\omega_{12}$  250 °/s olarak alınır, Eş. 3.12. formülü yardımıyla motorun hız grafiği elde edilir. Buna göre,  $\theta_{12}$ 'nin 70° ile 110° arasındaki hareketi için, motor açısal hızı  $\omega_m$ 'nin  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi Şekil 3.7'de verilmiştir.

$$\omega_m(\theta_{12}) = \frac{v_4(\theta_{12})}{p} \quad (3.12)$$



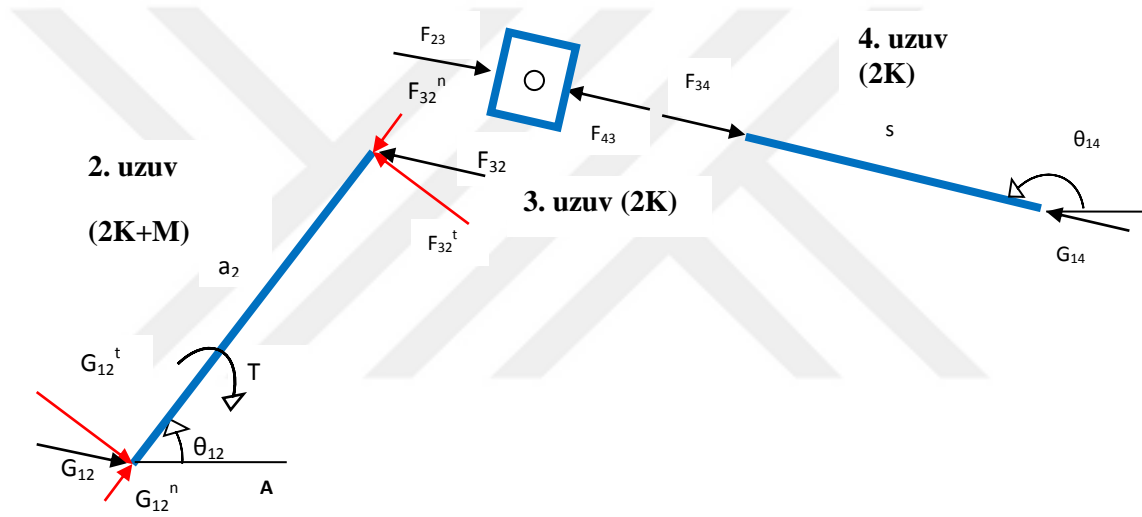
**Şekil 3.7.** Motor açısal hızı  $\omega_m$ 'nin  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi

Şekil 3.7'ye göre kullanılacak motorun en büyük açısal hızı,  $\omega_{m\_max}$  5236 devir/dakika'dır.

### 3.1.2. Mekanizma kuvvet analizi

Mekanizmanın kuvvet analizi, mekanizma elemanlarının tasarımında önemli bir yere sahiptir. Kuvvet analizi sonrası elde edilecek somun yükleri yardımıyla, mekanizmayı sürmek için gereken motor torku yaklaşık olarak bulunabilir ve mekanizmanın değişik noktalarındaki yataklamaların taşınması gereken yükler belirlenebilir. Bu tasarım hesabında mekanizmanın statik analizi yapılmıştır.

Statik analiz için aşağıda mekanizma elemanlarının serbest cisim diyagramları verilmiştir (Şekil 3.8).



Şekil 3.8. Mekanizma uzuvlarının serbest cisim diyagramları

Kuvvet kolunun hareket açısı ( $\theta_{12}$ ) bilindiğinden, mekanizmaya etkiyen kuvvet ve momentler  $\theta_{12}$  değişkeni cinsinden bulunabilir. Şekil 3.8’de verilen kuvvet ve momentler için uygun yönlerde kuvvet ve moment dengesi denklemleri yazılarak mekanizmanın statik analizi yapılır. Buna göre, her uzuv için kuvvet ve moment denklemleri aşağıdaki şekilde yazılabilir.

#### 2. Uzuv

$$G_{12}^t - F_{12}^t = 0 \quad (3.13)$$

$$G_{12}^n - F_{12}^n = 0 \quad (3.14)$$

$$-T + F_{32}^t a_2 = 0 \quad (3.15)$$

$$F_{32}^t = F_{32} \cos(\theta_{12} - \theta_{14}) \quad (3.16)$$

$$F_{32}^n = F_{32} \sin(\theta_{12} - \theta_{14}) \quad (3.17)$$

### 3. Uzuu

$$F_{23} = -F_{32} \quad (3.18)$$

$$F_{23} + F_{43} = 0 \quad (3.19)$$

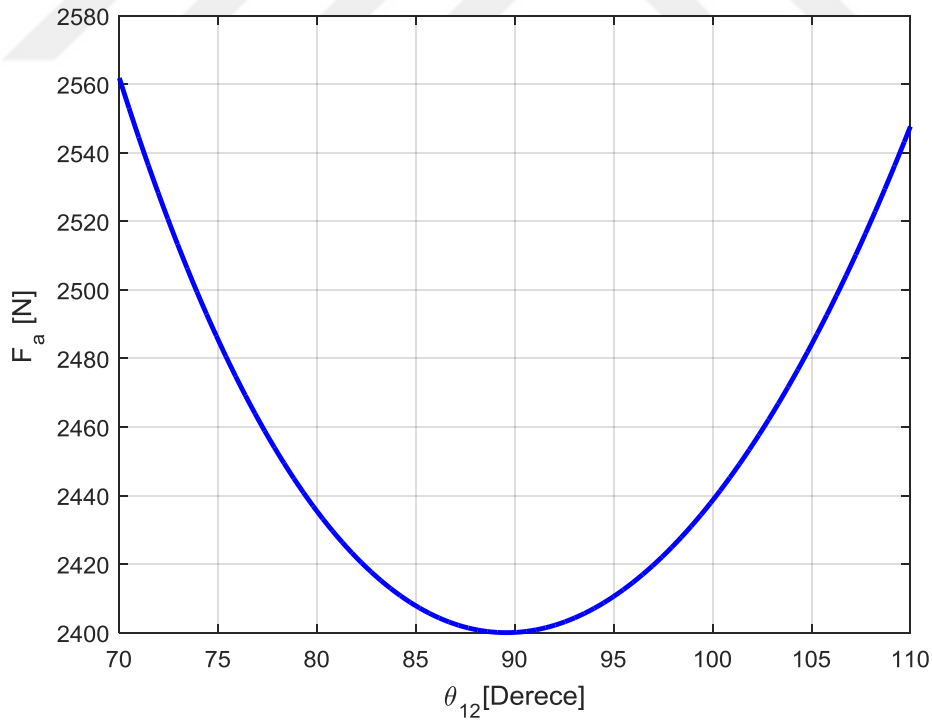
### 4. Uzuu

$$F_{34} = -F_{43} \quad (3.20)$$

$$F_{34} + G_{14} = 0 \quad (3.21)$$

Bu denklemlerin birlikte çözülmesiyle, kuvvetler  $\theta_{12}$  ve  $\theta_{14}$  cinsinden elde edilir. Kanatçık torkunun en büyük değerinin hareketin ters yönünde etki ettiği kabul edilerek  $F_{23}$  bulunur.

$$F_{23} = F_a = -F_{32} = \frac{-T}{a_2 \sin(\theta_{12} - \theta_{14})} \quad (3.22)$$



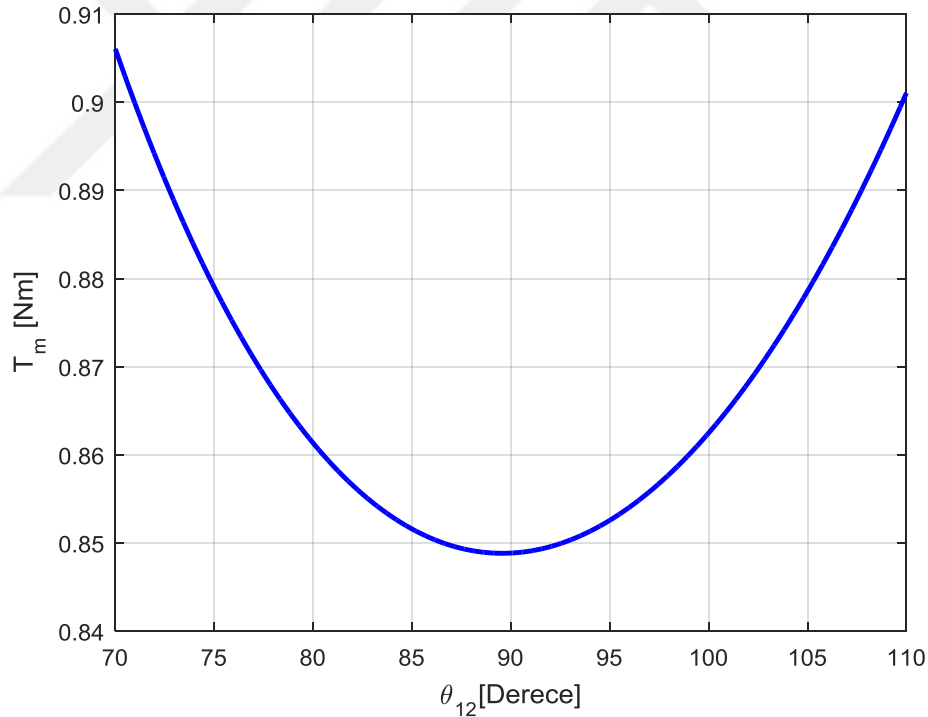
Şekil 3.9. Somun üzerine düşen kuvvetin  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi



$F_a$  kuvveti büyüklük olarak motorun yataklarında kanatçık torku dolayısıyla oluşacak kuvvete de eşittir. Buna göre  $70^\circ$  ile  $110^\circ$  arasındaki  $\theta_{12}$  değerleri için  $F_a$ 'nın  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi Şekil 3.9'da verilmiştir.

Grafikten anlaşıldığı gibi somuna etki eden en büyük kuvvet  $70^\circ$ 'de oluşur ve yaklaşık  $2560 \text{ N}$ 'dur. Buna göre, seçilecek motor bu kuvveti sağlayabilmelidir. Buradan, somun üzerine düşen kuvvetler kullanılarak bilya vidayı çevirmek için gereken motor torkuna ulaşılabilir. Bilya vidanın hatvesi  $2 \text{ mm}$  ve verimliliği ( $\eta$ )  $\%90$  alınarak motor tork gereksiniminin  $\theta_{12}$ 'ye bağlı grafiği Şekil 3.10'daki gibi elde edilir.

$$T_m = \frac{F_a \cdot p}{2 \cdot \pi \cdot \eta} \quad (3.23)$$



**Şekil 3.10.** Motor tork gereksiniminin  $\theta_{12}$ 'ye göre değişimi

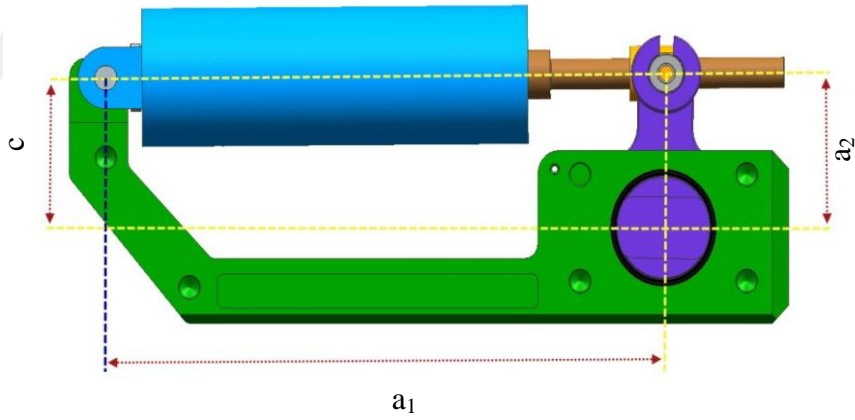
Grafiğe göre mekanizmanın hareketi boyunca gereken en büyük motor durdurma (stall) torku  $0,94 \text{ Nm}$ 'dir. Sonuç olarak EKTS'de kullanılacak motorun isterlerimizi sağlayabilmesi için en yüksek torku  $0,94 \text{ Nm}$  ve en yüksek açısız hızı  $5236$  devir/dakika olmalıdır.

### 3.2. Sayısal Yöntem ile Kinematik ve Statik Analiz

Analitik hesaplamaların yanı sıra 3 boyutlu katı modelin istenen değerleri karşılaması beklenmektedir. İlk olarak EKTS mekanizması ölçüleri kullanılarak 3 boyutlu model oluşturulmuştur. EKTS'nin kinematik ve statik analizleri yapılmıştır. Model ile mekanizma tasarımında kritik olan bölgeler incelenmiş, sayısal ve analitik çözümler karşılaştırılmıştır.

#### 3.2.1. 3 boyutlu model

Bölüm 3.1'de belirlenmiş olan mekanizma ölçüleri ve Şekil 3.1'den alınan hacim kıstası ile Şekil 3.11'de gösterildiği gibi EKTS modellenmiştir. Model oluşturmak için Siemens NX® ya da Solidworks® gibi katı model programı kullanarak modelleme yapılmıştır.



Şekil 3.11. 3 boyutlu modelin mekanizma ölçüleri

Modeli oluşturan parça listesi ve malzeme cinsleri Çizelge 3.1'de belirtilmiştir.

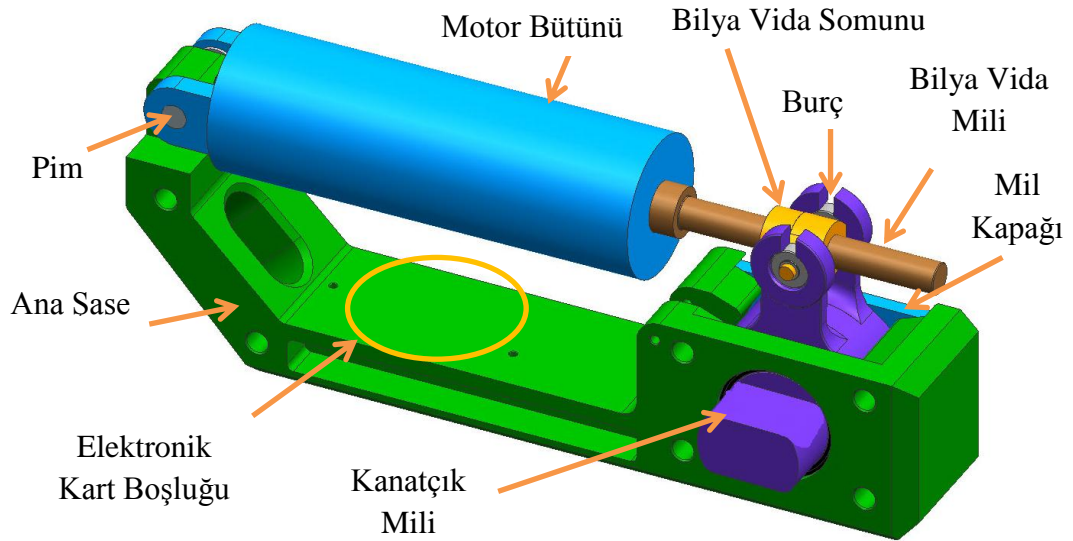
Çizelge 3.1. EKTS malzeme listesi

Parça Adı	Malzeme	Elastik modülü (GPa)	Poisson Oranı ( $\nu$ )
Ana Şase	AA 6061	69,5	0,33
Kanatçık Mili	Paslanmaz Çelik 304	193	0,29
Bilya Vida Mili	Çelik 4340	210	0,3

**Çizelge 3.1. (Devam) EKTS malzeme listesi**

Bilya Vida Somun	Çelik 4340	210	0,3
Motor Bütünü	AA 6061	69,5	0,33
Mil Kapağı	Paslanmaz Çelik 304	193	0,29
Pim	Paslanmaz Çelik 304	193	0,29
Burç	Paslanmaz Çelik 304	193	0,29

Şekil 3.12’de ters krank biyel mekanizmalı ve bilya vidalı EKTS modeline ait izometrik görünüm verilerek parçalar belirtilmiştir. Öncelikle her bir parçanın bütünlendiği ana şase parçası istenen hacime sığabilecek şekilde tasarlanmıştır. Şekil 3.12’de verilen ana şase’ye kanatçık mili rahat dönebilecek şekilde yataklanmıştır. Kanatçık milinin arka tarafı ile mil kapağı arasında rahat dönüş hareketi yapabilmesi için burçlu yataklama tasarlanmıştır. Burç sayesinde kanatçık miline gelebilecek aerodinamik yükün dağılımlı gelmesi ve rahat dönebilmesi sağlanmıştır. Bütünlemeye motor kısmı ile devam edilmiştir. Motor bütünü ana şase parçasına pim vasıtasıyla bütünlünmüş ve pim ekseninde oynar mafsal meydana gelmiştir. Motor bütününe bağlı olan bilya vida somunun muylu kısımları kanatçık miline Şekil 3.12’deki gibi geçirilmiştir. Rahat dönebilmesi için de burç geçirilmiştir.

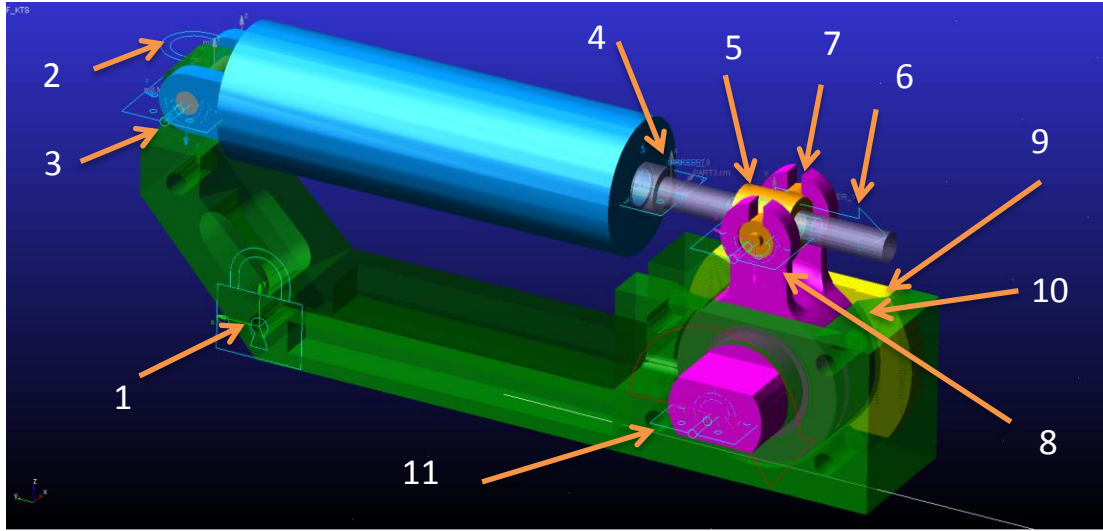
**Şekil 3.12. 3 boyutlu model bütünü**

Havacılık sektöründe modellemede dikkat edilecek en kritik hususlar en az kütleli malzeme ile en yüksek yük taşıma kapasitesini gerçekleştirebilecek tasarım yapabilmektir. Özellikle hacim şartları verimli kullanılarak modelleme yapılmıştır. Şekil 3.12’de belirtilen motor bütünü ile ana şase parçaları arasında kalan boşluk elektronik kart kutusu için ayrılmıştır. Ana şase üzerinde bulunan 6 delik, yerleştirilecek kutuya veya test düzeneklerine bütünlendirken kullanılmıştır. Ana şase üzerinde boşaltma kanalları ağırlık azaltma işlemi için tercih edilmiştir.

### 3.2.2. Msc ADAMS® ile sayısal analiz

Msc ADAMS® çoklu parçalardan oluşan sistemlerin kinematik, statik ve dinamik analizlerini nümerik hesaplama yöntemi kullanarak çözücü eşliğinde hesaplayabilen yazılımlardan biridir. FEM tabanlı esnek analiz (Msc ADAMS® Flex), titreşim (Msc ADAMS® Vibration) ve dayanıklılık (Msc ADAMS® Durability) gibi farklı modüllere de sahiptir. Msc ADAMS® özellikle havacılık uygulamalarında, savunma sanayi sektöründe ve otomobil sanayinde dünya çapında en yaygın olarak kullanılan programlardan biridir. Ayrıca Msc ADAMS®, ürün geliştirme zamanı ve harcanan maliyeti azaltan Sanal Prototip Geliştirme (SPG) (*ing. Virtual Prototype Development*) için kendini kanıtlamış bir programdır. Özellikle literatürde bulunan makaleler analiz için yararlı kaynak olarak kullanılmıştır (Anonim, 2017b).

Sayısal analiz sonuçlarına belirli adımlar tanımlanarak ulaşılmıştır. İlk olarak, 3 boyutlu katı model Msc ADAMS®’a aktarılmıştır. Analizin çözülme zamanını ve çözüm sonucunu olumsuz etkilemesinden dolayı katı modelde bulunan cıvata gibi bağlantı parçaları analize dahil edilmemiştir. Mafsalların doğru tanımlanması analiz için çok önemlidir. Özellikle mafsalların verileceği noktalara doğru karar verilmelidir. Noktalar net bir şekilde oynar mafsalların tam orta ekseninde seçilmiştir. Kullanılan programda sistemimizin çalışma prensiplerine bağlı olarak mafsalların tanımları belirtilmiştir. Verilmiş olan mafsal türlerini Çizelge 3.2’de verilen numaralara göre oluşturulan model Şekil 3.13’de gösterilmiştir.

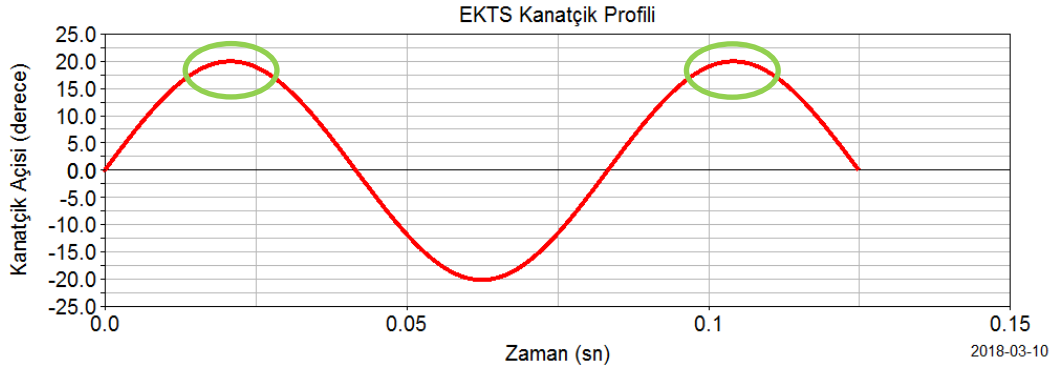


Şekil 3.13. Mekanizmada mafsalları tanımlamaları numaralandırılması

Çizelge 3.2. EKTS'nin Msc ADAMS®'da mafsalları bağlantı listesi

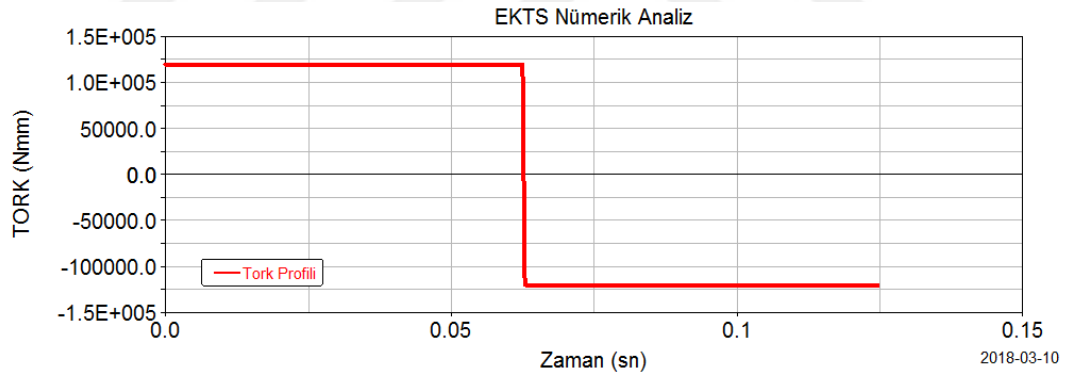
No	Mafsalları Türü	Serbestlik Derecesi	Parça 1	Parça 2
1	Sabit	0	Yer	Ana Şase
2	Sabit	0	Ana Şase	Pim
3	Döner	1( $\pm z$ )	Pim	Motor Bütünü
4	Döner	1( $\pm x$ )	Motor Bütünü	Bilya Vida Mili
5	Silindirik Kayar	2( $\pm x$ )	Bilya Vida Mili	Bilya Vida Somunu
6	Vida Hatve		Bilya Vida Mili	Bilya Vida Somunu
7	Döner	1( $\pm z$ )	Bilya Vida Somunu	Kanatçık Mili
8	Döner	1( $\pm z$ )	Bilya Vida Somunu	Kanatçık Mili
9	Sabit	0	Mil Kapağı	Ana Şase
10	Döner	1( $\pm z$ )	Kanatçık Mili	Mil Kapağı
11	Döner	1( $\pm z$ )	Kanatçık Mili	Ana Şase

Güdümlü algoritmasının verdiği emirlere göre Şekil 3.13'de bulunan 5 numaralı mafsala  $\pm x$  yönünde doğrusal hareket edebilecek  $0.85 \cdot 20 \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot 12 \cdot \text{time})$  fonksiyonu girilerek Şekil 3.14'deki kanatçık açısı değişim profili sağlanmıştır. Kanatçık açısı  $\pm 20^\circ$  hareket ederek gerekli hız isterini sağlayan sinüs hareketi yapması sağlanmıştır.



**Şekil 3.14.** Kanatçık açısı değişim emri

Aerodinamik yükler altında kanatçıklara gelen menteşe yükünü benzetebilmek için Şekil 3.13’de bulunan 11 numaralı mafsal kısmına  $\pm z$  yönünde dönü hareketi verebilecek `step(time,0.0625,120000,0.063,-120000)` fonksiyonu girilmiştir. Kanatçıklara gelen aerodinamik yükün en yüksek tork değeri Şekil 3.15’deki profil şeklinde tanımlanmıştır. Kanatçık sinüs hareketini yaptığı sırada  $\pm 120$  Nm tok yükü tanımlanmıştır.

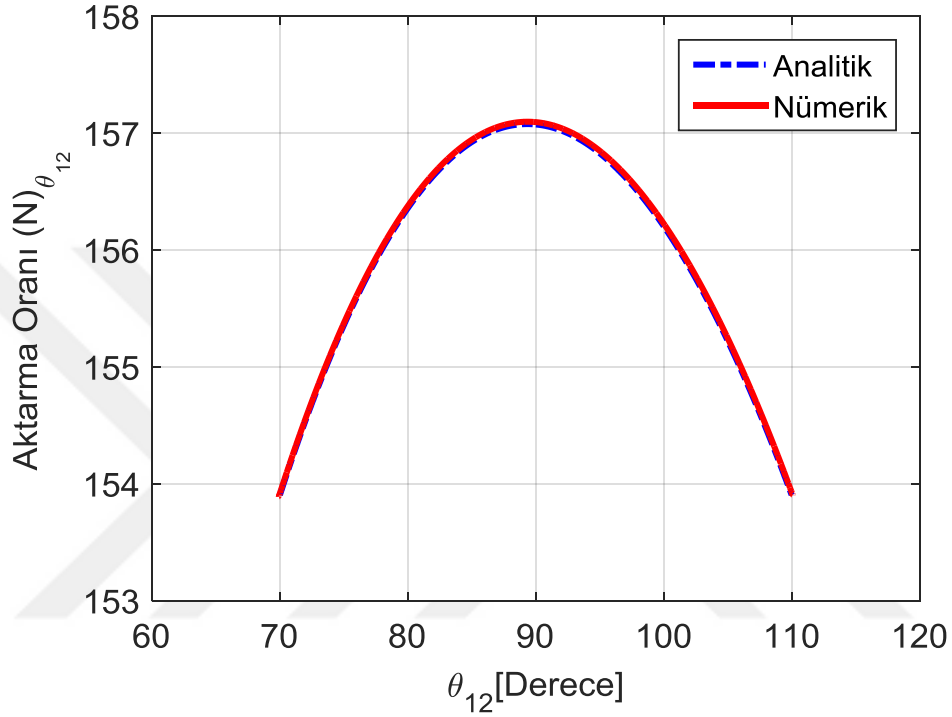


**Şekil 3.15.** Kanatçıklara gelen en yüksek yük profili

Analizde mekanizmanın 3 boyutlu katı modeli ile kinematik analizlerini sayısal olarak Msc ADAMS® ile çözerek aktarma oranı, somun değişimi, oynar mafsallar ile beraber parçaların açısı değişimi ve motor torku gibi önemli değerler elde edilmiştir.

Analizin çözüleceği adım sayısı önem arz etmektedir. Denemeler ile farklı adım sayılarında farklı çözümler elde edilmiştir. Belirli bir adım sayısından sonra aynı sonuçlar elde edilmiş ve yakınsama sağlanmıştır. Sonuç olarak, analiz 0,126 sn boyunca 6000 adımda gerçekleştirilmiştir.

Sayısal analizi yapılan 3 boyutlu model, analitik olarak hesaplanan değerler ile karşılaştırılmıştır. Şekil 3.16'da aktarma oranı değerlendirilmesi grafiksel olarak gösterilmiştir. Şekil 3.16 incelendiğinde, analitik ve nümerik sonuçların oldukça tutarlı olduğu görülmektedir.



Şekil 3.16. Nümerik ile analitik analiz karşılaştırması

EK-1'de tüm analitik ile sayısal çözüm sonuçları verilmiştir. Mekanizma açısı ve yer değişimleri, motor torku, aksenal kuvvet ve motor hız sonuçları karşılaştırmalı değerlendirilmiştir. Sonuç olarak, tüm analitik ile sayısal sonuçların uyumlu olduğu görülmüştür.

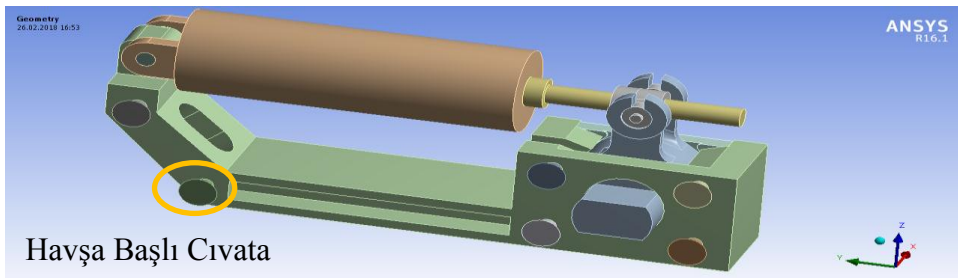
#### 4. EKTS SEM ANALİZİ

EKTS’de kanatçıklara gelen aerodinamik menteşe kuvvetlerinin oluşturduğu deformasyonların uzuvlara etki etmesiyle kanatçık açısı istemsiz olarak hareket etmektedir. Bu bölümde sistemde meydana gelen deformasyonlardan kaynaklı kanatçık açısı değişiminin SEM ile değerlendirmesinin yapılması amaçlanmaktadır.

SEM için geliştirilen çeşitli yazılımlar mevcuttur. Bunlar, ANSYS®, ABAQUS®, PATRAN® gibi SEM tabanlı yazılım ürünleridir. Bu programlar sayesinde hem zaman tasarrufu hem de maddi kayıplar azaltılmış ve prototip aşamaları daha verimli hale gelmiştir. Programlar arasında ANSYS® en sıklıkla kullanılan SEM programlarından biridir. Havacılık, savunma sanayide sıklıkla tercih edilmektedir. Bu tez kapsamında, EKTS’nin gerçek yükleme ve sınır koşulları göz önünde alınarak analizleri ANSYS® sonlu elemanlar yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

##### 4.1. Sonlu Elemanlar Analizleri ve Sonuçları

EKTS’nin sonlu elemanlar analizleri statik yükleme koşulları için gerçekleştirilmiştir. Sistemde ana şase parçası üzerinde bulunan 6 deliğe Şekil 4.1’de belirtilmiş havşa başlı civata eklenmiştir. Civata, katı model de bütünleme ölçülerine getirilmiştir. 3 boyutlu modelleme programından alınan katı model ANSYS®’e aktarılmıştır.



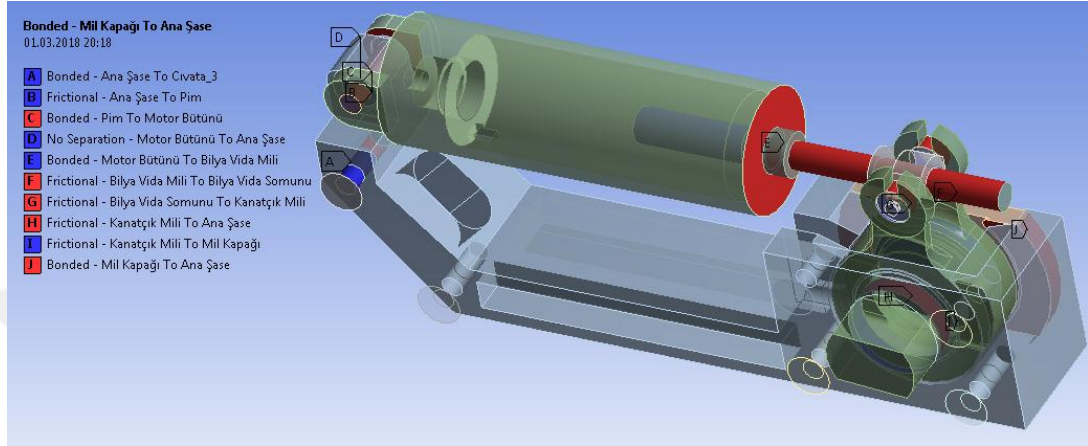
Şekil 4.1. Havşa başlı civata ile EKTS

Malzeme tanımlaması, SEM analizinde oldukça öneme sahiptir. Analiz sonucuna etkisi oldukça fazladır. Çizelge 3.1’e göre parçaların malzeme atamaları yapılmıştır.

Modelin hazır olması ile birbirleri ile etkileşimde olan uzuvların kontak özellikleri gerçeğe uygun olarak Şekil 4.2’deki gibi belirlenmiştir. Çizelge 4.1’de ayrıntılarına yer verilmiştir. Sistemin bağlantı tanımlamaları, analizin statik olduğu göz önüne



alınarak yapılmıştır. Bağlantı tanımlamalarında sistemin çalışma prensibi göz önüne alınmıştır. Sistemde oynar mafsallara 0,1 sürtünme katsayısı verilerek sürtünmeli mafsal tanımlanmıştır. Özellikle sistemin sabitlendiği cıvata gibi katı parçalara sabit bağlantı tanımlanmıştır.



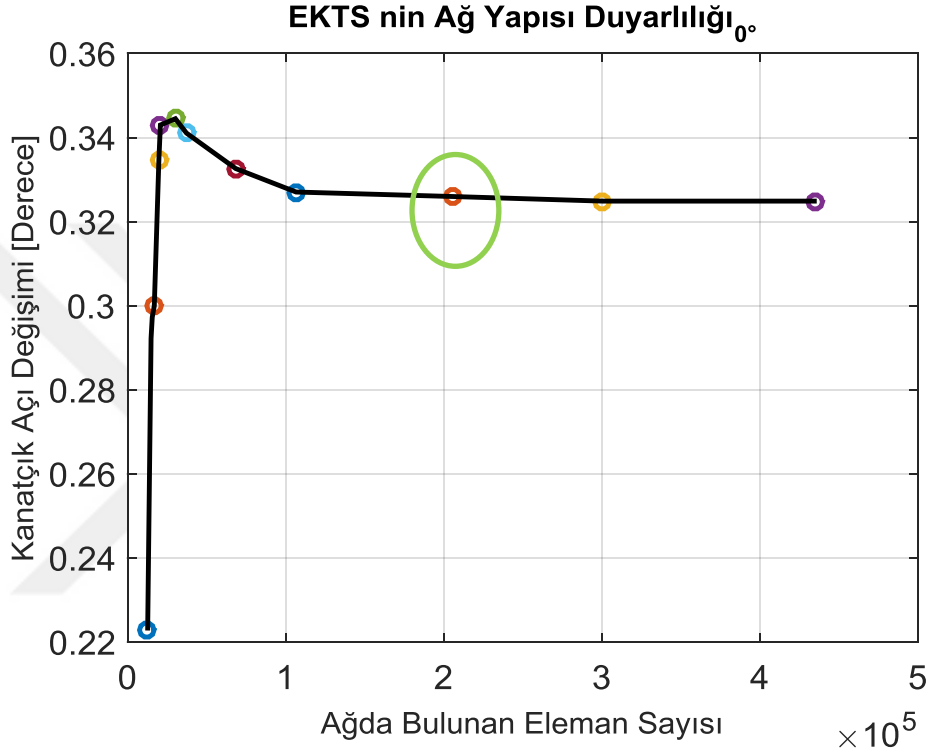
Şekil 4.2. EKTS için SEM analizi bağlantı tanımlamaları

Çizelge 4.1. Bağlantı tanımlama listesi

No	Bağlantı Türü	Parça 1	Parça 2
A	Sabit	Havşa Başlı Cıvata	Ana Şase
B	Sürtünmeli Döner	Ana Şase	Pim
C	Sabit	Pim	Motor Bütünü
D	Ayrılmaz Yüzey	Ana Şase	Motor Bütünü
E	Sabit	Motor Bütünü	Bilya Vida Mili
F	Sürtünmeli Kayar	Bilya Vida Mili	Bilya Vida Somunu
G	Sürtünmeli Döner	Bilya Vida Somunu	Kanatçık Mili
H	Sürtünmeli Döner	Ana Şase	Kanatçık Mili
I	Sürtünmeli Döner	Kanatçık Mili	Mil Kapağı
J	Sabit	Ana Şase	Mil Kapağı

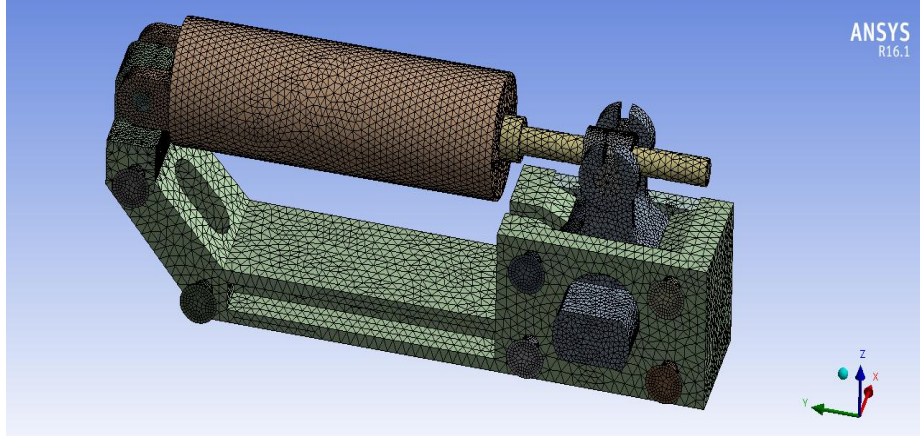
Analiz sırasında ağ yapısının sonuçlara etkisi büyük önem arz etmektedir. Ağ yapısında bulunan eleman yapısı, eleman sayısı ve düğüm sayıları oldukça önemlidir. EKTS için 0° kanatçık açısında ağ duyarlılığı incelenmiştir. Ağ elemanları için Tet 10 ve Hex 20 yapıları kullanılmıştır. Düğüm ve eleman sayıları değiştirilerek sistemin duyarlılığı incelenmiştir. Şekil 4.3’de eleman sayılarının artışı ile kanatçık açısı değişim grafiği verilmiştir. Grafiğe göre 100000 eleman sayısından sonra

kanatçık açısı değişimi belirli bir aralıkta kaldığı gözlemlenmiştir. İşlem maliyeti ve çözüm zamanı hesaba katıldığında analizlerde Şekil 4.3’de işaretli olan 205135 eleman sayılı ağ yapısı kullanılmasına karar verilmiştir. Ağ yapısının 183617 elemanı Tet10 ve 21518 elemanı Hex20 eleman yapısına sahip olduğu gözlemlenmiştir.



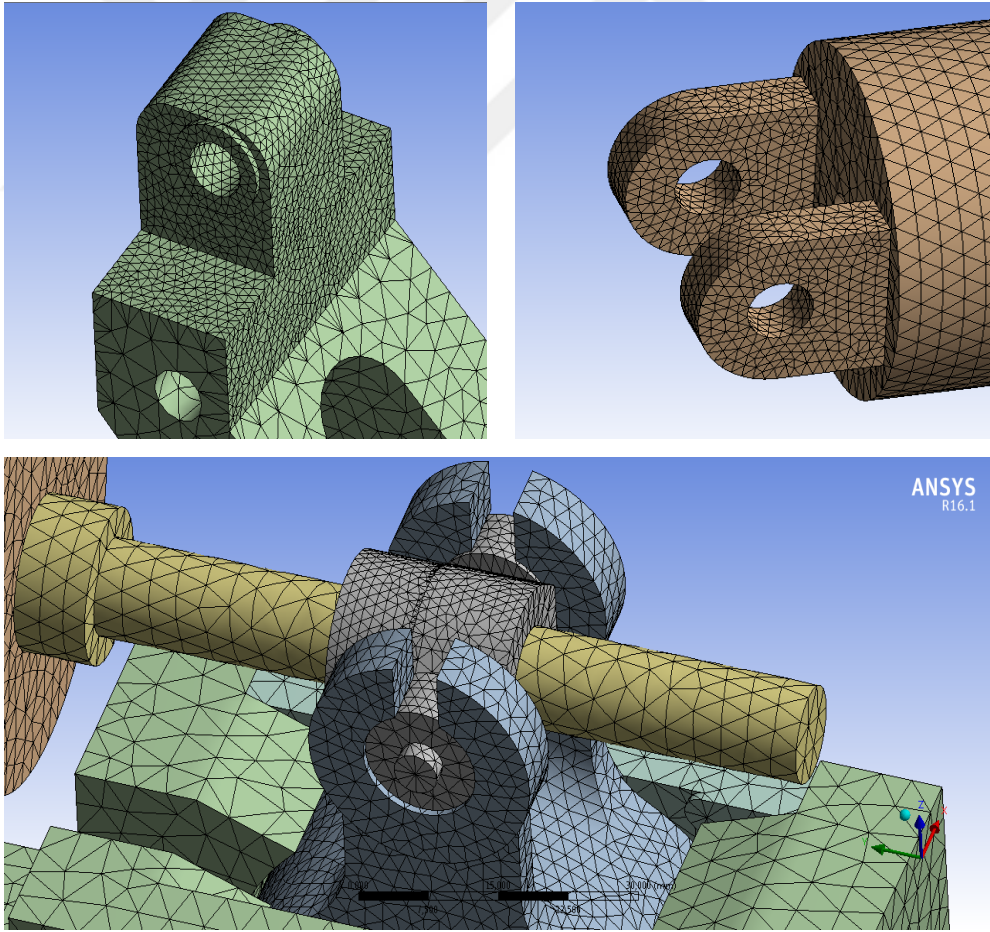
**Şekil 4.3.** Ağ duyarlılık seviyesi

En ideal eleman sayısının belirlenmesi ile ağ yapısı Şekil 4.4’de detaylı şekilde verilmiştir. Ağ yapısının yüksek hassasiyetli ve otomatik ayarlanması ile birlikte bazı parçalarda ağ yapısı değiştirilmiştir. Özellikle yüklerin en çok etkilediği kısımlara sık ağ yapısı seçilmiştir. Ana şase’nin eleman büyüklüğü 4 mm, kanatçık mili 2 mm, motor bütünü ve bilya vida mili için 2 mm olarak seçilmiştir.



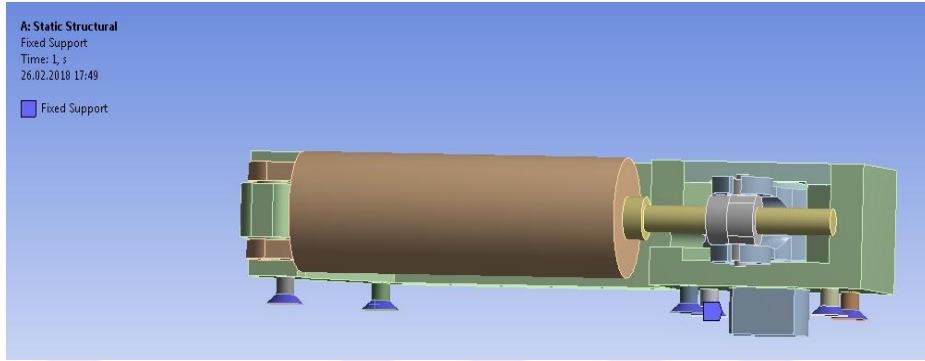
**Şekil 4.4.** Genel ağ yapısı.

Yükün taşınacağı özel bölgelerin ağ yapısı yoğunluğu sıkılaştırılmıştır (Şekil 4.5). Ana şase arka kulak, motor bütünü arka kulak ve bilya vida somunu için 1,5 mm eleman büyüklüğü tanımlanmıştır.



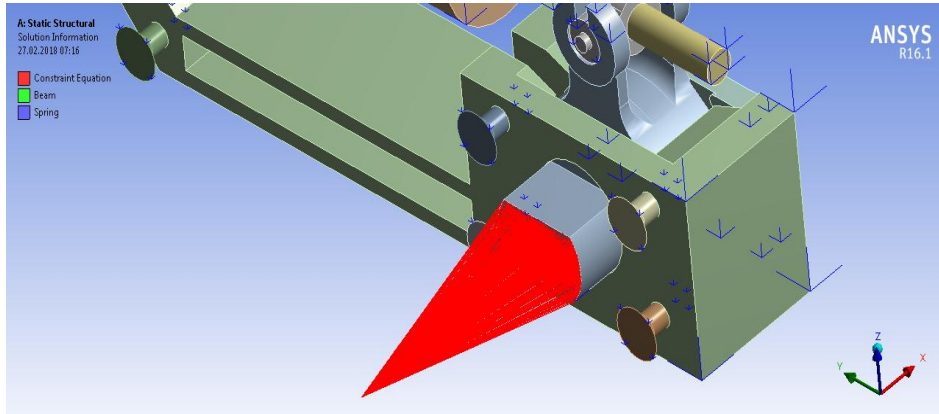
**Şekil 4.5.** Sıkı ağ yapısı yapılan bölgeler

Analiz de sınır şartları bakımından ilk olarak sabit bileşenler belirlenmiştir. Havşa başlı civataların havşa bölgesi sabit mesnet (*ing. fixed support*) olarak tanımlanmıştır (Şekil 4.6).



Şekil 4.6. Sabit bağlantı yapılan havşa başlı civatalar

Kanatçık mili parçasının Şekil 4.7’de gözüken ön yüzüne dolaylı yer değiştirme (*ing. remote displacement*) tanımlanmıştır. Bu tanım, seçilen yüzeyin ötesinde bir nokta tanımlayıp oluşacak durumu o noktadan verebilen bir sınır şartıdır. Bu çalışmada kanatçık mil parçasının seçilen yüzey etrafında dönüşünü tutabilecek eksen X ve dönüş  $0^\circ$  şeklinde tanımlanmıştır. Diğer eksenlerde serbest bırakılmıştır.

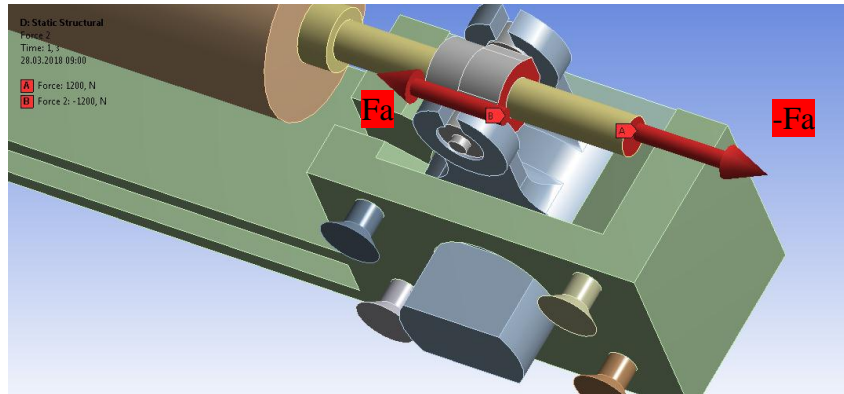


Şekil 4.7. Kanatçık milinin x ekseninde dönüşünün sabitlemesi

İkinci olarak analizde yükleme sınır şartları belirlenmiştir. EKTS’ye uygulanan aerodinamik menteşe kuvveti altında kanatçık milinin X ekseninde tork yükü olarak meydana gelmektedir. Daha hızlı çözüm sağlayabilmek için tork kuvveti yerine bilyavida mili ve somununa yükü taşıyarak kuvvet uygulanmıştır. Kanatçık mili parçasının ön yüzü bundan dolayı dönü ekseninde sabitlenmiştir. Tork yükünü taşımamız için Bölüm 2’de yer alan somuna gelen aksenal yük ( $F_a$ ) değerlerini

hesaplayan Eş. 3.22. kullanılmıştır. Eksenel yük grafiği analiz yapılacak tork yüklerine ve kanatçık açılara göre hesaplanmıştır. EK-2’de tablo olarak verilmiştir. Şekil 4.8’deki gibi somun ekseninde menteşe yüküne karşılık gelen kuvvet uygulanmıştır.

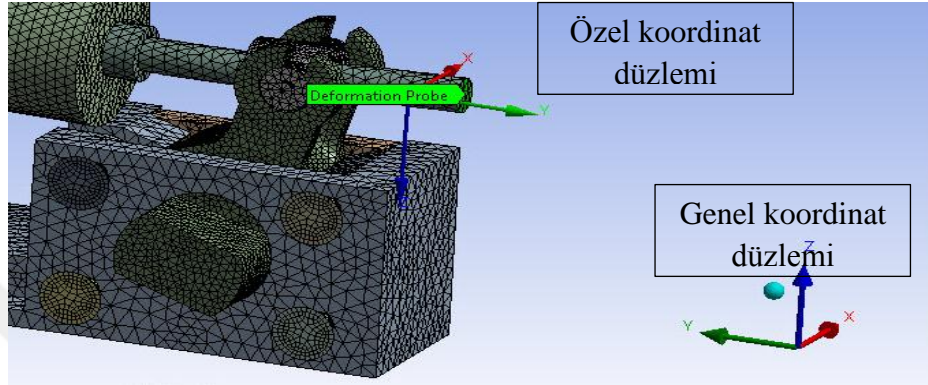
Sistemin çalışma prensibi hakkında bilgi vermek gerekirse, kanatçık mili parçasına önden baktığımızda saat yönünde tork yükü gelmektedir. Statik olarak düşündüğümüzde bilya vida somununa +y yönünde yük gelmektedir. Somun ile birlikte kanatçık mili kulakları oynar mafsalsal bağlantıya sahiptir. Dolayısıyla somun ile kanatçık mili +y yönünde kuvvete maruz kalmıştır. Şekil 4.8’de bilya vida somununa +y yönünde kuvvet tanımlanmıştır. Tork yükünü bastırabilmek ve kanatçık mili pozisyonunu oynatmamak için motora bağlı olan bilya vida mili, bilya vida somununu +y yönünde çekmeye çalışmaktadır. Bu sırada bilya vida miline – y yönünde aynı büyüklükte kuvvet gelmektedir. Bilya vida somunu ile mili arasında doğrusal hareket edebilen mafsalsal tanımlıdır. Bu kuvveti karşılayabilmesi için mil eksenine, somun eksenine verilen yükün tersi yönünde kuvvet tanımlanmıştır. Kuvvetin büyüklüğü etki tepkiden dolayı somuna etkiyen kuvvetin aynısıdır (Şekil 4.8).



**Şekil 4.8.** Sınır şartları tanımlaması

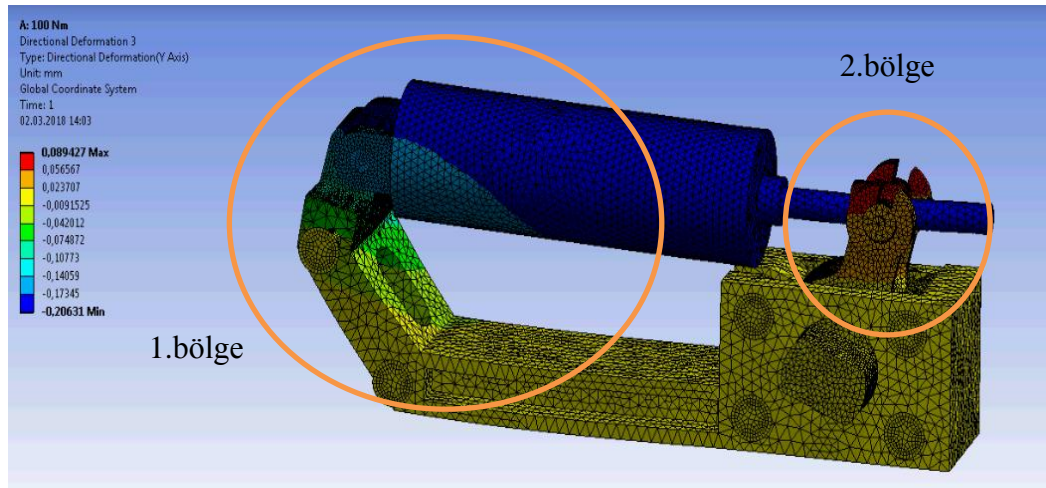
EKTS’ye gelen aerodinamik menteşe yüklerin değişimi ile analizler farklı tork yüklerinde çözümlenmiştir. Analizlerin farklı kanatçık açılarında yapılması, aynı tork yükünde farklı eksenel yükler ( $F_a$ ) meydana getirmiştir. Analiz,  $\pm 20^\circ$ ,  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ ,  $\pm 5^\circ$ , ve  $0^\circ$  kanatçık açılarında, 120 Nm, 100 Nm, 90 Nm, 80 Nm, 60 Nm ve 40 Nm tork kuvvetlerinde gerçekleştirilmiştir. Değişen somun eksenel yükleri Çizelge E2.1’de verilmiştir.

Analizlerin çözümlenmesi ile deformasyon miktarını ölçebilmek için koordinat düzlemi belirtmemiz gerekmektedir. Farklı kanatçık açılarında çözümleme işlemi yapıldığından dolayı analiz sonuçları için bilya vidanın ekseninde koordinat düzlemi oluşturulmuştur (Şekil 4.9). Kuvvetlerin verildiği yüzeylerden yer değişim ölçümü alınmıştır. Koordinat düzleminin y yönünde oluşan sonuçları elde edilmiştir.



Şekil 4.9. Ölçüm alınan bölgenin koordinat düzlemi

Ayrıca, genel koordinat düzlemine göre y yönünde yer değiştirme durumu incelenmiştir. Şekil 4.10'a göre renk ölçeğinde - (negatif) ve + (pozitif) yer değişimleri belirtilmiştir. 1. Bölgede ana şase, civatalar, motor bütünü, bilya vida mili bulunmaktadır. Bu bölgede genelde - (negatif) yer değiştirme gözlemlenmiştir. Bilya vida mili aşırı deformasyona uğramıştır. 2. Bölgede kanatçık mili, burç ve bilya vida somunu bulunmaktadır. Bu bölgede de genelde + (pozitif) yer değişimi gözlemlenmiştir. Görüldüğü gibi en fazla bilya vida somunu yer değişimi gözlemlenmiştir.



Şekil 4.10. Genel koordinat düzlemine göre y yönünde yer değiştirme

Kanatçık açısına etkiye aerodinamik yüklerden dolayı kanatçık açısı istemsiz şekilde yer değişimine uğramıştır. Yer değişimlerinin etkisinden dolayı kanatçık açısı değişimi analizde hesaplanmıştır. Bilya vida milinin yüzeyinin – yönde hareket etmesi ( $s_{mil}$ ) ve bilya vidanın somununun + yönde hareket etmesi ( $s_{somun}$ ) gerçek durumla örtüşmektedir. Bu yer değişimlerin mutlak değerleri toplanırsa bilya vida mili ile somunu arasındaki yer değişimi elde edilmiş olur (Eş. 4.1.). Bilya vidanın hatvesini ( $p$ ) ve analiz yapılan açıdaki aktarma oranı ( $N(\theta_{12})$ ) bilindiğinden dolayı istemsiz kanatçık açı değişimi hesaplanmıştır (Eş. 4.2.). Çizelge 4.2’de farklı kanatçık açıları ile farklı tork yüklerinde meydana gelen kanatçık açısının deformasyona bağlı istemsiz değişimi verilmiştir.

$$s_{değişim} = |s_{mil}| + |s_{somun}| \quad (4.1)$$

$$\theta_{istemsiz\_değişim} = \frac{(s_{değişim} * 360)/2}{N(\theta_{12})} \quad (4.2)$$

**Çizelge 4.2.** Analiz sonuçlarına göre kanatçık açı değişimi

		Verilen Tork Yükü					
		40 Nm	60 Nm	80 Nm	90 Nm	100 Nm	120 Nm
Kanatçık Açısı ( $\theta_{istemsiz\_değişim}$ )	20 °	0,1241°	0,1938°	0,2619°	0,2985°	0,3373°	0,4142°
	15 °	0,12°	0,1921°	0,2630°	0,3005°	0,3385°	0,4136°
	10 °	0,1179°	0,1877°	0,2561°	0,2918°	0,3287°	0,405°
	5 °	0,1159°	0,1891°	0,2627°	0,2982°	0,335°	0,4041°
	0 °	0,1135°	0,1841°	0,2568°	0,2946°	0,334°	0,4113°
	-5 °	0,1189°	0,1868°	0,2581°	0,2955°	0,3319°	0,4059°
	-10 °	0,1080°	0,1824°	0,2561°	0,2939°	0,3304°	0,4043°
	-15 °	0,11°	0,1812°	0,2526°	0,291°	0,3292°	0,4089°
	-20 °	0,1147°	0,1850°	0,2589°	0,295°	0,3336°	0,4103°

Sonuçların karşılaştırılması ve değerlendirilmesi Bölüm 6’da yapılmıştır.

## 5. DENEY TASARIMI

EKTS tasarımının sonlanması ile birlikte parçaların üretilmesi ve bütünlenmesi gerçekleşmiştir. EKTS'ye gelen aerodinamik yükün benzetimi için KYC kullanılmıştır. EKTS'ye verilen yüklerle sistemin doğrulanması amaçlanmıştır.

Deneysel test aşama üç kısımdan oluşmaktadır. Birinci aşamada mekanizmanın doğasında bulunan aktarma oranı doğrulama testi gerçekleştirilmiştir. İkinci aşamada mekanizmanın mafsallarında bulunan üretim ve hazır malzemelerden meydana gelen boşluk miktarının kanatçık açısına etkisi ölçülmüştür. Üçüncü aşamada KYC kullanılarak kaideye bağlı şekilde bulunan EKTS'nin değişik kanatçık açılarında farklı torklar verilerek elastik deformasyonun kanatçık açısına etkisi incelenmiştir.

### 5.1. Test Düzeneği

EKTS'nin SEM analizlerinin sonlanması ile yapılan hesapların doğrulanabilmesi için deneysel gerçek zamanlı verilere ihtiyaç vardır. Gerçek verileri sağlayabilecek test düzeneği tasarımı istenen doğrulamaları yapabilecek seviyede tasarlanmıştır. Bu düzener ile mafsallarda bulunan boşluk miktarının kanatçık açısına etkisinin ve EKTS'nin değişik kanatçık açılarında uygulanacak farklı tork yükleri altında oluşacak elastik değişimin kanatçık açısına etkisinin incelenmesi amaçlanmıştır.

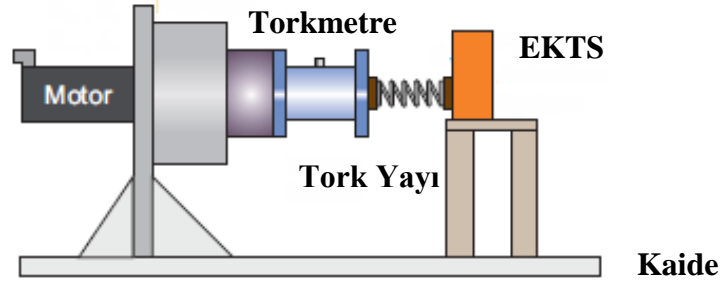
#### 5.1.1. Mekanik İşleyiş

Kontrollü KYC istenilen profil de istenilen tork yükünü verebilecek şekilde tasarlanmıştır. Test düzeneğine, EKTS gerçek sabitleme işlemi yapılan bölgelerden aynı bağlantı elemanları kullanılarak sabitleştirilmiştir (Şekil 5.1). Test yüksek tork kuvvetlerinde gerçekleşeceğinden dolayı cihazın bağlantıları ve malzemeleri mukavemeti yüksek, tok malzemelerden tercih edilmiştir. Test sırasında doğrulamaların yapılacağı kısımlar EKTS'den veri alınacak şekilde tasarlanmıştır. Diğer kısımların elastik ve plastik hareketine izin verilmemiştir. Şekil 5.1'de gösterilen kaide ve ara bağlantı ara yüzleri testleri etkilemeyecek şekilde aynı şekilde tok ve sert malzemelerden tasarlanmıştır.

Test düzeneğini oluşturan ana bileşenler Şekil 5.1'de gösterilmiştir. Servo motor vermiş olduğu dönüş hareketi ile önündeki redüktörün çıkışına düşük hız ve yüksek



tork gücü sağlamaktadır. Oluşan tork yükü sisteme seri bağlı bulunan kalibrasyonlu torkmetre sayesinde okunmaktadır. Torkmetrenin önünde bulunan tork yayı, EKTS'ye giden yükün anlık darbe şeklinde gelmesini önlemek için kullanılmıştır. Hazır kullanılan torkmetre, servo motor ve kodlayıcılar hakkında detaylı veriler EK-3 ve EK-4'de verilmiştir.



Şekil 5.1. Kontrollü KYC (Tombul, 2016)

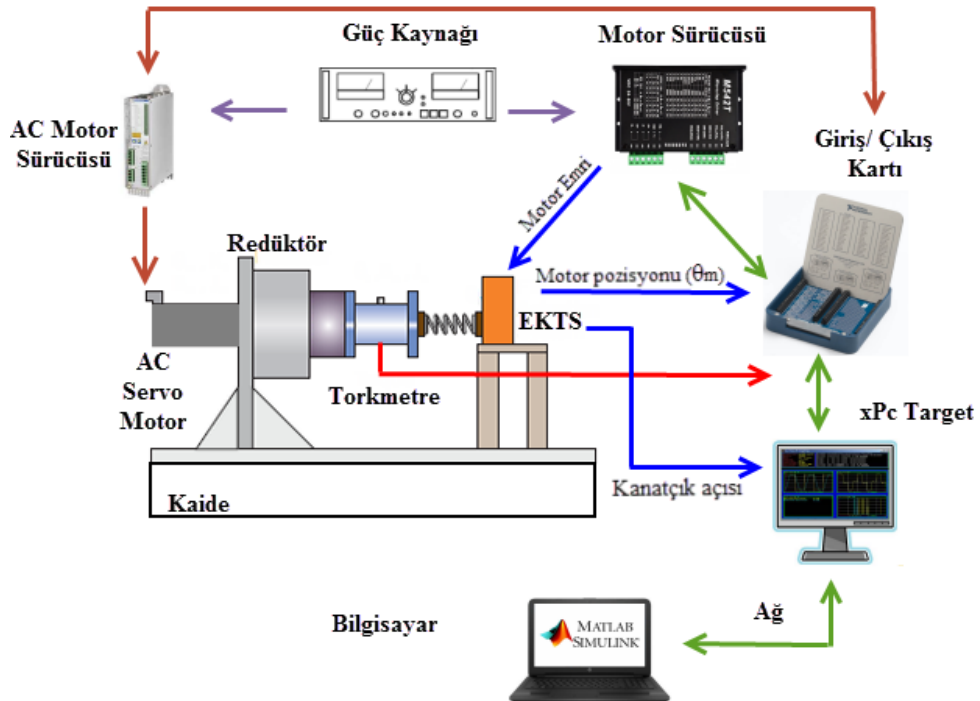
### 5.1.2. Elektriksel işleyiş

EKTS istenilen zamanda istenilen pozisyonu verilmesi için denetleyiciye sahip olan bir mekatronik sistemdir. Sistemin çalışması için Şekil 5.2'de görüldüğü gibi çeşitli donanımlara ihtiyaç vardır. EKTS bilindiği üzere servo motor diye adlandırdığımız FDAM'dan hareketi alarak kanatçık açısına göre yönlendirilmektedir. KYC ise istenilen torku verebilmesi için tasarlanmış bir denetleyiciye sahiptir. Servo motor, torka bağlı kontrol edilerek istenilen tork yükü sisteme verilebilmektedir. Denetleyicilerin çalışması ve veri iletimi için yazılım ve donanımlar gerekmektedir. Bu tez kapsamında, MATLAB®-Simulink yazılımı kullanılarak, iki ayrı denetleyici ile gerçek zamanlı veri iletişimi yapılabilmesi için xPC Target bilgisayar kullanılmıştır (Şekil 5.2).

KYC, yazılımdan aldığı tork emrini yerine getirebilmesi için ağ ile xPC target bilgisayarına veri gönderimi yapmaktadır. Bilgisayarda mevcut olan kontrol kartı ve giriş/çıkış ara yüzü (SCB) kullanılarak AC servo motor sürücüsüne analog sinyal ile akım emirleri gitmektedir. Gelen emiri, sürücü akım orantılı olarak AC servo motora iletmektedir. Bu sırada KYC'ye bağlı torkmetreden alınan analog tork sinyalleri giriş/çıkış ara yüzüne giderek oradan xPC bilgisayarında bulunan kontrol kartına gitmektedir. Ağ ile bağlı olan yazılıma torkun değeri gerçek zamanlı iletilmektedir.

İstenilen emre göre bu döngü tekrardan devam etmektedir. Böylelikle, EKTS'nin hareket profili içerisindeki herhangi bir konuma istenilen bozucu etki (menteşe momenti) altında gitmesi test edilir. Aerodinamik uçuş koşullarına bağlı olarak değişen menteşe momenti değerleri KYC kullanılarak laboratuvar ortamında EKTS'ye uygulanır.

EKTS, yazılımdan aldığı pozisyon emrini yerine getirebilmesi için ağ ile xPC target bilgisayarına veri gönderimi yapmaktadır. Bilgisayarda bulunan kontrol kartı ile giriş/çıkış ara yüzü vasıtasıyla motor sürücüsüne analog sinyal emri gitmektedir. Güç kaynağı yardımıyla motor sürücüsünün beslemesi için gerekli olan akım sağlanmaktadır. Motorun hareket etmesi ile mekanizmanın açılışını gerçek zamanlı olarak giriş/çıkış ara yüzü kartına analog sinyal olarak gelmektedir. Sinyal buradan xPC target bilgisayarında bulunan kontrol kartına gelerek ağ aracılığı ile yazılıma aktarılmaktadır. Bu sayede ilk verilen pozisyon emrinin doğruluğu kontrol edilmektedir. Anlık pozisyona göre denetleyicinin vermiş olduğu emir değişerek aynı döngü devam etmektedir. Ayrıca motor kısmından okunan kodlayıcı da diğer alınan kodlayıcı verisi gibi okunmaktadır.



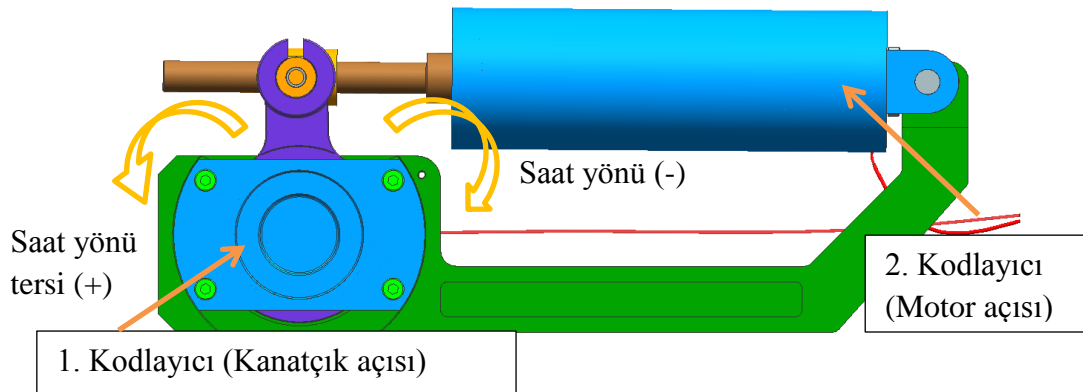
Şekil 5.2. KYC elektriksel işleyiş şeması

## 5.2. Aktarma Oranı Doğrulama Testi

Aktarma oranı, mekanizmaların giriş kısmıyla çıkış kısmı arasında oluşan pozisyon oranları olarak tanımlanmaktadır. Redüktör gibi girişte küçük tork ve yüksek devirli, çıkışta yüksek tork ve düşük devirli dönen hareketli uzuvların oluşturduğu farka aktarma oranı denir. Mekanizmada hızlı dönen kısım motor bölümünde olan bilya vida milidir. Çıkış da yüksek tork alınan kısım da kanatçık milidir.

Bu test ile Bölüm 3’de MATLAB® ile çözümlenmiş ve Msc ADAMS® ile doğrulanmış olan teorik aktarma oranının deneysel olarak doğrulanması amaçlanmıştır. Bu çalışmada mekanizmanın sahip olduğu pozisyona bağlı aktarma oranının deneysel ölçümü yapılmıştır. Teorik ile deneysel verilerin karşılaştırması yapılmıştır.

Deneysel aktarma oranı için EKTS sistemi kaide ye sabitlenmiştir. Mekanizmanın hareketini sağlayan motor kısmına gerçek zamanlı elektronik sistem ile sabit akım verilmiştir. Mekanizmanın yüksüz, engelsiz ve kendi halinde bir tarafa doğru ilerlemesi sağlanmıştır. Hareket  $70^\circ$  ile  $110^\circ$  arasında gerçekleştirilmiştir. Hareket anında mekanizmanın kanatçık açısına bağlanmış pozisyon okuyucusundan,  $\theta_{1.Kodlayıcı}$  ve motor mili açısı manyetik pozisyon okuyucusundan,  $\theta_{2.Kodlayıcı\_motor}$  verileri gerçek zamanlı alınmıştır (Şekil 5.3).



Şekil 5.3. EKTS yön işaretlendirmesi ve kodlayıcı gösterimleri

Teorik olarak  $\theta_{1.Kodlayıcı}$   $70^\circ$  ile  $110^\circ$  değişebilen bir yapıya sahiptir. Bu yapı olmasına rağmen tasarıma göre  $90^\circ$  olan mekanizma EKTS’de  $0^\circ$  olarak anılmaktadır. Yani veriler  $+20^\circ$  ve  $-20^\circ$  arasında noktalardan alınmıştır. Kanatçık açısı  $\theta_{1.Kodlayıcı}$

olduğunda motor mili açısı  $\theta_{2.Kodlayıcı\_motor}$  verisi alınmıştır. Eş. 5.1.'e göre açılar birbirlerini oranladığımızda o kanatçık açısındaki aktarma oranı değeri belirlenmiştir.

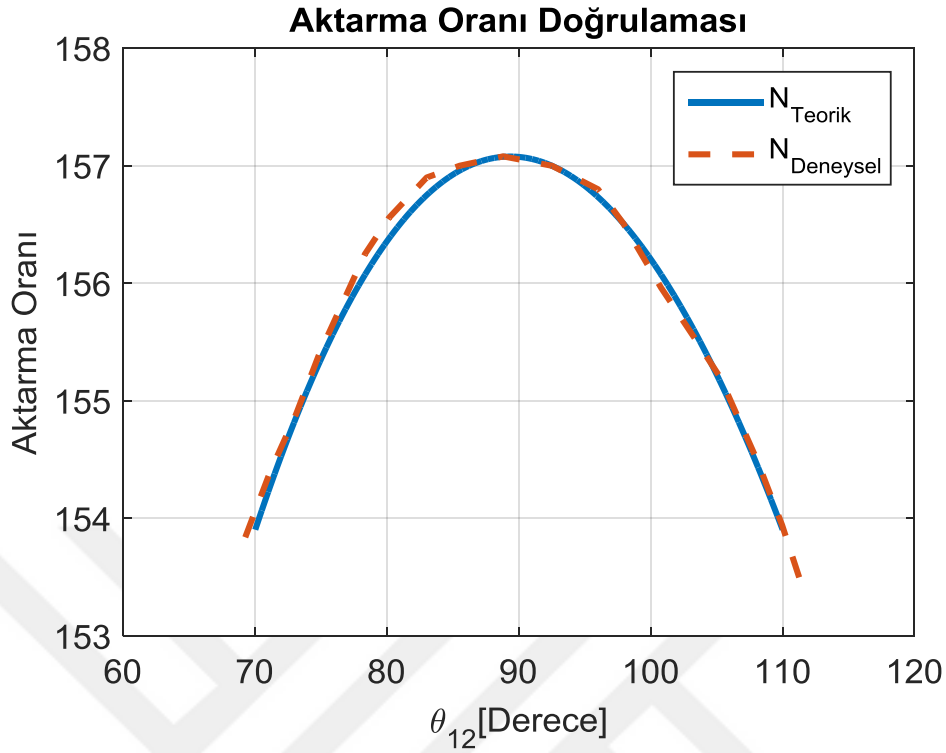
$$N_t(\theta_{1. Kodlayıcı}) = \frac{\theta_{2. Kodlayıcı\_motor}}{\theta_{1. Kodlayıcı}} \quad (5.1)$$

Hesaplanan aktarma oranı kanatçık açısının alındığı noktadır. Her bir kanatçık açısı için motor mili açısı pozisyonu ölçülmüştür. Çizelge 5.1'de veriler belirtilmiştir.

**Çizelge 5.1.** Aktarma oranı verileri

$\theta_{1.Kodlayıcı}$	$N_t(\theta_{1. Kodlayıcı})$	$\theta_{2.Kodlayıcı\_motor}$
-21,26 °	153,84	-3270,6 °
-19,36 °	154,4	-2989,2 °
-17,43 °	154,88	-2699,56 °
-15,64 °	155,4	-2430,46 °
-12,18 °	156,2488	-1903,11 °
-10,35 °	156,558	-1620,37 °
-7,498 °	156,9	-1176,4 °
-5,02 °	157,02	-788,24 °
-1,7 °	157,08	-267,03 °
1,96 °	156,95	307,62 °
5,52 °	156,81	865,6 °
7,428 °	156,51	1162,48 °
10,28 °	155,963	1603,3 °
12,81 °	155,536	1992,4 °
14,78 °	155,197	2293,8 °
17,6 °	154,486	2718,95 °
19,46 °	153,944	2995,75 °
21,2 °	153,347	3250,95 °

Çizelge 5.1'deki deneysel veriler ile Şekil 3.16'da bulunan teorik eğri üst üste çizilerek aktarma oranının karşılaştırması yapılmış ve Şekil 5.4'de gösterilmiştir.



**Şekil 5.4.** Mekanizma aktarma oranının deneysel ve teorik karşılaştırması

Sonuç olarak deneysel ile teorik sonuçlar arasında görülen bu benzerlik sistemimizin teorik tasarımımızla çok benzer olduğunu doğrulamıştır. Tezin ilerleyen kısımların da bu aktarma oranının değişik açılardaki değerleri kullanılarak EKTS sistemi için yapılacak olan testlerde girdi olarak kullanılmıştır.

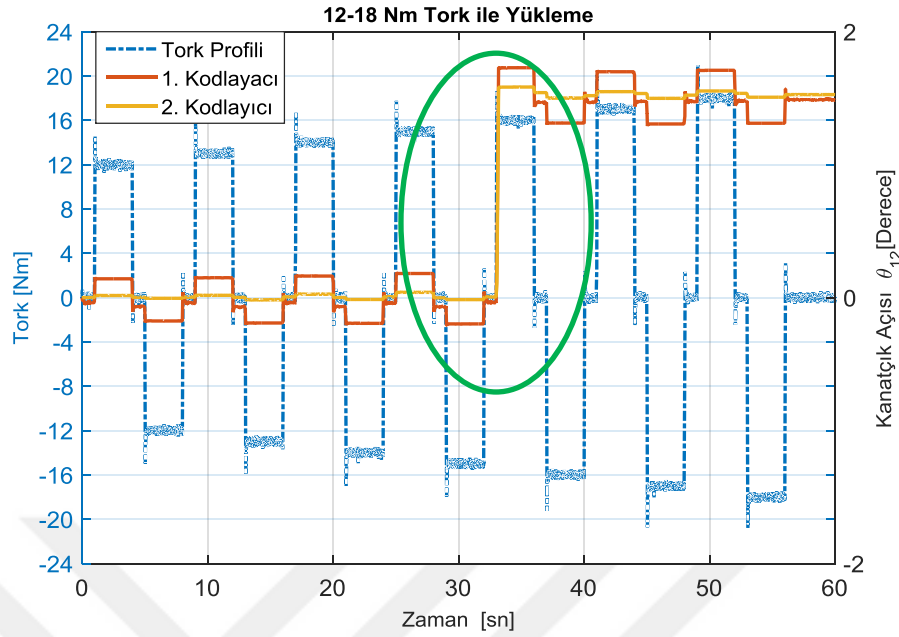
### 5.3. Boşluk Testi

EKTS sisteminde kullanılan mekanizmada çeşitli mafsalları kullanılmaktadır. Mafsallar birbirine giren uzuvları istenilen eksenlerde hareket etmeye yarayan ara bileşenlerden oluşmaktadır. Mafsallar tasarım ve üretim esnasında bir takım geçiş boşluklarını beraberinde getirmektedir. Mekanizma da bulunan boşlukların, kanatçık açısına etkisi deneysel ölçümler ile incelenmiştir.

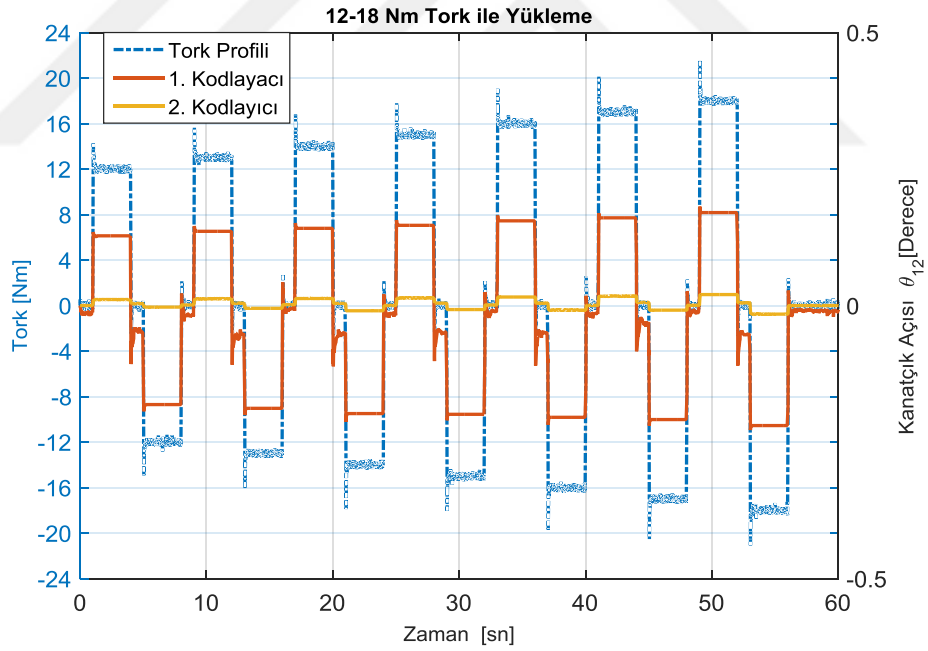
EKTS'de motor kısmında bulunan motor miline ve kanatçık miline açılal pozisyonunu ölçebilen kodlayıcılar bağlanmıştır (Şekil 5.3). Motor mili pozisyon ölçümü,  $\theta_{2.Kodlayıcı\_motor}$  ve kanatçık mili pozisyon ölçümü,  $\theta_{1.Kodlayıcı}$  şeklinde gösterilmiştir. Bu kodlayıcılar sayesinde sistemin boşluktan kaynaklanan hareketi ölçülmüştür.

Test sırasında EKTS, KYC'ye Şekil 5.1'de görüldüğü gibi sabit şekilde bağlanmıştır. Test sırasında bilya vidanın üzerinde bulunan somunun aksenal ve radyal boşluk miktarı sıfır olduğu kabul edilmiştir. Sisteme belirlenmiş tork yükü verebilmek için kontrollü tork verebilen KYC kullanılmıştır. Üzerinde bağlı bulunan kalibrasyonlu torkmetre sayesinde gerçek zamanlı veriler elde edilmiştir.

Mafsallar elastik deformasyona uğramadan boşluk testi yapılması gerekmektedir. Testin yapılacağı tork yükün belirlenmesi sistemin boşluk değerini bulmamızda oldukça öneme sahiptir. Tork değerini belirlemek için kanatçık mili tarafındaki mekanizma açısı 1. Kodlayıcı ( $\theta_{1,Kodlayıcı}$ ) yardımıyla  $0^\circ$ 'ye getirilmiştir. KYC'ye tanımlanmış merdiven gibi yükselen  $\pm 12$  ile  $\pm 18$  Nm arası tork profili Şekil 5.5'de belirtilen şekilde EKTS'nin kanatçık miline verilmiştir. Gerçek zamanlı tork profil verilirken motor kısmına elektriksel güç verilmemiştir. Yalnız motor frenli ve frensiz şeklinde iki adet test yapılmıştır. Şekil 5.5'de verilen frensiz motor ile yapılan test verilerine göre 15 Nm'den sonra belirgin bir şekilde sistemin mafsalları hareket etmiştir. 15-14 Nm arasında da motor tarafından okunan 2. kodlayıcı da  $0,05^\circ$  gibi oynama gözükmiştir. Aynı tork profili ile Şekil 5.6'da frenli motor ile test yapılmıştır. 18 Nm'ye kadar diğer test gibi belirgin bir oynama gözükmemiştir. 15-14 Nm arasında 2. kodlayıcıdan okunan değerde belirgin bir azalma ile  $0,02^\circ$  gibi hareket gözlemlenmiştir. Motorun frenli kullanılması sadece motor milinin dönüşünü kilitlediği için boşluk ölçümünde daha iyi sonuçlar almamızı sağlamıştır. İki ayrı test için aynı tork değerinde toplam boşluk miktarı neredeyse aynı gözükmiştir. Bu testin sonucu olarak mekanizmanın değişik açılarında gerçekleştirilecek boşluk testi 14 Nm yük altında ve frenli test yapılmasına karar verilmiştir. Motor freninin tork yükü küçük olduğundan dolayı boşluk testlerinde daha iyi sonuçlar alınacağı ön görülmüştür.



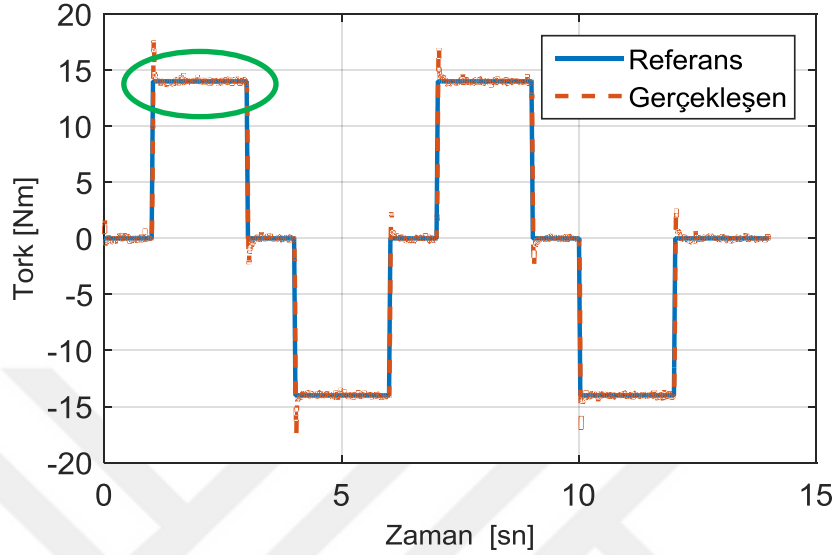
**Şekil 5.5.** 12-18 Nm tork yükü altında açı değişimi (Motor frensiz)



**Şekil 5.6.** 12-18 Nm tork yükü altında açı değişimi (Motor frenli)

Boşluk testi için verilecek tork değerinin belirlenmesi ile birlikte EKTS için değişik kanatçık açı pozisyonlarında Şekil 5.7'de gösterilen tork – zaman grafiği uygulanmıştır. Grafikte görüldüğü gibi KYC istenen referans emrini denetimci sayesinde gerçek zamanlı takip etmeyi başarmıştır. Grafikte gösterilen sabit tork

emrinde oldukça kararlı kalabilmiştir. Kararlı olması testlerimizin aynı şartlar altında yapıldığını doğrulamaktadır.



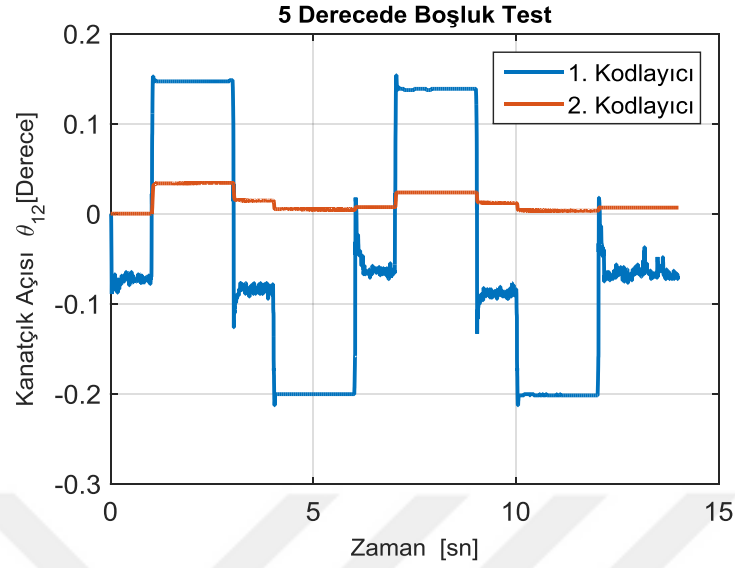
**Şekil 5.7.** KYC'nin zamana bağlı tork grafiği

KYC ile test sırasında tork ile pozisyon verileri gerçek zamanlı elde edilmiştir. Bu verilerden 2. kodlayıcıdan yani motor kısmından alınan veriler belirli bir hesaplamalar yapılarak kanatçık açısına dönüştürülmüştür. Test sırasında 2. kodlayıcıdan alınan veriler ( $\theta_{2.Kodlayıcı\_motor}$ ) ile mekanizma aktarma oranı sayesinde Eş. 3.9. kullanılarak motor mili dönüşünün kanatçık açısına etkisi ölçülmüş ve hesaplanmıştır (Eş. 5.2.).

$$\theta_{2. Kodlayıcı} = N(\theta_{1.Kodlayıcı}) \cdot \theta_{2.Kodlayıcı\_motor} \quad (5.2)$$

Eş. 5.2.'de bulunan 2. Kodlayıcı verisi ile 1. Kodlayıcıdan alınan veriler gerçek zamanlı Şekil 5.8'de verilmiştir.



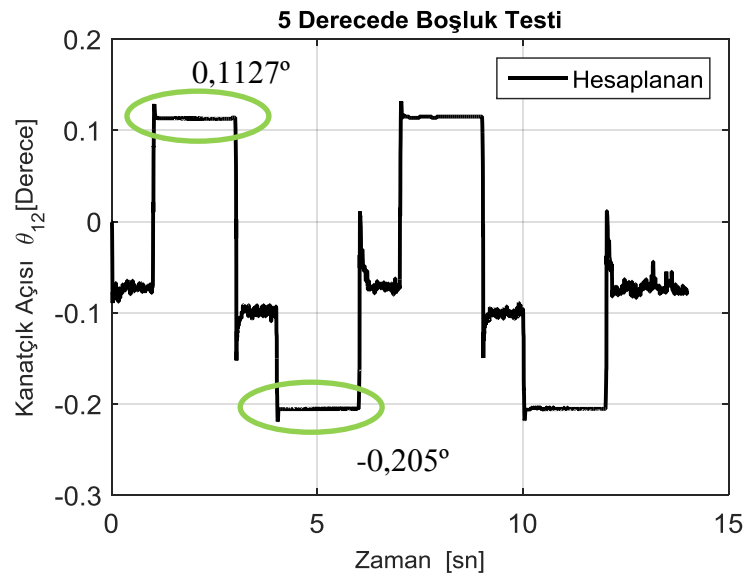


Şekil 5.8.  $\theta_{12}=5^\circ$  iken iki ayrı kodlayıcıdan alınan veriler

$\theta_{2.Kodlayıcı}$  ile  $\theta_{1.Kodlayıcı}$  verileri birbirinden çıkarılarak boşluk değerine ulaşılmıştır (Eş. 5.3.).

$$\theta_{boşluk\_hesaplanan} = \theta_{1.Kodlayıcı} - \theta_{2.Kodlayıcı} \quad (5.3)$$

Eş. 5.3.'de hesaplanan boşluk değeri grafiği Şekil 5.9'da örnek olarak verilmiştir. Test profilinde – ve + yönlere yükleme yapıldığından dolayı boşluk hareketi iki yönlü meydana gelmiştir. İki yönde tepe değerlerinin mutlaklarının toplanması ile o kanatçık açısındaki boşluk değeri elde edilmiştir.



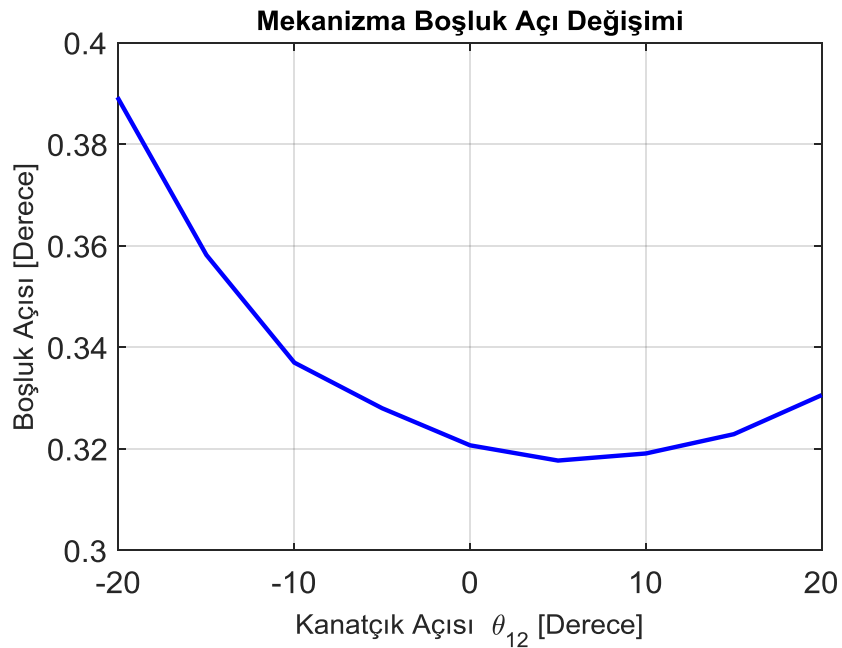
Şekil 5.9.  $\theta_{12}=5^\circ$  iken hesaplanan boşluk değeri

Mekanizma doğrusal bir yapıya sahip olmadığı için farklı kanatçık açı değerlerinde boşluk değerlerini test etmemiz gerekmektedir. Testler Şekil 5.7’deki tork –zaman profiline göre  $\pm 20^\circ$ ,  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ ,  $\pm 5^\circ$  ve  $0^\circ$  kanatçık açılarında gerçekleştirilmiştir. Testin sonucunda hesaplanan boşluk değerleri Çizelge 5.2’de belirtilmiştir. Yapılan boşluk testlerinin grafikleri EK-5’de verilmiştir.

**Çizelge 5.2.** Hesaplanan boşluk açı değeri

Tork	Kanatçık Açısı	Boşluk
14 Nm	$20^\circ$	$0,3306^\circ$
14 Nm	$15^\circ$	$0,3229^\circ$
14 Nm	$10^\circ$	$0,3191^\circ$
14 Nm	$5^\circ$	$0,3177^\circ$
14 Nm	$0^\circ$	$0,3207^\circ$
14 Nm	$-5^\circ$	$0,328^\circ$
14 Nm	$-10^\circ$	$0,337^\circ$
14 Nm	$-15^\circ$	$0,3582^\circ$
14 Nm	$-20^\circ$	$0,3889^\circ$

Çizelge 5.2’deki kanatçık açılara göre boşluk değerlerinin açısal değişimi Şekil 5.10’da çizdirilmiştir.

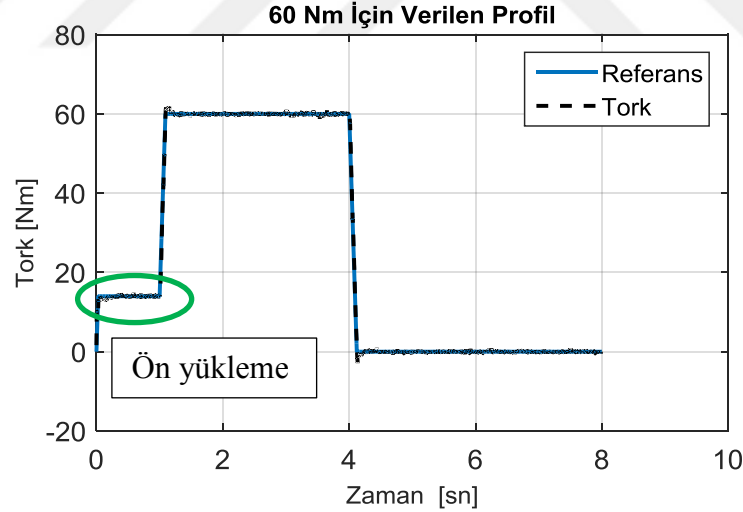


**Şekil 5.10.** Kanatçık açılara göre boşluktan kaynaklanan açı değişimi

#### 5.4. Yükleme Testi

EKTS'nin katı model üzerinden yapılan analizlerde elastik deformasyondan kaynaklanan kanatçık açısının istemsiz değişimi deneysel olarak da doğrulanmak istenmiştir. Farklı kanatçık açıları ve tork yüklerinde test gerçekleştirilerek mekanizmanın çeşitli pozisyonlarda durumu incelenmiştir.

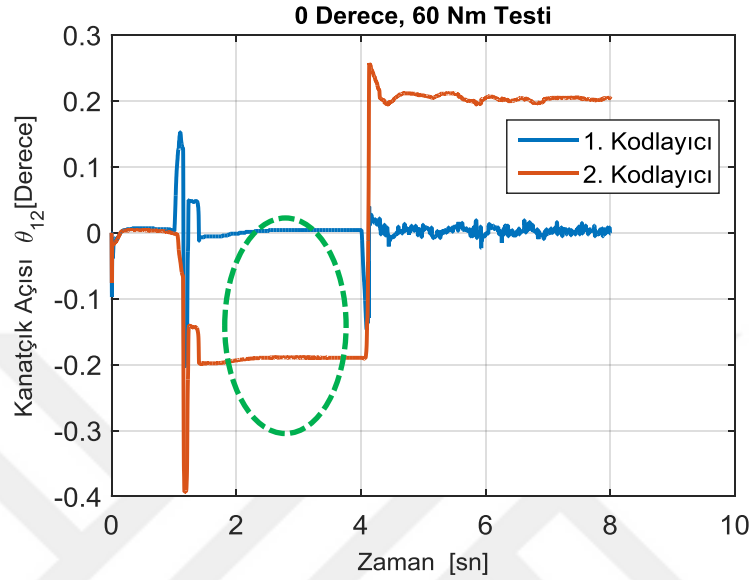
Yükleme testi sırasında en önemli nokta boşluk miktarını hesaba katabilmektir. EKTS, yüksüz durumda boşluk miktarının hangi kısmında bulunduğu kestirilememektedir. Boşluk testinde belirlediğimiz tork miktarı ön yükleme olarak sisteme girilmiştir. Her yükleme yapıldığında ilk olarak 14 Nm ön yük verilmiş ve sistemin boşluğu alınmıştır. O noktadan itibaren yük verilmiştir. Şekil 5.11'de 60 Nm yükleme yapılması için izlenen profil verilmiştir. Grafikte görüldüğü gibi ilk olarak 0-1 sn zaman aralığında ön yükleme verilmiş ve 1-4 sn zaman aralığında tork yükü uygulanmıştır. Kontrolcülü KYC, gerçek zamanlı tork kontrolü yaptığından dolayı sisteme verilen referans emrini kararlılıkla takip etmiştir (Şekil 5.11).



Şekil 5.11. Ön yüklemeli tork yükü profili

Zamana bağlı tork yükü profili uygulanırken EKTS'nin sahip olduğu kontrolcü sayesinde kanatçık milini  $0^\circ$ 'de sabit tutması için emir verilmiştir. Bu iki ayrı kontrolcü gerçek zamanlı olarak aynı anda çalışmıştır. Şekil 5.12'de görüldüğü gibi 2 ayrı kodlayıcı  $0^\circ$ 'de başlamıştır. 1. sn de tork yükü gelmiş ve kontrolcü onu bastırabilmek için aşım yapmıştır. 2,4. sn den sonra 1. Kodlayıcı  $0^\circ$ 'e gelebilmiştir. Yalnız 2. Kodlayıcı Şekil 5.12'de görüldüğü gibi  $0,1892^\circ$  de kalmıştır. Aradaki bu

açı farkı değerin okunması ile elastik deformasyonların etkisi görülmüştür. Bu değer bize 60 Nm de tork yükünden meydana gelen elastik yer değiştirmelerin kanatçık açısına etkisi olarak tanımlanmıştır.



Şekil 5.12. Kodlayıcılardan alınan gerçek zamanlı veriler

Test prosedürü,  $\pm 20^\circ$ ,  $\pm 15^\circ$ ,  $\pm 10^\circ$ ,  $\pm 5^\circ$  ve  $0^\circ$  kanatçık açılarında ve 40 Nm, 60 Nm, 80 Nm, 90 Nm, 100 Nm, 120 Nm tork profili altında yapılmıştır. Testlerin sonucu olarak grafiklerden elastik deformasyonun sebep olduğu kanatçık açı değişimi Çizelge 5.3’de verilmiştir. Yapılan testlerinin grafikleri EK-6’da verilmiştir.

Çizelge 5.3. Yüklü test sonucunda bulunan kanatçık açı değişim verileri

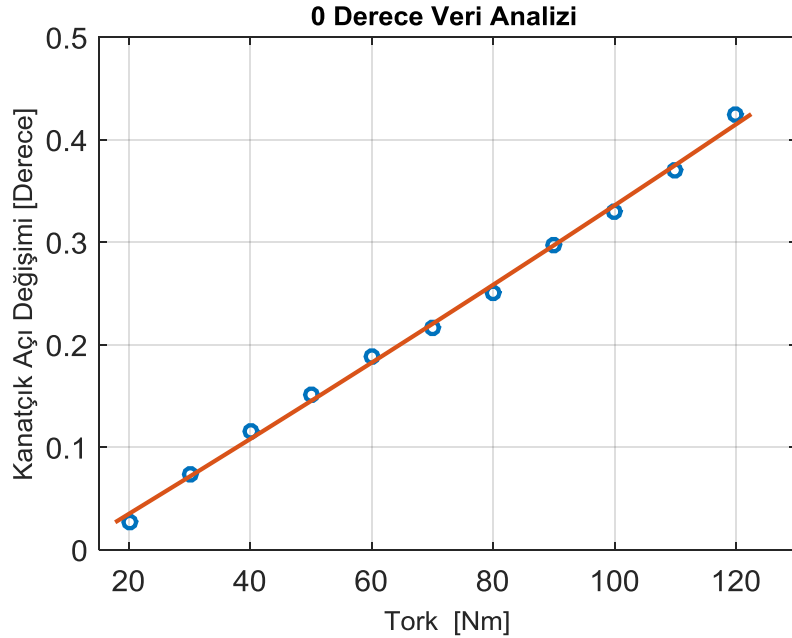
		Uygulanan Tork Yüğü					
		40 Nm	60 Nm	80 Nm	90 Nm	100 Nm	120 Nm
Kanatçık Açısı	20°	-0,1216 °	-0,1959 °	-0,261 °	-0,3038 °	-0,3387 °	-0,417°
	15°	-0,1161 °	-0,192 °	-0,2565 °	-0,306 °	-0,3307 °	-0,4111°
	10°	-0,1153 °	-0,1857 °	-0,255 °	-0,2875 °	-0,33 °	-0,41 °
	5°	-0,1104 °	-0,1973 °	-0,2612 °	-0,2915 °	-0,3386 °	-0,4058 °
	0°	-0,1153 °	-0,1892 °	-0,2508 °	-0,2978 °	-0,3297 °	-0,410 °
	-5°	0,115 °	0,1877 °	0,2572 °	0,293 °	0,3266 °	0,413 °
	-10°	0,1056 °	0,1894 °	0,253 °	0,2922 °	0,320 °	0,411 °
	-15°	0,1148 °	0,1861 °	0,255 °	0,299 °	0,3193 °	0,4132 °
	-20°	0,112 °	0,1905 °	0,258 °	0,29 °	0,3332 °	0,4168 °

## 6. DENEYSEL ve SAYISAL ANALİZ DEĞERLENDİRMESİ

Farklı kanatçık açılarında ve değişik tork yüklerinde meydana gelen SEM analizi ve yüklemeli testlerin sonuçları değerlendirilerek kanatçık açısı değişimi incelenmiştir. Boşluk testinden gelen istemsiz kanatçık açıları ile de EKTS'nin boşluk davranışı incelenmiştir.

İlk olarak verilerin düzenlenmesi gerçekleştirilmiştir. SEM analizi ve yüklemeli test verileri noktasal şekilde alınmıştır. Her bir kanatçık açısında bu noktalardan geçen bir doğru geçirilmiş ve ona göre değerlendirmeler yapılmıştır. Bu işlem için MATLAB® kullanılmıştır.

Örneğin, yüklemeli testten çıkan 0°'deki sonuçlar ile çeşitli torklarda yükleme yapılmıştır. Çıkan verilere göre Şekil 6.1'de belirtilen noktalar işaretlenmiştir. Bu noktalardan geçebilecek 2. dereceden bir doğru geçirdiğimizde Şekil 6.1'deki gibi doğru meydana gelmiştir. Bu doğruyu en küçük kareler yöntemi ile incelediğimizde genel olarak % 99 yakınsadığı görülmüştür. SEM analizi ve yüklemeli test sonuçları bu şekilde doğrusallaştırma yapılarak incelenmiştir.

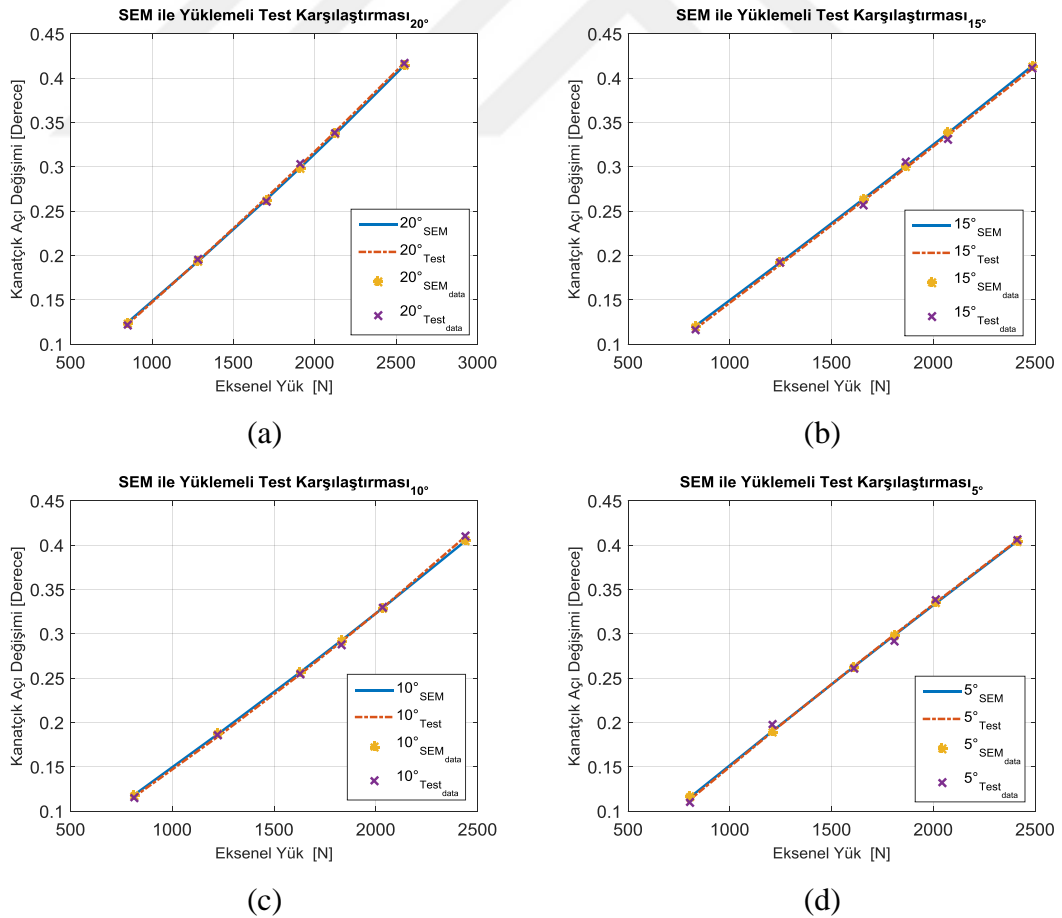


**Şekil 6.1.** 0°'de alınan verilerin 2. dereceden denkleme dönüştürme işlemi

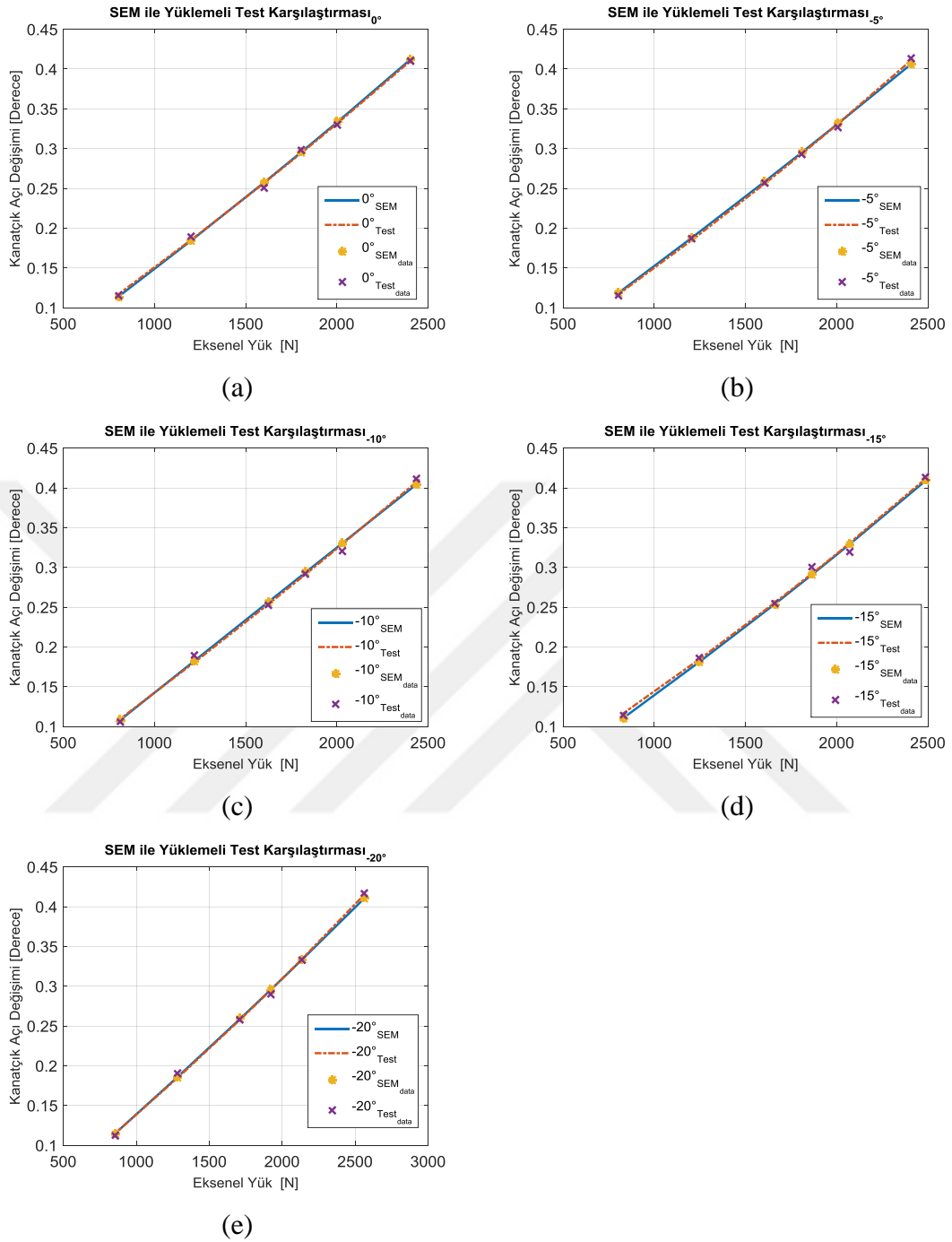
Yüklemeli test ile SEM analizlerinin değerlendirilebilmesi için verileri kullanılarak diğer kanatçık açılarında grafikler çizdirilmiştir. Çizelge 4.2 ve Çizelge 5.3'de

bulunan veriler ile farklı kanatçık açılarında ve farklı yüklerde birbiriyle karşılaştırılmıştır. Her kanatçık açısında Şekil 6.1’de belirtilen işlem uygulanarak düzenli hale getirilmiş ve grafikler oluşturulmuştur. Grafiklerde değişik kanatçık açılarında farklı somun eksenel yüklerine göre kanatçık açısının istemsiz değişimi incelenmiştir.

EKTS’nin gerçek zamanlı yüklemeli testleri ile SEM analiz sonuçları  $\pm 20^\circ, \pm 15^\circ, \pm 10^\circ, \pm 5^\circ$  ve  $0^\circ$  kanatçık açılarında karşılaştırılmıştır. Aynı kanatçık açılarında SEM ile yüklemeli test verileri beraber çizdirilmiştir. Şekil 6.2 ve Şekil 6.3’deki grafiklere göre SEM ile test sonuçları birbirleriyle yaklaşık olarak örtüşmüştür. Şekillerde gözüktüğü gibi bazı kanatçık açılarında  $0,005^\circ-0,007^\circ$  arası kanatçık açı değişim sapmaları bulunmaktadır. Gerçek zamanlı alınan verilerin elektriksel gürültülerden etkilenmesi ve kodlayıcı hassasiyetlerine bağlı olarak değişken bir yapıya sahip sapma olduğu gözlemlenmiştir.



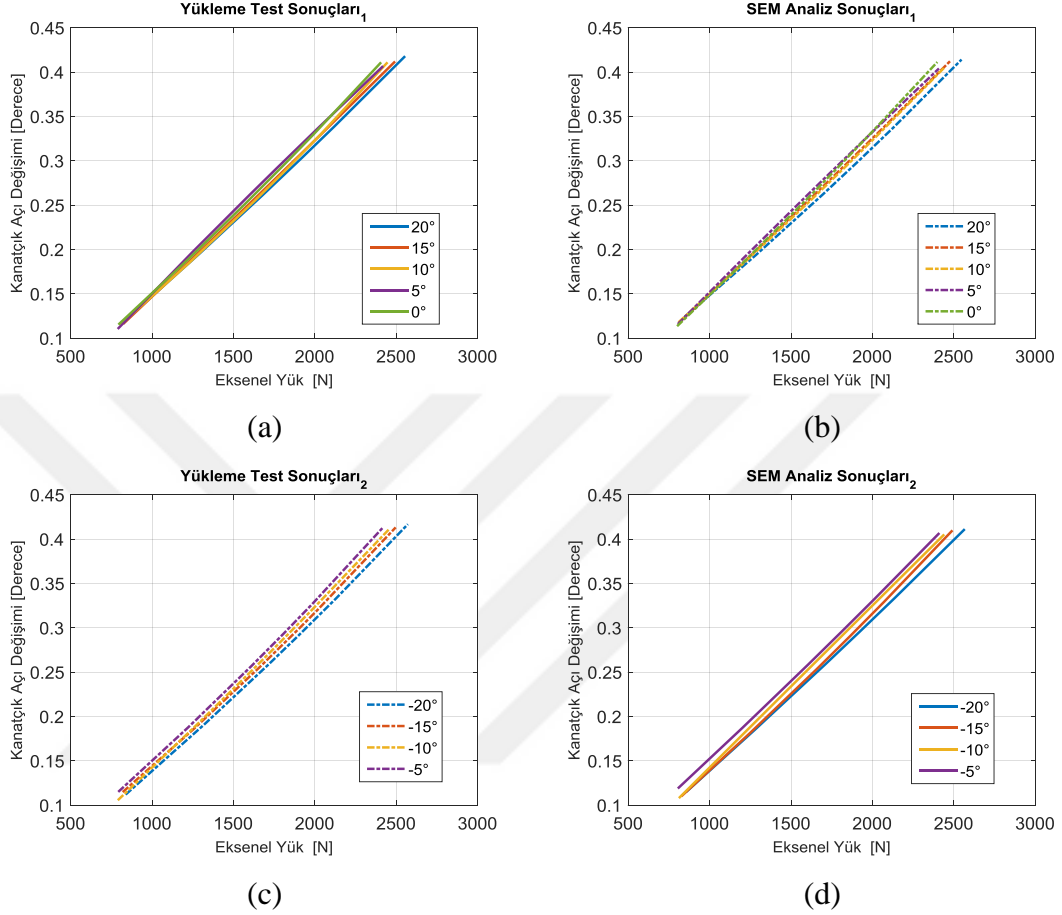
Şekil 6.2. Kanatçık açıları (a)  $\theta_{12} = +20^\circ$ , (b)  $\theta_{12} = +15^\circ$ , (c)  $\theta_{12} = +10^\circ$  ve (d)  $\theta_{12} = +5^\circ$  için deneysel ve SEM analiz karşılaştırması



**Şekil 6.3.** Kanatçık açıları (a)  $\theta_{12} = 0^\circ$ , (b)  $\theta_{12} = -5^\circ$ , (c)  $\theta_{12} = -10^\circ$ , (d)  $\theta_{12} = -15^\circ$  ve (e)  $\theta_{12} = -20^\circ$  için deneysel ve SEM analiz karşılaştırması

Şekil 6.3’de EKTS kanatçık açısı  $\pm 20^\circ, \pm 15^\circ, \pm 10^\circ, \pm 5^\circ$  ve  $0^\circ$ ’deki pozisyonlarında yüklemeli test ve SEM sonuçları verilmiştir. Grafiklerde görüldüğü gibi belirli bir eğimde doğrusal bir değişim gözükmiştir. Sonuçlara göre verilen yük altında EKTS’nin elastik bölgede kalarak hareket ettiği sonucuna ulaşılmıştır. SEM analizi ile deneysel sonuçlar birbirine benzer yapıya sahip olduğu görülmüştür. Pozitif (+)

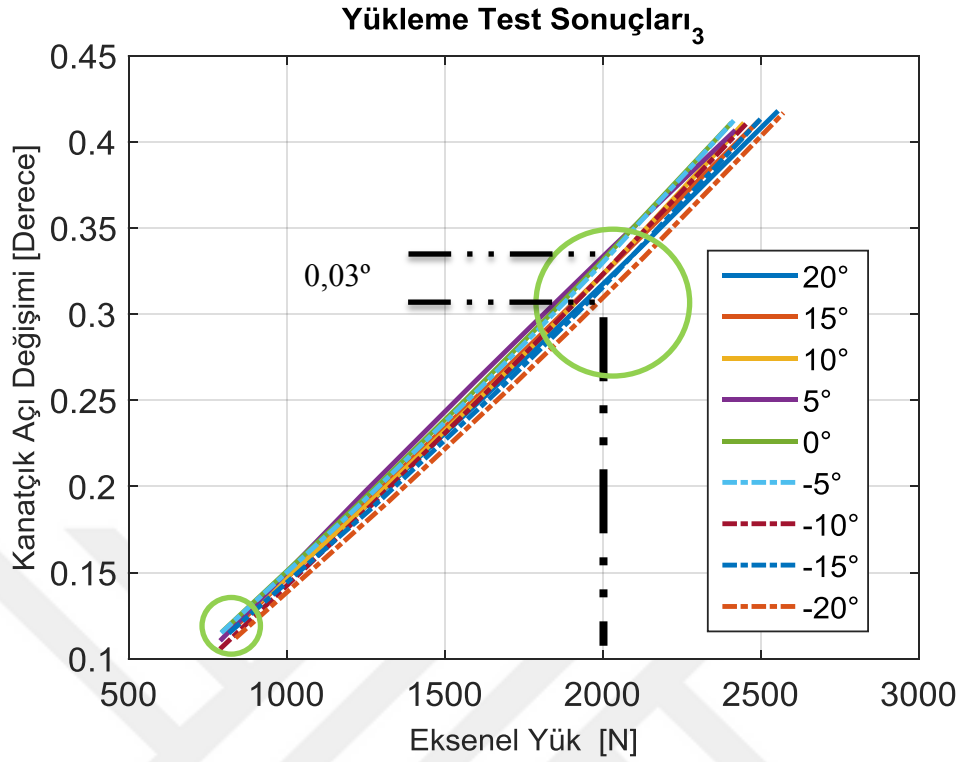
ile negatif (-) kanatçık açıları aynı türden davranış sergilemiştir. Belirgin bir farklılık gözlemlenmemiştir.



**Şekil 6.4.** (a) + kanatçık açılarında deneysel test, (b) + kanatçık açılarında SEM analiz, (c) - kanatçık açılarında deneysel test, (d) – kanatçık açılarında SEM analiz için karşılaştırma

Şekil 6.5’de EKTS’nin yüklemeli test sonuçları bütün kanatçık açıları ile beraber verilmiştir. Aynı eksenel yükte farklı kanatçık açlarına baktığımızda EKTS’nin 0°’de daha çok istemsiz kanatçık açı değişimi olduğu gözlemlenmiştir. Şekil 6.5’e göre aynı eksenel yükte yaklaşık kanatçık açı değişimi 0,03°’lik bir bant da seyretmiştir. Bu aralık farklı eksenel yüklerde de yaklaşık aynı aralığa sahip olduğu görülmüştür. Sadece düşük yüklerde bu aralık değeri yaklaşık 0,02°’ye kadar indiği gözlemlenmiştir.





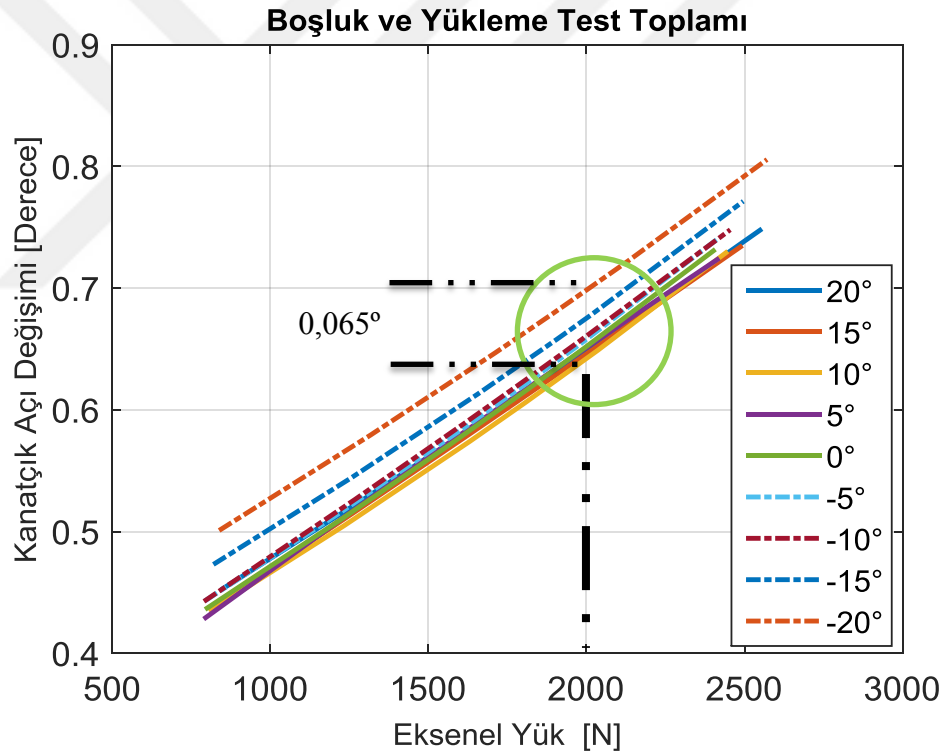
**Şekil 6.5.** Her bir kanatçık açılarında deneysel sonuç karşılaştırması

Genel olarak gerçek zamanlı yüklemeli test ile SEM analiz sonuçları karşılaştırıldığında, aynı eksenel kuvvet değerinde, negatif (-) kanatçık açıları ile pozitif (+) kanatçık açıları arasında farklılık gözlemlenmiştir. Bu değişimin sebebi, EKTS modelinin değişik açılarda farklı model yapısına sahip olmasından kaynaklıdır. Özellikle kanatçık milinin kulak kısımlarında kapanma ya da açılma yönünde deformasyon meydana gelmektedir. Bu değişim, bu farklılığın çıkmasına sebep olmuştur. Bu farklılığın oluşmasının bir başka sebebi de EKTS'nin ters krank biyel mekanizmasına sahip olmasına bağlı olarak gelen doğrusalsızlıklardan kaynaklanmaktadır.

Şekil 6.5'den anlaşılacağı gibi küçük yüklerde kanatçık açı değişimi  $0,11^\circ$  -  $0,13^\circ$  arasında çıkmıştır. Eksenel yükün artışı ile görüldüğü gibi kanatçık açı değişimi artmıştır. En yüksek yüklerde  $0,4^\circ$  -  $0,43^\circ$  arasında açı değişimi gözlemlenmiştir. Eksenel yükün artışı ile aynı doğrultuda deformasyon miktarının yükseldiği gözlemlenmiştir. Bu yükselişin etkisiyle kanatçık açısının istemsiz hareketi de artmıştır.

Deneysel olarak mekanizmanın mafsallarında bulunan boşlukların sebep olduğu kanatçık açı değişiminin etkisi önceki bölümlerde incelenmiştir. Sonuç olarak, Çizelge 5.2’de boşluktan kaynaklanan kanatçık açı değişimleri verilmiştir. En yüksek boşluk değeri,  $-20^\circ$  kanatçık açısında  $0,3889^\circ$  gözlemlenmiştir. En düşük boşluk değeri ise  $+5^\circ$  kanatçık açısında yapılan deneysel testlerde de  $0,3177^\circ$  gözlemlenmiştir.

Yüklemeli testler ilk olarak ön yükleme ile belirli seviyede tork yükü verilerek ve boşluk değeri alınarak gerçekleştirilmiştir. Yüklemeli testlerin sonuçlarına kanatçık açılarına göre boşluk değerlerinin sebep olduğu kanatçık açı değişimi de eklenirse Şekil 6.6 gibi grafik meydana gelmiştir.



**Şekil 6.6.** Bütün kanatçık açılarında deneysel ve boşluk test sonuç karşılaştırması

Şekil 6.6’da verilen grafikte, yüklemeli test ile boşluk testinden gelen değerler toplandığında  $-20^\circ$ ’de oldukça farklı bir yapı meydana gelmektedir. Boşluk testinden gelen kanatçık açı değişiminin etkisi büyük rol oynamıştır. Şekil 6.6 ‘ya göre aynı eksenel yükte yaklaşık kanatçık açı değişimi  $0,065^\circ$ ’lik bir bant da seyretmiştir. Bu aralık farklı eksenel yüklerde de yaklaşık aynı aralığa sahip olduğu gözlemlenmiştir. Aralık boşluk testinden gelen değerlerin eklenmesi ile oldukça fazla şekilde artmıştır.

Boşluk ve yüklemeli test den gelen sonuçların toplanması ile EKTS'nin genel olarak istemsiz kanatçık açısı değişimi verilmiştir. Bunun sonuçları olarak EKTS kontrolcüsünün hesaba katamadığı istemsiz kanatçık açısı değişimi incelenmiştir. En yüksek kanatçık açısı değişimi 120 Nm tork yükünde, kanatçık açısı  $-20^{\circ}$ 'de iken,  $0,81^{\circ}$  gözlemlenmiştir. En düşük kanatçık açısı değişimi 40 Nm tork yükünde, kanatçık açısı  $5^{\circ}$ 'de iken,  $0,42^{\circ}$  olarak belirlenmiştir.



## 7. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada mühimmatlarda bulunan kanatçık tahrik sistemlerinin yapısal özelliklerinin kanatçık açısına etkisi deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Kanatçık tahrik sisteminde bulunan mekanizmanın kinematik ve statik analizi, analitik ve nümerik metotlar ile çözümlenerek karşılaştırılmıştır. Kanatçıklara gelen aerodinamik menteşe yüklerin sebep olduğu deformasyonlar kanatçık açısını etkilemiştir. Sonlu elemanlar metodu ile farklı kanatçık açılarında değişik tork yüklerinde analizler yapılmıştır. Analizlerin sonucunda elastik deformasyonların sebep olduğu kanatçık açısı değişimleri incelenmiştir. Yapılan analizlerin karşılaştırması için kanatçık yükleme cihazı kullanılarak sisteme menteşe kuvvetlerinin benzetimi verilerek deformasyonların oluşturduğu kanatçık açısı değişimi incelenmiştir. Sistemin en önemli özelliği olan aktarma oranı deneysel olarak çıkarılmış ve teorik yöntem ile bulunan sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Mekanizmaların genel özelliklerinden olan mafsallar arası boşluk miktarı kanatçık açısını istemsiz şekilde hareket ettirmektedir. Deneysel çalışmalar ile mafsallar arası geçiş boşluklarının sebep olduğu istemsiz kanatçık açısı değişimi incelenmiştir. Bu çalışmadan çıkarılacak sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

- Mekanizma analizi için analitik ile nümerik yöntemler kullanılarak sistem için önemli olan aktarma oranı, motor isterleri gibi veriler birbirleri ile uyumlu sonuçlanarak sistemin doğruluk payı artırılmıştır.
- Sistemin teorik olarak hesaplanan aktarma oranı, deneysel veriler ile çok benzer örtüşmüştür. Bazı noktalarda uyumsuzluk olmasının sebepleri ise elektriksel gürültü ve kodlayıcı hassasiyetleri ile ilgili olduğu ön görülmüştür.
- Sonlu elemanlar metodu ile yapılan analiz ve deneysel veriler karşılaştırıldığında benzer sonuçlar elde edilmiştir. Bazı grafiklerde deneysel veriler ile analiz arası uyumsuzluk mevcuttur. Bunun sebebi ise deneysel model ile analiz model arasında bulunan farklılıklardır. Örneğin, yataklama elemanı gibi karmaşık yapılar sonlu elemanlar metodu ile tam olarak tanımlanmamıştır. Ayrıca, veri okuma sırasında gerçekleşen

elektriksel gürültü ve kodlayıcı çözünürlüğünün etkisi hatalı okumamıza sebep olmuştur.

- Farklı kanatçık açılarında, aynı eksenel yük durumu incelendiğinde  $0^\circ$  ve  $5^\circ$  civarlarında en yüksek kanatçık açısı değişimi meydana gelmiştir.  $-20^\circ$  ve  $+20^\circ$  kanatçık açılarında en az kanatçık açısı değişimi olmuştur.
- Kanatçık tahrik sistemine gelen aerodinamik menteşe kuvvetlerinin artması ile deformasyon miktarının arttığı görülmüştür. Sonuç olarak, kanatçıklara gelen tork yükü arttığında kanatçık açısı değişiminin arttığı gözlemlenmiştir.
- Yüklü durumda meydana gelen kanatçık açısı değişim miktarı, farklı kanatçık açılarında beraber incelendiğinde belirli bir aralığın içinde kalarak arttığı gözlemlenmiştir.
- Sistemde bulunan mafsal boşlukları deneysel olarak test edilmiştir. Kanatçık açısı – dereceye doğru ilerlediğinde oldukça yüksek kanatçık açısı değişimine sebep olmaktadır. + yönde ise daha az kanatçık açısı değişimi görülmüştür. Sistemin simetrik davranmadığı sonucuna ulaşılmıştır. Özellikle  $0^\circ$  kanatçık açısında mafsal boşluğundan kaynaklanan kanatçık açısı değişimi en düşük seviyede gözlemlenmiştir.
- Gerçek zamanlı yükleme test sırasında verilen ön yükleme ile boşluk alınarak test yapılması oldukça doğru ölçüm almamızı sağlamıştır.
- Kanatçık tahrik sistemine yüklemeye gelen deformasyon miktarına mafsal boşluğundan gelen kanatçık açısı değişimi eklendiğinde oldukça farklı bir yapı meydana gelmiştir.  $-20^\circ$  kanatçık açısında yüksek kanatçık açısı değişimi gözlemlenmiştir.

İleriki çalışmalarda bu tez çalışmasından farklı olarak kanatçık tahrik sistemlerinde bulunan mekanizmalarda mafsal geçiş boşlukları teorik olarak incelenerek kanatçık açısına etkisinin kaynakları araştırılabilir. Kanatçık açısının değişim miktarını en aza indirebilmek için iyileştirme çalışmaları yapılabilir. Ek olarak aynı parametrelerde farklı malzemeler için deneysel veya sayısal analizler yapılarak kanatçık açısı değişimi incelenebilir. Farklı mekanizmalarda, değişik kanatçık açılarda inceleme yapılarak kanatçık açısına etkisi incelenebilir. Sonuçlar, EKTS kontrolcü matrisine bozucu etken olarak dahil edilebilir. Gelen yüke ve boşluğa göre davranması sağlanabilir.

## KAYNAKLAR

- Anonim, 2017a. Hiwin, Ballscrew technical information, <http://www.hiwin.com/pdf/ballscrews.pdf> (09.09.2017).
- Anonim, 2017b. Complete Multibody Dynamics Analysis with Adams. Msc ADAMS<sup>®</sup>, ADM 701 Workshops,
- Anonim, 2017c. NSK, Ballscrew tutorial, [http://staff.iium.edu.my/hqasim/Ball\\_Screw\\_Tutorial.pdf](http://staff.iium.edu.my/hqasim/Ball_Screw_Tutorial.pdf) (09.09.2017).
- Anonim, 2017d. Helix linear, Case study, Lead screw: Drive missile fin actuation system, <https://www.helixlinear.com/media/59644/missile-fin-actuation-case-study.pdf> (08.08.2017).
- Blaignan, V.B., Skormin, V.A., 1993. Stiffness enhancement of flight control actuator. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems Vol. 29, No. 2.
- Çelik, T., Özkan, B., 2015. Kontrol tahrik sistemlerinde kullanılan ters krank biyel ve dişli çark mekanizmalarının başarımlı özelliklerinin karşılaştırılması. TOK 2015, Otomatik kontrol ulusal toplantısı, Denizli, Türkiye, 212-217.
- Daş, E., Delice, İ.İ., Keleş, M., 2017. Minyatür kontrol tahrik sistemi tasarımı ve gürbüz kontrolü. UMTS 2017, Ulusal makine teorisi sempozyumu, Trabzon, Türkiye, UMTS 2017, 294-302.
- Delice, İ.İ., Daş, E., Gören, L., 2014. GÜDÜMLÜ bir mühimmat kanatçık tahrik sistemi için iki döngülü kontrol sistem tasarımı. TOK 2014, Otomatik kontrol ulusal toplantısı, Kocaeli, Türkiye, 517-522.
- Frankovský, P., Hroncová, D., 2015. Kinematic analysis of the crank mechanism with rotating cylinder using MSC Adams/View. Applied mechanics and materials, Vol. 816, 213-223.
- Garrison, M., Steffan, S., 2006. Two-fault tolerant electric actuation systems for space applications. 42nd AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, 09 - 12 July, Sacramento, CA, USA.
- George, M. S., 2004. Missile guidance and control system. Springer, First Edition, USA.

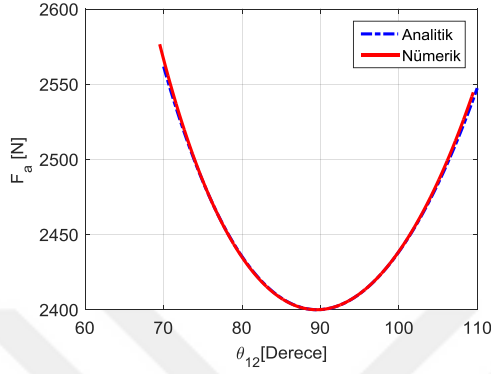
- Hastürk, Ö., 2016. Applications of slider chain inversion in control actuation systems. IEEE International Conference on AIM, 12-15 July, Alberta, Canada.
- Hastürk, Ö., 2015. Anovel electromechanical actuator for missile jet vane thrust control. IEEE, International conference on advanced intelligent mechatronics (AIM), July 7-11, 2015, Busan, Korea, 1298-1302.
- Karelin, V.S., 1986. On the synthesis of the inverted slider-crank mechanism for aroximate straight line motion. Mechanism and machine theory Vol.21 No. 1, Great Britain, 13-18.
- Khemili, I., Romdhane, L., 2008. Dynamics analysis of a flexible slider-crank mechanism with clearance. IEEE, European journal of mechanics a/solid, 882-898.
- Kim, S.H., Tahk, M.J., 2016. Modeling and experimental study on the dynamic stiffness of an electromechanical actuator. Journal of Spacecraft and Rockets, Vol.53, No.4, 708-719.
- Kulkarni, S., Kajale, P., Patil, D.U., 2015. Recirculating ball screw. International Journal of Engineering Research and Science and Technology, Vol. 4, No. 2.
- Külünk, Z., Çakıroğlu, S., Şahin, M., Esen, Z., 2016. Designing spring load system for mechatronic actuator. IEEE, 276-279.
- Özakalın, M.U., 2013. Kayan kipli denetim yaklaşımına göre hidrolik ve elektromekanik eyletimli kanatçık yükleme cihazlarının başarımlı özelliklerinin karşılaştırılması. UMTS 2013, Ulusal makine teorisi sempozyumu, Erzurum, Türkiye, UMTS 2013, 294-302.
- Özkan, B., 2017. Değişken kayma yüzeyli kayan kipli denetim yönteminin elektromekanik bir tahrik sistemine uygulanması. Journal of the faculty of engineering and architecture of gazi universty, 987-998.
- Özkan, B., 2005. Dynamic modeling, guidance, and control of homing missiles. Doktora Tezi, METU, Ankara, Turkey.
- Silva, R.C., Nunes, M.A., Bento, J.P.M., Costa, V.E., 2013. Modelling an inverted slider crank mechanism considering kinematic analysis and multibody aspects. DINAME, Proceedings of the XV international symposium on dynamic problems of mechanics, Feb. 17-22, 2013.
- Soylezmez, E., 2006. Mechanism. METU, Four edition.

- Tink, K., Hsu, K., Yu, Z., Wang, J., 2017. Clearance induced output position uncertainty of planar linkages with revolute and prismatic joints. Elsevier, Mechanism and machine theory, 66-75.
- Tombul, G.S., 2016. Real time control of a fin loading system. ICCG, 17 th international carpathian control conference, 747-752.
- US 8080772 B2, 2011. Modular, harnessless electromechanical actuation system assembly.
- US 7147181 B2, 2006. Canard fin unit.
- US 7610828 B2, 2009. Flight control surface actuator assembly including a free trial mechanism.
- Wang, Y.M., Wang, Z., 2001. A time finite element method for dynamic analysis of elastic mechanism in link coordinate systems. Elsevier, Computers and structures, Vol.79, 223-230.
- Yoo, H.C., 2017. Active Control of Aeroelastic Vibrations for Electromechanical Missile Fin Actuation Systems. Journal of guidance, control, and dynamics.
- Zhang, J., Wang, Q., 2016. Modeling and simulation of a frictional translational joint with a flexible slider and clearance. Springer, Multibody system dynamic, 367-389.

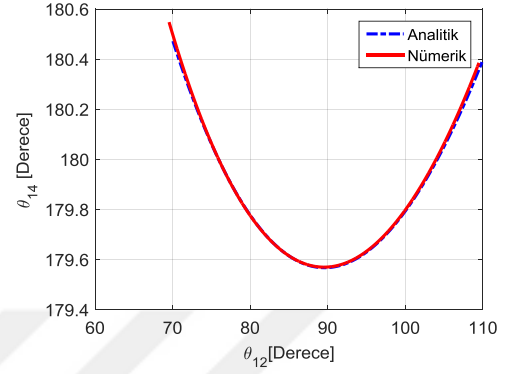
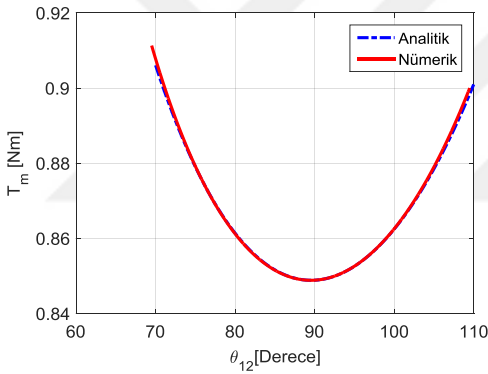


## EKLER

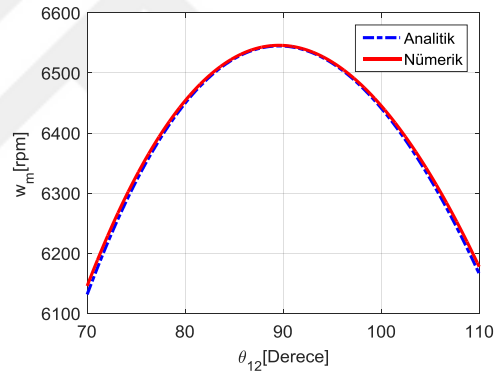
## EK-1. Nümerik ve analitik analiz karşılaştırması



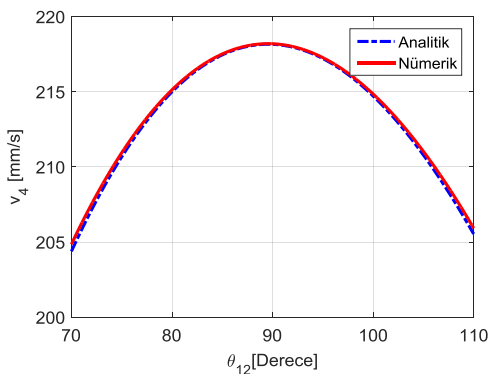
Şekil E1.1. Somuna gelen eksenel yük analiz karşılaştırması

Şekil E1.2. Mekanizma  $\theta_{14}$  analiz karşılaştırması

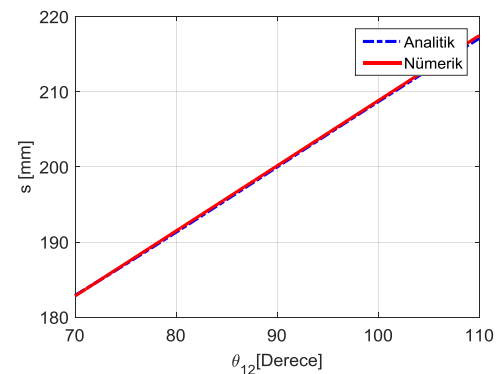
Şekil E1.3. Motor durdurma torkunun karşılaştırması



Şekil E1.4. Motor açılma hızı analiz karşılaştırması



Şekil E1.5. Somunun doğrusal hız analizi karşılaştırması



Şekil E1.6. Somunun yer değişiminin analizi karşılaştırması

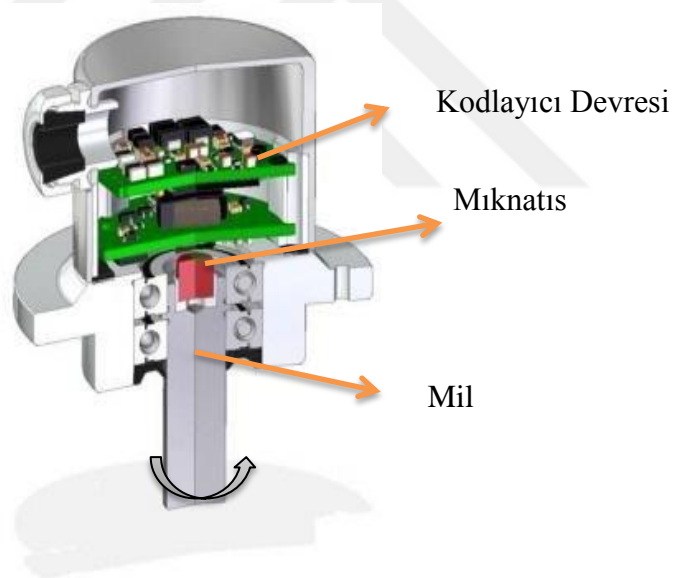
## EK-2. SEM analizinde kullanılan yükler

**Çizelge E2.1.** Kanatçık açısına göre somuna gelen eksenel kuvvet

<b>Kanatçık Açısı</b>	Kanatçık tork kuvveti	Somuna etkiyen kuvvet	<b>Kanatçık Açısı</b>	Kanatçık tork kuvveti	Somuna etkiyen kuvvet
<b>20°</b>	120 Nm	2547,6 N	<b>-20°</b>	120 Nm	2562 N
<b>20°</b>	100 Nm	2123 N	<b>-20°</b>	100 Nm	2134,8 N
<b>20°</b>	90 Nm	1910,7 N	<b>-20°</b>	90 Nm	1921,4 N
<b>20°</b>	80 Nm	1698,4 N	<b>-20°</b>	80 Nm	1707,9 N
<b>20°</b>	60 Nm	1278,3 N	<b>-20°</b>	60 Nm	1280,9 N
<b>20°</b>	40 Nm	849,2 N	<b>-20°</b>	40 Nm	853,9 N
<b>15°</b>	120 Nm	2483,9 N	<b>-15°</b>	120 Nm	2485,5 N
<b>15°</b>	100 Nm	2070 N	<b>-15°</b>	100 Nm	2071,2 N
<b>15°</b>	90 Nm	1863 N	<b>-15°</b>	90 Nm	1864,1 N
<b>15°</b>	80 Nm	1656 N	<b>-15°</b>	80 Nm	1657 N
<b>15°</b>	60 Nm	1242 N	<b>-15°</b>	60 Nm	1242,7 N
<b>15°</b>	40 Nm	828 N	<b>-15°</b>	40 Nm	828,5 N
<b>10°</b>	120 Nm	2438,5 N	<b>-10°</b>	120 Nm	2435,4 N
<b>10°</b>	100 Nm	2032,1 N	<b>-10°</b>	100 Nm	2029,5 N
<b>10°</b>	90 Nm	1828,9 N	<b>-10°</b>	90 Nm	1826,5 N
<b>10°</b>	80 Nm	1625,7 N	<b>-10°</b>	80 Nm	1623,6 N
<b>10°</b>	60 Nm	1219,3 N	<b>-10°</b>	60 Nm	1217,7 N
<b>10°</b>	40 Nm	812,8 N	<b>-10°</b>	40 Nm	811,8 N
<b>5°</b>	120 Nm	2410,5 N	<b>-5°</b>	120 Nm	2407,8 N
<b>5°</b>	100 Nm	2008,8 N	<b>-5°</b>	100 Nm	2006,5 N
<b>5°</b>	90 Nm	1807,9 N	<b>-5°</b>	90 Nm	1805,9 N
<b>5°</b>	80 Nm	1607 N	<b>-5°</b>	80 Nm	1605,2 N
<b>5°</b>	60 Nm	1205,3 N	<b>-5°</b>	60 Nm	1203,9 N
<b>5°</b>	40 Nm	803,5 N	<b>-5°</b>	40 Nm	802,6 N
<b>0°</b>	120 Nm	2400 N	<b>0°</b>	80 Nm	1600 N
<b>0°</b>	100 Nm	2000 N	<b>0°</b>	60 Nm	1200 N
<b>0°</b>	90 Nm	1800 N	<b>0°</b>	40 Nm	800 N

### EK-3. Kodlayıcı

Kodlayıcılar, bağlı oldukları milin açısal yer değiştirmesini dijital sinyallere dönüştürerek açısal konumun ölçülmesini sağlar. Kodlayıcılar doğası gereği dijital çıktı verirler, böylece modern kontrol sistemlerine kolayca bağlanabilirler. Elektriksel gürültüyü indirgemedir başarılıdır. Kesin konum, yumuşak tork ve kararlı hız kontrolü gerektiren uygulamalarda, genelde kodlayıcı tabanlı sistemler tercih edilir. Kodlayıcılar, sinyallerin oluşturulmasında kullanılan algılama teknolojisinden birisi manyetik (*ing. magnetic*)'dir. Manyetik kodlayıcılar, üzerinde manyetik kutup bulunan halkanın herhangi bir açısal pozisyon değişikliğinde oluşan manyetik alan değişiminin okuyucu kafa tarafından algılanması mantığıyla çalışmaktadır. Oldukça küçük hacimlere yerleştirilebilmektedir. Yapısı gereği temassız ve sürtünmesiz olarak çalışabilmektedir.



Şekil E3.1. Kodlayıcı

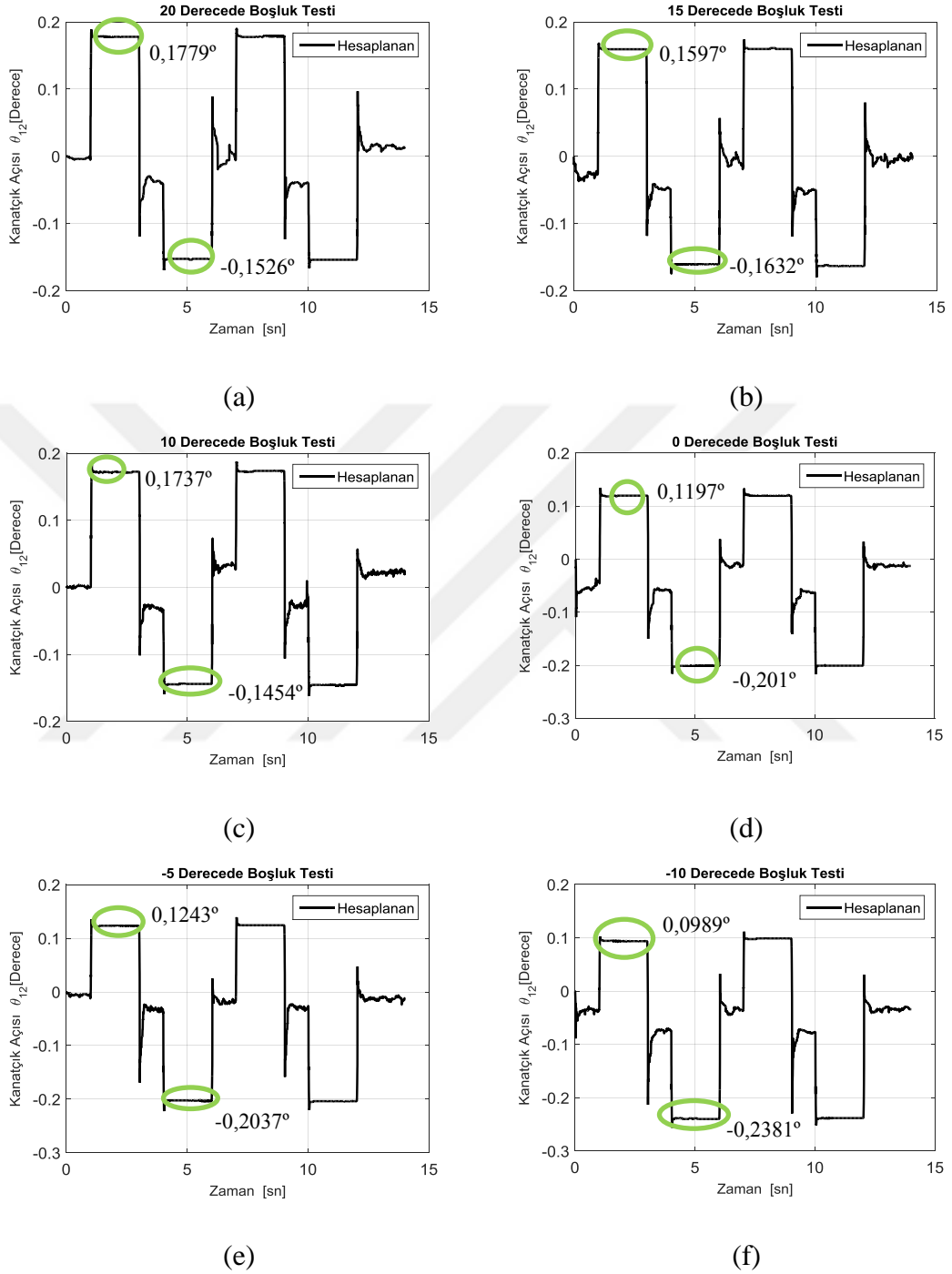
#### EK-4. Torkmetre

Torkmetre, bağlandığı sisteminde oluşan tork kuvvetini ölçmeye yarayan yüksek hassasiyetli ölçüm cihazıdır. Çalışma prensibi, sistemdeki tork yükünden dolayı oluşan açısal yer değiştirmenin torkmetre de bulunan gerinim ölçerler ile hesaplanmasıdır. Hassas gerinim ölçerinin oluşturduğu elektriksel farktan doğan voltaj sinyal şartlandırıcıya girer. Sinyal şartlandırıcı elektriksel gürültüsü azaltılmış  $\pm 10$  V analog çıkışı veri toplama kartına gönderir. xPC-target vasıtasıyla MATLAB®-Simulink yazılımı, verileri hazır bloklar sayesinde okur. Kullanılan torkmetre 225 Nm tork yüküne kadar ölçebilme özelliğine sahiptir.



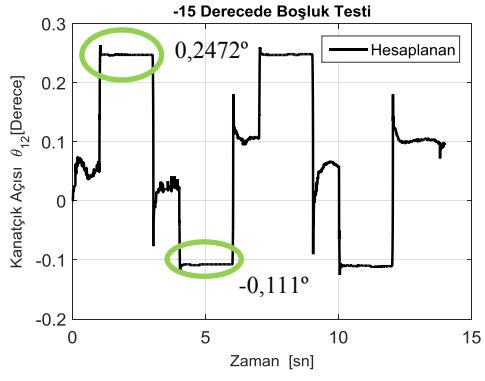
Şekil E4.1. Torkmetre

## EK-5. Boşluk testi grafikleri

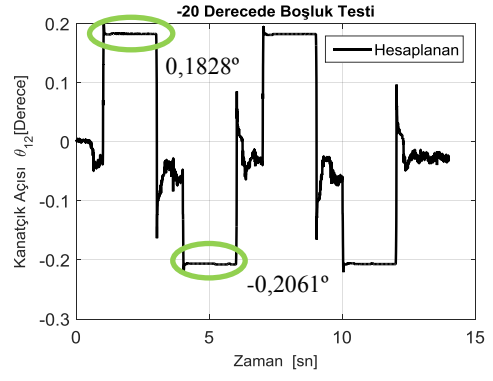


**Şekil E5.1.** Kanatçık açıları (a)  $\theta_{12}= 20^\circ$ , (b)  $\theta_{12}= 15^\circ$ , (c)  $\theta_{12}= 10^\circ$ , (d)  $\theta_{12}= 0^\circ$ , (e)  $\theta_{12}= -05^\circ$  ve (f)  $\theta_{12}= -10^\circ$  için hesaplanan boşluk değeri

## EK-5. (Devam)Boşluk testi grafikleri



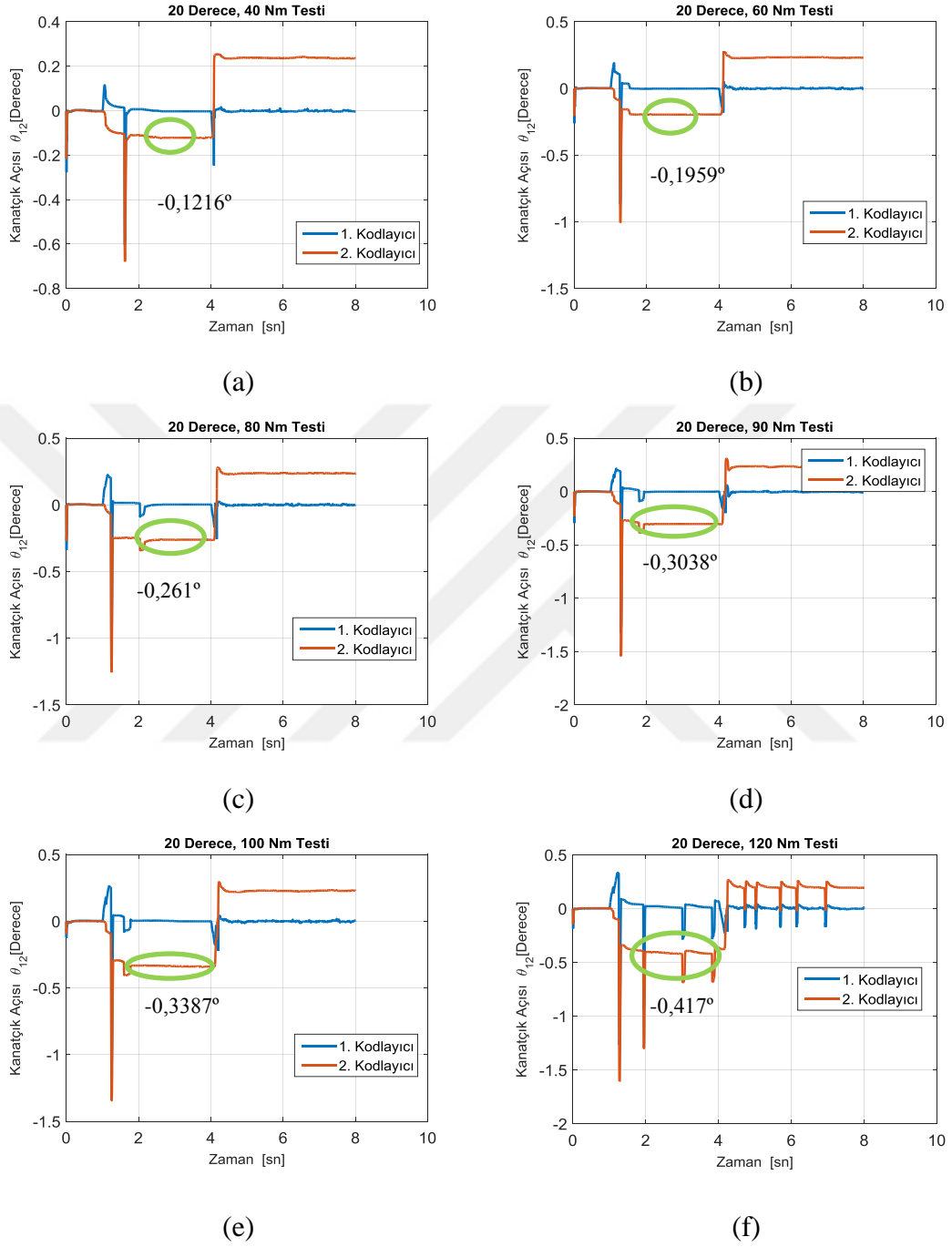
(a)



(b)

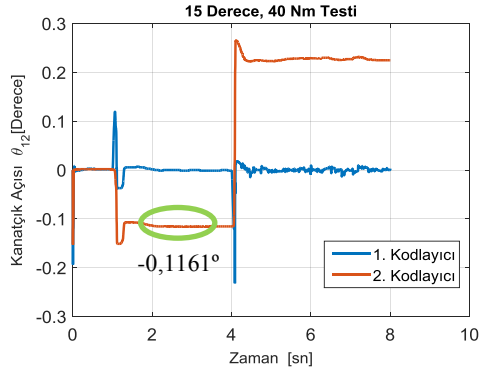
Şekil E5.2. Kanatçık açıları (a)  $\theta_{12} = -15^\circ$  ve (b)  $\theta_{12} = -20^\circ$  için hesaplanan boşluk değeri

## EK-6. Yükleme test verileri

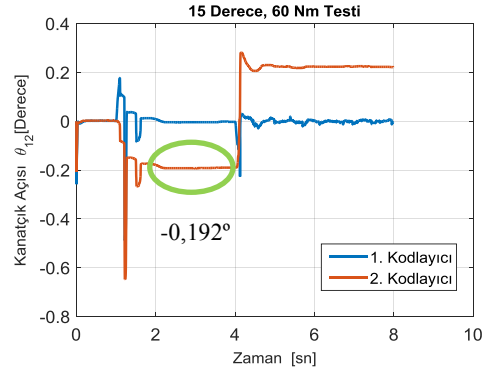


Şekil E6.1. Kanatçık açısı  $\theta_{12} = 20^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

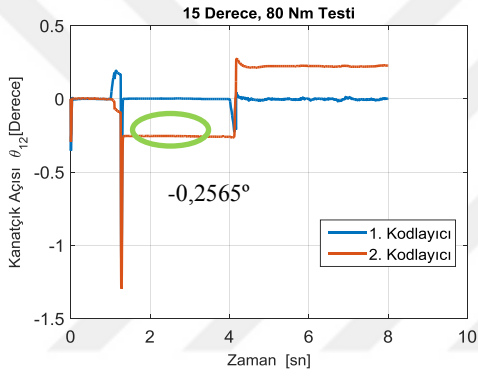
## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri



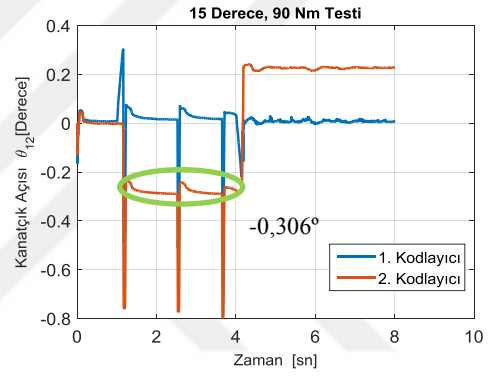
(a)



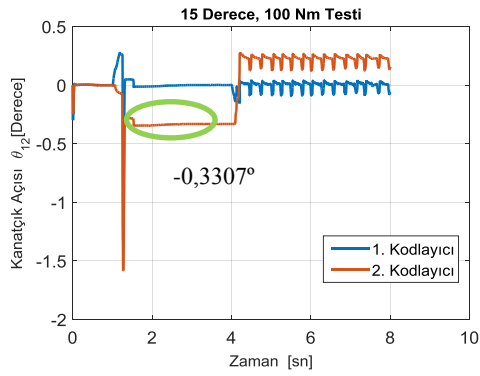
(b)



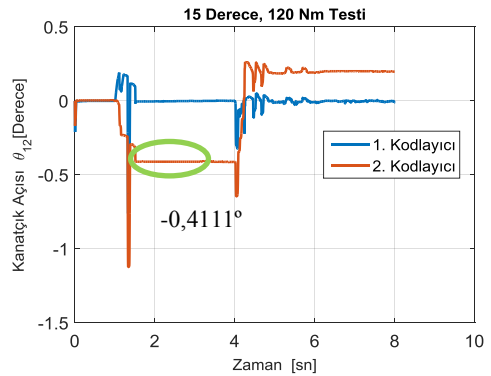
(c)



(d)



(e)

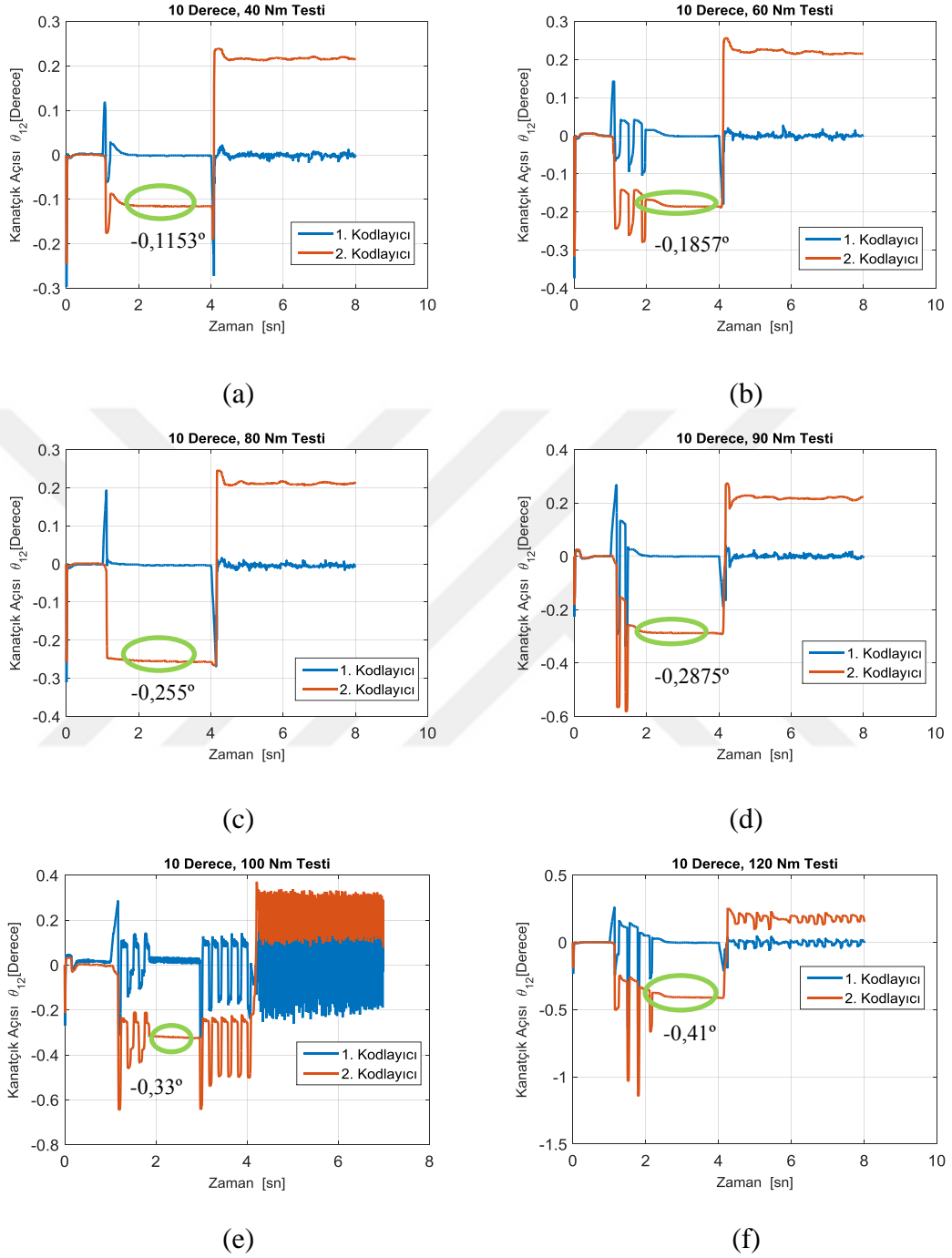


(f)

**Şekil E6.2.** Kanatçık açısı  $\theta_{12} = 15^\circ$  de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

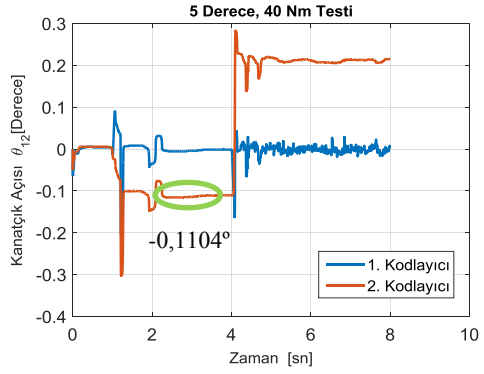


## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri

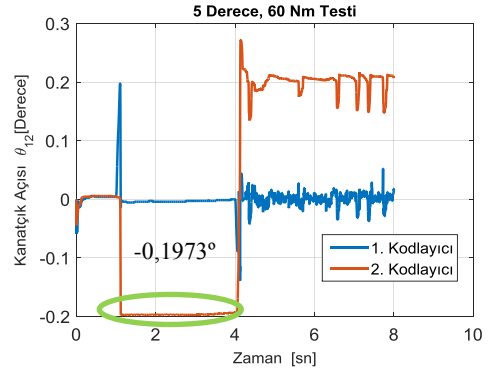


**Şekil E6.3.** Kanatçık açısı  $\theta_{12} = 10^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

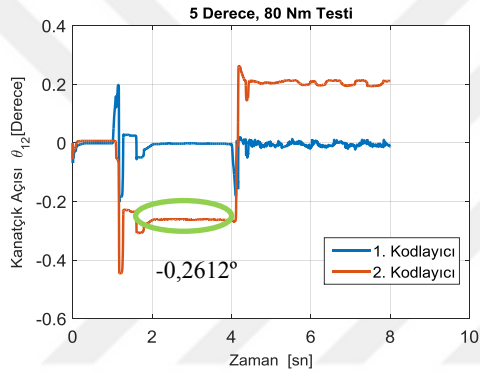
## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri



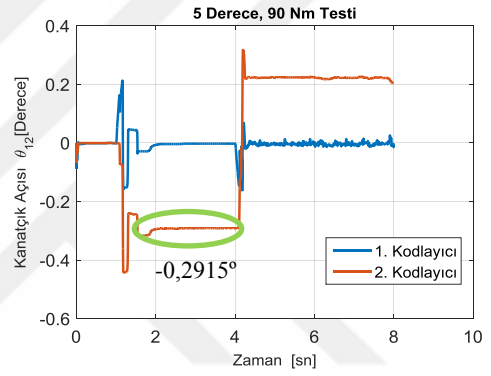
(a)



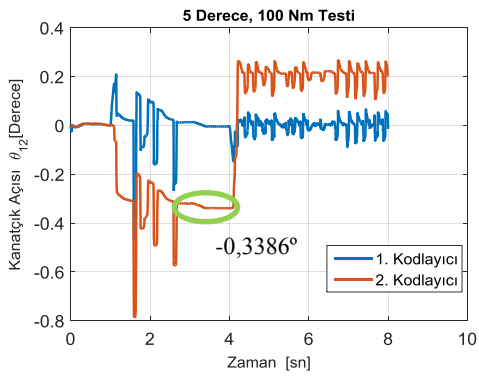
(b)



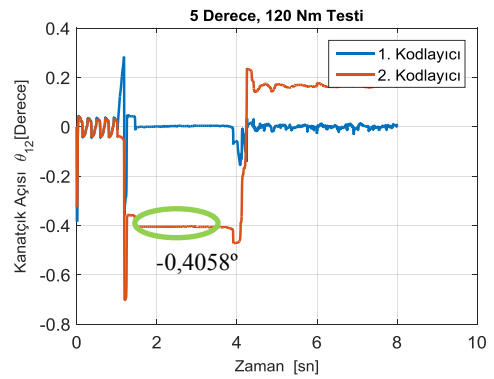
(c)



(d)



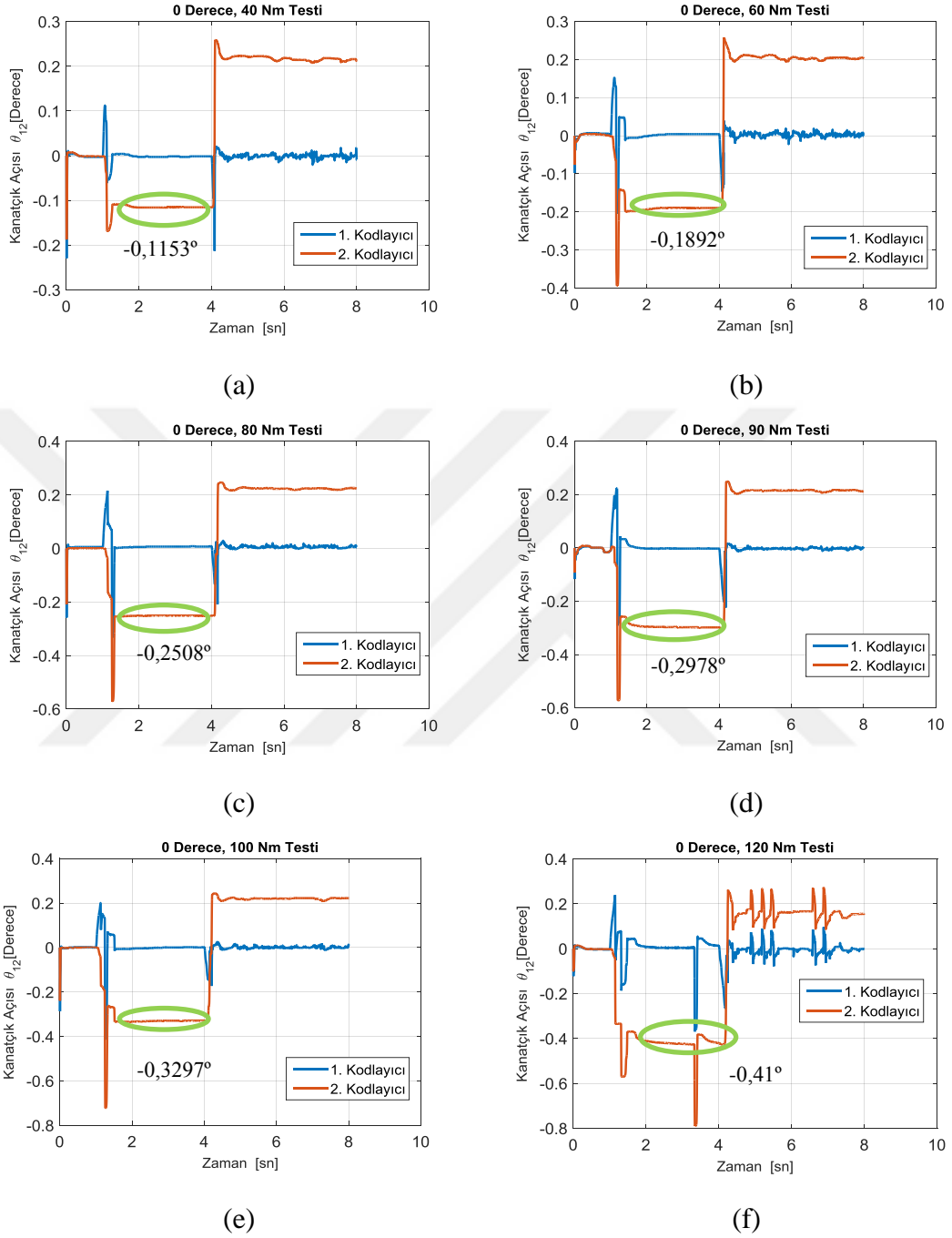
(e)



(f)

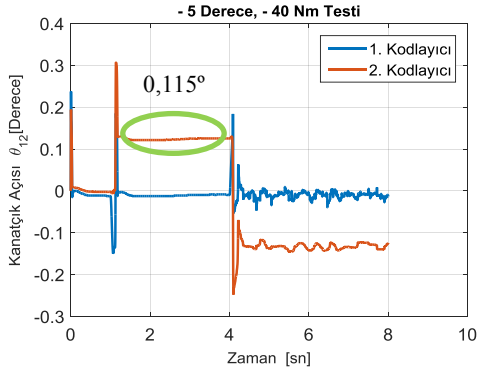
Şekil E6.4. Kanatçık açısı  $\theta_{12} = 5^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri

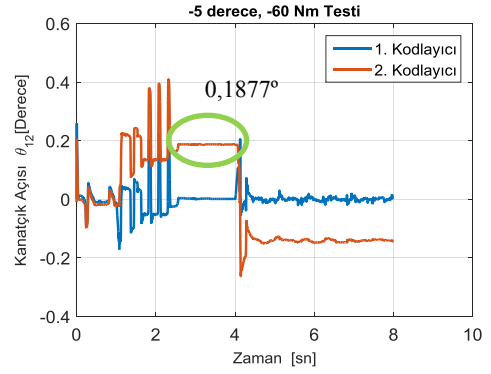


**Şekil E6.5.** Kanaçtık açısı  $\theta_{12} = 0^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

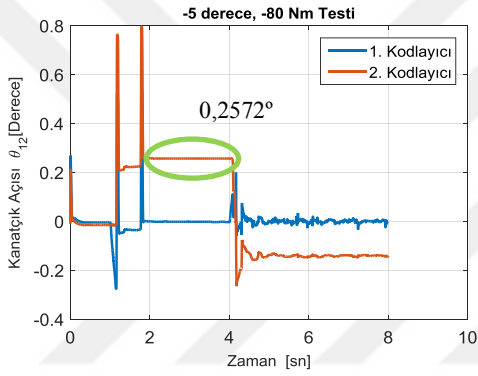
## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri



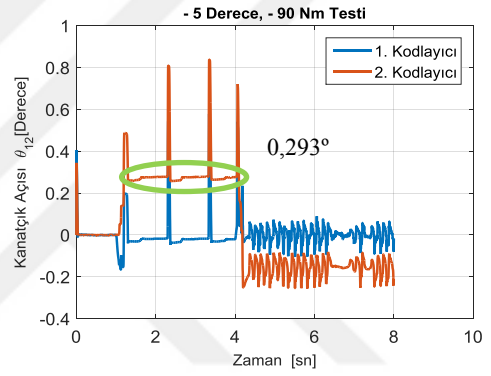
(a)



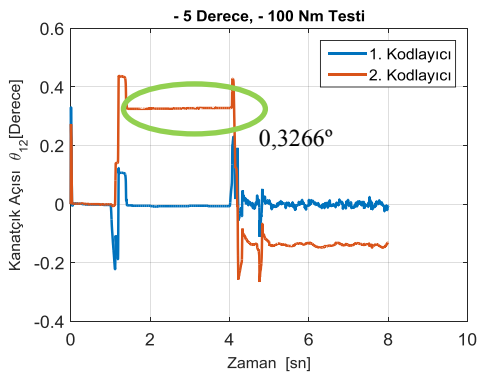
(b)



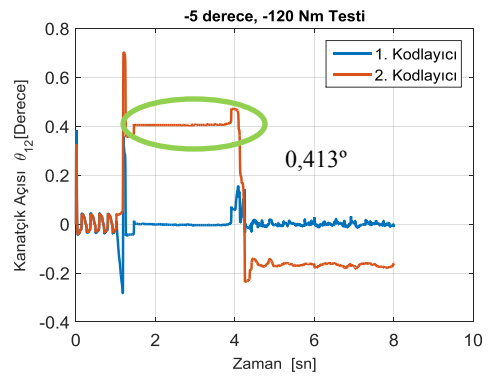
(c)



(d)



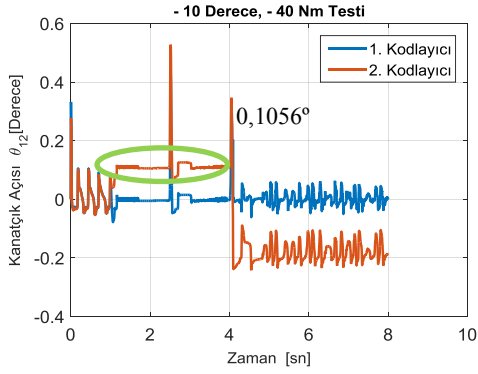
(e)



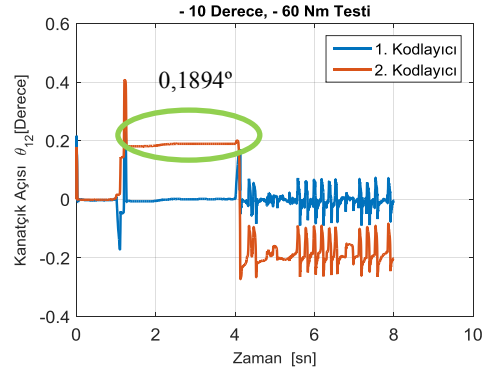
(f)

**Şekil E6.6.** Kanatçık açısı  $\theta_{12} = -5^\circ$  de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

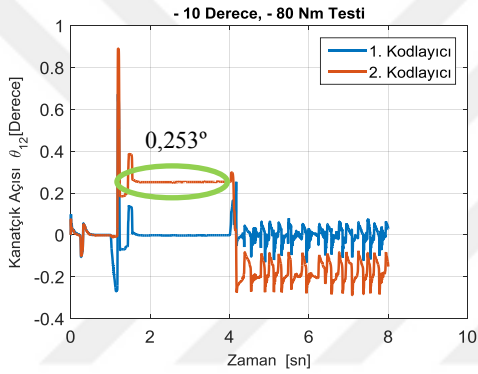
## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri



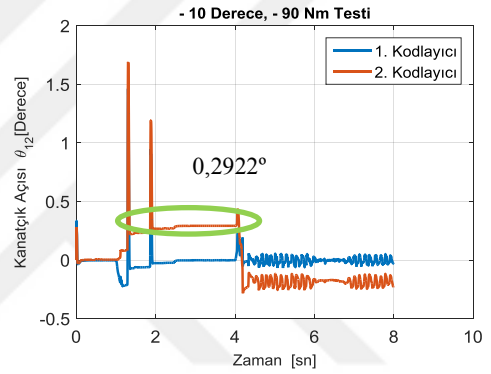
(a)



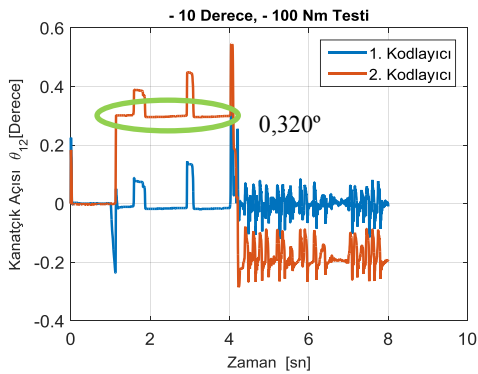
(b)



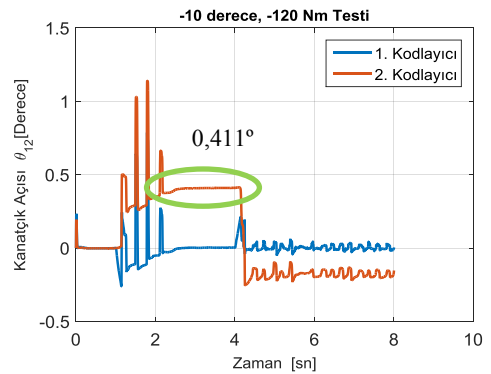
(c)



(d)



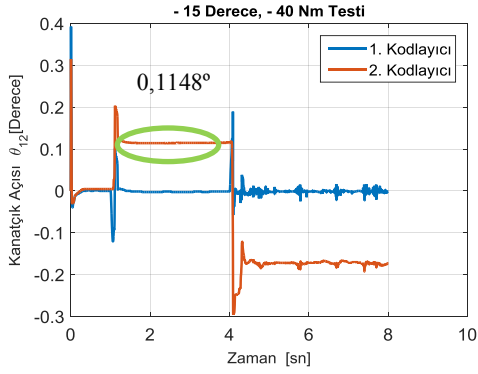
(e)



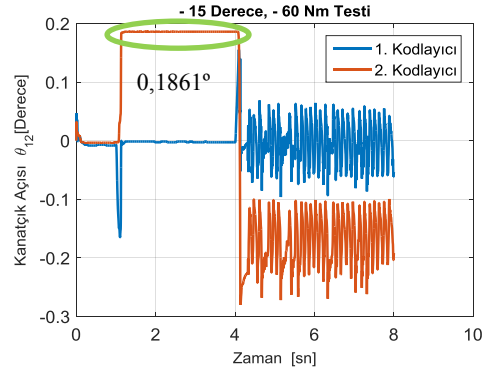
(f)

**Şekil E6.7.** Kanatçık açısı  $\theta_{12} = -10^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

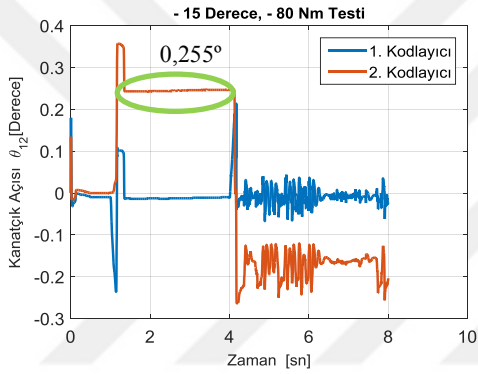
## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri



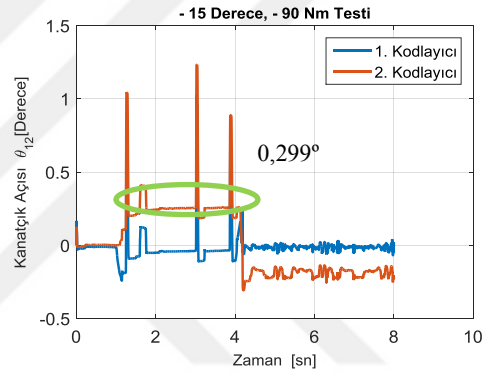
(a)



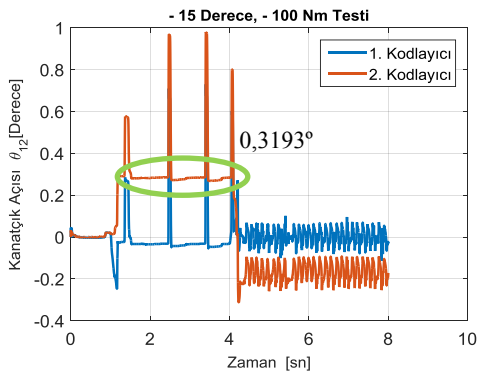
(b)



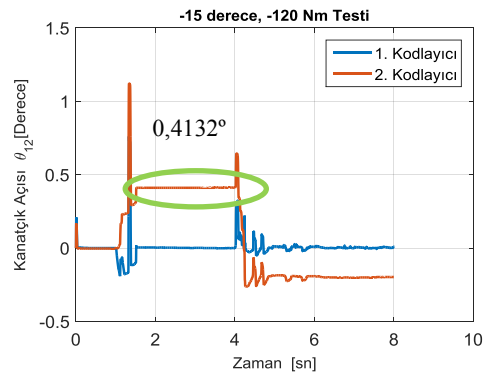
(c)



(d)



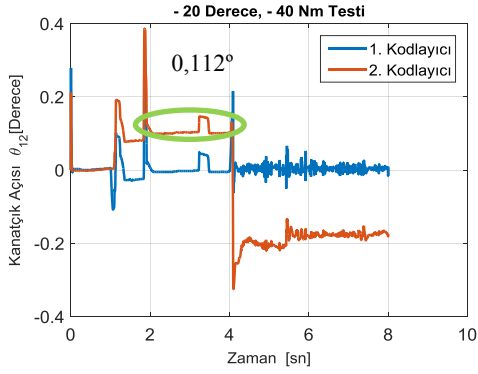
(e)



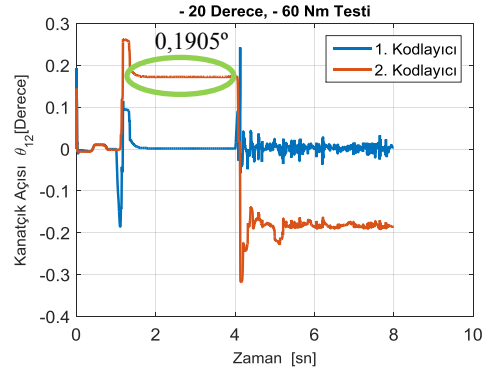
(f)

**Şekil E6.8.** Kanatçık açısı  $\theta_{12} = -15^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

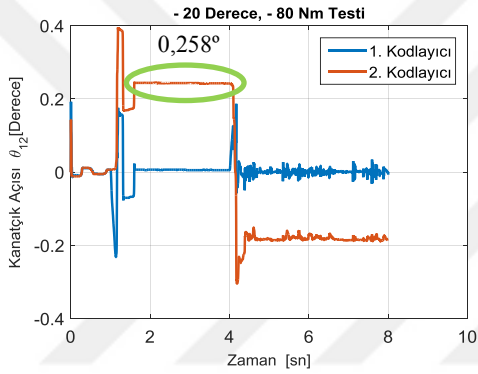
## EK-6. (Devam)Yükleme test verileri



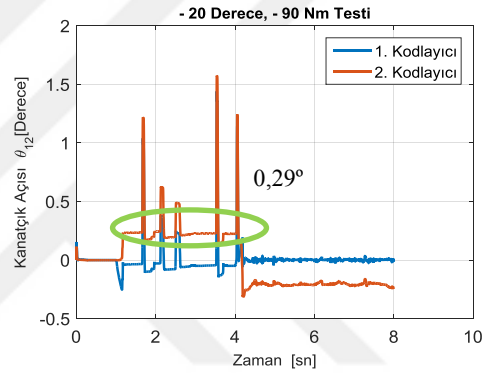
(a)



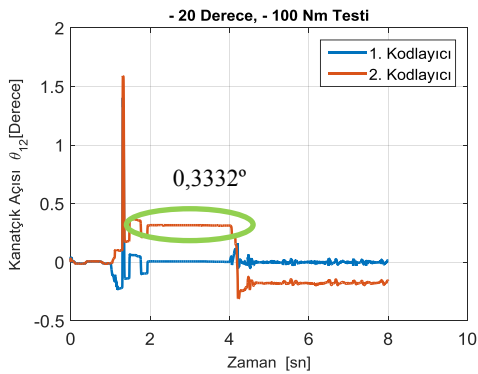
(b)



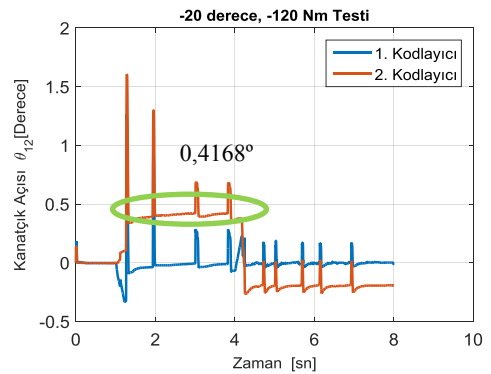
(c)



(d)



(e)



(f)

**Şekil E6.9.** Kanatçık açısı  $\theta_{12} = -20^\circ$ 'de, (a) 40 Nm (b) 60 Nm, (c) 80 Nm, (d) 90 Nm, (e) 100 Nm ve (f) 120 Nm için gerçek zamanlı test sonuçları

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Soyadı, Adı : KELEŞ, Murat  
 Uyuğu : T.C.  
 Doğum tarihi ve yeri : 04.10.1989  
 Medeni hali : Evli  
 Yabancı dil : İngilizce  
 Telefon : 0 (507) 697 60 21  
 Email : murat.keles@tubitak.gov.tr

### Eğitim

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet tarihi
Lisans	Gaziantep Üniversitesi / Makine Müh. Bölümü	2012
Lise	Çorum Atatürk Lisesi	2006

### İş Deneyimi

Yıl	Yer	Görev
2015-	TÜBİTAK SAGE	Araştırmacı (Mekatronik)
2013-2015	Karadayı Makina (2 yıl, 8 ay)	Üretim ve Tasarım Mühendisi

### Yayınlar

Daş, E., Delice, İ.İ., Keleş, M., 2017. Minyatür kontrol tahrik sistemi tasarımı ve gürbüz kontrolü. UMTS 2017, Trabzon, Türkiye, UMTS 2017, 294-302.

Daş, E., Delice, İ.İ., Keleş, M., 2017. Minyatür boyutlu elektromekanik kontrol tahrik sisteminin analizi ve gürbüz konum kontrolü. TOK 2017, Otomatik kontrol ulusal toplantısı, İstanbul, Türkiye, 164-169.