



**DİŞ BOŞLUĞU AYARLANABİLEN SONSUZ
DİŞLİ MEKANİZMASININ TASARIMI**

**2024
YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ**

Emre ULUSOY

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. Nafiz YAŞAR**

**DIŞ BOŞLUĞU AYARLANABİLEN SONSUZ DIŞLİ MEKANİZMASININ
TASARIMI**

Emre ULUSOY

**Tez Danışmanı
Doç. Dr. Nafiz YAŞAR**

**T.C.
Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalında
Yüksek Lisans Tezi
Olarak Hazırlanmıştır**

**KARABÜK
Haziran 2024**

Emre ULUSOY tarafından hazırlanan “DİŞ BOŞLUĞU AYARLANABİLEN SONSUZ DİŞLİ MEKANİZMASININ TASARIMI” başlıklı bu tezin Yüksek Lisans Tezi olarak uygun olduğunu onaylarım.

Doç. Dr. Nafiz YAŞAR

.....

Tez Danışmanı, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Bu çalışma, jürimiz tarafından Oy Birliği ile Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir. 10/06/2024

Ünvanı, Adı SOYADI (Kurumu)

İmzası

Başkan : Prof. Dr. Mustafa GÜNAY (KBÜ)

.....

Üye : Doç. Dr. Nafiz YAŞAR (KBÜ)

.....

Üye : Dr. Öğr. Üyesi Rüstem BİNALİ (SÜ)

.....

KBÜ Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Yönetim Kurulu, bu tez ile, Yüksek Lisans derecesini onamıştır.

Doç. Dr. Zeynep ÖZCAN

.....

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

Emre ULUSOY

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

**DIŞ BOŞLUĞU AYARLANABİLEN SONSUZ DIŞLI MEKANİZMASININ
TASARIMI
Emre ULUSOY**

**Karabük Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği**

Tez Danışmanı:

Doç. Dr. Nafiz YAŞAR

Haziran 2024, 85 sayfa

Bu çalışmada, sonsuz dişli mekanizmasının performans değerlendirmesi ve boşluk analizi gerçekleştirilmiştir. Motor, kayış-kasnak sistemi aracılığıyla Sonsuz dişli mekanizmasını harekete geçirmiş ve bu süreçte oluşan açısal değişimler ölçülmüştür. Hesaplamalarda, motor üzerindeki planet redüktör ve mekanizmanın aktarma oranı dikkate alınmıştır. Motorun ve mekanizmanın açısal hareketleri arasındaki fark, sistemdeki boşluk olarak kabul edilmiştir.

Deneyle, üç farklı redüktör için altı farklı değer üzerinden gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Tüm testler, aynı kayış-kasnak aktarma sistemi kullanılarak yapılmış olup, aktarma oranı 1:1 olarak belirlenmiştir. Bu nedenle, kayış-kasnak aktarma sistemindeki verim kaybı ve boşluk ihtimali ihmal edilmiştir.

Deneyle sonucu özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması için ortalama % değişim %0,4934 bulunurken, diğer sonsuz dişli mekanizmaları için sırasıyla %4,3238 ve %1,1751 olarak hesaplanmıştır.

Elde edilen sonuçlar, tasarlanan sonsuz dişli mekanizmasının, geleneksel olan diğer iki sonsuz dişli mekanizmasına kıyasla daha iyi performans sergilediğini göstermektedir.

Bu bulgu, tasarlanan sonsuz dişli mekanizmasının daha düşük boşluk ve yüksek doğruluk sunduğunu ortaya koymaktadır.

Bu çalışma, sonsuz dişli mekanizmalarındaki boşlukların tespit edilmesi ve bu boşlukların minimize edilmesi için gerekli tasarım kriterlerinin belirlenmesine katkı sağlamaktadır. Elde edilen sonuçlar, mekanizmanın boşluk seviyesinin azaltılması açısından önemli bilgiler sunmaktadır.

Anahtar Sözcükler : Sonsuz Dişli Mekanizması, Geri Tepme, Bilgisayar Destekli
Tasarım, Redüktör, Güç Aktarma Organları, Sonsuz Vida

Bilim Kodu : 91406

ABSTRACT

Master Thesis

**DESIGN OF A WORM GEAR MECHANISM WITH ADJUSTABLE TOOTH
BACKLASH
Emre ULUSOY**

**Karabük University
Institute of Graduate Programs
Mechanical Engineering**

Thesis Advisor:

Assoc. Prof. Dr. Nafiz YAŞAR

June 2024, 85 pages

In this study, the performance evaluation and backlash analysis of the worm gear mechanism were carried out. The motor drives the worm gear mechanism through a belt-pulley system and the angular changes in this process were measured. In the calculations, the planetary gearbox on the motor and the transmission ratio of the mechanism were taken into account. The difference between the angular motions of the motor and the mechanism is considered as the backlash in the system.

The experiments were carried out for six different values for three different gearboxes and the results were compared. All tests were performed using the same belt-pulley transmission system and the transmission ratio was set to 1:1. Therefore, efficiency loss and backlash in the belt-pulley transmission system are neglected.

As a result of the experiments, the average % change for the specially designed worm gear mechanism was found to be 0.4934%, while it was calculated as 4.3238% and 1.1751% for the other worm gear mechanisms, respectively.

The results obtained show that the designed worm gear mechanism performs better than the other two conventional worm gear mechanisms.

This finding reveals that the designed worm gear mechanism offers lower backlash and high accuracy.

This study contributes to the identification of backlash in worm gear mechanisms and to the determination of the design criteria necessary to minimize these backlash. The results obtained provide important information in terms of reducing the backlash level of the mechanism.

Key Word : Worm Gear Mechanism, Backlash, Computer Aided Design, Reducer, Powertrains, Worm Gear

Science Code : 91406

TEŞEKKÜR

Öncelikle, tez danışmanım Sayın Doç. Dr. Nafiz YAŞAR'a sonsuz teşekkürlerimi iletmek isterim. Gerek yönlendirmeleri gerekse desteğiyle bu çalışmanın her aşamasında yanımda olmuş, bilgi ve tecrübeleriyle yolumu aydınlatmıştır. Ona olan minnettarlığım tarif edilemez.

Aileme, özellikle de anne ve babama, verdikleri sınırsız destek ve gösterdikleri sabır için minnettarım. Onların sevgisi ve motivasyonu, bu zorlu süreci daha katlanılabilir hale getirmiştir. Ayrıca kardeşime de moral kaynağım olduğu için teşekkür ederim.

İş arkadaşlarıma da teşekkür etmek istiyorum. Tez çalışmam boyunca gösterdikleri anlayış ve yardımlarla bana büyük kolaylık sağladılar. Onların desteği, bu süreci daha verimli hale getirdi.

Tasarım, imalat ve test aşamalarında takım tezgâhı ve donanımları ile atölye imkânlarını kullanmama olanak sağlayan Gürbağ Savunma ve Teknoloji A.Ş ailesine teşekkür ederim. Sağladıkları olanaklar, araştırmamın başarılı bir şekilde tamamlanmasında önemli bir rol oynamıştır.

Son olarak, bu çalışmanın her aşamasında katkı sağlayan tüm dostlarıma ve iş birliği yaptığım herkese teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	vi
TEŞEKKÜR.....	viii
İÇİNDEKİLER	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiii
ÇİZELGELER DİZİNİ	xvii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xviii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1. SONSUZ DIŞLI MEKANİZMASININ TARİHSEL GELİŞİMİ.....	2
BÖLÜM 2	4
SONSUZ DIŞLI MEKANİZMALARI.....	4
2.1. SONSUZ VİDA İMALAT VE PROFİL ŞEKİLLERİ.....	4
2.1.1. A – Tipi Sonsuz Vida Profil	4
2.1.1.1. Geometrik Tanım.....	4
2.1.1.2. İmalat Yöntemleri	5
2.1.2. I – Tipi Sonsuz Vida Profili.....	6
2.1.2.1. Geometrik Tanım.....	6
2.1.2.2. İmalat Yöntemleri	7
2.1.3. N – Tipi Sonsuz Vida Profili	9
2.1.3.1. Geometrik Tanım.....	9
2.1.3.2. İmalat Yöntemleri	9
2.1.4. K – Tipi Sonsuz Vida Profili	10
2.1.4.1. Geometrik Tanım ve İmalat Yöntemi.....	10
2.1.5. C – Tipi Sonsuz Vida Profili	12
2.1.5.1. Geometrik Tanım.....	12

2.2. SONSUZ VIDA KARŞILIK DIŞLİ VE MEKANİZMA TEMEL KAVRAMLARI.....	14
2.2.1. Sonsuz Vida Parametreleri	15
2.2.2. Helezon Dişli Parametreleri.....	21
2.2.3. Mekanizma Parametreleri.....	27
BÖLÜM 3	29
ÇALIŞMADA KULLANILAN KOMPONENTLER	29
3.1. RULMANLI YATAKLAR VE RULMAN SEÇİMİ.....	29
3.1.1. Giriş	29
3.1.2. Rulmanların Sınıflandırılması	29
3.1.2.1. Lineer Rulmanlar	30
3.1.3. Rulman Seçim Kriterleri.....	31
3.1.3.1. Yük Durumu	31
3.1.3.2. Çalışma Sıcaklığı	32
3.1.3.3. Devir Sayısı.....	32
3.2. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI.....	33
3.2.1. Redüktör	33
3.2.1.1. Harmonik Redüktörler	33
3.2.1.2. Sikloid Redüktörler.....	34
3.2.1.3. Planet Redüktörler	34
3.2.1.4. Sonsuz Dişli Mekanizmaları.....	34
3.3. ÖLÇÜM CİHAZLARI.....	35
3.3.1. Enkoder.....	35
3.3.1.1. Mutlak ve Artımlı Enkoder.....	35
BÖLÜM 4	36
SONSUZ DIŞLİ MEKANİZMASI TASARIMI VE İMALATI.....	36
4.1. AISI 304 PASLANMAZ ÇELİK MİLLERİN TASARIMI VE İMALATI ..	36
4.2. SONSUZ VIDA İLE HELEZON DIŞLİSİ TASARIMI VE İMALATI	37
4.3. SONSUZ DIŞLİ MEKANİZMASI GÖVDE TASARIMI VE İMALATI	38
4.4. SONSUZ DIŞLİ MEKANİZMASININ MONTAJI	39

	<u>Sayfa</u>
BÖLÜM 5	41
LİTERATÜR TARAMASI.....	41
5.1. DOĞRUDAN BOŞLUK AZALTMAYA YÖNELİK ÇALIŞMALAR	41
5.2. VERİMLİLİK ÜZERİNE YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	47
5.3. YAĞLAMA KOŞULLARI ÜZERİNE YAPILAN ÇALIŞMALAR	48
5.4. KULLANIM KOŞULLARINA GÖRE YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	48
BÖLÜM 6	52
MATERYAL VE METOT	52
6.1. DENEY DÜZENİĞİNİN GENEL YAPISI	52
6.2. DENEY DÜZENİĞİNDE KULLANILAN ALT KOMPONENTLER.....	53
6.2.1. Motor Sürücü.....	53
6.2.2. DC Motor.....	54
6.2.3. Anakart	55
6.2.4. Motor Üzerindeki Enkoder.....	55
6.2.5. Planet Redüktör	55
6.2.6. Sonsuz Dişli Mekanizması Üzerindeki Enkoder	56
6.2.7. Kullanılan Bilgisayar Programları.....	57
6.2.8. Kayış – Kasnak Aktarması	57
BÖLÜM 7	59
DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR	59
7.1. ÖRNEK HESAPLAMA.....	59
7.1.1. Hesaplama Kullarılan Değerler ve Formüller	59
7.1.2. Sonsuz Dişli Mekanizması Hesapları	60
7.2. DENEY SONUÇLARININ KIYASLANMASI.....	65
BÖLÜM 8	67
SONUÇ VE ÖNERİLER	67
KAYNAKLAR	69
EK AÇIKLAMALAR A.....	73

	<u>Sayfa</u>
DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANINAN KOMPONENTLERİN TEKNİK ÖZELLİKLERİ	73
EK AÇIKLAMALAR B.	77
SONSUZ DİŞLİ MEKANİZMALARI PULSE VE MOTOR İNCREMENTAL DEĞERLERİ.....	77
ÖZGEÇMİŞ	85

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2. 1.	A -Tipi Sonsuz vida profili – Teorik gösterim (ISO/TR 10828).	5
Şekil 2. 2.	A-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).	6
Şekil 2. 3.	I -Tipi Sonsuz vida profili – Teorik gösterim (ISO/TR 10828).	6
Şekil 2. 4.	I-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828). 7	
Şekil 2. 5.	I-Tipi Sonsuz vida profili – Taşlama imalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).	8
Şekil 2. 6.	I-Tipi Sonsuz vida profili – Taşlama imalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).	8
Şekil 2. 7.	N -Tipi Sonsuz vida profili – Teorik gösterim (ISO/TR 10828).	9
Şekil 2. 8.	N-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).	10
Şekil 2. 9.	N-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).	11
Şekil 2. 10.	K – Tipi Sonsuz vida profili – Koordinat sistemi (ISO/TR 10828).	12
Şekil 2. 11.	C – Tipi Sonsuz vida profili – Koordinat sistemi (ISO/TR 10828).	13
Şekil 2. 12.	C – Tipi Sonsuz vida profili – Koordinat sistemi (ISO/TR 10828).	14
Şekil 2. 13.	Sonsuz vida eksen kesiti (ISO/TR 10828).	14
Şekil 2. 14.	Sonsuz ve karşılık dişli parametreleri [8].	15
Şekil 2. 15.	Sonsuz vida parametreleri (ISO/TR 10828).	15
Şekil 2. 16.	Karşılık dişli parametreleri (ISO/TR 10828).	22
Şekil 2. 17.	Sonsuz dişli mekanizması için hatve ve referans çapları gösterimi (ISO/TR 10828).	24
Şekil 2. 18.	Farklı karşılık dişlileri yüzey genişliği gösterimi (ISO/TR 10828).	27
Şekil 3. 1.	Rulman iç yapısı gösterimi [10].	29
Şekil 3. 2.	2B kesit ve 3B katı model gösterimleri, a) Sabit bilyeli rulman, b) Oynak makaralı rulman, c) Silindirik makaralı rulman, d) Konik makaralı rulman, e) Oynak bilyeli rulman, f) İğne makaralı rulman, g) Eksenel bilyeli rulman [12,13].	30
Şekil 3. 3.	Lineer rulman gösterimi [14].	31
Şekil 3. 4.	Rulman yükleme durumları gösterimi [16].	32
Şekil 3. 5.	Redüktör iç yapısı gösterimi [18].	33

Şekil 4. 1.	a) Sonsuz dişli mekanizmasının ön kısımdan gösterimi, b) sonsuz dişli mekanizmasının arka kısımdan gösterimi.....	36
Şekil 4. 2.	a) Sonsuz vida montaj mili, b) karşılık dişli montaj mili.....	37
Şekil 4. 3.	a) Karşılık dişlisi teknik çizim, b) Sonsuz vida teknik çizimi [29].....	38
Şekil 4. 4.	Sonsuz dişli mekanizmasının 2 parça olarak gösterimi.	39
Şekil 4. 5.	a) LME 12 UU Lineer rulman, yay, bilyalı setskur.	40
Şekil 4. 6.	Sonsuz dişli mekanizması kesit gösterimi.	40
Şekil 5. 1.	İşlem görmüş karşılık dişli [30].	41
Şekil 5. 2.	Çift temas yüzeyli sonsuz dişli mekanizması [31].	42
Şekil 5. 3.	a) Tek parçalı çark gösterimi, b) Çift sonsuz yüzeyli redüktör mekanizması gösterimi [31].	42
Şekil 5. 4.	Dişli sisteminin gösterimi [32].	43
Şekil 5. 5.	Eksen mesafesi değişen dişli çarkların temas şekilleri [33].	44
Şekil 5. 6.	Ön yüklemeli boşluk önleme sistemi [34].	44
Şekil 5. 7.	Ön yüklemeli boşluk önleme mekanizması 3 Boyutlu gösterimi [34].	45
Şekil 5. 8.	Sonsuz dişli mekanizması gösterimi [36-37].	45
Şekil 5. 9.	Dişli boşluk daralmaları gösterimi [30,35].	46
Şekil 5. 10.	Geri tepme önleyici, boşluk azaltma sistemi tasarımı [39].	47
Şekil 5. 11.	Zedelenmiş karşılık dişli görüntüsü [44].	49
Şekil 5. 12.	a) Sistem montaj dokümanı gösterimi, b) Dişli hasarlarını inceleme sistemi [44].	49
Şekil 5. 13.	Konik makaralı sonsuz dişli mekanizmasının kesit görüntüsü [45].	50
Şekil 5. 14.	Oluşturulan test düzeneği [45].	51
Şekil 6. 1.	Dişli boşluğu ölçüm deney düzeneği.	53
Şekil 6. 2.	Motor sürücü gösterimi [48].	53
Şekil 6. 3.	BLDC Motor gösterimi [49].	54
Şekil 6. 4.	Enkoder gösterimi [50].	55
Şekil 6. 5.	Planet redüktör gösterimi [51].	56
Şekil 6. 6.	Enkoder gösterimi [52].	57
Şekil 6. 7.	a) T5-10mm kasnak, b) T5-10mm kayış gösterimi.	58
Şekil 7. 1.	Motor konumu 1° için enkoder değeri gösterimi.	60
Şekil 7. 2.	Motor konumu 10° için; a) enkoder değeri gösterimi, b) incremental değeri gösterimi.	61
Şekil 7. 3.	Özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması konum değerleri gösterimi.	62

Sayfa

Şekil 7. 4.	Özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması -10° ile 10° konum değerleri gösterimi.	62
Şekil 7. 5.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizmasının konum değerlerinin gösterimi.	63
Şekil 7. 6.	Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizmasının konum değerlerinin gösterimi.	64
Şekil Ek A. 1.	Motor üzerinde bulunan enkoder teknik özellikleri [50].	74
Şekil Ek A. 2.	Deney düzeneğinde kullanılan motorun teknik özellikleri [49].	75
Şekil Ek A. 3.	Planet redüktör teknik özellikleri [51].	76
Şekil Ek B. 1.	Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu 110° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	78
Şekil Ek B. 2.	Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu 220° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	78
Şekil Ek B. 3.	Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu -10° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	78
Şekil Ek B. 4.	Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu -110° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	79
Şekil Ek B. 5.	Motor konumu -220° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	79
Şekil Ek B. 6.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 1° için enkoder değeri gösterimi.	79
Şekil Ek B. 7.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 10° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	80
Şekil Ek B. 8.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 21° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	80
Şekil Ek B. 9.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 100° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	80
Şekil Ek B. 10.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -10° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	81
Şekil Ek B. 11.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -21° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	81
Şekil Ek B. 12.	Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -100° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	81
Şekil Ek B. 13.	Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 1° için enkoder değeri gösterimi.	82
Şekil Ek B. 14.	Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 40° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	82
Şekil Ek B. 15.	Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 63° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.	82

Sayfa

Şekil Ek B. 16. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 102° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.....	83
Şekil Ek B. 17. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -40° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.....	83
Şekil Ek B. 18. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -63° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.....	83
Şekil Ek B. 19. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -102° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.....	84

ÇİZELGELER DİZİNİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3. 1. Rulmanların sınıflandırılması gösterimi [11].	30
Çizelge 4. 1. Dişli ürün bilgileri [29].	37
Çizelge 7. 1. Özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması mutlak fark ve % değişim değerleri gösterimi.	63
Çizelge 7. 2. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması mutlak fark ve % değişim değerleri gösterimi.	64
Çizelge 7. 3. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması mutlak fark ve % değişim değerleri gösterimi.	65
Çizelge 7. 4. Kıyaslamaların gösterimi.	66

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

Al	: Alüminyum
a	: Eksenler arası mesafe
a_T	: Standart referans dişlilerin eksenler arasındaki mesafe
b_1	: Sonsuz vida yüz genişliği
b_2	: DIN 3975'e göre karşılık dişlisi alın genişliği
b_{2H}	: Efektif karşılık dişlisi yüz genişliği
$b_{2H,std}$: Standart sonsuz vida karşılık dişlisi yüz genişliği
b_{2R}	: Karşılık dişlisi fatura genişliği
d_{a1}	: Sonsuz vida diş üstü çapı
d_{a2}	: Karşılık dişli diş üstü çapı
d_{e2}	: Sonsuz vida karşılık dış çapı
d_{f1}	: Sonsuz vida diş dibi çapı
d_{f2}	: Karşılık dişli diş dibi çapı
d_{m1}	: Sonsuz vida bölüm dairesi çapı
d_{m1T}	: Standart referans dişliden sonsuz vidanın referans çapı
d_{m2}	: Karşılık dişli bölüm dairesi çapı
d_{m2T}	: Standart referans dişliden karşılık dişlinin referans çapı
d_{w1}	: Sonsuz vida adım çapı
d_{w2}	: Karşılık dişli adım çapı
e_{mx1}	: Eksenel kesitte sonsuz vidanın diş boşluğu genişliği
e_{n1}	: Normal kesitte sonsuz vidanın diş boşluğu genişliği
e_{m2}	: Bölüm dairesindeki sonsuz vidanın diş boşluğu genişliği
h_1	: Sonsuz vida diş yüksekliği
h_2	: Karşılık dişli diş yüksekliği
h_{am1}	: Eksenel kesitte sonsuz vida diş üstü çapı
h_{am2}	: Orta düzlemde karşılık dişli diş üstü çapı

- h_{am1}^* : Eksenel kesitte sonsuz vida diş üstü katsayısı
 h_{am2}^* : Orta kesitte karşılık dişli diş üstü katsayısı
 h_{e2} : Karşılık dişli dış diş üstü yüksekliği
 h_{fm1} : Eksenel kesitte sonsuz vida diş dibi çapı
 h_{fm2} : Orta düzlemde karşılık dişli diş dibi çapı
 h_{fm1}^* : Eksenel kesitte sonsuz vida diş dibi katsayısı
 h_{fm2}^* : Orta kesitte karşılık dişli diş dibi katsayısı
 j_x : Eksenel diş boşluğu
 m_n : Normal modül
 m_{x1} : Alın modül
 n_1 : Sonsuz vida dönme hızı
 n_2 : Karşılık dişli dönme hızı
 p_{n1} : Normal düzlemdeki adım
 p_{t2} : Bölüm dairesi adımı
 p_{x1} : Eksenel hatve
 p_{z1} : Vida adımı
 q_1 : İzafi eş değer diş sayısı
 s_2 : Alın düzleminde karşılık dişlisi diş kalınlığı
 s_{f2} : Alın düzleminde karşılık dişlisi diş et kalınlığı
 s_{m2} : Karşılık dişlisinin bölüm dairesindeki diş kalınlığı
 s_{mx1} : Eksenel kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı
 s_{mx1}^* : Eksenel kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı katsayısı
 s_{n1} : Normal kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı
 s^* : Ana kayma doğrusu parametresi
 u : Karşılık dişli diş sayısı
 \vec{V}_g : Bölüm dairesindeki kayma hızı
 x_2 : Karşılık dişli profil öteleme faktörü
 z_1 : Sonsuz vida diş sayısı
 z_2 : Karşılık dişli diş sayısı
 α : Basınç viskozite faktörü
 α_n : Normal basınç açısı
 α_{0t} : A ve I profilleri için takım enine basınç açısı

- β_{m1} : Sonsuz vıdanın referans helis açısı
 γ_{m1} : Sonsuz vıdanın referans adım açısı
 γ_{b1} : I profili için sonsuz vıda dışının taban adım açısı

KISALTMALAR

- AISI : American Iron and Steel Institute (Amerika Demir ve Çelik Enstitüsü)
- BLDC : Brushless Direct Current (Fırçasız Doğru Akım)
- CAN : Controller Area Network (Kontrol Alanı Ağı)
- CNC : Computer Numerical Control (Bilgisayarlı Sayısal Kontrol)
- DIN : Deutch Industrie Normen (Alman Endüstri Normları)
- EN : European Norm (Avrupa Normu)
- IIW : International Institute of Welding (Uluslararası Kaynak Enstitüsü)
- INC : Incremenral (Artım)
- ISO : International Organization for Standardization (Uluslararası Standardizasyon Örgütü)
- RPM : Revolutions Per Minute (Dakika Başına Devir)
- TS : Türk Standardı

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Sonsuz vida kavramı eski dönemlere kadar dayanmaktadır. Asırlar boyunca Sonsuz vida tasarımları üzerine AR-GE faaliyetleri yürütülmüş ve günümüzdeki nihai halini almıştır. Tarihsel gelişim 1.1’de anlatılmıştır.

Günümüzde özellikle savunma ve ağır sanayide sonsuz vida ve helezon dişlisi (karşılık dişli) ile oluşturulan mekanizmalar sıklıkla kullanılmaktadır. Savunma ve ağır sanayi sektörlerinin dışında; asansör tahrik sistemleri, havacılık, CNC (Computer Numerical Control) tezgâhları, demiryolu araçları gibi birden farklı sektörde kullanılmaktadır [1]. Bu sistemler iki farklı mil arasında moment ile birlikte hareket aktarımı da sağlayan mekanizmalardır [2]. Mekanizma, civata gibi kullanılan sonsuz vida ve bir somun gibi davranan dişli çarktan oluşmaktadır. Dışarıdan hareketin verildiği sonsuz vidada diş genişliği çapa göre daha büyük olduğu için civata yapısına benzer bir şekilde helis eğrisi (vida) şeklinde sarılmıştır. Bir helis eğrisinin bir silindir üzerindeki sarım sayısı teoride sonsuz olabileceği için küçük çarka sonsuz vida denmektedir [3].

Dişli boşluğu veya geri tepme miktarı olarak adlandırılan, dişli yapılarının hayatımıza girip sıklıkla kullanılmaya başlaması üzerine karşılaşılan bir olgu olmuştur. Bu olgu, iki dişlinin aralarındaki boşluk miktarının bir neticesidir ve birbirlerine temas eden bir çift dişli dişli arasındaki boşluk olarak bilinmektedir [4].

Sorunsuz bir işlemi sürdürmek sıkışma, fazla zorlanma ve ısınma gibi durumların önlenmesi için dişli mekanizmalarında dişli boşluğu bulunmalıdır. Ancak bu boşluk miktarının istenilenden fazla olması durumunda darbe ve gürültülerin olması kaçınılmazdır. Hareket iletimi için boşluk tanımlanmak istenildiğinde, yine hareket iletimi için temel bir ölçü aralığıdır. Fakat bu ölçü aralıkları yani geçici durumlar dişlilerin

birbirleriyle temas etmesiyle birlikte titreşimler açığa çıkarır. Bu durum, dişli dişli yapılarının çarpma olayını meydana getirir. Genellikle tek taraflı kullanılan dişlilerde, geriye dönüş olmadığı için çarpma etkisi göz ardı edilebilir [5].

Bu bilgiler ışığında bu çalışmada;

- Dişliler arasındaki boşluğun azaltılması için bilgisayar destekli mühendislik yazılımıyla (SolidWorks) 2 bloklu sonsuz dişli mekanizması tasarlanması,
- Enkoder (kodlayıcı) kullanarak motor ve redüktör çıkışındaki pulse değerlerinden açısal değerlere geçiş yapıp kayıp açı değerinin hesaplanması,
- Sonsuz dişli mekanizmasında kullanılacak rulman seçimlerinin sonsuz vida ve karşılık dişlisinin aynı mekanizma içerisinde hareketine izin verecek şekilde seçilip uygulanması,
- Mekanizmada eksenler arası mesafenin zorlanmaların olmadığı durumlarda belirlenen mesafede tutulmasının yaylar ile sağlanması,
- Tasarımı ve üretimi tamamlanan mekanizmanın piyasada kullanılan farklı sonsuz dişli mekanizmaları ile karşılaştırılması ve geliştirilen mekanizma modelinin uygulanabilirliğinin tespiti amaçlanmıştır.

1.1. SONSUZ DİŞLİ MEKANİZMASININ TARİHSEL GELİŞİMİ

Sonsuz dişli mekanizmaları asırlar önce (M.Ö. 3500-4200) tekerleğin keşfi ile kaydırarak oluşan sürtünme kuvvetini, yuvarlanma ile oluşan sürtünme olayına dönüştürmüştür. Bu düşünce yapısı günümüzde kullandığımız birçok aktarma organı ve dişli sistemlerinin de entelektüel altyapısını oluşturmuştur [6].

Sonsuz vida çarkının yapısının ilk mucidi olarak Arşiment (M.Ö. 300) bilinmektedir. Leonardo di ser Piero da Vinci, Rönesans dönemi İtalyan sfenksi, önemli bir filozof, astronom, mimar, mühendis, mucit, matematikçi, anatomist, müzisyen, heykeltıraş,

botanikçi, jeolog, haritacı, yazar ve ressamdır. Vinci'nin (1452-1519) dişliler üzerinde de oldukça fazla çalışmış olması, kendine ait çizimleri olduğu gerçeğini ortaya koyar.

Dişli çark yapmak için ilk tezgahlar 1600'lü yıllarda yapıldı. 1810 yılında. Maudslay ve Nasmyth 1810 yılında ilk vida üreten torna tezgahını kurdular. 1867 ve 1939 yılları arasında ABD'de patent enstitüsü tarafından tescil edilen 2344 adet dişli kesme işi yapılmıştır. Desargues ilk diş formunu bulan bilim insanı olarak anılır. Bu dişli 17. yüzyılda imal edilmiş, bulunmuş ve siklon eğrisi tipinde bir diş formuna sahiptir. Desargues'in yaptığı çalışmanın temelini Fransa Kralı Nicholas (1451) oluşturur. Philipe de Lahire ise ilk geometrik prensiplerin mucididir. Dişlilerin hareket esnasında pürüzsüz diş yüzeyleri basınç dağılımını elde etmiştir. 1751 yılında evolvent dişlinin atası olarak nitelendirilen İsveçli bilim adamı Leonard Euler birlikte çalışma kurallarını bulmuştur. İngiliz saat tamircisi Henry Hindley (1765) globoid sonsuz vida formunu keşfetti (1765). 1915 yılında İngiliz David Brown evolvent helisel dişli için patent aldı [6].

BÖLÜM 2

SONSUZ DİŞLİ MEKANİZMALARI

2.1. SONSUZ VİDA İMALAT VE PROFİL ŞEKİLLERİ

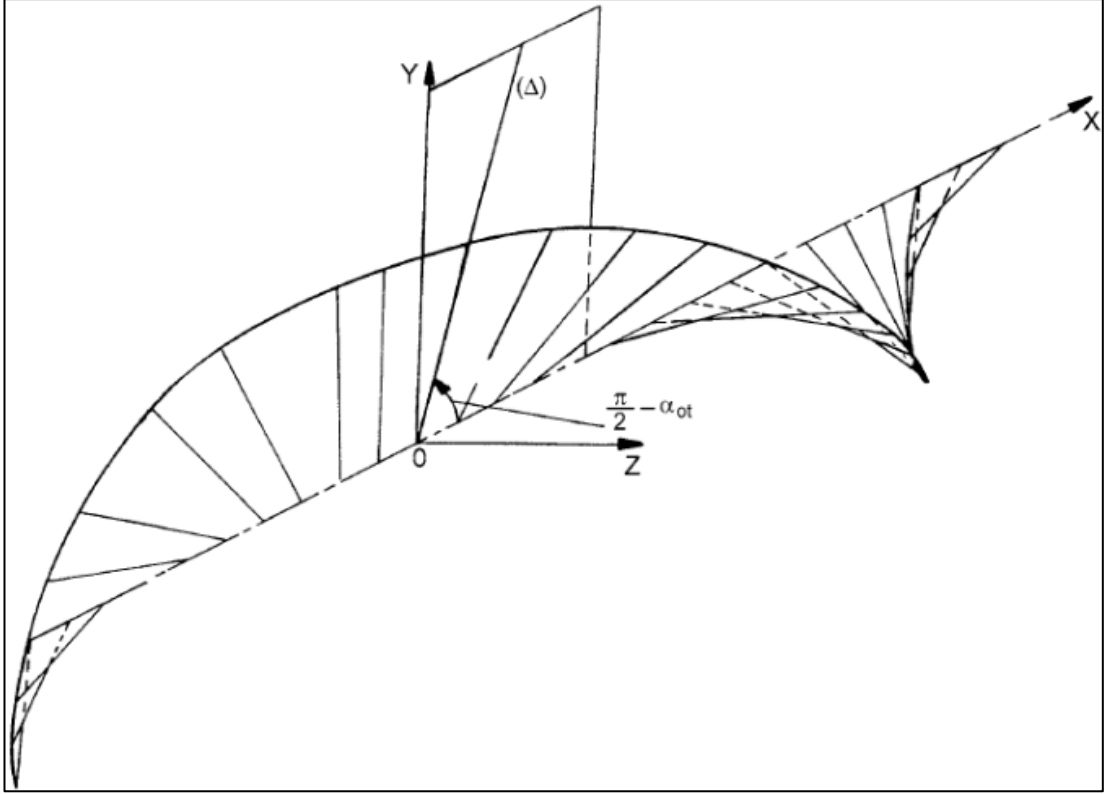
Standartlar araştırıldığında günümüzde en çok kullanılan sonsuz vida profilleri A, C, I, K ve N olarak görülmektedir. Bu profiller de kendi içerisinde 2'ye ayrılır (TS ISO/TR 10828).

A, I, N profilleri, doğrusal bir çizginin helisel hareketi ile oluşurken K ve C profilleri ise belirli bir profildeki bir taşlama çarkının helisel hareketiyle oluşur.

2.1.1. A – Tipi Sonsuz Vida Profil

2.1.1.1. Geometrik Tanım

A tipi Sonsuz vida profili, aksenal düzlemelerde sonsuz vidanın yanakları eksene göre $\frac{\pi}{2} - \alpha_{ot}$ sabit açısı ile sıralanmış doğrusal hatlardan oluşur. Bu hatlar, X ekseni boyunca eş zamanlı dönme ve öteleme hareketleri uygulanarak, sonsuz vida diş yanakları oluşturulur (Şekil 2.1). Oluşturulan bu geometri sıklıkla Arşiment helisi olarak adlandırılır.



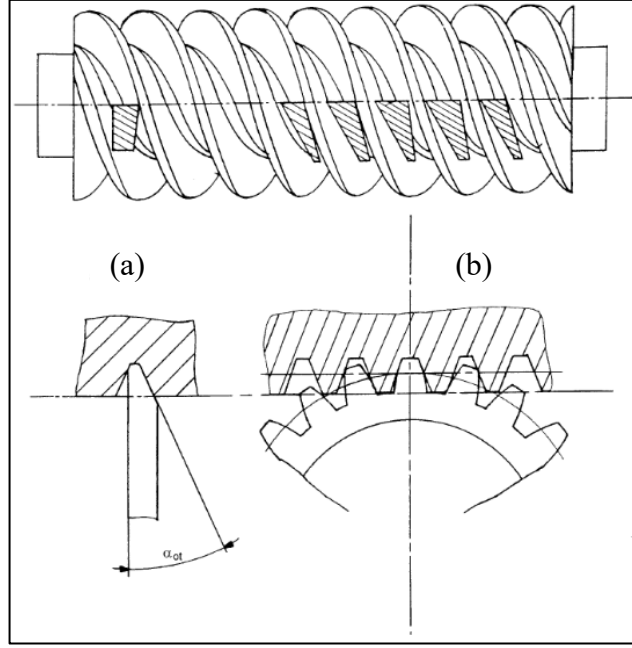
Şekil 2. 1. A -Tipi Sonsuz vida profili – Teorik gösterim (ISO/TR 10828).

2.1.1.2. İmalat Yöntemleri

Dişliler, kesme düzlemi sonsuz vidanın aksenal düzleminde bulunan düz kenarlardan oluşan bir takım ile torna tezgahında üretilebilir (Şekil 2.2).

Bir diş yuvasının her iki yan tarafı trapez biçimli bir takım yardımı ile aynı anda işlenebilir.

Bir helisel dişlinin kremayer kesici ile kesilmesi işleminin bir versiyonu olan diğer bir teknik, sonsuz vidanın aksenal düzleminde arzu edilen doğrusal kremayer profilini oluşturmak için bir kıvrımlı şekillendiricinin kullanılmasını içerir. Kesme yüzeyinin ise bulunması gereken aksenal düzlem bu düzlemdir. (Şekil 2.2).

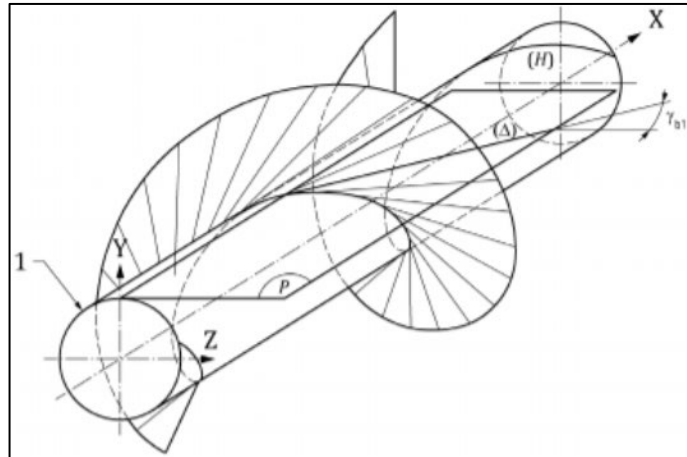


Şekil 2. 2. A-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim. a) torna kalemi, b) kesici (ISO/TR 10828).

2.1.2. I – Tipi Sonsuz Vida Profili

2.1.2.1. Geometrik Tanım

Tip I sonsuz vidanın yüzeyi kıvrımlı bir helezonik yüzeydir. Biçimi, sonsuz vida eksenini ile eş merkezli olan sonsuz vida taban silindri üzerinde uzanan bir helis (H) boyunca uzanan bir taban teğeti (Δ) ile elde edilebilir (Şekil 2.3).



Şekil 2. 3. I -Tipi Sonsuz vida profili – Teorik gösterim (ISO/TR 10828).

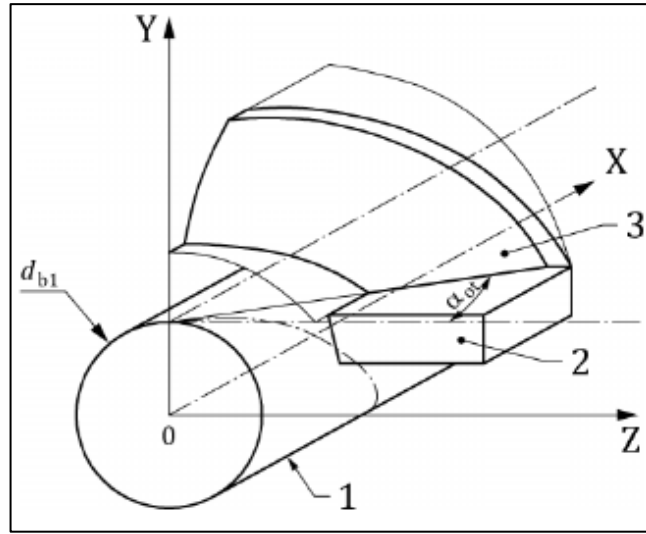
Şekil 2.3'te gösterilen "1" sonsuz vida taban silindirini ifade etmektedir.

2.1.2.2. İmalat Yöntemleri

Doğrusal üretim matrisi her zaman taban silindirine teğet olan bir düzlemde taban helisine teğettir, solucanın her iki kanadı da taban silindirine teğet olan bir kaydırılmış düzleminde düz bir çizgidir. İşleme yöntemleri bu düz kaydırılmış profili sağlamalıdır.

Dişlinin helisel yanakları, düz kenarı taban silindirine teğet bir düzlemde taban teğet matrisi ile hizalanmış bir kesici takım kullanılarak torna tezgahında tornalanarak oluşturulabilir.

Bir dişin her iki kanadını aynı anda işlemek için, çift taraflı kesici takım kullanılabilir (Şekil 2.4).

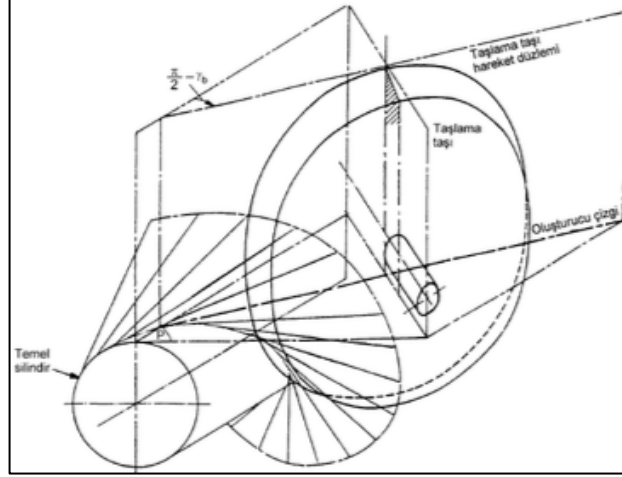


Şekil 2. 4. I-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).

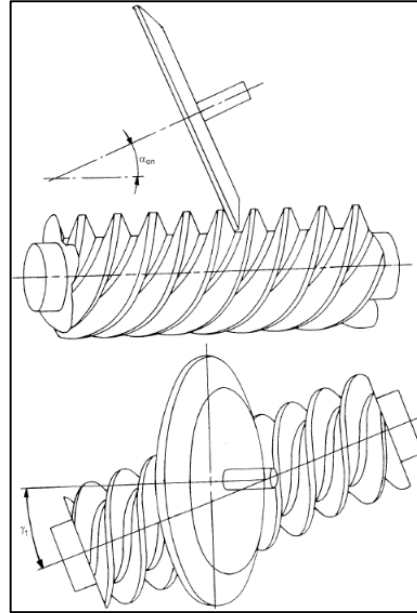
Şekil 2.4'te gösterilen "1" taban silindir, "2" kesici takım ve "3" oluşturucu çizgi olarak belirtilmektedir.

Sonsuz vida yanakları, disk tipi bir freze veya taşlama taşının düzlem yan yüzeyi kullanılarak frezeleme veya taşlama yoluyla işlenebilir. Kesme yüzeyi şu şekilde

ayarlanmalıdır; her iki ekseni X-Z düzlemine paralel ve kesme yüzeyindeki kanadın taban teğet matrisi kesme yüzeyinde olacak şekilde hizalanmış olmalıdır (Şekil 2.5). Veya sonsuz vidanın referans helisi ile referans helisine dik bir düzlemde ve α_{0n} normal basınç açısına ayarlanır (Şekil 2.6).



Şekil 2. 5. I-Tipi Sonsuz vida profili – Taşlama imalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).

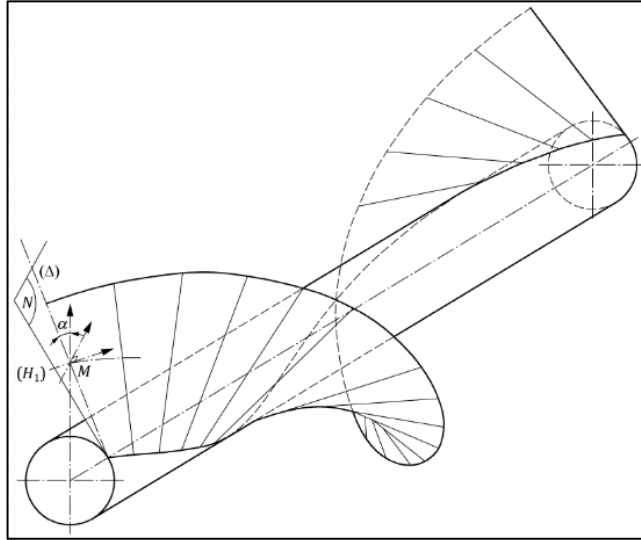


Şekil 2. 6. I-Tipi Sonsuz vida profili – Taşlama imalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).

2.1.3. N – Tipi Sonsuz Vida Profili

2.1.3.1. Geometrik Tanım

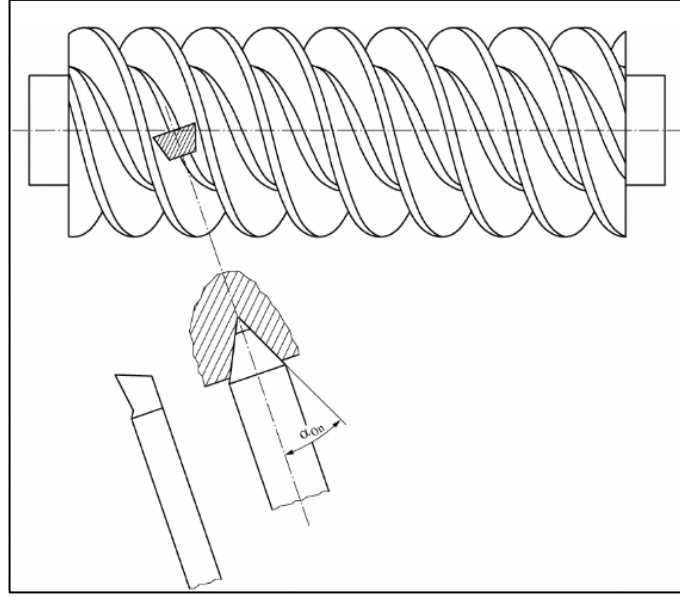
N tipi bir sonsuz vidanın her bir kanadı, referans helisine (H_1) dik bir düzlemde uzanan bir düz çizgi (Δ); bir yarıçap vektörünün ve H referans helisinin ortak kesişme noktası olan (M) noktasından geçer. M noktasında düz çizgi ile yarıçap vektörü arasındaki α açısı sabittir. Referans helisi tanımlayan M noktasını taşıyan yarıçap vektörünün helisel hareketi nedeniyle yan kanat sarmalı düz çizgi (Δ) tarafından oluşturulur (Şekil 2.7).



Şekil 2. 7. N -Tipi Sonsuz vida profili – Teorik gösterim (ISO/TR 10828).

2.1.3.2. İmalat Yöntemleri

Dişler bir torna tezgahında, kesme düzleminde diş boşluğunun referans helisine dik bir düzlemde diş boşluğunun profiline karşılık gelen kenarlara sahip trapez şeklinde bir takım ile kesilebilir. Bu, takımı A – Tipi profil dişler için olduğu gibi yerleştirmek ve ardından bu takımı referans uç açısı γ_1 'e eşit bir açıya kadar simetrik eksenine eşleşen bir eksen etrafında döndürmekle aynı anlama gelir (Şekil 2.8).



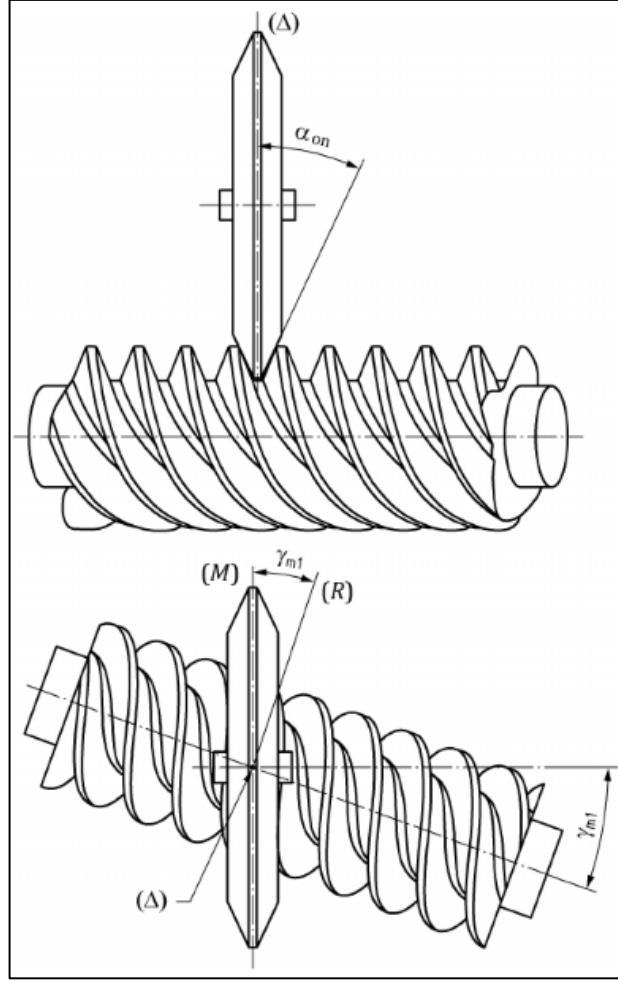
Şekil 2. 8. N-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).

2.1.4. K – Tipi Sonsuz Vida Profili

2.1.4.1. Geometrik Tanım ve İmalat Yöntemi

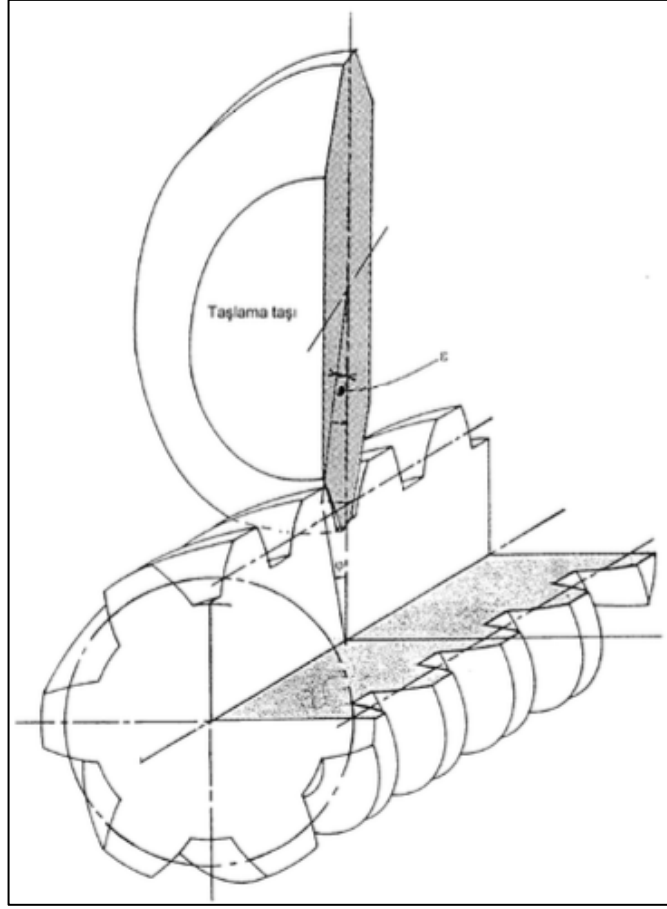
A, I ve N – Tipi Sonsuz vida profillerinin yanı sıra, K – Tipi sonsuz vida profiline sahip dişlilerin diş yanakları düz çizgi şeklinde kesitlere sahip değildir. K – Tipi Sonsuz vidaların diş aralıklarına, düz konik biçiminde üretime sahip iki uçlu bir freze veya disk tipi freze ile üretilir (Şekil 2.9).

Takım mili ve sonsuz vida eksenlerine ortak dik düzlem, takımın ortanca düzlemi (M) ile sonsuz vida enine düzleminin (R) kesiştiği çizgide (Δ) uzanmaktadır. İki düzlem arasındaki açı, sonsuz vidanın referans hatve açısına (γ_1) eşittir. Her bir konik takımın kesici tarafı ve takımın medyan düzlemi, takımın normal basınç açısına (α_{0n}) eşit bir açı meydana getirir.



Şekil 2. 9. N-Tipi Sonsuz vida profili – İmalat yöntemi gösterim (ISO/TR 10828).

Sonsuz vida dişinin helisel yanakları, takımın konik kenarları tarafından oluşturulur ve profil formu, diş yüksekliğinin değişmesiyle helis açısının değişmesinden etkilenir ve sonsuz vida dişlerine temas eden takım kenarlarının üzerindeki noktalar, herhangi bir koni üzerinde değil, bir eğri üzerinde yer alır (Şekil 2.10).



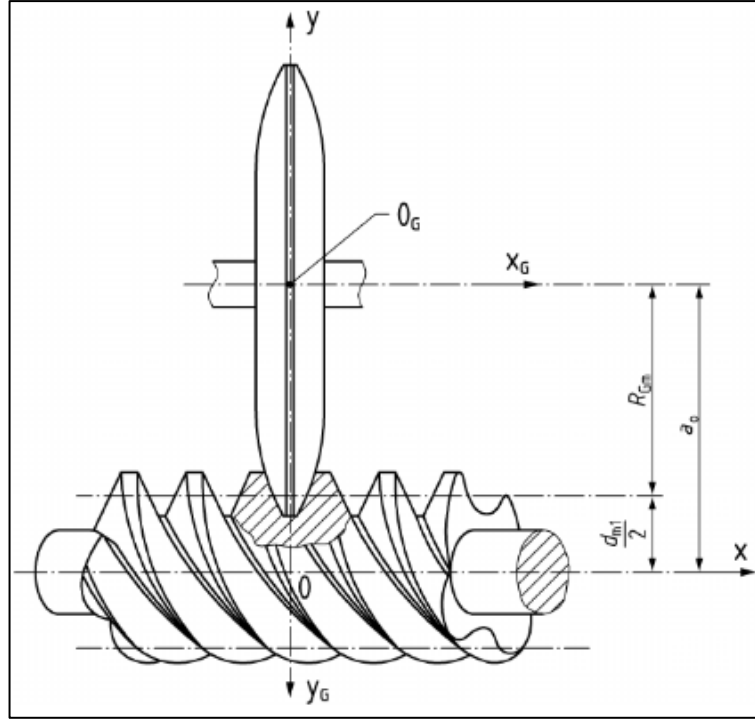
Şekil 2. 10. K – Tipi Sonsuz vida profili – Koordinat sistemi (ISO/TR 10828).

2.1.5. C – Tipi Sonsuz Vida Profili

2.1.5.1. Geometrik Tanım

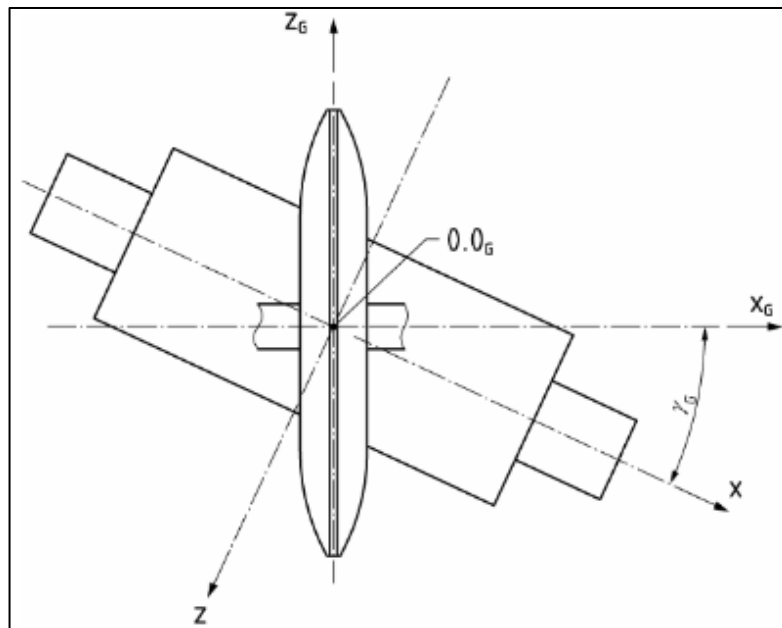
A, I ve N – Tipi Sonsuz vida profillerinden ziyade, C – Tipi Sonsuz vida profiline sahip mekanizmalar, doğrusal çizgilerde olmazlar.

K – Tipi Sonsuz vida profillerinde olduğu gibi C – Tipi Sonsuz vidalar de bir taşlama çarkı veya disk tipi freze çakısı kullanılarak üretilmektedir. C – Tipi Sonsuz vida profillerinin üretimi esnasında konik yapılu üçgen profillerini imal edebilmek için kullanılan takımın dışbükey dairesel yaylardan oluşan bir profili olması gerekir. Şekil 2.11 sonsuz vidanın (x, y, z) ve kullanılan takımın (x_G, y_G, z_G) koordinat sistemlerini tasvir etmektedir [7].

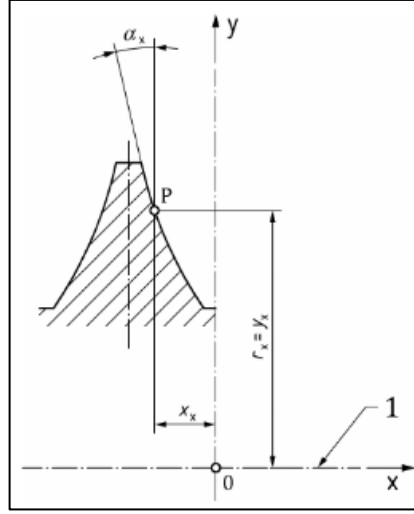


Şekil 2. 11. C – Tipi Sonsuz vida profili – Koordinat sistemi (ISO/TR 10828).

K – Tipi Sonsuz vida profillerine farklı olarak, C – Tipi Sonsuz vida profilleri; takım yarıçapı (ρ) ve takım açısında (a_{0n}) değişiklik yapılarak takım çapındaki sapmayı telafi etmek için ayarlanabilir.



Şekil 2. 12. C – Tipi Sonsuz vida profili – Koordinat sistemi (ISO/TR 10828).

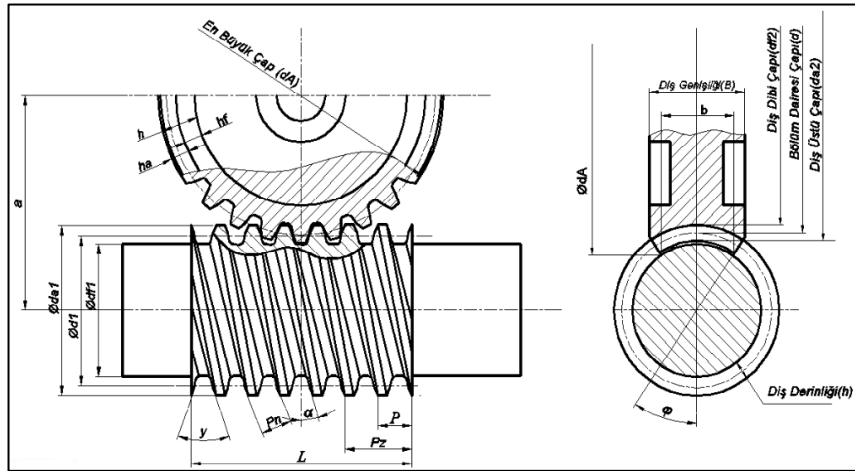


Şekil 2. 13. Sonsuz vida eksen kesiti (ISO/TR 10828).

Şekil 2.13'te gösterilen "1" sonsuz vida eksenini belirtmektedir.

2.2. SONSUZ VİDA KARŞILIK DIŞLI VE MEKANİZMA TEMEL KAVRAMLARI

Sonsuz dişli mekanizmaları sonsuz ve helezon dişlisinin mekanizmada birbirine dik olarak yerleştirilmesiyle konumlandırılan sonsuz vidanın karşılık dişlisini çevirmesiyle miller arasında güç iletimini sağlayan dişli sistemidir [8]. Şekil 2.14'te parametrelerin gösterimi verilmiştir.

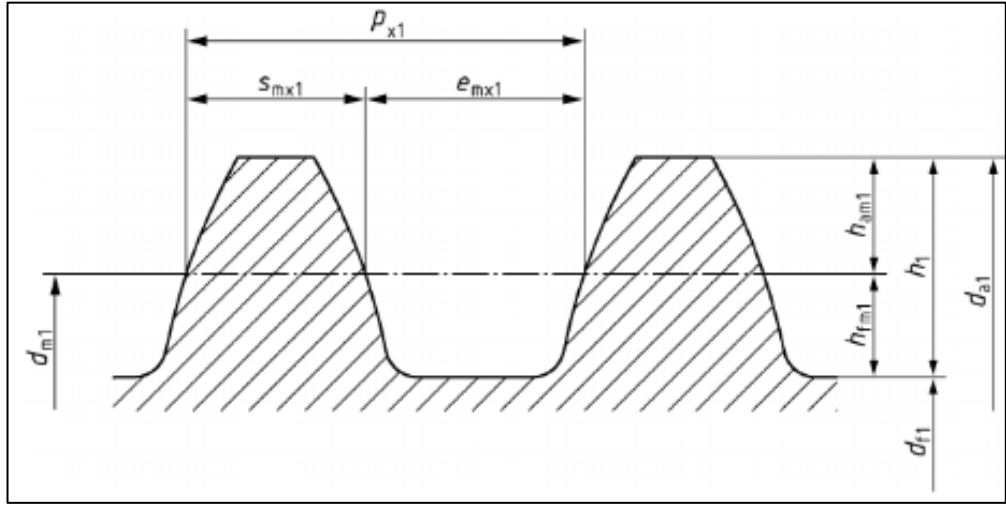


Şekil 2. 14. Sonsuz ve karşılık dişli parametreleri [8].

Sonsuz, karşılık dişli ve mekanizma eşitlikleri aşağıdaki bölümlerde gösterildiği şekilde hesaplanmaktadır.

2.2.1. Sonsuz Vida Parametreleri

Sonsuz vida imalatı ve kullanımı için bilinmesi gereken parametreler aşağıda belirtilmiştir (Şekil 2.15).



Şekil 2. 15. Sonsuz vida parametreleri (ISO/TR 10828).

Eksenel Adım

$$p_{x1} = \pi \times m_{x1} \quad (2.1)$$

m_{x1} : Alın modül

Eksenel (Alın) Modül

$$m_{x1} = \frac{p_{x1}}{\pi} \quad (2.2)$$

p_{x1} : Eksenel hatve

Helis Adımı

$$p_{z1} = z_1 \times p_{x1} \quad (2.3)$$

p_{x1} : Eksenel hatve

z_1 : Sonsuz vida diş sayısı

Radyan Başına Dişli Hatvesi

$$p_{zu1} = \frac{p_{z1}}{2 \times \pi} \quad (2.4)$$

p_{z1} : Vida adımı

Diş Sayısı

$$q_1 = \frac{d_{m1}}{m_{x1}} \quad (2.5)$$

m_{x1} : Alın modül

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

Referans Eğim Açısı

$$\tan \gamma_{m1} = \frac{m_{x1} \times z_1}{d_{m1}} = \frac{z_1}{q_1} \quad (2.6)$$

m_{x1} : Alın modül

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

q_1 : İzafi eş değer diş sayısı

z_1 : Sonsuz vida diş sayısı

Referans Helis Açısı

$$\beta_{m1} = 90^\circ \times \gamma_{m1} \quad (2.7)$$

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

Referans Silindir Düzleminde Normal Hatve

$$p_{n1} = \cos\gamma_{m1} \times p_{x1} \quad (2.8)$$

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

p_{x1} : Eksenel hatve

Normal Modül

$$m_n = \cos\gamma_{m1} \times m_{x1} \quad (2.9)$$

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

m_{x1} : Alın modül

Referans Bölüm Ekseni Çapı

$$d_{m1} = q_1 \times m_{x1} \quad (2.10)$$

m_{x1} : Alın modül

q_1 : İzafi eş değer diş sayısı

Referans Diş Derinliği

$$h_1 = h_{am1} + h_{fm1} = 0,5 \times (d_{a1} - d_{f1}) \quad (2.11)$$

h_{am1} : Eksenel kesitte sonsuz vida diş üstü çapı

h_{fm1} : Eksenel kesitte sonsuz vida diş dibi çapı

d_{a1} : Sonsuz vida diş üstü çapı

d_{f1} : Sonsuz vida diş dibi çapı

Referans Diş Üstü Ölçüsü

$$h_{am1} = h_{am1}^* \times m_{x1} = 0,5 \times (d_{a1} - d_{m1}) \quad (2.12)$$

h_{am1}^* : Eksenel kesitte sonsuz vida diş üstü katsayısı

m_{x1} : Alın modül

d_{a1} : Sonsuz vida diş üstü çapı

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

Burada h_{am1}^* diş başı yüksekliği katsayısıdır ve normal şartlarda $h_{am1}^* = 1$ 'dir (ISO/TR 10828).

Referans Diş Dibi Ölçüsü

$$h_{fm1} = h_{fm1}^* \times m_{x1} = 0,5 \times (d_{m1} - d_{f1}) \quad (2.13)$$

h_{fm1}^* : Eksenel kesitte sonsuz vida diş dibi katsayısı

m_{x1} : Alın modül

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

d_{f1} : Sonsuz vida diş dibi çapı

Buradaki h_{fm1}^* diş dibi sabitidir. Genellikle $1,1 < h_{fm1}^* < 1,3$ aralığındadır. 1,2 seviyesi alınması önerilir (ISO/TR 10828).

Diş Üstü Çapı

$$d_{a1} = d_{m1} + 2 \times h_{am1} \quad (2.14)$$

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

h_{am1} : Eksenel kesitte sonsuz vida diş üstü çapı

Diş Dibi Çapı

$$d_{f1} = d_{m1} - 2 \times h_{fm1} \quad (2.15)$$

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

h_{fm1} : Eksenel kesitte sonsuz vida diş dibi çapı

Diş Kalınlığı Sabiti

Kullanılması önerilen sabit; $s_{mx1}^* = 0,5$ ' dir.

Genel kullanım açısından, sonsuz vidanın aşınmaya karşı direncini yükseltmek için sonsuz vidanın diş kalınlığını arttırmak gerektiğinde bu katsayı ekseriyetle 0,5'ten daha düşüktür (Şekil 2.15).

Eksenel Kesitteki Referans Diş Kalınlığı

$$s_{mx1} = s_{mx1}^* \times p_{x1} \quad (2.16)$$

s_{mx1}^* : Eksenel kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı katsayısı

p_{x1} : Eksenel hatve

Eksenel Kısımda Referans Diş Açıklığı

$$e_{mx1} = p_{x1} - s_{mx1} \quad (2.17)$$

p_{x1} : Eksenel hatve

s_{mx1} : Eksenel kesitteki sonsuz vida diş kalınlığı

Normal Diş Kalınlığı

$$s_{n1} = \cos\gamma_{m1} \times s_{mx1} \quad (2.18)$$

s_{mx1} : Eksenel kesitteki sonsuz vida dış kalınlığı

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

Normal Referans Dış Açıklığı

$$e_{n1} = \cos\gamma_{m1} \times e_{mx1} \quad (2.19)$$

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

e_{mx1} : Eksenel kesitte sonsuz vidanın dış boşluğu genişliği

Profil Kenar Formları

Formlar harfler ile belirtilir.

- A Eksenel kesitteki düz çizginin oluşturduğu trapezdir
- N Normal kesitindeki düz çizginin oluşturduğu trapezdir.
- I Eksenel kesitteki evolvent profildir.
- K Çift koni formunda frezelenmiş bir heliseldir.
- C Dışbükey formda frezelenmiş bir heliseldir.

Normal Basınç Açısı

A – Tipi Sonsuz vida Profili için;

$$\tan\alpha_n = \tan\alpha_{0t} \times \cos\gamma_{m1} \quad (2.20)$$

α_{0t} : A ve I profilleri için takım enine basınç açısı

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

Diğer Sonsuz vida profilleri (C,I,N ve K) için; $\alpha_n = \alpha_{0n}$ kabul edilir (ISO/TR 10828).

I – Tipi Sonsuz Vida Profili için Temel Eğim Açısı

$$\cos\gamma_{b1} = \cos\gamma_{m1} \times \cos\gamma_{m1} \quad (2.21)$$

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

I – Tipi Sonsuz Vida Profilleri için Temel Silindir Çapı

$$d_{b1} = d_{m1} \times \frac{\tan\gamma_{m1}}{\tan\gamma_{b1}} = \frac{m_{x1} \times z_1}{\tan\gamma_{b1}} \quad (2.22)$$

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

m_{x1} : Alın modül

z_1 : Sonsuz vida diş sayısı

γ_{m1} : Sonsuz vidanın referans adım açısı

γ_{b1} : I profili için sonsuz vida dişinin taban adım açısı

Temel Silindir Üzerindeki Normal Hatve

$$p_{b1} = \cos\gamma_{b1} \times p_{x1} \quad (2.23)$$

γ_{b1} : I profili için sonsuz vida dişinin taban adım açısı

p_{x1} : Eksenel hatve

Sonsuz Vida Yüzey Genişliği

$$b_1 \geq \sqrt{(d_{e2})^2 - (2 \times a - d_{a1})^2} \quad (2.24)$$

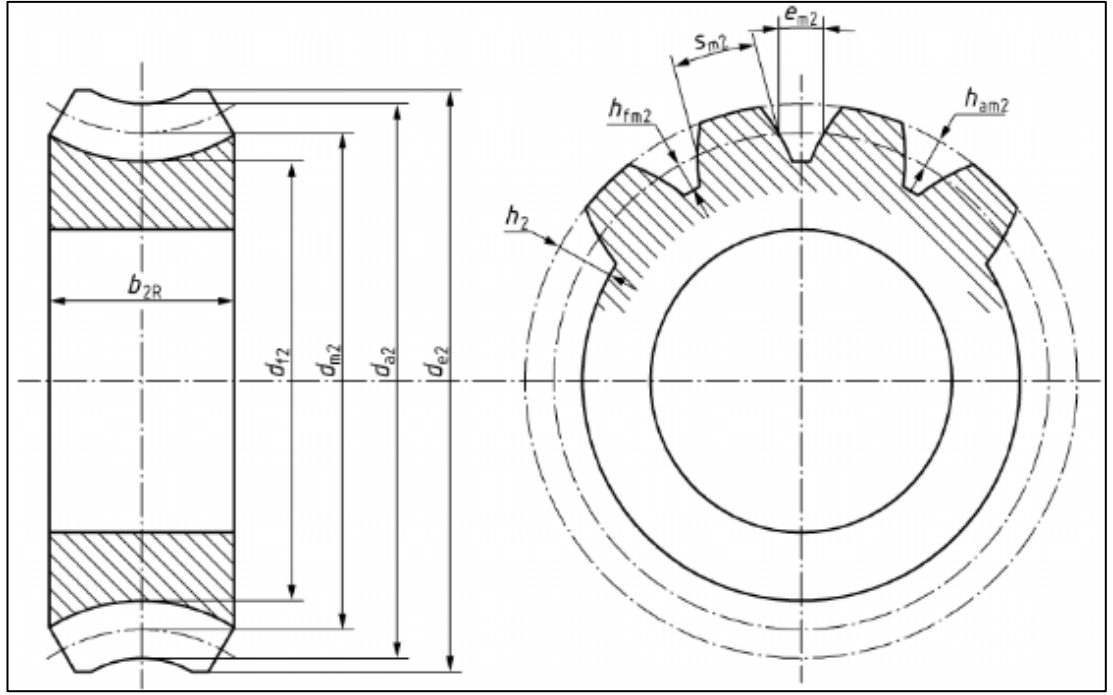
d_{e2} : Sonsuz vida karşılık dış çapı

a : Eksenler arası mesafe

d_{a1} : Sonsuz vida diş üstü çapı

2.2.2. Helezon Dişli Parametreleri

Karşılık dişli imalatı ve kullanımı için bilinmesi gereken parametreler aşağıda belirtilmiştir (Şekil 2.16).



Şekil 2. 16. Karşılık dişli parametreleri (ISO/TR 10828).

Referans Bölüm Dairesi Çapı

$$d_{m2} = d_{w2} + 2 \times x_2 \times m_{x1} \text{ veya } d_{m2} = 2 \times a - d_{m1} \quad (2.25)$$

d_{w2} : Karşılık dişli adım çapı

m_{x1} : Alın modül

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

Bölüm Dairesindeki Hatve

$$p_{t2} = p_{x1} \quad (2.26)$$

p_{x1} : Eksenel hatve

Bölüm Dairesindeki Diş Kalınlığı

$$s_{m2} = e_{mx1} - j_x \quad (2.27)$$

j_x : Eksenel diş boşluğu
 e_{mx1} : Eksenel kesitte sonsuz vidanın diş boşluğu genişliği

Bölüm Dairesindeki Diş Boşluğu

$$e_{m2} = p_{x1} - s_{m2} \quad (2.28)$$

p_{x1} : Eksenel hatve
 s_{m2} : Karşılık dişlisinin bölüm dairesindeki diş kalınlığı

Profil Kaydırma Katsayısı

$$x_2 = \frac{2 \times a - d_{m1} - m_{x1} \times z_2}{2 \cdot m_{x1}} \quad (2.29)$$

a : Eksenler arası mesafe
 d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı
 m_{x1} : Alın modül
 z_2 : Karşılık dişli diş sayısı

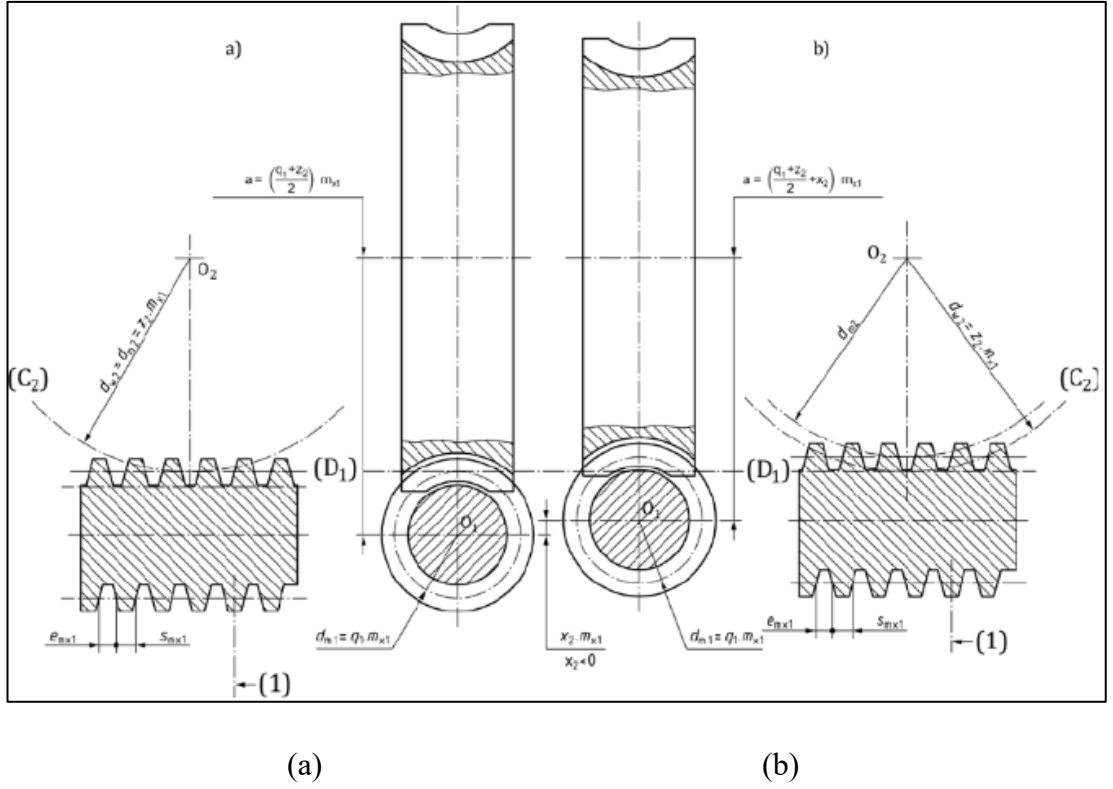
Diş Üstü Çapı

$$h_{am2} = m_{x1} \times h_{am2}^* = 0.5 \times (d_{a2} - d_{m2}) \quad (2.30)$$

m_{x1} : Alın modül
 h_{am2}^* : Orta kesitte karşılık dişli diş üstü katsayısı

Burada h_{am2}^* diş üstü katsayısıdır. Bu değer; $h_{am2}^* = 1$ (Normal Koşullarda).

Şekil 2.17'de Sonsuz dişli mekanizması için hatve ve referans çapları gösterimi verilmiştir. Şekilde sonsuz vidalar aynı konumdadır ancak karşılık dişlileri için profil kaydırma katsayısı a) şekli için sıfıra eşit b) şekli için ise negatiftir (ISO/TR 10828).



Şekil 2. 17. Sonsuz dişli mekanizması için hatve ve referans çapları gösterimi (ISO/TR 10828).

Diş Dibi Çapı

$$h_{fm2} = m_{x1} \times h_{fm2}^* = 0.5 \times (d_{m2} - d_{f2}) \quad (2.31)$$

h_{fm2}^* : Orta kesitte karşılık dişli diş dibi katsayısı

m_{x1} : Alın modül

d_{m2} : Karşılık dişli bölüm dairesi çapı

d_{f2} : Karşılık dişli diş dibi çapı

Burada h_{fm2}^* diş dibi katsayısıdır. Bu değer genellikle; $1,1 < h_{fm2}^* < 1,3$ aralığında yer alır. Tavsiye edilen net değer ise 1,2 dir.

Diş Derinliği

$$h_2 = h_{am2} + h_{fm2} \quad (2.32)$$

h_{am2} : Orta düzlemde karşılık dişli diş üstü çapı

h_{fm2} : Orta düzlemde karşılık dişli diş dibi çapı

Dış Çap ile Dış Dibi Çapı Derinliği

$$h_{e2} = 0.5 \times (d_{e2} - d_{a2}) \quad (2.33)$$

d_{a2} : Karşılık dişli diş üstü çapı

d_{e2} : Sonsuz vida karşılık dış çapı

Genelde, $0,4 \leq \frac{h_{e2}}{m_{x1}} \leq 1,5$ aralığında kabul edilir. Normalde ise; $\frac{h_{e2}}{m_{x1}} = 0,5$ alınması tavsiye edilir.

Dış Dibi Çapı

$$d_{f2} = d_{m2} - 2 \times h_{fm2} \quad (2.34)$$

d_{m2} : Karşılık dişli bölüm dairesi çapı

h_{fm2} : Orta düzlemde karşılık dişli diş dibi çapı

Dış Üstü Çapı

$$d_{a2} = d_{m2} + 2 \times h_{am2} \quad (2.35)$$

d_{m2} : Karşılık dişli bölüm dairesi çapı

h_{am2} : Orta düzlemde karşılık dişli diş üstü çapı

Dış Çap Ölçüsü

$$d_{e2} = d_{a2} + 2 \times h_{e2} \quad (2.36)$$

d_{a2} : Karşılık dişli diş üstü çapı

h_{e2} : Karşılık dişli dış diş üstü yüksekliği

Minimum ve Maksimum Dış Çap Ölçüsü

Genel olarak;

$$d_{e2min} = d_{a2} + 0,8 \times m_{x1} \quad (2.37)$$

d_{a2} : Karşılık dişli dış diş üstü çapı

m_{x1} : Alın modül

$$d_{e2max} = d_{a2} + 3 \times m_{x1} \quad (2.38)$$

d_{a2} : Karşılık dişli dış diş üstü çapı

m_{x1} : Alın modül

Helezon Dişlisi Yüzey Genişliği

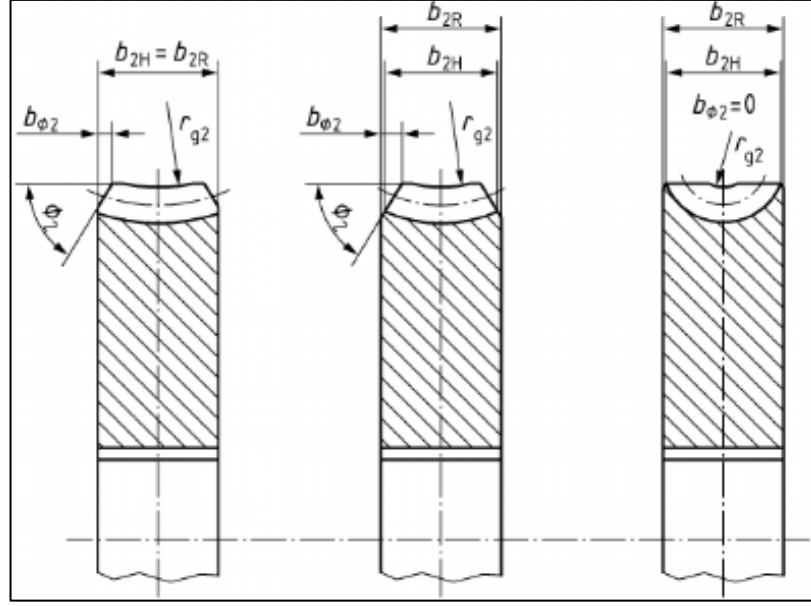
$$b_{2H} \leq \sqrt{(2 \times a - d_{f2})^2 - (2 \times a - d_{f1})^2} \quad (2.39)$$

a : Eksenler arası mesafe

d_{f1} : Sonsuz vida diş dibi çapı

d_{f2} : Karşılık dişli dış diş dibi çapı

Şekil 2.18'de farklı karşılık dişlileri yüzey genişliği gösterimi verilmiştir.



Şekil 2. 18. Farklı karşılık dişlileri yüzey genişliği gösterimi (ISO/TR 10828).

Ağız Formu Yarıçapı

$$r_{g2} \geq a \frac{d_{a2}}{2} \quad (2.40)$$

a : Eksenler arası mesafe

d_{a2} : Karşılık dişli diş üstü çapı

2.2.3. Mekanizma Parametreleri

Sonsuz dişli mekanizmaların imalatı, montajı ve kullanımını için bilinmesi gereken parametreler aşağıda belirtilmiştir.

İki Dişli Arasındaki Eksen Mesafesi

$$a = 0,5 \times (d_{m1} + d_{m2}) = 0,5 \times (d_{w1} + d_{w2}) \quad (2.41)$$

d_{m1} : Sonsuz vida bölüm dairesi çapı

d_{m2} : Karşılık dişli bölüm dairesi çapı

d_{w1} : Sonsuz vida adım çapı

d_{w2} : Karşılık dişli adım çapı

veya

$$a = m_{x1}[0,5(q_1 + z_1) + x_2] \text{ (Şekil 2.17).} \quad (2.42)$$

q_1 : İzafi eş değer diş sayısı

z_1 : Sonsuz vida diş sayısı

x_2 : Karşılık dişli profil öteleme faktörü

m_{x1} : Alın modül

Karşılık Dişlisinin Bölüm Dairesi Çapı

$$d_{w2} = z_2 \times m_{x1} \quad (2.43)$$

z_2 : Karşılık dişli diş sayısı

m_{x1} : Alın modül

Sonsuz Vidanın Bölüm Dairesi Çapı

$$d_{w1} = 2 \times a - d_{w2} \quad (2.44)$$

a : Eksenler arası mesafe

d_{w2} : Karşılık dişli adım çapı

Sonsuz Dişli Mekanizması Çevrim (Aktarma) Oranı

$$u = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.45)$$

z_1 : Sonsuz vida diş sayısı

z_2 : Karşılık dişli diş sayısı

BÖLÜM 3

ÇALIŞMADA KULLANILAN KOMPONENTLER

3.1. RULMANLI YATAKLAR VE RULMAN SEÇİMİ

3.1.1. Giriş

Rulmanlar genel olarak dış, iç bilezik, kafes yapısı ve yuvarlanma elemanlarının (bilya – makara) birleşmesi ile bir araya gelir (Şekil 3.1). Rulmanlarda kafes yapısı, yuvarlanma elemanlarını bir arada tutup rulman üzerindeki yüklemelerde yuvarlanma elemanlarının birbirlerine temas etmesini engeller [9].



Şekil 3. 1. Rulman iç yapısı gösterimi [10].

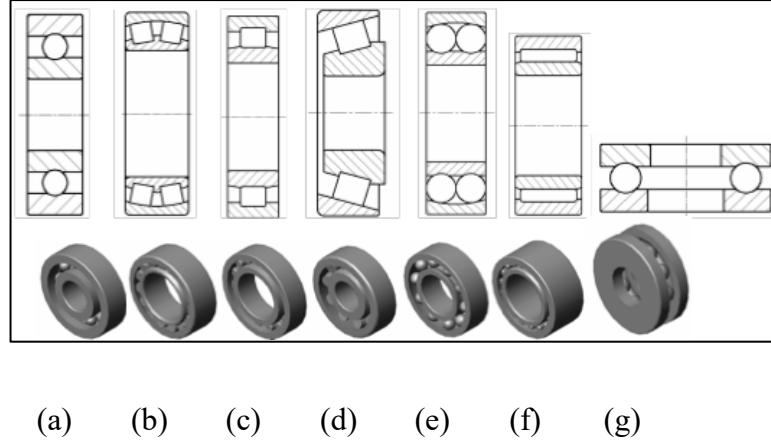
3.1.2. Rulmanların Sınıflandırılması

Rulmanların sınıflandırılması yapılırken kullanılan yuvarlanma elemanı baz alınarak bu sınıflandırılma yapılır. Çizelge 3.1’de sınıflandırılma gösterilmiştir.

Çizelge 3. 1. Rulmanların sınıflandırılması gösterimi [11].

Bilyalı Rulmanlar		Makaralı Rulmanlar	
<i>Radyal Bilyalı Rulmanlar</i>	<i>Eksenel Bilyalı Rulmanlar</i>	<i>Radyal Makaralı Rulmanlar</i>	<i>Eksenel Makaralı Rulmanlar</i>
- Tek sıralı sabit bilyalı rulmanlar	- Tek yönlü bilyalı rulmanlar	- Silindirik makaralı rulmanlar	- Silindirik makaralı rulmanlar
- Çift sıralı sabit bilyalı rulmanlar	- Çift yönlü bilyalı rulmanlar	- Konik makaralı rulmanlar	- Konik makaralı rulmanlar
- Omuzlu bilyalı rulmanlar	- Eğik bilyalı rulmanlar	- Oynak makaralı rulmanlar	- Oynak makaralı rulmanlar
- Eğik bilyalı rulmanlar		- İğne makaralı rulmanlar	
- Oynak bilyalı rulmanlar			

Rulmanların 2 boyutlu çizimi ve bilgisayar ortamında hazırlanan 3 boyutlu katı modeli Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3. 2. 2B kesit ve 3B katı model gösterimleri, a) Sabit bilyeli rulman, b) Oynak makaralı rulman, c) Silindirik makaralı rulman, d) Konik makaralı rulman, e) Oynak bilyeli rulman, f) İğne makaralı rulman, g) Eksenel bilyeli rulman [12,13].

3.1.2.1. Lineer Rulmanlar

Lineer rulmanlar sürtünme değeri diğer rulman tiplerine göre daha az olan bir rulmandır. Bunun yanı sıra; yüksek rijitlik, doğrusal çalışma, yüksek kararlılık özelliklerine sahiptir [14]. Şekil 3.3’te lineer rulman gösterimi yapılmıştır.



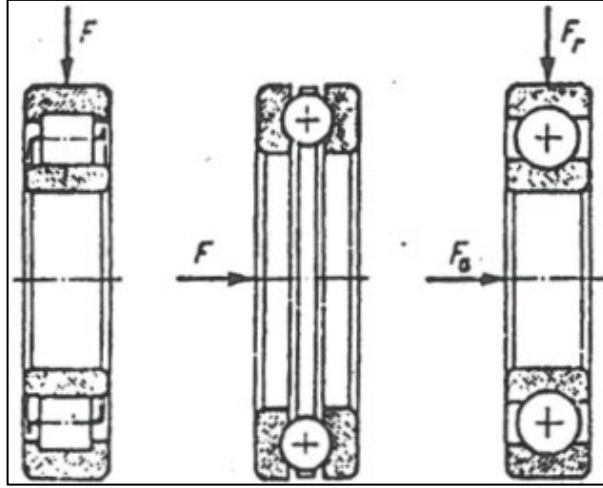
Şekil 3. 3. Lineer rulman gösterimi [14].

3.1.3. Rulman Seçim Kriterleri

Rulmanlar kullanılmak istenilen mekanizma içerisinde hesaplamaları sonradan yapılan elemanlardandır. Rulmanların birbirleri arasında benzer özellikleri olduğu gibi farklı özellikleri de mevcuttur. Rulman seçimine etki eden temel faktörler ise; devir sayısı, çalışma sıcaklığı, yüklemenin şekli, yük durumu, ömür, hassasiyet ve çalışma sesidir [11]. Bu faktörlerin tamamı önemlidir ancak bunların içerisinde devir sayısı, çalışma sıcaklığı ve en önemli faktör olan yükleme faktöründen aşağıda bahsedilmiştir.

3.1.3.1. Yük Durumu

Yükleme durumlarında rulman seçimi yaparken önemli olan nokta yükün büyüklüğünden ziyade yükün etkili olduğu yöndür. Bu demek oluyor ki; uygulanan yükün, radyal mi yoksa aksel mi yoksa her iki taraftan mı uygulandığını bilmek gerekir. Yükün büyüklüğüne göre yapılan bu seçimde küçük ve orta yüklemelerde bilyalı rulmanlar daha verimlidir, ancak daha ölçülerin değişmediği durumlarda makaralı rulmanlar küçük ve orta yüklemelerden ziyade daha yüksek radyal yük taşıyabilmektedir. Büyük yüklerde makaralı rulman kullanmak daha elverişlidir [11]. Şekil 3.4'te rulman yükleme durumları gösterilmiştir.



Şekil 3. 4. Rulman yüklemeleri gösterimi [16].

3.1.3.2. Çalışma Sıcaklığı

Rulmanlar çoğunlukla 120 °C (393 °K)' ye kadar olan sıcaklıklarda çalıştıklarında tablolarda gösterilen değerlerini yakalayabilirler. Ancak 150 °C (423 °K) sıcaklıklarına çıktığında da rulmanlar tablo değerlerine ulaşabilir [16]. Sıcaklıkların bu değerlerin üzerine çıkması durumunda ise rulman üzerinde deformasyonlar oluşur. Sertlik değerinde değişimler ve ölçülerde farklılaşmalar gözlenmektedir.

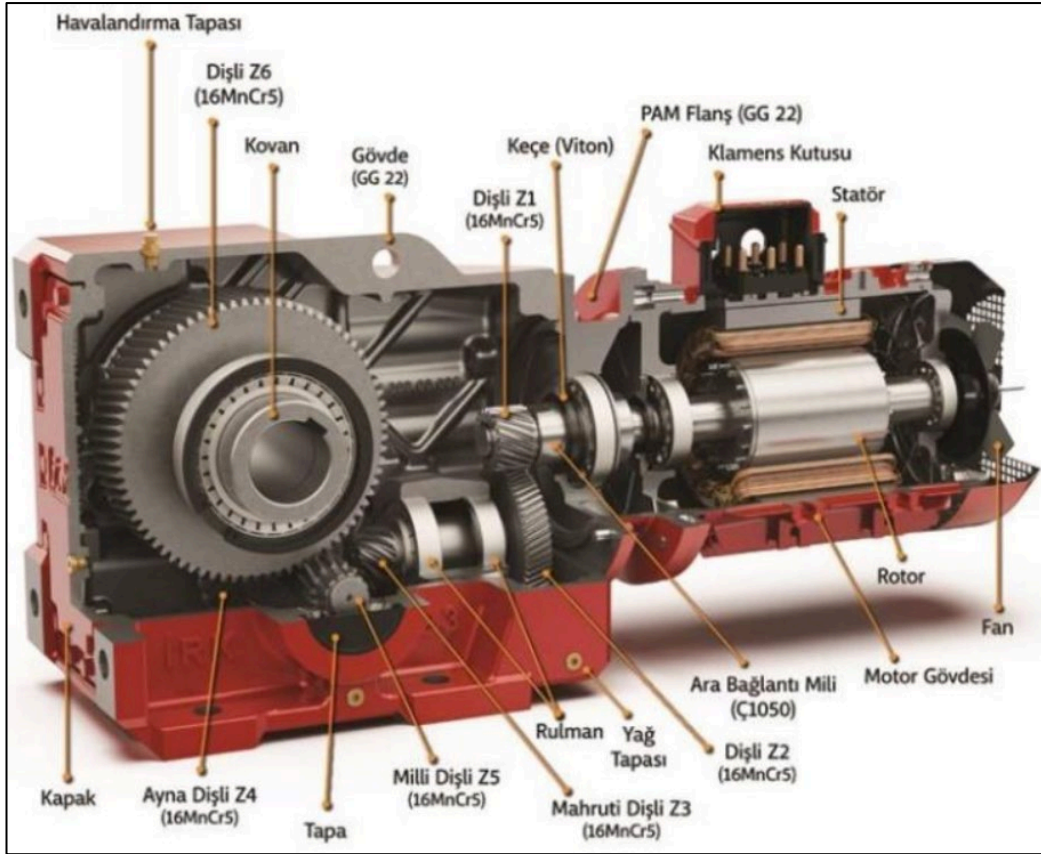
3.1.3.3. Devir Sayısı

Devir sayıları kesin olarak rulmanın iç yapısına bağlıdır. Makaralı rulmanlar, Bilyalı rulmanların aksine yüksek devirlerde kullanılma daha uygundur. Söz konusu olan yük sadece radyal veya aksinel olarak değil de hem radyal hem aksinel olarak kombine bir yük olması durumunda konik makaralı rulman, eğik bilyalı rulman, aksinel bilyalı rulman veya oynak makaralı rulman kullanılmaktadır. Ön görüldüğü üzere radyal yüklerde ve devirlerin düşük olmaması durumunda radyal bilyalı rulmanlar, aksinel bilyalı rulmanlardan daha verimli çalışmaktadır [11].

3.2. GÜÇ AKTARMA ORGANLARI

3.2.1. Redüktör

İçerisinde bulunan dişlileri kullanarak, hız, rpm ve torkun arzu edilen seviye gelmesi için kullanılan sistemlerdir. Sistemler ters orantılı çalışır. Tork arttırmak istenildiğinde hız düşer, hız arttırılmak istenildiğinde ise tork düşer. İçerisinde genel olarak; dişli, rulman, mil, yatak gibi elemanlar bulunmaktadır [17]. Şekil 3.5'te iç yapısı gösterilmektedir.



Şekil 3. 5. Redüktör iç yapısı gösterimi [18].

3.2.1.1. Harmonik Redüktörler

Boşluğun istenmediği sistemlerde genellikle harmonik redüktörler kullanılır. Bu redüktörler boşluksuz olarak bilinmektedir. Torkun fazla hızın düşük olmasının arzu

edildiği durumlarda harmonik redüktörler kullanılmaktadır. Harmonik redüktörler özellikle robot kollarında hassas hareketlerinden dolayı tercih edilir [19].

3.2.1.2. Sikloid Redüktörler

Sikloid redüktörler, boşluğun istenmediği yani hassasiyetin ön planda tutulduğu, tork ve sertlik istenilen durumlarda kullanılan mekanizmalardır. Bu mekanizmalar özellikle kompakt bir yapıda olmalarıyla ön plana çıkar ve genellikle endüstriyel robotlar, otomasyon sistemleri gibi mekanik sistemlerde aktif olarak kullanılmaktadırlar. Yüksek yük taşıma kapasitesi ve uzun ömürlü olmasıyla, geri tepmelerin istenmediği sistemlerde en yaygın kullanılan mekanizmadır [20].

3.2.1.3. Planet Redüktörler

Planet redüktörlerin genel yapısı şu şekildedir: Mekanizmanın ortasında bir güneş dişlisi, bu dişlinin etrafını saran birden fazla gezegen dişlisi ve dış kısımda yer alan halka dişlisinden oluşur. Bu yapı, yük dağılımını optimize ederken aynı zamanda yüksek verimlilik sağlar [21,22].

Genel olarak planet redüktörlerin diğer redüktörlere göre üstünlükleri ise [23,24];

- Redüktörde hareket, güç veya moment istenilen taraflara doğru aktarılabilir.
- Redüktörde aktarım oranı yeniden talaşlı imalat yapmadan değiştirilebilir.
- Kullanılan diğer redüktör tiplerine göre boyutları genellikle daha küçüktür.
- Geleneksel redüktörlerle kıyaslandığında planet redüktörlerin verimleri daha yüksektir.

3.2.1.4. Sonsuz Dişli Mekanizmaları

Sonsuz dişli mekanizmaları, sistemde kullanılan 2 adet milin eksenlerinin birbirlerine dik olduğu redüktör tipleridir. Bu redüktörler yüksek tork aktarımları, kompakt yapıları ve maliyetlerinin diğer redüktör sistemlerine kıyasla ucuz olmaları sebebi ile çeşitli endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılırlar [24,25].

3.3. ÖLÇÜM CİHAZLARI

3.3.1. Enkoder

Elektromekanik bir mekanizma olan enkoderler (Sinyal Üretici, Kodlayıcı), kullanılan milin dönme ya da yer değiştirme hareketine karşılık sayısal bir elektrik sinyali elde eder. Elde edilen bu sinyallerin açığa çıkabilmesi için mekanik, optik ve manyetik sistemler kullanılır. Enkoderler, konum, açı – derece, yön veya hızı belirlemek için geri bildirim sinyalleri gönderirler [26,27].

Pozisyon ve konum belirlenmesi gereken çalışmalarda kullanılan enkoder tipleri;

- Mutlak Enkoder
- Artımlı Enkoder

olmak üzere 2'ye ayrılır [27].

3.3.1.1. Mutlak ve Artımlı Enkoder

Mutlak enkoderler, artımlı enkoderler ile kıyaslandığında fiyat olarak daha pahalıdır. Bunun nedenlerinde öne çıkan en önemli özellik ise mutlak enkoderlerin milin konumunu korumasıdır. Bu sayede konum verileri, kalibrasyon sekansının tamamlanmasına ihtiyaç duymadan, zaman kaybetmeden kullanılabilirler. Bu durum enkoder kapalı iken mil konumu değişmiş olma durumunda veya herhangi bir güç kesintisinde verilerin kurtarılmasına imkân sağlar [28].

BÖLÜM 4

SONSUZ DİŞLİ MEKANİZMASI TASARIMI VE İMALATI

Diş boşluğu ayarlanabilen sonsuz vida tasarımında (Şekil 4.1), sonsuz vida ile helezon dişli birbirlerinden farklı parçalara montajlanmış olup eksenler arasındaki mesafe sistemde kullanılan bilyalı setskur sayesinde yapılmaktadır. Eksenler arasındaki mesafe setskur yardımıyla yapıldıktan sonra sistem üzerinden sonsuz dişli mekanizması üzerine gelen titreşim, imalattan kaynaklı tolerans hataları, montaj hataları gibi sistem üzerinde boşluk oluşturabilecek sorunlar için ise sistem üzerinde 4 adet yay bulunmaktadır. Bu yaylar sonsuz vidadan helezon dişliye doğru bir tork uygulamakta olup ön görülemeyen hataların önüne geçmek için planlanmıştır.



(a)

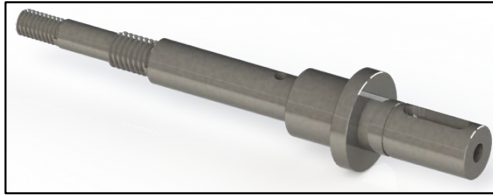
(b)

Şekil 4. 1. a) Sonsuz dişli mekanizmasının ön kısımdan gösterimi, b) sonsuz dişli mekanizmasının arka kısımdan gösterimi.

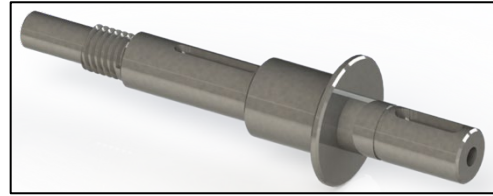
4.1. AISI 304 PASLANMAZ ÇELİK MİLLERİN TASARIMI VE İMALATI

Sonsuz vida ve helezon dişlisi montajı için tasarlanan miller AISI 304 paslanmaz çelikten imal edilmiştir. Sonsuz vida montajında kullanılacak mil öncelikle dış çapları

işlenmek üzere CNC torna tezgahına bağlanmış ardından mil üzerine sonsuz vidayı tek eksenle sabitlemek, kontra somun kullanabilmek için M8X1.25 mm ve M6X1 mm kılavuzları çekilmiştir. Daha sonra CNC dik işleme tezgahında sonsuz vidanın mil üzerinde dönme hareketini engellemek için kullanılacak olan pim deliği, dişli mekanizmasını kamalı bağlantı ile kullanmak için kama kanalı işlenmiştir (Şekil 4.2). Helezon dişli montajında kullanılacak olan mil, CNC torna tezgahına dış çapları işlenmek üzere bağlanmıştır. Dış çap işleme operasyonu tamamlandığında M10X1.5 mm kılavuz çekilmiştir. Mil bu operasyonların ardından CNC dik işleme tezgahında helezon dişli montajı ve sisteme bağlantısında kullanılacak olan kama kanalları açılmıştır (Şekil 4.2).



(a)





(b)

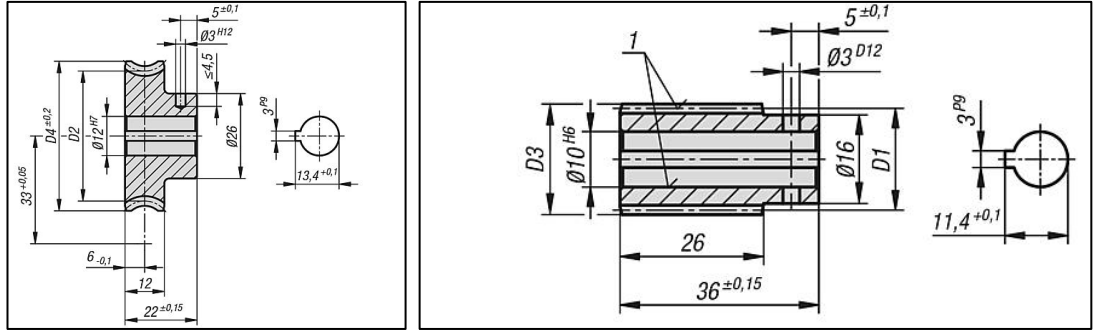
Şekil 4. 2. a) Sonsuz vida montaj mili, b) karşılık dişli montaj mili.

4.2. SONSUZ VİDA İLE HELEZON DİŞLİSİ TASARIMI VE İMALATI

Sonsuz vida ve helezon dişlisi bir Alman firması olan Norelem üzerinden hazır alınıp kullanılmıştır. Dişli ürün bilgileri Çizelge 4.1’de teknik çizimler ise Şekil 4.3’te gösterilmiştir.

Çizelge 4. 1. Dişli ürün bilgileri [29].

Ürün Numarası	Resim	Adı	Aktarma Oranı	Eğim Açısı	Modül	Z1	D1	D3	Z2	D2	D4	Çıkış Torku T2 (Nm) Mineral Gres	Çıkış Torku T2 (Nm) Mineral Yağ	Çıkış Torku T2 (Nm) Sentetik Yağ
22500-331030		Helezon	-	4° 8	1,5	1	20,85	23,85	-	-	-	12,7	15,2	19
22500-332030		Helezon Dişli	30:1	4° 8	1,5	-	-	-	30	45,15	50	12,7	15,2	19



(a)

(b)

Şekil 4. 3. a) Karşılık dişlisi teknik çizim, b) Sonsuz vida teknik çizimi [29].

4.3. SONSUZ DIŞLİ MEKANİZMASI GÖVDE TASARIMI VE İMALATI

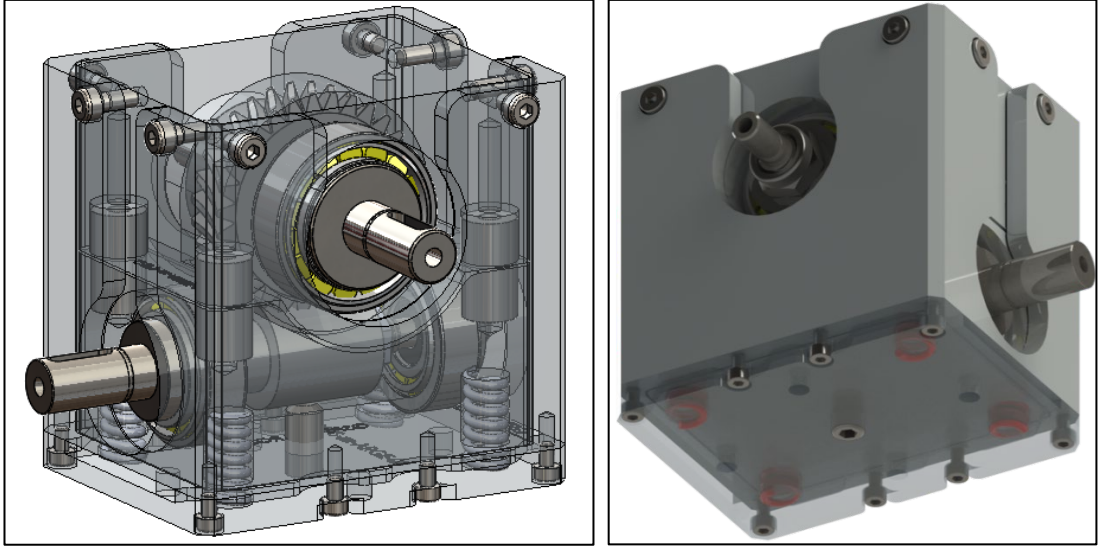
Sonsuz dişli mekanizması gövdesi tasarımı piyasada bilinen gövde tasarımlarının yanı sıra 2 parça olarak AL 6061-T6 malzemesinden üretilmiştir (Şekil 4.4). Bu yapının 2 parça olarak üretilmesinin sebebi ise; sonsuz vida ile karşılık dişlinin birbirinden ayrı gövde parçalarına montajlanmak istenilmesidir. Bu yöntem ile mekanizma montajlandıktan sonra sistemde boşluk olması durumunda eksenler arasındaki mesafeyi bilyalı setskur kullanılarak azaltılabilmek kabiliyeti kazandırmaktadır. Bu işlem sayesinde sonsuz dişli mekanizmasının sistemden ayrılmasına gerek duymadan, montajlandığı sistem üzerinde eksenler arasındaki mesafenin ayarının yapılabiliyor olması zamandan ciddi bir tasarruf kazandırmaktadır.



Şekil 4. 4. Özel tasarım sonsuz dişli mekanizmasının gösterimi.

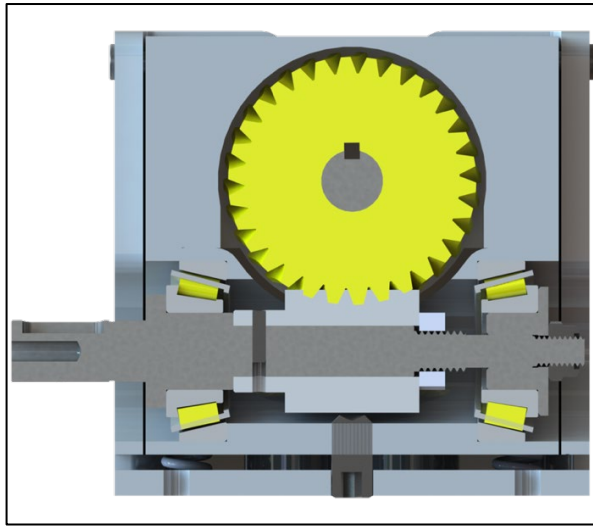
4.4. SONSUZ DİŞLİ MEKANİZMASININ MONTAJI

Sonsuz dişli mekanizmasının montajında, öncelikle sonsuz vida, helezon dişlisi ve konik makaralı rulmanlar miller üzerine geçirilir. Sonsuz vidanın miline kontra somun ve pim yerleştirilip gövdesine yerleştirilir. Gövdenin alt kısmına 4 adet yay geçirilir ve zemin parçası ile desteklenir. Bu zemin parçası üst bloğa montajlı olup sonsuz vida üzerinden yaylar vasıtasıyla karşılık dişliye doğru tork uygulamaktadır. Bu yöntem eksenler arasındaki mesafeye göre montaj yaptıktan sonra titreşim, montaj veya üretim hatası gibi sorunları gidermek için kullanılmaktadır. Karşılık dişli ve sonsuz vidanın birbirlerine doğru rahat bir şekilde hareket edebilmeleri için alt ve üst gövde arasında 4 adet lineer rulman kullanılmaktadır (Şekil 4.5).



Şekil 4. 5. Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması üzerinde LME 12 UU Lineer rulman, yay ve bilyalı setskur gösterimi.

Sistemin tasarımında kullanılan rulmanlar (Şekil 4.6); Oehler, Werner ve Sauer (2020), ve Kaçal, Işık ve Erginli (2003) yaptıkları çalışmalar baz alınarak kullanılmıştır.



Şekil 4. 6. Sonsuz dişli mekanizması kesit gösterimi.

Sistem içerisinde düşük sürtünme katsayısına ve yüksek termal kararlılığa sahip PG-75 sentetik yağ kullanılmıştır.

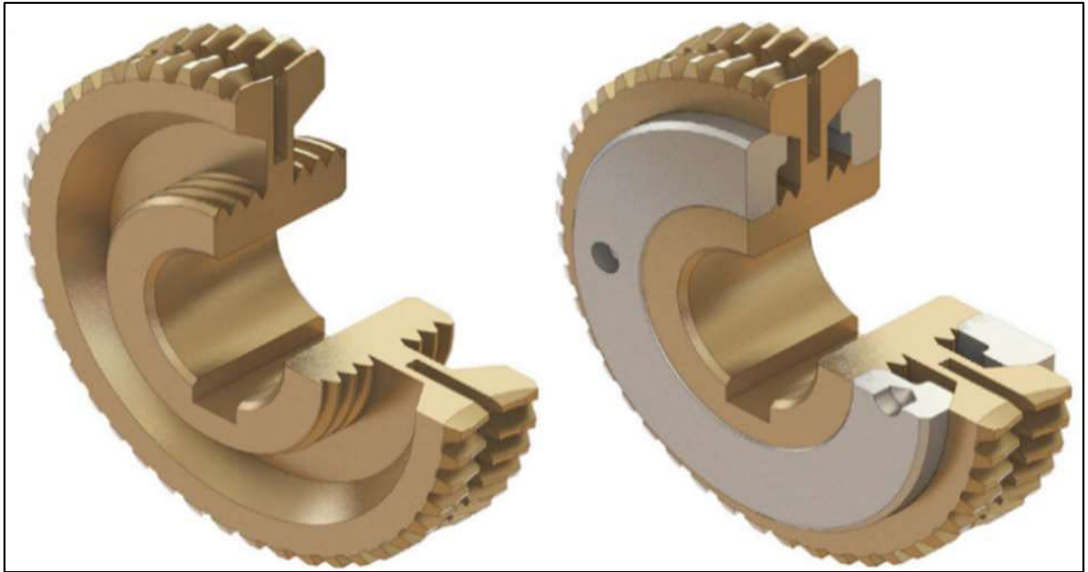
BÖLÜM 5

LİTERATÜR TARAMASI

5.1. DOĞRUDAN BOŞLUK AZALTMAYA YÖNELİK ÇALIŞMALAR

Sonsuz dişli sisteminin yakın zamanda yapılan çalışmalarından birini Kacalak, Majewski, vd. (2018), yaptıkları çalışmada; mekanizma içerisindeki boşluğun azalması üzerinde durmuşlardır. Bu etki, paslanmaz çelik ve sonsuz vida çarkların farklı tasarımları ile elde edilmektedir (Şekil 5.1). Tasarlanan tahrik mekanizmalarının, ölçüm tertibatlarının hassas konumlandırılmasına yönelik sistemlerde, teknolojik enstrümantasyonun hassas tahriklerinde ve mikro mekanizmalarda uygulama alanı bulması amaçlanmakta ve uygulanmaktadır [30].

Bu çalışma, hassas konumlandırma ve mikro mekanizmalarda kullanılabilir, daha düşük boşluklu ve etkili tahrik mekanizmaları geliştirilmesine katkı sağlamaktadır.



Şekil 5. 1. İşlem görmüş karşılık dişli [30].

Margareta ve Vasile tarafından gerçekleştirilen bir deney, çift sonsuz yüzeyli bir dişlinin konumu ve temas alanı üzerine odaklanmıştır (Şekil 5.2). Deneyde test edilen sonsuz yüzeyli dişli, tek parça bir çift sonsuz yüzeyli makara ile donatılmıştır (Şekil 5.3). Bir test düzeneğinde, temas yüzeyi kontrol cihazlarının ardışık olarak sonsuz vida dişlilerinin her iki tarafındaki etkileri incelemişlerdir. Bu çalışma sırasında, basınç açılarının farklı olduğu varsayılarak bir test dişlisi kullanılmıştır [31].

Margareta ve Vasile'nin çalışması, çift sonsuz yüzeyli dişlilerin konum ve temas alanları üzerindeki etkileri anlamaya yönelik önemli bulgular sağlamış ve bu bulgular, dişli sistemlerinin tasarım ve uygulamalarına katkıda bulunmuştur.



Şekil 5. 2. Çift temas yüzeyli sonsuz dişli mekanizması [31].



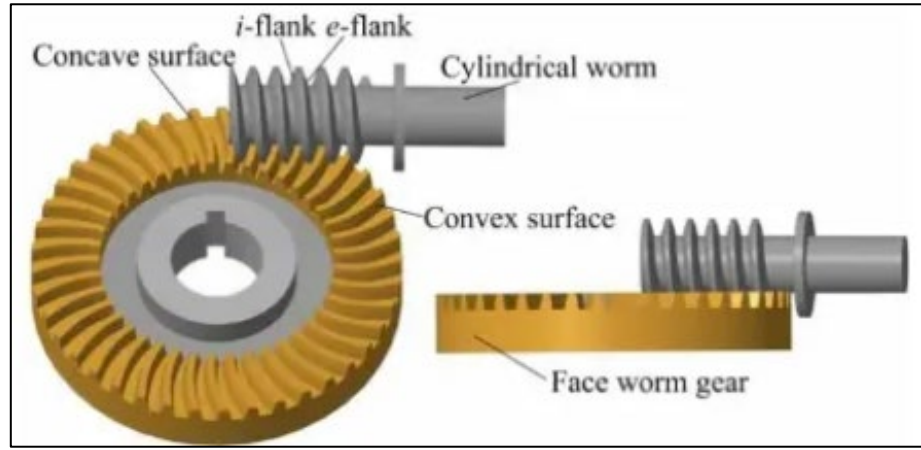
(a)

(b)

Şekil 5. 3. a) Tek parçalı çark gösterimi, b) Çift sonsuz yüzeyli redüktör mekanizması gösterimi [31].

Mu, Zhao, Cui vd. (2023), makalelerinde, yeni bir doğrusal temaslı sonsuz vida tahriki sunmaktadırlar. Tahrik, bir sonsuz vidası ve bir konik yüzey ile çevrelenmiş silindirik bir sonsuz vidadan meydana gelmektedir. Meshing teorisi sistematik olarak oluşturulmuş ve tahrik için kaba boyutlu tasarım yöntemleri ortaya konmuştur. Yeni tahrikin geometrik özellikleri asimetrik olmasına rağmen, boşluk değerleri oldukça tatmin edicidir [32].

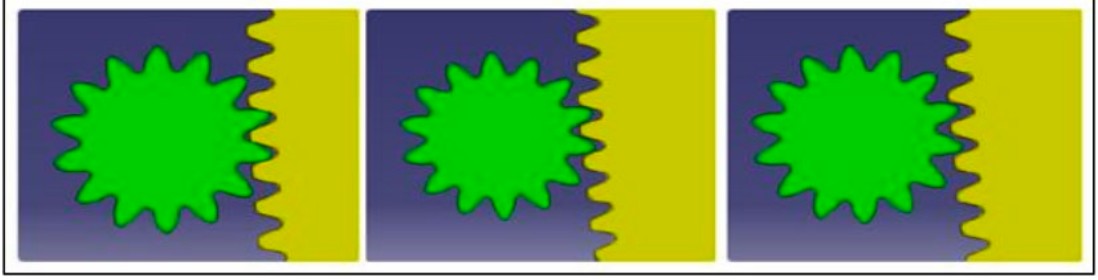
Mu ve çalışma arkadaşlarının geliştirdiği doğrusal temaslı sonsuz vida tahriki, asimetrik geometrik özelliklere sahip olmasına rağmen düşük boşluk değerleri ile dikkat çekmekte ve mekanik sistemlerde uygulanabilir bir çözüm sunmaktadır.



Şekil 5. 4. Dişli sisteminin gösterimi [32].

Çiloğlu, Eren ve Arıkan (2014), yaptıkları çalışmada; dişliler arasındaki eksen mesafesinin arttığı durumlarda kuleye gelen açısal bozucu etkinin yön değiştirdiği noktalarda namlunun açısal konum hatasının arttığını vurgulamışlardır. Açısal konum hatası arttığı için kontrol sistemi büyük genlikli tork uygulamakta ve bu da yapı üzerinde onaylanmayan osilasyonlara neden olmaktadır. Dişliler arasındaki eksen mesafesini azaltma mekanizması devreye girdiğinde ise hareketin yön değiştirdiği noktalarda açısal konumda herhangi bir sapma gözlenmemekte, ancak sürtünme kuvvetlerinin iki dişlinin birbirine bastırılmadığı durumlarda arttığı tespit edilmiştir [33].

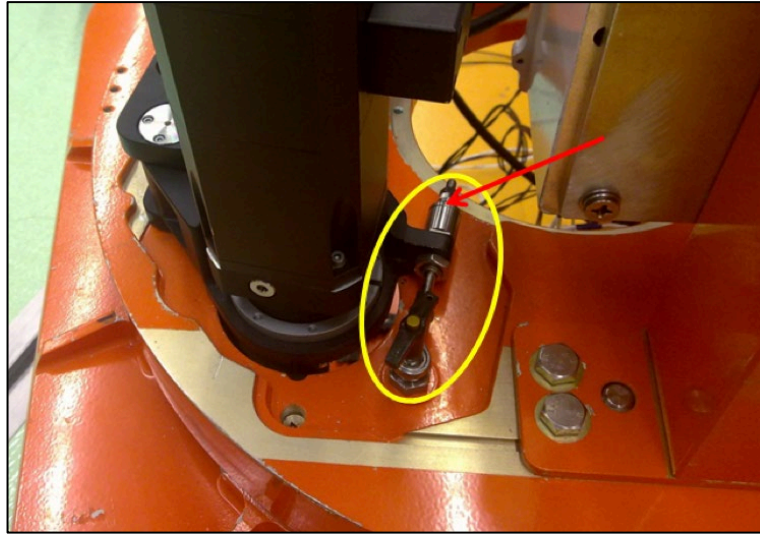
Çiloğlu ve arkadaşlarının çalışması, dişliler arasındaki eksen mesafesinin kontrolü ile açısal konum hatalarını ve istenmeyen osilasyonları minimize etmenin önemini vurgulamaktadır, ancak sürtünme kuvvetlerinin artışı gibi yeni problemlerin de göz önünde bulundurulması gerektiğini göstermektedir.



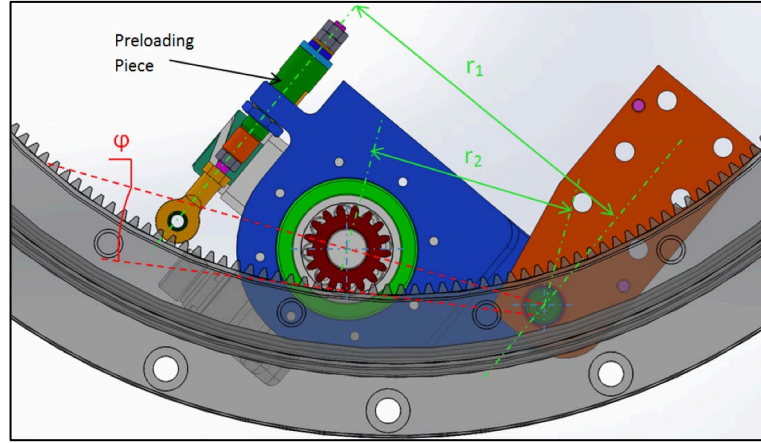
Şekil 5. 5. Eksen mesafesi değişen dişli çarkların temas şekilleri [33].

Şekil 5.5’te görüldüğü gibi iki dişli arasındaki eksen mesafesi arttığında eksen açısında sapmalar gözlenmektedir.

Yumrukçal (2013), gerçekleştirdiği tez çalışmasında; pinyon dişlisini ana dişliye itirmek için, gerçek bir servo sistem kullanmış ve belirli bir tork uygulayarak boşluk miktarını azaltmak istemiştir [34]. Şekil 5.6 ve Şekil 5.7’de gösterilmiştir.



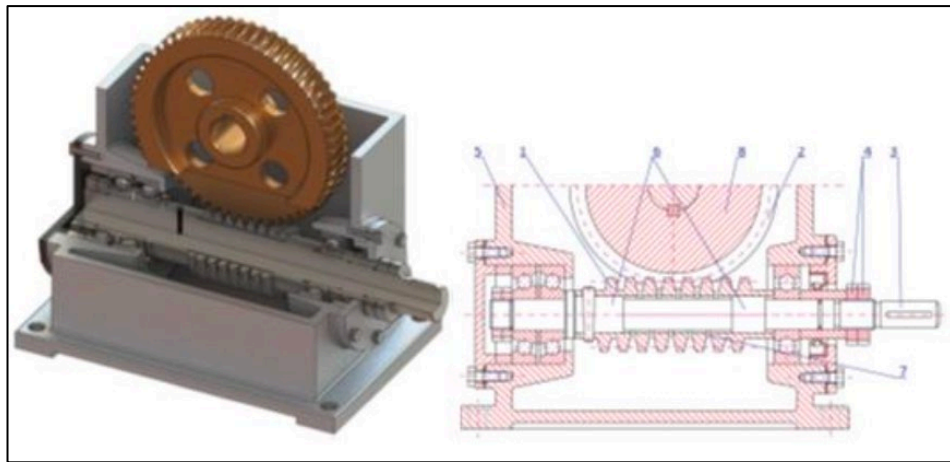
Şekil 5. 6. Ön yüklemeli boşluk önleme sistemi [34].



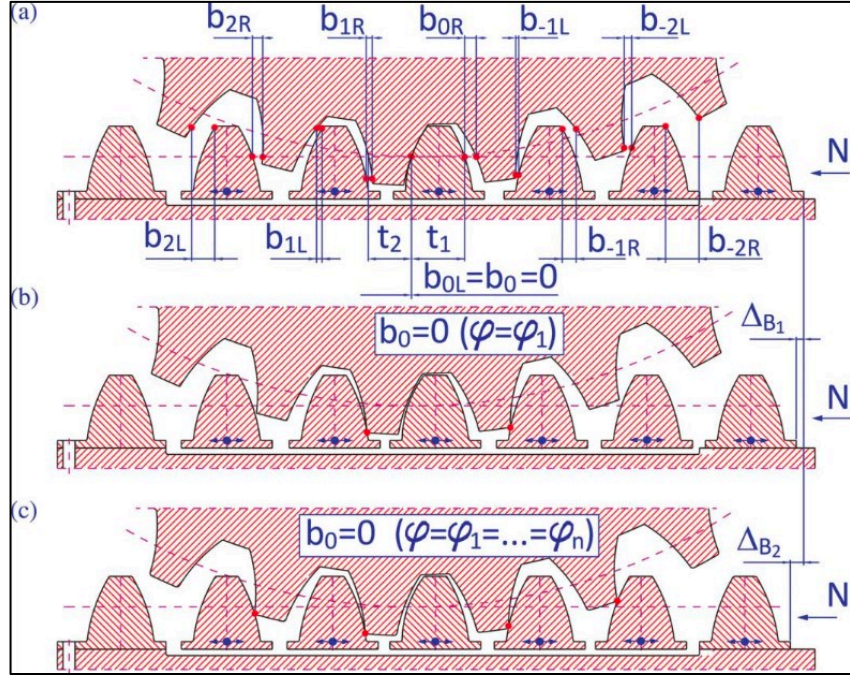
Şekil 5. 7. Ön yüklemeli boşluk önleme mekanizması 3 Boyutlu gösterimi [34].

Kacalak, Majewski, Budniak (2015,2018) yazdıkları makalelerde, makine dünyasına yeni bir dişli sistemi kazandırmışlardır. Özel olarak tasarladıkları bu dişli mekanizması, dişli sistemini montajlandığı yapıdan ayrılmadan doğrudan sistem üzerinde boşluk ayarının yapılabilmesini olanak sağlayarak sonradan oluşabilecek hatalardan ve zaman kaybından kaçınarak en uygun dişli boşluk ayarının sağlanmasını amaçlamışlardır [30,35].

Kacalak ve çalışma arkadaşlarının geliştirdiği bu yenilikçi dişli sistemi, montaj sonrası ayarlamalara olanak tanıyarak hem zaman tasarrufu sağlamakta hem de sistem performansını optimize etmektedir.



Şekil 5. 8. Sonsuz dişli mekanizması gösterimi [36-37].

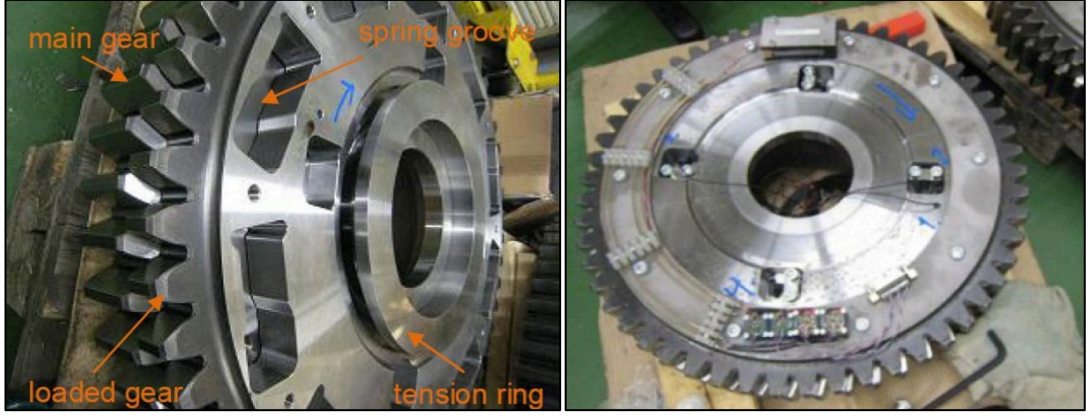


Şekil 5. 9. Dişli boşluk daralmaları gösterimi [30,35].

Şekil 5.9'da gösterilen eksen mesafeleri olarak sonsuz vida ve karşılık dişlisinin boşluğunun azalması gösterimindeki durumlar; a) ilk olağan konumu b) sınır daralması c) tam daralma [30,35].

Tähtinen ve Gao (2009), yaptıkları çalışmada dişliler de oluşan boşluğun, çarkta ortaya çıkan vibrasyon olduğunu ve bu vibrasyonun ana sebebinin millerin burulma titreşiminden ortaya çıktığını tespit etmiştir. Bu sorunu çözmek için Şekil 5.10'da görüldüğü gibi bir dişli boşluğu alma sistemi tasarlamışlardır [39].

Tähtinen ve Gao'nun çalışması, dişlilerdeki boşluğun vibrasyon sorunlarına neden olduğunu ve bu problemin millerin burulma titreşimlerinden kaynaklandığını ortaya koymuştur. Bu sorunu çözmek için tasarlanan dişli boşluğu alma sistemi, vibrasyonları azaltmada etkili bir çözüm sunmaktadır.



Şekil 5. 10. Geri tepme önleyici, boşluk azaltma sistemi tasarımı [39].

Çelik ve Aykan (2004), yaptıkları çalışmada tank namlusu üzerine etkiyen titreşim ve hedeflenen alan dışına çıkan atışların motor, transmisyon, pozisyon vd. yapıların tasarımına göre farklılık gösterdiğinden bahsetmişlerdir [40].

Çelik ve Aykan'ın çalışması, tank namlusunun performansını etkileyen titreşimlerin ve atışların isabet oranının, çeşitli yapıların tasarımına bağlı olarak değişkenlik gösterdiğini vurgulamaktadır. Bu bulgu, tasarım süreçlerinde titreşim ve konumlandırma faktörlerinin dikkate alınması gerektiğini ortaya koymaktadır.

5.2. VERİMLİLİK ÜZERİNE YAPILAN ÇALIŞMALAR

Karabacak ve Baş (2022), yaptıkları araştırmada; farklı hızlarda ve yükleme oranlarında çalışabilen bir deney sistemi kullanılarak, sonsuz vidaların verimlilik hesaplamaları yapılmış ve arızalı dişli kutularının verim üzerindeki etkisi incelenmiştir. Güç kaybının veriye dayalı olarak modellenmesi için yapay sinir ağı kullanılmıştır [41].

Karabacak ve Baş'ın araştırması, sonsuz vidaların verimlilik analizinde ve arızalı dişli kutularının performans üzerindeki etkilerini anlamada önemli bulgular sunmaktadır. Yapay sinir ağı kullanarak güç kaybını modellemek, daha doğru ve veriye dayalı sonuçlar elde edilmesine olanak tanımıştır.

5.3. YAĞLAMA KOŞULLARI ÜZERİNE YAPILAN ÇALIŞMALAR

Desai, Bhat ve Bhapkar (2022), yazdıkları makalede, yağlama koşulları altında bir sonsuz vida çark çiftindeki tribolojik değişkenlerin etkisini deneysel olarak araştırmaktadır. Araştırma, sürtünme ve aşınmanın enerji kayıplarıyla ve bakım ihtiyacıyla sonuçlanan en önemli faktörler olduğunu belirtmektedir [42].

Desai ve çalışma arkadaşlarının araştırması, yağlama koşulları altında çalışan sonsuz vida çark çiftlerinde sürtünme ve aşınmanın enerji kaybı ve bakım ihtiyacı açısından kritik öneme sahip olduğunu göstermektedir. Bu bulgular, tribolojik performansı iyileştirmek ve bakım maliyetlerini azaltmak için önemlidir.

Admankar, Bhat, and Bhapkar (2022), oluşturdukları makalelerinde sürekli kayar harekete tabii tutulan bir sonsuz vidanın sürtünme analizini sunmaktadır. Çalışma, sürtünme ve aşınma ile ilgili etkileri yağlama yağı kullanarak araştırmaktadır. Sürtünme ve aşınma, FE modelleme ve analiz ile farklı parametre kombinasyonları için değerlendirilmiştir [43].

Admankar ve çalışma arkadaşlarının araştırması, sürekli kayar harekete maruz kalan sonsuz vidalarda sürtünme ve aşınmanın etkilerini yağlama yağı kullanarak incelemiş ve bu etkileri farklı parametre kombinasyonları için FE modelleme ve analiz ile değerlendirmiştir. Bu çalışma, sürtünme ve aşınmayı minimize etmek için uygun yağlama koşullarının belirlenmesinde önemli bilgiler sağlamaktadır.

5.4. KULLANIM KOŞULLARINA GÖRE YAPILAN ÇALIŞMALAR

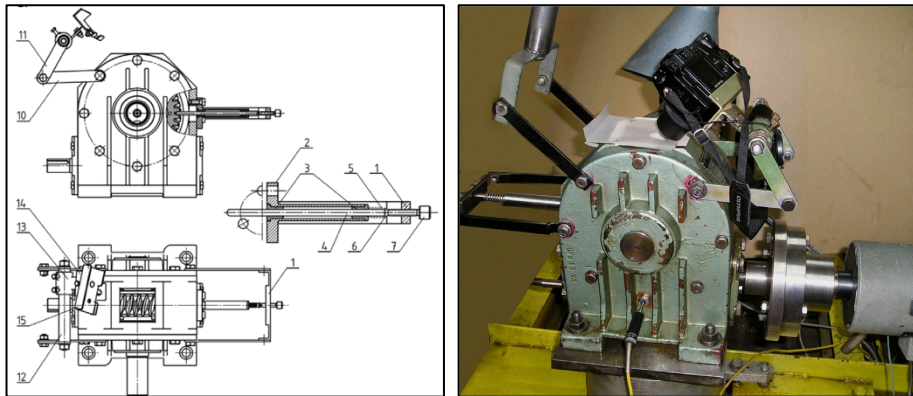
Opalić, Žeželj ve Vučković (2015), yazdıkları makalede, sonsuz vida çarklarda oluşan zedelenmelerin hasarının etkisini incelemişlerdir. En başta, dijital görüntüler kullanılarak zedelenmiş olan alanlar tespit edilerek bu bölgeler ile yük çevrimi arasındaki ilişki formüle edilmeye çalışılmıştır. Sonrasında, aynı yöntem ve cihaz seti kullanılarak hasar dinamikleri incelenmiştir. Birden fazla (6) dişe ait test sonuçları kullanılarak zedelenmiş alan ile yük döngüsü arasında yeni bir ilişkili formül geliştirilmiş ve bu formül referans korelasyon ile karşılaştırılmıştır. Sonuçlar, bu

çalışma ile referans çalışma arasında hasarlı bölgeler arasında fark olduğunu ve bu farkın sonsuz vida ömrü tahminlerine etkisi olduğunu göstermektedir. Özellikle, hasarlı bölgelerin genellikle sadece bir veya iki diş üzerinde yoğunlaştığı gözlemlenmiştir [44]. Oluşan bu hasarların diş üzerinde kesikler ve oyulmalar oluşması da yine mekanizma üzerinde boşluk oluşmasına sebep olmaktadır.

Opalić ve çalışma arkadaşlarının araştırması, sonsuz vida çarklarda oluşan zedelenmelerin diş ömrü ve performansı üzerindeki etkilerini vurgulamakta, zedelenmiş alanlar ile yük döngüsü arasındaki ilişkileri formüle ederek bu konuda önemli bulgular sağlamaktadır. Bu çalışma, hasar dinamiklerinin anlaşılmasına ve dişli sistemlerinin daha güvenilir hale getirilmesine katkıda bulunmaktadır.



Şekil 5. 11. Zedelenmiş karşılık dişli görüntüsü [44].



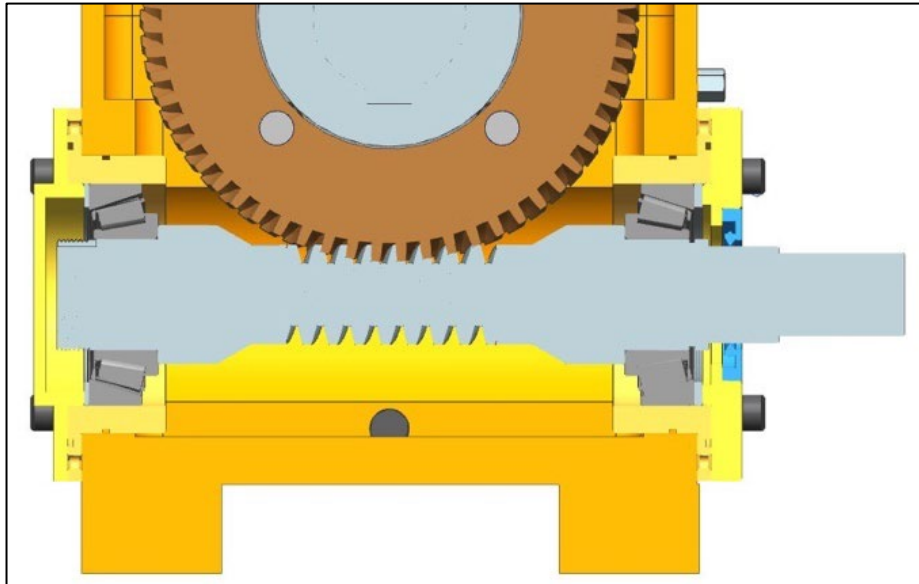
(a)

(b)

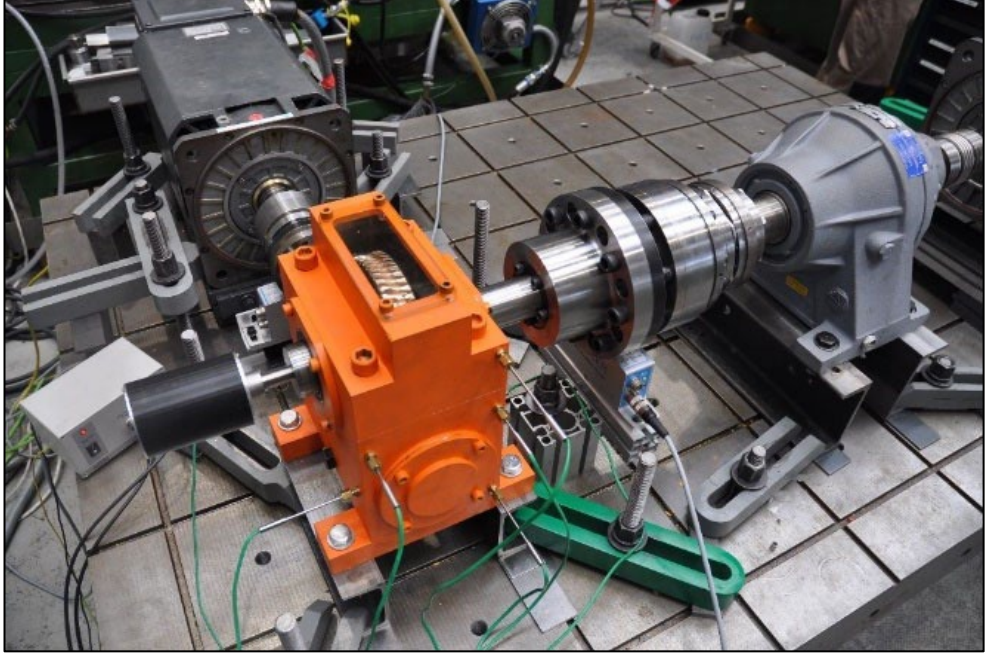
Şekil 5. 12. a) Sistem montaj dokümanı gösterimi, b) Dişli hasarlarını inceleme sistemi [44].

Oehler, Werner ve Sauer (2020), yaptıkları çalışmada; sonsuz vida kutusu mekanizmalarında oluşan güç kayıplarını farklı rulmanlar kullanarak test etmişlerdir. Test sonucu rulmanların yanlış kullanımı, doğru yerde doğru rulman kullanılmaması dolayısıyla güç kaybının oluştuğunu gözlemlemişlerdir. Bu etkinin başlıca nedeni yüksek eksenel yükler ve yaygın olarak yüksek dişli oranları nedeniyle sonsuz vida miline kıyasla yüksek hızlardır. Çeşitli rulman kurulumlarının kullanıldığı bir sonsuz vida tahrikinin performansını tribolojik simülasyon yazılımı kullanılarak, farklı yüklerle bağlı olarak sonsuz mil yataklarındaki yükleri hesaplamışlardır. Simülasyonlar sonucu, eğik bilyalı rulmanların konik makaralı rulmanlara kıyasla daha düşük güç kayıplarına neden olduğunu göstermişlerdir [45].

Oehler, Werner ve Sauer (2020) çalışmaları, sonsuz vida kutusu mekanizmalarında doğru rulman seçiminin güç kayıplarını azaltmada önemli bir rol oynadığını göstermektedir. Eğik bilyalı rulmanların konik makaralı rulmanlara kıyasla daha düşük güç kayıplarına neden olması, uygun rulman seçiminde dikkat edilmesi gereken kritik bir faktör olarak öne çıkmaktadır.



Şekil 5. 13. Konik makaralı sonsuz dişli mekanizmasının kesit görüntüsü [45].



Şekil 5. 14. Oluşturulan test düzeneği [45].

Lin vd. (1988,1989), hareketli yüklemeler ve aktarım hatalarını en aza indirmek için profil değişimlerini modellemiştir [46,47].

BÖLÜM 6

MATERYAL VE METOT

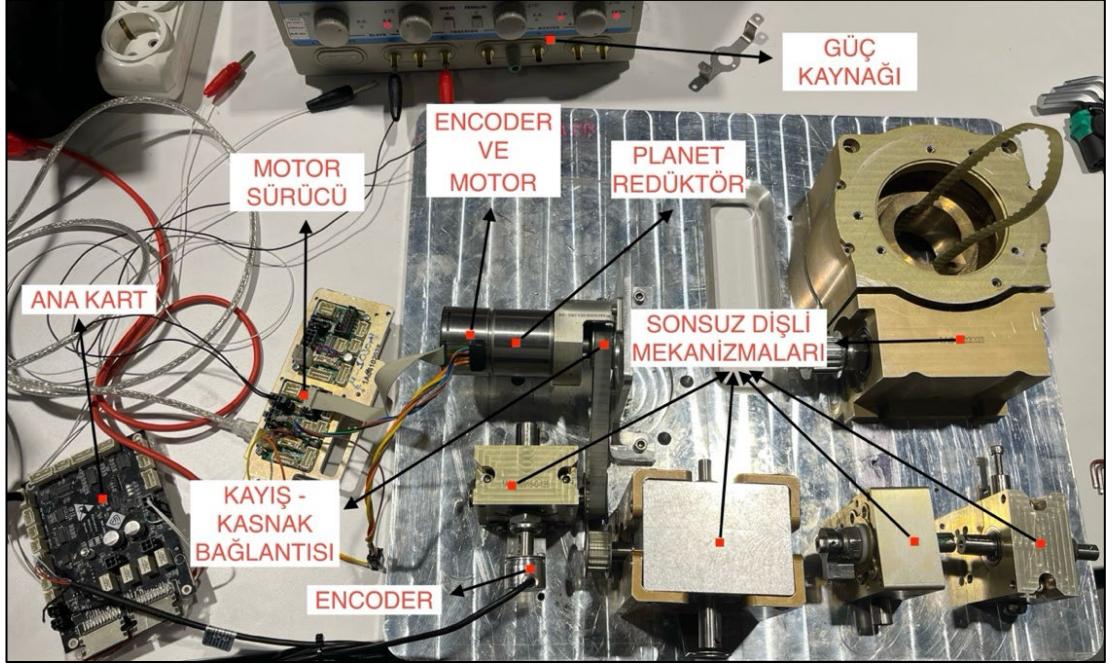
6.1. DENEY DÜZENEĞİNİN GENEL YAPISI

Bu çalışmada, sonsuz dişli mekanizmasının belirli bir konumdan başka bir konuma transferi ile oluşabilecek boşluklar incelenmiştir. İlk olarak, motor başlangıç ve hedef konumları arasındaki açısal fark belirlenir. Bu fark motorun kaç derece hareket ettiğini tespit etmek için kullanılır.

Motor, kayış – kasnak sistemi kullanılarak sonsuz vidaya tahrik hareketi verir ve mekanizmayı harekete geçirir. Mekanizma da bu tahrikle başlangıç konumundan hedef konuma ulaşır. Mekanizmanın başlangıç konumu ile hedef konumu arasındaki açısal konum farklı hesaplanır. Bu hesaplama, motor üzerindeki planet redüktör ve mekanizmanın dişli aktarma oranları dikkate alınarak yapılır. Motorun ve mekanizmanın arasındaki açısal konum farklı, mekanizmadaki boşluk olarak ifade ve kabul edilir.

Bu deney, birbirinden farklı üç sonsuz dişli mekanizması ve her sonsuz dişli mekanizması için altı farklı değer üzerinden gerçekleştirilmiş ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Deney düzeneğinde yapılan testlerin tamamında aynı kayış – kasnak aktarması kullanılarak yapılmıştır. Bu aktarma oranı 1:1 olarak belirlenmiştir. Bu sebeple deneyler gerçekleştirilirken kayış – kasnak aktarma sistemindeki boşluk ihtimali ve verim kaybı ihmal edilmiştir.

Yük sabit düşünülerek değişken, hızlara bağlı ve mesafe doğru orantılı olarak değiştirilmiştir.

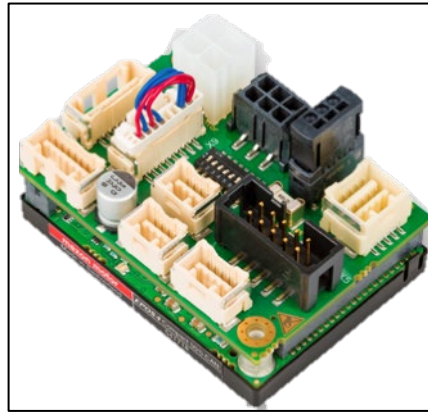


Şekil 6. 1. Dişli boşluğu ölçüm deney düzeneği.

6.2. DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANILAN ALT KOMPONENTLER

6.2.1. Motor Sürücü

Motorun hız, tork ve yön kontrolünü sağlamak için EPOS4 Compact 50/5 CAN kullanılmıştır. (Şekil 6.2). Motor sürücünün teknik özellikleri Çizelge 6.1’de gösterilmiştir.



Şekil 6. 2. Motor sürücü gösterimi [48].

Çizelge 6. 1. Motor sürücü özellikleri [48].

Özellikler	Değerler
Voltaj (V)	10 - 50
Verim (%)	97
Enkoder Sinyal Sayısı	6
Çalışma Sıcaklıkları (°C)	-30 - +25
Akım (A)	5

6.2.2. DC Motor

Sisteme çevrim hareketini veren BLDC motor; Faulhaber 4221G024BXTH'tır (Şekil 6.3). Motorun teknik özellikleri Çizelge 6.2'de gösterilmiştir.



Şekil 6. 3. BLDC Motor gösterimi [49].

Çizelge 6. 2. BLDC Motor Özellikleri [49].

Özellikler	Değerler
Voltaj (V)	24
Verim (%)	87
Başlangıç Torqu (mNm)	112
Çalışma Sıcaklıkları (°C)	-40 - +100

Tork Sabiti (mNm/A)

37,7

6.2.3. Anakart

Sistemde bulunan donanımların birbirleri ile haberleşmesini ve sistemin kontrolünü sağlamak için, Gürbağ Savunma ve Teknoloji bünyesinde tasarımı yapılan özel kart kullanılmıştır.

6.2.4. Motor Üzerindeki Enkoder

Motor'un konum bilgisini ölçmek için Faulhaber IE3-1024L kullanılmıştır. (Şekil 6.4). Encoderin teknik özellikleri Çizelge 6.3'te gösterilmiştir.



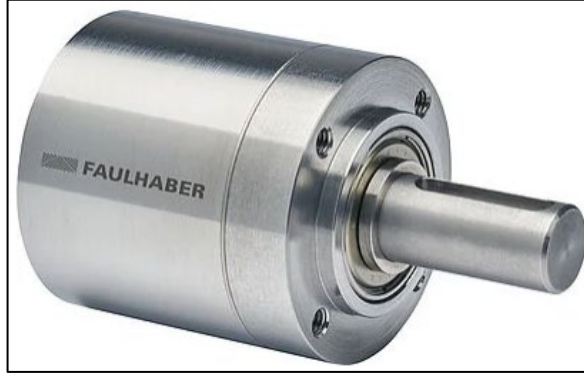
Şekil 6. 4. Enkoder gösterimi [50].

Çizelge 6. 3. Enkoder özellikleri [50].

Özellikler	Değerler
Devir Başına Çizgi	1024
Frekans Aralığı (kHz)	87
Kanal Sayısı	2+1
Çalışma Sıcaklıkları (°C)	-40 - +100
Voltage (V)	4,5 - 5,5

6.2.5. Planet Redüktör

Sistemde tork arttırımı sağlamak için Faulhaber 42GPT 44:1 planet redüktör kullanılmıştır (Şekil 6.5). Planet redüktörün teknik özellikleri Çizelge 6.4'te gösterilmiştir.



Şekil 6. 5. Planet redüktör gösterimi [51].

Çizelge 6. 4. Planet redüktör özellikleri [51].

Özellikler	Değerler
Tahvil Oranı	44:1
Maksimum Tork (Nm)	25
Çalışma Torku (Nm)	15,5
Verim (%)	80
Çalışma Sıcaklıkları (°C)	-30 - +120

6.2.6. Sonsuz Dişli Mekanizması Üzerindeki Enkoder

Son eksenindeki konum bilgisini ölçmek için kullanılan enkoder; Fenac FNC ASO24S 4S2105VB-R2'dir (Şekil 6.6). Enkoder'in teknik özellikleri Çizelge 6.5'de gösterilmiştir. Enkoder firmadan 21bit versiyonu olarak temin edilmiştir.



Şekil 6. 6. Enkoder gösterimi [52].

Çizelge 6. 5. Enkoder özellikleri [52].

Özellikler	Değerler
Pulse	2097152
Bit Sayısı	21
Kanal Sayısı	6
Çalışma Sıcaklıkları (°C)	-40 - +90
Voltage (V)	5

6.2.7. Kullanılan Bilgisayar Programları

Enkoder pulse değerini ekrana yazdırmak için RealTerm yazılımı motora hareket enerjisini verebilmek için ise Epos Studio'dan yararlanılmıştır.

6.2.8. Kayış – Kasnak Aktarması

Deney düzeneğinde motordan redüktörlere hareket aktarımı sağlamak için T5-10 mm zaman kayışı ve kasnağı sistemi kullanılmıştır. Şekil 6.7'de gösterilmiştir.



(a) (b)
Şekil 6. 7. a) T5-10mm kasnak, b) T5-10mm kayış gösterimi.

BÖLÜM 7

DENEY SONUÇLARI VE TARTIŞMALAR

7.1. ÖRNEK HESAPLAMA

7.1.1. Hesaplamada Kullanılan Değerler ve Formüller

Motor üzerindeki enkoder toplam pulse sayısı: 1024 [50].

Redüktörler üzerindeki enkoder toplam pulse sayısı: 2097152 [52].

$$\text{Incremental Değeri} = \frac{N \times S_o \times M_R}{360} \quad (7.1)$$

N = Devir başına çizgi adedi

S_o = Sinyal çıktısı

M_R = Motor aktarma oranı

Eşitlik 7.1'e göre 1° için Motor incremental değeri;

$$1024 \times 4 \times 44 = 180224 \text{ inc.}$$

$$180224 \div 360 = 500,62 \text{ inc.}$$

Hesaplamalar için gerekli diğer eşitlikler şunlardır;

$$\text{Derece Başına Pulse Değeri} = \frac{\text{Toplam pulse değeri}}{360} \quad (7.2)$$

$$\text{Son Eksende Hareket Edilen Konum } (^\circ) = \frac{|\text{ilk pulse değeri} - \text{Son pulse değeri}|}{\text{Derece başına pulse değeri}} \quad (7.3)$$

$$\text{İstenilen Konum Hareketi } (^{\circ}) = \frac{\text{Son konum } (^{\circ}) - \text{İlk konum } (^{\circ})}{\text{Aktarma Oranı}} \quad (7.4)$$

7.1.2. Sonsuz Dişli Mekanizması Hesapları

Özel Tasarlanan Sonsuz Dişli Mekanizması Motor konumu 1° için;

Eşitlik 7.1'den;

$$500,62 \times 1 = 500,62 \text{ inc.}$$

Motor konumu 1° için Sonsuz dişli mekanizmasındaki enkoder değeri: 598928 Pulse ölçüldü (Şekil 7.1).

```
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598920 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598920 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598936 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
PAN ENC :598928 .
```

Şekil 7. 1. Motor konumu 1° için enkoder değeri gösterimi.

Özel Tasarlanan Sonsuz Dişli Mekanizması Motor konumu 10° için;

Eşitlik 7.1'den;

$$500,62 \times 10 = 5006,2 \text{ inc.}$$

Sonsuz dişli mekanizmasındaki enkoder değeri: 600720 Pulse ölçüldü (Şekil 7.2).

Eşitlik 7.2'den;

$$\frac{2097152}{360} = 5826,422 \left(\frac{\text{pulse}}{\text{derece}} \right)$$

Eşitlik 7.3'ten;

$$(600720 - 598928) / 5825,422 = 0,3075^\circ$$

Eşitlik 7.4'ten;

$$10/30 - 1/30 = 0,3^\circ$$

Redüktör konumu;

$$598928 / 5826,422 = 102,7952^\circ$$

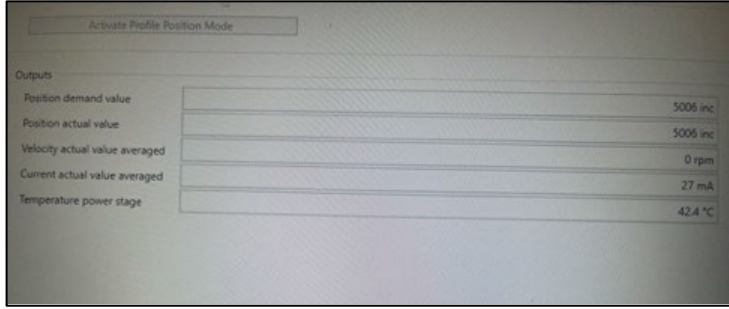
$$600720 / 5826,422 = 103,1027^\circ$$

Mutlak konum farkı:

$$0.3075 - 0.3 = 0,0007^\circ$$



(a)

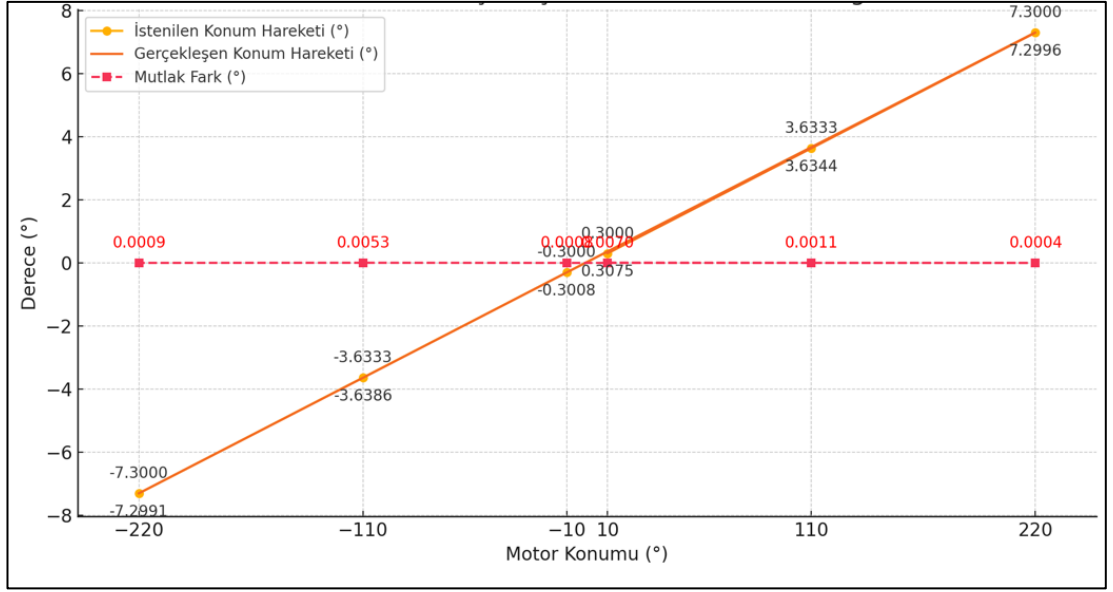


(b)

Şekil 7. 2. Motor konumu 10° için; a) enkoder değeri gösterimi, b) incremental değeri gösterimi.

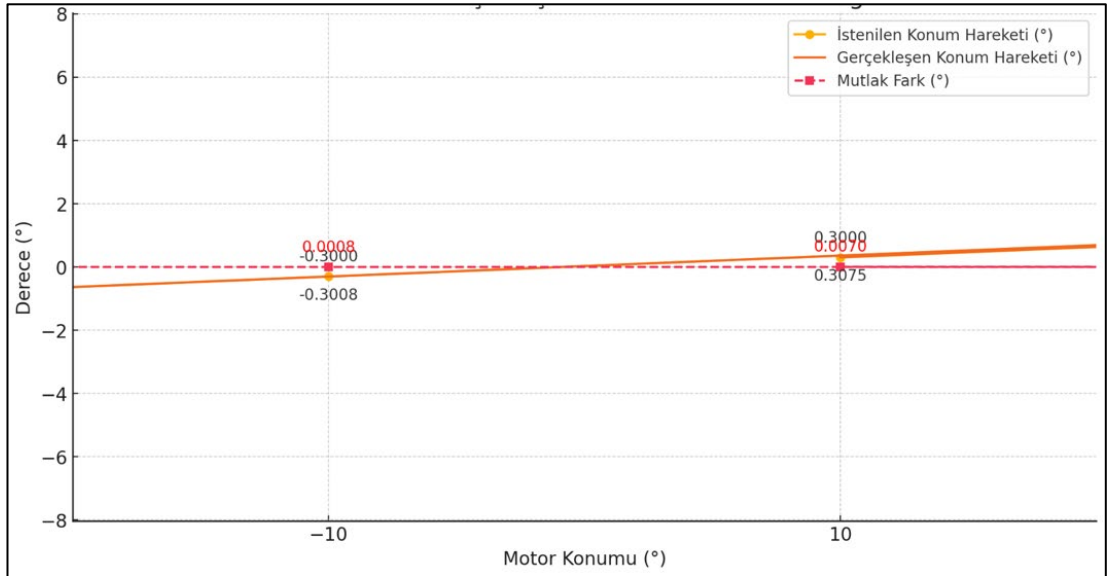
Yukarıda örnek konum hesabı yapılmıştır. Bu hesaba göre istenilen konumdan $0,0007^\circ$ sapma görülmüştür. Diğer sapma değerleri, özel tasarım sonsuz dişli mekanizması için Çizelge 7.1'de, karşılaştırılan 1. ve 2. sonsuz dişli mekanizmaları için değerler ise sırasıyla Çizelge 7.2'de ve Çizelge 7.3'te gösterilmiştir.

Motor konumuna göre, Eşitlik 7.1, Eşitlik 7.2, Eşitlik 7.3 ve Eşitlik 7.4 kullanılarak hesaplanan, özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması konum grafiği Şekil 7.3'te, -10° ile 10° arası konum değerleri grafiği Şekil 7.4'te gösterilmiştir.



Şekil 7. 3. Özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması konum değerleri gösterimi.

Motor konumu -10° ile 10° aralığı Şekil 7.4'te ayrıntılı olarak gösterilmiştir.

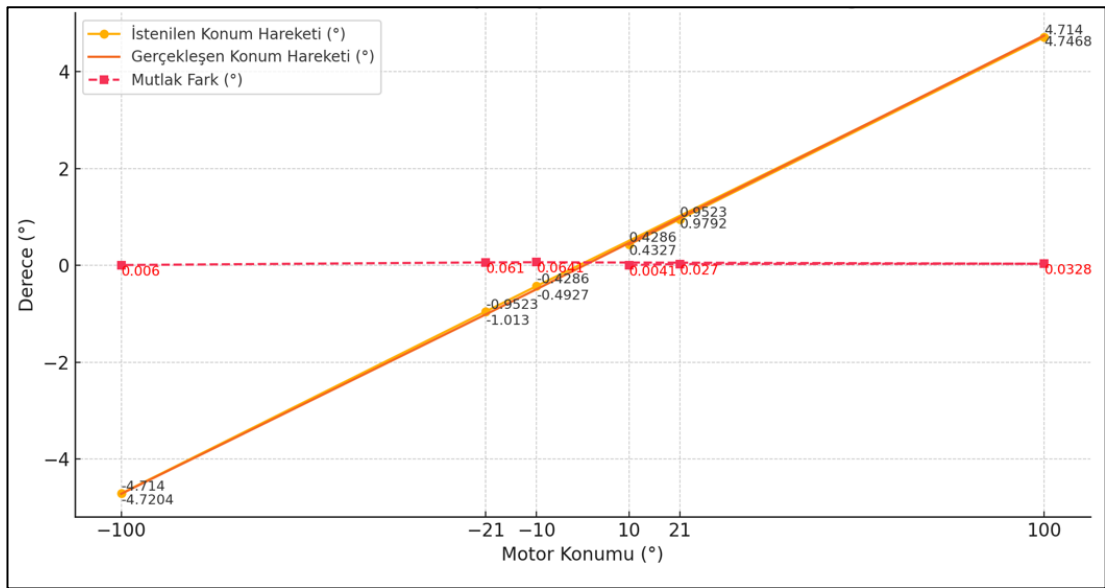


Şekil 7. 4. Özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması -10° ile 10° konum değerleri gösterimi.

Çizelge 7. 1. Özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması mutlak fark ve % değişim değerleri gösterimi.

Deney No	İstenilen Konum Hareketi (°)	Gerçekleşen Konum Hareketi (°)	Mutlak Fark (°)	% Değişim
1	0,3000	0,3075	0,0070	2,5000
2	3,6333	3,6344	0,0011	0,0303
3	7,3000	7,2996	0,0004	-0,0055
4	-0,3000	-0,3008	0,0008	0,2667
5	-3,6333	-3,6386	0,0053	0,1459
6	-7,3000	-7,2991	0,0009	-0,0123

Motor konumuna göre, Eşitlik 7.1, Eşitlik 7.2, Eşitlik 7.3 ve Eşitlik 7.4 kullanılarak hesaplanan, karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması konum grafiği Şekil 7.5'te gösterilmiştir.

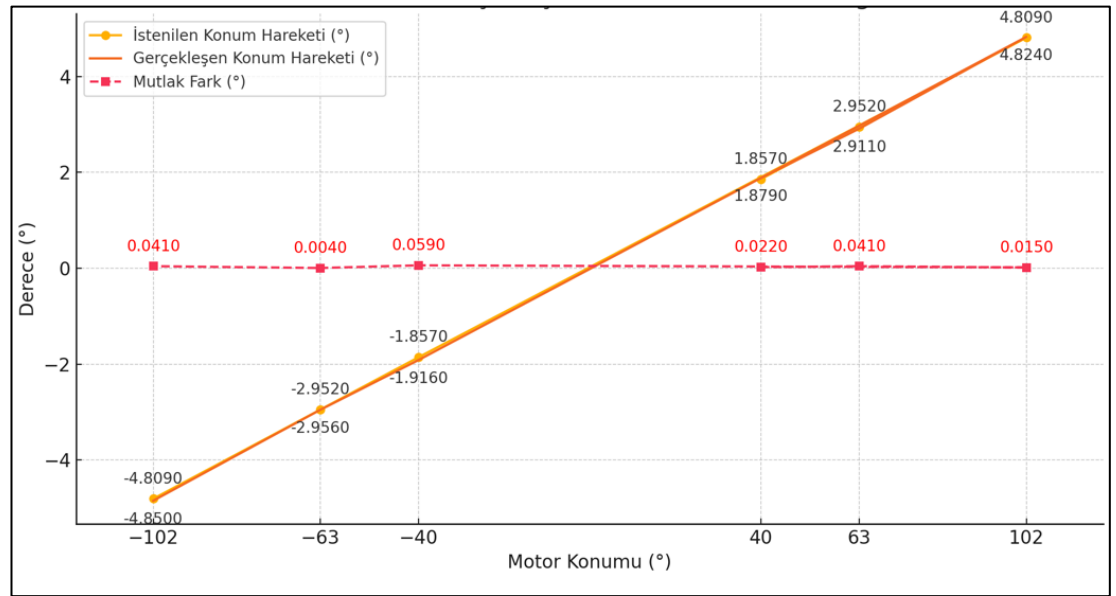


Şekil 7. 5. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizmasının konum değerlerinin gösterimi.

Çizelge 7. 2. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması mutlak fark ve % değişim değerleri gösterimi.

Deney No	İstenilen Konum Hareketi (°)	Gerçekleşen Konum Hareketi (°)	Mutlak Fark (°)	% Değişim
1	0,4286	0,4327	0,0041	0,9566
2	0,9523	0,9792	0,0270	2,8247
3	4,7140	4,7468	0,0328	0,6958
4	-0,4286	-0,4927	0,0641	14,9557
5	-0,9523	-1,0130	0,0610	6,3740
6	-4,7140	-4,7204	0,0060	0,1358

Motor konumuna göre, Eşitlik 7.1, Eşitlik 7.2, Eşitlik 7.3 ve Eşitlik 7.4 kullanılarak hesaplanan, karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması konum grafiği Şekil 7.6'da gösterilmiştir.



Şekil 7. 6. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizmasının konum değerlerinin gösterimi.

Çizelge 7. 3. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması mutlak fark ve % değişim değerleri gösterimi.

Deney No	İstenilen Konum Hareketi (°)	Gerçekleşen Konum Hareketi (°)	Mutlak Fark (°)	% Değişim
1	1,8570	1,8790	0,0220	1,1847
2	2,9520	2,9110	0,0410	-1,3889
3	4,8090	4,8240	0,0150	0,3119
4	-1,8570	-1,9160	0,0590	3,1772
5	-2,9520	-2,9560	0,0040	0,1355
6	-4,8090	-4,8500	0,0410	0,8526

7.2. DENEY SONUÇLARININ KIYASLANMASI

Bu çalışmada yapılan testler sonucu, özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması ile iki farklı sonsuz dişli mekanizması arasındaki boşluk değerlerine bakıldığında, özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizmasının derece cinsinden istenilen konumdan kaçıklığı ortalama $0,0026^\circ$ olarak görülmüştür. Piyasadan alınan ve karşılaştırılan 1. ve 2. sonsuz dişli mekanizmalarında bu değerler sırasıyla; $0,0325^\circ$, $0,0303^\circ$ olarak hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucu açılardaki % değişim oranına bakıldığında ise, özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizmasının % değişim oranı; % 0,49 olarak bulunurken, 1. ve 2. sonsuz dişli mekanizmalarında bu değerler sırasıyla % 4,32 ve % 1,17 olarak hesaplanmıştır. Çizelge 7.4'te sonuçlar gösterilmiştir.

Konum kaçıklığının önemli olduğu sektörlerde daha çok sikloid veya harmonik redüktör kullanılmaktadır. Ancak sonsuz dişli mekanizması kullanılmak istenildiğinde tasarlanan sonsuz dişli mekanizması geleneksel sonsuz dişli mekanizmalarına göre atış testlerinde daha verimli olacağı öngörülmektedir. Tüm koşullar ihmal edildiğinde 10° lik açı ile 1000m'ye yapılan bir atış için ortalama yükseklik 176,33m olarak hesaplanmaktadır. Bu değere karşılık özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizması

176,39m olarak hedeften 60mm uzaklaşırken, 1. ve 2. sonsuz dişli mekanizmalarında sırasıyla 176,91m, 177,28m olarak hesaplanmakta ve hedeften uzaklık yine sırasıyla 580mm ve 950mm olarak hesaplanmaktadır. Deney düzeneğinde yapılan iyileştirmeler sonucu bu değerlerin altına düşülmesi ön görülmektedir.

Özel tasarlanan sonsuz dişli mekanizmasının parçalarının imalat aşamaları ele alındığında tolerans değerlerinin önemli ve küçük olduğu bilinmektedir. Bu da normal sonsuz vida tasarımlarına istinaden üretim sırasında bir dezavantaj oluşturabilir. Ayrıca içerisinde birden fazla rulman, yay, cıvata, setskur ve pim kullanılması kullanım ömrü açısından piyasada bulunan sonsuz dişli mekanizmalarından daha kısa olacağı öngörülmektedir. Özellikle sürekli kullanım esnasında yaylarda oluşacak olan deformasyonlar sonsuz dişli mekanizmasının ömrünü kısaltan ana etkidir. Ancak boşluk miktarındaki azalma, dişli mekanizmasının hareketli olup zorlanmalarda yaylar ile gerekli kuvvetin absorbe edilmesi dolayısıyla dişli ömründeki artış dikkate alındığında diğer sonsuz dişli mekanizmalarına kıyasla daha başarılı ve avantajlı olduğu söylenebilir.

Çizelge 7. 4. Kıyaslamaların gösterimi.

	Özel Tasarım Sonsuz Dişli Mekanizması	Karşılaştırılan 1. Sonsuz Dişli Mekanizması	Karşılaştırılan 2. Sonsuz Dişli Mekanizması
Ortalama Mutlak Fark (°)	0,0026	0,0325	0,0303
Ortalama % Değişim	0,4934	4,3238	1,1751

BÖLÜM 8

SONUÇ VE ÖNERİLER

Solidworks ortamında tasarlanan ve CNC tezgahlarında üretilen sonsuz dişli mekanizması diğer sonsuz dişli mekanizmalarına kıyasla kullanılan yaylar, bilyalı setskur ve lineer rulmanlar ile birlikte boşluk miktarında azaltılmasında ciddi bir kazanç sağlamaktadır.

Bu çalışmadan elde edilen önemli çıkarımlar aşağıda özetlenmiştir.

- Sonsuz dişli mekanizması içerisinde eksenler arası mesafeyi ayarlayabilmek için sonsuz ve karşılık dişlinin, dişli kutusunun 2 parça olarak üretilmesi tek parça sonsuz dişli mekanizmalarına kıyasla imalat hatalarını en aza indirmek için daha elverişli olduğu belirlenmiştir.
- Sonsuz dişli mekanizmasında hesaplanan eksenler arası mesafe baz alınarak boşluk miktarının azaltılması düşüncesiyle dişli yerleşimi yapıldığında, dişlilerin mesafesinin artmamasının sağlanması tek parça bir sistemde mümkün ancak bu durum zorlanmalarda dişli üzerinde deformasyonlara, vurmalara ve kırılmalara yol açabilir. Bu nedenle sistemin hareketli olması dişli ömrü açısından avantajlı olduğu belirlenmiştir.
- Eksenler arası mesafe baz alınarak dişli yerleşimi yapıldığında sonsuz ve karşılık dişlinin 2 parça olarak montajlanmasında yay kullanımının avantajları görülmüş. Kullanılan yaylarda zorlanma olmadığı zaman sonsuz dişli mekanizmasının eksenler arasındaki mesafeyi daha aza indirerek boşluk miktarını azalttığı belirlenmiştir. Sistemde yayların baskısından kurtulan zorlanmalarda eksen mesafesini hesaplanan değerde setskur ve civatalar tutmaktadır. Bu durum eksen mesafesinin artmamasını sağlamaktadır. Sistemin

bu şekilde daha elverişli olduğu gör÷lmektedir.

Bu çalışmanın sonuçlarına göre şu öneriler yapılabilir:

- Mekanizmada kullanılan parçalar tolerans değerleri daha hassas tezgahlarda işlenebilir.
- Kullanılan diş boşluğu ölçme test sistemi geliştirilebilir. Kullanılan kayış kasnak aktarması iptal edilebilir.
- Test sisteminde kullanılan enkoder daha hassas ölçüm yapan farklı bir model ile değiştirilip daha hassas testler gerçekleştirilebilir.
- Mekanizmada kullanılan yayların ömrünü uzatmak için çalışma yapılabilir. Yayın malzemesi değiştirilebilir veya kaplama yapılabilir.
- Farklı diş sayılarında yani aktarma oranını değiştirerek farklı dişliler kullanılarak yeni tasarım yapılabilir.

KAYNAKLAR

1. Crosher, P. C., ‘‘Design and Application of the Worm Gear’’, *ASME Press*, New York, (2002).
2. Okday, Ő., ‘‘Makina Elemanları, Dişli arklar, 3. Cilt’’, *Matbaa Teknisyenleri Basımevi*, İstanbul, 166-226 (1972).
3. Bozacı, A., ‘‘Makina Elemanları 2. Cilt’’, *Literatür Yayıncılık*, Ankara, 290-307 (2023).
4. Maitra, G.M., ‘‘Handbook of gear design’’, *Tata McGraw-Hill Education*, (1994).
5. Marchi, J. A., ‘‘ Modeling of dynamic friction, impact backlash and elastic compliance nonlinearities in machine tools, with applications to asymmetric viscous and kinetic friction identification’’, Ph. D. Thesis, *Rensselaer Polytechnic Institute*, ABD, (1998).
6. Salman, B., ‘‘Sonsuz Vidalar ve Sonsuz Vida Karşılık Dişlisi Helisel Dişli Matematik Modellemesi’’, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü*, İstanbul, 9-10 (2009).
7. Koçak, S., ‘‘Bilyeli Sonsuz Dişli Mekanizması Tasarımı ve İmalatı’’, Yüksek Lisans Tezi, *Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Denizli, (2014).
8. T.C. Millî Eğitim Bakanlığı, ‘‘Sonsuz Vida ve Zincir Dişli Açma’’, *Makine Teknolojisi*. Ankara, (2023).
9. Spotts, M.F., and Shoup, T.E., ‘‘Design and Machine Element’’, *Mc-Graw Hill International Editions*, 461-491 (1998).
10. İnternet: Bulutrulman, ‘‘Bilyalı Rulmanlar’’, <https://www.bulutrulman.com/urun/dort-nokta-rulmani-5.html> (2020).
11. Kaçal, A., IŞık, A., ve Erginli, M., ‘‘Bilgisayar Destekli Rulman Seçimi’’, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, Kütahya, 4: 239-254 (2003).
12. Kayır, Y., Mergen, R., ve Asal, Ö., ‘‘Rulman Seçimi için Bir Uzman Sistem’’, *Gazi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 5(3): 216-226 (2019).
13. iek, A., ‘‘Dinamik ve Statik Yüklere Göre Bilgisayar Destekli Rulman Seçimi’’, *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, Afyon, 7(2): 91-104 (2007).

14. Şenel, M., ve Karakoç, F., “Özgün Bir Tasarım: Öngerilmeli Düşük Hızlı Darbe Test Düzenegi”, *Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi*, (1): 41-50 (2008).
15. Kaçal, A., Işık, A., ve Erginli, M.,”Bilgisayar Destekli Rulman Seçimi”, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, Kütahya, 4: 239-254 (2003).
16. Akkurt, M., “Makine Elemanları Cilt: I-II”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 439 (1997).
17. Kayış, M., “ Sikloid Hız Düşürücü tasarımı ve Prototip İmalatı”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2023).
18. Karaman, R., “Evolvent Profil Yapısında Rijit Harmonik Redüktör Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisans Üstü Eğitim Enstitüsü*, Manisa, (2024).
19. Mihailidis, A., Athanasopoulous, E., and Okkas, E., “Efficiency of a cycloid reducer”, *International Gear Conference*, Lyon, 794–803 (2014).
20. Söylemez, E., “Mekanizma Tekniği”, *Prestij Ajans Matbaacılık Basım Yayın Sanayii ve Ticaret Ltd.*, Ankara, 255-263 (2000).
21. Kutay, M.G., “Dişli Çarkların Üretimi ve Redüktörlerin Konstrüksiyonu”, *Birsen Yayınevi*, İstanbul, 292-324 (2006).
22. Taşer, S., “Planet Dişli Mekanizmaları ve Yem Karma Makinesi R6 Planet Dişli Setinde Karşılaşılan Hasarların İncelenmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Balıkesir, (2015).
23. Demir, N., “Yem Karma ve Dağıtma Makinası İçin Yüksek Verimli Redüktör Geliştirilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Aydın Adnan Menderes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Aydın, (2019).
24. Erdem, A., “Ankastre Buzdolaplarında Ayarlanabilen Arka Ayak Konstrüksiyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, İstanbul, 15 (2010).
25. Arslan, M., “Bilgisayar Destekli Diferansiyel Dişli Kutusu Tasarımı, Modelleme ve Animasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ (2011).
26. İnternet: Makyap Elektronik, “Encoder”, <https://www.makyapelektronik.com/blog/encoder-nedir-kullanim-alanlari-nelerdir> (2021).
27. Özer, E., ve İner, B., “Tekstil Sektörü için ROS Destekli Otonom Mobil Robot Geliştirilmesi”, *Avrupa Bilim ve Teknoloji Dergisi*, (26), 482-487 (2021).
28. İnternet: Renishaw, “Encoders for Position and Motion Controller”, <https://www.renishaw.com/en/introduction-to-encoder-systems--47256#:~:text=An>

other%20key%20distinction%20is%20related,signals%20from%20readhead%20to%20controller (2024).

29. İnternet: Norelem, “Makine ve tesis yapımı için sistemler ve bileşenler”, <https://www.norelem.com.tr/tr/tr/Ürünler/Ürünlere-genel-bakış/Makine-ve-tesis-yapımı-için-sistemler-ve-bileşenler/22000-Tahrikteknolojisi/Helezonlar-ve-helezon-çarkları.html> (2024).
30. Kacalak, W., Majewski, M., and Budniak, Z., “Innovative design of non-backlash worm gear drives”, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 18(3), 983–999 (2018).
31. Margareta, C., Vasile, B., “Experimental Research Concerning the Contact Patch of the Double Worm Face Gear”, *Procedia Technology* 22, Romania, 55 – 59 (2016).
32. Mu, S., Zhao, Y., Cui, J., Meng, Q., and Li, G., “Meshing theory of face worm gear drive with hardened cylindrical worm”, *Mechanism and Machine Theory*, 185: 105323 (2023).
33. Çiloğlu, Ç., Eren, O. ve Arkan, S., “Kule tahrik sistemlerinde kullanılan diş boşluğu alma mekanizmalarının dinamik performansa etkisi”, *2014 Savtek Savunma Teknolojileri Kongresi*. Ankara, (2014).
34. Yumrukçal, Z., “Dynamic modeling of high precision servo systems with gear backlash”, Yüksek Lisans Tezi, *Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, (2013).
35. Kacalak, W., Majewski, M. and Budniak, Z., “Worm gear drives with adjustable backlash”, *Journal of Mechanisms and Robotics*, 8(1), 014504 (2015).
36. İnternet: Real Mtak, “Motion stabilization in the presence of friction and backlash: a hybrid system approach”, <https://real.mtak.hu/6276> (2007).
37. İnternet: Book Depo Sitory, “Theory of vibrations. Nelson Thornes Ltd, ISBN 0-412-78390-8”, <https://www.bookdepository.com/Theory-Vibrations-W-T-Thompson/9780412783906> (1996).
38. Ölçer, B., “Silah Sistemlerinde Kullanılan Dişli Çarklarda Boşluk Alma Sistemi Tasarımı ve İyileştirilmesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara, 30-40 (2019).
39. Tähtinen, J., “Design of a gear train in a 4-stroke engine with zero backlash”, Yüksek Lisans Tezi, *Wärtsilä Finland Oy*. Finlandiya, 1-6 (2009).
40. Çelik, M., ve Aykan, M., “Tank namlusunun operasyonel modal ve deplasman analizi”, *Makina Tasarım ve İmalat Dergisi*, 6(1), 50-57 (2004).

41. Karabacak, Y. E., ve Baş, H., ‘‘Experimental investigation of efficiency of worm gears and modeling of power loss through artificial neural networks’’, *Measurement*, 202: 111756 (2022).
42. Desai, M., Bhat, J., and Bhapkar, U., ‘‘Experimental investigation of effect of tribological parameters on worm gear pair under lubricating conditions’’, *Materials Today: Proceedings*, 50: 1666–1670 (2022).
43. Admankar, V., Bhat, J., and Bhapkar, U., ‘‘Experimental investigation and optimization of tribological properties for worm gear with different additives percentage of lubricating oil: A review’’, *Materials Today: Proceedings*, 50: 1697–1699 (2022).
44. Opalić, M., Žeželj, D., and Vučković, K. ‘‘A new method for description of the pitting process on worm wheels propagation’’, *Wear* 332–333, Zagreb, 1145–1150 (2015).
45. Oehler, M., Werner, M., ve Sauer, B., ‘‘Bearing Selection for Efficiency Worm Gear Drives’’, *Bearing World Journal*, 15: 111-121 (2020).
46. Lin, H. H., Jowsenp, D.P and Oswald, F. B., ‘‘Profile modifications to minimize spur gear dynamic loading’’, *ASME Paper*, Orlando, (1988).
47. Lin, H. H., Oswald, F. B. and Townsend, D. P., ‘‘Dynamic loading of spur gears with linear or parabolic tooth profile modifications’’, *Proc., Intl. Pow. Tr .and Gear. Conf.*, Chicago, 409-419 (1989).
48. İnternet: MaxonGroup, ‘‘Controller’’, <https://www.maxongroup.com/maxon/view/product/control/Positionierung/EPOS-4/541718> (2024).
49. İnternet: Faulhaber, ‘‘Brushless DC-Flat Motors’’, <https://www.faulhaber.com/en/products/series/4221bxth/#lower> (2024).
50. İnternet: Faulhaber, ‘‘Encoders’’, https://www.faulhaber.com/fileadmin/Import/Media/EN_IE3-1024L_DFF.pdf (2024).
51. İnternet: Faulhaber, ‘‘Planetary Gearheads’’, <https://www.faulhaber.com/en/products/series/42gpt/> (2024).
52. İnternet: Fenac, ‘‘SSI/BiSS Enkoderler’’, <https://www.fenac.com.tr/tr/urunler/ssi-biss-enkoderler> (2024).

EK AÇIKLAMALAR A.

**DENEY DÜZENEĞİNDE KULLANINAN KOMPONENTLERİN TEKNİK
ÖZELLİKLERİ**

Encoders

magnetic Encoder, digital outputs, 3 channels,
1 - 1024 lines per revolution, Line Driver

For combination with
Brushless DC-Motors
DC-Micromotors

Series IE3-1024 L

		IE3-32 L	IE3-64 L	IE3-128 L	IE3-256 L	IE3-512 L	IE3-1024 L	
Lines per revolution	<i>N</i>	32	64	128	256	512	1 024	
Frequency range, up to ¹⁾	<i>f</i>	15	30	60	120	240	430	kHz
Signal output, square wave		2+1 Index and complementary outputs						Channels
Supply voltage	<i>U_{sup}</i>	4,5 ... 5,5						V
Current consumption, typical ²⁾	<i>I₀</i>	typ. 20, max. 30						mA
Index Pulse width ³⁾	<i>P_i</i>	90 ± 45						°e
Phase shift, channel A to B ³⁾	<i>φ</i>	90 ± 45						°e
Inertia of sensor magnet	<i>J</i>	0,08						gcm ²
Operating temperature range		-40 ... +100						°C
Accuracy, typ.		0,5						°m
Repeatability, typ.		0,1						°m
Hysteresis		0,17						°m
Edge spacing, min.		421						ns
Mass, typ.		13,5						g

¹⁾ Velocity (min⁻¹) = *f* (Hz) x 60/*N*

²⁾ *I₀* ≈ 5 V: with unloaded outputs

³⁾ At 5 000 min⁻¹

Note: The output signals are TIA-422 compatible.
Examples of Line Driver Receivers: ST26C32AB (STM), AM26C32 (TI).

For combination with Motor

Dimensional drawing A	<L1 [mm]	Dimensional drawing D	<L1 [mm]
2214 ... BXT H	26,8	2444 ... B - K1838	55,3
3216 ... BXT H	28,7	3056 ... B - K1838	67,3
4221 ... BXT H	34,0	3564 ... B - K1838	75,3
		4490 ... B - K1838	100,3
		4490 ... BS - K1838	100,3
Dimensional drawing B	<L1 [mm]	Dimensional drawing E	<L1 [mm]
2237 ... CXR	52,5	2232 ... BX4	50,2
2264 ... BP4	79,1	2250 ... BX4	68,2
3274 ... BP4	90,8		
Dimensional drawing C	<L1 [mm]	Dimensional drawing F	<L1 [mm]
2342 ... CR	60,5	3242 ... BX4	60,0
2642 ... CXR	60,5	3268 ... BX4	86,0
2642 ... CR	60,5		
2657 ... CXR	75,5		
2657 ... CR	75,5		
2668 ... CR	86,5		
3242 ... CR	60,5		
3257 ... CR	75,5		
3272 ... CR	90,5		
Dimensional drawing G	<L1 [mm]		
		3863 ... CR - 2016	82,6
		3890 ... CR - 2016	108,6

Characteristics

These incremental encoders with 3 output channels, in combination with the FAULHABER Motors, are used for the indication and control of both shaft velocity and direction of rotation as well as for positioning.

A permanent magnet on the shaft creates a moving magnetic field which is captured using an angular sensor and further processed. At the encoder outputs, two 90° phase-shifted square wave signals are available with up to 1 024 impulses and an index impulse per motor revolution.

The Line Driver version has differential signal outputs (TIA-422). Differential signals reduce ambient interference and are suitable for applications with high ambient interference.

The Line Driver amplifies the encoder signal which means that long cables can be used without signal degradation. Differential signal outputs must be decoded by the appropriate receiver module. In addition, a suitable line termination resistance (100 ohm) is possibly useful.

The encoder is available in a variety of different resolutions. The encoder is connected with a ribbon cable.

To view our large range of accessory parts, please refer to the "Accessories" chapter.

For notes on technical data and lifetime performance refer to "Technical Information".
Edition 2022 Feb. 28

© DR. FRITZ FAULHABER GMBH & CO. KG
Specifications subject to change without notice.
www.faulhaber.com

Şekil Ek A. 1. Motor üzerinde bulunan enkoder teknik özellikleri [50].

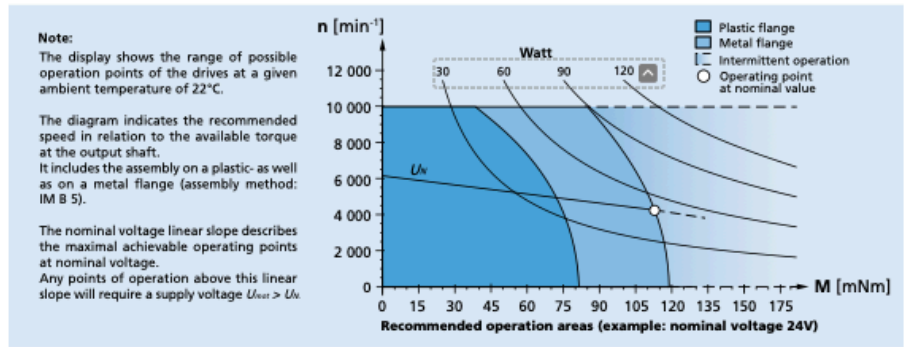
Brushless DC-Flat Motors
External rotor technology, with housing

112 mNm
60 W

Series 4221 ... BXT H

Values at 22°C and nominal voltage	4221 G	018 BXT H	024 BXT H	048 BXT H	
1 Nominal voltage	U_N	18	24	48	V
2 Terminal resistance, phase-phase	R	0,46	0,74	2,6	Ω
3 Efficiency, max.	η_{max}	88	87	88	%
4 No-load speed	n_0	5 710	6 040	6 070	min ⁻¹
5 No-load current, typ. (with shaft \varnothing 5 mm)	I_0	0,177	0,139	0,103	A
6 Starting torque	M_s	1 170	1 220	1 390	mNm
7 Speed constant	k_n	320	253	127	min ⁻¹ /V
8 Back-EMF constant	k_E	3,13	3,95	7,87	mV/min ⁻¹
9 Torque constant	k_{tr}	29,8	37,7	75,2	mNm/A
10 Current constant	k_i	0,0335	0,0265	0,0133	A/mNm
11 Slope of n-M curve	$\Delta n/\Delta M$	4,93	4,97	4,4	min ⁻¹ /mNm
12 Terminal inductance, phase-phase	L	396	664	2 550	μ H
13 Mechanical time constant	τ_m	3,56	3,59	3,18	ms
14 Rotor inertia	J	69	69	69	gcm ²
15 Angular acceleration	α_{max}	169	177	201	10 ³ rad/s ²
16 Operating temperature range:					
– motor		-40 ... +100			°C
– winding, max. permissible		+125			°C
17 Shaft bearings		ball bearings, preloaded			
18 Shaft load max.:					
– with shaft diameter		5			mm
– radial at 3 000 min ⁻¹ (5 mm from mounting flange)		25			N
– axial at 3 000 min ⁻¹ (push / pull)		4			N
– axial at standstill (push / pull)		50			N
19 Shaft play:					
– radial	s	0,015			mm
– axial	w	0			mm
20 Mass		142			g
21 Direction of rotation		electronically reversible			
22 Speed up to	n_{max}	10 000			min ⁻¹
23 Number of pole pairs		7			
24 Hall sensors		digital			
25 Magnet material		NdFeB			
Rated values for continuous operation					
26 Rated torque	M_N	102	112	107	mNm
27 Rated current (thermal limit)	I_N	3,33	2,87	1,39	A
28 Rated speed	n_N	3 980	4 380	4 700	min ⁻¹
29 Rated slope of n-M curve	$\Delta n/\Delta M$	17	14,8	12,8	min ⁻¹ /mNm

Note: Rated values are measured at nominal voltage and 22°C ambient temperature.



For notes on technical data and lifetime performance refer to "Technical Information".
Edition 2023 Dec. 14

© DR. FRITZ FAULHABER GMBH & CO. KG
Specifications subject to change without notice.
www.faulhaber.com

Şekil Ek A. 2. Deneysel düzeneğinde kullanılan motorun teknik özellikleri [49].

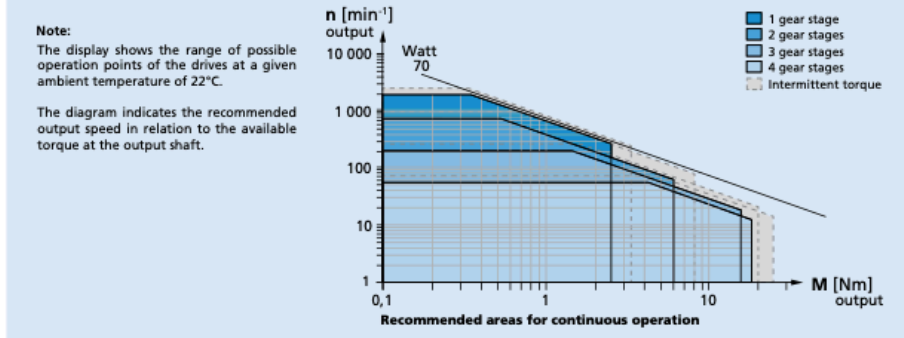
Planetary Gearheads
High Torque

18 Nm
10 000 min⁻¹

Series 42GPT

Values at 22°C		1	1	2	2	2	3	4	4	
Number of gear stages		1	1	2	2	2	3	4	4	
Reduction ratio ¹⁾ (rounded)		3:1	3,6:1 4,5:1 6,6:1	9:1	11:1	14:1 16:1 20:1 24:1 30:1 44:1	41:1 49:1 59:1 72:1 89:1 108:1 131:1 158:1 196:1	178:1 215:1 267:1 323:1 401:1 474:1 588:1 862:1	711:1 1 042:1 1 294:1	
Continuous torque, max.	Nm	2,5	2,5	6	6	6	15,5	18	15	
Intermittent torque, max.	Nm	3,3	3,3	8	8	8	20	25	20	
Peak torque	Nm	4	4	11,5	11,5	11,5	25	34	30	
Continuous input speed, max.	min ⁻¹	5 000	7 000	5 000	7 000	9 000	10 000	10 000	10 000	
Intermittent input speed, max.	min ⁻¹	7 000	9 000	8 000	8 000	12 000	13 000	13 000	13 000	
Continuous output power, max.	W	60	60	37	37	37	26	20	20	
Intermittent output power, max.	W	90	90	56	56	56	39	30	30	
Efficiency, max.	%	93	93	86	86	86	80	74	74	
Input inertia with pinion, max.	gmm ²	2 000	1 330	2 000	2 000	920	920	400	355	
Torsional stiffness, typical	Nm/r	14	14	22	22	22	22	22	22	
Backlash, at no-load, typical	°	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	
Shaft load, max.:										
- radial (15 mm from mounting face)	N	200	200	280	280	280	310	390	390	
- axial	N	170	170	200	200	200	230	250	250	
Shaft press fit force, max.	N	250	250	250	250	250	250	300	300	
Shaft play:										
- radial (15 mm from mounting face)	mm	≤ 0,07	≤ 0,07	≤ 0,07	≤ 0,07	≤ 0,07	≤ 0,07	≤ 0,07	≤ 0,07	
- axial	mm	= 0	= 0	= 0	= 0	= 0	= 0	= 0	= 0	
Length without motor L2	mm	30,8	30,8	43,2	43,2	43,2	55,7	68,1	68,1	
Mass without motor and flange	g	275	275	375	375	375	475	575	575	
Operating temperature range	°C	-30 ... +120								
Direction of rotation, drive to output		=								
Housing material		stainless steel								
Geartrain material		stainless steel								
Bearings on output shaft		ball bearings, preloaded								

¹⁾ The reduction ratios are rounded, the exact values are available on request or at www.faulhaber.com.



For notes on technical data and lifetime performance refer to "Technical Information".
Edition 2023 Sep. 01

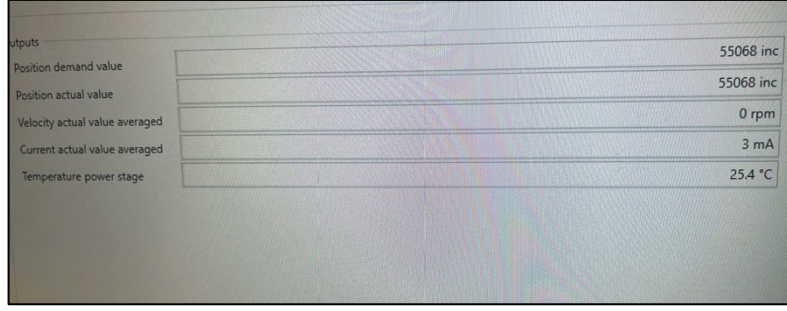
© DR. FRITZ FAULHABER GMBH & CO. KG
Specifications subject to change without notice.
www.faulhaber.com

Şekil Ek A. 3. Planet redüktör teknik özellikleri [51].

EK AÇIKLAMALAR B.

**SONSUZ DİŞLİ MEKANİZMALARI PULSE VE MOTOR İNCREMENTAL
DEĞERLERİ**

```
PAN ENC :620056
PAN ENC :620056
PAN ENC :620064
PAN ENC :620064
PAN ENC :620080
PAN ENC :620080
PAN ENC :620080
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620096
PAN ENC :620096
PAN ENC :620104
PAN ENC :620104
```

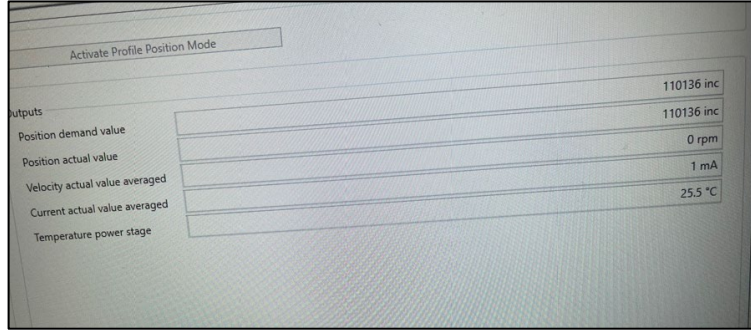


(a)

(b)

Şekil Ek B. 1. Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu 110° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.

```
PAN ENC :620056
PAN ENC :620064
PAN ENC :620064
PAN ENC :620080
PAN ENC :620080
PAN ENC :620080
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620088
PAN ENC :620096
PAN ENC :620096
PAN ENC :620104
PAN ENC :620104
```



(a)

(b)

Şekil Ek B. 2. Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu 220° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.

```
PAN ENC :597176
PAN ENC :597168
PAN ENC :597184
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
PAN ENC :597176
```



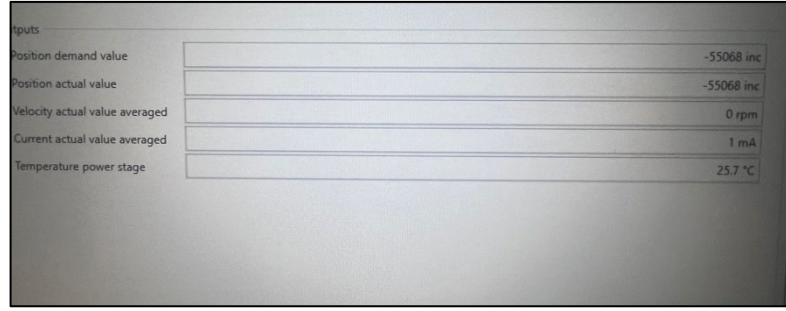
(a)

(b)

Şekil Ek B. 3. Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu -10° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.

```
PAN ENC :577720
PAN ENC :577728
PAN ENC :577720
PAN ENC :577720
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
PAN ENC :577728
```

(a)

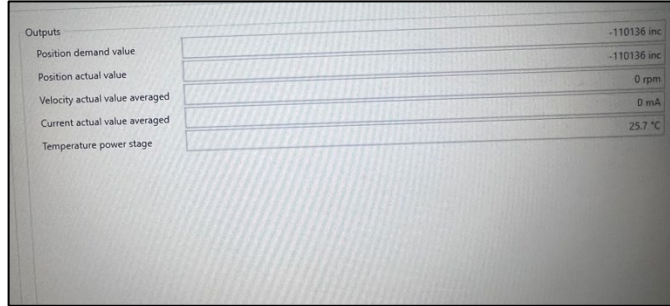


(b)

Şekil Ek B. 4. Özel tasarım sonsuz dişli mekanizması motor konumu -110° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.

```
PAN ENC :556400
PAN ENC :556408
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
PAN ENC :556408
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
PAN ENC :556408
PAN ENC :556408
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
PAN ENC :556400
```

(a)

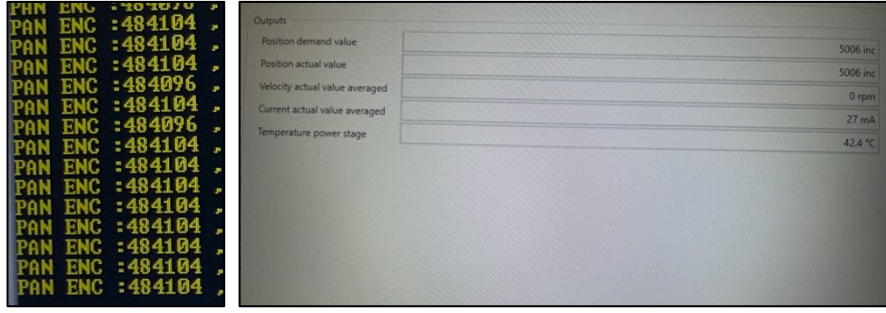


(b)

Şekil Ek B. 5. Motor konumu -220° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.

```
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481592
PAN ENC :481584
PAN ENC :481584
PAN ENC :481576
```

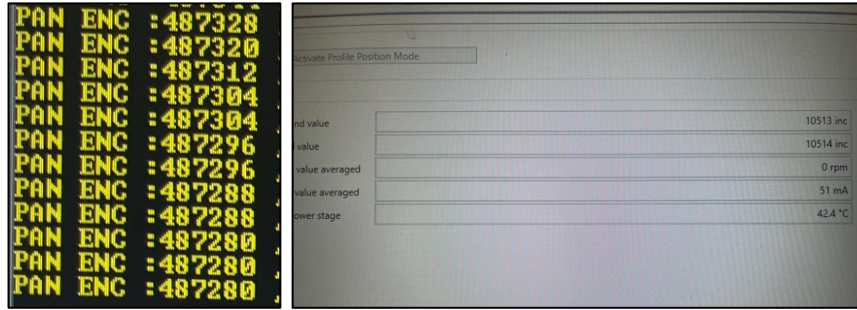
Şekil Ek B. 6. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 1° için enkoder değeri gösterimi.



(a)

(b)

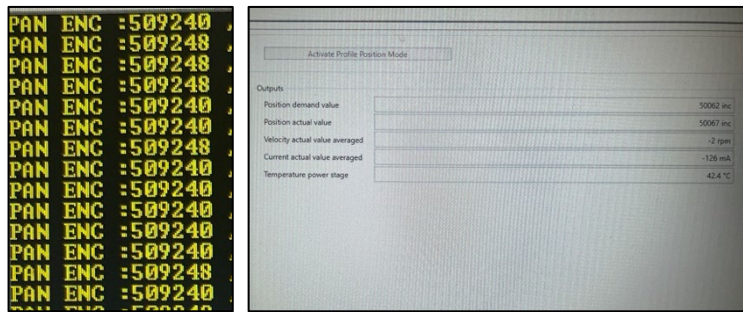
Şekil Ek B. 7. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 10° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

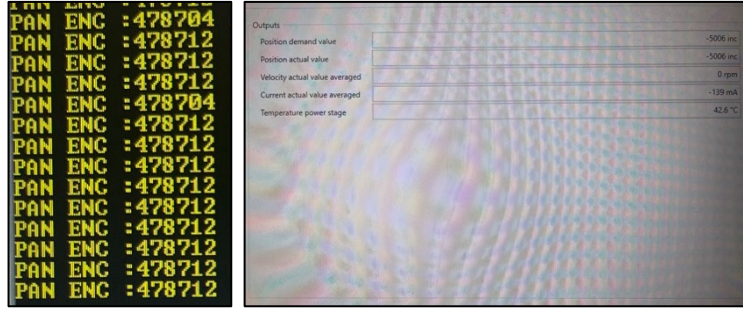
Şekil Ek B. 8. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 21° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

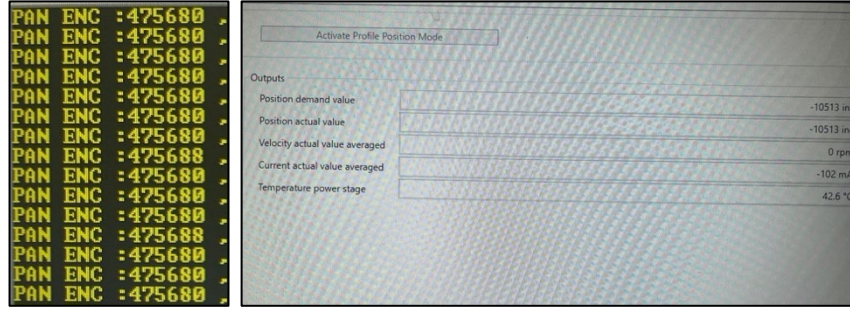
Şekil Ek B. 9. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 100° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

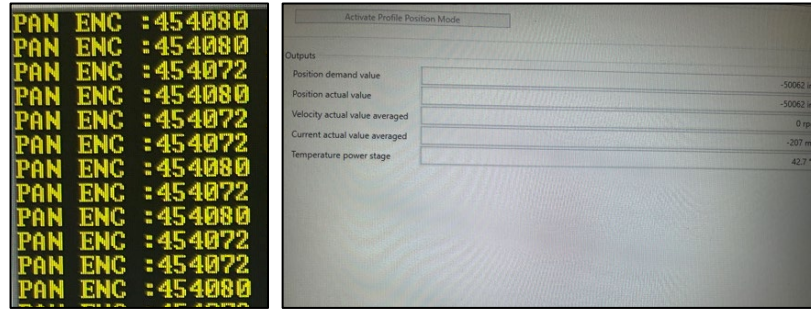
Şekil Ek B. 10. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -10° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

Şekil Ek B. 11. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -21° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



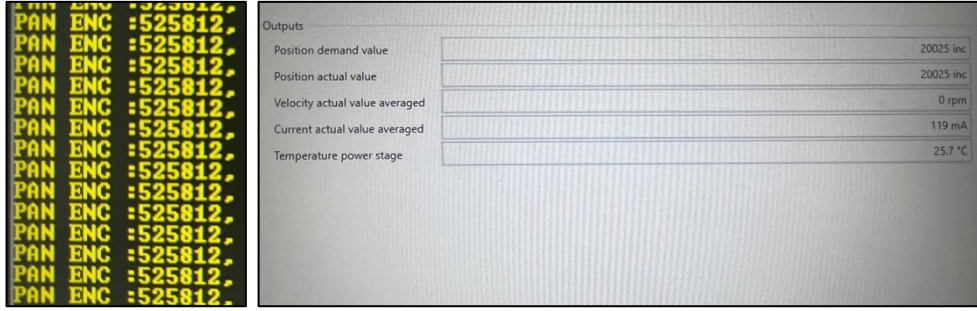
(a)

(b)

Şekil Ek B. 12. Karşılaştırılan 1. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -100° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



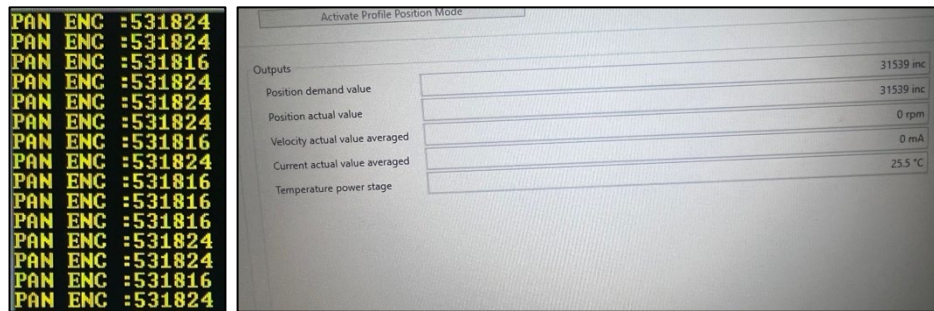
Şekil Ek B. 13. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 1° için enkoder değeri gösterimi.



(a)

(b)

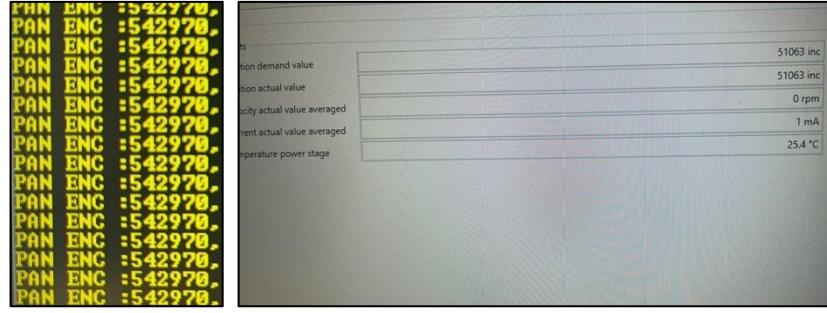
Şekil Ek B. 14. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 40° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

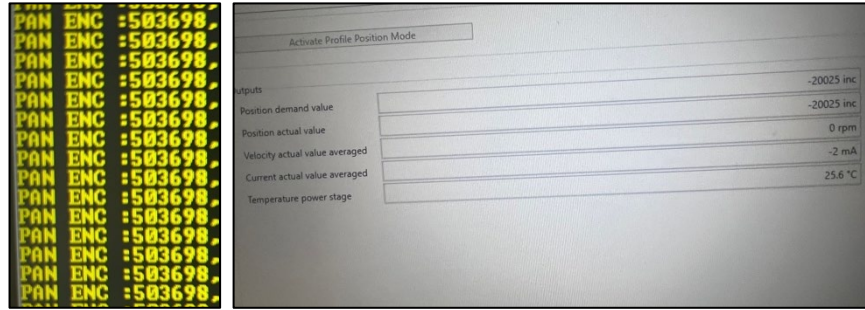
Şekil Ek B. 15. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 63° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

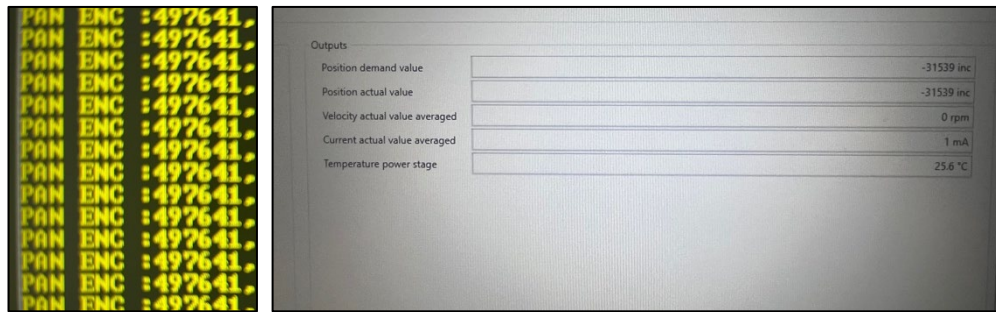
Şekil Ek B. 16. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu 102° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

Şekil Ek B. 17. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -40° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.



(a)

(b)

Şekil Ek B. 18. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -63° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.

PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486600
PAN ENC :486616
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486608
PAN ENC :486616
PAN ENC :486608

Outputs	
Position demand value	-51063 inc
Position actual value	-51063 inc
Velocity actual value averaged	0 rpm
Current actual value averaged	0 mA
Temperature power stage	25.6 °C

(a)

(b)

Şekil Ek B. 19. Karşılaştırılan 2. sonsuz dişli mekanizması motor konumu -102° için; a) enkoder, b) incremental değerleri gösterimi.

ÖZGEÇMİŞ

Emre ULUSOY, ilk ve orta öğrenimini Karabük'te tamamladı. 2017 yılında Karabük Üniversitesi Raylı Sistemler Mühendisliği bölümünde öğrenime başlayıp 2021 yılında mezun oldu. Aynı yıl Karabük Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında başlamış olduğu yüksek lisans programına devam etmektedir. Yüksek lisans eğitimi esnasında topoloji optimizasyon konu başlığı altında yazılmış makalesi mevcuttur. Aktif olarak Anadolu Üniversitesi Lojistik bölümünde öğrenim görmektedir. 2022 yılında savunma sanayi sektöründe Mekanik Tasarım ve Analiz Mühendisi olarak çalışmaya başlamış ve halen devam etmektedir.