

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MEKANİK SİSTEMLERDE TEMAS PROBLEMLERİNİN İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

İsmail KAYA

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

HAZİRAN 2024

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

MEKANİK SİSTEMLERDE TEMAS PROBLEMLERİNİN İNCELENMESİ

DOKTORA TEZİ

**İsmail KAYA
(503162010)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Makina Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Cemal BAYKARA

HAZİRAN 2024

ISTANBUL TECHNICAL UNIVERSITY ★ GRADUATE SCHOOL

**THE INVESTIGATION OF CONTACT PROBLEMS IN MECHANICAL
SYSTEMS**



Ph.D. THESIS

**İsmail KAYA
(503162010)**

Department of Mechanical Engineering

Mechanical Engineering Programme

Thesis Advisor: Prof. Dr. Cemal BAYKARA

JUNE 2024

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503162010 numaralı Doktora Öğrencisi İsmail KAYA, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “MEKANİK SİSTEMLERDE TEMAS PROBLEMLERİNİN İNCELENMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Cemal BAYKARA**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Osman Akın KUTLAR**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Mahmut Cüneyt FETVACI
İstanbul Üniversitesi - Cerrahpaşa

Dr. Öğretim Üyesi Vedat TEMİZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğretim Üyesi Berna BOLAT
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 22 Mayıs 2024
Savunma Tarihi : 27 Haziran 2024





Aileme,



ÖNSÖZ

Yapılan bu çalışmada mekanik sistemlerde temas problemleri incelenmiştir. Sistemlerde kullanılan elemanların eleman bazında ve sisteme entegre durumdaki davranışları verim odaklı bir şekilde ele alınmıştır. Bu çalışma sonucunda çalışma koşullarındaki değişikliğin verime olan yansımaları incelenerek değerlendirmelerde bulunulmuştur.

Deneyler İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Laboratuvarı'nın teknik imkanlarından faydalanılarak 7160766 numaralı Titreşim Akustik Verilere Dayalı Kalite Kontrol Test Sistemi başlıklı TÜBİTAK TEYDEP projesi kapsamında kurulan test sistemi vasıtasıyla yapılmıştır. Yapılan deneylerin ve elde edilen sonuçların, dişli kutularının verimi üzerine incelenecek sonraki konularda fayda sağlayacağı ve yol göstereceği kanaatindeyim.

Çalışmam boyunca desteğini esirgemeyen meslektaşım ve eşim Makina Yüksek Mühendisi Vildan GİRİŞTA KAYA'ya teşekkür ederim. Ayrıca çalışmanın yapılmasında büyük katkı sağlayan Makina Yüksek Mühendisi Umut Murat GÖK'e ve Adeon Makina Ar-Ge Mühendislik Ticaret Limited Şirketi'ne tüm destekleri için teşekkür ederim. Aynı zamanda çalışmadaki deney numunelerini sağlayan Yılmaz Redüktör A.Ş.'ye ve çalışmaların gerçekleşmesi adına laboratuvar ortamı sağlayan İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Laboratuvarı'na teşekkür ederim. Son olarak katkıları ve değerli görüşleri ile verdiği destek için danışmanım Prof. Dr. Cemal BAYKARA'ya teşekkürlerimi sunarım.

Haziran 2024

İsmail Kaya
(Makina Yüksek Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	ix
İÇİNDEKİLER	xi
KISALTMALAR	xiii
SEMBOLLER	xv
ÇİZELGE LİSTESİ	xvii
ŞEKİL LİSTESİ	xix
ÖZET	xxi
SUMMARY	xxv
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	1
1.2 Literatür Araştırması	2
1.2.1 Temas ve sürtünme kavramı	2
1.2.1.1 Sürtünme teorisi	4
1.2.2 Makina elemanlarında temas durumunun incelenmesi	6
1.2.2.1 Yuvarlanma elemanlı yatakların temas durumunun incelenmesi	7
1.2.2.2 Dinamik temaslı sızdırmazlık elemanlarının temas durumunun incelenmesi	9
1.2.2.3 Dişli çarkların temas durumunun incelenmesi	11
1.3 Dişli Kutuları	18
1.4 Hipotez	19
2. DIŞLI KUTUSUNDAKİ KAYIPLARIN HESAPLANMASI	21
2.1 Dişli Kutusunda Bulunan Elemanlar ve Verime Etkileri	21
2.1.1 Yuvarlanma elemanlı yatakların verimi	22
2.1.2 Sızdırmazlık elemanlarının verimi	24
2.1.3 Dişli çarkların verimi	27
2.2 Dişli Kutusu Veriminin Kümülatif Olarak Hesaplanması	32
2.2.1 Yuvarlanma elemanlı yatakların verim hesabı	32
2.2.2 Sızdırmazlık elemanlarının verim hesabı	33
2.2.3 Dişli çark çiftlerinin verim hesabı	33
2.2.4 Toplam verimin hesaplanması	35
3. ÖLÇÜM SİSTEMİNİN TASARLANMASI VE KURULMASI	37
3.1 Dişli Kutusu Ölçüm Sisteminin Tasarlanması	37
3.2 Dişli Kutusu Ölçüm Sisteminin Kurulması	41
4. DENEYSEL TASARIM	45
4.1 Deneysel Tasarımın Oluşturulması	45
4.2 Deney Parametrelerinin Seçimi ve Parametre Seviyelerinin Belirlenmesi	48
5. DENEYLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE SONUÇLARIN ANALİZİ. 51	51
5.1 Deneylerin Gerçekleştirilmesi	51
5.2 Deney Sonuçlarının Oluşturulması	53
5.3 Deney Sonuçlarının Deneysel Tasarım ile Analizi	56

6. SONUÇ VE ÖNERİLER	63
6.1 Çalışmanın Uygulama Alanı	64
6.2 Gelecekte Planlanan Çalışmalar	64
KAYNAKLAR	67
EKLER	Error! Bookmark not defined.
ÖZGEÇMİŞ	73



KISALTMALAR

EJ	: Egzajoule
ISO	: International Organization of Standardization
SAE	: Society of Automotive Engineers
TÜİK	: Türkiye İstatistik Kurumu





SEMBOLLER

F_s	: Sürtünme kuvveti
V_k	: Anlık kayma hızı
W	: İş
η	: Verim
μ	: Sürtünme katsayısı
μ_{def}	: İç deformasyonlar sonucu oluşan histerezis sürtünme katsayısı
τ_{adh}	: Adheziv kesme gerilmesi
ω	: Açısal hız



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1.1 : Sızdırmazlık elemanlarının sınıflandırılması.	10
Çizelge 2.1 : Yuvarlanma elemanlı yatakların pratik verim hesabı.	33
Çizelge 2.2 : Dudaklı sızdırmazlık elemanlarının pratik verim hesabı.	33
Çizelge 2.3 : Dişli çark çiftlerinin teorik verim hesabı.	34
Çizelge 3.1 : Dişli kutusu teknik verileri.	39
Çizelge 4.1 : Örnek bir tam faktöriyel tasarım tablosu.	46
Çizelge 4.2 : L8 (2^7) Taguchi Metodu.	47
Çizelge 5.1 : Çok seviyeli faktöriyel tasarım deney parametre seviyeleri.	56
Çizelge 5.2 : Çok seviyeli tasarım deney parametreleri genel doğrusal model.	56
Çizelge 5.3 : Varyans analizi (ANOVA tablosu).	57



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Kapının alt dayanağı için taş yuva.	3
Şekil 1.2 : M.Ö. 2000’li yıllara ait olduğu düşünülen Eriha şehrinde bulunan çömlek kasnak mili yataklaması.	3
Şekil 1.3 : M.Ö. 2400’lü yıllara ait Ti heykelinin taşınmasının gösterimi.	3
Şekil 1.4 : Ti heykeli taşınırken yüzeye yağlayıcı döken insan figürü.	4
Şekil 1.5 : Stribeck eğrisi.	5
Şekil 1.6 : İzafi hareketli elemanların durumları.	5
Şekil 1.7 : Radyal yük altındaki sabit bilyalı yatak.	7
Şekil 1.8 : Yuvarlanma elemanı çeşitleri.	8
Şekil 1.9 : Bazı yuvarlanma elemanlı yatak çeşitleri.	8
Şekil 1.10 : Yuvarlanma elemanlarının bilezikler ile temas durumu.	9
Şekil 1.11 : Sızdırmazlık elemanının en genel halde gösterimi.	10
Şekil 1.12 : Dudaklı sızdırmazlık elemanı örneği.	11
Şekil 1.13 : a eksenleri paralel dişli çark mekanizmaları, b eksenleri çakışık dişli çark mekanizmaları ve c aykırı eksenli dişli çark mekanizmaları.	12
Şekil 1.14 : A iç güneş dişli ve mili, B dış güneş dişli ve mili, C planet taşıyıcı ve D planet dişli olacak şekilde basit planet mekanizması.	12
Şekil 1.15 : Yuvarlanma dairesindeki çizgisel hızların eşitliği.	13
Şekil 1.16 : Dişli çark çiftinin kavrama evreleri.	14
Şekil 1.17 : Dişlilerin temas durumunda kavrama eğrisinin gösterimi.	14
Şekil 1.18 : Evolvent profilin oluşturulması.	15
Şekil 1.19 : Kavrama eğrisinin bir doğru halini alması.	16
Şekil 1.20 : Eş çalışan dişli çiftinin kavrama durumunda gösterimi.	17
Şekil 1.21 : Düz alın ve helisel alın dişli çarkların temas doğruları.	17
Şekil 1.22 : Helisel dişlilerde temas durumu.	18
Şekil 1.23 : Çeşitli boyutlardaki dişli çarklar. a) oyuncak dişli mekanizması, b) otomobil şanzımanı, c) rüzgâr türbini dişli mekanizması.	18
Şekil 2.1 : Kaymalı yuvarlanma durumunda temas alanı gösterimi.	23
Şekil 2.2 : Yuvarlanma yolu üzerinde noktasal temas sonucu elastik deformasyon ile meydana gelen alan.	23
Şekil 2.3 : Sızdırmazlık elemanı parametrelerinin mil ile gösterimi.	25
Şekil 2.4 : Sızdırmazlık elemanında hasar gören temas bölgesi.	25
Şekil 2.5 : Sızdırmazlık elemanlarında farklı mil geometrilerinde çevresel hızın enerji kaybına etkisi.	26
Şekil 2.6 : Sızdırmazlık elemanında yağ filmi oluşumunun gösterimi.	26
Şekil 2.7 : Yuvarlanma daireleri üzerinde dönen dişli çarkların dişlerinin temas durumu.	28
Şekil 2.8 : Temas noktasındaki kayma hızının, normal diş kuvvetinin ve anlık kayıp gücün kavrama kıtası boyunca değişimi.	29
Şekil 2.9 : İmalat aşamasında diş profilinde meydana gelebilecek hataların gösterimi.	31

Şekil 3.1 : FZG dişli ölçüm düzeneği.	37
Şekil 3.2 : Örnek bir dişli çark test sistemi.	38
Şekil 3.3 : Dişli kutusu veri toplama sisteminin arayüzü.	38
Şekil 3.4 : 10 Nm'lik moment transdüseri.	39
Şekil 3.5 : Dişli kutusu görseli.	40
Şekil 3.6 : Dişli kutusu görseli 2.	40
Şekil 3.7 : Sıcaklık sensörünün monte edilmiş durumu.	41
Şekil 3.8 : Sıcaklık sensörünün gösterimi.	41
Şekil 3.9 : Dişli kutusu verim ölçüm düzeneği modeli. 1-tabla, 2-dişli kutusu, 3-ayar tablası, 4-elektrik motoru, 5-moment transdüseri, 6-montaj tablası, 7-fren mekanizması, 8-moment transdüseri, 9-elastik kaplin, 10-ayar tablası. .	42
Şekil 3.10 : Dişli kutusu verim ve titreşim ölçüm düzeneği.	42
Şekil 3.11 : Kontrol panosunun gösterimi.	43
Şekil 4.1 : Latis tasarım yöntemi örneği.	47
Şekil 4.2 : ISO VG sınıfı yağlayıcıların yaklaşık viskozite denklik tablosu.	49
Şekil 5.1 : Dişli kutusu içindeki yağlayıcı seviyesinin gösterimi.	51
Şekil 5.2 : Dişli kutusunun 1500 dev/dak, 25°C'de ve 300 ml ISO VG220 yağlayıcı ile giriş (motor tarafı) ve çıkış (yük tarafı) moment değerleri.	54
Şekil 5.3 : Dişli kutusunun 1500 dev/dak hızda, 25°C sıcaklıkta ve 300 ml ISO VG220 yağlayıcı ile giriş (sürücü tarafı) ve çıkış (yük tarafı) güç değerleri.	54
Şekil 5.4 : Dişli kutusunun 1500 dev/dak hızında, 25°C sıcaklıkta ve 300 ml ISO VG220 yağlayıcı ile hesaplanan verim değerleri.	54
Şekil 5.5 : Verim ve yağ miktarı grafikleri: (a) 25°C'de ISO VG220 (b) 30°C'de ISO VG220 (c) 35°C'de ISO VG220 (d) 25°C'de SAE 5W30 (e) 30°C'de SAE 5W30 (f) 35°C'de SAE 5W30.	55
Şekil 5.6 : Verim için artık değer grafikleri.	58
Şekil 5.7 : Verim için etkileşim görselleri.	59
Şekil 5.8 : Verim için ana etkiler görseli.	61
Şekil 5.9 : Verim değerlerinin mukayesesi.	62
Şekil A.1 : ISO VG viskozite sıcaklık tablosu.	72

MEKANİK SİSTEMLERDE TEMAS PROBLEMLERİNİN İNCELENMESİ

ÖZET

Verim, belirli bir amaç veya hedefi gerçekleştirmek için zaman, enerji, finans veya malzeme gibi kaynakların optimum kullanımını değerlendiren bir kavramdır. Çıktının girdi değerine oranıdır ve genellikle yüzde olarak ifade edilir veya 0 ile 1 arasında bir değer olarak verilebilir. Başka bir deyişle verim, israfı en aza indirirken hedefe ulaşmak için kaynakların ne kadar etkili kullanıldığının bir ölçüsüdür.

Yaygın olarak kabul edildiği gibi, izafi hareket içeren sistemlerde birbiri ile temas halindeki makina elemanları arasında sürtünme meydana gelmektedir. Meydana gelen bu sürtünme enerji kayıplarına sebep olmaktadır.

İnsanlık tarihi boyunca toplumlar bu sürtünme direncinin farkında olmuş ve bu direnci yenibilmek için yöntemler geliştirme, çözümler elde etme girişiminde bulunmuştur. Malzeme teknolojisinin gelişmesi, yeni konstrüksiyonların oluşturulması, mevcut sistemlerin daha verimli hale getirilmesinin amaçlanmasında bu farkındalık büyük bir itki kuvveti oluşturmuştur.

Günümüzde dünya çapında üretilen enerjinin yaklaşık olarak dörtte biri meydana gelen sürtünme direncini yenmek için harcanmaktadır veya sürtünme direnci sebebiyle ısı kayıp olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu kayıplar ele alındığında küresel ölçekte ciddi bir enerji miktarı ile karşı karşıya kalınmaktadır.

İzafi hareketli sistemlerde yapılacak iyileştirmeler ile bu kayıpları azaltabilmek enerji kaynaklarının verimli kullanılmasını sağlayacaktır. Gelecek nesillerin yakın gelecekte bile ciddi bir enerji problemi yaşayacağı göz önünde bulundurulduğunda enerji kaynaklarının yerinde ve verimli kullanımı insanlığın büyük kazanımlarından biri haline gelmektedir.

Birçok sistemde makina karakteristiği ile sürücü motor karakteristiği uyumlu olmadığından birbiri ile doğrudan bağlanmaya uygun değildir. Bu uyumu oluşturulabilmek için hız moment dönüşümü sağlayabileceğimiz mekanizmalar kullanılmaktadır. Hız moment dönüşümünü gerçekleştiren mekanizmalardan ilk akla gelenler kayış kasnak mekanizmaları, zincir mekanizmaları ve dişli çark mekanizmalarıdır.

Bu mekanizmalardan dişli çarklar şekil bağlı olmaları, yüksek mukavemete sahip olmaları ve birim hacimde daha yüksek güç aktarma kabiliyetleri sebebiyle ön plana çıkmaktadır. Güç iletimini Watt'tan Megawatt seviyelerine kadar sağlayabilen çeşitli tipleri ve ebatları mevcuttur. Dişli çark mekanizmaları oyuncaktan rüzgâr türbinlerine kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Kullanım alanlarına bağlı olarak çeşitli dişli tipleri, dişli çifti malzemeleri ve imalat kaliteleri ile dişli kutuları adı verilen dişli çark mekanizmaları oluşturulabilmektedir.

Ödeve özel dişli kutuları tasarlanabileceği gibi ticari açıdan belli dönme hızı ve yükler için hazırlanmış dişli kutuları da mevcuttur. Bu sayede modüler olarak uygun dişli

kutusu seçimleri yapılabilmekte ve motor-makina uyumuna göre performans açısından işlevi yerine getirebilecek kurulumlar gerçekleştirilebilmektedir. Otomotiv sektöründen inşaat sektörüne, makina endüstrisinden tekstile kadar hemen her alanda dişli kutuları ile karşılaşılmaktadır.

Dişli kutularının güç aktarımında yaygın kullanımı sonucunda bu mekanizmalardaki sürtünme kayıplarının küresel ölçekteki genel enerji kayıpları içerisindeki payı kayda değer bir yer almaktadır.

Dişli kutularındaki bu kayıplar, dişli çark çiftlerindeki diş sürtünmesinden, sızdırmazlık elemanlarındaki sürtünme direncinden, yuvarlanma elemanlı yataklardaki sürtünmeden ve sistemde kullanılan yağlayıcının etkisinden kaynaklanabilmektedir ve bunların tümü çevre koşullarından da etkilenmektedir. Bu sebeple bu enerji kayıplarını hesaplayabilmek birçok parametreye sahip çözümü zor bir hal almaktadır.

Her bir eleman için literatürde yoğun çalışmalar yapılmış ve eleman performansları, çalışma iyileştirmeleri, hasar mekanizmaları vesair konularda geliştirmeler gerçekleştirilmiştir.

Dişli çarklar özelinde dişli malzemeleri, diş profilleri, dişli imalat iyileştirmeleri alanlarında birçok çalışma bulunmaktadır. Bununla birlikte dişli çarklarda yağlama konusunda akademik ve ticari alanda yapılmış çalışmalar mevcuttur. Aynı şekilde sızdırmazlık elemanlarında ve yuvarlanma elemanlı yataklarda sürtünme direnci oluşumundaki etkiler çalışılmış, bu çalışmalar neticesinde sızdırmazlık elemanı geometrilerinin nasıl şekillendirileceği, bu geometrideki değişikliklerin etkilerinin incelendiği araştırmalar oluşturulmuştur. Yuvarlanma elemanlı yataklarda da benzer şekilde yatak tiplerinin geometrilerindeki değişikliklerin sürtünme direnci açısından incelendiği çalışmalar ile verimin iyileştirilmesi yönünde adımlar atılmıştır. Yuvarlanma elemanlı yatakların yağlanma koşulları ve sürtünme direncinin azaltılması amacıyla modeller geliştirilmiştir.

Ancak herhangi bir eleman için yapılan gerek geometrik gerekse çalışma koşullarındaki iyileştirmeler diğer bir eleman için çalışma performansını kötüleştirebilmektedir. Hatta bazı durumlarda eleman bazında kötü olarak düşünebileceğimiz eksen kaçıklıkları veya geometrik tolerans hataları diğer elemanlardaki montaj hataları veya imalat hataları ile birleşerek genel performans iyileşmesini sağlayabilmektedir.

Tüm bu bilgiler ışığında dişli kutularındaki elemanları tekil olarak incelemenin dişli kutusu verimini iyileştirme açısından yetersiz kalacağı ve sadece incelenen elemanın performansı ile sınırlı kalacağı gerçeğini ortaya çıkarmaktadır. Bu durum dişli kutuları gibi çok sayıda makina elemanından oluşan bir sistemin, bütün olarak incelenmesi gereksinimini doğurmuştur.

Bununla birlikte tüm etkenlerin göz önünde bulundurularak verimin sayısal olarak hesaplanabilmesi zor bir problem haline gelmektedir. Her ne kadar literatürde bu hesaplamalar hakkında yaklaşımlar bulunsa da tekil ölçümlerde dahi deneysel çalışmanın verdiği sonuçlar ile doğrulanmadan kullanılmaları pek mümkün olamamaktadır. Birçok hesaplamada ise düzeltme katsayıları ile yapılan matematiksel hesaplamaların düzeltilmesi ihtiyacı oluşmaktadır.

Bu çalışma, dişli kutusunu tüm bileşenleri ile ele alarak, dişli kutusunun çeşitli çalışma koşullarındaki verimini deneysel olarak belirlemeyi amaçlamaktadır. Bu sayede dişli kutularının verim odaklı en uygun çalışma aralığının belirlenmesi hedeflenmiştir.

Bu amaç doğrultusunda bir dişli kutusunun verimini elde edebilecek bir ölçüm sistemi tasarlanmıştır. Deneylerin yapılabilmesi ve ölçümlerin yapıp kaydedilmesi ölçüm sistemine uygun bir arayüz oluşturularak yazılım desteği ile gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sistemi iki adet moment transdüseri, elektrik dirençli yük motoru, sıcaklık ölçüm sensörü, bir elektrik motoru ve iki kademeli helisel dişli kutusundan oluşmaktadır.

Dişli kutusu giriş milinden okunan moment ve dönme hızı değerleri ile dişli kutusunun çıkış milinden okunan moment ve dönme hızı değerlerinden eş zamanlı olarak giriş ve çıkış güçleri hesaplanmış ve çıkış gücünün giriş gücüne oranı ile verim elde edilmiştir. Veriler toplanırken asenkron olarak çalışan elektrik motorunun kaymasından doğabilecek anlık veri akış problemlerini en aza indirebilme amacıyla veriler 1024 Hz'te toplanarak kaydedilmiştir.

Bu çalışma açısından mevcut bir dişli kutusunda herhangi bir makina elemanını değiştirmeden sadece çalışma koşullarının verime olan etkisi ele alınmak istenmiştir. Bu doğrultuda parametre olarak dişli kutusu girişindeki dönme hızı, yağlayıcı sıcaklığı ve yağlayıcı seviyesi ile yağ tipi seçimleri yapılmıştır. Parametreler belirlendikten sonra parametre sayısı ve her bir parametredeki seviye dikkate alınarak deneysel tasarım oluşturulmuştur. Parametrelerin ve parametre seviyelerinin verime etkileri genel bir tam faktöriyel tasarım kullanılarak incelenmiştir.

Bu parametrelerin her biri için farklı değerlerde sistem çalıştırılarak parametrelerin ve parametre seviyelerinin verime etkilerine bakılmıştır. Bilgisayar komutları ile yapılan deneylerde giriş devirleri 700 ile 2700 devir/dakika aralığında 400 devir/dakika'lık değişiklikler ile kademeli olarak artırılarak 700, 1100, 1500, 1900, 2300 ve 2700 devir/dakika hızlarında 6 farklı kademe kullanılmıştır. Ayrıca dişli kutusunda farklı yağlayıcı miktarlarında deneyler yapılmıştır. Mevcut dişli kutusunun tasarımı göz önünde bulundurularak 150, 200, 250, 300 ve 400 ml yağ miktarları deneylerde kullanılmıştır. Aynı zamanda yağ sıcaklığı, deney öncesinde 25, 30 ve 35 °C seviyelerinde koşullandırılmış ve deney esnasında da ölçümler yapılarak dişli kutusu verimine etkisi araştırılmıştır. Ardından farklı viskozite indekslerine sahip yağlayıcıların sisteme ve verime etkisini görebilmek amacıyla VG220 ve 5W30 yağları kullanılarak deneyler gerçekleştirilmiştir.

Görüleceği üzere birbirinden farklı 180 kontrollü deney oluşturulmuştur. Deneyler tekrarlı şekilde yapılarak deneylerin doğruluğu ve tekrarlanabilir olmasına dikkat edilmiştir. Doğrulama tekrarları ile birlikte bir dişli kutusu için yaklaşık 400 deney gerçekleştirilmiştir. Bu deneysel tasarım sonucunda her durum için rejim verim değerleri elde edilmiştir. Böylece dişli kutusu sisteminin farklı çalışma koşullarında sergilediği davranış ve sistemdeki güç kaybı tespit edilmiştir.

Elde edilen sonuçlar istatistiki olarak değerlendirilmiştir. Varyans analizi (ANOVA) tabloları oluşturularak parametrelerin birbirleriyle etkileşim halinde olup olmadığı kontrol edilerek parametrelerin sistem üzerindeki etkileri ve verim sonuçları belirlenmiştir. Buradan elde edilen bulgular ile regresyon analizi yapılmış ve bir dişli kutusunun verimini öngörmek için tahmine dayalı bir model geliştirmek amacıyla regresyon fonksiyonu elde edilmiştir.

Sonuç olarak matematiksel olarak yapılan hesaplamalarda dönme hızı ve sıcaklık gibi gövde yapısının bile etkili olabileceği parametreler deneysel olarak anlamlı bağıntılar haline getirilmiş ve hızlı çözüm elde etme seviyesinde incelenebilecek bir model oluşturulmuştur.



THE INVESTIGATION OF CONTACT PROBLEMS IN MECHANICAL SYSTEMS

SUMMARY

The term "efficiency" is a concept that evaluates the optimal utilization of resources such as time, energy, finances, or materials to achieve a specific goal or objective. It is the ratio of output to input values and is typically expressed as a percentage or as a value between 0 and 1. In other words, efficiency is a measure of how effectively resources are utilized to achieve a goal while minimizing waste.

As widely accepted, systems involving relative motion experience friction between interacting machine elements. This friction results in energy losses. Throughout history, societies have been aware of this friction resistance and have endeavored to develop methods and solutions to overcome it. The advancement of material technology, the creation of new constructions, and the aim to make existing systems more efficient have provided significant impetus in this awareness.

Currently, approximately one-fourth of the energy produced worldwide is expended to overcome friction resistance or is lost as thermal energy due to friction. When addressing these losses, a substantial amount of energy at a global scale is confronted.

Improvements in relative motion systems to reduce these losses will facilitate the efficient utilization of energy resources. Considering the likelihood of future generations facing significant energy problems in the near future, the judicious and efficient use of energy resources is becoming one of humanity's major accomplishments.

In many systems, the machine characteristic does not directly match the driver motor characteristic, making them unsuitable for direct connection. Mechanisms that can provide speed-torque conversion are used to establish this compatibility. Belt pulley mechanisms, chain mechanisms, and gear mechanisms are among the mechanisms that perform speed-torque conversion.

Among these mechanisms, gear mechanisms stand out due to their shape-dependent nature, high strength, and higher power transmission capabilities per unit volume. Various types and sizes of gear mechanisms are available, capable of transmitting power from watts to megawatts. Gear mechanisms have a wide range of applications, from toys to wind turbines. Depending on the application, various gear types, gear pair materials, and manufacturing qualities can be utilized to create gear mechanisms called gearboxes.

Custom gearboxes can be designed for specific applications, while commercially available gearboxes are prepared for certain rotational speeds and loads. This allows for modular selection of suitable gearbox options, enabling installations that can perform in terms of performance according to motor-machine compatibility. Gearboxes are encountered in almost every sector, from the automotive industry to construction, from the machinery industry to textiles.

Due to the widespread use of gearboxes in power transmission, the share of friction losses in these mechanisms in the overall global energy losses is considerable.

The losses in gearboxes can stem from tooth friction in gear pairs, friction resistance in sealing elements, friction in rolling element bearings, and the effect of the lubricant used in the system, all of which are influenced by environmental conditions. Therefore, calculating these energy losses becomes a challenging task due to the numerous parameters involved.

Intensive studies have been conducted for each element, and improvements in element performance, operational enhancements, damage mechanisms, and other areas have been made. Regarding gears specifically, numerous studies exist on gear materials, tooth profiles, and gear manufacturing improvements. Similarly, academic and commercial studies have been conducted on lubrication in gears. Likewise, the effects of friction resistance formation in sealing elements and rolling element bearings have been studied, leading to research on how sealing element geometries can be shaped and the effects of these changes analyzed. Similar efforts have been made to improve efficiency through studies on bearing types and their geometries to reduce friction resistance and develop models for lubrication conditions in rolling element bearings to minimize friction.

However, improvements made to one element, whether geometric or operational, can worsen the performance of another element. In some cases, misalignments or geometric tolerance errors that may be considered detrimental at the element level can, when combined with assembly errors or manufacturing errors in other elements, contribute to overall performance improvements.

In light of all this information, it becomes evident that examining individual elements in gearboxes would be insufficient for improving gearbox efficiency and would only be limited to the performance of the examined element. This necessitates the need to study a system consisting of numerous machine elements, such as gearboxes, as a whole.

However, considering all factors to calculate efficiency numerically becomes a complex problem. Although there are approaches in the literature for such calculations, they often cannot be used without validation from experimental results, even in individual measurements. In many calculations, there is a need to correct mathematical calculations made with correction factors.

This study aims to experimentally determine the efficiency of a gearbox by considering all its components. Thus, the most efficient operating range of gearboxes focused on efficiency is targeted to be determined.

In line with this goal, a measurement system capable of obtaining the efficiency of a gearbox has been designed. The experiments were conducted and the measurements were made by creating a measurement system with an appropriate interface and software support. The measurement system consists of two moment transducers, an electric resistance load motor, a temperature measurement sensor, an electric motor, and a two-stage helical gearbox.

Input and output powers were calculated simultaneously from the moment and rotational speed values read from the gearbox input shaft and output shaft, and efficiency was obtained by calculating the ratio of output power to input power. Data were collected by sampling at 1024 Hz to minimize instantaneous data flow problems caused by the asynchronous operation of the electric motor.

In terms of this study, it was aimed to consider only the effect of operating conditions on efficiency without changing any machine element in an existing gearbox. Accordingly, parameters such as rotational speed at the gearbox input, lubricant temperature, lubricant level, and lubricant type selections were made. After determining the parameters, an experimental design was created considering the number of parameters and levels in each parameter. The effects of parameters and parameter levels on efficiency were investigated using a general full factorial design.

Different values for each parameter were used to operate the system, and the effects of parameters and parameter levels on efficiency were examined. In experiments conducted with computer commands, input speeds were gradually increased in 400 rpm increments within the range of 700 to 2700 rpm, using six different levels at speeds of 700, 1100, 1500, 1900, 2300, and 2700 rpm. Additionally, experiments were conducted with different lubricant quantities in the gearbox. Considering the gearbox's existing design, oil quantities of 150, 200, 250, 300, and 400 ml were used in experiments. At the same time, lubricant temperature was conditioned at 25, 30, and 35 °C before the experiment, and measurements were made during the experiment to investigate its effect on gearbox efficiency. Then, experiments were conducted using VG220 and 5W30 oils to observe the effects of lubricants with different viscosity indexes on the system and efficiency.

As seen, 180 controlled experiments were created. Experiments were repeated to ensure the accuracy and repeatability of the experiments. Together with validation repetitions, approximately 400 experiments were conducted for a gearbox. As a result of this experimental design, regime efficiency values were obtained for each situation. Thus, the behavior exhibited by the gearbox system under different operating conditions and the power losses in the system were identified.

The results obtained were statistically evaluated. By creating variance analysis (ANOVA) tables, it was checked whether the parameters were interacting with each other, and the effects of parameters on the system and efficiency results were determined.

From these findings, regression analysis was performed, and a regression function was obtained to develop a model based on estimation to predict the efficiency of a gearbox.

In conclusion, parameters such as rotational speed and temperature, which may even be influenced by the body structure, were experimentally converted into meaningful relationships, and a model that could be examined at the level of obtaining rapid solutions was created.



1. GİRİŞ

Küresel enerji tüketiminin yaklaşık %23'e denk gelen 119.10^{18} joule (119 EgzaJoule)'ü tribolojik temaslardan kaynaklanmaktadır [1]. Bunun %20'si (103 EJ) sürtünme direncini yenmek için harcanmaktadır. Geri kalan %3 (16 EJ) ise aşınmış parçaların değiştirilmesi ve sebep olduğu hasarların onarımı için harcanmaktadır. 2021 yılı TÜİK raporu incelendiğinde Türkiye'nin yıllık enerji tüketiminin 5,56 EJ olduğu hesaplanmıştır [2]. Tribolojik nedenlerle meydana gelen küresel enerji kaybının boyutu açıkça görülebilmektedir.

Bu nedenle mekanik ve endüstriyel uygulamalarda verim önemli bir rol oynamakta olup, makina teknolojisi alanında maksimum verime ulaşmak öncelikli hedeflerden biridir. Bu amaca ulaşmak için uygun makina elemanı seçimlerinin yapılması, eleman çiftlerinin uyumluluğunun sağlanması, uygun çalışma şartlarının oluşturulması ve mekanizmaların bu şartlara göre çalıştırılması gerek küresel gerekse yerel ölçekte önemli kazanımlar sağlayabilmektedir.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez enerji kaybını azaltmak maksadıyla dişli kutularındaki verimin arttırılmasını amaçlamaktadır. Hem imalatçı açısından hem de son kullanıcı açısından kullanım koşullarında yapılması gereken değişiklikleri tarif ederek kaybın azaltılması hedeflenmiştir.

Bir dişli kutusunun verimi çok sayıda faktöre bağlıdır ve optimizasyon yoluyla verimi arttırabilmek mümkündür. Dişli kutusu verimini arttırabilmek için iki farklı yaklaşım mevcuttur. Biri dişli kutusu tasarım süreci aşamasında tasarım değişikliklerine gidilerek bu değişikliklerin verim odaklı uygulanmasını içermektedir. Diğer yaklaşım ise hâlihazırda imalatı yapılmış mevcut bir dişli kutusunun çalışma koşullarındaki iyileştirmelere odaklanmaktır. Hâlihazırda mevcut bir dişli kutusunda parça değişikliği yapmadan verimi arttırabilmenin en basit yöntemi ise uygun yağlayıcı seçiminin yapılarak verim odaklı çalışma koşullarının belirlenmesinde yatmaktadır. Böylece

yüksek verime sahip dişli kutularının kullanılması ile daha etkin güç aktarımı elde edilmiş olacak ve enerji tasarrufu sağlanabilecektir.

Bu çalışmanın temel amacı, yağlayıcı parametrelerinin ve çalışma koşullarının imal edilmiş dişli kutularının verimi üzerindeki etkisini belirlemektir. Bu amaç doğrultusunda bir deney düzeneği tasarlanmış ve iki farklı tipte yağlayıcı ile farklı yağlayıcı seviyeleri, sıcaklıkları ve dönme hızlarında deneyler yapılmıştır. Bu inceleme sonucunda istatistiksel bir model formüle edilmiş ve doğrusal bir fonksiyon olarak sunulmuştur. Parametrelerin dişli mekanizmasının verimi üzerindeki etkisi regresyon analizi ile belirlenmiştir. Bu istatistiksel yaklaşım, gelecek araştırmalarda kullanıldığında farklı dişli kutuları için hızlı sonuçlar verecek şekilde oluşturulmuştur. Bu modeli kullanan imalatçılar veya kullanıcılar verim açısından kazanç elde edebileceklerdir. Bu çalışma tahmine dayalı bir modelin istatistiksel olarak oluşturulmasına yönelik bir öngörücü yaklaşımı temsil etmektedir.

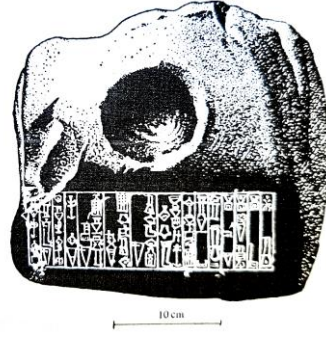
1.2 Literatür Araştırması

Mekanik sistemlerde temas problemlerinin incelenebilmesi maksadıyla dişli kutularında enerji kaybına sebep olan makina elemanları araştırılmıştır. Bu elemanlar ve verime olan etkileri detaylı olarak incelenmiştir.

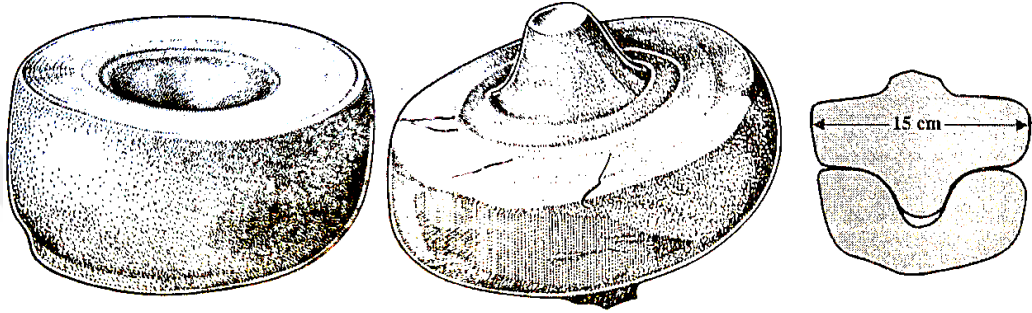
1.2.1 Temas ve sürtünme kavramı

İnsanlığın ilk çağlarından beri temas ve sürtünme kavramı olagelmıştır. Gerek ateşin bulunması gerekse alet yapımında insanoğlunun temas ve sürtünmeden faydalandığı öngörülmektedir. Ancak elimizde bulunan kaynaklar incelendiğinde makina elemanı olarak sürtünme direncinin yenilmesi anlamında ilk bulgular M.Ö. 2500’lü yıllara dayanmaktadır. Yapılan kazı çalışmaları neticesinde Sümerlere ait yataklama amacıyla kullanılan buluntular elde edilmiştir. Bunlardan bir tanesi bir kapıyı yataklamak amacıyla şekillendirilmiş taş yuva olarak Şekil 1.1’deki gibi görülmektedir [3].

Günümüz Kudüs bölgesinde yapılan kazı çalışmalarında ise Eriha şehrinde M.Ö. 2000’li yıllara ait çömlek kasnak mili eksenel yataklamasında kullanılan buluntulara rastlanmıştır. Şekil 1.2’de bu buluntuların görseli mevcuttur [3].



Şekil 1.1 : Kapının alt dayanağı için taş yuva.



Şekil 1.2 : M.Ö. 2000’li yıllara ait olduğu düşünülen Eriha şehrinde bulunan çömlek kasnak mili yataklaması.

Elde edilen bu çalışmalarda temas yüzeylerinin yağlanma durumu yani sürtünme direncini daha da azaltacak bir önlemin mevcudiyeti net bir şekilde bilinmemektedir. Mısırdaki Kahire’nin güneybatısında bulunan Sakkara bölgesinde yapılan kazı çalışmalarında M.Ö. 2400’lü yıllara dayanan duvar çizimlerinde Ti heykelinin taşınması esnasında yağlama işlemi yapan insan görsellerine rastlanmıştır [3]. Şekil 1.3 ve Şekil 1.4’te bu Ti heykelinin taşınmasını resmeden görseller mevcuttur.



Şekil 1.3 : M.Ö. 2400’lü yıllara ait Ti heykelinin taşınmasının gösterimi.



Şekil 1.4 : Ti heykeli taşınırken yüzeye yağlayıcı döken insan figürü.

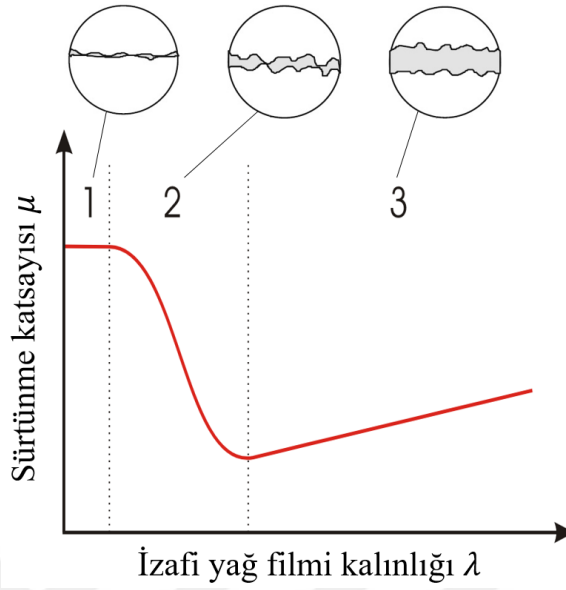
1.2.1.1 Sürtünme teorisi

Sürtünme, yüzeyleri temas halinde olan ve aralarında izafi hareket bulunan elemanların arasında harekete karşı oluşan direnç şeklinde ifade edilmektedir.

Yüzeylerin yabancı maddelerden arındırılarak atmosfer şartlarındaki sürtünme durumuna ‘kuru sürtünme’ hali denmektedir. Yüzeylerin arasına yağlayıcı maddelerin sevk edilmesi ile yüzeyler yağlı hale getirilebilmektedir ve bu durumdaki sürtünme ‘sınır sürtünmesi’ veya ‘film sürtünmesi’ olarak tanımlanmaktadır. Richard Stribeck tarafından 1901 yılında yapılan çalışmada radyal bir kaymalı yatağın kuru, sınır ve film sürtünme durumu Şekil 1.5’te gösterilmiştir [4, 5]. Şekilde düşey eksen sürtünme katsayısını, yatay eksen ise izafi yağ filmi kalınlığı oranını göstermektedir [6]. İzafi yağ filmi kalınlığı yüzeyler arasında oluşan minimum yağ filmi kalınlığının yüzeylerin ortalama pürüzlülük değerine oranıdır.

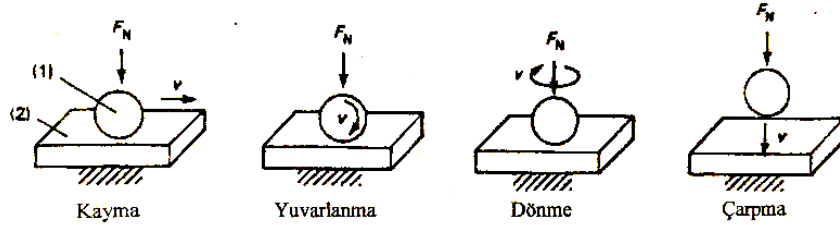
Şekil 1.5’te 1 numaralı bölge izafi yağ filmi kalınlığının sıfıra yakın olduğu yani yüzeylerin tam temasının bulunduğu bölgedir. Bu bölgede kuru sürtünme durumu mevcut denilebilir. 2 numaralı bölge sınır sürtünme bölgesi olarak tarif edilmektedir. 2 numaralı bölgede hem yüzeyler hem de yağlayıcı temasta bulunmaktadır. 3 numaralı

bölge ise herhangi bir mekanik temasın bulunmadığı sıvı film sürtünme bölgesi olarak belirtilmektedir.



Şekil 1.5 : Stribeck eğrisi.

Şekil 1.6’da gösterildiği gibi birbiriyle izafi hareket yapan elemanların hareketleri kayma, yuvarlanma, dönme ve çarpma olacak şekilde ayrı ayrı veya birbirlerinin çeşitli kombinasyonları halinde karşımıza çıkabilir.



Şekil 1.6 : İzafi hareketli elemanların durumları.

Sürtünme kuvveti;

$$F_s = F_{adh} + F_{def} + F_{yağ} \quad (1.1)$$

şeklinde tanımlanmaktadır [7].

Burada;

F_s : sürtünme kuvveti,

F_{adh} : Adhezif bağlar nedeniyle oluşan sürtünme kuvveti bileşeni,

F_{def} : İç deformasyonlar sonucu oluşan histeresizin oluşturduğu sürtünme kuvveti bileşeni ve

$F_{yağ}$: Yağ filminin kayma direnci sebebiyle oluşan sürtünme kuvveti bileşenidir.

Sürtünme katsayısı ise;

$$\mu = \frac{F_s}{F_N} = \frac{A[\alpha_w \tau_{adh} + (1 - \alpha_w) \tau_{yağ}]}{A[\alpha_w P_{pl} + (1 - \alpha_w) P_{yağ}]} + \mu_{def} \quad (1.2)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir [7]. Burada;

F_N : Normal kuvvet,

α_w : Toplam temas alanındaki adhezif bağ oluşan kısmı,

$1 - \alpha_w$: Toplam temas alanındaki film sürtünmesinin oluştuğu kısım,

τ_{adh} : Adhezif kesme gerilmesi [N/mm²],

$\tau_{yağ}$: Yağ filminin kayma direnci [N/mm²],

P_{pl} : Temasta olan pürüz tepelerindeki deformasyon gerilmesi [N/mm²],

$P_{yağ}$: Yağ filminde oluşan basınç [N/mm²],

μ_{def} : İç deformasyonlar sonucu oluşan histerezis sürtünme katsayısı.

olarak tanımlanabilir.

Her ne kadar teorik hesaplamalar yapılabilse de sürtünme katsayısı ve kayıp hesaplamada bu yaklaşım öngöründen öteye gidememektedir. Ele alınacak elemanların çalışma biçimi ve yapısı bu hesaplamayı doğrudan etkilemektedir. Elemanların sürtünme durumlarının kendi özelinde incelenmesi gerekmektedir. Bu sebeple deneysel bir çalışma yapılması kaçınılmazdır.

1.2.2 Makina elemanlarında temas durumunun incelenmesi

Çalışan ve özellikle dönen sistemlerin konstrüksiyonunda amaç güç iletiminin sağlıklı bir şekilde sağlanabilmesidir. Bu doğrultuda güç iletim mekanizmalarının kullanımı ve seçimi, doğru yataklama sistemlerinin kullanılması önem arz etmektedir. Çoğu durumda sızdırmazlık elemanları da sistemlerin çalışabilmesi açısından kritik rol oynamaktadır.

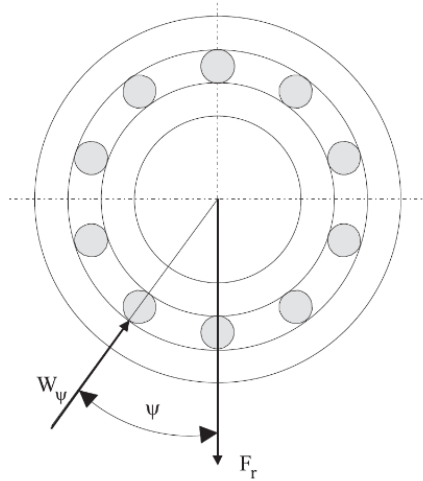
Görüldüğü üzere amaç ve bu amacı gerçekleştirmek için kullanılan araçların hemen hepsi temas problemlerini ortaya çıkarmaktadır.

Yuvarlanma elemanlı yataklar, dinamik temaslı sızdırmazlık elemanları, dişli çarklar, kam milleri, cıvatalar, kavramalar vb. izafi hareket neticesinde temas problemlerinin yaşandığı makina elemanları olarak karşımıza çıkmaktadır.

1.2.2.1 Yuvarlanma elemanlı yatakların temas durumunun incelenmesi

Teknik yapıtlarda yataklama, yuvarlanma elemanlı yataklar, hidrodinamik kaymalı yataklar, hidrostatik yataklar ve kaymalı yatak burçları ile sağlanmaktadır. Ayrıca manyetik yataklar, kuru buz yatakları gibi uygulamaya özel olarak temassız sayılabilecek yataklama çeşitleri de mevcuttur.

Yuvarlanma elemanlı yataklar hemen hemen her makina sisteminde yaygın olarak bulunan hareketli parçaların duran parçalara yataklanmasında kullanılan makina elemanlarıdır. Şekil 1.7’de radyal yük altındaki sabit bilyalı yatak şematik olarak gösterilmiştir.

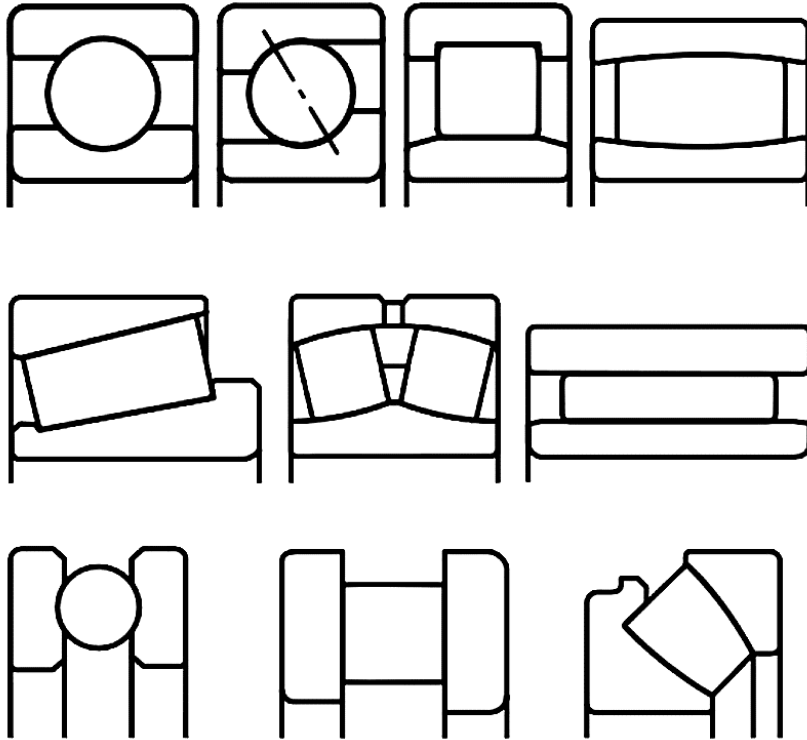


Şekil 1.7 : Radyal yük altındaki sabit bilyalı yatak.

Yuvarlanma elemanlı yataklarda, çalışma hızı ve yük koşullarına bağlı olarak yuvarlanma elemanı tipine göre Şekil 1.8’de gösterildiği gibi; bilyalı veya makaralı olacak şekilde, farklı yatak çeşitleri mevcuttur. En genel olarak kullanılan yatak tipleri arasında sabit bilyalı, eğik bilyalı, makaralı, konik makaralı yataklar mevcuttur. Şekil 1.9’de çeşitli yatak tipleri gösterilmiştir.

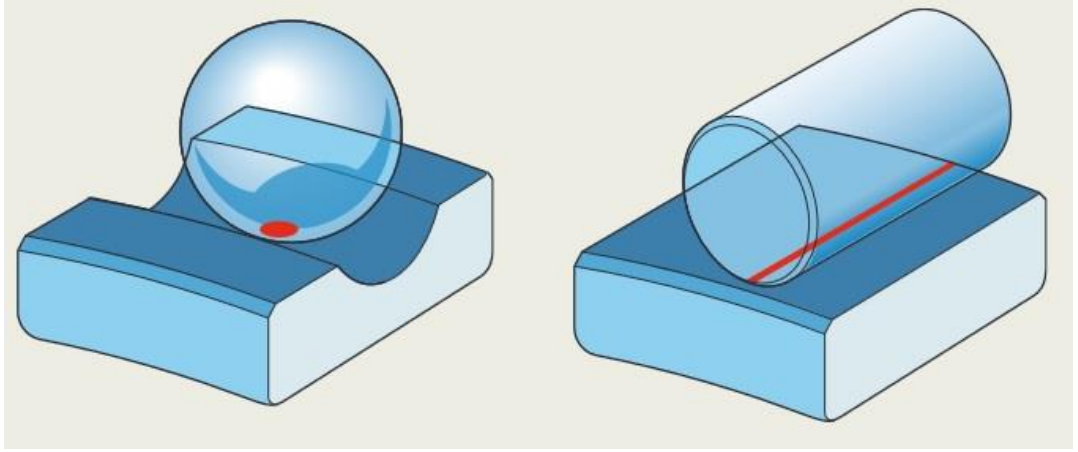


Şekil 1.8 : Yuvarlanma elemanı çeşitleri.



Şekil 1.9 : Bazı yuvarlanma elemanlı yataklar çeşitleri.

Şekil 1.10’da yuvarlanma elemanlı yatakların temas durumu gösterilmiştir [8]. Yuvarlanma elemanı bilya olan yataklarda noktasal temas mevcutken yuvarlanma elemanı makara olan yataklarda çizgisel temasın bulunduğundan söz edilebilir.



Şekil 1.10 : Yuvarlanma elemanlarının bilezikler ile temas durumu.

Yuvarlanma elemanlarındaki yuvarlanma direnci çok küçük olmasına rağmen bunun parametrik olarak hesaplanması karmaşık bir problemdir. Yuvarlanma elemanlı yatakların çalışma koşulları düşünüldüğünde tüm etkenlerin dâhil edilerek yuvarlanma direncinin hesaplanabileceği tam bir teori geliştirilememiştir. Yuvarlanma elemanlı yataklarda elemanların yapısı ve çalışma hareketi göz önüne alındığında elastik deformasyon sonucu oluşan bir elastik histerezis mevcuttur. Bu elastik histerezis durumu hareketin bazı durumlarında parçaların yük altında bulunduğu bazı durumlarda ise yüksüz kalması ile meydana gelir. Buradan da sadece malzemenin değil kinematik olarak hızın ve geometrinin de sürtünme durumuna etkisinin yüksek olduğu anlaşılmaktadır. Buna ek olarak sıcaklığın ve sönümlenmenin etkisi de yataklama elemanının sürtünme karakteristiğini değiştirmektedir.

1.2.2.2 Dinamik temaslı sızdırmazlık elemanlarının temas durumunun incelenmesi

Sızdırmazlık problemi en genel hal olarak ele alınacak olur ise farklı iki akışkan ortamı arasındaki sınır yüzeyinde akış kontrolünün sağlanabilmesidir.

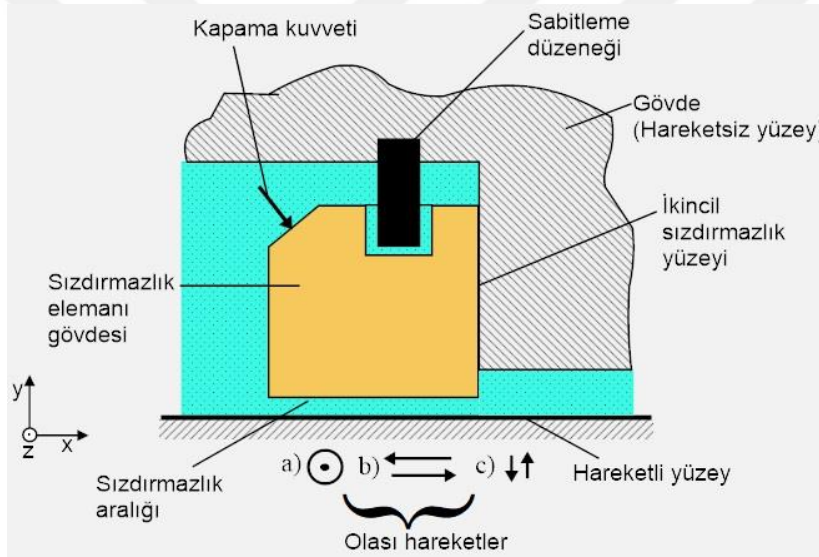
Akışkan moleküllerinin sınır yüzeyden geçişini kesin olarak engellemek mümkün değildir. Bu sebeple sızdırmazlık moleküler akışın tam olarak kesilmesi yerine akışın makul seviyede kontrol altına alınabilmesini tarif etmektedir. Çizelge 1.1’de sızdırmazlık elemanları sınıflandırılmıştır.

Sızdırmazlık elemanlarının fonksiyonel görevlerini yerine getirmeleri farklı hareket ve yüzeyler dikkate alınarak en genel halde Şekil 1.11’de gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 : Sızdırmazlık elemanlarının sınıflandırılması.

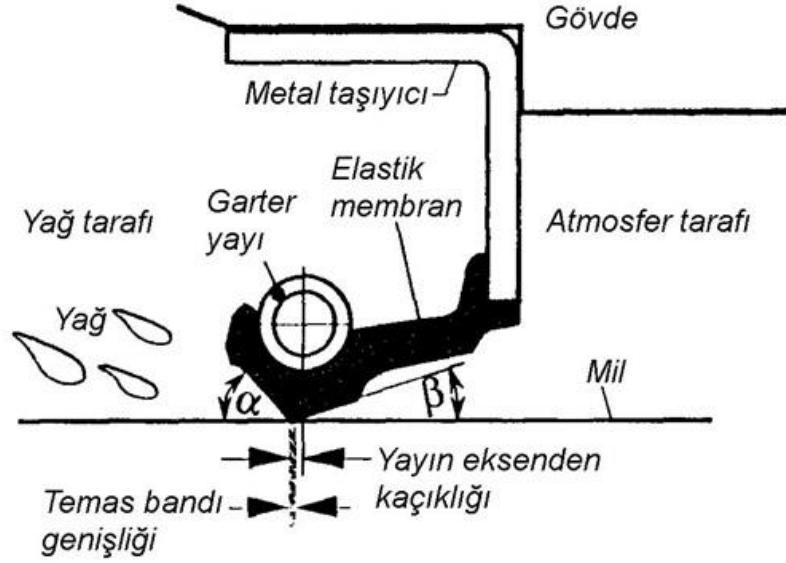
Sızdırmazlık Elemanları			
Temaslı		Temassız	
Statik	Dinamik	Labirent Sızdırmazlık Elemanları	
O-ringler	Dönme Hareketli	Aralıklı Sızdırmazlık Elemanları	
Contalar	Radyal Keçeler	Vidalı Sızdırmazlık Elemanları	
Rondelalar	Salmastralar		
Macunlar	O-ringler		
vb.	V-keçeler		

Dudaklı sızdırmazlık elemanları otomotiv, endüstriyel makinalar, tarım ve inşaat makinaları, ev aletleri gibi çeşitli uygulama alanlarında kullanılmaktadır. Dudaklı sızdırmazlık elemanları dönen veya hareketli yüzeyler arasında kullanılır, iki akışkan ortamını ayırıp sızdırmazlığı sağlayarak toz veya yabancı maddelerin de sistem içerisine girmesini engeller.



Şekil 1.11 : Sızdırmazlık elemanının en genel halde gösterimi.

Dudaklı sızdırmazlık elemanları yapısı itibariyle genellikle elastomer dudak malzemesine sahiptir. Gövdeye montajı yapılan kısmında metal taşıyıcı ile destek sağlanabilir. Garter yaylı veya yaysız tipleri mevcuttur. α ve β açılarının optimizasyonu ile sızdırmazlık performansı özellikleri iyileştirilebilmektedir. ISO 6194-1:2007'ye göre nominal dudaklı sızdırmazlık elemanı ölçüleri ve toleransları standartlaştırılmıştır. ISO 286-2'de de mil çapı toleransları verilmiştir. Buna göre sızdırmazlık elemanlarının montajının yapılacağı fonksiyonel mil yüzeyleri için h11'den büyük bir tolerans olmaması gerektiği tarif edilmiştir. Şekil 1.12'de dudaklı sızdırmazlık elemanı kesit görünüşü şematik olarak verilmiştir [9].



Şekil 1.12 : Dudaklı sızdırmazlık elemanı örneği.

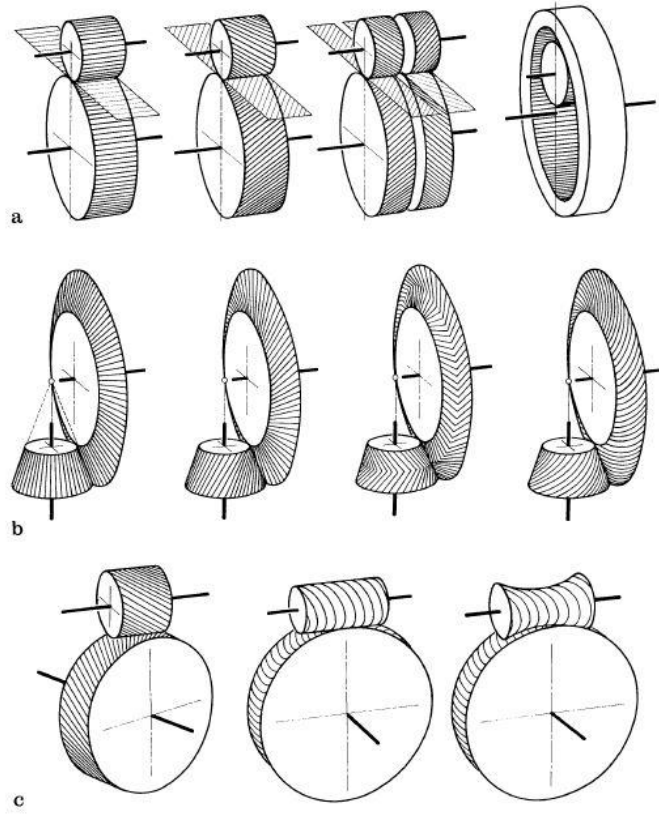
Dudaklı sızdırmazlık elemanlarında montaj durumu olan hareketsiz durumda sıkılık sebebiyle temas mevcuttur. Teorik olarak bu temasın çizgisel olduğu kabul edilmektedir. Dönme hareketi süresince de teorik olarak çizgisel temas devam etmektedir. Aynı zamanda akışkan geçişi sebebiyle sıvı film oluşma durumu da söz konusudur. Pratikte ise deformasyonlar ve geometrik toleranslar sebebiyle Şekil 1.12’de temas bandı genişliği olarak verilen temas alanı oluşumu görülmektedir.

Sızdırmazlığın sağlanmak istendiği ortamın basıncı sebebiyle veya geçme toleransları veya her ikisinin etkisiyle dudak bölgesinde dudak ile karşı yüzey arasında temas bandı genişliği çalışma sırasında değişebilmektedir. Bu durum da temas sonucu oluşan direnci etkileyebilmektedir.

1.2.2.3 Dişli çarkların temas durumunun incelenmesi

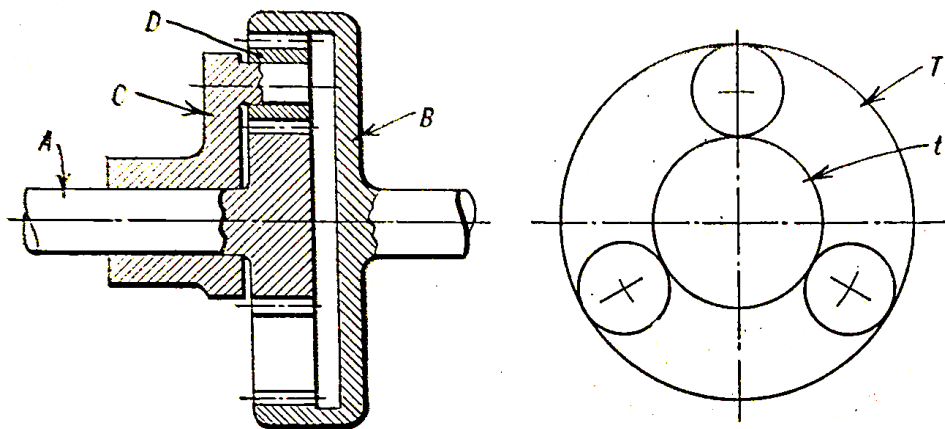
Dişli çarklar hız moment dönüşümü gerçekleştirilmesini sağlayan mecburi hareketli şekil bağlı mekanizmalardır. Adi dişli mekanizmalarında serbestlik derecesi birdir. Kendine özgü teknolojisi, standartları ve hesap yöntemleri ile dişli çarklar çok kapsamlı bir makina elemanıdır.

Eksen doğrultularına göre sınıflandırma yapılırsa dişli çarklar ile elde edilen mekanizmalar paralel eksenli, kesişen eksenli ve aykırı eksenli olacak şekilde Şekil 1.13’te de görülebileceği üzere 3 ana gruba ayrılabilir [10].



Şekil 1.13 : a eksenleri paralel dişli çark mekanizmaları, b eksenleri çakışık dişli çark mekanizmaları ve c aykırı eksenli dişli çark mekanizmaları.

Bu sınıflandırmaya ek olarak eksenleri mekânda hareketli olacak şekilde planet mekanizmaları olarak bir alt grup oluşturulabilmektedir. Şekil 1.14'te örnek olarak basit planet mekanizması gösterilmiştir [11].

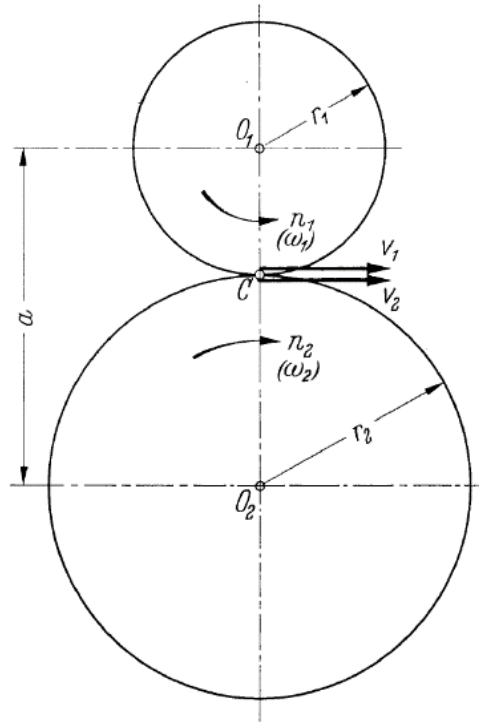


Şekil 1.14 : A iç güneş dişli ve mili, B dış güneş dişli ve mili, C planet taşıyıcı ve D planet dişli olacak şekilde basit planet mekanizması.

Dişli çark mekanizmalarının hızda dalgalanma olmaksızın düzgün hareket edebilmesi için;

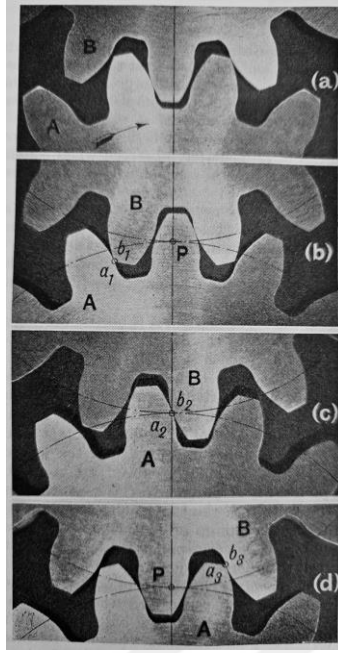
$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \text{sabit} \quad (1.3)$$

olması gerekmektedir. Şekil 1.15'te yuvarlanma dairesinde çizgisel hız eşitlikleri gösterilmiştir. Çalışma durumunda, dişli çarkların yuvarlanma yüzeyi olan iki silindir yüzeyi birbirine eşit çevre hızları ile temas ederek dönme hareketinde bulunurlar. Dişli çarkların birbirleri üzerinde dönmeleri, yuvarlanma silindirlerinin birbirleri üzerinde yuvarlandığı anlamına gelmektedir. Şekil 1.15'teki, temasın sadece C noktasında olduğu an sadece yuvarlanma hareketinin bulunduğu yerdir. Bu C noktasına ani dönme merkezi adı verilmektedir. C noktası haricindeki herhangi bir P noktasındaki temas durumu ele alındığında dişli çarkların kaymalı yuvarlanma hareketi yaptığı görülmektedir.



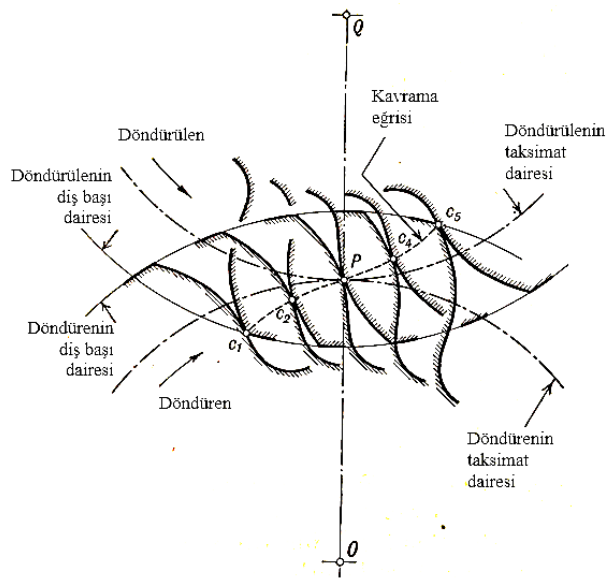
Şekil 1.15 : Yuvarlanma dairesindeki çizgisel hızların eşitliği.

Düzgün hareketli bir dönme amacı ile dişli çark mekanizmalarının dişli ana kanunu şartını sağlaması gerekmektedir. Dişli ana kanununa göre kavrama süresince her an için diş profillerinin temas noktasındaki ortak normalin yuvarlanma noktasından geçmesi gerekmektedir. Bu şart ile kavrama eğrisi bir doğru halini almaktadır.



Şekil 1.16 : Dişli çark çiftinin kavrama evreleri.

Bir düz alın dişli çifti ele alınması durumunda dişli çarkların kavrama durumu Şekil 1.16'da gösterilmiştir. İki düz alın dişliden oluşmuş dişli çark mekanizmasında A dişlisi döndüren dişli olarak görülmektedir. A ve B dişlileri ele alındığından a_1 ve b_1 noktaları A ve B dişlilerinin temasa başladığı kavramaya giriş noktasıdır. Şekilde gösterilen dönme yönünde A ve B dişlileri kavrama boyunca ilerleyip temas etmeye devam ederek ani dönme merkezi veya yuvarlanma noktası olarak bilinen a_2 ve b_2 noktasından geçerler. Daha sonrasında ise a_3 ve b_3 noktasında kavramadan çıkarlar.

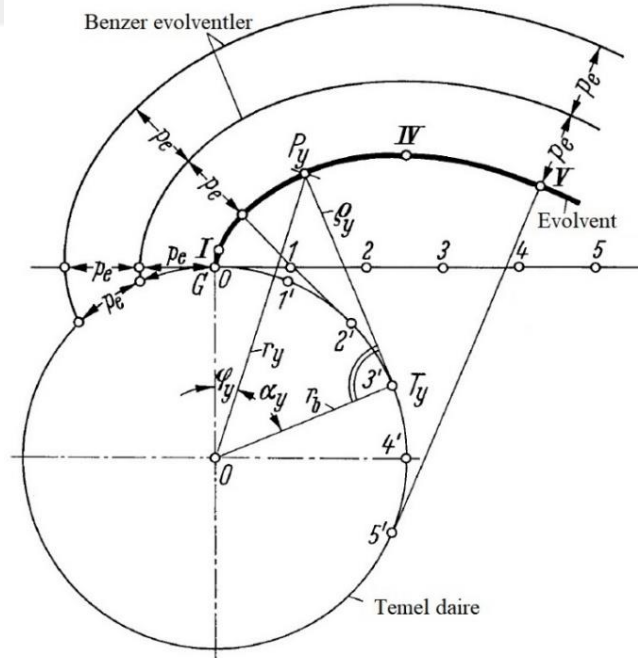


Şekil 1.17 : Dişlilerin temas durumunda kavrama eğrisinin gösterimi.

Şekil 1.17’de şematik olarak gösterilen çizimde $c_1c_2Pc_4c_5$ noktalarından geçen eğriye kavrama eğrisi adı verilmektedir. Döndürülen dişli çarkın diş başı dairesinin döndüren dişliye temas noktasında (c_1 noktasında) kavrama başlayıp, döndüren dişlinin diş başı dairesinin döndürülen dişliye son temas ettiği noktaya (c_5 noktasına) kadar kavrama devam etmektedir.

Dişli çarklardaki en önemli kinematik unsur ω_1/ω_2 oranının bir sabit olarak elde edilmesidir. Bu orana çevrim oranı adı verilmektedir. Çevrim oranının bir sabit olarak elde edilebilmesi için temas boyunca temas noktalarının ortak normallerinin C noktası yani ani dönme noktasından geçmesi aynı zamanda bu ortak normallerin dişli çarkların temel dairelerine de teğet olması gerekmektedir. Bu şartlar sağlanacak şekilde bir diş profili oluşturulmak istendiğinde evolvent diş profili ile karşılaşılmaktadır.

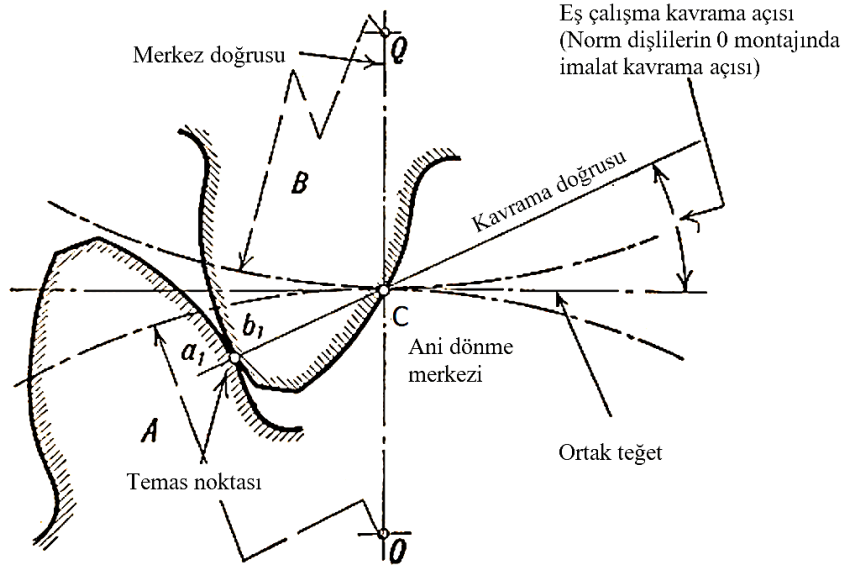
Evolvent profil bir daire üzerindeki bir doğrunun kaymadan yuvarlanma hareketi yapması sonucunda doğru üzerindeki herhangi bir noktanın düzlemde takip edilmesi sonucu oluşturulan yarı sonsuz bir eğridir. Evolvent fonksiyonu $inv \alpha = \tan \alpha - \alpha$ şeklinde tanımlanmaktadır. Şekil 1.18’de evolvent fonksiyonu ve benzer evolvent eğrileri gösterilmiştir.



Şekil 1.18 : Evolvent profilin oluşturulması.

Diş geometrisi olarak evolvent profilin kullanılması Leonhard Euler tarafından önerilmiştir. Tam ölçülerinde kusursuz bir imalat gerçekleştirilebilmesi durumunda

kavrama eğrisinin bir doğruya dönüşümü gerçekleşir. Şekil 1.19’da kavrama eğrisinin bir doğruya dönüşmüş hali gösterilmektedir.

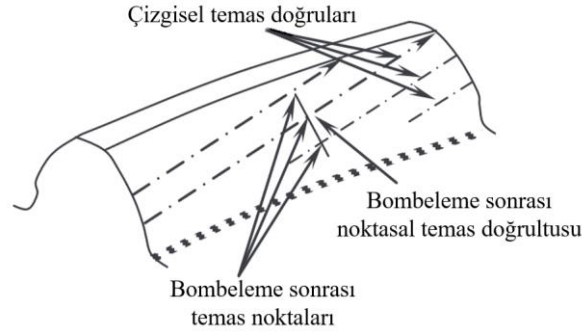


Şekil 1.19 : Kavrama eğrisinin bir doğru halini alması.

Şekil 1.20’de yer alan T_1T_2 doğrusu kavrama doğrusudur. r_{b_1} ve r_{b_2} sırasıyla dişlilerin temel daire yarıçaplarıdır. P noktası dişlinin o andaki temas durumu ve C noktası da ani dönme merkezi olarak adlandırılmaktadır. α_1 ve α_2 dişlilerin imalat kavrama açılarıdır, dişliler genellikle imalat kavrama açıları 20° olarak imal edilmektedirler. r_{w_1} ve r_{w_2} yuvarlanma daireleri yarıçapları olarak isimlendirilmektedirler.

Evolvent profil gerek montaj hataları gerekse bazı dişli imalat hatalarını en iyi tolere edebilen profil olarak neredeyse alternatifsiz olarak tercih edilmektedir.

Yaygın olarak tercih edilen evolvent profil ile oluşturulmuş dişli çarklar yapıları gereği noktasal veya çizgisel temasta bulunmaktadırlar. Düz alın dişli çarklarda hareket boyunca çizgisel bir temas durumu söz konusudur. Helisel alın dişli çark mekanizmalarında ise teoride yatay çizgisel bir temas oluşmaktadır. Şekil 1.21’de dişli çarklardaki temas durumu yer almaktadır. Ancak bombeleme (crowning) işlemi gibi yapılan tashihler veya imalat aşamalarındaki hatalar ile Şekil 1.22’deki gibi noktasal temas meydana gelmektedir [12]. Bu durum kaymalı yuvarlanma hareketi yapan dişli çarkların temasta bulunan fonksiyonel yüzeylerinde karmaşık bir sürtünme mekanizması oluşumuna yol açmaktadır.

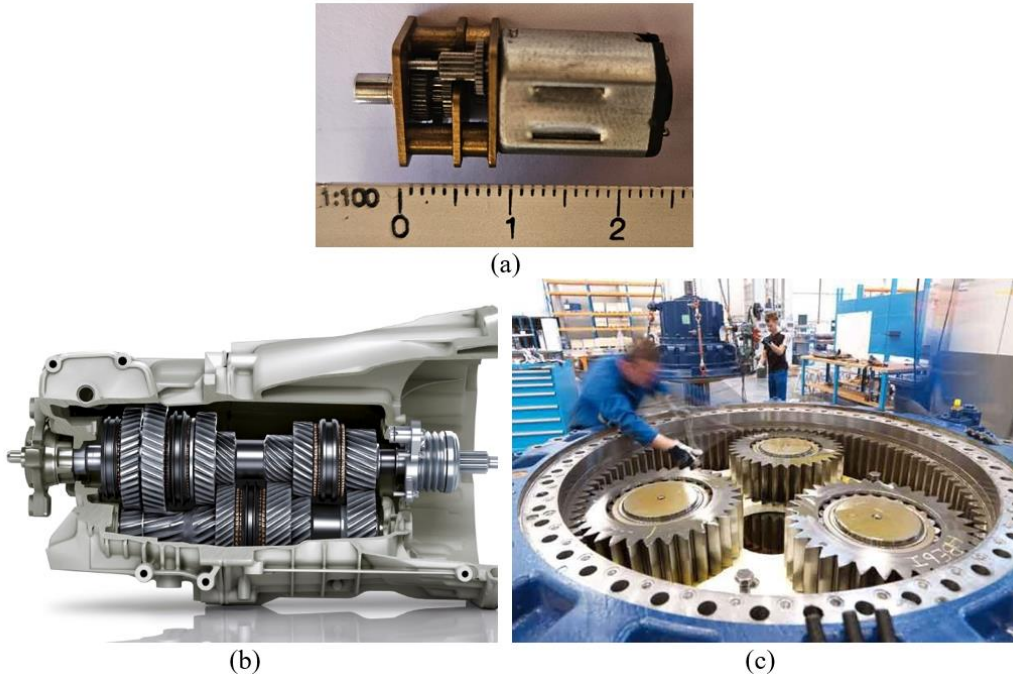


Şekil 1.22 : Helisel dişlilerde temas durumu.

Bu karmaşık sürtünme durumuna çizgisel ve noktasal temas sonucunda oluşan deformasyonlar da eklendiğinde dişli çarklardaki temasın elastohidrodinamik yağlama durumu olarak incelenmesi gerekliliği meydana çıkmaktadır.

1.3 Dişli Kutuları

Dişli kutuları mekanik gücün aktarımında önemli rol oynayan mekanizmalardır. Dönme hareketini bir mil üzerindeki dişliler aracılığıyla ileterek hız ve moment dönüşümü sağlamaktadırlar. Oyuncaklardan rüzgâr türbinlerine, otomotiv sektöründen makina sanayisine, ev aletlerine kadar çok geniş bir kullanım alanına sahiptirler, Şekil 1.23'te çeşitli örnekler verilmiştir.



Şekil 1.23 : Çeşitli boyutlardaki dişli çarklar. a) oyuncak dişli mekanizması, b) otomobil şanzımanı, c) rüzgâr türbini dişli mekanizması.

Dişli kutusu verimi, çıkış gücü ile giriş gücü arasındaki oran olarak tanımlanır. İdeal bir durumda giriş gücü çıkış gücüyle aynı olmalı, yani verim %100 olmalıdır. Ancak gerçekte enerji kayıpları ve sürtünme nedeniyle dişli kutusu verimi çoğu zaman %90 veya daha az olabilir [13, 14].

1.4 Hipotez

Dişli kutuları içerisinde birçok makina elemanını bulunduran ve temaslı hareketler sonucu sürtünme kayıplarının olduğu bir mekanizmadır. Her bir elemanın tekil olarak çeşitli yaklaşımlar veya düzenekler kullanarak kaybı hesaplamak mümkündür. Ancak montajı gerçekleştirilmiş bir bütün halinde durumu ele almak parametre ve etken sayısını arttırmakta, parametrelerin birbirleriyle etkileşimi sebebiyle tekil hesaplamalardan uzaklaşma durumu söz konusu olmaktadır. Bir eleman için durumu iyileştirmeye çalışmak diğer elemanların veriminde düşüş meydana getirebilmektedir. Bu tez kapsamında dişli kutularında çalışma koşullarının tarif edilerek verimin arttırılabileceğini deneysel olarak ortaya koymak hedeflenmiştir.



2. DIŞLİ KUTUSUNDAKİ KAYIPLARIN HESAPLANMASI

2.1 Dişli Kutusunda Bulunan Elemanlar ve Verime Etkileri

İlk bölümde değinildiği üzere dişli kutuları hız moment dönüşümünün gerçekleşmesini sağlayan mekanizmalardan biridir. Sıklıkla kullanılmasının sebebi ise düşük güçler olarak nitelendirebileceğimiz [W] mertebelerinden yüksek güçlere yani [GW] mertebelerine kadar geniş bir kullanım alanına sahip olmasıdır. Her sistemde olduğu gibi dişli kutuları da birçok elemanın bir araya gelmesiyle oluşmaktadır. Gerek bu elemanlarının birbiriyle uyumu gerekse güç aktarım mekanizmalarının doğası gereği ortaya verim kavramını çıkarmaktadır. Dişli kutularında da verimin birkaç nümerik formül kullanılarak kolayca hesaplanabileceği ileri sürülmektedir. Sıklıkla karşımıza çıkan en genel formül Gustav Niemann ve Hans Winter'in Maschinenelemente kitabında da bulunan dişli kutusu kayıp formülüdür [15].

$$P_k = \overbrace{P_{k_d} + P_{k_{d0}}}^{\text{dişli kayıpları}} + \overbrace{P_{k_y} + P_{k_{y0}}}^{\text{yuvarlanma elemanı kayıpları}} + \overbrace{\tilde{P}_{k_s}}^{\text{sızdırmazlık elemanı kayıpları}} + \overbrace{\tilde{P}_{k_x}}^{\text{diğer kayıplar}} \quad (2.1)$$

Burada;

P_k : Toplam kayıp enerji miktarı [W],

P_{k_d} : Yüklü halde dişli çarklarda meydana gelen kayıpları [W],

$P_{k_{d0}}$: Yüksüz halde dişli çarklarda meydana gelen kayıpları [W],

P_{k_y} : Yüklü halde yuvarlanma elemanlarında meydana gelen kayıpları [W],

$P_{k_{y0}}$: Yüksüz halde yuvarlanma elemanlarında meydana gelen kayıpları [W],

P_{k_s} : Sızdırmazlık elemanları sebebiyle oluşan kayıpları [W],

P_{k_x} : Diğer etkiler sebebiyle oluşan kayıpları [W],

temsil etmektedir.

Bir dişli mekanizmasının verimini anlamak ve bu verimi optimize etmek birçok endüstriyel uygulamada büyük öneme sahiptir. Dişli kutularının verimi birçok faktöre bağlıdır [14, 16].

Aşağıdaki faktörler bir dişli kutusunun veriminin belirlenmesinde önemli rol oynamaktadır. Dişli tipi, çevrim oranı, dişli kutusunun boyutu, dişli malzemeleri ve imalat geometrisi [17, 18], yağlama şekli [19], yükleme şekli [20, 21], çalışma koşulları [22] ve çalışma sıcaklığı [23] bu faktörlerden bazıları olarak sıralanabilir.

2.1.1 Yuvarlanma elemanlı yatakların verimi

Yuvarlanma elemanlı yatakların dönmeye karşı direnci birçok faktöre bağlıdır [24, 25]. En temel faktörün yuvarlanma direnci olduğu düşünülse de genel olarak ele alınmak istendiğinde; kaymalı yuvarlanma direnci sonucu oluşan sürtünme, jiroskopik dönme direnci, elastik histerezis direnci, geometrik hatalar nedeniyle oluşan sürtünme kayıpları, yuvarlanma yolu geometrisinin sürtünmeye etkisi, yağlayıcı direnci, sıcaklık etkisi ve ortam koşulları şeklinde sıralanabilir.

$$M_{ktoplam} = (M_{kd} + M_{jd} + M_{hd} + M_{gd} + M_{yyd} + M_{yd} + M_{se} + M_{oe}).K \quad (2.2)$$

Burada;

$M_{ktoplam}$: Yuvarlanma elemanlarında dönmeye karşı toplam direnç momenti [Nm],

M_{kd} : Kaymalı yuvarlanma hareketi sonucu oluşan sürtünme momenti [Nm],

M_{jd} : Jiroskopik dönme hareketi sonucu oluşan sürtünme momenti [Nm],

M_{hd} : Elastik histerezis sonucu oluşan sürtünme momenti [Nm],

M_{gd} : Geometrik hatalar sonucu oluşan sürtünme momenti [Nm],

M_{yyd} : Yuvarlanma yolunun etkisi sonucu oluşan sürtünme momenti [Nm],

M_{yd} : Yağlayıcı sebebiyle oluşan sürtünme momenti [Nm],

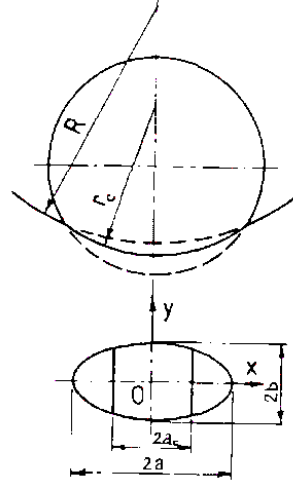
M_{se} : Sıcaklık etkisi sebebiyle oluşan sürtünme momenti [Nm],

M_{oe} : Ortam koşulları sebebiyle oluşan sürtünme momenti [Nm],

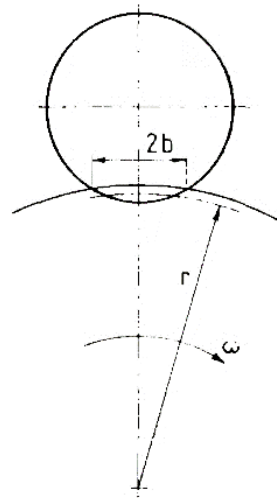
K : Düzeltme çarpanı,

anlamına gelmektedir.

Bu duruma ek olarak 15000 - 30000 d/d gibi yüksek çalışma hızlarında bambaşka etkiler oluşmaktadır, yağlayıcının sevk edilme şekli de sürtünme direncini ve çalışma performansını etkilemektedir [26]. Yukarıda verilen ifadenin bileşenlerinin hesaplanması aşamasında çeşitli belirsizlikler söz konusu olduğundan K çarpanı ile düzeltme ihtiyacı duyulmuştur.



Şekil 2.1 : Kaymalı yuvarlanma durumunda temas alanı gösterimi.



Şekil 2.2 : Yuvarlanma yolu üzerinde noktasal temas sonucu elastik deformasyon ile meydana gelen alan.

Genel çalışma koşulları ele alındığında yapılan hesaplamalar ve eleman bazlı yapılan deneyler sonucunda bazı ortalama sürtünme katsayısı değerlerine ulaşılabilmektedir. Yuvarlanma elemanları sürtünme katsayısı sabit bilyalı yataklar için 0,0015 olarak tarif edilmiştir. Eğik bilyalı yataklar için 0,001, silindirik makaralı yataklar için

0,0011, eksenel bilyalı yataklar için 0,0013, konik makaralı yataklar için 0,0018 ve iğne makaralı yataklar için 0,0045 gibi değerler pratikte öngörülmektedir [24, 25].

Bu yaklaşım ile yuvarlanma elemanlı yataklardaki sürtünme momenti hesaplamaları basit olarak Denklem 2.3'teki şekilde;

$$M_{yy} = F_{yatak\ yükü} \cdot \mu \cdot \frac{d_y}{2} \quad (2.3)$$

ifade edilebilir. Burada;

M_{yy} : Yuvarlanma elemanlı yataktaki direnç momenti [Nm],

$F_{yatak\ yükü}$: Yuvarlanma elemanlı yatağa gelen yatak yükü [N],

μ : Yuvarlanma elemanlı yatakta kabul edilen sürtünme katsayısı,

d_y : Yuvarlanma elemanlı yatakta yuvarlanma elemanlarının temas yüzeylerinin ortalama çapı

şeklinde yazılabilir.

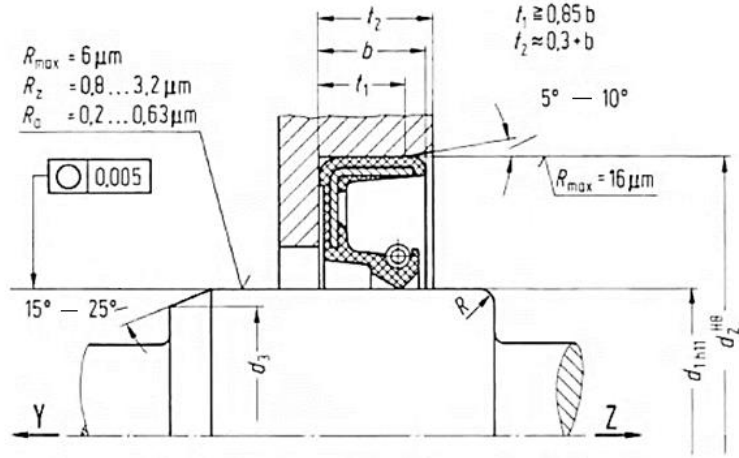
Ancak kesin olarak bir sürtünme katsayısının belirlenmesi ve enerji kaybının elde edilebilmesi her bir çalışma koşulu parametresine göre değişiklik göstermektedir. Bu durum da yuvarlanma elemanından kaynaklanan enerji kaybının deney yoluyla tespit edilmesini gerektirmektedir.

2.1.2 Sızdırmazlık elemanlarının verimi

Dişli kutusu içerisinde izafi hareket halinde bulunan her makina elemanının verim üzerinde etkisi bulunmaktadır. Bu elemanlardan yuvarlanma elemanlı yataklar ve sızdırmazlık sistemleri dişli kutusunun genel verimini etkilemede önemli ve baskın bir rol oynamaktadır [27, 28]. Bu çalışma kapsamında bu bileşenlerden kaynaklanan etkiler toplam verim analizine eklenmiştir ancak eleman bazında bir inceleme yöntemine gidilmemiştir.

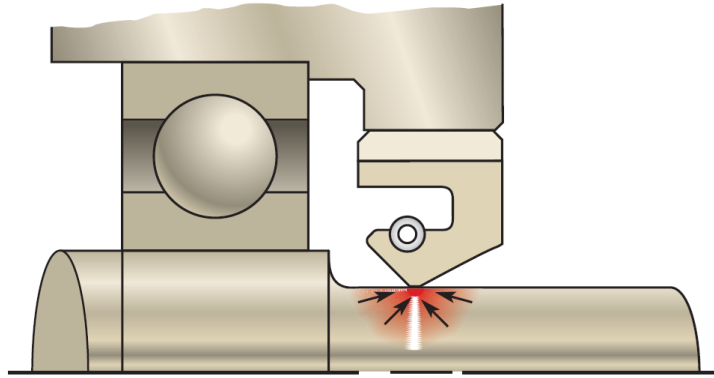
Sızdırmazlık elemanlarındaki temas neticesinde dönme hareketine karşı bir direnç momenti oluşmaktadır. Bu moment sızdırmazlık elemanı ve milin malzemesine, kullanılan yağlayıcıya, çalışma hızına, ortamlar arası basınç farkına ve sıcaklığa bağlı olacak şekilde değişiklik gösterebilmektedir. Yapılan çalışmalarda yüzey profili, yüzey pürüzlülüğü, sızdırmazlık elemanı geometrisinin ve mil yüzeyi geometrisinin

de sürtünme momenti açısından etkili bir rol oynadığı bilinmektedir. Şekil 2.3'te geometrik toleransların gösterimi verilmiştir [29].



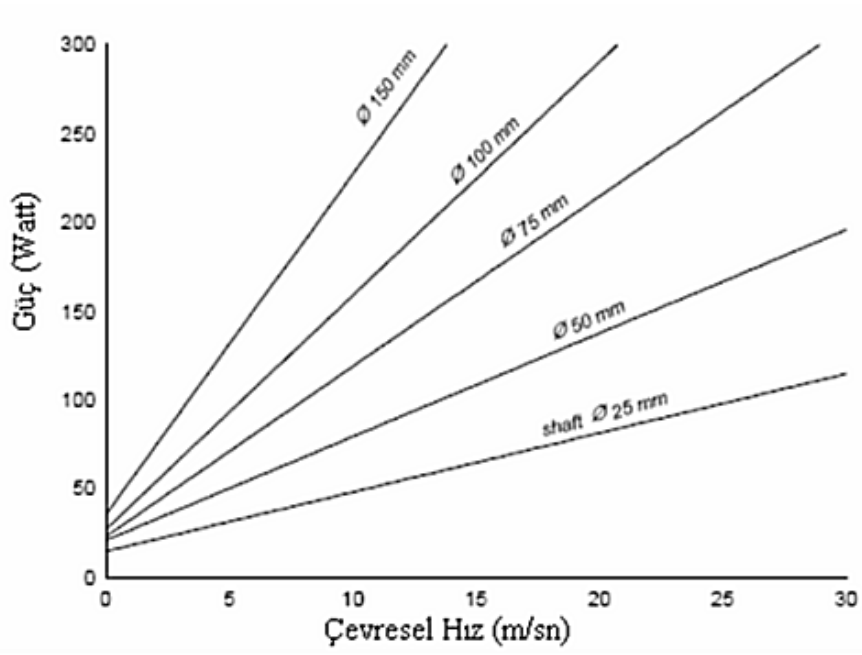
Şekil 2.3 : Sızdırmazlık elemanı parametrelerinin mil ile gösterimi.

Sızdırmazlık elemanı seçimleri kataloglarda genellikle basınç ve çalışma hızı göz önünde bulundurularak yapılmaktadır. Bu doğrultuda plastik malzeme türevlerinde dudak yapısı bulunan sızdırmazlık elemanlarının çalışma sınırlarını basınç ve çizgisel hızın çarpımı olan PV limit değeri belirlemektedir. Bu değerin aşılması durumunda aşınma mekanizmasının hızlı bir şekilde hasara sebebiyet vereceği kabul edilmiştir. İç ortam basıncının artması durumunda sızdırmazlık elemanının ve milin hasar gören temas bölgesi Şekil 2.4'te gösterilmiştir [30].



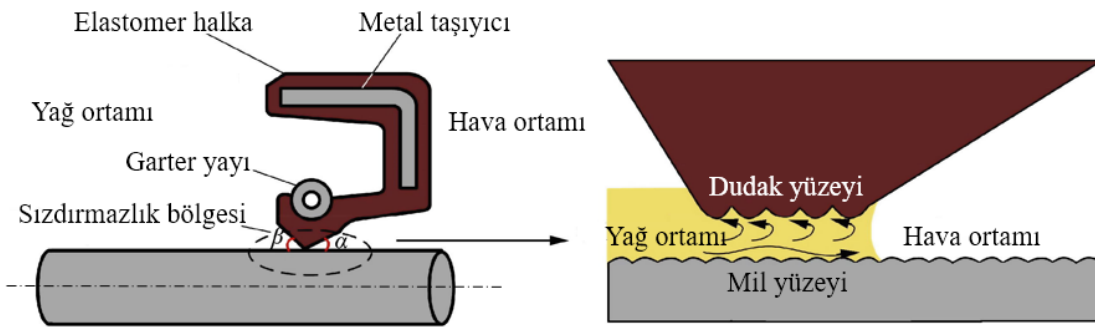
Şekil 2.4 : Sızdırmazlık elemanında hasar gören temas bölgesi.

Sadece geometri ve çizgisel hız değerleri düşünülecek olursa Şekil 2.5'teki gibi bir grafik oluşumu ön görülmektedir. Grafik kesin sonuçlardan ziyade enerjinin hız ile ilişkisini göstermek açısından önemlidir.



Şekil 2.5 : Sızdırmazlık elemanlarında farklı mil geometrilerinde çevresel hızın enerji kaybına etkisi.

Sızdırmazlık elemanının geçme sıklılığına bağlı olacak şekilde sızdırmazlık elemanı ile hareketli yüzey arasında temas veya yağ filmi oluşma durumu söz konusudur. Çalışma esnasında sızdırmazlık elemanı ile mil arasında mikro seviyede akışkan bariyerinin oluşma durumu Şekil 2.6'da gösterilmiştir [31]. Dudak ile mil arasında yağ filmi oluşumunun veya sınır sürtünme durumunun da sızdırmazlık elemanının oluşturduğu sürtünme momentine etkisi mevcuttur [32]. Dolayısıyla doğrudan temas durumundaki dudak ve mil sürtünme mekanizmasına kıyasla farklı bir senaryo ortaya çıkmaktadır.



Şekil 2.6 : Sızdırmazlık elemanında yağ filmi oluşumunun gösterimi.

Farklı sızdırmazlık elemanı tasarımları, elastomer malzeme bileşikleri, yağlayıcılar, yağlayıcı seviyeleri, sıcaklık, basınç ve çalışma süresi gibi parametrelerin her biri sürtünmeyi etkilediğinden sürtünme momentini belirlemek için kesin bir hesaplama

yöntemi bulunmamaktadır. Elastomer sızdırmazlık elemanlarının sürtünme momentlerinin hesabında yaklaşık bir değer aşağıdaki denklem (2.3) ile elde edilebilir. Ancak, sürtünme momenti değerinin kesin olarak bilinmesi gerektiği durumlarda deney yapılarak sürtünme momenti tespiti kaçınılmazdır [30].

$$M_{ks} = 7,14 \cdot d^2 \cdot \sqrt[3]{n} \quad (2.4)$$

Bu ifadede;

M_{ks} : Sızdırmazlık elemanında oluşan sürtünme moment [Nm],

d : Sızdırmazlık elemanı dudak temas çapı [m],

n : milin dönme hızı [d/d],

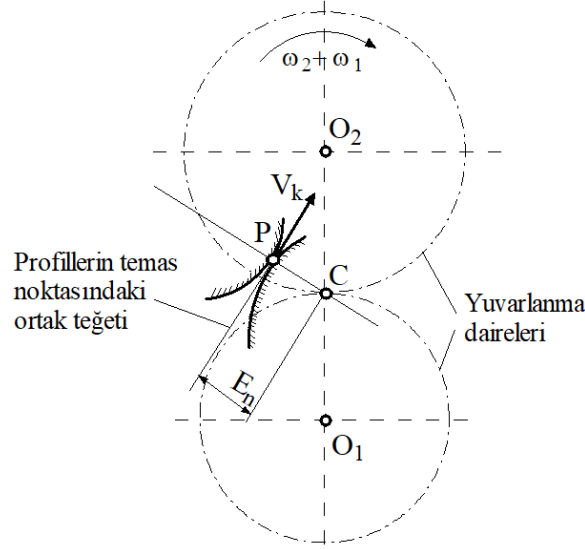
şeklinde yer almaktadır.

İfade (2.3) içerisinde yer alan 7,14 katsayısı yağlayıcı tipi, yağlayıcı dolum seviyesi, yağlayıcı sıcaklığı gibi parametreleri ampirik olarak içinde barındırmaktadır ve sızdırmazlık elemanı imalatçıları tarafından kullanıcılara sunulmaktadır. Yağsız çalışma durumlarında ise bu denklemden elde edilen değer 2 -3 katı mertebesinde bir sürtünme momenti olduğu belirtilmiştir [30].

2.1.3 Dişli çarkların verimi

Bir dişli mekanizmasında kullanılan düz alın dişliler, helisel dişliler, konik dişliler ve diğerleri gibi birçok dişli tipi verimi farklı oranlarda etkilemektedir [33]. Özellikle sonsuz vida mekanizmaları ve spiral dişli mekanizmalarında verim %40-%50 mertebelerine kadar etkilenebilmektedir. Dişli tipi, dişliler arasındaki temas durumunu ve sürtünmeyi etkilediğinden helisel dişliler gibi bazı dişli tiplerinin daha düşük sürtünme ve dolayısı ile daha iyi verim sağladığı bilinmektedir.

Bir düz alın dişli mekanizması ele alındığında Şekil 2.7'deki V_k hızının diş profillerinin birbirine göre anlık kayma hızı olduğu görülmektedir [34].



Şekil 2.7 : Yuvarlanma daireleri üzerinde dönen dişli çarkların dişlerinin temas durumu.

V_k anlık kayma hızı denklem (2.4)'teki gibi hesaplanabilir.

$$V_k = E_n \cdot (\omega_1 + \omega_2) \quad (2.5)$$

Burada E_n temas noktası P'nin ani dönme merkezinden uzaklığıdır ve temas noktasının eksantrikliği adını almaktadır.

Dişlerin birbirine basması sonucu oluşan diş kuvveti F_N 'nin oluşturduğu sürtünme işi denklem (2.5) ile elde edilebilmektedir.

$$dW_1 = F_N \cdot \mu \cdot V_k \cdot dt \quad (2.6)$$

Burada;

dW_1 : Anlık sürtünme işi,

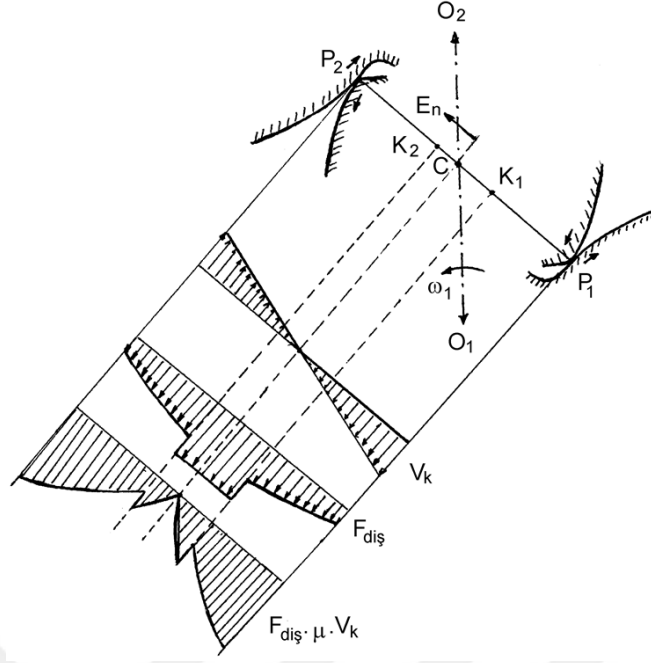
F_N : Profillerin ortak normallerinin teğetine dik doğrultudaki diş kuvveti [N],

μ : Diş profilleri arasındaki sürtünme katsayısı,

V_k : Anlık kayma hızı [m/s],

şeklinde ifade edilmektedir.

Şekil 2.8'de Temas noktasındaki kayma hızının, normal diş kuvvetinin ve anlık kayıp gücün kavrama kıtası boyunca değişimi gösterilmiştir. P₁ ve P₂ sırasıyla kavramaya giriş ve çıkış noktalarıdır. K₁ ve K₂ ise tekil kavrama başlangıç ve bitiş noktaları olarak verilmiştir [34].



Şekil 2.8 : Temas noktasındaki kayma hızının, normal diş kuvvetinin ve anlık kayıp gücün kavrama kıtası boyunca değişimi.

Temasta bulunan dişler dişli ana kanunu gereği kavrama doğrusu üzerinde hareket edeceği kabulünden, kavrama doğrusu üzerindeki her temas noktasının ani dönme merkezine olan mesafesi dişli çark çiftinin dönmesi ile birlikte anlık olarak değişmektedir. Temas noktasının eksantrikliği denklem (2.7)'daki şekilde belli bir zaman için hesaplanabilmektedir.

$$dE_n = \omega_1 \cdot r_{b1} \cdot dt = \omega_2 \cdot r_{b2} \cdot dt \quad (2.7)$$

Bu ifadede;

ω_1 : Pinyon dişlisinin açısal dönme hızı [rad/s],

r_{b1} : Pinyon dişlisinin temel daire yarıçapı [m],

ω_2 : Çark dişlisinin açısal dönme hızı [rad/s],

r_{b2} : Çark dişlisinin temel daire yarıçapı [m],

şeklinde yer almaktadır.

Denklem (2.7), yukarıdaki denklem (2.6) içerisine yazılacak olursa sürtünme işi ifadesi Denklem (2.8)'deki şekilde gösterilebilir.

$$W_1 = \int_{-l_{k1}}^{l_{k2}} F_N \cdot \mu \cdot V_k \cdot \frac{1}{\omega_1 \cdot r_{b1}} dE_n \quad (2.8)$$

Buna göre;

W_1 : Sürtünme işi [Nm],

l_{k1} : Kavrama başlangıç noktasının ani dönme merkezine olan uzaklığı [m],

l_{k2} : Ani dönme merkezinin kavramadan çıkış noktasına olan mesafesi [m],

şeklinde tanımlanmaktadır.

Denklem (2.8) deki kayma hızı yerine Denklem (2.5) yerleştirildiğinde ve açısal hızlar çevrim oranına bağlı olacak şekilde denklem düzenlendiğinde Denklem (2.9) elde edilmektedir. Bu denklem ile bir diş çiftinde kayma nedeniyle meydana gelen sürtünme işi hesaplanabilmektedir.

$$W_1 = \frac{(1+i)}{r_{b1}} \int_{-l_{k1}}^{l_{k2}} F_N \cdot \mu \cdot E_n \cdot dE_n \quad (2.9)$$

Momentin aldığı açısal yol neticesinde toplam yapılan iş Denklem (2.10)'da gösterilmiştir.

$$W_t = M_{d1} \cdot 2\pi = F_t \cdot d_{w1} \cdot \pi \quad (2.10)$$

Bu denklemde;

W_t : Yapılan toplam iş [Nm],

M_{d1} : Dişli çarkın bulunduğu milin dönme momenti [Nm],

F_t : Diş kuvvetinin teğetsel bileşeni [N],

olarak verilmiştir.

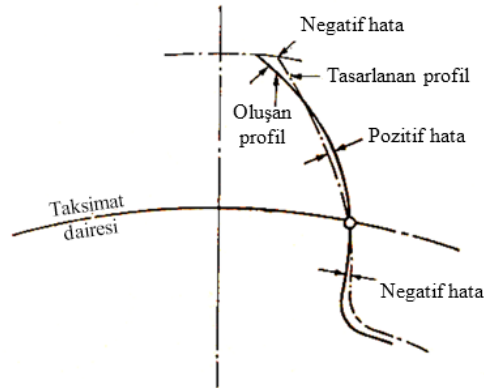
Verim alınan işin verilen işe oranı şeklinde düşünüldüğünde dişli çarkın bir tam tur dönmesinde tüm dişler en az bir kere iş yapma durumunda olacaktır. Bu sebeple bir diş için hesaplanan iş miktarı dişli çarktaki tüm dişliler için gerçekleşecektir. Denklem (2.10)'da dişli çark çiftinin verim ifadesi belirtilmiştir.

$$\eta = \frac{W_t - W_1}{W_t} = \frac{M_{d1} \cdot 2\pi - W_1 \cdot z_1}{M_{d1} \cdot 2\pi} \quad (2.11)$$

Denklem (2.10)'da verim ifadesi çıkarılmış olmasına rağmen denklem ideal durumdaki bir sürtünme işinden elde edilmiş bir senaryoda mümkündür. Uygun yağlama, tam temas, herhangi bir dış etken olmadığı durumlarda düz alın dişli çarklarda bu ifade yaklaşık olarak 0,97, helisel alın dişli çarklarda ise 0,98-0,99

aralığında bulunmaktadır. Sıcaklık etkisi, yağlama etkisi ve elastohidrodinamik sıvı film mevcudiyetindeki dişli çark çifti verimi için sonuç değişim gösterebilmektedir.

Diş geometrisi dişli kutularının ve dişli mekanizmalarının verimini etkileyen önemli faktörlerden biridir. Diş sayısı, diş profili şekli [35, 36] ve dişli çiftinde seçilen modül gibi faktörler dişli mekanizması verimini doğrudan etkilemektedir [37, 38]. Uygun diş profillerinin seçilmesi ve diş sayılarının eşleştirilmesi verimin artmasına katkı sağlayabilir [39]. Çevrim oranı, giriş ve çıkış milleri arasındaki hız moment değişimini sağlamaktadır. Yüksek çevrim oranları çıkış hızını düşürürken momenti arttırmaktadır. Herhangi bir uygulamanın yüksek verimde çalışması amaçlandığında uygun çevrim oranının da belirlenmesi gerekmektedir. Kademe sayısı ve bu dişlilerdeki diş sayıları moment ve sürtünmeyi etkilemektedir. Diş büyüdükçe dişlinin moment aktarma kapasitesi artmaktadır ancak aynı zamanda daha yüksek sürtünme kaybı oluşturma eğilimindedir. Bu nedenle, optimum boyut ve dişli konfigürasyonu verimin artırılmasında kritik öneme sahiptir [40]. Ayrıca dişlilerin eş çalışma bakımından karşılıklı olarak düzgün şekilde hizalanması da önem taşımaktadır. İyi tasarlanmış diş profilleri ve uyumlu çalışan dişliler ile sürtünme kaybı azaltılabilir ve çalışma verimi artırılabilir Şekil 2.9'da tasarlanan diş profili ile imal edilen diş profili arasındaki olası fark gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : İmalat aşamasında diş profilinde meydana gelebilecek hataların gösterimi.

Dişli mekanizmalarında kullanılan malzemelerin kalitesi ve imalat sürecinin hassasiyeti de verime etkiyen diğer faktörlerdendir [41, 42]. Mukavemet açısından ve aşınmaya karşı daha dayanıklı ve sürtünme kaybı düşük malzeme çiftleri daha yüksek verim oluşmasını sağlamaktadır. Diş kalitesinin artırılması dişli çarkın tolerans hassasiyetini ve dişli çarkların birbiriyle daha uyumlu çalışabilmesini geliştirebilmektedir.

Dişli kutusu içindeki dişlilerin uygun şekilde yağlanması sürtünmeyi azaltıp toplam verimin artmasında yardımcı olmaktadır. Doğru yağlama metodu, uygun yağlayıcı seçimi ve seviyesinin belirlenmesi dişlilerin daha verimli çalışmasını sağlamaktadır [14, 43, 44].

Bir dişli mekanizmasının verimi farklı yük koşulları altında değişiklik gösterebilmektedir. Yük miktarının değişkenliği verimde dalgalanmalara neden olabilir, aşırı yükleme ve aşırı ısınma verimi azaltabilir [21, 45].

Dişli mekanizmasının çalışma sıcaklığı, yağlayıcı viskozitesini ve dişlilerin malzeme özelliklerini etkileyebilir [46]. Sıcaklığın düşmesi viskozitenin artmasına yol açmaktadır. Bu nedenle, uygun yağlayıcı seçimi ve sıcaklık kontrolü verimi arttırabilmek için büyük öneme sahiptir.

Dişli çarklardaki verimin bu kadar fazla parametreye bağlı olması sebebiyle doğrudan bir verim hesabının yapılabilmesi güçleşmektedir. Bu kapsamda verim değerinin elde edilebilmesi için deneysel çalışmaların yapılması kaçınılmazdır.

2.2 Dişli Kutusu Veriminin Kümülatif Olarak Hesaplanması

Bu çalışma kapsamında kullanılan dişli kutusu dikey montaj olup, 2 kademeli helisel dişli çarklardan oluşmaktadır. Dişli kutusunda sırasıyla 6002, 2x6201, 6202 ve 3x6204 toplam 7 yuvarlanma elemanlı yatak bulunmaktadır. Ayrıca giriş milinde 20x42x10 FKM, çıkış milinde ise 25x47x07 NBR dudaklı sızdırmazlık elemanları kullanılmıştır. Dişli kutusu giriş devri 1500d/d ve dişli kutusu 7,2 Nm ile yüklendiği kabul edilerek dişli kutusunda bulunan elemanlardaki verimler sırasıyla hesaplanmıştır.

2.2.1 Yuvarlanma elemanlı yatakların verim hesabı

Yuvarlanma elemanlı yataklarda verim hesabı basit bir şekilde yatağa gelen yükün oluşturduğu sürtünme momentinden hesaplanabileceği Denklem 2.3'te gösterilmişti. Bu ifadede μ değeri olarak sabit bilyalı yuvarlanma elemanları için önerilen 0,0015 sürtünme katsayısı değeri ve d_y yuvarlanma elemanlarının bileziklerdeki temas çapı ortalama değeri yerine yazıldığında ortalama olarak 5 Nmm mertebesinde sürtünme momenti değerleri elde edilmektedir. Bu sonuç da yatakların bulunduğu millerdeki momentler ile oranlandığında ortalama olarak 0,99 ile 0,98 aralığında dişli kutusundaki toplam yatak verimini oluşturmaktadır. Çizelge 2.1'de çalışmada

kullanılan dişli kutusunun 1500 d/d 7,2 Nm çıkış yükündeki çalışma koşullarında yuvarlanma elemanlı yataklarının verim hesabı gösterilmiştir.

Çizelge 2.1 : Yuvarlanma elemanlı yatakların pratik verim hesabı.

Yuvarlanma elemanlı yataklar	$M_{yy}[Nmm] = F_{yatak\text{yükü}} \cdot \mu \cdot \frac{d_y}{2}$	η
1	2,31	0,999
2	2,31	0,999
3	8,82	0,9963
4	8,82	0,9963
5	8,82	0,9963
6	3,75	0,9993
7	3,75	0,9993
Toplam Verim		0,986

2.2.2 Sızdırmazlık elemanlarının verim hesabı

Sızdırmazlık elemanı verim hesabı için Denklem 2.4'te verilmişti. Bu denklem kullanıldığında giriş milindeki sızdırmazlık elemanının 0,986, çıkış milindeki sızdırmazlık elemanının ise 0,996 verim değerinde olduğu hesaplanmıştır. Çizelge 2.2'de çalışmada kullanılan dişli kutusunda giriş ve çıkışında bulunan sızdırmazlık elemanlarının 1500 d/d hızdaki verim hesabı gösterilmiştir.

Çizelge 2.2 : Dudaklı sızdırmazlık elemanlarının pratik verim hesabı.

Sızdırmazlık Elemanı	$M_s [Nm] = 7,14 \cdot d^2 \cdot \sqrt[3]{n}$	η
20x42x10 FKM	0,0327	0,9863
25x47x07 NBR	0,03326	0,996

2.2.3 Dişli çark çiftlerinin verim hesabı

Dişli çark çiftlerinde yaklaşık verim hesabı yapılmadan önce hesapların yapılabilmesi amacıyla bazı ön kabullerin yapılması gerekmektedir. Bu kabuller;

Sürtünme katsayısının hareket boyunca sabit olarak alınmıştır.

Dişe etkiyen normal kuvvetin yük taşıyan aktif profil boyunca değişimi tekil kavrama ve yükün paylaşıldığı bölgelerde homojen dağıldığı ve tek bir kuvvetin olduğu şeklindedir. Dişlerin yük altında şekil değiştirmesinden dolayı ideal diş geometrisinden şaşmalar ve bu sebeple meydana gelen yaylanma rijitliği değişimleri ihmal edilmektedir.

Helisel dişlilerde diş çiftinin temas çizgileri dikkate alındığında, aynı temas çizgisi üzerinde farklı noktalarda farklı eksantriklikler ve bunun neticesinde farklı kayma

hızları ve sürtünme kayıpları olacağı görülmektedir. Herhangi bir alın düzlemde yapılacak inceleme ise prensip olarak büyük bir fark oluşturmamaktadır.

şeklinde sıralanabilir.

Bu doğrultuda Denklem 2.9, 2.10 ve 2.11 kullanılarak düzenlenmiş

$$\eta = 1 - \mu \cdot \frac{i+1}{i} \cdot \frac{\pi}{z_1} \cdot (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon). \quad (2.12)$$

ifadesi elde edilmiştir.

Burada önemli bir husus sürtünme katsayısının tayinidir. İdeal koşullarda diş çiftinin temas bölgesinde elastohidrodinamik bir yağ filmi oluştuğu kabul edildiğinde sürtünmenin büyük bir kısmı bu filmdeki viskoz kayma direncinden kaynaklanmaktadır. Bu durumda sürtünme katsayısı 0,04 ile 0,08 değerleri arasında olabilmektedir.

Sayısal değerler denklemde yerine konduğunda birinci dişli kademesi için verim (η) 0,9916 değeri elde edilmiştir. İkinci dişli kademesi için verim değeri 0,988 olarak hesaplanmıştır. Çizelge 2.3'te çalışmada kullanılan dişli kutusundaki dişli çark çiftlerinin verim hesabı verilmiştir.

Çizelge 2.3 : Dişli çark çiftlerinin teorik verim hesabı.

Parametre	Formül	Sayısal Değer
μ	-	0,06
z_1	-	21
z_2	-	38
m	-	1 mm
α_0	-	20°
β_1	-	30°
d_{01}	$m \cdot z_1 / \cos \beta_1$	24,25 mm
d_{a1}	$d_{01} + 2m$	26,25 mm
α_{a1}	$\arccos(d_{01} \cos \alpha_0 / d_{a1})$	29,76°
d_{02}	$m \cdot z_2 / \cos \beta_1$	43,88 mm
d_{a2}	$d_{02} + 2m$	45,88 mm
α_{a2}	$\arccos(d_{02} \cos \alpha_0 / d_{a2})$	26°
ε_1	$(z_1 / 2 \cdot \pi) (\tan \alpha_{a1} - \tan \alpha_w)$	0,6945
ε_2	$(z_2 / 2 \cdot \pi) (\tan \alpha_{a2} - \tan \alpha_w)$	0,7485
ε	$\varepsilon_1 + \varepsilon_2$	1,443
η_1 (birinci kademe)	$1 - \mu \frac{i+1}{i} \cdot \frac{\pi}{z_1} (1 + \varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 - \varepsilon)$	0,9916
η_2	İkinci kademe için işlemler tekrarlanırsa	0,988
η_{at}	$\eta_1 \cdot \eta_2$	0,9797

2.2.4 Toplam verimin hesaplanması

Toplam verim her bir etken için oluşan verimlerin çarpımlarından oluşacaktır.

Bu durumda Denklem 2.13 elde edilir;

$$\eta_t = \eta_{dt} \cdot \eta_{yt} \cdot \eta_{st} \quad (2.13)$$

Denkleme hesaplanan değerler yerleştirilirse,

$$\eta_t = 0,9797 \cdot 0,986 \cdot 0,982$$

Dişli kutusunun toplam verimi $\eta_t \sim 0,9486$ mertebesinde bir değer olarak karşımıza çıkmaktadır.



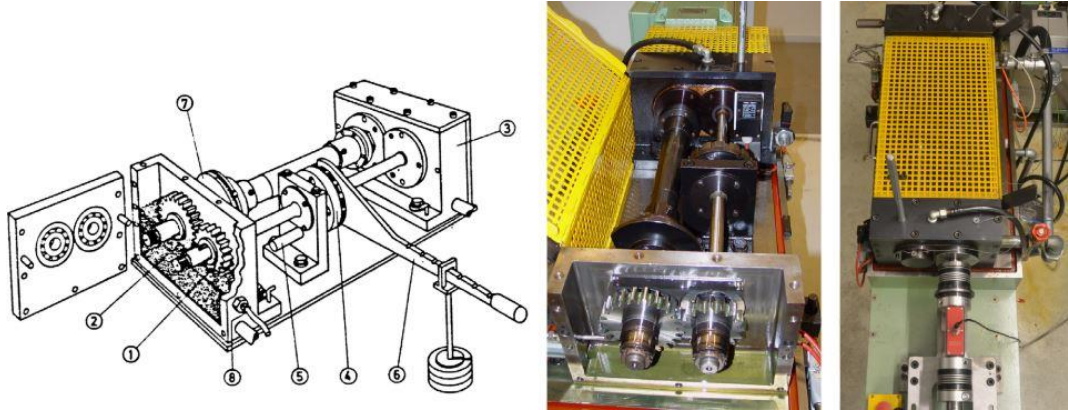


3. ÖLÇÜM SİSTEMİNİN TASARLANMASI VE KURULMASI

Bu çalışma, deney düzeneğinin tasarlanması, kontrol ünitesinin tasarlanması, kullanılacak ekipmanların seçilmesi, deney parametrelerinin belirlenmesi, deney tasarımı (DoE) yönteminin uygulanması ve sonuçların elde edilmesi ve yorumlanması adımlarından oluşmaktadır.

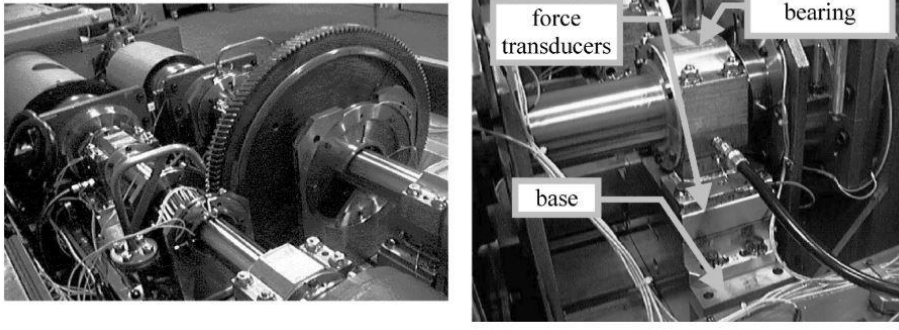
3.1 Dişli Kutusu Ölçüm Sisteminin Tasarlanması

Dişli kutusu ve dişli çifti verim ölçüm sistemleri incelendiğinde birçok çalışmada FZG dişli test düzeneğinin yaygın olarak kullanıldığı görülmüştür. Şekil 3.1’de akademik çalışmalarda kullanılan FZG dişli test düzeneği görülmektedir [45]. Bu test düzeneği dışında özel olarak tasarlanmış deney düzeneklerine de rastlanmıştır [14, 37, 45, 47-50]. Şekil 3.2’de dişli çark performanslarının ölçümünde kullanılan başka bir dişli test düzeneği gösterilmiştir [49]. Bu bilgiler ışığında bu çalışmada kullanılan deney düzeneği tasarlanmış ve konstrüksiyonu tamamlanmıştır.



Şekil 3.1 : FZG dişli ölçüm düzeneği.

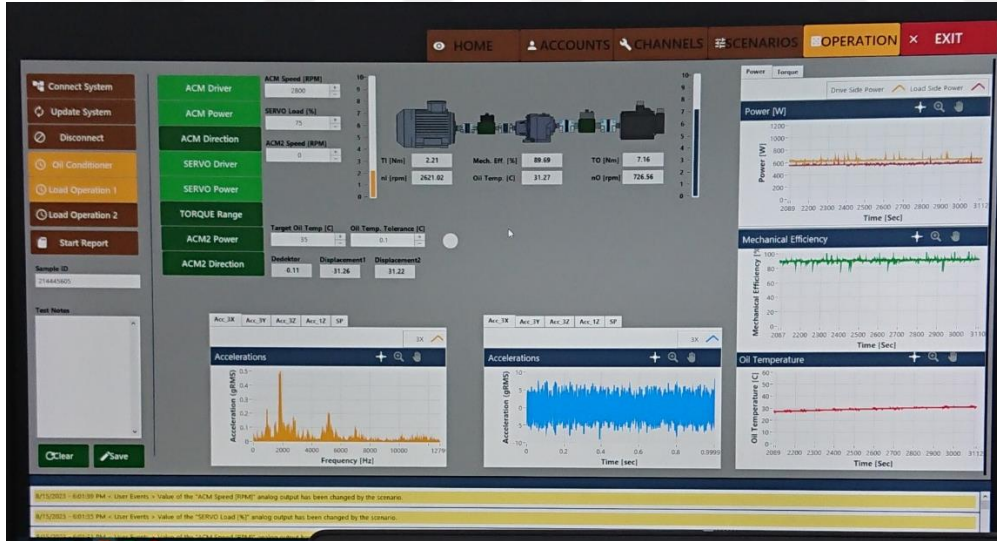
Deney düzeneğinin tasarımında giriş ve çıkış güçlerinin elde edilmesi ve bu güçlerin oranına göre dişli kutusunun genel veriminin hesaplanması planlanmıştır. Bu amaca ulaşmak için giriş momentini üretecek bir elektrik motoruna ve sistemi yük altında çalıştıracak bir direnç motoruna ihtiyaç vardır.



Şekil 3.2 : Örnek bir dişli çark test sistemi.

Sürücü motoru olarak ABB marka 1,5 kW gücünde, nominal hızı 2800 rpm olan 3 fazlı asenkron motor kullanılmıştır. Direnç motoru olarak 1,5 kW gücünde, 2000 rpm anma hızına sahip Delta marka servo motor kullanılmıştır.

Kullanılacak ekipmanlar üzerinden veri akışını sağlamak için veri toplama ekipmanlarına ihtiyaç duyulmuştur. Bu kapsamda National Instruments (NI) marka analog veri giriş konnektörleri kullanılmıştır. Ölçümler sırasında elde edilen analog sinyallerin okunabilmesi için bilgisayar arayüzü tasarlanmış ve toplanan veriler kayıt altına alınmıştır. Şekil 3.3’te tasarlanan bilgisayar arayüzünün görseli mevcuttur.



Şekil 3.3 : Dişli kutusu veri toplama sisteminin arayüzü.

Giriş ve çıkış güçlerini hesaplamak amacıyla dişli kutusu giriş mili ile motor mili arasına bir adet moment transdüseri yerleştirilmiştir. Dişli kutusu çıkış mili ile direnç motor mili arasına başka bir moment transdüseri yerleştirilmiştir. Dişli kutusu girişindeki Şekil 3.4’te bulunan Burster marka moment transdüserinin maksimum

ölçüm seviyesi 10 Nm, dişli kutusu çıkışındaki moment transdüserinin maksimum ölçüm seviyesi ise 50 Nm'dir. Her iki moment transdüserinin de maksimum 15.000 rpm dönüş hızında ölçüm yapma özelliği mevcuttur. Moment transdüserlerinin ölçüm doğruluğu %0,2'dir. Ölçüm doğruluğu açısından maksimum %0,2'ye varan hatayla ölçümler elde edilebilmektedir.

Ek olarak, moment transdüserleri kullanılarak giriş ve çıkış millerinde gerçek zamanlı dönme hızı ölçümleri elde edilmiştir. Ölçümlerin aynı anda alınmasının önemi kullanılan asenkron motor sebebiyle oluşacak anlık kaymalardan ölçümlerin korunmasını sağlayabilmektedir.



Şekil 3.4 : 10 Nm'lik moment transdüseri.

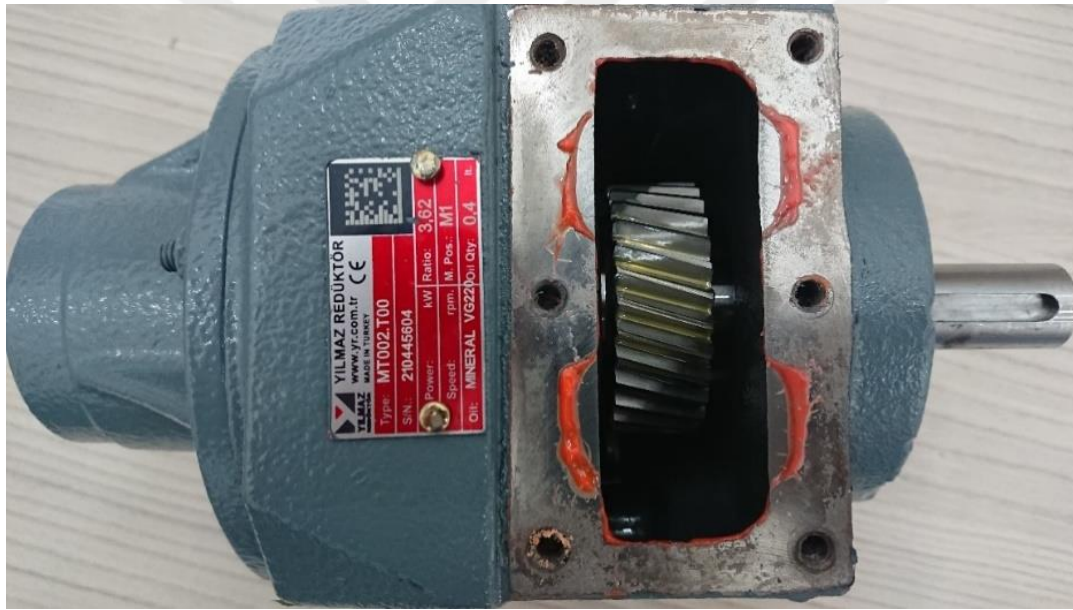
Deneylerin gerçekleştirilmesi amacıyla 3,62 çevrim oranına sahip iki kademeli helisel dişli kutusu kullanılmıştır. Şekil 3.5 ve Şekil 3.6'da dişli kutusunun görselleri dişli kutusu etiketiyle birlikte verilmiştir. Dişli kutusunun teknik özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir; z_1 pinyon dişlisinin diş sayısını, z_2 çark dişlisinin diş sayısını, β [°] helisel dişlinin helis açısını, α_n [°] imalat kavrama açısını, b [mm] dişlinin genişliğini, m [mm] ise dişli modülünü göstermektedir. Ayrıca dişli imalat kalitesi de tabloda verilmiştir.

Çizelge 3.1 : Dişli kutusu teknik verileri.

	z_1	z_2	β [°]	α_n [°]	b [mm]	m [mm]	Kalite
1. Kademe	21	38	30	20	10	1.00	6
2. Kademe	15	30	15	20	20	1.75	6

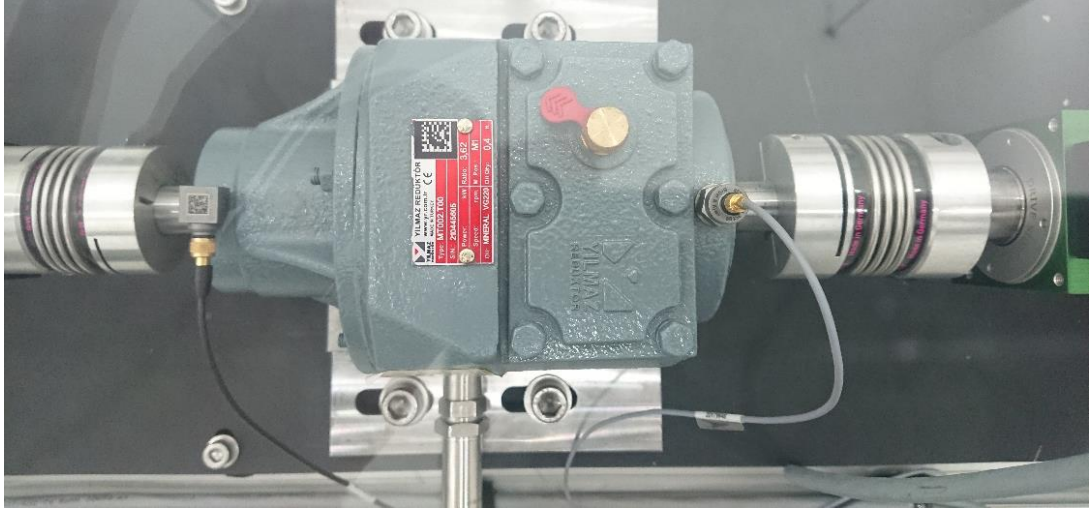


Şekil 3.5 : Dişli kutusu görseli.



Şekil 3.6 : Dişli kutusu görseli 2.

Dişli kutusu içerisindeki yağın sıcaklığı Baumer marka endüstriyel sıcaklık sensörü kullanılarak eş zamanlı olarak ölçülmüştür. Bu sensör dişli kutusunun yağ tahliye tapasına monte edilmiştir. Şekil 3.7 ve Şekil 3.8’de sıcaklık sensörünün dişli kutusu üzerindeki konumunun görseli bulunmaktadır. Sensörün ölçüm aralığı -50°C ile 125°C arasında ve doğruluğu 0,3°C’dir.



Şekil 3.7 : Sıcaklık sensörünün monte edilmiş durumu.



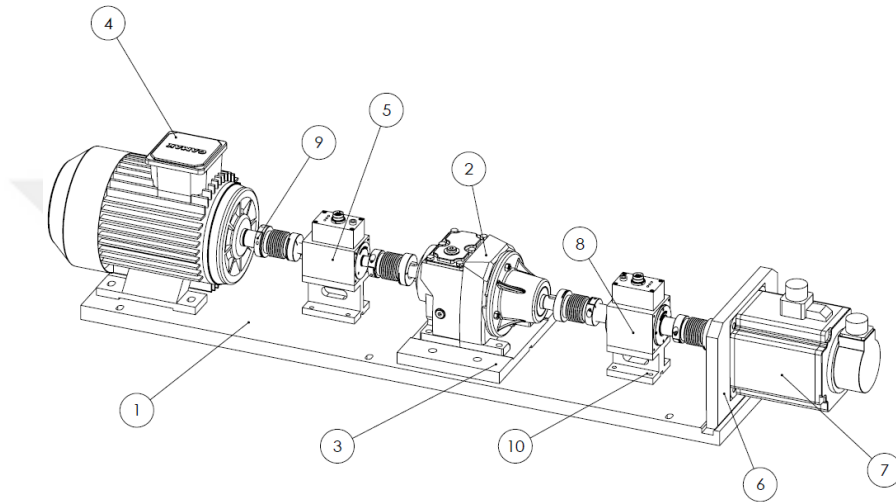
Şekil 3.8 : Sıcaklık sensörünün gösterimi.

3.2 Dişli Kutusu Ölçüm Sisteminin Kurulması

Deney düzeneğinde meydana gelebilecek açısal kaçıklıkları düzeltmek ve olası titreşimleri sönmölemek amacıyla metal köröklö kaplinler tercih edilmiştir. Elektrik motorunun çıkış mili ile dişli kutusunun giriş mili arasına konumlandırılan moment transdüserinin her iki tarafında metal köröklö kaplinler kullanılmıştır. Benzer şekilde

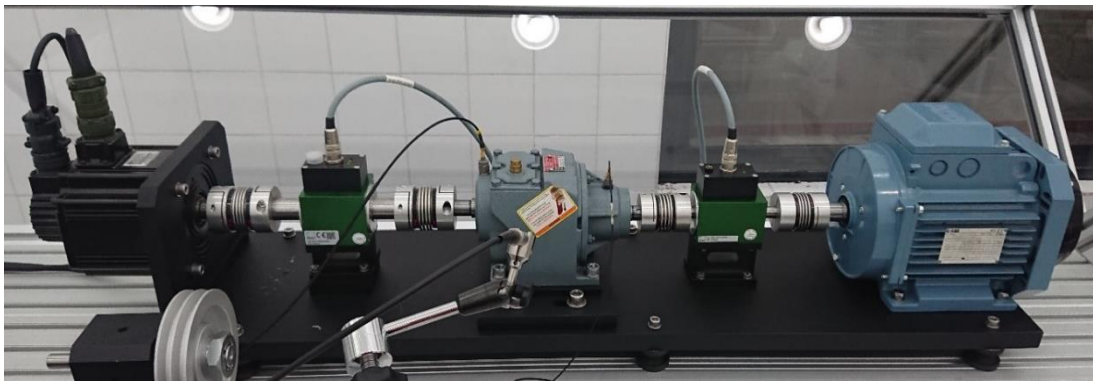
dişli kutusu çıkış mili ile direnç motoru arasındaki moment transdüseri için de iki adet metal körüklü kaplin kullanılarak bağlantı sağlanmıştır.

Deney düzeneğinin genel montajında eş merkezliliği sağlamak amacıyla moment transdüseri ve dişli kutusunun altına ayar tablaları yerleştirilmiştir. Şekil 3.4'te de moment transdüseri altındaki ayar tablası görülmektedir. Aynı şekilde dişli kutusu giriş ve çıkış milleri eş eksenli olmadığından yük tarafında da farklı ayar tablaları kullanılmıştır. Deney düzeneğinin şematik görünüşü Şekil 3.9'da verilmiştir.



Şekil 3.9 : Dişli kutusu verim ölçüm düzeneği modeli. 1-tabla, 2-dişli kutusu, 3-ayar tablası, 4-elektrik motoru, 5-moment transdüseri, 6-montaj tablası, 7-fren mekanizması, 8-moment transdüseri, 9-elastik kaplin, 10-ayar tablası.

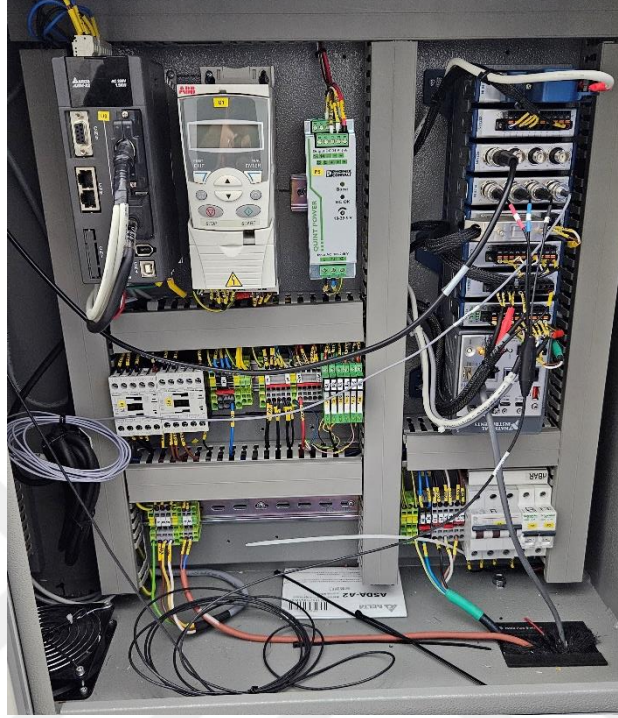
Şekil 3.10'da dişli kutusu deney düzeneğinin tam montajı yapılmış gerçek görünüşü bulunmaktadır.



Şekil 3.10 : Dişli kutusu verim ve titreşim ölçüm düzeneği.

Mekanik kurulum ve arayüz tasarımı neticesinde kontrol panosunun da kurulumu gerçekleştirilmiştir. Kontrol ünitesi tüm sürücülerin ve sensörlerin sisteme entegre

edilebilmesini sağlamaktadır. Sistemden okunan analog verilerin bilgisayar ortamına aktarılması ve kontrollerin otomatik olarak sağlanması amacıyla oluşturulan kontrol panosu Şekil 3.11’de gösterilmiştir.



Şekil 3.11 : Kontrol panosunun gösterimi.



4. DENEYSEL TASARIM

Deney tasarımı yapılacak deneylerin parametrelerini ve seviyelerini bilinçli bir şekilde belirleyerek uygun tasarım metodunu seçip gerekli analizleri yapmak ve bu analizlerin verdiği sonuçları doğru ve anlamlı bir şekilde yorumlayabilmektir.

Günümüzde deneysel çalışmaların yapılması ölçüm sistemlerinin maliyeti ve deney düzeneklerinin kurulmasının zorluğu sebebiyle meşakkatli bir süreçtir.

Kısıtlı zaman ve sınırlı maddi imkânlar sebebiyle yapılan deneylerin doğruluğu çok önemlidir. Gereksiz deney yapmanın ise zaman ve maddi açıdan zararı hayli fazla olmaktadır. Bu sebeple henüz deney düzenekleri oluşturulmadan deneysel tasarım planlaması yapmak kontrollü bir şekilde ilerlemek açısından önemlidir. Yapılan tüm deneylerden mümkün olduğunca fazla veri elde edebilme gereksinimi deneysel tasarımın önemini arttırmaktadır.

Aynı zamanda çıkan sonuçların sistematik olarak değerlendirilmesi ve anlamlı deneylerin yapıldığının ortaya konabilmesi açısından deneysel tasarım çalışmaları değerli bir uğraş halini almıştır.

Bununla birlikte deneysel tasarım, parametrelerin öneminin görülebileceği ve parametreler veya seviyeler arası etkileşimlerin anlaşılabilmesi bilgilerin edinilmesini sağlamaktadır. Bir parametre farklı bir parametrenin seviyesinden etkileniyor ise parametreler arasında etkileşim meydana geldiği gözlemlenmektedir.

Bu doğrultuda birçok metot ve çalışma yöntemi geliştirilmiştir.

4.1 Deneysel Tasarımın Oluşturulması

Endüstrinin ve bilimin birçok alanında istatistiki yöntemler kullanılmaktadır. Deney tasarım teknikleri açısından da birçok metot ve yaklaşım bulunmaktadır [51].

Deneysel tasarım; problemin tanımlanması, hedefin tanımlanması, anlamlı bilgi edinilebilecek deneysel bir planın, sürecin ve ölçüm sisteminin kontrol altında tutularak geliştirilmesi adımlarından oluşmaktadır.

Sıklıkla kullanılmakta olan deneysel tasarım teknikleri; tam faktöriyel, kısmi faktöriyel, latis tasarım ve Taguchi metodu şeklinde sıralanabilir.

Faktöriyel tasarım çeşitli parametrelerin sonuç üzerinde etkilerinin incelenebilmesini sağlayan bir deneysel tasarım yöntemidir. Bir deney gerçekleştirilirken tüm parametre seviyelerinin aynı anda değiştirilmesiyle parametreler arasındaki etkileşimlerin detaylı bir şekilde incelebilmesine olanak tanır. Çizelge 4.1’de örnek bir tam faktöriyel tasarım gösterilmiştir.

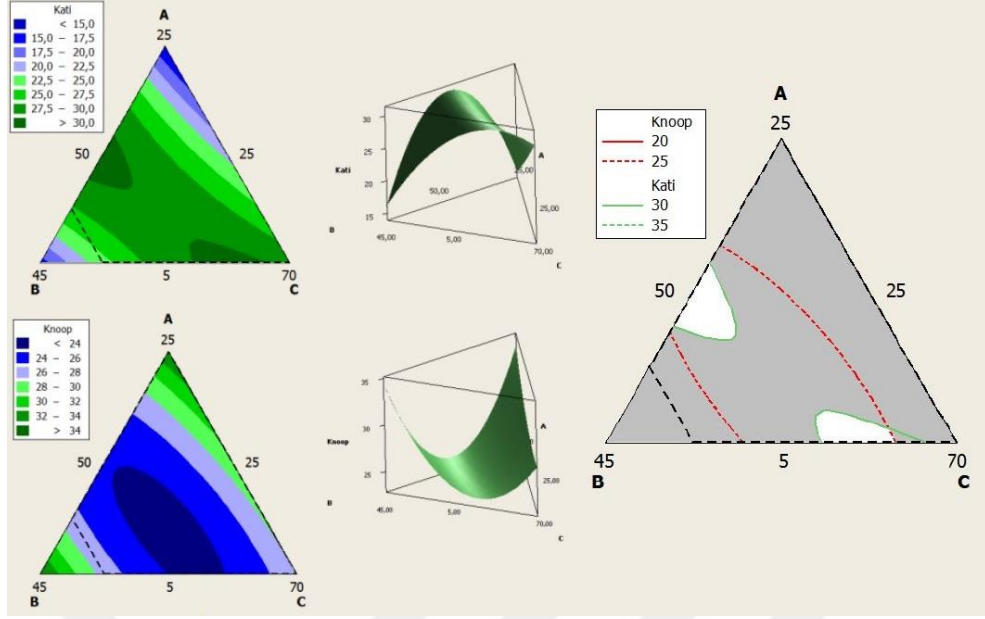
Çizelge 4.1 : Örnek bir tam faktöriyel tasarım tablosu.

Deney Sayısı	A	B	C
1	-	-	-
2	+	-	-
3	-	+	-
4	+	+	-
5	-	-	+
6	+	-	+
7	-	+	+
8	+	+	+

Tam faktöriyel tasarımda sonuçların yorumlanması diğer metotlara göre daha kolaydır. Tüm deney sonuçlarının görülebileceği bir tasarımdır. Parametrelerin birbirleriyle etkileşimleri net bir şekilde görülebilmektedir. Ancak tüm parametrelerin tüm seviyelerindeki deneyleri yapmak gerektiği için diğer metotlara göre deney sayısı daha fazladır.

Kısmi faktöriyel tasarımda etkileşimlerin zayıf olduğu durumlarda etkisi yüksek olan parametrelerin net bir şekilde incelenmesine olanak sağlayabilmektedir. Tam faktöriyel tasarıma göre deney sayısı daha azdır ancak deneylerin doğru parametrelerde ve parametre seviyelerinde yapılması kritik önem taşımaktadır. Bu tip bir tasarımın seçimi daha tecrübeli olarak hareket edilmesi gerekliliğini ortaya çıkarmaktadır.

Latis tasarımda parametre sayısı kısıtlıdır bu sebeple deney sayısı azdır. Genellikle gıda ve ilaç sektörü gibi karışım problemlerinde tercih edilmektedir. Yanıt yüzey metotları ile sonuçlar değerlendirilebilmektedir. Şekil 4.1’de farklı parametrelerden oluşturulan karışım tasarımlarda kısıtların sonuca etkileri ve optimum bölgelerin gösterimine yer verilmiştir.



Şekil 4.1 : Latis tasarım yöntemi örneği.

Taguchi metot tasarımlarda, parametrelerin yanıt ortalaması ve değişimi üzerindeki etkileri tahmin yöntemi uygulanmaktadır. Her parametre diğer tüm parametrelerden bağımsız olarak değerlendirilebilmektedir, bu sayede bir parametrenin etkisi diğer parametrelerin tahminini etkilememektedir.

Birçok farklı Taguchi tasarımı yapılabilmektedir. $L8 (2^7)$ Taguchi tasarımı örnek olarak alınacak olur ise burada $L8$, 8 adet deneyin yapılacağı anlamına gelmektedir. 2^7 , 7 parametre ve her parametrenin 2 seviyesinin olduğunu söylemektedir. Eğer böyle bir durum tam faktöriyel bir deneysel tasarım ile ele alınmak isteseydi 128 deneyin yapılması gerekecekti. $L8 (2^7)$ dizisi ise sadece 8 deney ile veri sağlayabilmektedir. Çizelge 4.2’de deney tablosu paylaşılmıştır. Çizelge 4.2’de sütunlar kontrol parametrelerini satırlar ise seviye birleşim işlemlerini temsil etmektedir. Her hücre ise o çalışma için parametre seviyesini temsil etmektedir.

Çizelge 4.2 : $L8 (2^7)$ Taguchi Metodu.

Deney Sayısı	A	B	C	D	E	F	G
1	1	1	1	1	1	1	1
2	1	1	1	2	2	2	2
3	1	2	2	1	1	2	2
4	1	2	2	2	2	1	1
5	2	1	2	1	2	1	2
6	2	1	2	2	1	2	1
7	2	2	1	1	2	2	1
8	2	2	1	2	1	1	2

Çizelge 4.2’de dizideki her parametre 1. ve 2. seviyelerde 4’er kez bulunmaktadır. A parametresindeki seviyeleri B parametresindeki seviyeler ile karşılaştırılacak olursa B parametresinin ilk seviyesinin ve B parametresinin ikinci seviyesinin A parametresinin birinci ve ikinci seviyeleri ile 2’şer kez karşılaştığı görülmektedir. Bu yaklaşım ile her bir parametre çifti dengelenerek parametrelerin bağımsız olarak değerlendirilmesi amaçlanmaktadır.

Taguchi metodunda deney sayısı azaltılabilmektedir. Ancak deney parametrelerinin ve seviyelerinin seçimi çok önemlidir. Deney parametrelerinin birbirleriyle kesinlikle etkileşimli olmadığının bilinmesi gerekmektedir. Ayrıca doğrulama deneylerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Tam faktöriyel deneysel tasarımlarda tüm deney sonuçlarının görülebileceği, yorumlanması kolay, tüm etkileşimlerin rahatlıkla görülebileceği bir tasarım metodu olması sebebiyle deneysel tasarımın oluşturulması için çok seviyeli tam faktöriyel tasarım seçilmiştir.

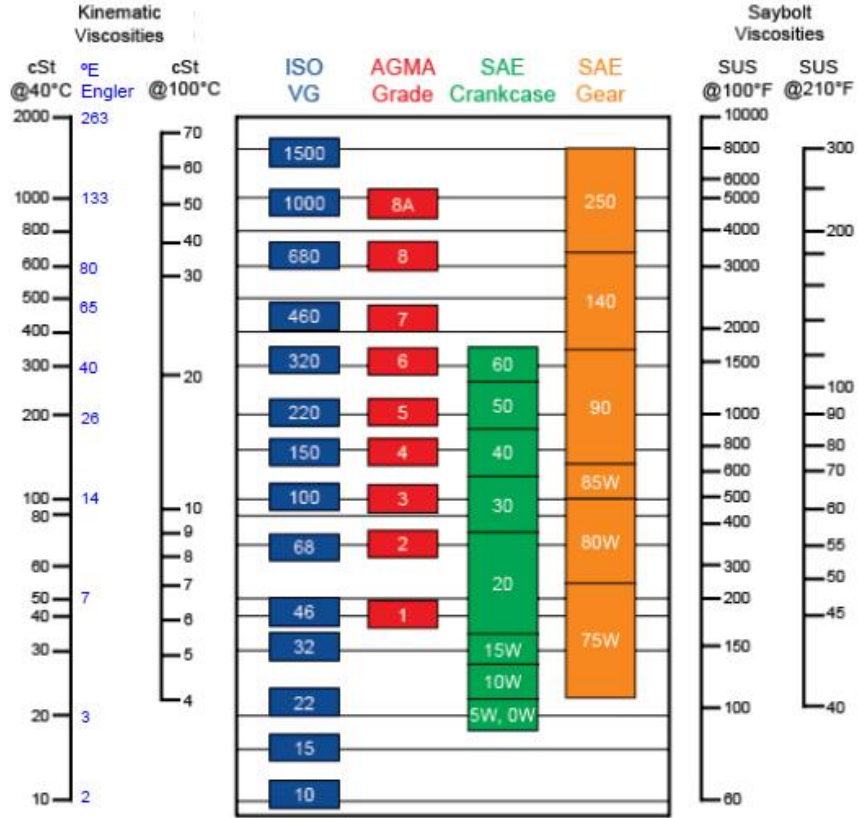
4.2 Deney Parametrelerinin Seçimi ve Parametre Seviyelerinin Belirlenmesi

Dişli kutularında nihai kullanıcıların kolaylıkla değiştirebileceği veya imal edilmiş bir dişli kutusunda imalatçı tarafından değiştirilebilecek çalışma parametreleri deney parametresi olarak seçilmek istenmiştir. Bu doğrultuda dişli kutusu giriş hızının, yağ tipinin, yağ sıcaklığının ve yağ seviyesinin parametre olarak seçimi gerçekleştirilmiştir.

Bu deney düzeneğinin kurulumunda kullanılan dişli kutusu, imalatçı tarafından 10 Nm nominal giriş momenti ve 2500 dev/dak nominal giriş hızı koşullarına göre tasarlanmıştır. Dişli kutusunda yağlayıcı olarak ISO VG220 yağının kullanımı imalatçı tarafından önerilmiştir. Deneylerde dönme hızı, 700 dev/dak ile 2700 dev/dak arasında 400 dev/dak artışlar olacak şekilde seçilmiştir. Deneyler sırasıyla 700, 1100, 1500, 1900, 2300 ve 2700 dev/dak hızlarında yapılmıştır.

Viskozitenin verim üzerindeki etkisini değerlendirmek için çalışma kapsamında iki farklı türde yağlayıcı seçilmiştir; SAE 5W30 motor yağı ve ISO VG220 endüstriyel yağı. ISO VG220’nin 40 °C’de ortalama kinematik viskozitesi yaklaşık olarak 220 cSt’dir [52]. Ekler kısmında Şekil A.1’de viskozite – sıcaklık dönüşüm tablosu verilmiştir. SAE standardı bağlamında, 5W30’un yaklaşık olarak ISO VG22’ye denk

bir yağ olduğu kabul edilebilir. Bu yağın 40 °C'deki kinematik viskozitesi de yaklaşık olarak 22 cSt olarak değerlendirilebilir [53]. Şekil 4.2'de bu denklik tablosu verilmiştir. Viskozitenin verim üzerindeki etkisini net bir şekilde gözlemlemek amacıyla, genellikle dişli mekanizmalarını yağlamak için kullanılan ISO VG220 ile birlikte 5W30 motor yağı kullanılmıştır.



Şekil 4.2 : ISO VG sınıfı yağlayıcıların yaklaşık viskozite denklik tablosu.

Genel olarak, yağın kinematik viskozitesi sıcaklık arttıkça azalır. Deneylerde yağ sıcaklığı, ortam sıcaklığından başlayarak 25, 30 ve 35°C sıcaklıklara koşullandırılmış ve bunu takiben deneyler yapılmıştır. Sıcaklık farkıyla oluşacak viskozite değişimi her yağlayıcı için farklı olabilmektedir. Bazı yağlar sıcaklık ile viskozite değişimine daha duyarlı iken bazı yağlayıcıların etkilenmesi daha az olabilmektedir. Gerek farklı viskozite indeksine sahip yağlayıcılar, gerekse yağlayıcılar içerisinde bulunan katkıları bu duruma sebep olabilmektedir. Yağlayıcı sıcaklığı ve yağ tipinin ayrı parametreler olarak seçilmesinin sebebi bu değişkenlerin kontrol edilebilir seviyelerinden faydalanmaktır.

Deneyler belirli yağlayıcı miktarları ile gerçekleştirilmiştir. Dişli kutusuna 150, 200, 250, 300 ve 400 ml miktarlarında yağ eklenerek deneyler yapılmıştır.



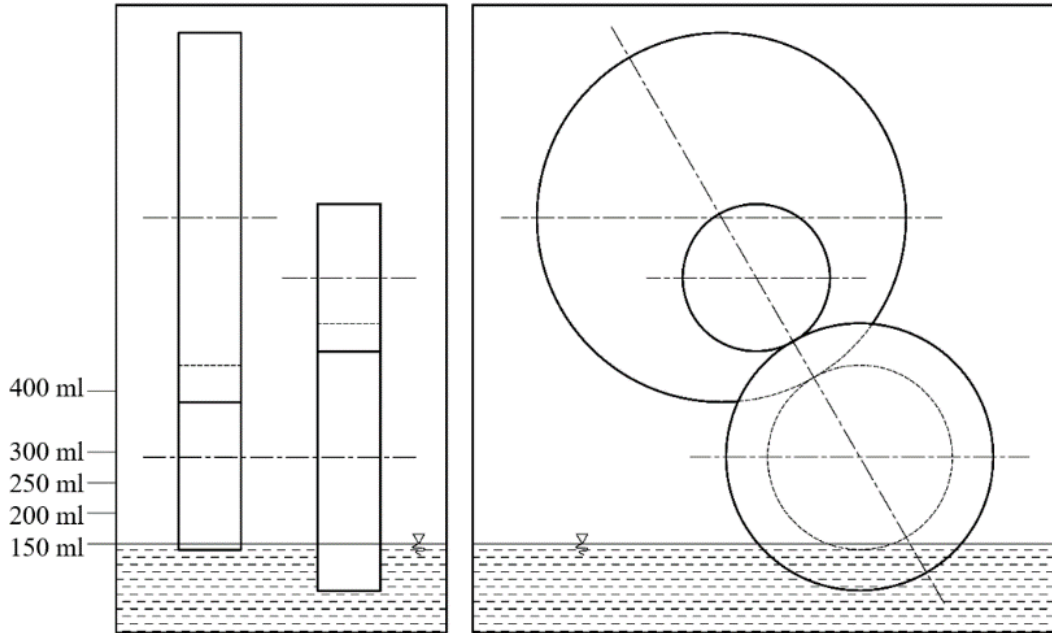
5. DENEYLERİN GERÇEKLEŞTİRİLMESİ VE SONUÇLARIN ANALİZİ

Yapılan deney tasarımı, deney parametre ile parametre seviyelerinin belirlenmesi ve deney düzeneğinin kurulmasının ardından dişli kutusu verim tespit deneylerine başlanmıştır.

5.1 Deneylerin Gerçekleştirilmesi

Deney düzeneğinin kurulumunu takiben, elektrik motorunun hız kontrollü, direnç motorunun moment kontrollü olduğu sistemde direnç motoruna 7,2 Nm sabit yük uygulanarak deneyler yapılmıştır.

Deney tasarımı bölümünde de bahsedildiği üzere; 700, 1100, 1500, 1900, 2300 ve 2700 dev/dak hızlarında 25, 30 ve 35°C sıcaklıklarda, 150, 200, 250, 300 ve 400 ml miktarlarında yağ eklenerek iki farklı yağlayıcı için deneyler yapılmıştır. Dişli kutusuna kademeli olarak eklenen yağ seviyesinin şematik görünümü, Şekil 5.1'de gösterilmektedir.



Şekil 5.1 : Dişli kutusu içindeki yağlayıcı seviyesinin gösterimi.

Deneyler, önceden belirlenmiş yağ çeşidinin, dişli kutusundaki seviyeye göre yukarıda belirtilen miktarlarda olacak şekilde dişli kutusuna eklenmesiyle gerçekleştirilmiştir. Dişli kutusundaki yağın sıcaklığı, yukarıda belirtilen sıcaklık seviyelerinden birine koşullandırılmış ve belirtilen dönme hızlarında deneyler yapılmıştır. Ölçümler alınmadan önce, her dönme hızı değişikliğinden önce ve sonra bir sabit durum rejiminin elde edilmesi amacıyla sistem belirli bir süre çalıştırılmıştır. Rejim durumu elde edilmesinin ardından veri toplama işlemi başlatılmıştır. Moment transdüseri kullanılarak frekansı 1024 Hz olan eşzamanlı moment ve açısal yer değiştirme değerleri elde edilmiş ve veri işleme aşaması için kaydedilmiştir.

Dişli kutusunun giriş ve çıkışındaki momentin yanı sıra birim zamandaki açısal yer değiştirmenin eş zamanlı ölçümleri elde edilebilmiştir. Toplanan veriler ile Denklem (5.1)'deki gibi $P=M.\omega$ formülü kullanılarak güç hesaplanmış ve Denklem (5.2)'de verilen P_{out}/P_{in} oranından verim elde edilmiştir.

$$P = M.\omega \quad (5.1)$$

Bu formülde;

P : Güç [W],

M : Momenti [Nm] ve

ω : Açısal hızı [rad/s]

göstermektedir.

$$\eta = \frac{P_c}{P_g} \quad (5.2)$$

Burada;

η : Verim,

P_c : Dişli kutusu çıkış gücü [W] ve,

P_g : Dişli kutusu giriş gücü [W]

Şeklinde ifade edilmiştir.

2 seviyeli yağ tipi parametresi, 3 seviyeli sıcaklık parametresi, 6 seviyeli hız parametresi ve 5 seviyeli yağ miktarı parametresi dikkate alındığında toplamda 180 deney gerçekleştirilmiştir.

Deneylerdeki histerezis hatalarını azaltmak için mümkün olduğunca rastgele bir sıra ile deney yapılmıştır.

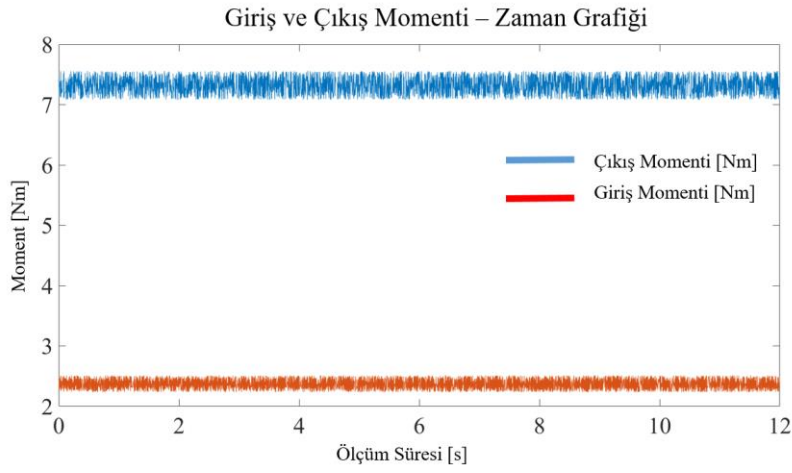
Ayrıca, deney tutarlılığını ve deneyin tekrarlanabilirliğini tespit edebilmek amacıyla deneyler tekrarlanmıştır. Tekrarlanan sonuçlar sistem doğruluğunu değerlendirmek amacıyla kendi içinde karşılaştırılmıştır.

5.2 Deney Sonuçlarının Oluşturulması

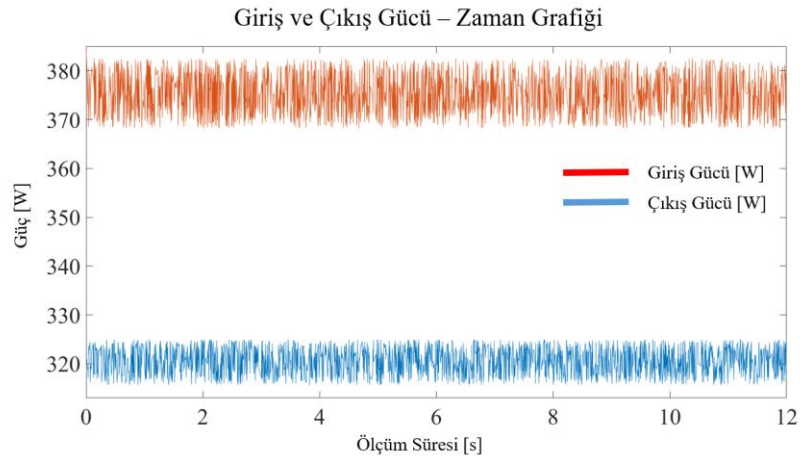
Deneylerin yapılması ve veri toplama işleminin ardından veri işleme aşamasına geçilmiştir. Her bir durum için, dişli kutusu giriş milindeki moment ve açısal dönme hızı esas alınarak giriş gücü hesaplanmıştır. Benzer şekilde, dişli kutusu çıkış milindeki moment transdüseri kullanılarak çıkış momenti ve çıkış hızı ölçülerek çıkış gücü hesaplanmıştır. Deneyler sırasında elektrik motorunun asenkron çalışma durumu nedeniyle giriş hızı sabit değildir. Anlık hız dalgalanmalarının sistem üzerindeki etkisini azaltmak amacıyla veriler gerçek zamanlı olarak toplanmış ve ölçüm frekansı 1024 Hz olarak belirlenmiştir. Ayrıca, dişli kutusunun giriş ve çıkışındaki hız ölçümlerinin her ikisi de motor çıkışından sonra alındığından, motorun dalgalanma frekansının veri toplama frekansı üzerindeki etkisinin ihmal edilebilir düzeyde olduğunu söylemek mümkündür.

MATLAB 2022b akademik sürümünde yazılmış bir MATLAB kodu aracılığıyla toplanan veriler iteratif olarak işlenmiş ve her bir durum için ortalama verim değeri hesaplanmıştır. Örnek olarak; 25°C sıcaklıkta ve 1500 dev/dak dönüş hızında, 300 ml ISO VG220 yağlayıcı kullanılarak yapılan deneylerden toplanan moment değerleri, MATLAB'da işlenmiş ve elde edilen moment grafiklerinin gösterimi Şekil 5.2'de verilmiştir. Benzer şekilde, motor tarafı ve yük tarafı dönme hızları 12 saniyelik bir süre boyunca ölçülmüş ve Şekil 5.3'te gösterilen giriş ve çıkış güçleri hesaplanmıştır. Sonuç olarak, 12 saniye boyunca 1024 Hz frekansında elde edilen her bir veri için çıkış gücünün giriş gücüne bölünmesiyle verim grafiği elde edilmiş ve Şekil 5.4'te verilmiştir.

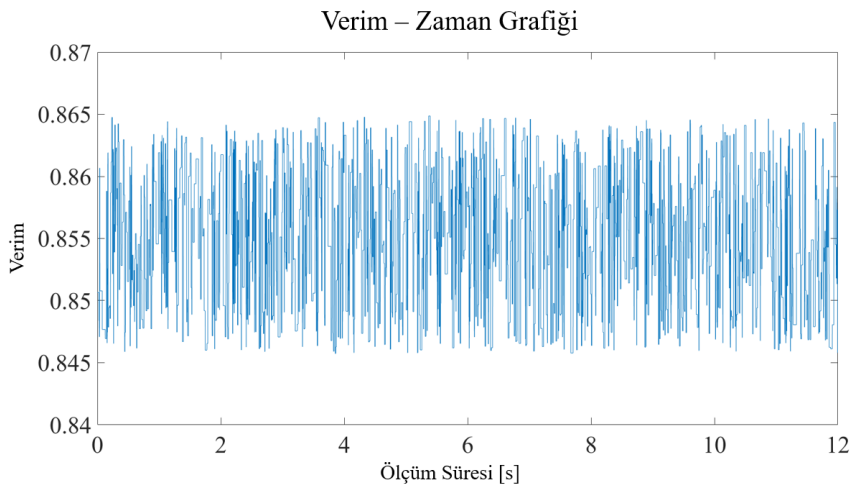
Giriş ve moment değerleri ölçüm değerlerinin ortalaması alındığında yaklaşık olarak sırasıyla 2,3 Nm ve 7,2 Nm olarak elde edilmiştir. Giriş ve çıkış güç değerleri de sırasıyla 322 W ve 375 W ortalama değerler olarak hesaplanmıştır. Bu durumda ortalama verim değeri 0,861 olarak elde edilmiştir.



Şekil 5.2 : Dişli kutusunun 1500 dev/dak, 25°C'de ve 300 ml ISO VG220 yağlayıcı ile giriş (motor tarafı) ve çıkış (yük tarafı) moment değerleri.

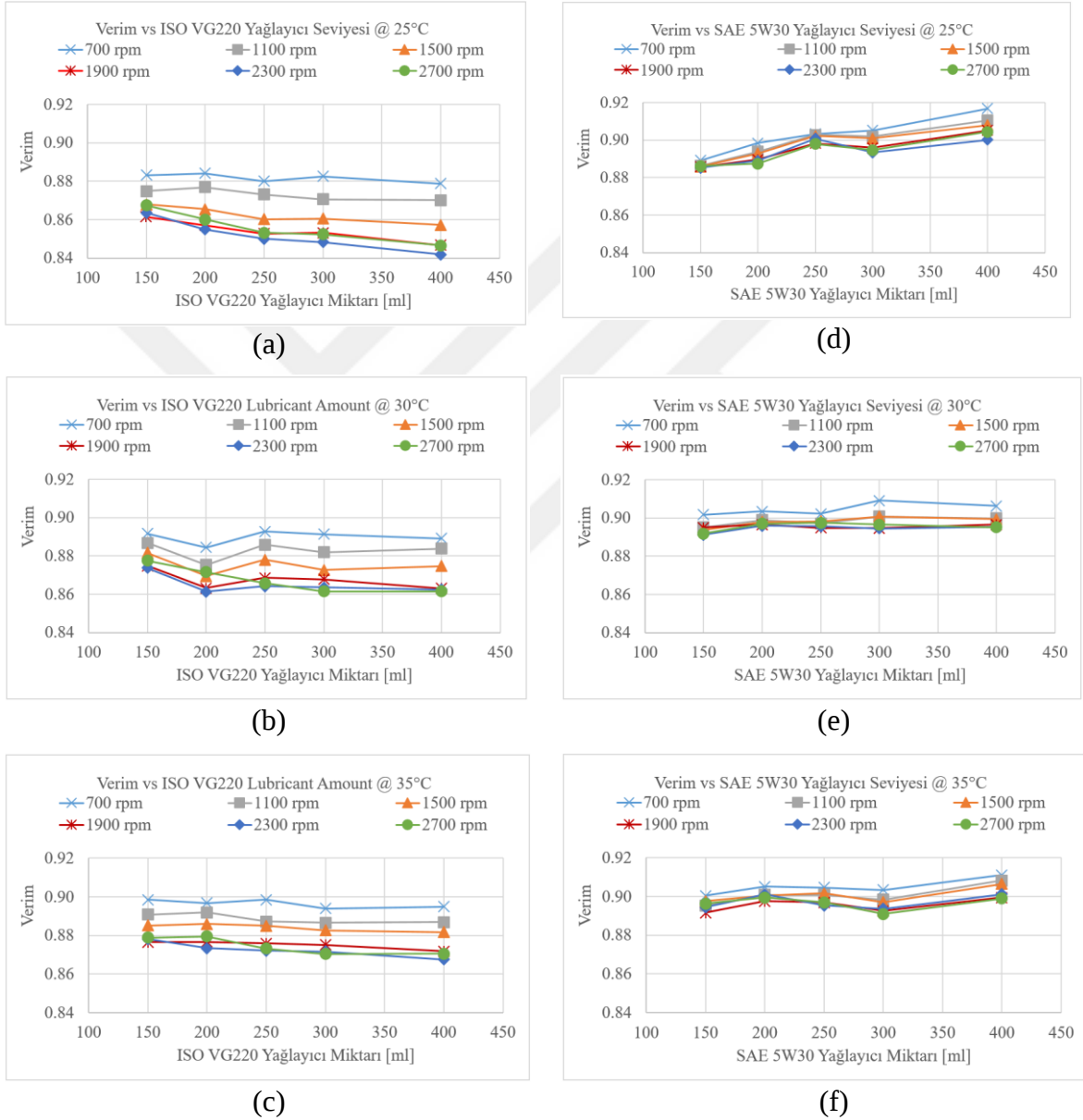


Şekil 5.3 : Dişli kutusunun 1500 dev/dak hızda, 25°C sıcaklıkta ve 300 ml ISO VG220 yağlayıcı ile giriş (sürücü tarafı) ve çıkış (yük tarafı) güç değerleri.



Şekil 5.4 : Dişli kutusunun 1500 dev/dak hızında, 25°C sıcaklıkta ve 300 ml ISO VG220 yağlayıcı ile hesaplanan verim değerleri.

Bu durumda, verim değeri Şekil 5.4'te yer alan verim değerlerinin ortalaması alınarak elde edilmiştir. Aynı prosedürler, dişli kutusuna doldurulan yağ miktarlarına göre 25, 30 ve 35°C sıcaklıklarda ISO VG220 ve SAE 5W30 yağlayıcıları için uygulanmış, moment ve dönme hızı değerleri değiştirilerek tüm deneyler yapılmıştır. Her deney için giriş ve çıkış güçleri hesaplanmış ve her bir durum için verim değeri hesaplanmıştır. Bu işlemler sonucunda elde edilen grafikler Şekil 5.5'te sunulmuştur.



Şekil 5.5 : Verim ve yağ miktarı grafikleri: (a) 25°C'de ISO VG220 (b) 30°C'de ISO VG220 (c) 35°C'de ISO VG220 (d) 25°C'de SAE 5W30 (e) 30°C'de SAE 5W30 (f) 35°C'de SAE 5W30.

Gözlemlendiği üzere, Şekil 5.5'te sunulan tüm deneysel verilerden birbirleriyle bağlantılı anlamlı sonuçlar çıkarmak, parametrelerin etkilerini açıkça ifade etmek ve

parametreler arasındaki etkileşimleri tespit etmek oldukça zordur. Her bir etkinin davranışını görmek için dahi farklı parametrelere bağlı daha fazla grafik oluşturulması gerekmektedir. Ayrıca grafiklerden elde edilebilecek bir yaklaşım denkleminin oluşturulması farklı metotların kullanılması gerekliliğini göstermektedir.

Bu nedenle, deneylerin güvenilirliğini ve parametrelerin etki seviyelerini değerlendirmek amacıyla Minitab 2016 akademik sürümünde Varyans Analizi (ANOVA tablosu) yapılmıştır.

5.3 Deney Sonuçlarının Deneysel Tasarım ile Analizi

ANOVA tablosunu oluşturmak için deneyler, Çok Seviyeli Faktöriyel Tasarım çerçevesinde tasarlanmıştır. Tekrar deneyleri yapılmış ancak tutarlı sonuçlar elde edilmesi nedeniyle tabloya dâhil edilmemiştir. Çok Seviyeli Faktöriyel Tasarım, Genel Doğrusal Model ve Verim için Varyans Analizi sırasıyla Çizelge 5.1, Çizelge 5.2 ve Çizelge 5.3'te Minitab programından alındığı şekliyle verilmiştir.

Çizelge 5.1 : Çok seviyeli faktöriyel tasarım deney parametre seviyeleri.

Çok Seviyeli Faktöriyel Tasarım			
Parametreler	4	Tekrar	1
Deney sayısı	180	Toplam deney sayısı	180
Deney bloku	1	Toplam blok	1
Parametre seviyeleri;	2, 6, 3, 5		

Çizelge 5.2 : Çok seviyeli tasarım deney parametreleri genel doğrusal model.

Genel Linear Model: Verimin yağlayıcı tipi, dönme hızı, yağlayıcı sıcaklığı ve yağlayıcı miktarı ile kıyası			
Parametreler	Tip	Seviye	Seviye değerleri
Yağlayıcı tipi	sabit	2	VG220, 5W30
Dönme hızı [rpm]	sabit	6	700, 1100, 1500, 1900, 2300, 2700
Yağlayıcı Sıcaklığı [°C]	sabit	3	25, 30, 35
Yağlayıcı miktarı [ml]	sabit	5	150, 200, 250, 300, 400

Model yeterlilik analizi, regresyon analizi neticesinde oluşturulan modelin deneyler sonunda sistem için yeterli olup olmadığını anlayabilmek için yapılan bir analizdir. Bu analizde R kare (R^2) ve düzeltilmiş R kare (R_{adj}^2) değerlerine bakılır. Bu değerlerin birbirlerine yakın olmaları aynı zamanda 1'e yaklaşmaları istenmektedir. Bu koşulların sağlanması durumunda oluşturulan modelin de doğruluğu anlaşılmış olur, aynı zamanda deneylerden alınan sonuçların da tatmin edici olduğu doğrulanır. Bu analize ek olarak normal olasılık dağılımına da bakarak modelin doğruluğu

irdelenebilir. Deneysel veri ile model arasındaki hata normal olasılık diyagramı ile ortaya çıkar.

Çizelge 5.3 : Varyans analizi (ANOVA tablosu).

Kaynak	DF	Dizi SS	Düzeltilmiş SS	Düzeltilmiş MS	F	P
Yağlayıcı Tipi (YT)	1	0.0276598	0.0276598	0.0276598	11380.25	0.000
Dönme Hızı (DH)	5	0.0071796	0.0071796	0.0014359	590.79	0.000
Yağ. Sıcaklığı (YS)	2	0.0033157	0.0033157	0.0016579	682.11	0.000
Yağ. Miktarı (YM)	4	0.0000688	0.0000688	0.0000172	7.08	0.000
YT * DH	5	0.0018668	0.0018668	0.0003734	153.62	0.000
YT * YS	2	0.0021191	0.0021191	0.0010596	435.94	0.000
YT * YM	4	0.0019147	0.0019147	0.0004787	196.94	0.000
DH * YS	10	0.0000740	0.0000740	0.0000074	3.04	0.006
DH * YM	20	0.0003226	0.0003226	0.0000161	6.64	0.000
YS * YM	8	0.0002646	0.0002646	0.0000331	13.61	0.000
YT * DH * YS	10	0.0000737	0.0000737	0.0000074	3.03	0.006
YT * DH * YM	20	0.0001053	0.0001053	0.0000053	2.17	0.019
YT * YS * YM	8	0.0008498	0.0008498	0.0001062	43.70	0.000
DH * YS * YM	40	0.0001256	0.0001256	0.0000031	1.29	0.211
Hata	40	0.0000972	0.0000972	0.0000024		
Toplam	179	0.0460373				
S = 0.00155901 R – Sq = 99.79% R – Sq(Adj) = 99.05%						

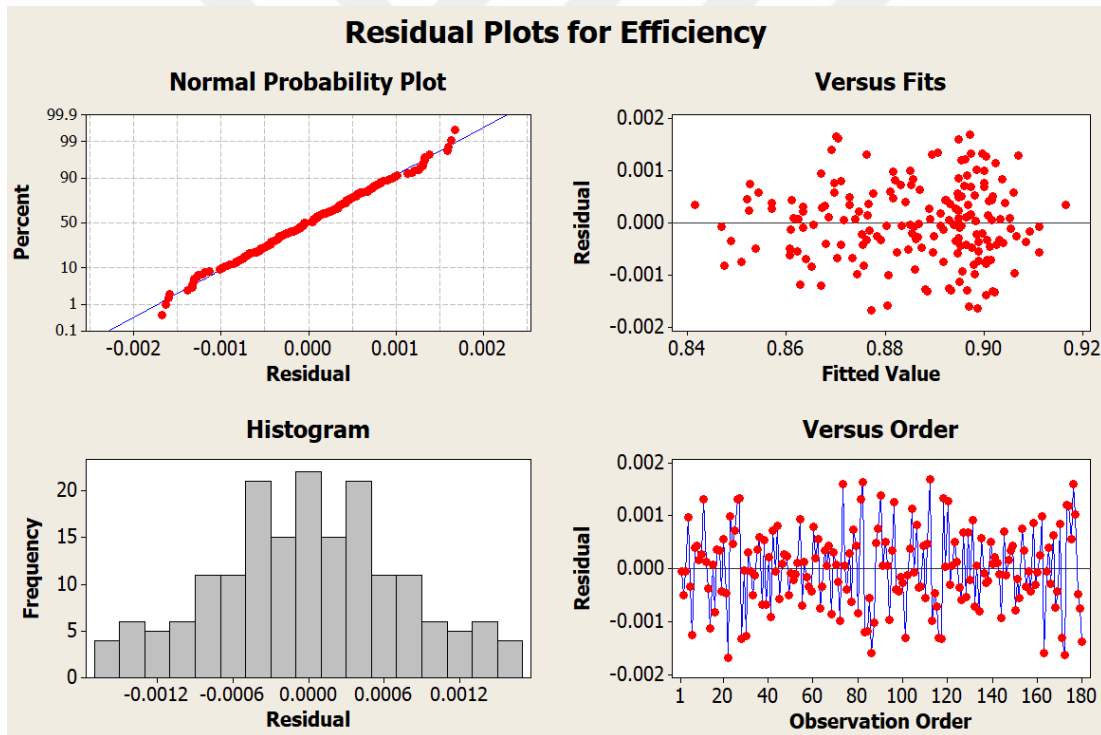
R kare (R^2) ve düzeltilmiş R kare (R^2_{adj}) değerleri, istatistiksel modelin veriye ne kadar iyi uyduğunu değerlendirmek amacıyla hesaplanmıştır. Bu metrikler, regresyon analizinde büyük öneme sahiptir, çünkü modelin bağımlı parametrelerdeki değişkenliği ne kadar iyi açıkladığına dair öngörü sağlar. Bu çalışmada, dikkat çekici bir şekilde %99.79 R^2 ve %99.05 R^2_{adj} değerleri elde edilmiştir. Bu yüksek değerler, modelin veride gözlemlenen değişkenliğin büyük çoğunluğunu, yani %99.79'unu bağımsız değişkenlerle açıkladığını göstermektedir. Düzeltilmiş R kare (R^2_{adj}) değeri, modeldeki bağımsız değişkenlerin sayısını dikkate aldığından, model seçimi bağlamında özellikle önemlidir.

Ayrıca, 0.05'ten küçük p değerleri, deneysel tasarımda anlamlı parametrelerin seçildiğini ve bu parametrelerdeki değişikliklerin deney sonuçlarını önemli ölçüde etkileyeceğini göstermiştir. Analizde, seçilen modelin verideki temel örüntüleri yakalamada son derece etkili olduğunu, gözlemlenen veri noktalarıyla yakından uyumlu olduğunu ortaya koymaktadır. Bu sonuçlar, modelin tasarımı açıklamaya

uygun olduğunu ve bu çalışmadaki parametreler arasındaki ilişkileri açıklamadaki yeterliliğini doğrulamaktadır.

Şekil 5.6’da verilen normal olasılık grafiği, x ekseninin -0.002 ile 0.002 arasında değişen aykırı değerlerini ve y ekseninin %1’den %99’a kadar uzanan yüzdelikleri gösterdiği neredeyse düz bir çizgi ortaya koymuştur. Bu doğrusal model, aykırı değerlerin normal dağılıma yakın bir şekilde dağıldığını göstermiştir. Ayrıca, grafikte önemli ölçüde aykırı değerlerin olmaması, veri setinin normal dağılım özelliklerine iyi uyduğunu göstermiştir. Bu durum, istatistiksel modelin veri seti için uygun olduğunu, temel veri modelini etkili bir şekilde yakaladığını, sonuçların güvenilirliğini ve seçilen istatistiksel yaklaşımın uygunluğunu doğrulamaktadır.

Verilerin şekil ve dağılımını incelemek amacıyla bir histogram grafiği çizilmiştir. Grafiğin normal dağılım eğrisi ile uyumlu olduğu görülmektedir.



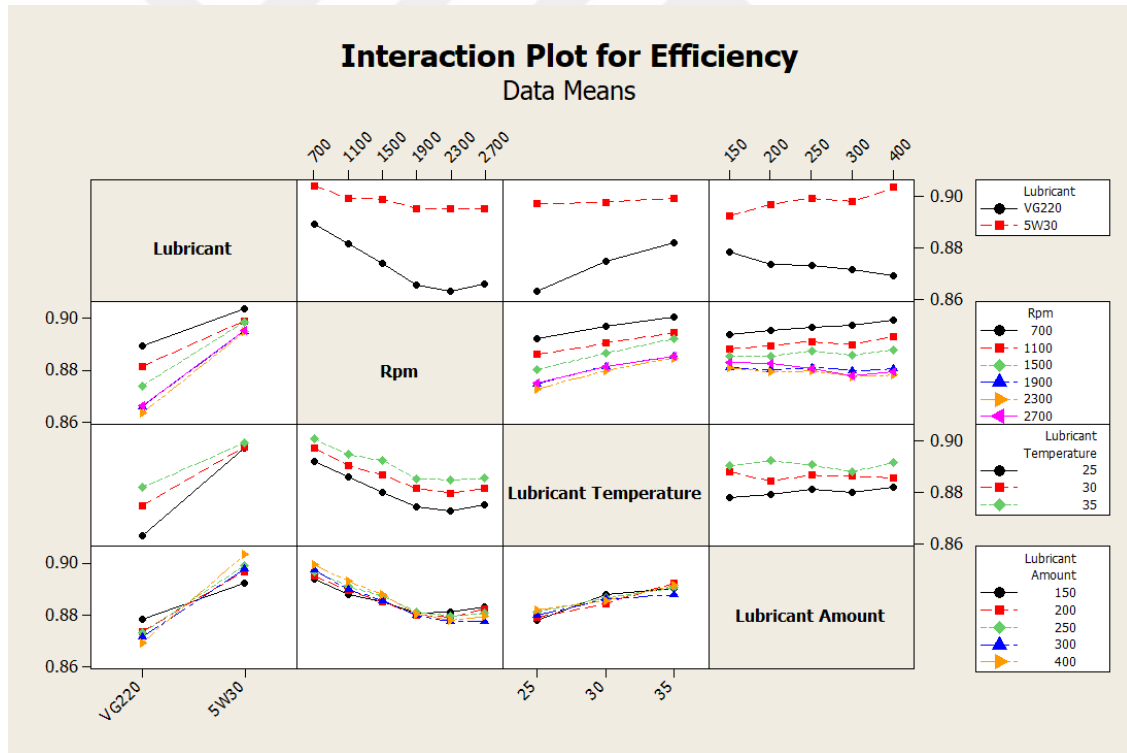
Şekil 5.6 : Verim için artık değer grafikleri.

“Versus Fits” grafiğinde, değerlerin rastgele dağılımı ve 0 çizgisine yakın olması, deney tasarımının başarılı bir şekilde gerçekleştirildiğini gösterirken, -0.002 ile 0.002 arasındaki değerlerin görülmesi, deney sonuçlarının tutarlılığını göstermiştir. Benzer şekilde, “Versus Order” grafiğinde 0 çizgisi etrafında rastgele bir dağılım oluşmaktadır. Bu durum yapılan deneylerin deney sırasının edinilen sonuçlara etkisini

azaltabilmesi amacıyla da öneme sahiptir. Diğer bir deyişle sonuçların deney yapılış sırası ile oluşan histerezis hatalarından az etkilendiğini göstermektedir. Grafik aynı zamanda aykırı değerlerin birbirinden bağımsız olduğunu göstermiştir.

Şekil 5.7'de verilen verim etkileşim grafiğinde (interaction plot for efficiency), çizgiler arasında kesişim olmaması, ilgili değişkenler arasında etkileşim olmadığını göstermektedir. Buna karşılık, kesişen çizgiler veya kesişme yönünde ilerleyen çizgiler, sırasıyla yüksek ve düşük etkileşim davranışlarını sergilediği şeklinde yorumlanabilir.

Daha geniş bir bağlamda, seçilen parametrelerin birbirleriyle güçlü etkileşimler sergilemediği açıktır. Bu nedenle, kullanılan parametrelerin farklı seviyelerini içeren deneylerin sonuçları, bulguların zenginleştirilmesine katkıda bulunarak anlamlı sonuçlar ortaya çıkarmıştır. Genel olarak sonuçların tutarlılığı deney sonuçlarının yorumlanmasında yanıltıcı çıkarımların oluşmasını engellemiştir.



Şekil 5.7 : Verim için etkileşim görselleri.

Dişli kutularında çalışma durumunda oluşan verim sonuçlarının yorumlanması aşamasına geçildiğinde;

SAE 5W30 yağlayıcısının kullanıldığı deneylerde verimin sıcaklık değişikliklerinden etkilenmediği ve dolayısıyla ISO VG220 yağlayıcısına kıyasla daha yüksek verimle

çalıştığı gözlemlenmiştir. Ayrıca ISO VG220 yağlayıcısı kullanılarak yapılan deneyler, yağ miktarının artmasıyla verimin azaldığını gösterirken, 5W30 için yağ miktarının artması verimin artmasına neden olmuştur.

Dişli kutusundaki sürtünmeden kaynaklanan enerji kayıpları, tüm dişli kutusu bileşenleri göz önünde bulundurularak literatür çalışması kapsamında değerlendirilmişti [15]. Ayrıca, sızdırmazlık elemanları ve yuvarlanma elemanlı yatakların yağlama koşullarının dişli kutusu verim kaybına etkisi incelenmişti [14]. Bu çalışmada da, viskozitesi daha düşük olan yağlayıcının kullanıldığı deneylerde yağ seviyesinin artmasıyla verim artışı olgusu, dişli kutusunun üst bölgelerinde bulunan sızdırmazlık elemanları ve yuvarlanma elemanlı yataklar gibi makina elemanlarının daha iyi yağlanmasına bağlanmaktadır. Bu durum, düşük viskoziteli yağlayıcılarda daha belirgindir, çünkü düşük viskoziteli yağlayıcılar dişli kutusundaki üst bölgelere tutunamayarak daha hızlı bir şekilde akmaktadır ve bu durum da, daha yüksek viskoziteli yağlayıcıya kıyasla daha fazla yağ miktarının gerektiğini göstermektedir.

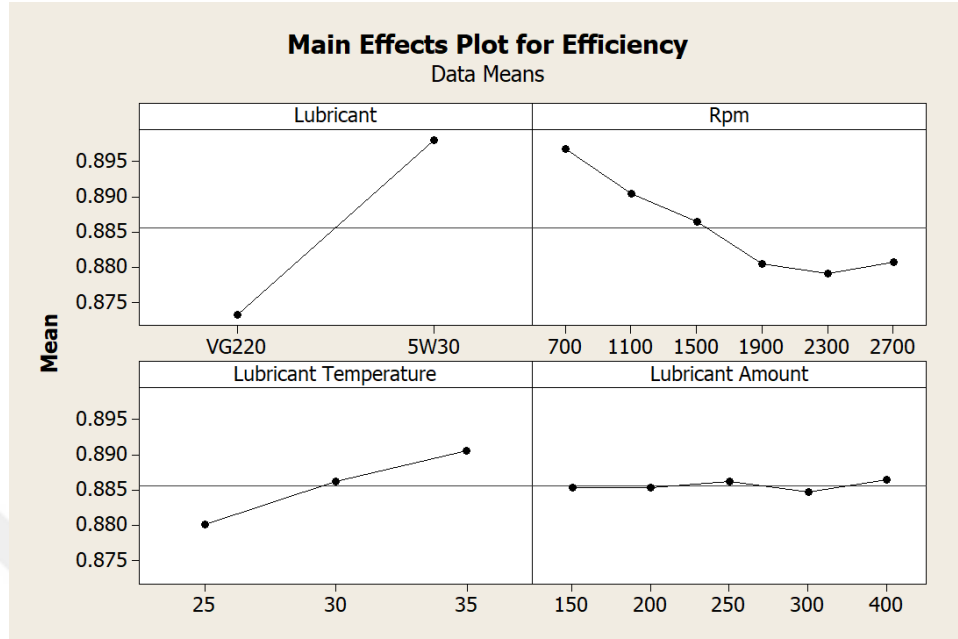
Buna ek olarak, dişli temas perspektifinden bakıldığında, viskozitenin ve tamamen yağa daldırılmış dişlerin, yağlayıcının boşluğu tamamen doldurduğu hidrodinamik film oluşumundaki basınç dengesini etkilediği düşünülmektedir [54]. Bu, daha düzgün bir basınç dağılımı oluşturur ve Sıkışma Etkisi olarak adlandırılan basınç farklılıkları nedeniyle yağ kaçışını azaltır. Ayrıca, dişli çarkların diş yüzeylerindeki sıcaklık artışı, yağın buharlaşmasına yol açarak yağ kaybına sebep olur. Yağ miktarının artmasının, düşük viskoziteli yağların yağlanan alanı terk etme kabiliyetini azaltarak verim artışına yardımcı olduğuna inanılmaktadır.

Şekil 5.8'de verilen ana etki grafikleri, parametrelerin verimi doğrudan etkilediğini açıkça göstermektedir; grafikteki çizgilerin eğimi etki seviyelerini belirtmektedir.

Yağ türündeki değişimin verim üzerinde %2'den fazla bir etki yarattığı gözlemlenmiştir. Dönme hızı arttıkça, verimin belirli bir değere kadar dramatik bir şekilde azaldığı ve ardından sabitlendiği görülmüştür. 10 °C'lik bir sıcaklık değişikliğinin verim üzerinde %1'lik bir etkisi olduğu açıkça görülmektedir.

Farklı yağlayıcı türlerini ayrı ayrı değerlendirdiğimizde, yağ seviyesinin etkisi gözlemlenmiştir. Ancak, her iki yağlayıcıyı varyans analizine tabi tuttuğumuzda, etkileşim grafiğinde gösterildiği gibi ters bir ilişki ortaya çıkmaktadır. Sonuç olarak,

bu tasarımda kullanılan iki yağlayıcı düşünüldüğünde, çalkantı etkilerinin sistem verimini diğer parametreler kadar etkilemediği düşünülmektedir.



Şekil 5.8 : Verim için ana etkiler görseli.

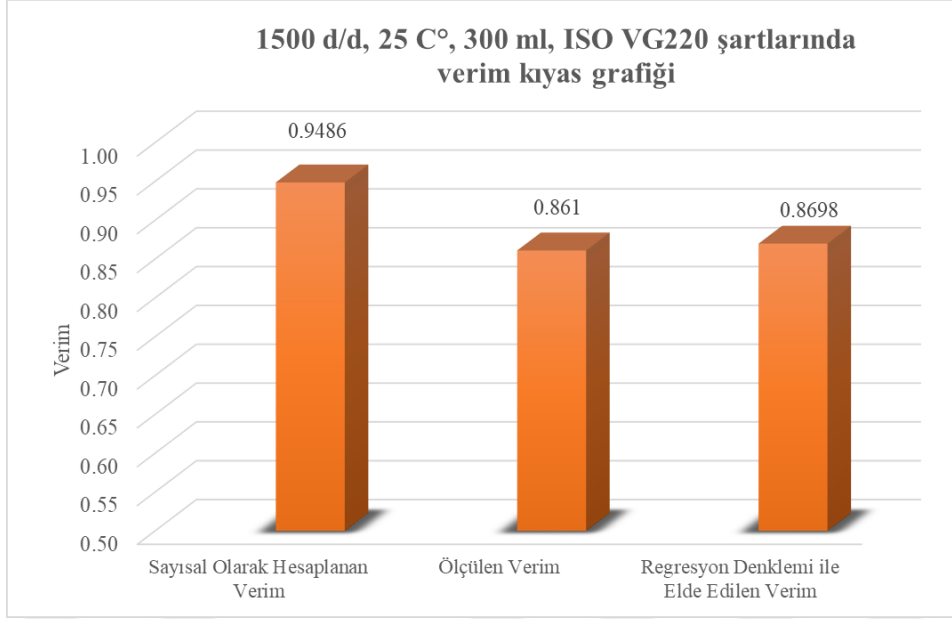
Bu veriler ve deneysel tasarım ile yapılan regresyon analizi sayesinde, her iki yağlayıcı için iki farklı regresyon denklemi elde edilmiştir. Denklem (5.3)'te ISO VG220 yağlayıcısı için verim ifadesi elde edilmiştir. Denklem (5.4)'te ise SAE 5W30 yağlayıcısı için verim ifadesi elde edilmiştir.

$$\eta_{VG220} = 0.85561 - (8.55867 \cdot 10^{-6}) \cdot (DH [rpm]) + 0.00104645 \cdot (YS [^{\circ}C]) + (3.02561 \cdot 10^{-6}) \cdot (YM [ml]) \quad (5.3)$$

$$\eta_{5W30} = 0.879372 - (8.47698 \cdot 10^{-6}) \cdot (DH [rpm]) + 0.00105325 \cdot (YS [^{\circ}C]) + (2.99859 \cdot 10^{-6}) \cdot (YM [ml]) \quad (5.4)$$

Bu denklemler, bu dişli kutusunun seçilen parametrelerinin çeşitli parametre seviyelerindeki değerleri ile çalıştırılması durumunda elde edilecek verim değerinin hesaplanmasını sağlamaktadır. Bu denklemlerin yalnızca bu dişli kutusu ve yukarıda kullanılan yağlayıcılar ile belirlenmiş olan parametre seviyelerinde geçerli olacağı unutulmamalıdır.

1500 d/d hızda 25 °C sıcaklık ve 300 ml yağlayıcı seviyesinde ISO VG220 yağlayıcısı için regresyon denklemlerinden elde edilen verim sonuçları ile yine aynı koşullardaki deney sonuçları ve sayısal hesaplamalar kıyaslanarak Şekil 5.9'daki grafik oluşturulmuştur.



Şekil 5.9 : Verim değerlerinin mukayesesi.

Şekil 5.9’da deneysel verim değerleri ile deney sonuçlarına göre hazırlanan regresyon denklemlerinden elde edilen verim değerleri %1’in altında bir hata ile birbiri yerine kullanılabilir seviyededir. Sayısal olarak hesaplanan verim değeri ile ölçülen verim değeri arasında ise yaklaşık %8’lik bir fark bulunmaktadır. Bu da sayısal hesaplamalarda formüle dâhil edilemeyen etkiler sonucu ortaya çıkan farktan kaynaklanmaktadır.

Yapılacak veri havuzu ile verilerin bu havuza dahil edilmesi optimizasyon yapabilme kabiliyetini arttıracaktır. Böylece gerek verim gerekse başka amaç doğrultusunda, örneğin kullanılması gereken yağ miktarı gibi, öngörüselsel bir tahmin oluşturma durumu meydana gelecektir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmanın nihai amacı, dişli kutusundaki tüm olası girdileri ve sistem hatalarını belirlemek, performansı optimize etmek, bileşen hatalarını öngörmek ve mevcut tasarımı iyileştirebilmek amacıyla bir istatistiksel model geliştirmektir. Yağ viskozitesi ve seviyesi, dişli kutusunun verimini ve öngörülebilirliğini etkileyen bu değişkenlerden bazılarıdır.

Sonuçlar bölümünde, ana etkide yağlayıcı seviyesinin sergilediği davranış, sistemin çalkantı etkisinden önemli ölçüde etkilenmediğini göstermektedir. Bu nedenle, yüksek viskoziteli yağlarda aşırı yağlayıcı kullanımının bu spesifik dişli kutusu için verim üzerinde ne pozitif ne de negatif bir etkisi olmadığı ve dolayısıyla verim hedefleri için minimum miktarda yağlayıcının yeterli olabileceği çıkarılabilir. Ancak, SAE 5W30 yağı ile yapılan deneyler incelendiğinde, yağlayıcı seviyesindeki artışın verimde artış sağladığı gözlemlenmiştir.

VG 220 gibi sıcaklık değişimlerine daha duyarlı bir yağlayıcı ile yapılan deneyler, sıcaklık artışının sistem verimi üzerinde olumlu bir etkisi olduğunu ortaya koymuştur. Sistemin optimum sıcaklıkta çalıştırılmasının, dişli kutusundan maksimum verim elde edilmesine katkıda bulunduğu belirlenmiştir.

SAE 5W30 gibi daha düşük viskoziteli yağlayıcıların daha yüksek verim sağlaması beklenmektedir ve bu çalışma bunun sayısal etkisini açıkça göstermiştir.

Bu çalışmada, yağ ile ilgili operasyonel parametrelerin bir dişli kutusunun verimi üzerindeki etkisi belirlenmiştir. Deneyler bir adet dişli kutusu ve iki tür yağlayıcı ile gerçekleştirilmiştir; gelecekteki çalışmalarda, tahmin ve öngörü için kullanılabilecek etkili bir istatistiksel model oluşturmak amacıyla temel atılmıştır.

Kümülatif hesaplamalarda dişli kutusunda belli bir yük ve hız durumuna göre verim 0,94 - 0,95 aralığında hesaplanmıştır. Yapılan deneyler neticesinde ise aynı koşullarda verimin ortalama 0,861 olduğu bulunmuştur. Bu sonuç çerçevesinde teori ile deney arasındaki farkın büyüklüğü gösterilebilmiştir. Verimin daha doğru elde edilmesi gereken durumlarda deneysel veriler ile ilerlenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

Bununla birlikte regresyon analizinden elde edilen denklemler kullanılarak çalışma koşulları aynı kalacak şekilde hesaplamalar yapıldığında verim yaklaşık 0,869 olarak hesaplanmıştır. Bu çalışmadaki amaç doğrultusunda hangi metodun veya yaklaşımın tam verim değerini verdiği değil verime etki eden parametre seviyelerinin verime olan etkisi üzerinde durulmuştur ve bu hedefe ulaşılmıştır.

Sonuçlara dayanarak, dişli kutusu imalatçılarının verim hedeflerini göz önünde bulundurarak hangi parametre seviyelerini kullanmaları gerektiği ve bu parametrelerin ön tasarım aşamasında hangi aralıklarda tutulması gerektiği konusunda öngörüler elde edilmiştir. Örneğin, verim için optimum sıcaklık aralığı, ek soğutmanın gerekliliği ve önerilen hız aralıkları hakkında sonuçlar çıkarılmıştır. Bir regresyon denklemi elde edilmiştir ancak; deneysel tasarımda kullanılan parametre seviyesi aralığında yapılan değişikliklerin sadece bu dişli kutusu için maksimum verim sağlayabileceğini unutmamak önemlidir. Başka bir deyişle, bu denklemler yalnızca bu belirli dişli kutusu ve yukarıda belirtilen yağlayıcılar ile belirtilen parametre aralıklarında geçerlidir.

Bu çalışmada elde edilen deneysel tasarım yöntemini besleyecek az sayıda deneyler yapılarak herhangi bir dişli kutusu hakkında öngörüle bulunabilmek mümkün olacaktır.

6.1 Çalışmanın Uygulama Alanı

Yapılan bu çalışma bir öngörü modeli olup elde edilen sonuçlar neticesinde imal edilmiş dişli kutularının operasyon şartlarını etkilemeden mümkün olan en verimli çalışma şartlarında çalıştırılmasını amaçlamıştır. Bu sebeple gerek imalatçılar gerekse kullanıcılar açısından ciddi bir öneme sahiptir. İmalatçılar açısından ürün hattından alınan numunelerde yapılacak hızlı testler ile dişli kutularından istenen performansın alınıp alınmadığı hızlıca görülebilecektir. Aynı zamanda son kullanıcılara dişli kutularından en iyi verim alabilecekleri çalışma aralıkları tavsiyeleri verilebilecektir.

6.2 Gelecekte Planlanan Çalışmalar

Bu çalışmanın sonuçları, gelecekteki araştırmaların planlanmasına katkıda bulunacaktır. Yük bazında uygun yağlayıcı seçimi, imalatçı bakış açısından optimum yağlayıcı miktarının belirlenmesi, uygulamaya bağlı olarak çalışma hızı için öneriler ve dişli kutusunun çalışma sıcaklık aralığının belirlenmesi gibi konularla ilgili

alışmalar için temel atılmıştır. Ayrıca, karmaşık bir modelde kullanılacak ölçülen farklı değişkenlerle, bu sonuçlar toplam sistem yanıtını daha iyi yorumlamak ve her bir bileşen frekansını ayırt etmek için faydalı olacaktır.

Daha ileri araştırmalar için, deney düzeneğinde gürültü ve titreşim ölçümü için sensörler de monte edilmiş ve farklı veriler ölçülmüştür. Gürültü seviyesi farklılıkları, özellikle st kademedede daha yüksek seviyelerde SAE 5W30 yağı ile daha iyi yağlama sağlandığını göstermekte ve bu durum dişli kutusunun diğer bileşenlerini etkilemektedir. Henüz alışmalar devam etmekte olduğundan bu konular ile alakalı genel yorumlara bu çalışmada yer verilmemiştir.





KAYNAKLAR

- [1] **Holmberg, K. ve Erdemir, A.** (2017). Influence of tribology on global energy consumption, costs and emissions. *Friction*, 5(3): 263-284.
- [2] Url-1 <https://data.tuik.gov.tr>, erişim tarihi 12.01.2024.
- [3] **Dowson, D.** (1998). *History of Tribology* 2nd ed. Bury St. Edmunds: Professional engineering.
- [4] **Stribeck, R.** (1901). Kugellager für beliebige Belastungen (Ball Bearings for any Stress), Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure 45.
- [5] **Stribeck, R.** (1902). Die wesentlichen Eigenschaften der Gleit- und Rollenlager (Characteristics of Plain and Roller Bearings), Zeit. des VDI 46.
- [6] **Wang, Y. and Wang, Q. J.** (2013) Stribeck Curves In *Encyclopedia of Tribology* (pp 3365-3370). Springer. https://doi.org/10.1007/978-0-387-92897-5_148
- [7] **Soydan, Y. ve Ulukan, L.** (2013) *Temel Triboloji Sürtünme Aşınma Yağlama Bilimi ve Teknolojisi* Sakarya, Tagem, Kopisan.
- [8] Url-2 <<http://www.skf.com>>, erişim tarihi 12.01.2024.
- [9] **Kunstfeld, T. and Haas, W.** (2005). Shaft surface manufacturing methods for rotary shaft lip seals. *Sealing Technology*, 2005(7), 5–9. doi:10.1016/s1350-4789(05)70738-8.
- [10] **Haberhauer, H.** (2018). *Maschinenelemente: Gestaltung, Berechnung, Anwendung*. Berlin: Springer Vieweg.
- [11] **Merritt, H. E.** (1965). *Gears*. London: Pitman.
- [12] **Shanmugasundaram, S., Kumaresan, M. and Muthusamy, N.** (2014). Effects of pressure angle and tip relief on the life of speed increasing gearbox: A case study. *SpringerPlus*, 3(1). doi:10.1186/2193-1801-3-746.
- [13] **Höhn, B. R., Michaelis, K. and Hinterstoißer, M.** (2009) Optimization of gearbox. *Goriva I Maziva*; 48,4: 441-480.
- [14] **Michaelis, K., Höhn, B. R. and Hinterstoißer, M.** (2011) Influence factors on gearbox power loss. *Industrial Lubrication and Tribology*, 63: 46-55.
- [15] **Niemann, G. and Winter, H.** (2003) *Maschinenelemente Band 2*. 2nd ed. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, p.219.
- [16] **Zschippang, H. A., Weikert, S. and Wegener, K.** (2022) Face-gear drive: Meshing efficiency assessment. *Mechanism and Machine Theory*, 171: 104765.
- [17] **Yue, K., Kang, Z., Zhang, M., Wang, L., Shao, Y. and Chen, Z.** (2023) Study on gear meshing power loss calculation considering the coupling effect of friction and dynamic characteristics. *Tribol Int*, 183: 108378.

- [18] **Chung, W. J., Park, Y. J., Choi, C. and Kim, S. C.** (2023) Effects of manufacturing errors of gear macro-geometry on gear performance. *Sci Rep*, 13: 50.
- [19] **Yılmaz, M., Önüt A., Lohner, T. and Stahl, K.** (2022) Gear and bearing power losses: from dip to minimum quantity lubrication. *Industrial Lubrication and Tribology*, 74/9: 985-994.
- [20] **Wang, C., Wang, S. R. and Wang, G. Q.** (2018) A method for calculating gear meshing efficiency by measured data from gear test machine. *Measurement*, 119: 97-101.
- [21] **Petry-Johnson, T. T., Kahraman, A., Anderson, N. E., Chase, D. R.** (2008) An experimental investigation of spur gear efficiency. *Journal of Mechanical Design*, 130: 062601.
- [22] **Habermehl, C., Jacobs, G. and Neumann, S.** (2020) A modeling method for gear transmission efficiency in transient operating conditions. *Mechanism and Machine Theory*, 153: 103996.
- [23] **Naruse, C., Haizuka, S., Nemoto, R. and Kurokawa K.** (1986) Studies on frictional loss, temperature rise and limiting load for scoring of spur gear. *Bulletin of JSME*, 29/248: 600-608.
- [24] **Stolarski, T. A.** (1990). *Tribology in Machine Design*. Oxford: Heinemann Newnes.
- [25] **Stolarski, T. A., and Tobe, S.** (2001). *Rolling contacts*. Bury St Edmunds: Professional Engineering Publishing.
- [26] **Zhao, Y., Zi, Y., Chen, Z., Zhang, M., Zhu, Y. and Yin, J.** (2023). Power loss investigation of ball bearings considering rolling-sliding contacts. *International Journal of Mechanical Sciences*, 250, 108318. doi:10.1016/j.ijmecsci.2023.108318.
- [27] **Dindar, A., Chimanpure, A. S. and Kahraman, A.** (2022) Mechanical power losses of ball bearings: Model and experimental validation. *Journal of Tribology*, 144: 051603.
- [28] **Gong, R., Liu, M., Zhang, H. and Xu, Y.** (2015) Experimental investigation on frictional behavior and sealing performance of different composites for seal application. *Wear*, 342-343: 334-339.
- [29] **Niemann, G. and Winter, H.** (2003) *Maschinenelemente Band 1*. 2nd ed. New York: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, p.885
- [30] Url-3 <<http://www.parker.com>>, erişim tarihi 21.01.2024.
- [31] **Zhang, C., Chen, R., Bai, G., Wang, S. and Tomovic, M. M.** (2020). Reliability estimation of Rotary Lip Seal in aircraft utility system based on time-varying dependence degradation model and its experimental validation. *Chinese Journal of Aeronautics*, 33(8), 2230–2241. doi:10.1016/j.cja.2019.08.018.
- [32] **Shi, J., Duan, X., Liu, D., Wang, S. and Wu, X.** (2022). A multiphysics sealing mechanism model of rotary lip seals under mixed lubricating conditions considering the effects of the Meniscus. *Arabian Journal for Science*

and Engineering, 48(9), 11727–11739. doi:10.1007/s13369-022-07556-0.

- [33] **Marques, P. M. T., Martins, R. C. and Seabra, J. H. O.** (2016) Power loss and load distribution models including frictional effects for spur and helical gears. *Mechanism and Machine Theory*; 96: 1-25.
- [34] Url-4 < <https://web.itu.edu.tr/~temizv/>>, erişim tarihi 28.11.2015.
- [35] **Diez-Ibarbia, A., Fernandez-del-Rincon, A., de-Juan, A., Iglesias, M., Garcia, P. and Viadero, F.** (2018) Frictional power losses on spur gears with tip reliefs. The friction coefficient role. *Mechanism and Machine Theory*, 121: 15-27.
- [36] **Diez-Ibarbia, A., Fernandez-del-Rincon, A., Iglesias, M., de-Juan, A., Garcia, P. and Viadero, F.** (2016) Efficiency analysis of spur gears with a shifting profile. *Meccanica*, 51: 707-723.
- [37] **Magalhaes, L., Martins, R., Locateli, C. and Seabra, J.** (2010) Influence of tooth profile and oil formulation on gear power loss. *Tribology International*; 43: 1861-1871.
- [38] **Lu, F., Cao, X. and Liu, W.** (2021) Optimal design of high efficiency double helical gear based on dynamics model. *SN applied Sciences*, 3:726.
- [39] **Baglioni, S., Cianetti, F. and Landi, L.** (2012) Influence of the addendum modification on spur gear efficiency. *Mechanism and Machine Theory*, 49: 216-233.
- [40] **Pleguezuelos, M., Pedrero, J. I. and Sanchez, M. B.** (2013) Analytical expressions of the efficiency of standard and high contact ratio involute spur gears. *Mathematical Problems in Engineering*, 2013: 142849.
- [41] **Evans, S. M. and Keogh, P. S.** (2016) Efficiency and running temperature of a polymer-steel spur gear pair from slip/roll ratio fundamentals. *Tribology International*, 97: 379-389.
- [42] **Li, X., Sosa, M., Andersson, M. and Olofsson, U.** (2016) A study of the efficiency of spur gears made of powder metallurgy materials - ground versus super-finished surfaces. *Tribology International*, 95: 211-220.
- [43] **Martins, R., Seabra, J., Brito, A., Seyfert, C., Luther, R. and Igartua, A.** (2006) Friction coefficient in FZG gears lubricated with industrial gear oils: Biodegradable ester vs. mineral oil. *Tribology International*, 39: 512-521.
- [44] **Martins, R.C., Fernandes, C. M. C. G. and Seabra, J. H. O.** (2015) Evaluation of bearing, gears and gearboxes performance with different wind turbine gear oils. *Friction*, 3/4: 275-286.
- [45] **Fernandes, C. M. C. G., Marques, P. M. T., Martins, R. C., and Seabra, J. H. O.** (2015) Gearbox power loss. Part II: Friction losses in gears. *Tribology International*, 88: 309-316.
- [46] **Changenet, C., Leprince, G., Ville, F. and Vexlex, P.** (2011) A note on flow regimes and churning loss modeling. *Journal of Mechanical Design*, 133: 121009.

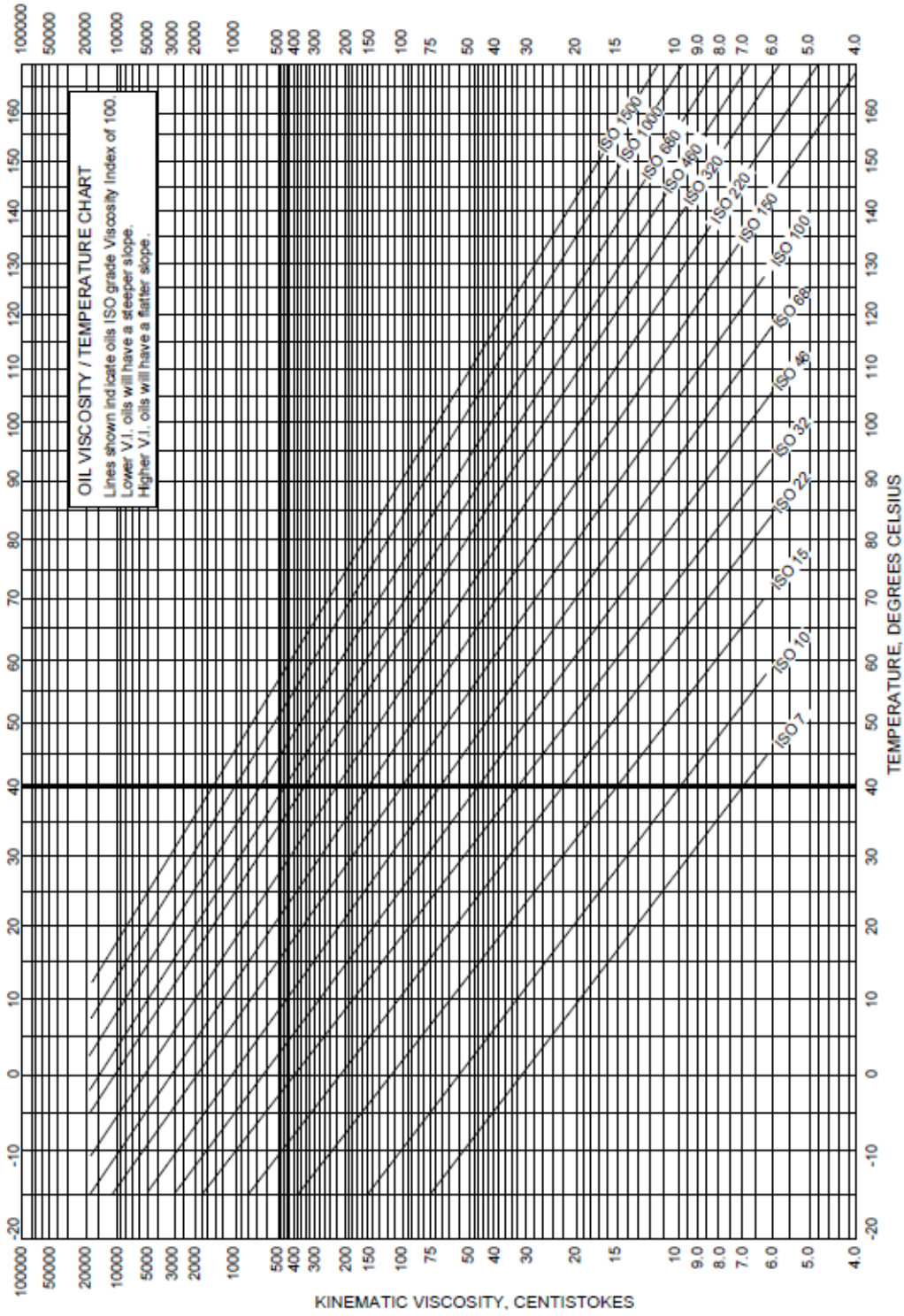
- [47] **Dong, K., Sun, Z., Chai, X. And Wang, J.** (2022) Experimental research of wear-fatigue interaction of gears. *Advances in Mechanical Engineering*, 14/6: 1-12.
- [48] **Bergstedt, E., Holmberg, A., Lindholm P and Olofsson U.** (2020) Influence of the DIN 3962 quality class on the efficiency in honed powder metal and wrought steel gears. *Tribology Transactions*, 63/6: 1076-1084.
- [49] **Diab, Y., Ville, F. and Velez P.** (2006) Prediction of power losses due to tooth friction in gears. *Tribology Transactions*, 49: 260-270.
- [50] **Lin, C., He, C., Gu, S. J., and Wu, X. Y.** (2017) Loaded tooth contact analysis of curve-face gear pair. *Advances in Mechanical Engineering*, 9/10: 1-10.
- [51] **Montgomery, D. C.** (2001). *Design and Analysis of Experiments*. Hoboken, NJ: Wiley.
- [52] **Hannon, W. M. and Ai, X.** (2013) Rolling Bearing Lubricants. In: Wang QJ, Chung YW (eds) *Encyclopedia of Tribology*. Boston: Springer, pp.2848-2856.
- [53] **Wolak, A., Zajac, G., Fijorek, K., Janocha, P. and Matwiczuk, A.** (2020) Experimental investigation of the viscosity parameters ranges - Case study of engine oils in the selected viscosity grade *Energies*, 13: 3152.
- [54] **Tipei, N.** (1962) *Theory of Lubrication* Stanford: Stanford University Press, p.475.

EKLER

EK A: ISO VG viskozite sıcaklık tablosu



EK A : ISO VG viskozite sıcaklık tablosu



Şekil A.1 : ISO VG viskozite sıcaklık tablosu.

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyadı : İsmail KAYA

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** :2013, Işık Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek lisans** :2016, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Konstrüksiyon Yüksek Lisans Programı

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2013-2014 Işık Üniversitesi Makina Mühendisliği Araştırma Görevlisi.
- 2014-halen İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Mühendisliği Araştırma Görevlisi.

DOKTORA TEZİNDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Kaya, İ., & Baykara, C.** (2024). The investigation of the effect of operating conditions in gearboxes on efficiency. *Advances in Mechanical Engineering*, 16(4). doi:10.1177/16878132241248072.