

KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ZA-27 ALAŞIMINDAN İMAL EDİLEN RADYAL KAYMALI YATAKLARIN
YORULMA DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

DOKTORA TEZİ

Erdar KAPLAN

MAYIS 2025

TRABZON



KARADENİZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**ZA-27 ALAŞIMINDAN İMAL EDİLEN RADYAL KAYMALI YATAKLARIN
YORULMA DAVRANIŞININ DENEYSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ**

Erdar KAPLAN

**Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsünde
"DOKTOR (MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ)"
Unvanı Verilmesi İçin Kabul Edilen Tezdir.**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 30 / 04 / 2025

Tezin Savunma Tarihi : 22 / 05 / 2025

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Olkan ÇUVALCI

Trabzon 2025

ÖNSÖZ

“ZA-27 Alaşımından İmal Edilen Radyal Kaymalı Yatakların Yorulma Davranışının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelenmesi” isimli bu tez Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği Anabilim Dalı Doktora Programı’nda hazırlanmıştır.

Tez çalışmam boyunca göstermiş olduğu kıymetli rehberlik, anlayış ve sunduğu katkılarla yolumu aydınlatan değerli danışman hocam Sayın Prof. Dr. Olkan ÇUVALCI’ya en içten teşekkürlerimi sunarım. Çalışmalarım sırasında görüş, öneri ve bilgi birikimlerini benimle paylaşarak yol gösteren saygıdeğer hocalarım Sayın Prof. Dr. Murat AYDIN’a, Sayın Prof. Dr. Hamdullah ÇUVALCI’ya, Sayın Prof. Dr. Hakan ADATEPE’ye ve Sayın Prof. Dr. İsmet SEZER’e teşekkür etmeyi bir borç bilirim. Ayrıca, bu çalışmanın hayata geçirilmesinde değerli fikir ve yardımlarıyla desteklerini esirgemeyen, saygıdeğer hocalarım Sayın Prof. Dr. Ebru Emine ŞÜKÜROĞLU başta olmak üzere; Sayın Öğr. Gör. Dr. Uğur ERSOY’a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Emre YURTKURAN’a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Zeki AZAKLI’ya, Sayın Doç. Dr. Faruk ÜNKER’e, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Fatih ŞENASLAN’a, Sayın Dr. Öğr. Üyesi Cemalettin AYGÜN’e, Sayın Prof. Dr. Recep GÜMRÜK’e ve Sayın Öğr. Gör. Birol BAŞAL’a teşekkürü bir borç bilirim.

Çalışmalarım boyunca her türlü fedakârlığı ve desteği benden esirgemeyen kıymetli babam Hüseyin KAPLAN’a, sevgili annem Emine KAPLAN’a, her daim yanımda olan can yoldaşım, kardeşim Sayın Öğr. Gör. Serdar KAPLAN’a ve değerli eşi Esra KAPLAN’a sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Çalışmalarım esnasında hayatıma katılan ve hayatımı daha anlamlı kılan sevgili eşim Öğr. Gör. Emine BOYNUEĞRİ KAPLAN’a ve minik kızım Elif KAPLAN’a sabırları, fedakârlıkları ve varlıklarıyla bana verdikleri destek için en içten teşekkürlerimi ve derin minnettarlığımı sunarım.

Bu tez çalışmasının ülkemize yararlı olmasını ve bundan sonraki çalışmalara katkı sağlamasını temenni ederim.

Bu tezi canım kızım Elif’e ve güçlü annesine ithaf ediyorum...

Erdar KAPLAN

Trabzon 2025

TEZ ETİK BEYANNAMESİ

Doktora tezi olarak sunduğum ‘‘ZA-27 Alaşımdan İmal Edilen Radyal Kaymalı Yatakların Yorulma Davranışının Deneysel ve Sayısal Olarak İncelemesi’’ başlıklı bu çalışmayı baştan sona kadar danışmanım Prof. Dr. Olkan ÇUVALCI'nın sorumluluğunda tamamladığımı, verileri kendim topladığımı, deneyleri ve analizleri ilgili laboratuvarında kendim yaptığımı, başka kaynaklardan aldığım bilgileri metinde ve kaynakçada eksiksiz gosterdiğimi, çalışma surcünde bilimsel araştırma ve etik kurallarına uygun olarak davrandığımı ve aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim. 22/05/2025

Erdar KAPLAN

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ.....	III
TEZ ETİK BEYANNAMESİ.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ÖZET	VIII
SUMMARY	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	X
TABLolar DİZİNİ.....	XVIII
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	XIX
1. GENEL BİLGİLER.....	1
1.1. Giriş.....	1
1.2. Kaymalı Yataklar	3
1.2.1. Hidrodinamik Kaymalı Yataklarda Teorik Esaslar	8
1.2.2. Hidrodinamik Kaymalı Yatakların Performansını Etkileyen Parametreler.....	17
1.2.3. Kaymalı Yatak Malzemeleri	21
1.3. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımlar.....	22
1.3.1. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Faz Diyagramları	24
1.3.2. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Yapısal Özellikleri.....	26
1.3.3. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Fiziksel Özellikleri	27
1.3.4. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Mekanik Özellikleri.....	28
1.3.5. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımlardan Üretilen Kaymalı Yatakların Tribolojik Özellikleri	31
1.3.6. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Yorulma Özellikleri.....	33
1.4. Yorulma	36
1.4.1. Yorulmayla İlgili Genel Bilgiler	36
1.4.2. Yorulmaya Neden Olan Yükleme Şekilleri.....	38
1.4.3. Yorulmada Hasar Kriterleri.....	41
1.4.4. Yorulma Mekanizması	43
1.4.5. Kaymalı Yataklarda Yüzey Yorulması	44

1.5. Kaymalı Yatakların Yorulma Davranışının Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE) Yöntemiyle Analizi	53
1.6. Tezin Amacı ve Kapsamı	57
2. YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	58
2.1. Deneysel Çalışmalar	58
2.1.1. ZA-27 Alaşımının Üretimi	58
2.1.2. Alaşımın Yapısal Özelliklerinin İncelenmesi.....	60
2.1.3. Alaşımın Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi	60
2.1.4. Kaymalı Yatak Deney Düzeneginin Konstrüksiyonu ve Özellikleri	62
2.1.5. Yorulma Deneyleri	78
2.1.6. Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesi.....	80
2.2. Sayısal Çalışmalar.....	82
3. BULGULAR	91
3.1. Alaşımın Kimyasal Analizinden Elde Edilen Bulgular	91
3.2. Yapısal İncelemelerden Elde Edilen Bulgular	91
3.3. Mekanik Deneylerden Elde Edilen Bulgular	95
3.4. Yüzey Pürüzlülük Ölçümlerinden Elde Edilen Bulgular.....	96
3.5. Grup-I Yorulma Deneylerinden Elde Edilen Bulgular	97
3.5.1. 10 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular	103
3.5.2. 12 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular	112
3.5.3. 15 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular	119
3.5.4. 20 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular	123
3.5.5. 24 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesinden Ait Bulgular	126
3.6. Grup-II Yorulma Deneylerinden Elde Edilen Bulgular.....	126
3.6.1. Test-II Deney Koşulu Altında Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular	132
3.6.2. Test-III Deney Koşulu Altında Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular	138
3.6.3. Test-IV Deney Koşulu Altında Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular	141
3.7. Sayısal Çalışmalardan Elde Edilen Bulgular	145

3.7.1. Grup-I Deneilerine Ait Sayısal Analiz Sonuçları.....	145
3.7.2. Grup-II Deneilerine Ait Sayısal Analiz Sonuçları.....	160
4. İRDELEME	169
5. SONUÇLAR.....	182
6. ÖNERİLER.....	184
7. KAYNAKLAR	185
8. EKLER.....	204
ÖZGEÇMİŞ	



Doktora Tezi

ÖZET

ZA-27 ALAŞIMINDAN İMAL EDİLEN RADYAL KAYMALI YATAKLARIN YORULMA DAVRANIŞININ DENEYSSEL VE SAYISAL OLARAK İNCELENMESİ

Erdar KAPLAN

Karadeniz Teknik Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Prof. Dr. Olkan ÇUVALCI
2024, 203 Sayfa, 1 Sayfa Ek

Bu tezde, ZA-27 alaşımından üretilen radyal kaymalı yatakların, farklı yatak genişliği ve çeşitli yükleme koşulları altındaki yorulma davranışı deneysel ve sayısal olarak incelenmiştir. Deneysel çalışmalarda, ilk yorulma çatlaklarının başladığı yük tekrar sayısı belirlenmiş, ardından yataklarda oluşan yorulma bölgeleri ve çatlak dağılımları Optik Mikroskop (OM), Taramalı Elektron Mikroskobu (SEM) ve Enerji Dağılım Spektroskopisi (EDS) yöntemleriyle incelenmiştir. Maksimum film basınçları, dinamik yükleme koşulları altında her $7,5^\circ$ lik krank açısı artışına karşılık gelen zaman adımlarında, sayısal analizler ile belirlenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, maksimum film basıncının meydana geldiği kritik krank pozisyonu tespit edilmiş ve yorulma analizleri, bu karakteristik zaman adımı esas alınarak gerçekleştirilmiştir. Gerçekleştirilen çalışmalar sonucunda, maksimum film basınçlarının, maksimum yüklerin uygulandığı bölgelerde oluştuğu ve yorulma çatlaklarının da yoğun olarak bu bölgelerde başladığı ve yayıldığı tespit edilmiştir. Ayrıca, ZA-27 alaşımından üretilen yatakların, yorulma açısından günümüzde motor uygulamalarında yaygın olarak kullanılan beyaz metal esaslı yataklara kıyasla bir miktar daha yüksek performans gösterdiği belirlenmiş ve bu alaşımın alternatif bir yatak malzemesi olarak değerlendirilebileceği ortaya konmuştur.

Anahtar Kelimeler: ZA-27 alaşımı, Yüzey yorulması, Çatlak ilerlemesi, Dinamik yükleme, Hesaplamalı akışkanlar dinamiği, Akışkan-yapı etkileşimi.

PhD. Thesis

SUMMARY

EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF FATIGUE BEHAVIOUR IN RADIAL JOURNAL BEARINGS MANUFACTURED FROM ZA-27 ALLOY

Erdar KAPLAN

Karadeniz Technical University
The Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Program
Supervisor: Prof. Olkan ÇUVALCI
2025, 203 Pages, 1 Page Appendix

The fatigue behavior of radial journal bearings manufactured from ZA-27 alloy was investigated through experimental and numerical approaches under different bearing widths and loading conditions. In the experimental studies, the number of load cycles at which the first fatigue crack initiated was determined. The fatigue regions and crack distributions in the bearings were thoroughly examined using Optical Microscopy (OM), Scanning Electron Microscopy (SEM), and Energy Dispersive Spectroscopy (EDS) techniques. The maximum oil film pressures in the bearings were determined through numerical analyses at time steps corresponding to every 7.5° increment in crank angle under dynamic loading conditions. Based on the results, the critical crank position at which the maximum film pressure occurred was identified, and fatigue analyses were performed based on this characteristic time step. The findings revealed that maximum film pressures developed in regions subjected to the highest loads, where fatigue cracks also predominantly initiated and propagated. Furthermore, bearings manufactured from ZA-27 alloy demonstrated slightly higher fatigue performance compared to conventional white metal-based bearings commonly used in engine applications, indicating the potential of ZA-27 as an alternative bearing material.

Key Words: ZA-27 alloy, Surface fatigue, Crack propagation, Dynamic load, Computational fluid dynamics, Fluid structure interaction.

ŞEKİLLER DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 1. a) Yuvarlanmalı yatak, b) kaymalı yatak sistemlerinin şematik bir görünümü.....	4
Şekil 2. Hidrodinamik kaymalı yataklarda Stribeck diyagramı (Mott vd., 2004)	5
Şekil 3. Bir kaymalı yatakta yük taşıyan yağ filmi içerisinde bir küp elemana etki eden kuvvetler (Mısırcı, 1990)	9
Şekil 4. Yatak içerisindeki koordinat sistemi ve akışkan tabakası (Mott vd., 2004).....	10
Şekil 5. Yatak geometrisinin şematik görüntüsü a) sabit yük altında b) dinamik yük altında	13
Şekil 6. Sommerfeld, Yarı Sommerfeld ve Reynolds sınır şartlarının grafiksel gösterimi (Cameron, 1981).....	15
Şekil 7. Mil çapı ve dönme hızı dikkate alınarak yataklar için önerilen minimum radyal boşluk değeri (Mott vd., 2004).	18
Şekil 8. İkili çinko-alüminyum faz diyagramı (Aydın, 1995)	25
Şekil 9. İkili çinko-alüminyum faz diyagramının 350 °C sıcaklıktaki izotermal kesiti (Murphy, 1980)	26
Şekil 10. Demir-çelik ve demir olmayan malzemeler için tipik Wöhler eğrileri.....	38
Şekil 11. Genel değişken yükleme (Budynas & Nisbett, 2011)	40
Şekil 12. Tam değişken yükleme (Budynas & Nisbett, 2011).....	40
Şekil 13. Titreşimli değişken yükleme (Budynas & Nisbett, 2011)	41
Şekil 14. Goodman, Gerber, Soderberg grafiksel modelleri (Schmid vd., 2013).....	43
Şekil 15. Yorulma kırılmasının oluşum şeması (Suresh, 1998).....	44
Şekil 16. Kaymalı yataklarda yorulma hasarı süreci a) başlangıçta hasar görmemiş düzgün yüzey b) çatlak başlangıcı c) çatlak ilerlemesi d) malzeme parçacığının kopup yüzeyden uzaklaşması (Stachowiak & Batchelor, 2013)	46
Şekil 17. Yüzey çatlaklarının numune yüzeyinde yayılmasına yönelik bir örnek görüntü (Cabo, 2018).....	47
Şekil 18. ZA-27 alaşımının imalatında kullanılmak üzere tasarlanan kalıbın şekli ve boyutları	59
Şekil 19. Ergitme İşleminde kullanılan ısı kontrollü pota fırını	59
Şekil 20. Döküm işlemi sonrası elde numunelerin şematik görüntüsü a) dökülen kütük malzeme b)	60
Şekil 21. Talaşlı imalat yöntemiyle elde edilen numunelerin (a) çekme, (b) sertlik ve (c) darbe deneyi numunelerinin şekli ve ölçüleri.....	61
Şekil 22. Dinamik yüklü radyal kaymalı yatak deney düzeneğinin şematik resmi	62

Şekil 23.	Deney düzeneğinin deney mili eksenine boyunca kesiti (Duman, 2002)	64
Şekil 24.	Deney düzeneğinin mil eksenine dik kesiti (Duman, 2002).....	65
Şekil 25.	Deney düzeneğinin değişik açılardan görünümü.....	66
Şekil 26.	Deney düzeneğinin değişik açılardan görünümü.....	66
Şekil 27.	Deney düzeneğinin değişik açılardan görünümü.....	67
Şekil 28.	Talaşlı imalat yöntemiyle imal edilen destek yataklarının şekli ve boyutları.....	68
Şekil 29.	Talaşlı imalat yöntemiyle üretilen yatakların şekli ve boyutları	68
Şekil 30.	Talaşlı imalat yöntemiyle üretilen yatak kepinin şekli ve boyutları.....	70
Şekil 31.	Yataklama ünitesi	70
Şekil 32.	Yüklemeye ünitesinin hidrolik çizimi	72
Şekil 33.	Yağlama ünitesi hidrolik çizimi.....	73
Şekil 34.	Servo-vananın teknik çizimi	74
Şekil 35.	Ölçüm sisteminin şematik gösterimi	75
Şekil 36.	Düşey ve yatay eksenlerdeki zamana bağlı yükün değişimi.....	76
Şekil 37.	Düşey yükün, yatay yükün ve toplam yükün krank açısına göre değişimi	77
Şekil 38.	Dinamik yükün polar diyagramı.....	77
Şekil 39.	Yüzey incelemesinde kullanılan SEM cihazı	81
Şekil 40.	Yüzey incelemesinde kullanılan optik mikroskop cihazı	81
Şekil 41.	Yüzey incelemesinde kullanılan XRD cihazı.....	82
Şekil 42.	Kaymalı yatak sistemi ve sınır şartları a) yağ filmi modeli b) yatak burcu modeli c) yağ modeli ağ yapısı d) yatak modeli ağ yapısı	86
Şekil 43.	Tek yönlü akışkan yapı etkileşiminin (AYE) akış diyagramı	89
Şekil 44.	ZA-27 alaşımına ait gerilme-çevrim sayısı (S-N) eğrisi (Aydın, 1995).....	90
Şekil 45.	ZA-27 alaşımının dökülmüş durumdaki iç yapısını gösteren OM görüntüsü	92
Şekil 46.	ZA-27 alaşımının dökülmüş durumdaki iç yapısının detayını gösteren SEM görüntüsü	92
Şekil 47.	ZA-27 alaşımının elementel EDS sonuçları	93
Şekil 48.	ZA-27 alaşımının elementel EDS haritası	93
Şekil 49.	ZA-27 alaşımının elementel XRD grafiği ($2\theta=20^{\circ}-80^{\circ}$).....	94
Şekil 50.	ZA-27 alaşımının XRD detay grafiği ($2\theta=35^{\circ}-46^{\circ}$).....	95
Şekil 51.	ZA-27 alaşımının gerilme-şekil değiştirme grafiği	96
Şekil 52.	Grup-I deneylerinde yatağa etki eden piston yüklerinin bir periyot boyunca zamana veya krank açısına ($\phi = \omega \cdot t$) göre değişimi	98

Şekil 53.	Grup-I deneylerinde yatağa etki eden yatay ve düşey yük bileşenleri ve bu bileşenlerden elde edilen toplam (bileşke) yükün krank açısına göre değişimi.....	99
Şekil 54.	Grup-I deneylerinde yatağa etki eden toplam yükün polar grafiği.....	99
Şekil 55.	Grup-I yorulma deneylerin test süreci	100
Şekil 56.	Grup-I deney grubunda gerçekleştirilen yorulma testleri sonuçları: Spesifik yatak yükü-yük tekrar sayısı arasındaki ilişkisi.....	102
Şekil 57.	Spesifik yatak yükü -ortalama yük tekrar sayısı arasındaki ilişki ve buna karşılık gelen standart sapmalar (Grup-I deney sonuçları).....	102
Şekil 58.	Grup-I deney grubundaki yatak numunelerine ait yüzey pürüzlülüğü değerleri ile elde edilen yorulma ömürleri arasındaki ilişki	103
Şekil 59.	Genişliği 10 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görünümü.....	104
Şekil 60.	10 mm genişliğindeki yatakta yüzey yorulma hasarının konumsal dağılımı	104
Şekil 61.	10 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü	105
Şekil 62.	10 mm genişliğindeki yatakta çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü	106
Şekil 63.	10 mm genişliğindeki yatakta çatlağın çok eksenli bir yayılım sergilediğini gösteren SEM görüntüsü.....	106
Şekil 64.	Yorulma çatlağı boyunca gözlemlenen çukurcuk (<i>pitting</i>) tipi yüzey hasarına ait SEM görüntüsü.....	107
Şekil 65.	10 mm genişliğindeki yatakta yatak kenarına yönelen çatlağa ait SEM görüntüsü	107
Şekil 66.	Ana yorulma çatlağı üzerinden alınan EDS analiz sonuçları	108
Şekil 67.	Çukurcuk hasarının meydana geldiği bölgeden alınan EDS analiz sonuçları.....	108
Şekil 68.	10 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının yatak kesiti boyunca ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü.....	109
Şekil 69.	Yorulma çatlağının yatak iç yüzeyinden başladığını gösteren SEM görüntüsü	110
Şekil 70.	Yorulma çatlağının yatak dış yüzeyine ulaştığını gösteren SEM görüntüsü	110
Şekil 71.	Yatak kalınlığı yönünde ilerleyen çatlağın mikroyapısal detaylarını gösteren SEM görüntüsü.....	111
Şekil 72.	Yatak kesitinde çatlak ilerlemesi ve ikincil çatlak oluşumuna ait SEM görüntüsü (A detayı)	111
Şekil 73.	Genişliği 12 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görüntüsü	112

Şekil 74.	10 mm genişliğindeki yatakta yüzey yorulma hasarının konumu	113
Şekil 75.	12 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü	114
Şekil 76.	12 mm genişliğindeki yatakta çatlağın dallanarak ikincil çatlaklar oluşturmasını gösteren SEM görüntüsü.....	114
Şekil 77.	12 mm genişliğindeki yatakta ana çatlağı ve ikincil çatlağın ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü.....	115
Şekil 78.	12 mm genişliğindeki yatakta çukurcuk oluşumunu gösteren SEM görüntüsü	115
Şekil 79.	12 mm genişliğindeki yatakta çatlağın yatak kenarına doğru ilerlediğini gösteren SEM görüntüsü.....	116
Şekil 80.	12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının yatak kesiti boyunca ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü.....	117
Şekil 81.	12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının detayını gösteren SEM görüntüsü	117
Şekil 82.	12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının detayını gösteren SEM görüntüsü	118
Şekil 83.	12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının detayını gösteren SEM görüntüsü	118
Şekil 84.	Genişliği 15 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görüntüsü	119
Şekil 85.	15 mm yatak genişliğinde yüzeyde oluşan yorulma hasarının pozisyonu.....	120
Şekil 86.	15 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü	121
Şekil 87.	15 mm genişliğindeki yatakta çatlağın hem çevresel hem aksenel yönde ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü.....	121
Şekil 88.	15 mm genişliğindeki yatakta çukurcuk oluşumunu gösteren SEM görüntüsü	122
Şekil 89.	15 mm genişliğindeki yatakta çatlak sonunu gösteren SEM görüntüsü	122
Şekil 90.	Genişliği 20 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görüntüsü	123
Şekil 91.	20 mm yatak genişliğinde yüzeyde oluşan yorulma hasarının konumu	124
Şekil 92.	20 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü	124
Şekil 93.	20 mm genişliğindeki yatakta çatlağın aksenel yönde ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü.....	125
Şekil 94.	20 mm genişliğindeki yatakta çatlak bitişimi gösteren SEM görüntüsü	125
Şekil 95.	Test-II yükleme koşulunda yatağa etki eden yatay ve düşey yük bileşenleri ve bu bileşenlerden elde edilen toplam (bileşke) yükün krank açısına göre değişimi	127

Şekil 96.	Test-III yükleme koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün düşey ve yatay bileşenleri ile toplam yükün krank açısına göre değişimi	128
Şekil 97.	Test-IV yükleme koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün düşey ve yatay bileşenleri ve toplam yükün krank açısına göre değişimi	128
Şekil 98.	Test-II deney koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün polar gösterimi	129
Şekil 99.	Test-III deney koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün polar gösterimi	129
Şekil 100.	Test-IV deney koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün polar grafiği.....	130
Şekil 101.	Grup-II deneylerinde elde edilen maksimum ortalama yüzey basıncı ile çevrim sayısı arasındaki ilişki.....	131
Şekil 102.	Yüzey pürüzlülüğü ile yük tekrar sayısı arasındaki ilişki.....	132
Şekil 103.	Test-II deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın iki parçaya ayrılmış fotoğrafı.....	133
Şekil 104.	Test-II deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın	134
Şekil 105.	Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü.....	134
Şekil 106.	Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini ve çukurcuk oluşumunu gösteren SEM görüntüsü.....	135
Şekil 107.	Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak bitişini gösteren SEM görüntüsü.....	135
Şekil 108.	Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak bitişini gösteren detaylı SEM görüntüsü	136
Şekil 109.	Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde mikro çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü	136
Şekil 110.	Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü	137
Şekil 111.	Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak bitişini gösteren detaylı SEM görüntüsü	137
Şekil 112.	Test-III deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın iki parçaya ayrılmış fotoğrafı.....	138
Şekil 113.	Test-III deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın yüzeyinde oluşan yorulma hasarının konumu	139
Şekil 114.	Test-III deney koşulu altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde mikro çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü	140
Şekil 115.	Test-III deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü.....	140
Şekil 116.	Test-III deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde yorulma kaynaklı hasarları gösteren SEM görüntüsü	141

Şekil 117.	Test-IV deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın iki parçaya ayrılmış fotoğrafı.....	142
Şekil 118.	Test-IV deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın yüzeyinde oluşan yorulma hasarının konumu	142
Şekil 119.	Test-IV deney koşulu altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde mikro çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü	143
Şekil 120.	Test-IV deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü.....	144
Şekil 121.	Test-IV deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çukurcuk oluşumunu gösteren SEM görüntüsü	144
Şekil 122.	Test-IV deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak sonunu gösteren SEM görüntüsü	145
Şekil 123.	Test-I dinamik yükleme koşulu altında farklı yatak genişlikleri için kritik krank açılarında elde edilen çevresel basınç dağılımları a) 10 mm, b) 12 mm, c) 15 mm, d) 20 mm, e) 24 mm.....	146
Şekil 124.	Test-I dinamik yükleme koşulu altında farklı yatak genişlikleri için kritik krank açılarında yatağın orta düzlemi boyunca elde edilen basınç dağılım profilleri	148
Şekil 125.	Test-I yükleme koşullarında, 10 mm genişliğe sahip yatakta 352,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	149
Şekil 126.	Test-I yükleme koşullarında, 12 mm genişliğe sahip yatakta 345° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	150
Şekil 127.	Test-I yükleme koşullarında, 15 mm genişliğe sahip yatakta 337,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	150
Şekil 128.	Test-I yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 337,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	151
Şekil 129.	Test-I yükleme koşullarında, 24 mm genişliğe sahip yatakta 337,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	151
Şekil 130.	Test-I yükleme koşullarında, 10 mm genişliğe sahip yatakta 352,5° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	153
Şekil 131.	Test-I yükleme koşullarında, 12 mm genişliğe sahip yatakta 345° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	154
Şekil 132.	Test-I yükleme koşullarında, 15 mm genişliğe sahip yatakta 337,5° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	155
Şekil 133.	Test-I yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 337,5° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme,	

	b) aksenal gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	156
Şekil 134.	Test-I yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 337,5° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) aksenal gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	157
Şekil 135.	Farklı yatak genişliklerine sahip kaymalı yatakların, kritik krank açılarında elde edilen radyal, aksenal, teğetsel, kayma ve eşdeğer gerilme (Von Mises) dağılımlarının karşılaştırmalı grafiği.....	158
Şekil 136.	Grup-I olarak adlandırılan deney grubunda gerçekleştirilen yorulma analizleri sonuçları: Eşdeğer gerilme-yorulma ömrü ilişkisi.....	159
Şekil 137.	Grup-II deney koşulları altında farklı yük formları için kritik krank açılarında elde edilen çevresel basınç dağılımları a) Test-II, b) Test-III, c) Test-IV.....	161
Şekil 138.	Grup-II dinamik yükleme koşulu altında farklı yükleme koşulları için kritik krank açılarında yatağın orta düzlemi boyunca elde edilen basınç dağılım profilleri.....	162
Şekil 139.	Test-II yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 285° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	162
Şekil 140.	Test-III yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 97,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	163
Şekil 141.	Test-IV yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 105° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı	163
Şekil 142.	Test-II yükleme koşullarında 20 mm genişliğe sahip yatakta 105° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) aksenal gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	165
Şekil 143.	Test-III yükleme koşullarında 20 mm genişliğe sahip yatakta 97,5° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) aksenal gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	166
Şekil 144.	Test-III yükleme koşullarında 20 mm genişliğe sahip yatakta 105° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) aksenal gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon	167
Şekil 145.	Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV dinamik yükleme formlarına ait, kritik krank açılarında elde edilen en büyük radyal, aksenal, teğetsel, kayma ve eşdeğer gerilme (Von Mises) büyüklüklerinin karşılaştırmalı grafiği.....	168
Şekil 146.	Grup-II olarak adlandırılan deney grubunda gerçekleştirilen yorulma analizleri sonuçları: Eşdeğer gerilme-yorulma ömrü ilişkisi.....	168
Şekil 147.	Yorulma ömrü, maksimum spesifik yatak yükü-eş değer gerilme ilişkisi (Grup-I deney sonuçları).....	170

Şekil 148. Yük tekrar sayısı-maksimum spesifik yatak yükü-eş değer gerilme ilişkisi (Grup-II deney sonuçları).....	174
Şekil 149. ZA-27 alaşımından üretilen kaymalı yatakların dinamik yükler altındaki yorulma performansının literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırılması.....	181



TABLolar DİZİNİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1. İkili Zn-Al alaşım sisteminde meydana gelen faz dönüşümleri	25
Tablo 2. Üçlü Zn-Al-Cu alaşım sisteminde meydana gelen faz dönüşümleri	26
Tablo 3. Çinko-alüminyum esaslı bazı ticari alaşımların kimyasal bileşimleri (ASTM-B86-13, 2013)	29
Tablo 4. Çinko-alüminyum esaslı alaşımlar ve bazı geleneksel yatak malzemelerinin fiziksel özellikleri (Hekimoğlu, 2013).....	29
Tablo 5. Çinko-alüminyum esaslı alaşımlar ve bazı geleneksel yatak malzemelerinin mekanik özellikleri	30
Tablo 6. Çinko-alüminyum ve geleneksel yatak alaşımlarının yorulma özellikleri	34
Tablo 7. Yağlama ve yükleme ünitesinde kullanılan yağın fiziksel özellikleri	71
Tablo 8. Kabuller ve modelleme özellikleri.....	83
Tablo 9. Yatak nominal boyutları ve modelleme parametreleri	87
Tablo 10. Malzeme özellikleri	88
Tablo 11. ZA-27 alaşımının kimyasal bileşimi.....	91
Tablo 12. ZA-27 alaşımının dökülmüş durumdaki sertlik, çekme dayanımı, kopma uzaması ve darbe direnci değerleri	95
Tablo 13. Deney yataklarının yüzey pürüzlülük değerleri (Grup-I Deneyleri)	97
Tablo 14. Deney yataklarının yüzey pürüzlülük değerleri (Grup-II Deneyleri).....	97
Tablo 15. Grup-I deney grubunda gerçekleştirilen yorulma testlerinden elde edilen sonuçlar	101
Tablo 16. Grup-II deneylerinden elde edilen sonuçlar	131

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Yataklama alanı
d	: Mil çapı
D	: Yatak çapı
c	: Radyal boşluk
E	: Elastisite modülü
F_{\max}	: Maksimum yatak yükü
F_{\min}	: Minimum yatak yükü
e	: Eksantrisite (mm)
ε_t	: Eksantrisite oranı
h	: Film kalınlığı
h_{\max}	: Maksimum film kalınlığı
h_{\min}	: Minimum film kalınlığı
L	: Yatak genişliği
n, N	: Mil hızı
N_f	: İlk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı
O_y	: Yatak merkezi
O_m	: Mil merkezi
P	: Yatak basıncı
$\bar{p}_{\max}^{\text{dyn}}$: Maksimum spesifik yatak yükü
R_a	: Ortalama yüzey pürüzlüğü
R_z	: Ortalama pürüz derinliği
r	: Mil yarıçapı
R	: Yatak yarıçapı
S_e	: Yorulma dayanımı
S_{ut}	: Çekme dayanımı
S_y	: Akma dayanımı
W	: Yatak yükü
x, y, z	: Koordinat eksenleri

μ	: Sürtünme katsayısı
ν	: Poisson oranı
τ	: Kayma gerilmesi
ω	: Milin açısal hızı
ρ	: Dinamik viskozite
σ_a	: Gerilme genliği
σ_m	: Ortalama gerilme
σ_{max}	: Maksimum gerilme
σ_{min}	: Minimum gerilme
σ_r	: Gerilme aralığı
σ_{xx}	: Radyal gerilme
σ_{yy}	: Teğetsel gerilme
σ_{zz}	: Eksenel gerilme
θ	: Yatağın çevresel açısı
ϕ	: Krank açısı veya konum açısı
AYE	: Akışkan-yapı etkileşimi yöntemi
BSD	: Brinell sertlik değeri
EDS	: Enerji dağılım spektroskopisi
HAD	: Hesaplamalı akışkanlar dinamiği
SEM	: Taramalı elektron mikroskobu
SEY	: Sonlu elemanlar yöntemi
OM	: Optik mikroskop
XRD	: X ışını difraktometres

1. GENEL BİLGİLER

1.1. Giriş

Yüksek hız ve yüksek sıcaklıklarda çalışabilen, daha fazla güç üretebilen, düşük yakıt tüketimi ile yüksek verimlilik sunan yeni nesil motorlara duyulan ihtiyaç her geçen gün hızla artmaktadır. Sektördeki bu talep artışı, motor güvenilirliğinden ödün vermeden daha büyük yükleri taşıyabilen gelişmiş mekanik bileşenlere olan ihtiyacı da beraberinde getirmiştir. Bu durum, motor tasarımcılarını ve üreticilerini kritik ve analitik düşünmeye, sistemi oluşturan tüm mekanik bileşenlerin kapsamlı tasarımına ve alternatif malzemelerin seçimine daha fazla odaklanmaya zorlamıştır. Söz konusu mekanik bileşenlerden biri olan kaymalı yataklar, stratejik konumları ve güç aktarma sistemlerindeki kritik rollerinden dolayı motorların en önemli elemanları arasında yer almaktadır. Bu bağlamda, kaymalı yatakların seçimi, tasarımı ve analizi yeni nesil motorların geliştirilmesinde önemli bir yer tutmaktadır (Kumada vd., 1996; Burke-Veliz vd., 2010; Becker, 2004; Santos vd., 2020; El-Daher vd., 2022).

Kaymalı yatakların yüksek yük, yük hız ve yüksek sıcaklık gibi zorlu çalışma koşulları altında kararlı, güvenilir ve uzun ömürlü bir performans sergileyebilmesi büyük ölçüde, bu yatakların dinamik (değişken) yüklere karşı dayanabilme kapasiteleriyle doğrudan ilişkilidir (Bıyıklıoğlu, 1986; Hacıfazlıoğlu, 1992; Duman, 2002). Bu tür yüklere maruz kalan kaymalı yataklarda yaygın olarak görülen hasarlardan biri yüzey yorulma hasarıdır (Lang, 1977; Martin vd., 1981; Burke-Veliz vd., 2010; Dong vd., 2020). Bu hasar tipi, genellikle yatak yüzeyinde veya yüzeye yakın bölgelerde mikro çatlakların oluşmasıyla başlamakta; söz konusu çatlaklar, hidrodinamik yağ filmi basıncının dalgalanmaları ve yük değişimleri etkisiyle ilerleyerek bir malzeme parçacığını çevrelemekte ve nihayetinde bu parçacığın yüzeyden ayrılmasıyla malzeme kaybına neden olmaktadır (Lang, 1977; McCallion & Lotfi., 1992, Burke-Veliz vd., 2010; Vencl & Rac, 2014); Cheng vd., 2024). Tribolojik bir süreç olan yüzey yorulma hasarı, kaymalı yatakların ömrü ve güvenilirliği üzerinde kritik bir öneme sahiptir (Chiu, 1999a; 1999b). İlk aşamada mikro, zamanla ise makro boyutta ilerleyen bu çatlaklar, zamanında tespit veya müdahale edilmediğinde motor sistemlerinde kısmi arızalara neden olabilmekte ve ciddi ekonomik kayıplara yol açabilmektedir (Vencl & Rac, 2014; Chen vd., 2024). Bu bağlamda, dinamik yükleme koşulları altında çalışan

kaymalı yatakların yorulma davranışının incelenmesi hem bilim hem de mühendislik alanlarında önemli bir araştırma konusu olarak ön plana çıkmaktadır.

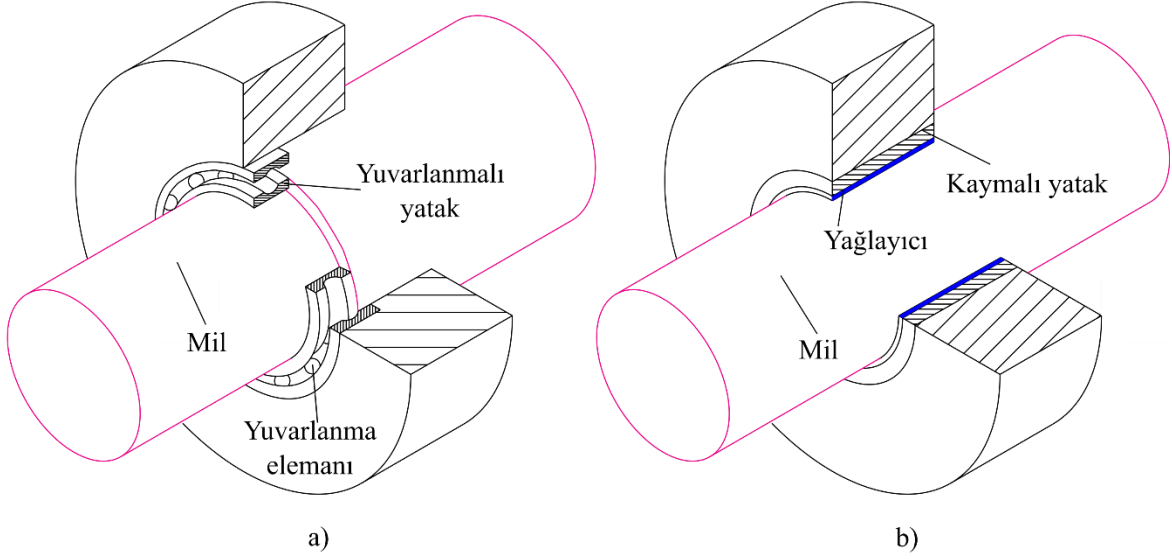
Kaymalı yatakların yorulma davranışının karakterize edebilmesi için, bu elemanların gerçek kullanım koşullarında ya da bu koşullara benzer laboratuvar ortamlarında yapılan deneylerle test edilmesi gerekmektedir (Bıyıklıoğlu, 1986; Dong vd., 2020; Chen vd., 2023). Ancak, bu tür deneylerin maliyetli ve zaman alıcı olması, gerçek zamanlı testlerin uygulanabilirliğini sınırlamaktadır (Blundell, 1980; Sikora vd., 2000; Gawarkiewicz, 2012). Bu nedenle, daha hızlı ve verimli sonuçlar elde edebilmek adına simülasyon tabanlı nümerik analizler giderek daha fazla tercih edilmektedir (Sous vd., 2016). Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) tabanlı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği-Akışkan-Yapı Etkileşimi (HAD-AYE) yöntemi, özellikle son yirmi yılda hidrodinamik kaymalı yatakların analizinde yaygın olarak kullanılan bir metot haline gelmiştir (Liu vd., 2010; Dhande & Pande 2017; 2018; Dong vd., 2020; Kyrkou & Nikolakopoulos, 2020; Nayak vd., 2020; Wang vd., 2024) Ancak, HAD-AYE literatüründe statik yüklere maruz kalan kaymalı yataklar üzerine birçok çalışma bulunmasına karşın, dinamik yük koşulları altındaki kaymalı yataklarla ilgili araştırmalar oldukça sınırlıdır (Sous vd., 2016; Dong vd., 2020; El-Daher vd., 2022; Chen vd., 2024). Bu durum, dinamik yüklere maruz kalan kaymalı yatakların HAD-AYE yöntemiyle tasarımı ve optimizasyonuna yönelik araştırmaların önemini ve özgünlüğünü vurgulamaktadır.

Kaymalı yataklarının çalışma süresi boyunca istikrarlı bir performans sergileyebilmesi, dinamik yüklere karşı gösterdikleri dayanıklılığın yanı sıra, kullanılan yatak malzemelerinin yapısal ve mekanik özellikleriyle de doğrudan ilişkilidir (Tung vd., 2004; Xu vd., 2024). Bu nedenle, yatak malzemelerinin titizlikle seçilmesi, motorların verimli bir şekilde çalışmasını sağlamak ve performans gereksinimlerini karşılamak açısından büyük önem taşımaktadır (Babu vd., 2015; Senkathir vd., 2020). Geçmişten günümüze, kaymalı yatakların imalatında dökme demir, beyaz metal, bronz, pirinç ve alüminyum gibi çeşitli malzemeler yaygın olarak kullanılmıştır (Pratt, 1973). Ancak, İkinci Dünya Savaşı sırasında, geleneksel yatak malzemelerinin temel alaşım elementlerinden olan kalay ve bakır temininde yaşanan zorluklar, çinko-alüminyum (Zn-Al) esaslı alaşımların geliştirilmesine zemin hazırlamış, 1960'lı yılların sonlarından itibaren gerçekleştirilen kapsamlı araştırmalar ise bu alaşımların ticari ölçekte yatak malzemesi olarak kullanılmasına olanak sağlamıştır (Calayag & Ferres, 1982; Murphy & Savaşkan, 1984; Barnhurst, 1990; Pola vd., 2020).

Yıllar içinde Zn-Al esaslı alaşımlardan üretilen kaymalı yatakların geniş bir kullanım alanı bulması, bu elemanların dinamik yükleme koşulları altındaki yorulma davranışlarının araştırılması gerekliliğini ortaya çıkarmıştır. Yapılan birçok mekanik ve tribolojik çalışma, söz konusu alaşımlardan imal edilen yatakların pek çok uygulamada geleneksel yataklara kıyasla üstün özellikler sergilediğini ortaya koymasına rağmen, dinamik yükleme koşulları altındaki yorulma ömürlerini inceleyen herhangi bir çalışma bulunmamaktadır. Bu nedenle, Zn-Al esaslı alaşımlarından üretilen yatakların yorulma davranışının deneysel ve sayısal yöntemlerle incelenmesi, literatüre özgün ve bilimsel açıdan değerli katkılar sunacaktır.

1.2. Kaymalı Yataklar

Dairesel ya da doğrusal olarak kuvvet ve hareket ileten mil, aks vb. taşıma elemanlarına uygulanan yüklerin desteklenmesinde kullanılan, hareketli bir yüzeyle sabit veya hareketli ikinci bir yüzey arasındaki izafi harekete minimum sürtünmeyle izin verebilecek şekilde tasarlanan makine elemanları yatak olarak tanımlanmaktadır (Mott vd., 2004; Khurmi & Gupta, 2005; Childs, 2013; Norton, 2010). Bu elemanlar, taşıdıkları yükün doğrultusuna göre radyal tip ve eksenel tip olmak üzere iki ana grupta incelenir. Yük doğrultusu yatağın eksenine dik ise bu yataklar ‘radyal kaymalı yatak’, yük eksenine yatağın dönme eksenine doğrultusunda ise ‘eksenel kaymalı yatak’ olarak adlandırılır (Norton, 2010). Konstrüksiyonlarına göre yataklar ise, yuvarlanmalı yataklar ve kaymalı yataklar olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Şekil 1’de yuvarlanmalı ve kaymalı yatakların genel şematik bir görseli verilmiştir. Her iki uygulamada da sürtünme hareketinden faydalanılarak bir iş yapma eylemi gerçekleştirilir. Ancak, yuvarlanmalı yataklar, kaymalı yataklara kıyasla çok daha düşük sürtünmeye sahiptir (Harnoy, 2002). Bu iki yatak türü arasındaki temel fark, mil ile yatak yüzeyi arasındaki sürtünme mekanizmasıdır. Yuvarlanmalı yataklar, yüzeyler arasındaki yuvarlanma elemanları vasıtasıyla gerçekleşen yuvarlanma sürtünmesi prensibine göre tasarlanırken (Şekil 1a), kaymalı yataklarda ise hareketin ince bir yağ tabakası veya filmi ile kolaylaştırıldığı kayma sürtünmesi söz konusudur (Bhandari, 2010; Someya, vd., 2013). Literatürde, teknik notlarda ve resmî belgelerde yuvarlanmalı yataklar için genellikle ‘sürtünmesiz yataklar’ veya ‘rulmanlar’ terimleri tercih edilirken, kaymalı yataklar için ise ‘düz yüzeyli yataklar’, ‘kayar temaslı yataklar’, ‘silindirik yataklar’ veya ‘muylu yatakları’ gibi terimler yaygın olarak kullanılmaktadır (Balakrishnan vd., 2010; Childs, 2013).

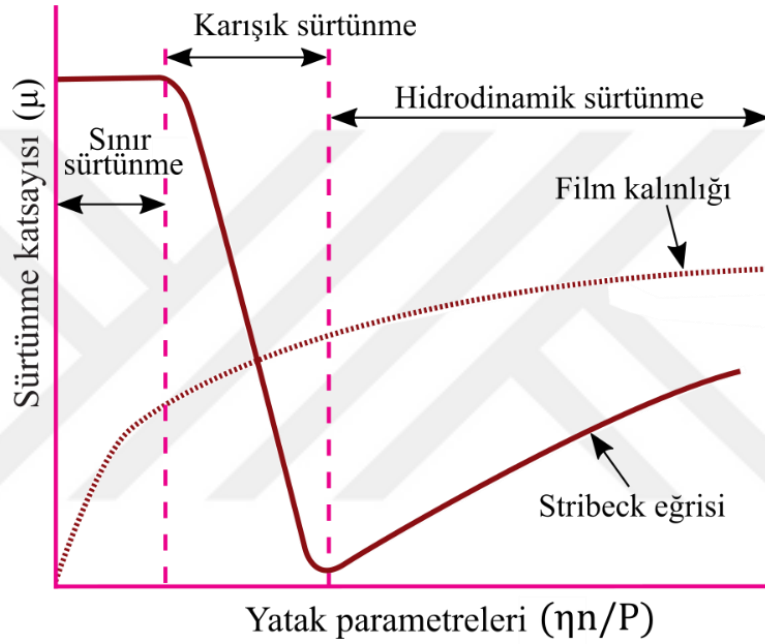


Şekil 1. a) Yuvarlanmalı yatak, b) kaymalı yatak sistemlerinin şematik bir görünümü (Mott vd., 2004)

Kaymalı yataklar, eksenleri arasında eksantriklik bulunan bir mil, yatak gövdesi ve aralarındaki yağlayıcı elemandan oluşan (Şekil 1b), bir yüzeyden diğer bir yüzeye yük iletimini yağlayıcı aracılığıyla gerçekleştiren sistemlerdir (Harnoy, 2002; Güllü & Yılmaz, 2018). Bu yataklar, ağır yükleri taşıma kabiliyetleri, yüksek hızlarda çalışabilme yetenekleri, basit tasarımları ve düşük maliyetleri sebebiyle birçok uygulamada yuvarlanmalı yataklara kıyasla önemli avantajlar sunmaktadır (Mott vd., 2004). Söz konusu yatakların en önemli dezavantajlarından biri ise, sürekli ve verimli bir yağlama ihtiyacıdır (Bierlein, 1975). Kaymalı yataklar, yeterli yağlama koşulları sağlandığında yüksek performans gösterirken, yağlama yetersizliği durumunda ise hızla hasar görme riskiyle karşı karşıya kalabilirler. (Wilson & Shone, 1983). Bu durum, yatak ile mil arasındaki sürtünmenin artmasıyla açıklanabilir. Artan sürtünme, temas yüzeylerinde aşınmaya yol açarak yatak yüzeyinde ciddi hasarlara yol açabilir (Çuvalcı, 2001). Bunun yanı sıra, yeterli yağlama, temas yüzeylerini birbirinden ayırarak sürtünmeyi azaltır ve aşınmayı en aza indirir. Bu nedenle, kaymalı yatakların çalışma koşullarına uygun bir şekilde yağlanması, uzun vadeli performanslarının sürdürülebilirliği açısından kritik bir faktör olarak değerlendirilmektedir (Wilson & Shone, 1983; Harnoy, 2002).

Kaymalı yataklarda, yağlama rejimi ve sürtünme mekanizmalarının analizi, tribolojik bir veri olan Stribeck eğrisinin incelenmesiyle gerçekleştirilir (Harnoy, 2002). Söz konusu eğri, kaymalı yatak uygulamalarında mil ile yatak yüzeyi arasındaki sürtünme katsayısının (μ), yatak parametrelerine ($\eta \times n/P$) göre nasıl değiştiğini ve yağ filmi oluşumunu

göstermektedir (Çuvalcı, 1996). Şekil 2’de bir kaymalı yatak sistemine ait Stribeck eğrisi sunulmuştur. Söz konusu diyagramda düşey eksen sürtünme katsayısını, yatay eksen ise boyutsuz yatak parametrelerini ($\eta n/P$) temsil etmektedir. Burada, sürtünme katsayısının (μ) değişimi, yağın dinamik viskozitesine (η), yatak basıncına (P) ve milin hızına (n) bağlıdır. Söz konusu diyagram üç sürtünme rejiminden oluşmaktadır. Bunlar: sınır sürtünme, karışık sürtünme ve hidrodinamik sürtünmedir (Mott vd., 20; Harnoy, 2002; Baş, 2022).



Şekil 2. Hidrodinamik kaymalı yataklarda Stribeck diyagramı (Mott vd., 2004)

Stribeck eğrisinin sınır sürtünme olarak adlandırılan rejiminde, yüzeyler arasında sürekli bir yağ filmi oluşmaz ve temas büyük ölçüde mil ile yatak yüzeyi arasında gerçekleşir (Mott vd., 2004). Bu bölgede, yüzeyler arasında yalnızca birkaç moleküllük bir yağ tabakası oluşmakta, ancak bu tabaka yüzey pürüzlülüklerini tamamen örtmek için yetersiz kalmaktadır (Çuvalcı, 2000; Childs, 2013). Sınır sürtünmesi, milin harekete geçtiği anda başlar ve basınçlı yağın yatak yüzeyine ulaşmasına kadar devam eder. Bu bölgede, ortalama sürtünme katsayısı değeri $\mu \cong 0,1 - 0,2$ olarak kabul edilmektedir (Çuvalcı 2024). Karışık sürtünme rejimi, sınır sürtünme ve hidrodinamik sürtünme arasında bir geçiş rejimi olup, bu bölgede yatak yükü kısmen yağ filmi tarafından, kısmen de yüzeyler arasındaki metal-metal temasıyla taşınmaktadır (Çuvalcı, 2000). Bu yağlama rejiminde, başlangıçta yüksek olan sürtünme katsayısı, bazı bölgelerde yağ filminin oluşmasıyla birlikte $\mu \cong 0,02 - 0,1$

aralığına düşmektedir. Bu yağlama rejimi, yağın yatağa ilk girişinden başlayarak yatak içerisinde tam bir yağ filminin oluşmasına kadar geçen süreçte meydana gelmektedir (Mott vd., 2004). Hidrodinamik sürtünme rejimi ise, yüzeyler arasında yeterli kalınlıkta ve basınçta bir yağ filmi oluştuğu, dolayısıyla metal-metal temasının gerçekleşmediği durumu ifade etmektedir (Çuvalcı, 2000; Juvinall & Marshek, 2017). Bu bölgede harekete karşı gösterilen direnç yalnızca yağlayıcının molekülleri arasındaki viskoz sürtünmeden kaynaklanmaktadır (Frene vd., 1997). Bu koşullar altında sürtünme katsayısı oldukça düşüktür. Bir kaymalı yatak uygulamasında sürtünme katsayısının yaklaşık $\mu \cong 0,002 - 0,01$ aralığında olması, ideal hidrodinamik sürtünme koşulunun sağlandığını göstermektedir (Juvinall & Marshek, 2017).

Literatür incelemeleri, yatak malzemelerinin sürtünme katsayısının önemli ölçüde değişkenlik gösterdiğini ortaya koymaktadır. Örneğin, otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan ticari SAE660 bronzundan üretilen yataklarda sürtünme katsayısı karışık sürtünme bölgesinde $\mu \cong 0,08 - 0,14$ arasında değişirken, hidrodinamik yağlama rejiminde $\mu \cong 0,001 - 0,005$ seviyelerine düşmektedir. Benzer şekilde, kurşun esaslı beyaz metalden üretilen yataklarda bu değer $\mu \cong 0,002 - 0,003$ aralığında, Zn-Al esaslı alaşımlardan üretilen yataklarda ise seçilen yatak parametrelerine bağlı olarak $\mu \cong 0,001 - 0,0038$ arasında değişmektedir (Çuvalcı, 2000, Lu vd., 2006; Mott vd., 2004; Tevrüz, 2015; Juvinall & Marshek, 2017).

Sürtünme katsayısının yanı sıra, yağ filmi kalınlığının değişimi ve seviyesi de yatak ömrü üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Yağ filminin çok ince olması durumunda, yüzeyler arasında doğrudan temas meydana gelebilir. Bu durum, sürtünme ve aşınmaya yol açar. Buna karşılık, yağ filminin aşırı kalın olması gereksiz enerji kayıplarına yol açarak viskoz sürtünmeyi artırır. Bu nedenle, sürtünme ve aşınmanın en düşük seviyede olduğu, ideal bir yağ filmi kalınlığının belirlenmesi gerekmektedir (Lu vd., 2006). Şekil 2'deki kesikli eğri, bir kaymalı yatak sisteminde oluşan yağ filmi kalınlığındaki değişimi göstermektedir (Mott vd., 2004). Şekilde de görüldüğü üzere, karışık sürtünme bölgesinde yağ filmi kalınlığının belirlenmesi oldukça zordur (Mori vd., 1968; Mott vd., 2004). Çünkü, bu bölgede değişkenlerin birinde meydana gelen küçük bir değişiklik, sürtünme katsayısında büyük dalgalanmalara yol açarak, sistemin düzensiz bir performans sergilemesine sebep olabilmektedir (Beamish vd., 2020). Diğer taraftan, hidrodinamik sürtünmenin oluştuğu sınır değer ($\eta n/P$) belirlenmesi de oldukça zordur. Çünkü dinamik viskozite (η), yatak basıncı (P) ve milin hızı (n) dışında, yağlayıcının debisi, yağlayıcının yüzeylere tutunma

kabiliyeti, milin ve yatağın malzemeleri, yatağın yapısal sertliği, milin ve yatağın yüzey pürüzlülüğü de film oluşumunu etkileyen önemli faktörlerdir (Lu & Khonsari, 2007; Mott vd., 2004; Baş 2022). Bu çalışmada incelenen araştırma konusu hidrodinamik sürtünme rejiminin söz konusu olduğu yataklar grubu içinde yer aldığından, bu faktörlerin her biri göz önünde bulundurularak çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Kaymalı yataklar, yağ filminin oluşum esasına göre ise, hidrostatik ve hidrodinamik yataklar olmak üzere iki genel başlık altında sınıflandırılabilir (Harnoy, 2002). Hidrodinamik kaymalı yataklarda yağ filmi, yatağa boşluklu monte edilen milin hareketiyle ve bu hareketin yönünde daralan yağ tabakasının etkisiyle oluşur (Juvinall & Marshek, 2017; Frene vd., 1997; Childs, 2013; Mott vd., 2004). Başka bir ifadeyle, yüzeyler eksantrik bir konum aldığı anda, kesintisiz bir yağ filmi kendiliğinden oluşur (Tevrüz 2015). Milin hareketi ve bu eksantriklik nedeniyle oluşan basıncın hassas bir şekilde hesaplanması, hidrodinamik kaymalı yatakların basınç dağılımı, yük taşıma kapasitesi, yatak gerilmeleri, yatak deformasyonları ve yorulma ömrü gibi pek çok farklı açıdan analiz edilmesinin temelini oluşturur (Güllü & Yılmaz, 2018). Hidrostatik kaymalı yataklarda ise, yağlayıcı film içerisindeki basınç, mil-yatak aralığına dışarıdan bir pompa aracılığıyla yüksek basınçta yağlayıcı gönderilerek sağlanır (Tevrüz 2015). Hidrodinamik etkili kaymalı yataklarda, yağ filmi tam olarak oluşmadan önce sınır ve karışık sürtünme rejimleri gözlemlenir, ancak hız arttıkça hidrodinamik sürtünme rejimi hâkim olur. Bu süreçte, sınır ve karışık sürtünme rejimlerinde yüzeyler arasındaki temas, farklı aşınma türlerinin meydana gelmesine neden olabilir (Vencl vd., 2014; Khonsari & Booser, 2017). Bu nedenle, hidrodinamik sürtünme rejiminde, sınır ve karışık sürtünme bölgeleri arasındaki geçişlerin doğru şekilde anlaşılması, kaymalı yatakların tasarım ve performans analizlerinde büyük önem taşımaktadır. (Hacıfazlıoğlu, 1992). Öte yandan, hidrostatik etkili kaymalı yataklarda, hidrodinamik yataklarda görülen sınır ve karışık sürtünme durumları oluşmadığından, teorik olarak aşınma söz konusu değildir (Schmid vd., 2014; Tevrüz 2015).

Kaymalı yataklarda hidrodinamik sürtünmenin sağlanması, yatak sisteminin geometrik ve fiziksel koşullarına bağlıdır. Bu koşulların doğru bir şekilde tasarlanması, hidrodinamik kaymalı yatakların maksimum performans gösterebilmesi açısından oldukça kritik bir öneme sahiptir (Stachowiak & Batchelor, 2005; Mott vd., 2004). Dolayısıyla, hidrodinamik kaymalı yatakların tasarımı teorik açıdan dikkatli bir analiz ve hesaplama gerektirmektedir (Boyd & Raimondi, 1951; Raimondi & Boyd, 1958a; 1958b, Sfyris & Chasalevris, 2012).

1.2.1. Hidrodinamik Kaymalı Yataklarda Teorik Esaslar

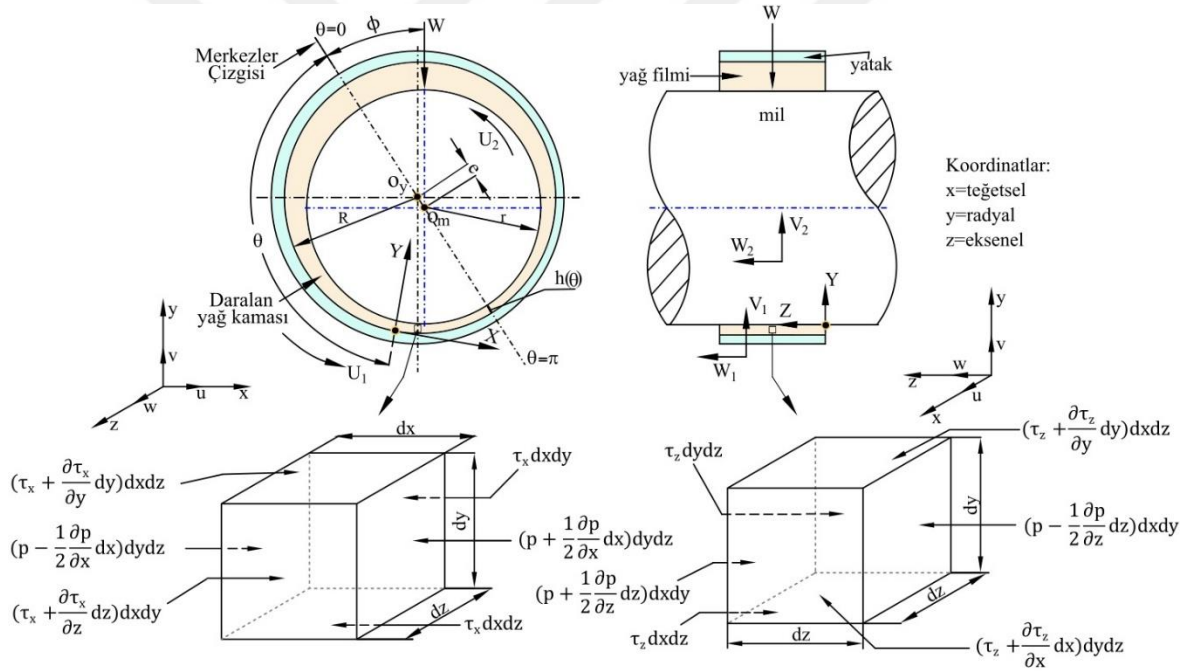
Hidrodinamik yağlama teorisi üzerine yapılan ilk çalışma İngiliz bilim adamı Tower tarafından gerçekleştirilmiştir (Cameron & Wood, 1979). Tower, 1880'lerde kaymalı yataklardaki temel prensibe ait gerçeği deneysel olarak ortaya koymuş ve aynı yıl Petroff'un yataktaki sürtünmeyi viskoz sürtünmeye bağlayan hipoteziyle kaymalı yataklara ilişkin teorik çalışmalar genişleyerek devam etmiştir (Boyd & Raimondi, 1951; Raimondi & Boyd, 1958a). 1886'da Osborne Reynolds, Tower'ın deneysel sonuçlarını analiz ederek hidrodinamik yağlamanın teorisini matematiksel bir formda tanımlayan bir denklem geliştirmiştir (Reynolds, 1886). Bu denklem, literatürde Reynolds diferansiyel denklemi olarak bilinmektedir. Reynolds, her iki yüzeye yapışmış olan ve hareketli yüzey tarafından kama şeklinde daralan aralığa çekilen yağın, burada, yatak kuvvetlerini destekleyen yeteri kadar basınca sahip bir yağ filmi oluşturduğunu kanıtlamıştır (Tevrüz, 2015). Bu teori, yağ filmi içerisindeki basıncın hangi koşullarda oluştuğunu belirlemenin yanı sıra, bu basıncın yağ filminin yük taşıma kapasitesi, sürtünme katsayısı, yağ miktarı ve sıcaklığı üzerindeki etkilerini hesaplamaya olanak tanımaktadır (Mott vd., 2004; Tevrüz, 2015; Khonsari & Booser, 2017).

Hidrodinamik yağlamanın incelenmesi, Navier-Stokes denklemlerine dayanmaktadır (Durak, 1998). Bu denklemler, kütle, momentum ve enerjinin korunumu prensiplerini içerir ve bir akışkanın hız, basınç ve sıcaklık gibi özelliklerinin nasıl değiştiğini açıklamaktadır (Çengel & Cimbala, 2015). Teorik çalışmalarda, bu denklemlerin yanı sıra süreklilik denklemi de dikkate alınır (Khonsari & Booser, 2017). Bununla birlikte, kaymalı yatak hesapları için pratikte de kabul görmüş ve doğruluğu kanıtlanmış aşağıdaki varsayımlar yapılır;

- Yağlayıcı akışkanın kayma gerilimi ile kayma hızı arasında doğru orantılı bir ilişki olduğu varsayılır. Bu ilişki, $\tau = \eta (du)/(dy)$ denklemi ile ifade edilir.
- Yağlayıcı akışkanın hareketi laminar olarak kabul edilir.
- Yağlayıcı akışkan ile yatak yüzeyleri arasında kayma olmadığı varsayılır.
- Akışkanın ataletinden kaynaklanan kuvvetlerin ihmal edilebilir olduğu kabul edilir.
- Yağlayıcı akışkanın sıkıştırılmaz olduğu varsayılır, yani akışkanın hacminde değişiklik olmadığı kabul edilir.

- Yağlayıcı akışkanın viskozitesinin film boyunca sabit olduğu kabul edilir.
- Yatak yüzeyi ile mil yüzeyi arasındaki yağlayıcı akışkan tabakasının çok ince olması nedeniyle, yatak yüzeylerinin eğriliği ihmal edilebilir.
- Basıncın aksel doğrultuda (Z doğrultusu) değişmediği kabul edilir.

Şekil 3'te saat ibresinin tersi yönünde dönen bir mil ve kalınlığı değişen bir yağ filmi tarafından desteklenen bir radyal kaymalı yatağın şematik görüntüsü verilmiştir. Milin yüzey hızı (U_2) olmak üzere, yağ filmi içerisinde kenar uzunlukları (dx), (dy) ve (dz) olan bir küp eleman seçilerek, hidrodinamik yağlama teorisinin çıkarılışı aşağıda verilen denklemlerle açıklanmıştır (Mısırcı 1990; Durak, 1998; Tevrüz, 2015; Juvinall & Marshek, 2017; Çuvalcı, 2024).



Şekil 3. Bir kaymalı yataкта yük taşıyan yağ filmi içerisinde bir küp elemana etki eden kuvvetler (Mısırcı, 1990)

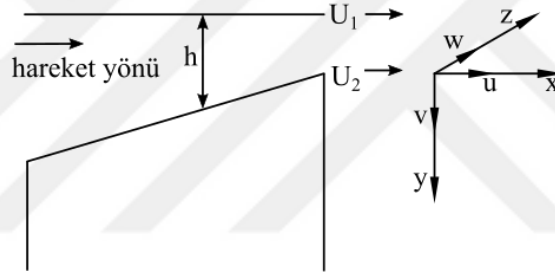
Şekil 3'ten x doğrultusundaki kuvvetlerin denge denklemi yazıldığında,

$$\left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} dz \right) dx dy - \tau_x dx dy + \left(\tau_x + \frac{\partial \tau_x}{\partial y} dy \right) dx dz - \tau_x dx dz + \left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz - \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) dy dz = 0 \quad (1)$$

eşitliği elde edilir. Viskoz bir akışkanın x doğrultusundaki hareketine ilişkin momentum denklemi, başka bir ifadeyle Denklem 1 sadeleştirildiğinde, aşağıda verilen eşitlik elde edilir.

$$\frac{\partial \tau_x}{\partial y} + \frac{\partial \tau_x}{\partial z} = \frac{\partial p}{\partial x} \quad (2)$$

burada, $(\partial \tau_x / \partial y)$ kayma gerilmesinin y doğrultusundaki değişimini, $(\partial \tau_x / \partial z)$ kayma gerilmesinin z doğrultusundaki değişimini, $(\partial p / \partial x)$ ise x yönündeki basınç değişimini ifade eder. Diğer taraftan, x, y, z eksenlerine göre hız bileşenleri sırasıyla u, v, w ve film kalınlığı h olan akışkan tabakası (Şekil 4) göz önünde bulundurularak, viskoz akışkanlar için Newton kanunu,



Şekil 4. Yatak içerisindeki koordinat sistemi ve akışkan tabakası (Mott vd., 2004)

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y \partial z} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (3)$$

eşitliğiyle ifade edilir. Burada, y doğrultusundaki yağ filmi çok ince olduğundan, filmin hız gradyanları x ve z yönlerinin hız gradyanları ile kıyaslandığında çok daha büyüktür. Bu bağlamda, $(\partial u / \partial x)$ ve $(\partial u / \partial z)$ hız gradyanları, $(\partial u / \partial y)$ hız gradyanının yanında ihmal edilebilir düzeydedir (Mısırcı, 1990). Bu yüzden, Denklem 3'ün sol tarafındaki ikinci terim ihmal edilebilir ve,

$$\frac{\partial^2 u}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (4)$$

eşitliği yazılabilir. x 'i sabit tutup, Denklem 4'ün y 'ye göre iki defa integrali alınıp, integrasyon sabitleri yerine yazılırsa ($y = 0$ iken $u = U_1$), ve $y = h$ iken $u = U_2$),

$$u = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial x} y(y-h) + \frac{h-y}{h} U_1 + \frac{y}{h} U_2 \quad (5)$$

eşitliği elde edilir. Şekil 3'ten z doğrultusundaki kuvvetlerin denge denklemi yazıldığında,

$$\begin{aligned} \left(\tau_z + \frac{\partial \tau_z}{\partial x} dx \right) dydz - \tau_z dydz + \left(\tau_z + \frac{\partial \tau_z}{\partial y} dy \right) dx dz - \tau_z dx dz + \left(p - \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial x} dz \right) dx dy \\ - \left(p + \frac{1}{2} \frac{\partial p}{\partial z} dz \right) dx dy = 0 \end{aligned} \quad (6)$$

eşitliği elde edilir. Denklem 6 sadeleştirildiğinde ise aşağıda verilen eşitlik belirlenmiş olur.

$$\frac{\partial \tau_z}{\partial y} + \frac{\partial \tau_z}{\partial x} = \frac{\partial p}{\partial z} \quad (7)$$

Newton'un viskoz akışlar kanununu tekrar yazılır ve elde edilen denklemin sol tarafındaki ikinci terim ihmal edilirse, sırasıyla Denklem 8 ve Denklem 9 eşitlikleri elde edilir.

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} = \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (8)$$

$$\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} = \frac{1}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \quad (9)$$

Yüzeylerin z doğrultusunda hareket etmediği kabul edilir ve Denklem 9'un iki defa integrali alınıp integrasyon sabitleri yerine yazılırsa ($y = 0$ için $w = 0$, $y = h$ için $w = 0$),

$$w = \frac{1}{2\eta} \frac{\partial p}{\partial z} y(y-h) \quad (10)$$

eşitliği elde edilir. Diğer tarafından, süreklilik denklemi,

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (11)$$

eşitliğiyle ifade edilebilir. Süreklilik denkleminde Denklem 11’de u ve v yerine, Denklem 5 ve Denklem 10 ifadelerindeki değerleri yazılarak y’ye göre integre edilip, ($y = 0$ için $v = V_1$, $y = h$ için $v = V_2$ sınır şartları da yerine yazıldıktan sonra gerekli işlemler yapılırsa sıvı sürtünmenin genel denklemi, diğer bir ifadeyle kaymalı yataklar için Reynolds diferansiyel denklemi,

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6(U_1 - U_2) \frac{\partial h}{\partial x} + 12(V_2 - V_1) \quad (12)$$

elde edilir. Bu denklem, hidrodinamik kaymalı yatakların basınç dağılımını belirlemek için yaygın olarak kullanılmaktadır (Raimondi & Boyd, 1958). Reynolds denklemi, ikinci mertebeden eliptik tipte, doğrusal olmayan bir kısmi diferansiyel denklem olup, analitik çözümü yalnızca belirli basitleştirilmiş durumlar için mümkündür (Booker, 1971; Prata vd., 1988). Bu denklemde, akışkan filminde oluşan basınç, akışkan filminin kalınlığına (h), akışkanın viskozitesine (η), yüzeylerin x doğrultusundaki teğetsel hız bileşenlerine (U_1, U_2) ve yüzeylerin z doğrultusundaki normal hız bileşenlerine (V_1, V_2) bağlıdır (Harnoy, 2002; Childs, 2013).

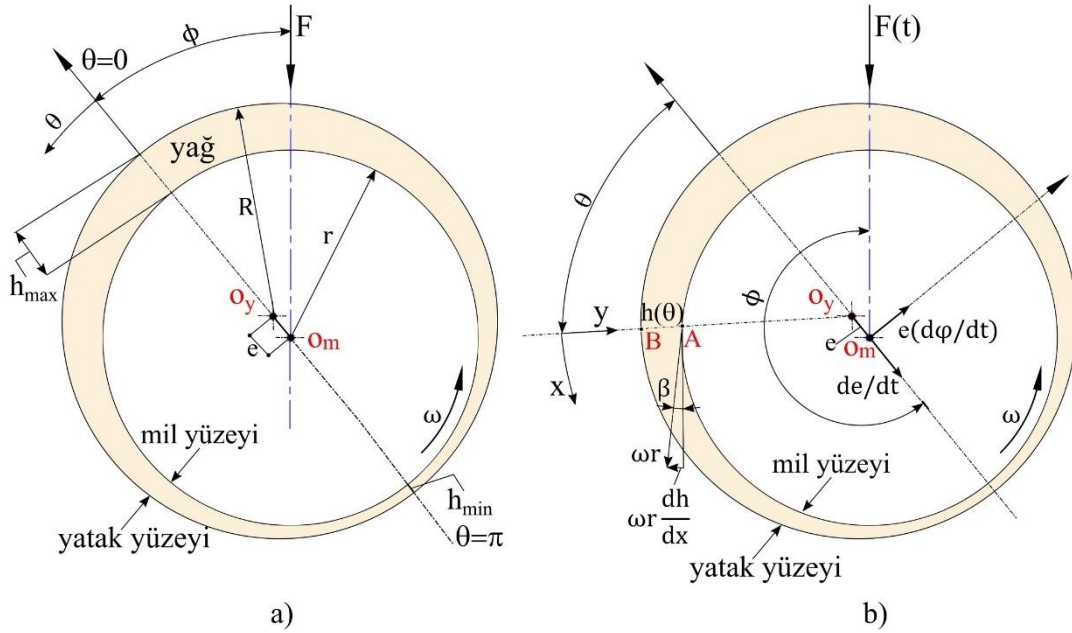
Hidrodinamik radyal kaymalı yataklar, yükleme koşullarına bağlı olarak statik (sabit) yüke maruz kalan yataklar ve dinamik yüke maruz kalan yataklar olmak üzere iki grup altında incelenebilir (Mısırcı, 1990). Şekil 5a’da statik yüke, Şekil 5b’de ise dinamik yüke maruz kalan bir kaymalı yatağın geometrisini ve koordinat sistemlerini gösteren şematik bir görsel verilmiştir. Burada, (O_y) yatak merkezini, (O_m) milin merkezini, (e) ise mil merkezi ile yatak merkezi arasındaki mesafeyi, yani eksantrisiteyi ifade etmektedir. Sabit hız ve sabit yük koşullarında mil merkezi sabit eksantriklik (e) ve konum (veya krank) açısıyla (ϕ) tanımlanan bir durağan nokta olarak ele alınmaktadır. Bu durumda, milin eksantrik hareketi ve yatak arasındaki etkileşimin sabit kaldığı ve zamanla değişmediği varsayılmaktadır (Bhushan, 2002; Gengyuan vd., 2015; Dhande & Pande, 2016; Nayak vd., 2020). Buna karşılık, dinamik yükleme koşullarında, mil merkezi, yatakla göreceli olarak hareket etmektedir (Harnoy, 2002). Bu bağlamda, milin merkezi yatak içinde sabit bir konumda kalmaz; aksine, yatağa olan konumu zamana (veya krank açısına) bağlı olarak değişir

(Bıyıklıoğlu, 1986). Eğer söz konusu dinamik yük periyodik olarak tekrarlanıyorsa, mil merkezi her turda (döngüde) kendini tekrarlayan bir yörüngede hareket eder (Hamrock, 1994). Bu durum, milin hareketinin ve yatak merkezi ile olan etkileşiminin zamanla değişen özelliklere sahip olduğunu göstermektedir.

Şekil 5'te de görüldüğü gibi, milin yarıçapı (r) olarak ifade edildiğinde, yatağın yarıçapı $R = r + c$ olarak tanımlanabilir; burada ($c = \Delta r$), yatak ve mil arasındaki radyal boşluğu ifade eder. Eksantriklik oranı olarak ifade edilen boyutsuz (ε_t) ise,

$$\varepsilon_t = \frac{e}{c} \quad (13)$$

eşitliği ile tanımlanabilir. Eksantriklik oranı $0,1 \leq \varepsilon_t \leq 1$ arasında değişim gösterir (Mott vd., 2004). Eksantrikliğin artması, milin yatağa daha fazla yaklaşması ve dolayısıyla minimum yağ filmi kalınlığının azalması anlamına gelir. Bu da yatak içinde daha yüksek basınçların oluşmasına yol açmaktadır (Harnoy, 2002; Gengyuan vd., 2015).



Şekil 5. Yatak geometrisinin şematik görüntüsü a) sabit yük altında b) dinamik yük altında

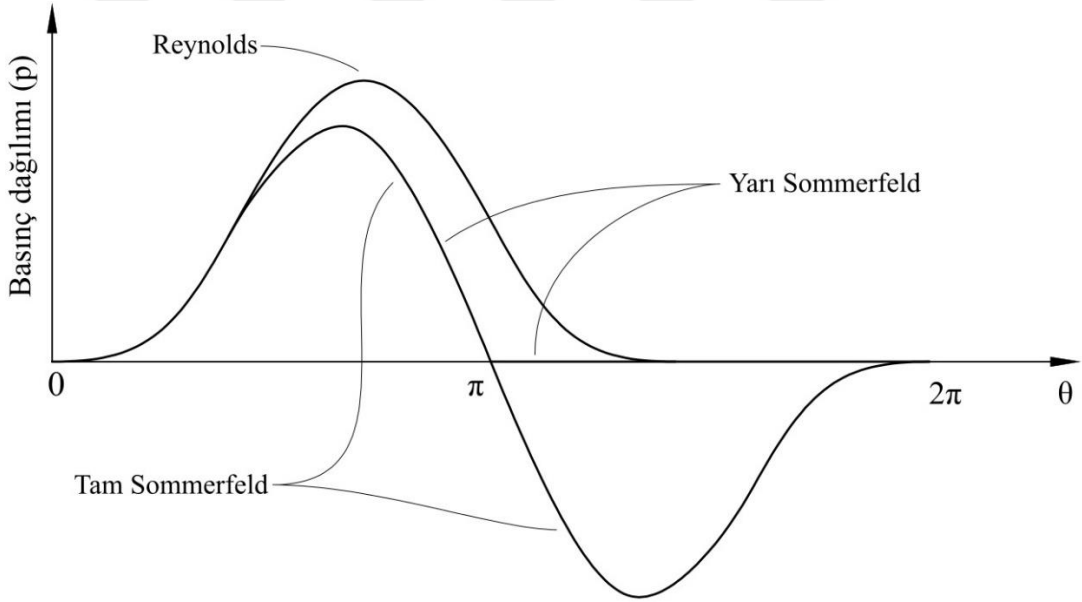
Hidrodinamik yağ filmi kalınlığı (h), hareket eden yüzeylerin geometrisine, bu yüzeylerin birbirine göre hız bileşenlerine ve konumlarına bağlı olarak oluşan, yük taşıma kapasitesine sahip bir akışkan tabakasıdır ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilir.

$$h = c(1 + \varepsilon_t \cos\theta) \quad (17)$$

Kaymalı yataklarda basınç dağılımının ve film kalınlığının analiz edilme süreci, uygun sınır şartlarının doğru bir şekilde tanımlanmasıyla başlamaktadır (Nuruzzaman vd., 2010). Bu süreçte, iki farklı yaklaşımdan bahsetmek mümkündür. Bunlar: ‘sonsuz geniş yatak’ (*infinitely long bearing*) yaklaşımı ve ‘dar yatak’ (*short journal bearing*) yaklaşımıdır. Bu yaklaşımlara göre, bir kaymalı yatağın genişlik-çap oranı $L/D \leq 0,5$ olduğunda dar yatak, $L/D \geq 2$ olduğunda ise geniş yatak olarak kabul edilir (Jamali & Al-Hamood, 2018). ‘Geniş yatak’ yaklaşımında, radyal bir kaymalı yatağın z eksenine doğrultusundaki genişliği sonsuz kabul edilir. Yatak genişliği boyunca basınç değişimi olmadığı ve bu doğrultuda akışın ihmal edilebileceği varsayımı yapılmaktadır. Bu varsayım motor yatakları için tam anlamıyla geçerli olmasa da birçok durumda iyi bir yaklaşık çözüm sunduğu ve daha karmaşık problemlerin anlaşılmasına yardımcı olduğu literatürde vurgulanmaktadır (Norton 2010; Skaltsas & Papadopoulos, 2024). ‘Dar yatak’ yaklaşımı ise, yatağın genişliğinin yatak çapına kıyasla kısa olduğu durumlarda hidrodinamik yağlama analizini basitleştirmek amacıyla geliştirilmiştir (DuBois & Ocvirk, 1953). Bu yaklaşım, yatak eksenine boyunca basınç dağılımdaki değişimin $(\partial p / \partial x)$, yatak genişliği yönündeki basınç değişimine kıyasla $(\partial p / \partial z)$ çok daha düşük olduğu durumlarda uygulanabilmektedir (Harnoy, 2002).

Hidrodinamik kaymalı yataklarda basınç dağılımının doğru bir şekilde belirlenmesi, yatakların yük taşıma kapasitesi, sürtünme katsayısı, elastik davranışı, gerilme analizi ve yorulma ömrü gibi kritik performans parametrelerinin değerlendirilmesi için temel bir gerekliliktir (Güllü & Yılmaz, 2018). Bu basınç dağılımı, Reynolds denkleminin çeşitli sınır şartları altında çözümüyle elde edilmektedir. Reynolds denkleminin çözümünde üç farklı sınır şartı kullanılmaktadır. Bunlardan birincisi, Sommerfeld sınır şartlarıdır. Bu varsayıma göre, tam bir yatak geometrisi (360°) için, basınç dağılımı $\theta = 0$ noktasında başlayıp $\theta = 2\pi$ noktasında bitmektedir (Harnoy, 2002). Öngörülen basınç dağılımı, $\theta = \pi$ noktasına göre simetrik olup, yatak boşluğunun daralan bölgesinde ($0 < \theta < \pi$) pozitif, genişleyen bölgesinde ise ($\pi < \theta < 2\pi$) negatif değerler almaktadır (Floberg, 1968; Someya, 2003). Daralan bölgeye giren yağ sıkışarak basıncın artmasına neden olurken, genişleyen bölgede basınç düşerek negatif değerlere ulaşmaktadır (Cristea vd., 2011). Sıvıların atmosferik basınç altında yüksek negatif basınçlara dayanamadığı göz önüne alındığında, bu bölgede kaviteasyon meydana gelmekte ve yağ film tabakası kopmaktadır (Natsumeda & Someya, 1987). Hidrodinamik olmayan bölge olarak adlandırılan bu alan, yük taşıma işlevi

görmemektedir (Cristea vd., 2011). Bu nedenle, kavitasyon bölgesinde basıncın sıfır kabul edilmesi yaygın bir yaklaşımdır (Floberg, 1968; Someya, 2003; Jamali & Al-Hamood, 2018). Bu doğrultuda, yağ filminin $\theta = 0$ noktasında başlayıp, $\theta = \pi$ noktasında sonlandığı varsayılmakta olup, bu sınır şartları literatürde ‘Yarı Sommerfeld sınır şartları’ olarak adlandırılmaktadır. Nümerik çözümlerde en çok tercih edilen varsayım ise Reynolds sınır şartlarıdır (Güllü & Yılmaz, 2018; Jamali & Al-Hamood, 2018). Bu varsayıma göre, hidrodinamik yağ film tabakasının başlangıcı $\theta = 0$ ve bitimi $p = 0$ ile $\theta = \theta_{kav}$ ve $p = dp/d\theta = 0$ noktalarıdır. Burada, θ_{kav} , kavitasyon olayının başladığı açısal konumu temsil etmektedir. Reynolds, nümerik çözümlerde negatif basınç bölgesinde basınç değişiminin sıfır kabul edilebileceğini belirtmiştir. Şekil 6’da Sommerfeld, Yarı Sommerfeld ve Reynolds sınır şartlarının grafiksel gösterimi verilmiştir.



Şekil 6. Sommerfeld, Yarı Sommerfeld ve Reynolds sınır şartlarının grafiksel gösterimi (Cameron, 1981)

Literatürde yapılan çalışmalarda, Reynolds denkleminin çözümü için sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler gibi nümerik yöntemlerin yaygın olarak kullanıldığı görülmektedir. Burwel (1947, 1949, 1951), yayımladığı kapsamlı çalışmalarda, sabit yük, sabit döner yük (büyüklüğü değişmeyen ancak yönü sürekli olarak değişen) ve çeşitli frekanslarda periyodik olarak değişken yüklere maruz kalan hidrodinamik radyal kaymalı yatakların performansını sonlu farklar yöntemini kullanarak teorik olarak incelemiştir. Çalışmalarında, hidrodinamik basınç dağılımı ve mil merkezinin yörüngesinin

belirlenmesine olanak tanıyan bir yöntem geliştirmiş ve bu yöntemi bir dizel motorunun piston kolu yatağı ile bir uçak motorunun ana yataklarında uygulamıştır. Ayrıca, geliştirdiği yöntemin, yük-zaman eğrisinin şeklinin değişmediği sürece tüm diğer çalışma koşullarındaki yataklar için genelleştirilebileceğini ifade etmiştir. Schaffrath (1970), değişken yüklere maruz kalan hidrodinamik radyal kaymalı yataklarda mil merkezinin çizdiği yörüngeleri belirleyebilmek için nümerik bir yöntem geliştirilmiş ve yöntemin geçerliliğini deneysel sonuçlarla doğrulamıştır. Harbordt ve Klumpp (1972), Schaffrath'ın geliştirdiği yöntemi bir bilgisayar programına entegre ederek, hidrodinamik kaymalı yataklarda basınç dağılımını ve mil merkezinin yörüngesini simüle etmeye olanak tanıyan bir yazılım geliştirmişlerdir. Booker (1965), değişken yüklere maruz kalan hidrodinamik kaymalı yataklarda mil merkezinin yörüngesinin belirlenmesine olanak sağlayan mobilite yöntemini geliştirmiştir. Çalışmasında, Reynolds denkleminin çözümünü basitleştirmek amacıyla, Reynolds denkleminin sağ tarafındaki terimleri mobilite bileşenlerinin bir fonksiyonu olarak ifade etmeyi önermiştir. Bu yaklaşım, mil merkezinin dinamik hareketini daha pratik hale getirerek, yatak performansının analizinde önemli kolaylıklar sağlamıştır. Bıyıklıoğlu (1986), Reynolds denkleminin çözümü için sonlu farklar yöntemine dayalı özel bir çözüm fonksiyonu geliştirmiş ve mil merkezinin yatak içerisinde çizdiği yörüngeyi belirlemek amacıyla Holland-Lang yöntemini kullanarak Fortran dilinde bir bilgisayar programı oluşturmuştur. Adatepe (1999), hidrodinamik radyal kaymalı yataklarda mil merkezinin dinamik hareketini belirlemek amacıyla Holland-Lang ve Schaffrath çözümleri olmak üzere iki farklı yaklaşım kullanmış ve çeşitli yükler altında gerçekleştirdiği teorik analizleri, deneysel olarak belirlediği mil yörüngeleri ile karşılaştırarak sonuçların birbirleriyle uyumlu olduğunu belirlemiştir. Adatepe (2006) yaptığı başka bir çalışmada, mikro kanallı radyal kaymalı yatakların performansını sonlu farklar, sonlu hacim ve mobilite metotlarını içeren Ricardo ORBIT yazılımını kullanarak analiz etmiştir.

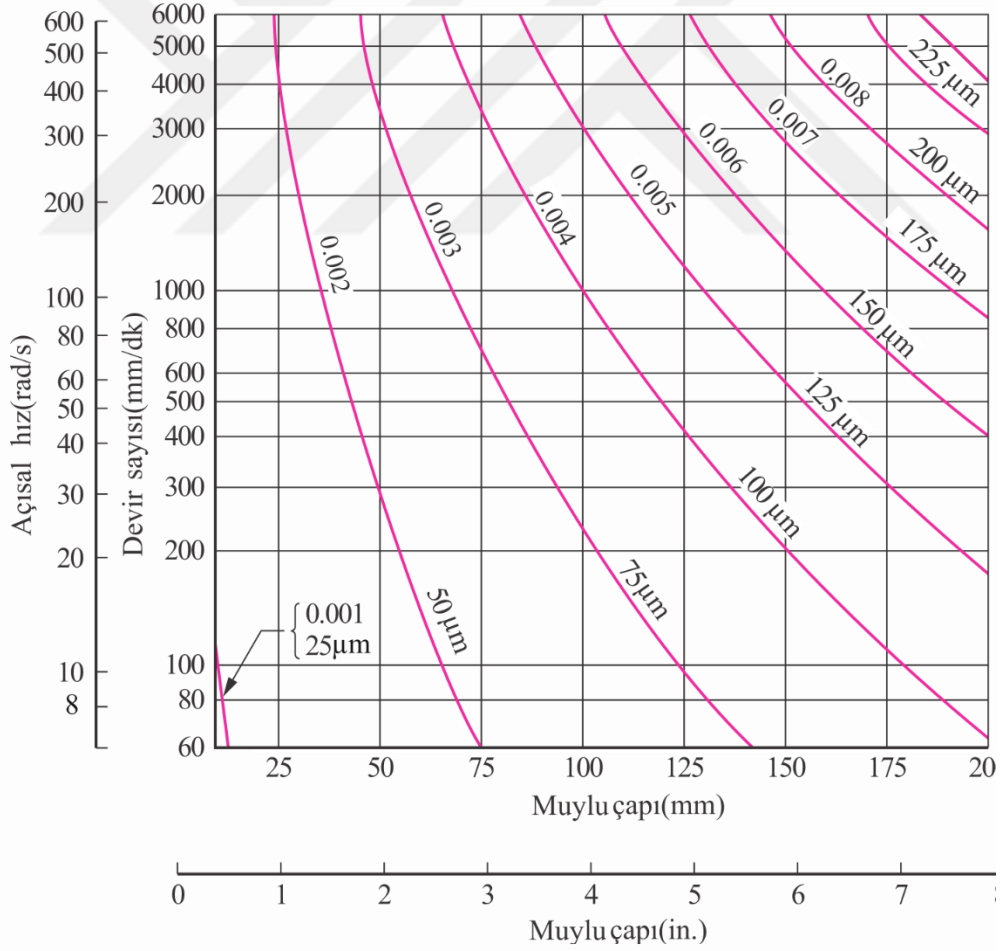
Dinamik yüke maruz kalan kaymalı yatakların performans analizinde, mil, yatak yükü ve yağ filmi arasında dinamik etkileşim önemli bir rol oynamaktadır. Bu etkileşim, yatak sisteminin verimli çalışmasını ve ömrünü doğrudan etkileyen bir dizi parametreyi kapsamaktadır (Blount, 1961; Martin, 1981; Bıyıklıoğlu, 1986). Aşağıda, bu parametrelerin her biri detaylı bir şekilde ele alınarak, yatak performansı üzerindeki etkileri incelenmiştir.

1.2.2. Hidrodinamik Kaymalı Yatakların Performansını Etkileyen Parametreler

Hidrodinamik kaymalı yatakların performansını etkileyen en önemli parametrelerden biri radyal boşluk ($\Delta r = c$) değeridir (Sikora vd., 2000). Radyal boşluğun doğru şekilde belirlenmesi, yatak sistemin verimliliği ve ömrü açısından kritik bir öneme sahiptir. Radyal boşluk, milin ve yatağın yüzey pürüzlülük seviyesinin altına düştüğünde, hidrodinamik yağlama karışık yağlama rejimine dönüşür (Bhandari, 2010). Bu durum, metal-metal temasının varlığı ile ifade edilir. Metal-metal temasının önlenmesi için, radyal boşluk değeri mümkün olan minimum yağ filmi kalınlığını en yüksek seviyede tutacak şekilde belirlenmelidir (Sikora vd., 2000). Pratik tasarımda, radyal boşluk değeri genellikle mil yarıçapının her bir milimetresi için 0,001 katı olarak belirlenmektedir (Blount, 1961; Bhandari, 2010). Daha hassas tasarımlarda, mil çapı ve dönme hızı dikkate alınarak, Şekil 7’de belirtilen minimum radyal boşluk değerinin kullanılması önerilmektedir (Mott vd., 2004). Literatürde, radyal boşluğun milin nominal çapı, makinenin hassasiyeti, yüzey pürüzlülük seviyesi, yatak malzemesinin fiziksel ve kimyasal özellikleri gibi faktörlere bağlı olduğu belirtilmektedir (Someya vd., 2013). Ayrıca, yatak malzemesinin özellikleri göz önüne alındığında, radyal boşluğun titreşim ve gürültü kontrolünde de önemli bir rol oynayabileceği vurgulanmaktadır. Bu nedenle, tasarım sürecinde malzeme özellikleri ile radyal boşluk arasındaki ilişkinin titizlikle değerlendirilmesi gerekmektedir (Sikora vd., 2000; Çuvalcı 2000).

Radyal boşluk değerinin yatak performansı üzerindeki etkisinin incelenmesiyle ilgili literatürde pek çok çalışmanın yapıldığı görülmektedir (Prashad, 1988; Çuvalcı, 2000; Radil vd., 2002; Zhang & Xu, 2023). Bu çalışmalar, radyal boşluk değerinin kaymalı yatakların yağlama performansı üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır. Çuvalcı (2000), ZA-27 alaşımından üretilen kaymalı yataklarda radyal boşluğun sürtünme davranışı üzerindeki etkisini araştırdığı bir çalışmada, radyal boşluk değeri arttıkça sürtünmenin azaldığını, ancak belirli bir sınırın aşılması durumunda titreşim oluştuğunu ve yük taşıma kapasitesinin düştüğünü gözlemlemiştir. Yaklaşık 50 mm mil çapında gerçekleştirdiği deneylerde, radyal boşluk değerinin 40-100 μm arasında seçilmesinin uygun olabileceği belirtilmiştir. Başka bir çalışmada, Radil vd., (2008), radyal boşluk ile yağ filmi dağılımı arasındaki ilişkiye dikkat çekerek, bunun yatak ömrü üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğunu ve aynı zamanda yatağın çalışma gürültüsü ile titreşim seviyelerini de etkilediğini ifade etmişlerdir. Literatürde, otomobil yatakları gibi dinamik yükleme koşulları

altında çalışan sistemlerde radyal boşluk değerinin nispeten daha düşük tercih edildiği vurgulanmaktadır (Blount, 1961; Hirani vd., 2000). Bu doğrultuda, Bıyıklıoğlu (1986), kurşun esaslı beyaz metalden üretilmiş ticari motor yataklarının yorulma davranışını incelediği çalışmasında, 47,70 mm mil çapı için 25 μm gibi küçük bir radyal boşluk değeri kullanmıştır. Duman (2000), benzer test koşulları altında çelik destek tabakası üzerine sinterlenmiş ticari PTFE motor yataklarının yorulma davranışını incelediği çalışmasında, yorulma deneylerini 37,5 μm radyal boşluk değeri ile gerçekleştirmiştir. Dong ve diğerleri (2020), kalay esaslı ticari motor yataklarının yorulma davranışını araştırdıkları çalışmalarında, deneylerini mil çapı 52,692 mm ve 36 μm radyal boşluk değerinde gerçekleştirmişlerdir. Bu bilgiler ışığında, literatürde belirtilen radyal boşluk değerleri ve nihai deneyler öncesinde yapılan başlangıç çalışmaları dikkate alınarak araştırmada planlanan radyal boşluk değeri belirlenmiştir.



Şekil 7. Mil çapı ve dönme hızı dikkate alınarak yataklar için önerilen minimum radyal boşluk değeri (Mott vd., 2004).

Dinamik yüke maruz kalan kaymalı yatakların tasarımında göz önünde bulundurulması gereken kriterlerden biri de yağ filmi sıcaklığıdır. Yağ filminde meydana gelen sıcaklık değişiklikleri, yağlayıcı film katmanlarının kırılmasına, yağlayıcı özelliklerinin değişmesine ve zamanla yatak malzemelerinin fiziksel özelliklerinin kötüleşmesine neden olabilir. Bu durum, yatak performansının düşmesine ve hasarların artmasına yol açmaktadır (Hughes & Osterle, 1958). Literatürde, kaymalı yatak imalatında kullanılan malzemelerin veya alaşımların farklı çalışma sıcaklığı aralıklarına sahip olduğu belirtilmektedir. Örneğin, plastik esaslı yataklar 93 °C ile sınırlı bir sıcaklık aralığında çalışırken, beyaz metalin sıcaklık sınırı 150 °C, kalay bronz ve alüminyum yataklar ise 260 °C'ye kadar dayanabilmektedir (Tevrüz, 2015; Bhandari, 2010).

Yağlama sisteminde kullanılan yağın soğutulması, yatak sıcaklığını dengede tutmak için alınan önlemlerden biridir (Hughes & Osterle, 1958; Shahmohamadi vd., 2016). Örneğin, doğal konveksiyon yoluyla ısının kontrol edilemediği durumlarda, yağ deposuna bir soğutma sisteminin eklenmesi veya yağın harici bir ısı eşanjöründen pompalanması, yatak sisteminin istenilen sıcaklık aralığında tutulmasına yönelik bir çözüm olarak öne çıkmaktadır (Kucinski & Fillon, 1999; Duman, 2002). Literatürde yağ filmi sıcaklığındaki artışın göz ardı edildiği çalışmalarda bulunmaktadır (Blount, 1961; Lund & Hansen, 1984; Someya vd., 2013) Oysa gerçekte, yağlayıcı sıcaklığının yatağın içerisinde akarken sabit kalmadığı, viskoz sürtünmeden kaynaklanan ısının en azından bir kısmının emilmesi nedeniyle sıcaklığın arttığı bilinmektedir (Blundell, 1980). Bu sıcaklık artışı, yağlayıcının viskozitesini azaltarak yağ filmi basınç dağılımının izotermal teorinin öngördüğü çözümlerden önemli ölçüde sapmasına neden olmaktadır (Hughes & Osterle, 1958).

Mil ile yatak yüzeyleri arasında sevk edilen yağ miktarı, yatak performansını doğrudan etkileyen kritik faktörlerden biridir. Yağ miktarının yanı sıra, yağın yatağa iletilme yöntemi ve yatak içinde yayılma biçimi de yatağın çalışma koşullarını önemli ölçüde etkilemektedir (Wang & Khonsari, 2008; Hagemann & Schwarze, 2019). Yağlama yağı, mil-yatak arayüzeyine genellikle yatağa açılmış bir yağlama deliği veya kanalından sevk edilir. Bu yağ besleme deliğinin ve/veya yağ kanallarının geometrik özellikleri (şekli, boyutu ve konumu) yatak performansını etkileyen temel parametreler arasında yer almaktadır (Christiansen vd., 2017). Yağın yatağa girişi, yağlayıcı kanala girdiği anda dağılacak şekilde olmalı ve yatak yüzeyinde hidrodinamik basınç oluşturmalıdır (Tevrüz, 2015). Genellikle yağın yatağa girişi hidrodinamik olmayan bölgeden yapılır; aksi taktirde, basınç dağılımında bir bozulma

meydana gelmekte ve bu durum yük taşıma kapasitesinin azalmasına yol açabilmektedir (Norton, 2010; Juvinall & Marshek, 2017).

Kaymalı yatakların tasarımında dikkate alınması gereken kriterlerden biri de yatak genişliğidir. Yatak genişliği, yük taşıma kapasitesi ile doğrudan ilişkilidir (Bıyıklıoğlu, 1986; Mısırcı, 1990; Duman 2002). Dar kaymalı yataklar, yatak boşluğu boyunca daha hızlı yağ sirkülasyonu sağlayarak daha verimli bir ısı transferi sunmaktadır. Dar yataklarda aksel yöndeki yağlayıcı akış hızı, uzun yataklara kıyasla önemli ölçüde daha yüksektir. Bu yüksek akış hızı, viskoz kesme nedeniyle ısınan yağlayıcının sürekli olarak yenilenmesini sağlayarak yatak sıcaklığının kontrol altında tutulmasına katkıda bulunmaktadır (Christiansen vd., 2017).

Kaymalı yatakların performansını etkileyen diğer önemli bir parametre, yağlayıcı viskozitesidir. Viskozitesi hem basınca hem de sıcaklığa bağlı olarak değişim gösteren bir büyüklüktür ve dinamik olarak yüklenen bir mil-yatak sisteminde viskozite, yükleme döngüsü boyunca sürekli olarak dalgalanır (Blount, 1961; Blundell, 1980).

Kaymalı yatakların performansını ve güvenilirliğini doğrudan etkileyen faktörlerden bir diğeri yağlayıcı içerisindeki kirletici miktarıdır (Khonsari & Booser, 2006). Yağlayıcıda bulunan kirleticiler, katı partiküller, yağın köpürmesi sonucu oluşan gaz kabarcıkları, nem veya su gibi yabancı maddelerden oluşmaktadır (Dadouche & Conlon, 2016). Bu kirleticiler, yağın viskozitesini değiştirerek kimyasal yapısının bozulmasına ve yağlayıcının ömrünün kısılmasına neden olabilir. Ayrıca, kirleticiler yağ filmi içerisinde yer alarak yatak yüzeyinde aşınmaya, korozyona ve yüzey hasarlarına yol açabilir. Özellikle, yüzeyde oluşan mikro çatlaklar ve çizikler, yorulma hasarının hızlanmasına sebebiyet vererek yatak ömrünü ciddi şekilde kısıltabilir (Ronen & Malkin, 1983). Bu nedenle, yağlayıcının temiz tutulması ve etkili bir filtreleme sisteminin kullanılması, yatak performansının korunması ve kullanım ömrünün uzatılması açısından kritik bir öneme sahiptir.

Kaymalı yatakların performansı, yalnızca tasarım parametreleri ve yağlayıcı özellikleriyle değil, aynı zamanda yatak malzemelerinin fiziksel, mekanik ve tribolojik özellikleriyle de doğrudan ilişkilidir (Tevrüz, 2015). Bu bağlamda, kaymalı yataklarda kullanılan malzemelerin detaylı bir şekilde incelenmesi ve çalışma koşullarına en uygun malzemenin tercih edilmesi gerekmektedir.

1.2.3. Kaymalı Yatak Malzemeleri

Kaymalı yatakların kullanıldığı ilk yıllardan günümüze kadar geçen süreçte, daha yüksek performans, dayanıklılık ve verimlilik sunan malzemelerin geliştirilmesine yönelik araştırmalar kesintisiz bir şekilde devam etmiştir (Babu vd., 2015; Singh & Awasthi, 2021). 1600'lü yılların ilk yarısında özellikle değirmenler, at arabaları ve matbaalar gibi çeşitli uygulamalarda ahşap, deri, boynuz ve kemik gibi malzemelerden üretilen yatak elemanları kullanılmıştır (Ünlü & Atik, 2010; Hannon & Braun 2013). Aynı yüzyılın ikinci yarısına gelindiğinde bu düzeneklerin yerini demir, çelik ve bronz gibi daha dayanıklı malzemelerden imal edilen yataklama sistemleri almıştır (Bhushan, 1999). 16. yüzyıldan 18. yüzyıla kadar geçen sürede, sürtünme, aşınma ve yağlama kavramları, başka bir ifadeyle tribolojinin temel prensipleri tanımlanmış ve günümüzün modern yatak sistemlerinin temelleri atılmıştır. 18. yüzyıldan itibaren ise dökme demir, pirinç, bronz ve beyaz metal gibi metalik malzemelerin yanı sıra naylon, teflon ve poliüretan gibi metalik olmayan malzemeler kaymalı yatak endüstrisinde yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır (Khonsari & Booser, 2006).

Günümüzde kullanılan kaymalı yatak malzemeleri metalik esaslı malzemeler ve metal olmayan malzemeler olmak üzere iki ana grupta toplanabilir. Beyaz metaller, bakır alaşımları, dökme demir, kadmiyum alaşımları, alüminyum alaşımları ve çinko-alüminyum alaşımları yaygın olarak kullanılan metalik yatak malzemelerindedir. Metal olmayan yatak malzemeleri ise plastik esaslı malzemeler (nylon, teflon ve poliüretan), seramikler ve diğer malzemeler olarak sıralanabilir (Glaser, 1992; Moot, 2014; Du vd., 2022).

Günümüz endüstrisinde en yaygın kullanılan metalik yatak malzemelerinden biri beyaz metal alaşımlarıdır. Bu alaşımlar içten yanmalı benzinli ve dizel motorlar, elektrik motorları, türbinler, kompresörler ve pompalar gibi çeşitli uygulamalarda geniş bir kullanım alanına sahiptir (Khonsari & Booser, 2017). Literatürde, özellikle çelik veya bronz destek tabakası üzerine santrifüj yöntemiyle dökülen veya sinterlenen beyaz metal yatakların dinamik yükler altında daha yüksek yorulma ömrü sergilediğini gösteren birçok çalışma bulunmaktadır (Lang, 1977; Blundell, 1980; Bıyıklıoğlu, 1986; Jain & Sinhasan, 1983; McCallion & Lotfi, 1992; Sikoro vd., 2000; Burke-Veliz vd., 2010; Dong vd., 2020). Bu nedenle, beyaz metal alaşımları, yatak malzemelerinin performanslarını değerlendirme ve karşılaştırma süreçlerinde genellikle referans malzeme olarak kullanılmaktadır. Ancak, mevzuat, sağlık ve çevresel faktörlere bağlı kısıtlamalar nedeniyle, kurşun ve kalay esaslı beyaz metallerin kullanımı son yıllarda belirgin bir şekilde azalmıştır (Potekhin vd., 2009;

Babu vd., 2015; Dong vd., 2020). Bunun yanı sıra, birçok motor üreticisi, karbondioksit emisyonlarını azaltma hedefi doğrultusunda kurşun ve kalay esaslı malzemeleri tasarımlarından çıkarmakta ve çevre dostu modern yatak malzemelerine yönelmektedir. Bu eğilim, Zn-Al esaslı alaşımlar gibi çevreyle uyumlu alternatiflerin motor yataklarında kullanılmasını mümkün kılmıştır. Bu nedenle, bu tez çalışmasının temel hedefi, çinko-alüminyum alaşımları arasında yer alan ZA-27 alaşımının, dinamik yükleme koşulları altında gösterdiği yorulma davranışını; bir başka deyişle, ömür performansını hem deneysel hem de sayısal yöntemlerle incelemektir.

1.3. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımlar

Çinko-alüminyum (Zn-Al) esaslı alaşımlar; hafiflik, düşük maliyet, üretim kolaylığı, yüksek özgül mukavemet, yüksek aşınma direnci ve mükemmel sönümleme kabiliyetlerinden dolayı uzun yıllardır kaymalı yatak malzemesi olarak kullanılmaktadır (Murphy & Savaşkan, 1984; Gervais vd., 1985; Singh vd., 2024). Bu alaşımlar, geleneksel yatak malzemelerinin tedarikinde yaşanan zorluklar nedeniyle yatak malzemelerine alternatif olarak geliştirilmiştir (Calayag & Ferres, 1982; Altorfer, 1982; Çuvalcı 2000). Günümüzde, ZA-8, ZA-12, ZA-27, ALZEN 305, ALZEN 501, ZAMAK 2, ZAMAK 3, ZAMAK 5, ZAMAK 7, ACuZinc5, ACuZinc10 ticari isimleriyle ön plana çıkmış birçok Zn-Al esaslı alaşım bulunmakla birlikte, bu alaşımların geliştirilmesine yönelik çalışmalar halen devam etmektedir (Pola vd., 2020; Singh vd., 2024).

Çok sayıda çalışma ve teknik makale, Zn-Al esaslı alaşımların geleneksel yatak alaşımlarından daha üstün fiziksel, mekanik ve tribolojik özelliklere sahip olduğunu ve bu özelliklerin bilhassa tribolojik uygulamalarda önemli avantajlar sunduğunu göstermektedir (Calayag & Ferres, 1982; Murphy & Savaşkan, 1984; Gervais, 1987; Aydın & Savaşkan, 2004; Girish vd., 2011; Vencl vd., 2021). Özellikle, yetersiz yağlama, ağır yükleme ve yüksek hızlı çalışma koşullarında bile ideal tribolojik davranışlar sergilemeleri, Zn-Al esaslı alaşımları çeşitli kaymalı yatak uygulamaları için ön plana çıkarmaktadır (Tijun vd., 2009; Singh vd., 2024). Marczak ve Ciach (1973), Zn-Al esaslı alaşımların üstün tribolojik davranış sergilemelerini, bu alaşımların ideal bir iç yapıya sahip olmasına ve aşınma yüzeyinde oluşan alüminyum ve çinko oksit tabaklarının etkisine dayandırarak açıklamışlardır. Çinko oksidin söz konusu alaşımlara doğal bir yağlayıcı özellik kazandırdığını, alüminyum oksidin ise yüksek aşınma direnci oluşturduğunu ifade

etmişlerdir. Benzer şekilde Calayag (1986) ve Yoshiro (1996) yaptıkları çalışmalarda, Zn-Al esaslı alaşımların aşınma davranışlarının mekanik özelliklerinden ziyade iç yapılarına ve aşınma yüzeylerinde oluşan oksit ve yağ tabakalarının etkisine dayandığını vurgulamışlardır.

Literatürde bakır içeren Zn-Al esaslı alaşımların bazı dezavantajları da vurgulanmaktadır (Murphy, 1980; Savaşkan vd., 2003;2004). Bu dezavantajlar arasında, döküm sırasında meydana gelen boyutsal kararsızlık, düşük süneklik ve sıcaklığa karşı duyarlılık öne çıkmaktadır (Presnyakov vd., 1961; Zhu & Goodwin, 1993). Boyutsal kararsızlık problemi, ergiyen sıvı metalin katılaşması sırasında oluşan yarı kararlı metastabil ($CuZn_4$) fazının kararlı fazlara dönüşmesinden kaynaklanmaktadır (Savaşkan & Murphy, 1987; Savaşkan & Alemdağ, 2008). Savaşkan ve Murphy (1987), bu problemin uygun ısıl işlem yöntemleriyle giderilebileceğini belirtmiş, ancak bu işlemlerin alaşımların mekanik özelliklerini zayıflattığını ve aşınma dayanımını düşürdüğünü vurgulamışlardır. Düşük süneklik problemi ise, çinko ve bakır açısından zengin fazların gevrek davranış sergilemesinden kaynaklandığı ifade edilmektedir (Zhu vd., 1999; Calayag, 1986). Ayrıca, çalışma sıcaklığı arttıkça bu alaşımların mukavemetinde ciddi azalmalar meydana gelmektedir (Kubel, 1987; Altorfer, 1982). Bu durum, özellikle 100-120 °C'nin üzerindeki sıcaklıklardaki endüstriyel uygulamalarda söz konusu alaşımların kullanımını kısıtlamaktadır (Zhu & Goodwin, 1993; Zhu vd., 1999).

Bakır içeren Zn-Al esaslı alaşımlar, özellikle yüksek yük ve düşük hız koşullarında yüksek potansiyele sahip ve gelecek vaat eden mühendislik malzemeleri olarak öne çıkmaktadır (Altorfer, 1982; Murphy & Savaşkan, 1984; Çuvalcı 1996; Babic vd., 2010). Bu alaşımlar içerisinde ZA-27 (Zn-27Al-2Cu) alaşımı, kendi sınıfındaki diğer ticari alaşımlardan (ZA-8, ZA-12) daha yüksek mekanik ve tribolojik özellikler sergilemektedir (Chen vd., 2007; Çuvalcı & Çelik 2011). Bu nedenle, literatürdeki araştırmaların ağırlıklı olarak ticari ZA-27 alaşımının çeşitli özelliklerinin geliştirilmesi ve/veya bu alaşımdan üretilen yatakların tribolojik performansının araştırılması üzerine yoğunlaştığı görülmektedir (Pürçek, 2000; Savaşkan vd., 2002; Çuvalcı 2001; Aydın & Heyal 2013; Çuvalcı & Çelik 2011; Kumar & Kumar, 2024; Singh vd., 2024).

Tezin aşağıda verilen bölümünde, Zn-Al esaslı alaşımların faz diyagramları, yapısal özellikleri, fiziksel özellikleri, mekanik özellikleri ve yorulma özellikleri detaylı bir şekilde sunulmuştur.

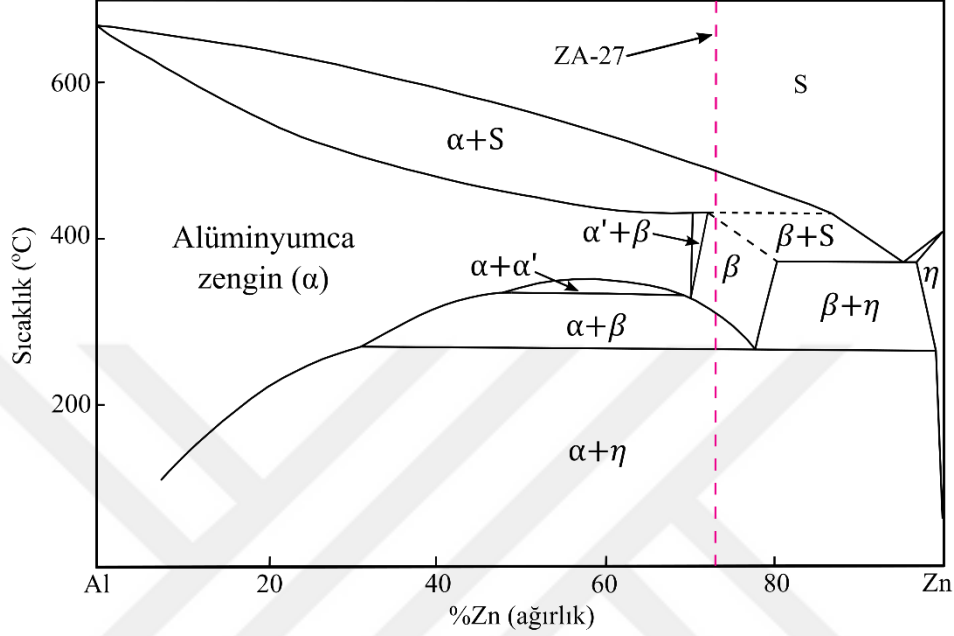
1.3.1. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Faz Diyagramları

Zn-Al esaslı alaşımların yapısal ve mekanik özellikleri, iç yapılarını oluşturan fazlara bağlı olarak değişkenlik göstermektedir (Savaşkan vd., 1988; Aydın & Savaşkan, 2004). Bu nedenle, bu alaşımların tasarımında ikili Zn-Al faz diyagramı büyük önem taşımaktadır. Şekil 8’de söz konusu diyagram ayrıntı olarak sunulmuştur (Murphy, 1980; Zhu & Goodwin, 1995). Literatürde yer alan çalışmalar incelendiğinde, ikili Zn-Al alaşımlarının faz diyagramına ilişkin ilk kapsamlı çalışmanın Presnyakov ve diğerleri (1961) tarafından gerçekleştirildiği görülmektedir. Bu çalışmanın ardından, birçok araştırmacı tarafından yapılan çalışmalarla diyagram geliştirilmiş ve günümüzde kullanılan halini almıştır (Goldak & Parr, 1964; Zhu vd., 1993; Mey, 1993).

Bu faz diyagramda yer alan α , alüminyumca zengin faz bölgesini, η ise çinkoca zengin faz bölgesini göstermektedir (Presnyakov vd., 1961). Diyagramda görüldüğü gibi, çinkonun alüminyum içerisindeki çözünürlüğü %83 oranına kadar uzanmakta ve bu durum α , α' ve β olarak adlandırılan yüzey merkezli kübik (YMK) yapılu üç farklı faz bölgesinin oluşmasına yol açmaktadır (Savaşkan & Murphy, 1990). Bu fazların her biri yavaş soğutma işlemi (dengeli soğutma) sonunda kararlı alüminyum ve çinko fazlarına dönüşmektedir. Söz konusu fazların her birinin hızlı soğuması sonucunda aşırı doymuş katı çözültisi elde edilmektedir. Sonrasında uygulanan yaşlandırma işlemi sonunda bir dizi geçiş fazları oluşmaktadır (Goodwin, 1989; Zhu, 2004). Kafes parametrelerinin birbirine çok yakın olması nedeniyle α ve α' fazları arasındaki sınır tam olarak belirlenememektedir. Bu durum, $\alpha + \alpha'$ olarak isimlendirilen kısmi çözünürlük bölgesi oluşmasına yol açmaktadır. Tablo 1’de ikili Zn-Al alaşım sisteminde dengeli soğutma sırasında meydana gelen faz dönüşümleri verilmiştir.

Zn-Al esaslı alaşımlarının ergime sıcaklığı, katılaşma aralığı ve iç yapısı, alaşımda bulunan alüminyumun miktarına bağlı olarak değişkenlik göstermektedir (Đurić vd., 2001). Zn-Al alaşımlarının faz diyagramına bakıldığında, 382 °C sıcaklıkta ve %5 Al oranında ötektik dönüşüm, 276°C sıcaklıkta ve %22 Al oranında ötektoid dönüşüm, 443 °C’de peritektik ve 340 °C ’de monotektoid dönüşümler meydana gelmektedir. Bu ötektik dönüşüm sonrasında, YMK yapılu β fazı ile sıkı düzenli hekzagonal (SDH) yapılu η fazını içeren bir yapı oluşmaktadır (Savaşkan & Murphy, 1990; Zhu & Murphy, 1986). Alüminyumun η fazı içerisindeki çözünürlüğü azalan sıcaklıkla azalmakta ve ötektik sıcaklığında yaklaşık %3 civarında olan katı çözünürlük 20°C sıcaklıkta %0,05 Al oranına

düşmektedir. β fazı ise, 276 °C sıcaklıkta meydana gelen ötektoid reaksiyon sonucunda alüminyumca zengin α ve çinko η fazlarına dönüşmektedir (Presnyakov vd., 1961; Zhu vd., 1999; Zhu & Goodwin, 1994).



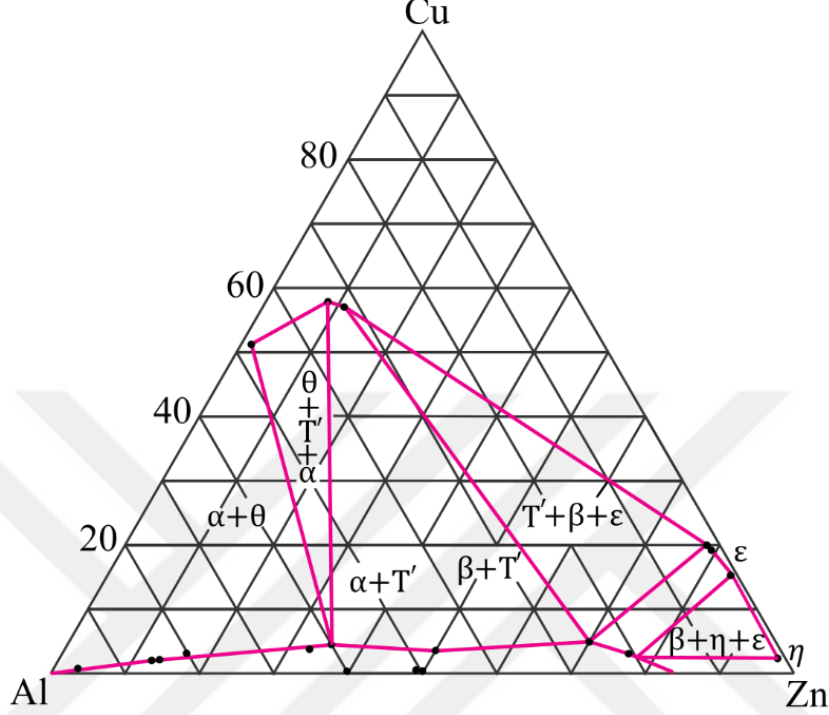
Şekil 8. İkili çinko-alüminyum faz diyagramı (Aydın, 1995)

Tablo 1. İkili Zn-Al alaşım sisteminde meydana gelen faz dönüşümleri

Dönüşüm	Dönüşüm Formülü	Dönüşüm noktası	
		Bileşim oranı (%Zn)	Sıcaklık
Ötektik	$S \rightleftharpoons \beta + \eta$	95	382
Ötektoid	$\beta \rightleftharpoons \alpha + \eta$	78	276
Monotektoid	$\frac{\alpha}{\alpha'} \rightleftharpoons \alpha + \beta$	52	340
Peritektik	$\alpha + S \rightleftharpoons \beta$	72	443

Literatür çalışmaları incelendiğinde, üçlü çinko-alüminyum-bakır (Zn-Al-Cu) alaşımlarının faz diyagramı üzerine yapılan araştırmaların 1940 yılından bu yana devam ettiği görülmektedir (Köster, 1941, Köster & Moeller, 1942; Murphy, 1980; Negrete vd., 1994; Zhu vd., 2021). Murphy (1980), bu sistemin düşük oranlarda bakır içeren kısmının kapsamlı bir incelemesini yaparak 350°C sıcaklık için izotermal kesitini belirlemiştir. Zn-Al-Cu faz diyagramının 350°C sıcaklık için izotermal kesiti Şekil 9'da bu sistemde meydana gelen faz dönüşümlerini gösteren katı hal reaksiyonları ise Tablo 2'de verilmiştir. Bu tabloda yer alan α alüminyumca zengin, β ve η çinkoca zengin, ϵ (CuZn_4) yarı kararlı (metastabil),

θ (CuAl_2) ve T' ($\text{Al}_4\text{Cu}_3\text{Zn}$) ise, kararlı metallar arası bileşikleri göstermektedir (Murphy, 1980; Zhu vd., 1984).



Şekil 9. İkili çinko-alüminyum faz diyagramının 350 °C sıcaklıktaki izotermal kesiti (Murphy, 1980)

Tablo 2. Üçlü Zn-Al-Cu alaşım sisteminde meydana gelen faz dönüşümleri

Dönüşüm	Dönüşüm Sıcaklığı (°C)
$T' + \beta \leftrightarrow \alpha + \epsilon$	288
$\beta \leftrightarrow \alpha + \eta$	275
$\beta + \epsilon \leftrightarrow \alpha + \eta$	276
$\alpha + \eta \leftrightarrow T' + \eta$	268

1.3.2. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Yapısal Özellikleri

Döküm yöntemiyle imal edilen Zn-Al esaslı alaşımların yapısal özellikleri incelendiğinde, bu alaşımların dendritik bir iç yapıya sahip olduğu görülmektedir (Murphy, 1980; Murphy & Savaşkan, 1984). Söz konusu alaşımların iç yapıları, yukarıda da belirtildiği gibi, alüminyumca zengin α dendritleri ve bu dendritleri çevreleyen çinkoca zengin η fazlardan oluşmaktadır. Bakır içeren üçlü (Zn-Al-Cu) alaşımların yapısında ise bu

fazlara ilaveten ϵ (CuZn_4), θ (CuAl_2) ve T' ($\text{Al}_4\text{Cu}_3\text{Zn}$) gibi bakırca zengin fazlarda bulunmaktadır (Apelian vd., 1981). Zn-Al alaşımların tipik dendritik döküm yapıları düşük süneklığe ve homojen olmayan bir yapıya neden olmaktadır. Alaşımın iç yapısı ise bu durumdan olumsuz yönde etkilenmektedir. İçyapıdaki dendritlerin oluşumu, dendrit boyutları ve dendrit kol aralıkları ise döküm parametrelerine bağlıdır (Turhal & Savaşkan, 2003). Literatürde, Zn-Al esaslı alaşımların iç yapılarını iyileştirmek ve sahip oldukları dendritik yapıyı ortadan kaldırmak için çeşitli çalışmalar yapıldığı görülmektedir (Durman vd., 1993; Turhal & Savaşkan, 1997;2003). Söz konusu çalışmalara ait bulgular incelendiğinde, döküm sıcaklığı, kalıp sıcaklığı, katılama hızı gibi parametreler kontrol edilerek ve çeşitli ısıl işlemler uygulanarak alaşımların kararsız içyapılarının giderildiği ve kararlı, homojen yapıların elde edildiği görülmektedir.

Günümüz dökümhanelerinde 25'in üzerinde Zn-Al esaslı alaşım imal edilmekte olup, ticari açıdan en önemli olanları uluslararası standartlarla tanımlanmıştır (Rollez vd., 2015). Yaygın olarak kullanılan Zn-Al esaslı ZAMAK 2, ZAMAK 3, ZAMAK 5, ZAMAK 7, ZA-8, ZA-12, ZA-27, ACuZinc5, ACuZinc10, ALZEN305, ALZEN501 ve ZA-35, alaşımlarının kimyasal bileşimi Tablo 3'te verilmiştir. Burada sunulan değerler, söz konusu alaşımlardan ZA-8 alaşımının ötektik, ZA-27 alaşımının ötektoid ve ZA-35 alaşımının monotektoid noktalara yakın kimyasal bileşimlere sahip olduklarını göstermektedir. Söz konusu alaşımlar içerisinde ZA-27 alaşımı sahip olduğu üstün özellikleri nedeniyle kaymalı yatak uygulamaları için ön plana çıkmaktadır.

1.3.3. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Fiziksel Özellikleri

Çinko-alüminyum (Zn-Al) esaslı alaşımların fiziksel özellikleri içerdikleri alaşım elementleri ve bunlara karşılık gelen kütle oranlarına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Ötektik dönüşüm sonrası, alüminyum oranı artıkça söz konusu alaşımların ergime sıcaklığı yükselmektedir (Savaşkan, 1980). Diğer taraftan, alüminyum oranının artması, katılama aralığının daha dar olmasına neden olmaktadır (Presnyakov vd., 1961). Bununla birlikte, Zn-Al esaslı alaşımlar birçok geleneksel yatak malzemesine göre daha düşük ergime sıcaklığına sahiptir. (Calayag & Ferres, 1982; Altorfer, 1982). Bu durum, üretim aşamasında enerji tüketiminin azalmasına ve döküm işlerinde kullanılan ekipmanların ömrünün artması olarak tanımlanmaktadır. Ayrıca, Zn-Al esaslı alaşımların yoğunluğu alüminyum oranı artıkça düşmekte, bakır oranı artıkça ise artmaktadır (Presnyakov vd., 1961). Ancak, söz konusu

alaşımların yoğunluk değerleri ise, dökme demir, bronz ve pirinç gibi geleneksel yatak malzemelerinden belirgin şekilde daha düşüktür. Diğer yandan, artan alüminyum oranı, Zn-Al esaslı alaşımların ısıl genleşme katsayısını da arttırmaktadır (Calayag & Ferres, 1982; Altorfer, 1982). Tablo 4'te Zn-Al esaslı alaşımlar ile bazı geleneksel yatak malzemelerinin fiziksel özellikleri karşılaştırılmaktadır.

1.3.4. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Mekanik Özellikleri

Literatür çalışmaları incelendiğinde, Zn-Al esaslı alaşımların geleneksel yatak malzemelerine kıyasla daha üstün mekanik özelliklere sahip olduğu görülmektedir (Barnhurst vd., 1983; Gervais vd., 1985). Tablo 5'te çeşitli döküm yöntemleriyle üretilmiş ticari Zn-Al esaslı alaşımlar ile bazı geleneksel yatak malzemelerinin mekanik özellikleri verilmiştir. Verilen tablo, ZA-27 alaşımının, ZA-8 ve ZA-12 alaşımları ile geleneksel yatak malzemeleri olan lamel grafitli dökme demir ve bronzla kıyasla daha üstün mukavemet özellikleri sunduğunu göstermektedir. Ayrıca, Tablo 5'te alaşımların üretiminde tercih edilen döküm yönteminin söz konusu alaşımların mekanik özellikleri üzerinde oldukça etkili olduğu görülmektedir. Birçok araştırma, Zn-Al esaslı alaşımların mukavemet ve sertlik değerlerinin artan alüminyum oranıyla birlikte arttığını göstermiştir (Savaşkan vd., 2004; Çay & Kurnaz, 2005). Ayrıca, literatürdeki çalışmalar bakır, magnezyum, silisyum, mangan ve nikel ilavesinin ikili Zn-Al esaslı alaşımların mukavemet değerlerini artırdığını göstermektedir (Calayag, 1984; Savaşkan vd., 2004; Savaşkan & Bican, 2005; Türk vd., 2007; Parasad, 2000; Costa vd., 2009; Savaşkan & Alemdağ, 2010). Özellikle bakır ilavesi, ikili Zn-Al esaslı alaşımların mukavemet ve sertlik değerlerinin yanı sıra korozyon ve aşınma dayanımlarını da önemli ölçüde artırmaktadır (Erdöl, 1994; Turhal & Savaşkan, 1997; Alemdağ & Savaşkan, 2009; Singh vd., 2024). Mukavemet ve sertlik değerlerindeki bu artışlar çökelme sertleşmesinin yanı sıra bu alaşımların içyapılarında oluşan sert ve gevrek $CuZn_4$ ve $CuAl_2$ fazlarının oluşumuna dayandırılarak açıklanmaktadır (Savaşkan vd., 2003;2004; Alemdağ & Savaşkan, 2009).). Ancak, bazı araştırmalar %2 oranı üzerindeki bakırın ilavesinin alaşımların mukavemet değerlerini olumsuz yönde etkilediğini göstermektedir (Savaşkan vd., 2003; Mojaver & Shahverdi, 2011; Hekimoğlu, 2013).

Tablo 3. Çinko-alüminyum esaslı bazı ticari alaşımların kimyasal bileşimleri (ASTM-B86-13, 2013)

Alaşım	Alaşım elementi oranı (% ağırlıkça)										
	Al	Cu	Mg	Fe	Pb	Cd	Sn	Ni	Cr	Si	Zn
ZAMAK 2 (AC43A)	3,7-4,3	2,6-3,3	0,02-0,06	<0,05	<0,005	<0,004	<0,002	-	-	-	Kalan
ZAMAK 3 (AC40A)	3,7-4,3	<0,1	0,02-0,06	<0,05	<0,005	<0,004	<0,002	<0,02	<0,02	<0,035	Kalan
ZAMAK 5 (AC41A)	3,7-4,3	0,7-1,2	0,02-0,06	<0,05	<0,005	<0,004	<0,002	<0,02	<0,02	<0,035	Kalan
ZAMAK 7	3,7-4,3	<0,1	0,005-0,02	<0,05	<0,003	<0,002	<0,001	0,005-0,02	<0,02	<0,035	Kalan
ZA-8	8,0-8,8	0,8-1,3	0,01-0,03	<0,075	<0,006	<0,006	<0,003	<0,01	<0,01	-	Kalan
ZA-12	10,5-11,5	0,5-1,2	0,01-0,03	<0,075	<0,006	<0,006	<0,003	<0,01	<0,01	-	Kalan
ZA-27	25,0-28,0	2,0-2,5	0,01-0,02	<0,075	<0,006	<0,006	<0,003	<0,01	<0,01	-	Kalan
ACuZinc5	2,5-3,3	5,0-6,0	0,02-0,05	<0,075	0,005	<0,004	<0,003	<0,01	-	-	Kalan
ACuZinc10	2,5-3,3	10-11	0,02-0,05	<0,075	0,005	<0,004	<0,003	<0,01	-	-	Kalan
ALZEN 305	30	5	0,01-0,02	-	-	-	-	-	-	-	Kalan
ALZEN 501	50	1	0,01-0,02	-	-	-	-	-	-	-	Kalan

Tablo 4. Çinko-alüminyum esaslı alaşımlar ve bazı geleneksel yatak malzemelerinin fiziksel özellikleri (Hekimoğlu, 2013)

Alaşım	Yoğunluk (g/cm ³)	Katılma aralığı (°C)	Isıl genleşme katsayısı (µm/mK)	Isıl İletkenlik (W/mK)	Elektrik iletkenliği (%IACS)
ZAMAK 2 (AC43A)	6,60	379-390	27,80	104,70	25,00
ZAMAK 3 (AC40A)	6,60	381-387	27,40	113,00	27,00
ZAMAK 5 (AC41A)	6,60	380-386	27,40	108,90	26,00
ZAMAK 7	6,60	381-387	27,40	113,00	27,00
ZA-8	6,30	375-404	23,30	114,70	27,70
ZA-12	6,03	432-477	24,20	116,10	28,30
ZA-27	5,00	376-484	26,00	125,50	29,70
SAE 40	8,50	402-502	24,10	72,00	15,00
SAE 660	8,83	855-975	18,00	59,00	12,00
Kır dökme demir	7,30	1260-1090	11,90	45,00	6,00

Tablo 5. Çinko-alüminyum esaslı alaşımlar ve bazı geleneksel yatak malzemelerinin mekanik özellikleri

Mekanik özellikler	ZA-8			ZA-12			ZA-27			Dökme demir	Bronz	Pirinç
	Kum döküm	Kokil döküm	Basınçlı döküm	Kum döküm	Kokil döküm	Basınçlı döküm	Kum döküm	Kokil döküm	Basınçlı döküm	Lamel grafitli	SAE 660	SAE 40
Çekme mukavemeti (MPa)	263	240	374	299	328	404	421	441	426	214	241	255
%0,2'lik akma mukavemeti	198	208	290	211	268	320	371	376	371	124	124	-
Kopma uzaması (%)	1,7	1,3	8	1,52	2,2	5	4,6	2,5	2,5	-	20	30
Sertlik (BSD)	85	87	103	94	89	100	113	114	119	180	65	60
Darbe enerjisi (J)	20	-	42	25	-	29	48	-	13	-	100	-
Young Modülü (GPa)	85,5	85,5	85,5	82,7	82,7	82,7	77,9	77,9	77,9	100	77,9	-
Yorulma Dayanımı (MPa)	-	52	103	103	-	117	172	-	145	-	110	76

Çeşitli ısıtım yöntemleriyle Zn-Al esaslı alaşımların sertlik ve mukavemet değerlerinin artırılabilmesine dair çok sayıda araştırma mevcuttur (Parasad vd., 1997; Jovanović vd., 2007; Babic vd., 2010). Bu ısıtım işlemlerden biri olan T6 ısıtım işlemi, çözündürme, su verme ve yapay yaşlandırma aşamalarından oluşmaktadır (Tan, 2012; Parasad vd., 1996). Hekimoğlu (2013), Zn-Al esaslı alaşımlarda hedeflenen özelliklerin elde edilebilmesi için yaşlandırma süreleri ve sıcaklıklarının deneysel verilere dayalı olarak belirlenmesi gerektiğini vurgulamıştır. Güncel bir çalışmada, Aydın ve Şenaslan (2018), çözündürme ve su verme işlemi sonrasında farklı sürelerde yaşlandırma işlemine tabi tutulan Zn-27Al-1Cu alaşımının mekanik özelliklerini incelemiş ve yaşlandırma süresine bağlı olarak meydana gelen yapısal değişimlerin mekanik özellikler üzerindeki etkilerini araştırmışlardır.

1.3.5. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımlardan Üretilen Kaymalı Yatakların Tribolojik Özellikleri

Çinko-alüminyum (Zn-Al) esaslı alaşımların tribolojik özelliklerinin incelenmesine ve geliştirilmesine yönelik literatürde çok sayıda çalışma mevcuttur. Söz konusu çalışmalar bakır ve/veya silisyum içeren Zn-Al esaslı alaşımların, geleneksel yatak malzemelerine (beyaz metal, bronz, pirinç ve dökme demir) kıyasla daha üstün tribolojik özelliklere sahip olduğunu göstermektedir (Savaşkan, 1980; Gervais, 1980; Calayag & Ferres, 1983; Delneuville, 1985; Givertz, 1988; Goodwin & Ponikvar, 1989; Çuvalcı, 1996; Pürçek, 2000). Bu durum, daha önce de belirtildiği üzere, Zn-Al esaslı alaşımların çok fazlı yapısına ve aşınma yüzeyinde meydana gelen çinko ve alüminyum oksit tabakalarının oluşumuna dayandırılarak açıklanmaktadır. Araştırmacılar yaptıkları çalışmalarda alaşımların iç yapılarında bulunan alüminyumca zengin α fazı ile bakırca zengin ϵ (CuZn_4), θ (CuAl_2) ve T' ($\text{Al}_4\text{Cu}_3\text{Zn}$) fazları ve silisyum parçacıklarının yük taşıma görevini üstlenerek aşınma direncini artırdığını, çinko oksit tabakasının ise yağlayıcı görevi görerek özellikle sınır ve karışık sürtünme bölgelerinde kaymayı kolaylaştırdığını ifade etmişlerdir (Marczak & Ciach, 1973; Savaşkan, 1980; Beesley & Eyre, 1976; Calayag, 1986; Yoshiro, 1996).

Literatür taramasının bu bölümünde, Zn-Al esaslı alaşımların tribolojik özelliklerine ilişkin genel çalışmalardan ziyade, doğrudan tez konusu ile bağlantılı olan ve Zn-Al esaslı alaşımlardan üretilen kaymalı yatakların statik ve dinamik yükleme koşulları altında tribolojik performansına yönelik yapılan çalışmalara yer verilmiştir.

Literatürde, ZA-27 alaşımından üretilen kaymalı yatakların statik yüklemeye koşulları altındaki tribolojik özelliklerinin incelenmesine yönelik birçok çalışma bulunmaktadır. Delneville (1985), çeşitli yatak yükleri (10, 50 ve 100 bar) ve dönme hızlarında (0,2-180 dev/dk) yatakların sınır ve karışık sürtünme bölgelerine ait Stribeck diyagramlarını elde etmiş ve aşınmış yatak yüzeylerinin ayrıntılı bir şekilde analiz etmiştir. Ayrıca, ticari SAE 660 bronzundan üretilen yataklarla aynı deneysel koşullarda yapılan karşılaştırmalarda, ZA-27 alaşımından üretilen yatakların ticari SAE 660 bronzundan üretilen yataklardan daha iyi performans sergilediğini ortaya koymuştur. Çuvalcı (2001), ZA-27 alaşımından imal edilen kaymalı yatakların statik yüklemeye koşulları altında tribolojik davranışını incelemiş, farklı yatak basınçları (0,1 MPa, 0,3 MPa, 0,7 MPa ve 1,1 MPa) ile yatak boşluklarında (40, 66, 100, 150 ve 210 μm) Sürtünme faktörü-Sommerfeld sayısı eğrilerini elde etmiştir. Sınır sürtünme bölgesinde Sürtünme faktörünün artan Sommerfeld sayısı ile önce hızlı bir şekilde azaldığını, ardından minimum değere ulaşarak yavaşça arttığını ifade etmiştir. Ayrıca, hidrodinamik yağlama bölgesinde basıncın artmasıyla yatakların sürtünme katsayısının düştüğünü, bu durumu ise basınç arttıkça yüzeyler arasındaki yağ filminin doğal olarak azalmasına dayandırarak açıklamıştır. ZA-27 alaşımından üretilen yatakların performansını, aynı koşullar altında test ettiği CuSn12 yataklar ile karşılaştırmış ve CuSn12 yatakların daha düşük sürtünme değeri sergilediğini gözlemlemiştir. Bu durumu yatak malzemelerinin sertliğine dayandırarak açıklamıştır. Son olarak, tüm yatakların aşınma yüzeylerini ve aşınma mekanizmalarını karakterize etmiş, ZA-27 yatağında adhezif, CuSn12 yatağında ise abrasif aşınmanın etkin aşınma mekanizması olduğunu belirtmiştir. Pürçek (2000) dört farklı Zn-Al esaslı alaşımdan ($\text{ZnAl}_{27}\text{Cu}_2$, $\text{ZnAl}_{27}\text{Cu}_2\text{Si}_1$, $\text{ZnAl}_{40}\text{Cu}_2$ ve $\text{ZnAl}_{40}\text{Cu}_2\text{Si}_1$) ve ticari kalay bronzundan (CuSn12) üretilen kaymalı yatakların hem statik hem de dinamik yüklemeye koşulları altında aşınma özelliklerini kapsamlı bir şekilde incelemiştir. Statik yük altında yaptığı deneyleri, 60 μm 'lik yatak boşluğu, 20 MPa'lık yatak basıncı, 240 cm^3/saat 'lik sabit yağ akış hızı ve 1,3 m/s'lik kayma hızında, dinamik yük altında yaptığı deneyleri ise, aynı yatak boşluğu, kayma ve yağ akış hızında, 15-20 MPa yatak basıncı değerleri arasında ve 10 Hz'lik yüklemeye frekansında gerçekleştirmiştir. Her deneyi 850 km'lik yol kat etmeye eş değer olan 160 saatlik çalışma süresi içerisinde gerçekleştirmiştir. Bununla birlikte, yatak basıncının aşınma hızına ve yatak sıcaklığına etkisini analiz etmek için farklı çalışma koşulları altında deneyler gerçekleştirmiştir. İncelediği tüm yataklar içerisinde hem statik hem de dinamik yük altında CuSn12 bronzundan üretilen yatağın en yüksek aşınmayı gösterdiğini, $\text{ZnAl}_{40}\text{Cu}_2\text{Si}_1$ alaşımından üretilen yatağın ise en az

aşınmayı gösterdiğini belirtmiştir. Ayrıca, tüm yatakların aşınma yüzeylerini ve aşınma mekanizmalarını Taramalı Elektron Mikroskopu (SEM) yardımıyla analiz etmiştir. Statik yük altında aşınma deneylerine tabi tuttuğu Zn-Al esaslı alaşımlardan üretilen yatakların aşınma yüzeylerinin birbirine çok benzediğini, yatak yüzeylerinde hafif çizikler ve yüzeye sıvanmış durumda sürtünme tabakalarının meydana geldiğini belirtmiştir. Dinamik yükler altında yaptığı deneylerde ise, aşınma yüzeylerinde aşınma çizikleri ve yorulma çukurcukları gözlemlemiş ve aşınma yüzeyinden kopan parçacıkların bir kısmının tekrar yüzeye yapıştığını tespit etmiştir. Ayrıca tüm yatakların aşınma yüzeylerini Enerji Dağılım Spektrometresi (EDS) yöntemiyle incelemiş, aşınma yüzeyindeki çinko oranının ana yapının çinko oranından daha yüksek olduğunu belirlemiştir. Bu durumu aşınma yüzeylerinde çinko fazı ile zenginleşmiş sürtünme tabakalarının oluştuğuna dayandırarak açıklamıştır. Tüm bu araştırmalar, adhezif aşınma mekanizmasının bu alaşımlarda daha etkili olduğunu göstermektedir.

1.3.6. Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Yorulma Özellikleri

Zn-Al esaslı alaşımlarının yorulma özellikleri üzerine yapılan çalışmalar oldukça sınırlıdır. Bu sınırlı sayıda çalışma, söz konusu alaşımların yorulma dayanımının döküm yöntemi, gözenek miktarı, tane boyutu, alaşım elementi katkısı, çalışma ortamı, uygulanan plastik deformasyon ve ısıl işlem gibi faktörlerden önemli ölçüde etkilendiğini göstermektedir (Aydın, 1995, 2001, 2012; Odabaşoğlu 1998; Savaşkan vd., 2001; Savaşkan & Aydın, 2004; Aydın & Savaşkan, 2004; Çay & Kurnaz, 2005; Heyal, 2011; Aydın & Heyal 2013; Tan, 2013; Savaşkan & Tan, 2014; Şenaslan, 2016; Aydın & Şenaslan 2018, Zengin, 2019; Çolak, 2020). Tablo 6, farklı döküm yöntemleriyle üretilen ZA-8, ZA-12 ve ZA-27 alaşımlarının yorulma dayanımı değerlerini göstermektedir. Tablodan basınçlı döküm yöntemiyle üretilen ZA-8 alaşımının yorulma dayanımı değerinin (103 MPa), kokil kalıba döküm yöntemiyle üretilen ZA-8 alaşımının yorulma dayanımı değerinden (53 MPa) yaklaşık iki kat daha fazla olduğu, basınçlı döküm yöntemiyle üretilen ZA-12 alaşımının kum kalıba döküm yöntemiyle üretilen ZA-12 alaşımına kıyasla daha yüksek yorulma dayanımı (117 MPa > 103 MPa) sergilediği görülmektedir. Bu farklılık, döküm yönteminin alaşımların içyapılarındaki tane boyutu ve gözenek miktarı üzerindeki etkisine dayandırılmaktadır (Çay & Kurnaz, 2005). Nitekim, basınçlı döküm yöntemiyle üretilen alaşımlar, kokil kalıba dökülenlere göre daha küçük tane boyutu ve daha düşük gözenek

içeriğine sahiptir (Çay & Kurnaz, 2003;2005). Bu durum, Zn-Al alaşımlarının yorulma özellikleri üzerine yapılan çeşitli çalışmalarda da vurgulanmıştır (Aydın, 1995; 2001; Savaşkan vd., 2001). Ayrıca, gözeneklerin yorulma çatlaklarının oluşumu ve ilerlemesinde kritik bir rol oynadığı literatürde vurgulanmaktadır (Sines & Waisman, 1959; Suresh & Ritchie, 1984; Savaşkan & Tan, 2014).

Tablo 6. Çinko-alüminyum ve geleneksel yatak alaşımlarının yorulma özellikleri

Alaşım	Döküm Yöntemi	Yorulma Dayanımı (MPa)
ZA-8	Kum döküm	-
	Kokil döküm	52
	Basınçlı döküm	103
ZA-12	Kum döküm	103
	Kokil döküm	-
	Basınçlı döküm	117
ZA-27	Kum döküm	172
	Kokil döküm*	103
	Basınçlı döküm	145

(* Isıl işlem görmüş durumda)

Literatürdeki bazı çalışmalar, Zn-Al alaşımlarının yorulma dayanımının, alaşımın kimyasal bileşiminden ve alaşım elementi katkısından doğrudan etkilendiğini göstermektedir (Çay & Kurnaz, 2005; Aydın, 1995; Savaşkan vd., 2001; Aydın & Şenaslan 2018; Zengin, 2019; Çolak, 2020). Çay ve Kurnaz (2005), yüksek alüminyum içeriğine sahip Zn-Al esaslı alaşımlarda (ZA-8, ZA-12 ve ZA-27) yorulma ve çekme dayanımı arasında pozitif bir ilişki bulunduğunu, çekme dayanımının artışıyla birlikte yorulma dayanımının da arttığını belirtmişlerdir. Bu durumu, alaşımların kimyasal bileşiminde meydana gelen değişimlerin mekanik özellikler üzerindeki etkisiyle açıklamışlardır. Özellikle bakır katkısının alaşımın sertliğini ve mukavemetini artırarak yorulma dayanımını yükselttiğini, alüminyum oranındaki artışının ise mikroyapıyı değiştirerek hem çekme hem de yorulma dayanımını olumlu yönde etkilediğini ifade etmişlerdir. Savaşkan ve diğerleri (2001), kokil döküm yöntemiyle üretilen ikili Zn-(20-80)Al ve üçlü Zn-40Al-(1-5)Cu alaşımlarında kimyasal bileşimin yorulma özellikleri üzerindeki etkisini araştırmışlardır. Alaşımlardaki alüminyum oranı arttıkça yorulma dayanımının arttığını, ikili Zn40Al alaşımına %1 ve %2 oranında bakır eklenmesiyle yorulma dayanımının daha da arttığını, ancak %2'nin üzerindeki bakır katkısının yorulma dayanımında azalmaya neden olduğunu tespit etmişlerdir. Ancak, Zengin (2019), Zn-27Al alaşımına %2-5 oranında bakır ekleyerek bakır katkısının mekanik özellikler ve yorulma dayanımı üzerindeki etkisini incelemiş ve en yüksek yorulma

dayanımının %5 bakır katkısıyla, en düşük değerin ise %2 bakır katkısıyla elde edildiğini belirlemiştir. Bu bulgu, önceki çalışmalardan farklı bir eğilim göstermektedir.

Zn-Al alaşımlarının yorulma dayanımını etkileyen diğer önemli faktör de çalışma ortamıdır (Aydın, 2001; Aydın & Savaşkan, 2004; Savaşkan & Aydın 2004). İkili Zn-(20-80)Al ve üçlü Zn-40Al-(1-5)Cu alaşımlarının farklı ortamlardaki (hava, %3.5'lik NaCl çözeltisi, %1'lik HCl çözeltisi) yorulma davranışını inceleyen araştırmacılar, korozif ortamların alaşımların yorulma dayanımını önemli ölçüde etkilediğini ortaya koymuşlardır. Özellikle, HCl çözeltisinin bu alaşımların yorulma davranışı üzerinde NaCl çözeltisine göre daha belirgin bir etki yarattığını gözlemlemişlerdir. Çalışmalarında, ikili Zn-Al alaşımlarının yorulma dayanımı değerlerinin hem HCl çözeltisi hem de NaCl çözeltisi ortamında artan alüminyum oranı ile düştüğünü, ancak üçlü Zn-40Al-Cu alaşımlarında bakır katkısının her iki korozif ortamda da yorulma dayanımını çok fazla etkilemediğini belirtmişlerdir.

Eş kanalda aşılal ekstrüzyon (EKAE) yöntemi, Zn-Al alaşımlarının yorulma dayanımını artırmak için son yıllarda kullanılan etkili yöntemlerden biridir. Nitekim Aydın ve Heyal tarafından yapılan çalışmalar, EKAE işleminin Zn-60Al ve Zn-80Al alaşımlarının yorulma dayanımını önemli ölçüde artırdığını göstermektedir (Heyal, 2011; Aydın, 2012; Aydın & Heyal 2012). Araştırmacılar, bu durumu alaşımların yapısal ve mekanik özelliklerine dayandırarak açıklamışlardır. Şöyle ki, uygulanan EKAE işlemiyle alaşımların porizite içeren tipik dendritik döküm yapısının tamamen ortadan kalktığını ve yerine ince, şerit şeklinde uzanmış fazlardan oluşan bir yapı oluştuğunu ifade etmişlerdir. Ayrıca, söz konusu alaşımların mekanik özelliklerinin ve yorulma dayanımının uygulanan paso sayısına ve işlem rotasına bağlı olarak değiştiğini belirtmişlerdir. EKAE işlemi sonrası, yorulma dayanımının artmasını artan mukavemet, süneklik ve toklukta kaynaklandığını ve yorulma davranışının çekme dayanımından çok tokluğa bağlı olduğunu ifade etmişlerdir.

Isıl işlem, Zn-Al alaşımlarının yorulma dayanımını artırmak için kullanılan bir diğer yöntem olarak öne çıkmaktadır. Tan ve Savaşkan (2014) yaptıkları çalışmada, üçlü Al-25Zn-3Cu alaşımına döküm sonrası homojenleştirme ve T6 (çözündürme, su verme ve yapay yaşlandırma) ısıl işlemlerini uygulayarak, alaşımın yorulma dayanımını incelemişlerdir. Her iki işlem sonrasında alaşımın dendritik yapısının tamamen ortadan kalktığını ve bunun yerine geniş α taneleriyle çinkoca zengin fazların oluştuğunu gözlemlemişlerdir. T6 ısıl işlem yönteminin üçlü Al-25Zn-3Cu alaşımının yorulma dayanımını artırdığını, homojenleştirme ısıl işleminin ise belirli bir gerilme seviyesine kadar (120 MPa'a kadar) artırdığını, ancak daha sonrasında yorulma dayanımını düşürdüğünü belirlemişlerdir.

Şenaslan ve Aydın (2018) yaptıkları kapsamlı bir çalışmada, Zn-27Al-1Cu alaşımına farklı yaşlandırma sürelerinde T6 ısıl işlemi uygulayarak, yaşlandırma süresinin alaşımın yorulma performansına etkisini incelemiştirlerdir. Araştırmalarında, 0,5, 1, 2, 3 ve 10 saat yapay yaşlandırma işlemine tabi tutulan Zn-27Al-1Cu alaşımının yorulma davranışının yaşlandırma süresine göre değişiklik gösterdiğini, en yüksek yorulma ömrü değerini 100 °C’de 0,5 saatlik yaşlandırma işleminde elde ettiklerini rapor etmişlerdir. Ayrıca, yaşlandırılmış durumdaki alaşımın yorulma sonucunda oluşan kırık yüzeylerinin orijinal döküm durumuna kıyasla daha düzgün ve pürüzsüz olduğunu gözlemlemişlerdir.

Zn-Al esaslı alaşımlar üzerine yapılan tüm bu çalışmalar, ZA-27 alaşımından üretilen yatakların fiziksel, mekanik, tribolojik ve yorulma performansı açısından geleneksel yatak alaşımlarıyla rekabet edebilecek bir potansiyele sahip olduğunu göstermektedir. Ancak, bu alaşımlardan üretilen kaymalı yatakların gerçek zamanlı dinamik yükler altında yorulma davranışını inceleyen herhangi bir çalışmanın literatürde bulunmadığı görülmektedir. Bu bağlamda, gerçekleştirilecek çalışmaların literatürde önemli bir boşluğu dolduracağı ve gelecekteki araştırmalara yön verecek nitelikte olabileceği ön görülmektedir. Bu doğrultuda aşağıdaki bölümde, yorulma olgusunun temel prensipleri açıklamış, ardından dinamik yüke maruz kalan kaymalı yatakların yorulma davranışına ilişkin mevcut literatür çalışmaları sunulmuştur.

1.4. Yorulma

1.4.1. Yorulmayla İlgili Genel Bilgiler

Birçok mühendislik uygulamasında, pek çok makine veya yapı elemanı kullanım süresi boyunca sürekli olarak tekrarlanan yükler ve titreşimler altında çalışmaktadır (Behravesht vd., 2016; (Bıyıklıoğlu 1986, Stephens vd., 2001). Bu tür yükler altında çalışan makine veya yapı elemanlarında, uygulanan gerilmeler elemanın statik dayanımından düşük olsa bile, belirli bir yük tekrarından sonra, gerilmelerin yüksek olduğu yüzeyde veya yüzeyin hemen alıntında kılcal çatlaklar oluşur. Bu çatlaklar zamanla büyüyerek kritik bir boyuta ulaşır ve ardından ani bir kırılma meydana gelir. Bu olay, yorulma hasarı olarak adlandırılır (Aydın, 2001; Savaşkan, 2004; Krupp, 2007; Juvinall & Kurt, 2017).

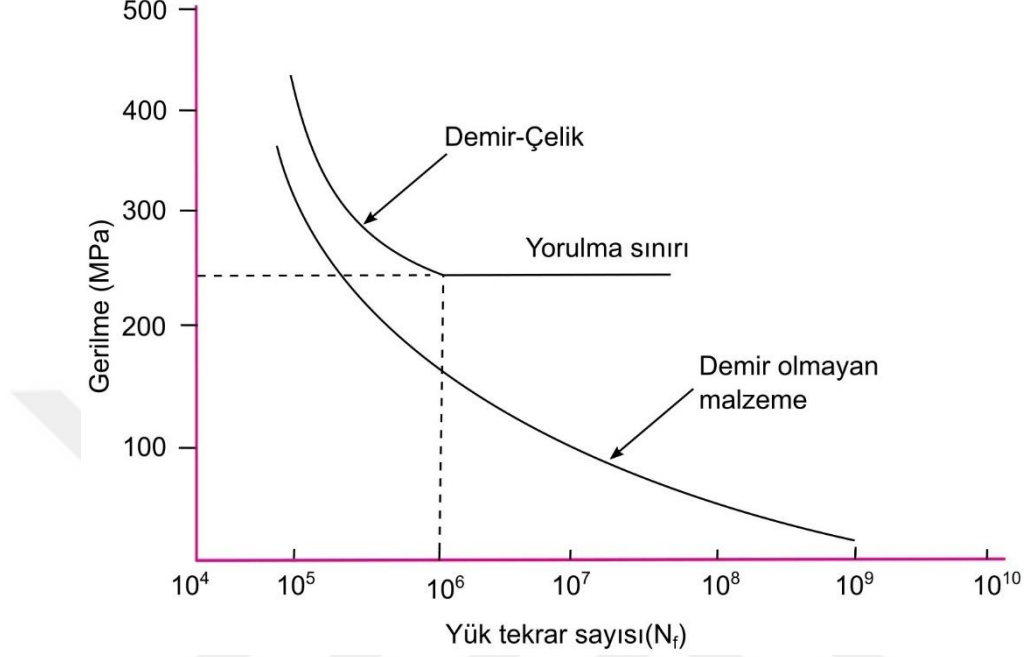
Yorulma, demiryolu, makine, otomotiv ve havacılık gibi pek çok endüstriyel uygulamada yaygın olarak karşılaşılan bir hasar türüdür (Manson & Halford, 2006). Bu

durumun bir göstergesi olarak, Uluslararası araştırma kuruluşu Battalle Group tarafından gerçekleştirilen bir çalışmada, makine veya yapı elemanlarında meydana gelen hasarların yaklaşık %80'ninin yorulma kaynaklı olduğu tespit edilmiştir (Yani vd., 2015; Novy vd., 2022). Bu bulgu, tekrarlı yüklere maruz kalan makine veya yapı elemanlarının tasarım sürecinde yorulma olgusunun dikkate alınması gereken önemli bir hasar mekanizması olduğunu göstermektedir (Lang, 1976; Martin vd., 1981).

Yorulma, birçok uygulamada olduğu gibi kaymalı yatak endüstrisinde de en yaygın görülen hasar türlerinden biridir (Sikora vd., 2000; Schijve, 2009; Dong vd., 2020). Kaymalı yatakların yorulma davranışının doğru bir şekilde karakterize edilebilmesi, gerçek kullanım koşullarına yakın testlerle mümkündür (Bıyıklıoğlu, 1986). Ancak, bu tür araştırmaların zaman alıcı ve maliyetli olması nedeniyle, genellikle üretici firmalar tarafından gerçekleştirildiği görülmektedir (Sikora vd., 2000). Bu nedenle, literatürde yatakların gerçek zamanlı yorulma testlerinden ziyade, yatağın imal edildiği malzemenin yorulma ömrü hakkında temel bilgilerin elde edilmesine olanak tanıyan deneysel çalışmalar daha yaygındır (Savaşkan, 2004; Sous vd., 2016).

Yorulma ömrünün belirlenmesinde, öncelikle elemanlara etki eden yüklerin kesit alanında oluşturduğu gerilmelerin bilinmesi gerekmektedir. Bu gerilmeler, çekme, basma, eğilme ve kayma gibi tek bir gerilme türü veya bunların kombinasyonu şeklinde ortaya çıkabilmektedir (Çuvalcı, 2024). Yorulma deneylerinde numunelere farklı büyüklüklerde tekrarlı gerilmeler uygulanarak, kırılma gerçekleşinceye kadar geçen çevrim sayısı (yük tekrar sayısı) ölçülür (Savaşkan, 2004). Deneylerden elde edilen verilerle, uygulanan gerilmenin yük tekrar sayısına bağlı olarak nasıl değiştiğini gösteren eğriler çizilir. Bu eğrileri içeren diyagrama Wöhler diyagramı veya S-N (Gerilme-yük tekrar sayısı) diyagramı adı verilir. Şekil 10'da demir-çelik ve demir dışı malzemelerin Wöhler eğrileri verilmiştir. Bu eğriler, belirli bir gerilme seviyesinde bir malzemenin kaç yük tekrarına dayanabileceğini grafiksel olarak gösterir (Zahavi, 2019). Bu diyagramında düşey eksen gerilme aralığını, yatay eksen ise yük tekrar sayısını temsil eder. Demir ve çelik gurubuna giren malzemelerin Wöhler eğrisi belirli bir tekrar sayısından sonra yatay bir eğilim gösterir. Bu eğrinin yatay hale geldiği gerilme değeri, 'yorulma sınırı' olarak tanımlanır. Ancak demir dışı malzemeler, 10^8 yük tekrarından sonra dahi belirgin bir yorulma sınırı göstermezler (Hoepfner vd., 2000; Budynas & Nisbett, 2011, Savaşkan 2004). Yorulma eğrilerinden iki önemli büyüklük elde edilir. Bunlardan biri 'yorulma ömrü', diğeri ise 'yorulma dayanımıdır'. Yorulma ömrü belirli büyüklükte tekrarlı gerilmeye maruz kalan bir malzemenin kırılmasına kadar geçen

yük tekrar sayısını ifade eder. Yorulma dayanımı ise, demir olamayan malzemelerin 10^8 yük tekrar sayısındaki kırılma gerilmesi olarak tanımlanır (Savaşkan, 2004).



Şekil 10. Demir-çelik ve demir olmayan malzemeler için tipik Wöhler eğrileri (Savaşkan, 2004).

1.4.2. Yorulmaya Neden Olan Yükleme Şekilleri

Bir makine veya yapı elemanın maruz kaldığı yükler statik ve dinamik (değişken) olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Statik yükler, bir elemana etki eden kuvvet veya momentin, dolayısıyla elemanın kesitinde meydana gelen gerilmelerin zamana göre sabit kaldığı veya çok uzun zaman diliminde çok az değiştiği yüklemeler olarak tanımlanmaktadır. Dinamik yükler ise, zamana bağlı olarak değişen kuvvetler veya momentler tarafından gerçekleştirilen yüklemelerdir. Dinamik yükler genel olarak üç şekilde sınıflandırılırlar. Bunlar; genel değişken yükleme, tam değişken yükleme ve titreşimli yüklemelerdir. Söz konusu değişken yüklemeler nedeniyle, elemanın kesitine etki eden gerilmelerin yönleri ve şiddetleri zamanla değişmekte ve bu durum yorulma hasarına yol açmaktadır. Bu nedenle, dinamik yükleme altındaki elemanların mukavemet hesapları yorulma kriterlerine göre gerçekleştirilmelidir (Çuvalcı, 2024). Yorulma çatlaklarının kritik çatlak uzunluğuna ulaşarak malzemenin kopmasına yol açmaya kadar uygulanan toplam yük tekrar sayısı yorulma çevrim sayısı N_f olarak ifade edilir. Genellikle $N_f = 10^4$ tekrara

kadar gerçekleşen hasarlar ‘kısa ömürlü yorulma’, $N_f = 10^4 - 10^7$ çevrim aralığında meydana gelen hasarlar ‘uzun ömürlü yorulma’ olarak adlandırılmaktadır. Buna ek olarak, $N_f > 10^7$ çevrim üzerindeki tekrarlar hasar meydana gelmemesi ise ‘sonsuz ömür’ olarak adlandırılır (Berger & Kaiser, 2006; Pyttel vd., 2011).

Yorulma hesapları yapılırken kolaydan zora doğru bir akış izlenmektedir. Bu hesaplamalarda özel terimler kullanılır. Bunlar, en büyük gerilme σ_{\max} ve en küçük gerilme σ_{\min} değerine bağlı olarak hesaplanan gerilme aralığı σ_r ortalama gerilme σ_m ve gerilmenin genliği σ_a olarak ifade edilebilir (Suresh, 1998; Savaşkan 2004; Janakiraman, 2014; Çuvalcı 2024). Ortalama gerilme σ_m , bir çevrim içindeki maksimum ve minimum gerilmelerin cebirsel toplamının yarısıdır ve

$$\sigma_m = \frac{(\sigma_{\max} + \sigma_{\min})}{2} \quad (18)$$

eşitliği ile hesaplanmaktadır. Gerilme aralığı σ_r , maksimum ve minimum gerilmeler arasındaki cebirsel farktır ve

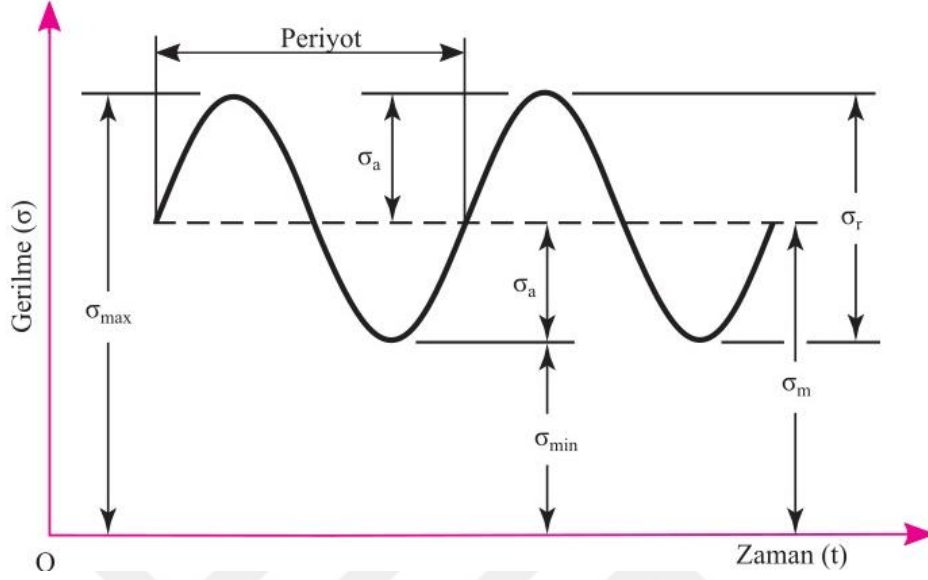
$$\sigma_r = (\sigma_{\max} - \sigma_{\min}) \quad (19)$$

eşitliği ile ifade edilir. Gerilme genliği maksimum gerilme değeri ile minimum gerilme değeri arasındaki farkın yarısıdır ve (Denklem 20) eşitliği ile ifade edilir.

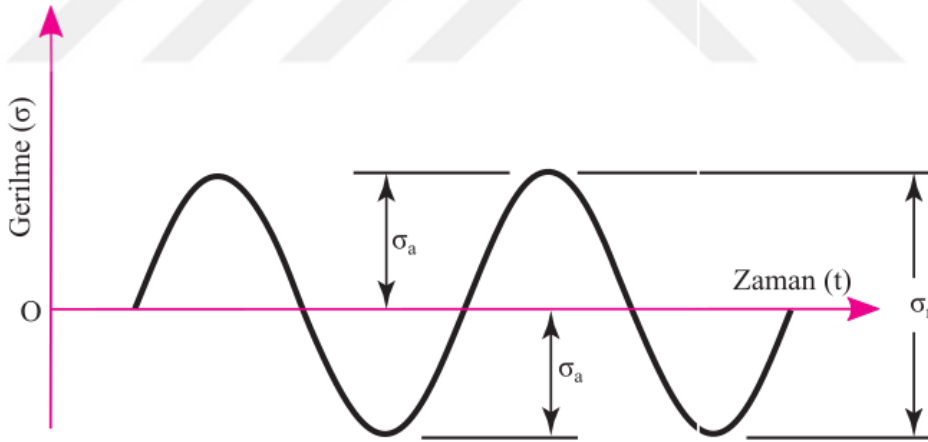
$$\sigma_a = \frac{(\sigma_{\max} - \sigma_{\min})}{2} \quad (20)$$

Şekil 11, Şekil 12 ve Şekil 13’te sırasıyla genel değişken, tam değişken ve titreşimli yükleme tiplerine ait görseller sunulmuştur. Genel değişken yüklemesi, makine elemanlarının sıklıkla maruz kaldığı bir yükleme türüdür. Çekme-çekme veya basma-basma şeklinde gerçekleşen bir yüklemedir. Tam değişken yükleme, genel değişken yüklemenin özel bir uygulamasıdır. Bu tür yüklemelerde en büyük gerilme değeri, en küçük gerilme değerinin mutlak değerine eşittir ($\sigma_{\max} = -|\sigma_{\min}|$). Şekil 12’de görüldüğü üzere çekme ve basma şeklinde olan bir yükleme türüdür. Titreşimli yükleme, genel değişken yüklemenin bir başka özel uygulamasıdır. Bu yüklemelerde, en küçük gerilme, $\sigma_{\min} = 0$ değerine eşittir.

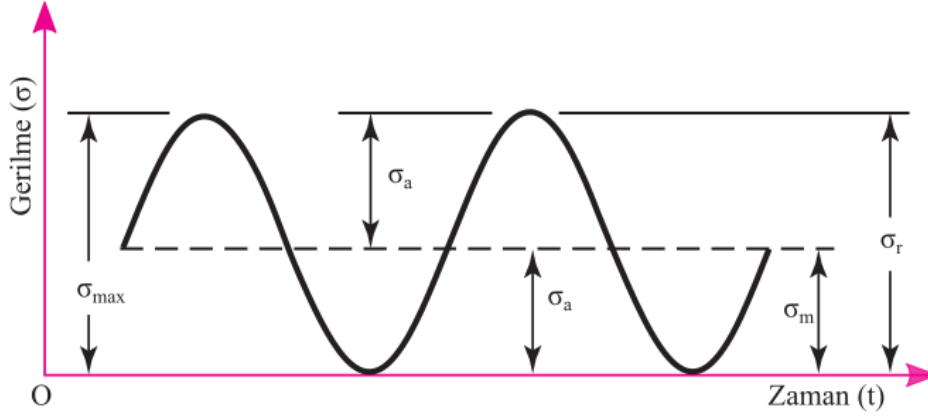
Bu durumda ortalama ve genlik gerilmeleri birbirine eşittir. Bu tür yüklemeler, sadece çekme veya basma şeklinde gerçekleşir (Savaşkan, 2004; Budynas & Nisbett, 2011).



Şekil 11. Genel değişken yükleme (Budynas & Nisbett, 2011)



Şekil 12. Tam değişken yükleme (Budynas & Nisbett, 2011)



Şekil 13. Titreşimli değişken yükleme (Budynas & Nisbett, 2011)

1.4.3. Yorulmada Hasar Kriterleri

Yorulma deneylerinden elde edilen Wöhler eğrileri, ortalama gerilmenin sıfır olduğu durumlar için geçerlidir (Budynas & Nisbett, 2014). Ancak, birçok makine ve yapı elemanı sıfır olmayan ortalama gerilmelere de maruz kalmaktadır. Tüm ortalama gerilmeler için malzemelerin sonsuz ömür gerilme değerlerini deneysel olarak belirlemek, çok sayıda deney gerektirdiğinden pratikte mümkün değildir (Çuvalcı, 2024). Bu nedenle, yorulma hesaplamalarında genellikle Gerber, Goodman ve Soderberg tarafından geliştirilen hasar kriterleri kullanılmaktadır (Schmid vd., 2013). Bu yöntemler, Wöhler ve çekme deneylerinden elde edilen verilerle ortalama gerilmenin etkisi arasında bir bağlantı kurulmasına ve böylece yorulma ömrünün incelenmesine olanak tanır (Suresh, 1998). Şekil 14'te Goodman, Gerber ve Soderberg hasar kriterlerine ait grafiksel modeller gösterilmektedir. Bu grafikte, dikey eksen gerilme genliğini (genlik gerilmesi) temsil ederken, yatay eksen ortalama gerilmeyi göstermektedir. Ayrıca, eksenler üzerinde akma dayanımı (S_y), dayanım sınırı (S_e) ve çekme dayanımı (S_{ut}) olarak ifade edilmiştir (Schmid vd., 2013). Referans amacıyla çizilen akma (Langer) çizgisi, standart akma kontrolünü temsil etmekte olup, ilk çevrimde akma oluşumunu tanımlamak için kullanılmaktadır ve aşağıdaki eşitlik ile ifade edilmektedir.

$$\frac{\sigma_a}{S_y} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (21)$$

Bu grafikte, Gerber hasar bölgesi sınırı olarak bir parabol önermiş, Goodman ve Soderberg ise doğrusal yaklaşımlar sunmuştur. Gerber çizgisi, ‘Gerber parabolik çizgisi’ olarak da adlandırılır (Schmid vd., 2013), ve

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \left(\frac{\sigma_m}{S_{ut}}\right)^2 = 1 \quad (22)$$

eşitliği ile ifade edilir. Bu yaklaşımda, herhangi bir değişken yüklemeye karşılık gelen makine veya yapı elemanının kesitine etki eden ortalama ve genlik gerilmeleri, Gerber parabolü doğrultusunda, parabol ile düşey ve yatay eksenler arasında yer aldığında, sonsuz ömürlü olarak kabul edilmektedir (Çuvalcı, 2024). Shigley ve Mischke (1996), Gerber hasar kriterinin deneysel verilere merkezi olarak düştüğünü ve bu nedenle en iyi hasar tahminini sağladığını ifade etmişlerdir. Ancak, denklemin parabolik yapısı matematiksel işlemleri karmaşık hale getirmektedir (Schmid vd., 2013). Goodman çizgisi, gerilme genliği ekseninde dayanım sınırını, ortalama gerilme eksenindeki çekme dayanımı ile bir doğru aracılığıyla birleştirmeyi önerir ve

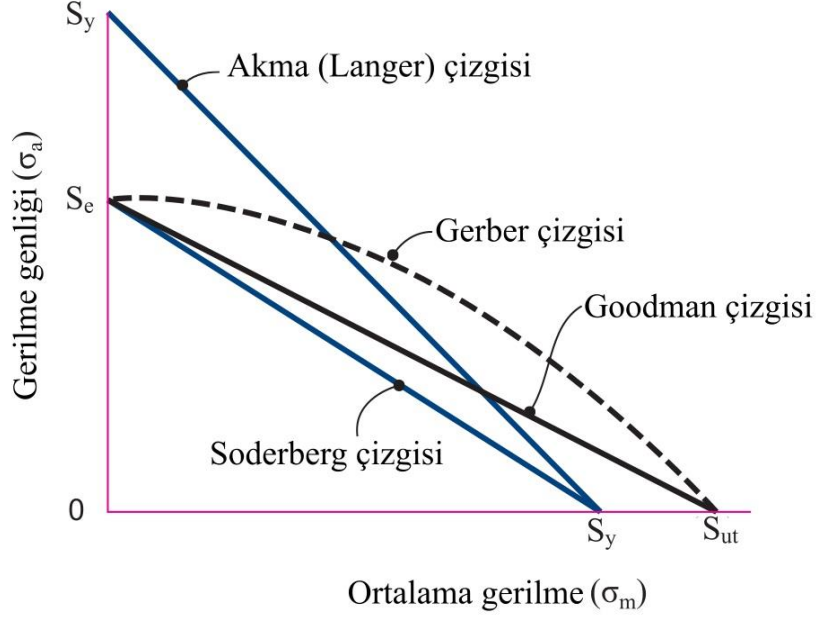
$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (23)$$

eşitliği ile ifade edilir. Gerber parabolünde olduğu gibi yorulma hasarı hesaplarında Goodman doğrusunun altında kalan gerilmeler için makine elemanının tasarımı, sonsuz ömür için uygun kabul edilir. Goodman hasar kriteri, Gerber kriterine göre daha basit bir kullanım sunmaktadır. Goodman ve Gerber doğrularının başlangıç ve bitiş noktaları aynı olmakla birlikte, bu noktalar arasında Goodman doğrusu lineer, Gerber doğrusu ise parabolik bir yapıya sahiptir (Schmid vd., 2013). Soderberg çizgisi daha konservatif bir yaklaşıma sahiptir ve

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (24)$$

eşitliği ile ifade edilir. Şekil 14’ten de görüleceği üzere Goodman kriterinde kullanılan çekme dayanımı, Soderberg çizgisinde akma dayanımı ile değiştirilmiştir. Goodman ve Gerber kriterleri genellikle gevrek malzemeler için uygun sonuçlar verirken, Soderberg

kriteri sünek malzemeler için daha güvenilir sonuçlar vermektedir (Budynas & Nisbett, 2014; Çuvalcı, 2024).



Şekil 14. Goodman, Gerber, Soderberg grafiksel modelleri (Schmid vd., 2013)

1.4.4. Yorulma Mekanizması

Yorulma, makine veya yapı elemanlarında değişken yüklerin etkisiyle gerilme birikiminin zamanla çatlak oluşumu, çatlakların ilerlemesi ve nihai kırılmaya yol açan, lokalize ve mikro yapısal değişikliklerle karakterize edilen bir hasar mekanizmasıdır (Shigley & Mischke., 1996). Şekil 15'te de görüldüğü üzere, yorulma mekanizması çatlak başlangıcı, çatlak ilerlemesi ve kırılma olmak üzere üç temel aşamada gerçekleşir (Schmid vd., 2013). Bir yorulma çatlağının başlaması ve ilerlemesi durumunda çatlağın ne şekilde gelişeceği kırılma mekaniği yöntemleri ile karakterize edilir (Hacıfazlıoğlu, 1992). Yorulma çatlağı genellikle tane sınırlarındaki kusurlarda, inklüzyonlarda, yüzeydeki pürüzlülüklerde, mikro yapısal ve kimyasal heterojenlikler ile gerilme konsantrasyonları gibi zayıf noktalarda başlamaktadır (Suresh, 1998).

Yorulmanın oluşum ve gelişim mekanizmaları hakkında literatürde çeşitli görüşler bulunmaktadır (Schmid vd., 2013). Bunlardan en yaygın olarak kabul edilen görüş şu şekildedir. Makine veya yapı elemanın yüzeyinde veya yüzeyin hemen altında oluşan ilk mikro çatlakların uç kısımlarında gerilme konsantrasyonları oluşur. Bu gerilme

konsantrasyonları, zamanla mikro çatlakların büyümesine ve makro çatlaklara dönüşmesine neden olur. Çatlak uzunluğunun kritik bir değere ulaşması sonucu makine elemanının kesit alanı küçülür ve bu durum, elemana uygulanan gerilme değerinin artmasına neden olur. Son bir yükleme ile, makine elemanın da zoraki bir kırılma gerçekleşir. Bu kırılma genellikle gevrek kırılma şeklinde görülür (Çuvalcı 2024).

Çatlak büyümesinin mikroskobik modu, plastik kayma bandı özellikleri, mikro yapısal boyutlar, uygulanan gerilme ve çatlak ucundaki plastik bölgenin büyüklüğüne bağlıdır. Bu faktörlerin etkileşimi, çatlak ilerleme hızını ve şeklini belirler. Sünek malzemelerde, çatlak büyümesi, çatlak ucundaki plastik bölgeyi çevreleyen makroskobik kayma bantlarında lokal deformasyon yoluyla gerçekleşir. Bu mekanizmalar, çatlak büyümesinin dinamiklerini ve malzemenin yorulma direncini önemli ölçüde etkiler (Suresh, 1998; Kim & Laird, 1978; Mughrabi, 2015).



Şekil 15. Yorulma kırılmasının oluşum şeması (Suresh, 1998)

1.4.5. Kaymalı Yataklarda Yüzey Yorulması

Dinamik yüklü hidrodinamik kaymalı yataklar, yüksek yük, yük hız ve yüksek sıcaklık gibi zorlu çalışma koşullarında kullanılmak üzere tasarlanırlar. Ancak, yatakların tasarımı ve kullanılan malzemelerin seçimi ne kadar titizlikle yapılırsa yapılsın, bu yataklar zamanla maruz kaldıkları zorlu koşullar nedeniyle çeşitli hasar türleriyle karşılaşırırlar (Yahraus, 1987; He vd., 2013; Chikalthankar vd., 2014). Bu bağlamda, yatakların verimliliğini sınırlayan ve hasar oluşumuna yol açan temel parametrelerin ve faktörlerin kapsamlı bir şekilde incelenmesi, tespiti ve sistematik analizi büyük önem taşımaktadır (Blount, 1961; Sikora vd., 2000). Hasara yol açan tüm parametrelerin bir arada değerlendirilmesi, potansiyel arızaların önlenmesi ve makinelerin güvenilir çalışmasını sağlamak açısından kritik bir rol oynamaktadır (Hacıfazlıoğlu, 1992; Vencı & Rac, 2014).

ISO 7146-1 standardı ile tanımlanan hidrodinamik kaymalı yatakların hasar türleri arasında, adhezif aşınma, abrazyon aşınması, yüzey yorulma aşınması, fretting aşınması, kavitezyon aşınması, korozyon aşınması ve erozyon aşınması yer almaktadır (ISO7146-1,

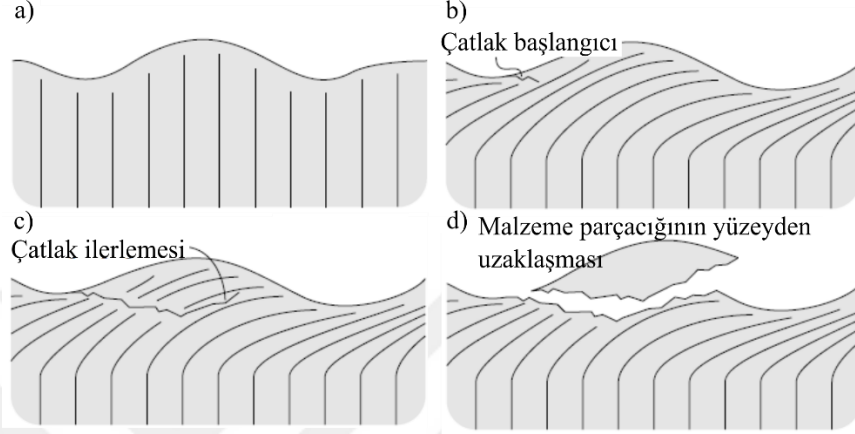
2019). Bu hasar türleri, kaymalı yatakların uzun vadeli performansını etkileyen temel aşınma mekanizmaları olarak kabul edilmektedir.

Literatürde, kaymalı yataklarda meydana gelen hasarların incelenmesine yönelik birçok çalışma yapılmıştır (Lang, 1977; Blundell, 1980; Sikora vd., 2007; Bloch & Gettner, 1999; Vencl & Rac 2014; Antunovic vd., 2018; Liu vd., 2021; Yang vd., 2023). Bu çalışmaların çoğu, yataklarda meydana gelen hasar türlerinin tespitinin oldukça karmaşık olduğunu vurgulanmaktadır. Bunun başlıca nedeni, hasarın oluşmasına yol açan mekanizmaların çoğu zaman birden fazla etkenin etkisiyle ortaya çıkması ve bu mekanizmaların sıklıkla birbirleriyle ilişkili olmalarıdır. Ayrıca, bir nedenden dolayı başlayan hasarın farklı bir etkiyle sonuçlanabilmesi de söz konusu olabilmektedir (Hacıfazlıoğlu, 1992; Muzakkir vd., 2015). Kaymalı yataklarda meydana gelen hasar mekanizmalarının belirlenmesi, mil ile yatak yüzeylerinin birlikte incelenmesiyle mümkün olabilmektedir (He vd., 2013). Örneğin, yağlayıcıdaki renk değişiklikleri, mil veya yatak yüzeylerinin görünümü gibi gözlemler ve çalışma süresine dair ölçümler yatak hasarları hakkında değerli bilgiler sunmaktadır (Vencl & Rac, 2014; Zernin vd., 2014). Bu bağlamda, gözlemsel veriler, hasarın tanımlanması ve nedenlerinin belirlenmesi açısından kritik bir öneme sahiptir (Blount, 1961).

1977 yılında Collacott tarafından yayınlanan bir rapor, bir yıl boyunca kayıt altına alınan dizel motorlarda kaydedilen 410 arızanın yaklaşık %7'sinin kaymalı yatak arızası olduğunu göstermektedir. Ayrıca, dört yıllık süre boyunca dizel motor arızalarıyla ilişkili 800'den fazla hasar kaydının değerlendirildiği başka bir çalışmada ise, tüm hasar vakalarının yaklaşık %12'sinin motor yataklarında meydana geldiği belirtilmektedir (Allianz, 1978). İçten yanmalı motor arızalarının incelendiği başka bir çalışmada ise, değerlendirilen tüm hasarların yaklaşık %24'ünde yatak hasarı tespit edilmiştir (Bloch & Gettner, 1999). 600'ün üzerinde krank mili yatağında meydana gelen hasarların değerlendirildiği bir çalışmada ise, en belirgin hasar türlerinin sırasıyla abrazif aşınma, adhezif aşınma ve yüzey yorulması olduğu gözlemlenmiştir (Vencl & Rac, 2014).

Yüzey yorulma hasarı, dinamik yüklü kaymalı yataklarda sık rastlanan yatak arızalarından biridir (Blount, 1961). Şekil 16'da tipik bir kaymalı yatakta yorulma hasarının aşamalarını gösteren şematik bir görsel sunulmuştur (Stachowiak & Batchelor, 2013). Şekil 16a'da açıkça görüldüğü gibi, başlangıçta yüzey tamamen düzgündür ve çatlak oluşumuna dair herhangi bir belirti yoktur. Ancak, tekrarlan yük değişimleriyle yorulma hasar süreci başlamakta ve yatak yüzeyinde ve/veya yüzeyin hemen altındaki bölgelerde, kılcal çatlaklar

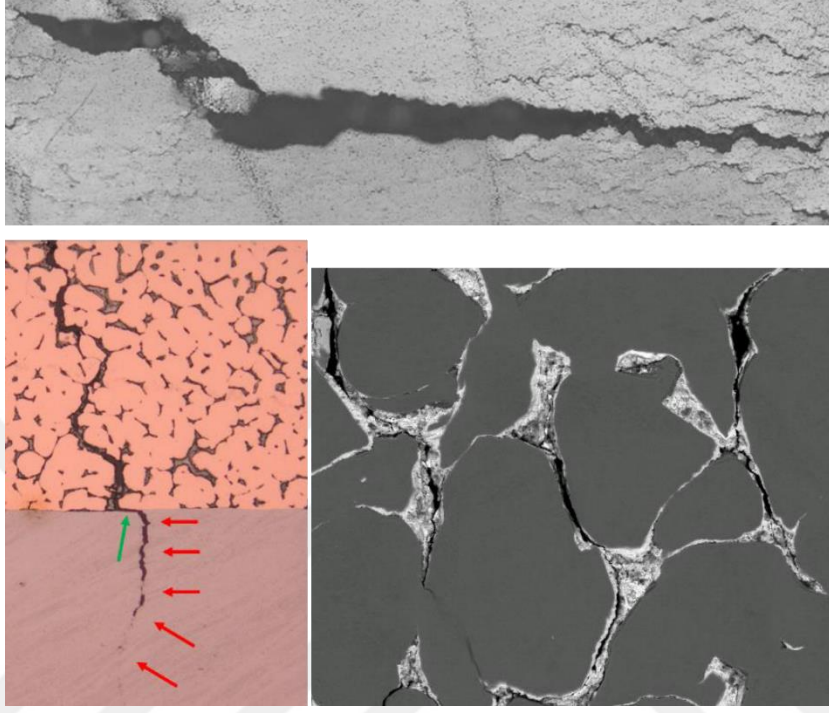
oluşmaktadır (Şekil 16b). Bu çatlaklar, yük değişimlerinin ve yağ basıncının etkisiyle giderek büyümekte, (Şekil 16c) ve sonunda çatlaklarla çevrelenen malzeme parçacığının yatak yüzeyinden kopup uzaklaşmasıyla (Şekil 16d) sonuçlanan bir hasar meydana gelmektedir (Blundell, 1980; Bıyıklıoğlu, 1986; He vd., 2013).



Şekil 16. Kaymalı yataklarda yorulma hasarı süreci a) başlangıçta hasar görmemiş düzgün yüzey b) çatlak başlangıcı c) çatlak ilerlemesi d) malzeme parçacığının kopup yüzeyden uzaklaşması (Stachowiak & Batchelor, 2013)

Yüzey yorulma hasarının oluşum ve gelişim mekanizmasına dair literatürde en yaygın kabul gören kuram şu şekildedir: Yatak yüzeyinde çeşitli nedenlerden kaynaklanan gerilme konsantrasyonları ilk kılcal çatlakların oluşumunu tetikler. Bu çatlaklar, genellikle maksimum kayma geriliminin bulunduğu noktada ortaya çıkar. Oluşan kılcal çatlaklar, ilk etapta yatak alaşımının kalınlığı boyunca katmanlar arasındaki arayüze doğru ilerler (bkz. Şekil 17). Ardından, çatlak yön değiştirerek katmanlar arasındaki yüzey boyunca ikinci bir çatlak ile karşılaşmaya kadar ilerlemeye devam eder. Bu süreçte, çatlaklar arasında kalan malzeme parçacığı koparak ya yağlayıcı içinde sürüklenerek uzaklaşır ya da yüzeyler arasında ezilir (Mwanza vd., 2003; Joyce vd., 2004). Bazen de bu malzeme parçacığı, yüzeyin herhangi bir noktasında yüzeye yapışarak kaynar. Yatak yüzeyinden kopan malzeme parçacıklarının oluşturduğu boşluk (çukurcuk), yağ filmi oluşumunu engelleyerek film kalınlığının azalmasına neden olur. Bu durum, yağ akış oranının azalmasına ve yatağın yük taşıma kapasitesinin düşmesine yol açar. Bununla birlikte, yağ filmi kalınlığındaki azalma, sürtünmeden kaynaklı sıcaklık artışına sebep olur ve artan sıcaklık yağlayıcının viskozitesini düşürerek yatak performansını olumsuz yönde etkiler. Zincirleme gelişen bu süreç, sıcaklığın malzemenin dayanabileceği sınır değerinin üzerine çıkmasına veya metal-

metal temasının oluşmasına neden olur ve sonunda yatağın işlevini tamamen yitirmesiyle sonuçlanır (Blundell, 1980; Bıyıklıoğlu 1986; Duman, 2002; Suresh, 1998; He vd., 2013; Cabo, 2018; El-Daher vd., 2002).



Şekil 17. Yüzey çatlaklarının numune yüzeyinde yayılmasına yönelik bir örnek görüntü (Cabo, 2018).

Kaymalı yataklarda yüzey yorulmasına neden olan gerilmeler, genellikle mekanik ve ısı kökenli olmak üzere iki ana grup altında incelenmektedir (Forrester & Chalmers, 1945, Hacıfazlıoğlu, 1992; Ktari vd., 2011). Literatürde, mekanik kökenli gerilmelerin yatak sisteminin yükleme koşullarına bağlı olarak ortaya çıktığı, ısı kökenli gerilmelerin ise sıcaklık değişimlerinin neden olduğu fiziksel ve kimyasal etkilerden kaynaklandığı belirtilmektedir (Harbordt, 1975; McCallion & Lotfi, 1992; Bıyıklıoğlu, 1986; Sikora vd., 2000).

Yatak yüzeyinde mekanik gerilmelere neden olan en önemli faktörlerden biri hidrodinamik yağ filmi basıncıdır (Valkonen, 2009). Hidrodinamik yağ filmi basıncı yatak yüzeyinde radyal doğrultuda bası gerilmeleri oluştururken aynı zamanda çeki ve bası karakterli teğetsel gerilmelerin oluşumuna da katkıda bulunmaktadır (İbrahim & McCallion, 1970). Literatürde yağ filmi basıncı etkisi alanında ortaya çıkan çeki karakterli teğetsel gerilmelerin, yüzey yorulmasına yol açtığı vurgulanmaktadır (Harbordt, 1975; McCallion &

Lotfi, 1992). Bu gerilmeler, büyük basınç gradyanının olduğu bölgelerde bası karakterli ortaya çıkarken, basınç gradyanının bitim noktasında çeki karakterli gerilmeler şeklinde gözlemlenmektedir (Duman, 2002). Hacıfazlıoğlu (1992), yatak kepinin rijitliğine dikkat çekerek çeki karakterli teğetsel gerilmelerin, yatak kepinin rijitliğinin azalmasıyla arttığını ve bunun da yorulma ömrü üzerinde önemli bir etkiye sahip olduğunu vurgulamıştır. Çeki karakterli en büyük gerilmelerin yatak yüzeyinde meydana geldiğini belirterek muhtemel ilk kılcal çatlaklarının yatak yüzeyinde başlayabileceğini belirtmiştir. Yatak uzunluğu ve eksenel basınç dağılımlarının, yatak yüzeyindeki gerilme dağılımlarını etkilediğini, yatak kenarlarında çeki karakterli teğetsel ve eksenel gerilmelerin meydana geldiğini ve bu gerilmelerin, yorulma çatlaklarının ilerlemesinde etkili olabileceğini belirtmiştir. Blount (1961), yatak kepi rijitliğinin yorulma davranışı üzerindeki etkisini araştırmış, daha esnek yatak kepinde yatak içerisindeki bükülmenin arttığını ve bu durumun basma gerilmelerine ek olarak eğilme gerilmelerini de arttırdığını belirtmiştir.

Diğer yandan, literatürde, sıcaklık artışının çatlak oluşumuna yol açan önemli bir gerilme kaynağı olduğu vurgulanmaktadır. Bunun sebebi olarak, yağ film tabakasında ortaya çıkan sıcaklık artışının, yatak malzemesinin fiziksel özelliklerini olumsuz yönde etkilediği ve ısı değişimlerin kimyasal reaksiyonları tetikleyerek malzeme ayrışmasına yol açtığı ifade edilmektedir (McCallion vd., 1970; Chiu, 1997; Linjamaa vd., 2018). Örneğin, Hacıfazlıoğlu (1992) yapmış olduğu bir çalışmada, yüksek sıcaklığın olduğu bölgelerde büyük ısı gerilmelerin meydana geldiğini, bu ısı gerilme değerlerinin büyük ölçüde yatak alaşımının termal genleşme özelliklerine ve sıcaklık seviyelerine bağlı olduğunu belirtmiştir. Ayrıca, sıcaklık değerlerinin ve yatak alaşımının termal özelliklerinin basma gerilmesi üzerinde daha büyük etkiye sahip olduğunu ifade etmiştir. Literatürde, dinamik yükün büyüklüğü şekli ve genliğine bağlı olarak farklı sıcaklık bölgeleri ve dağılımları ortaya çıkabildiği ve bunun da yorulma çatlaklarının başlamasında ve ilerlemesinde önemli bir etkiye sahip olduğu vurgulanmaktadır (Bıyıklıoğlu 1986).

Hidrodinamik kaymalı yatakların yüzey yorulma hasarına ilişkin literatürde çok sayıda deneysel ve sayısal çalışmalar mevcuttur. Örneğin, Gyde (1969)'nın yapmış olduğu deneysel çalışma, kaymalı yatakların yorulma davranışına üzerine gerçekleştirilen ilk kapsamlı çalışmalardan biridir. Gyde (1969), yorulma çatlaklarının genellikle yatak yüzeyinin merkezinde veya merkeze çok yakın bölgelerde başladığını, yatak kenarının yeteri kadar yağ içermediğini ve bu nedenle yatak astarının merkezi kısmının yük taşıdığını belirtmiştir. İlk kılcal çatlakların genellikle yatak yüzeyinde maksimum gerilemelerin meydana geldiği

bölgelerde, bir ağ şeklinde birden fazla noktada başladığını ve ardından bu çatlak ağının ilerleyerek astarın delaminasyonuna yol açtığını belirtmiştir. Lang (1977) beyaz metalden üretilmiş kaymalı yatakların farklı dinamik yükleme koşullarındaki yorulma davranışını incelediği çalışmasında, dört farklı yük formunda (farklı frekanslarda değişken yük, tam değişken yük ve sabit döner yük) test ettiği kaymalı yataklarda, yorulma bölgeleri ile yatak malzemesinin ısı iletim, ısı genleşme ve korozyon özellikleri arasındaki ilişkiye dikkat çekerek, yatak yüzeyinde oluşan yorulma çatlaklarının maksimum yükün olduğu bölgelerde meydana geldiğini tespit etmiştir. Yatak yüzeyinde oluşan ilk kılcal çatlakların aksel yönde ilerlediğini, ileri aşamalarda ise ana yük bölgesinde belirli bir düzen içerisinde kayma yönüne doğru yayıldığını belirlemiştir. Deneysel çalışmalarına paralel olarak gerçekleştirdiği teorik çalışmalarında, teğetsel gerilmelerin yüzey yorulması ile ilişkisini analiz etmiştir. Yorulma çatlaklarının yatak katmanındaki tersine çevrilmiş gerilmelerden kaynaklandığını ileri sürmüştür. Ayrıca, aksel yönde ilerleyen çatlakların, teğetsel gerilmelerin bir göstergesi olduğunu ve bu gerilmelerin özellikle yatak yüzeyinde yorulma çatlaklarına yol açtığını belirtmiştir. Söz konusu teğetsel gerilmelerin, yatak malzemesinin çatlak ilerlemesine karşı dayanımını azaltarak, yorulma çatlaklarının daha hızlı ve düzensiz bir şekilde yayılmasına neden olabileceğini ifade etmiştir. Yatak yüzeyindeki radyal ve aksel gerilmeleri detaylı bir şekilde hesaplamak için, polar koordinatlarda elastisite teorisinin diferansiyel denklemi Airy Gerilme Fonksiyonları yöntemini kullanmıştır. Bu yöntemle çatlak başlangıç noktalarını ve gerilme yığılmalarını tespit etmiştir. Blundell (1980), dinamik yüklü kaymalı yatakların yorulma davranışını hem deneysel ve hem de sayısal olarak incelemiştir. Deneysel çalışmasında, maksimum yağ filmi basıncı, çevresel sıcaklık dağılımı ve minimum yağ filmi kalınlığı gibi çeşitli hidrodinamik kaymalı yatak tasarım parametrelerindeki değişimlerin, yorulma hasarının oluşumu üzerindeki etkilerini araştırmıştır. Sayısal çalışmasında ise, Lylod ve McCallion (1968) tarafından geliştirilen Reynolds denkleminin boyutsuzlaştırılmış versiyonunu temel alan bir bilgisayar programı kullanmıştır. Dinamik yatak yükünü 5° aralıklarla, milin 360°'lik tam dönüşü boyunca giriş verisi olarak kullanarak, mil-yatak sisteminin eksantriklik oranını ve maksimum film basıncı değerlerini hesaplamıştır. Deneysel ve sayısal çalışmalarını karşılaştırarak, yorulma bölgelerinin genellikle maksimum film basıncı ve minimum film kalınlığının yoğunlaştığı alanlar arasında olduğunu tespit etmiştir. Çalışmasında, çevresel yağ kanallı ve kanalsız yatakları test ederek, kanallı yatakların daha yüksek film basıncı ve eksantriklik değerleri sunduğunu ve bunun daha kısa bir yorulma ömrü ile sonuçlandığını belirtmiştir. Blundell

hem çevresel yağ kanallı hem de kanalsız yataklarda ilk kılcal çatlakların, milin dönüş yönüne dik olarak yatak yüzeyine yayıldığını belirtmiştir. Bu çatlakların, yatak kenarına yakın bir noktada başladığını, ardından en yakın serbest yüzeye doğru ilerlediğini ve sonunda tüm yatak boyunca yayıldığı gözlemiştir. Martin ve diğerleri (1981), hidrodinamik radyal kaymalı yataklarda meydana gelen yorulma hasarını, yatak tasarım parametreleri ile yataklarda kullanılan malzeme özelliklerini göz önüne bulundurarak incelemiştir. Çalışmalarında, Gyde (1969)'nin deneysel bulgularını referans alarak, farklı yük formları ve hidrodinamik film basıncı gibi yorulma hasarına yol açan büyüklüklerin yatak gerilmeleriyle olan ilişkisini analiz etmişlerdir. Hidrodinamik kaymalı yataklarda, olası yorulma hasarını tahmin etmek amacıyla kullanılan spesifik yük kriterlerinin, yatak malzemelerinin yorulma dayanıklılığı açısından sınıflandırılmasında yeterli olmadığına dikkat çekmişlerdir. Bunun sebebini ise, yorulmaya yol açan yatak gerilmelerinin doğrudan etkileyeni olan yağ filmi basıncı olarak açıklamışlardır. Literatürde, pozitif yağ filmi basıncı esas alınarak gerçekleştirilen gerilme analizlerinin, yorulma çatlaklarının oluşmasına yol açan gerilmeleri belirlenmede yeterli olduğu vurgulanmaktadır (Gyde, 1969; Lang, 1977; Duman, 2002; Sous vd., 2016; Dhande vd., 2018). Ancak, Martin ve diğerleri negatif film basıncının etkisini dikkate alan daha kapsamlı hesaplamaların, elde edilen sonuçların anlamını artırabileceğini vurgulamışlardır. Natsumeda ve Someya (1987), negatif film ve yatak gerilmeleri arasındaki ilişkiyi açıklamak amacıyla, yağlayıcıyı sıvının yağ ve küçük baloncuklardan oluşan iki fazlı bir sıvı olarak ele almış ve bu baloncukların hareket denklemlerini yüzey genişleme etkisini de göz önünde alarak çözmüşlerdir. Bu yaklaşım doğrultusunda hidrodinamik bir teori geliştirmişlerdir. Analizleri sonucunda, minimum yağ filmi konumunun hemen ardından negatif basınçta keskin bir düşüş gözlemlendiğini, bu noktada çeşitli türlerde gerilmelerin meydana geldiğini ve bu gerilmelerin hasar oluşumuna katkıda bulunabileceğini ifade etmişlerdir. Bıyıklıoğlu (1986), beyaz metalden üretilen kaymalı yatakların yorulma davranışını iki farklı açıdan incelemiştir. İlk olarak, sabit bir yük altında farklı yatak genişliklerinde gerçekleştirdiği deneylerde, yatak genişliğinin yorulma davranışı üzerinde etkisini analiz etmiştir. İkinci olarak, aynı yatak genişliğinde farklı yük formları ile yük değişiminin yorulma ömrü üzerindeki etkilerini incelemiştir. Bıyıklıoğlu, çalışmasında yatağa uygulanan yük, mil merkezinin yörüngesi, sıcaklık dağılımı ve yatak yüzeyinde oluşan yorulma bölgeleri arasındaki ilişkileri kapsamlı bir şekilde incelemiştir. Yüzey yorulmasının başlangıç konumunun yatak genişliğine bağlı olarak değiştiğini ortaya koymuştur. İlk kılcal çatlakların, en dar yatak genişliğinde yükün maksimum olduğu bölgede

ortaya çıktığını gözlemlemiştir. Ancak yatak genişliği artıkça, bu çatlakların yükün dönme yönünde daha sonraki konumlarda oluştuğunu tespit etmiştir. Gerçekleştirdiği deneyler sonucunda, yorulma çatlaklarının eksenel yönde yatak alanının ortasına yakın bir noktada başladığını ve sonrasında eksenel ve çevresel yönde yayıldığını tespit etmiştir. Ayrıca, ilk kılcal çatlakların, yağ filminin minimum olduğu bölgeden daha önceki bir noktada ortaya çıktığını belirlemiştir. Bıyıklıoğlu yaptığı deneylerde, yatağın çevresel sıcaklık dağılımını da inceleyerek, en yüksek sıcaklıkların minimum yağ filmi kalınlığının olduğu bölgelerde, en düşük sıcaklıkların ise yağ filminin kalın olduğu ve yağlayıcı yağın soğutma etkisiyle yağ giriş deliği civarında oluştuğunu tespit etmiştir. Ayrıca, ilk kılcal çatlakların minimum sıcaklık bölgesinde başladığını ve sıcaklığın maksimum olduğu bölgeye doğru ilerlediğini vurgulamıştır. Bıyıklıoğlu, farklı yük bölgelerinde mil yörüngesinin formuna bağlı olarak kılcal çatlakların başlama noktası ile minimum yağ filmi konumu arasında 10° ile 25° arasında açısal bir konum farkı oluştuğunu tespit etmiştir. Elde ettiği tüm bulgulara dayanarak, yorulma sürecinin yalnızca yağ filmi basıncı ve uygulanan yüklerden değil, aynı zamanda yatak yüzeyinde meydana gelen sıcaklık artışından da etkilendiğini ileri sürmüştür. Duman (2002), çelik destek tabası üzerine sinterlenmiş PTFE-Bronz tabakası içeren kaymalı yatakların farklı dinamik yükleme koşullarındaki yorulma davranışını deneysel olarak incelemiştir. Ayrıca, yatakta oluşan gerilmelerin yorulma davranışıyla olan ilişkisini sayısal analiz yöntemleriyle değerlendirmiştir. Duman, Bıyıklıoğlu'nun (1986) çalışmasına benzer şekilde, yorulma deneylerini sabit yük altında farklı yatak genişlikleriyle ve sabit yatak genişliğinde çeşitli dinamik yükler altında gerçekleştirmiştir. Çalışmasında, dinamik yükün değişimi, yatakta oluşan basınç dağılımları, mil yörüngesi, yorulma bölgeleri, kılcal çatlakların oluşum ve yayılımı ile yatak gerilmeleri arasındaki ilişkileri detaylı bir şekilde analiz etmiştir. Dinamik yük altında krank açısının her 10° 'lik konumunda, çevresel basınç dağılımlarını ve mil yörüngelerini, Schaffrath çözüm yöntemini kullanarak hesaplamıştır. Yataklarda oluşan gerilmeleri ve yer değiştirmeleri, hesaplanan basınç dağılımlarını dikkate alarak ANSYS programı vasıtasıyla sayısal olarak analiz etmiştir. Duman, PTFE-Bronz astar tabakasının yüzeyiyle bu tabakanın çelik destek tabakası ile birleştiği yüzeydeki gerilme dağılımlarının değişimini incelemiştir. Yorulma çatlaklarının ana yük bölgesinde oluştuğunu ve yağ filmi basıncı altında radyal, eksenel ve teğetsel gerilmelerin bası karakterli olarak ortaya çıktığını tespit etmişlerdir. Yağ filminde oluşan basınç alanının sona erdiği noktadan itibaren ise teğetsel ve eksenel gerilmelerin çeki karakterinde geliştiğini ve bu gerilmelerin maksimum seviyeye ulaştığı birleşim noktasında yorulma çatlaklarının başladığını öne

sürmüştür. Yorulma çatlaklarının, yükleme formuna bağlı olarak genellikle aksel yönde başladığını ve ardından çevresel yönde ilerlediğini ifade etmiştir. Ayrıca, bu çatlakların ilerlemesi sırasında, yağ filmi basıncının aynı anda etkili olarak çatlak yüzeylerini birbirinden ayırmaya zorlandığını belirtmiştir. Elde ettiği tüm bulgular doğrultusunda, hemen hemen aynı yüzey basıncı altında PTFE-Bronz tabakalı yatakların, yorulma davranışı açısından beyaz metal alaşımli kaymalı yataklara kıyasla (Bıyıklıoğlu 1986) birçok durumda daha iyi performans sergilediklerini tespit etmiştir. Babin ve diğerleri (2007), dinamik yükler altında çalışan kompresörde kullanılan beyaz metal ve bronz esaslı kaymalı yataklarda aşınma ve yorulma hasarına neden olan faktörleri araştırmışlardır. İnceledikleri yataklarda, özellikle maksimum film basıncının meydana geldiği alanlarda yüzey yorulmasının yanında, adhezif ve abrasif aşınma izleri de tespit etmişlerdir. Bu tür hasarların kompresörün harekete başlaması ve frenlemesi süreçlerinde kararlı yağ filimin oluşmadığı anlarda meydana gelmiş olabileceğini belirtmişlerdir. Aşınma ve yorulma hasarı ile yatağın gerilme deformasyon durumu (*stress-strain state*) arasındaki ilişkiyi incelemek amacıyla, Babin (2004) tarafından geliştirilen bir program kullanarak sonlu elemanlar yöntemiyle analiz etmişlerdir. Mikro çatlakların genellikle maksimum film basıncının meydana geldiği bölgelerde, yatakların eğilme deformasyonu tarafından indüklenen aksel ve teğetsel gerilmelere bağlı olarak oluştuğunu ifade etmişlerdir. Çekme gerilmelerinin, mikro çatlakları etkilediği yönde dik olarak yönlendirdiğini, teğetsel gerilmelerin ise çatlakların milin dönüş akseniyle paralel olarak yayılmasına zemin hazırladığını belirtmişlerdir. Çatlakların yayılmasında en önemli parametrenin yağ filmi basıncının sıkıştırma etkisi olduğunu ifade etmişlerdir. Gawarkiewicz ve diğerleri (2012) yaptıkları bir çalışmada, çelik destek tabakası üzerine sinterlenmiş beyaz metalden oluşan bimetal yataklarda meydana gelen yorulma hasarının oluşumunu tetikleyen gerilme dağılımlarını belirlemek amacıyla Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) tabanlı bir model geliştirmişlerdir. Geliştirdikleri model, hidrodinamik yağ filmi basıncının ve yatağın elastik deformasyonunun iteratif bir şekilde hesaplanmasına dayanmaktadır. Bu süreç, belirli bir yatak boşluğu ve yatak yükü altında yağ filmi basınç dağılımının hesaplanmasıyla başlamakta, ardından, bu basınç dağılımı yatak burcu ve yatak kepi deformasyonlarıyla birlikte gerilme dağılımlarının hesaplanmasında kullanılmıştır. Daha sonra, her defasında yatak yüzeyindeki deformasyonları belirlemişler ve buna bağlı olarak yeni basınç dağılımını hesaplayarak süreci iteratif olarak tekrarlamışlardır. Bu süreci yakınsama koşulları sağlandığında tamamlamışlar, yakınsama sağlanmadığı durumda ise belirlenen iterasyon sayısı tamamlana kadar devam etmişlerdir. Yaptıkları analizler

sonucunda, maksimum yağ filmi basıncının meydana geldiği bölgelerde yorulma çatlaklarının başladığını ortaya koymuşlardır. He ve diğerleri (2013), bronz destek tabakası üzerine sinterlenmiş beyaz metalden üretilen kaymalı yatakların hasar davranışını ve aşınma mekanizmalarını, XRD, SEM ve EDS teknikleri kullanarak incelemişlerdir. Beyaz metal katmanında meydana gelen hasarın olası nedenlerini belirlemek amacıyla kapsamlı bir fraktografik ve metalurjik analiz gerçekleştirmişlerdir. Hasarın oluştuğu yatağın bölgesini ve bu hasarın meydana gelmesine katkıda bulunan belirli elementler ile fazları belirleyerek, bu bileşenlerin hasar üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Yaptıkları analizler sonucunda, hasarın çoğunlukla mil ile yatak arasındaki doğrudan temas ve sürtünme nedeniyle oluştuğunu tespit etmişlerdir. Bu sürtünmenin gevrek faz olan Cu_6Sn_5 'in azalmasına ve hasar bölgesinde lokal yüksek sıcaklıkların oluşmasına yol açtığını ifade etmişlerdir. Bu durumun, beyaz metal katmanının mekanik özelliklerini olumsuz yönde etkileyerek çatlak oluşumuna ve yayılmasına zemin hazırladığını belirtmişlerdir. Çatlak ilerlemesinin, beyaz metal katmanının yüzeyindeki gevrek içeriğin daha da azalmasına yol açtığını ve bu sürecin bir döngüye dönüşerek, yatakta belirgin yanma ve yorulma hasarına yol açtığını ifade etmişlerdir.

1.5. Kaymalı Yatakların Yorulma Davranışının Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE) Yöntemiyle Analizi

Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE) yöntemi, farklı fiziksel alanların birleştirilmesine olanak tanıyan ve bir yapının veya sistemin yapılan akış analizinin sonuçlarını yapısal analiz ile birleştirerek, yapının akış altındaki davranışını mekanik açıdan incelenmesine imkân sağlayan bir analiz tekniğidir (Bazilevs vd., 2013; Lin vd., 2018). Özellikle farklı disiplinlerde gerçekleştirilen analizlerin sonuçlarını başka bir disiplinde analizin girdisi olarak kullanılmasına imkân tanır (Tauvirrahman, 2022a). AYE analizlerinin çözümünde iki temel yöntem bulunmaktadır. Bunlardan birincisi birleştirilmiş çözüm (*Monolithic Method*) yöntemidir (Lozovski vd., 2019). Bu yöntemde, akışkan ve yapısal çözücülerinin kullandığı denklemler ve matrisler tek bir sistem içinde birleştirilerek büyük bir matris oluşturulur. Bu matrisin çözülmesiyle Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve Sonlu Elemanlar Metodu (SEM) çözümlerine ulaşılır (Gee vd., 2011; Hou vd., 2012). AYE analizlerinin çözümünde kullanılan diğer bir yöntem parçalı çözüm (*Partitioned Method*) yöntemidir. Parçalı çözüm yaklaşımında, HAD ve SEM çözücülerini bağımsız olarak çalışır ve belirlenen zaman adımları boyunca analizleri gerçekleştirir (Vierendeels vd., 2007;

Degroote vd., 2008). Her bir çözüm adımı sonrasında, elde edilen veriler, kullanıcının tanımladığı kurallara göre bir çözücünden diğerine aktarılır. Bu yaklaşım, farklı fiziksel alanların bağımsız olarak modellenmesine imkân tanıyarak esneklik sağlamakta ve aynı zamanda hesaplama sürecinin verimliliğini artırmaktadır (Heil, 2004).

AYE analizlerinin parçalı çözüm yöntemi incelendiğinde tek yönlü (*one way*) ve çift yönlü (*two way*) olmak üzere iki temel yaklaşıma ayrıldığı görülmektedir (Hessenthaler vd., 2017). Tek yönlü AYE analizi, yalnızca akışkan çözücüsünde hesaplanan basınç değerlerinin yapısal çözücüye iletilmesiyle gerçekleştirilen bir analiz yöntemidir. Bu tür analizlerde, akışkanın yapı üzerindeki etkisi dikkate alınırken, yapının maruz kaldığı şekil değişimi ihmal edilebilir olduğu varsayılır. Çift yönlü AYE analizlerinde, yapının şekil değişimi ihmal edilemeyecek düzeydedir ve akış geometrisi bu değişime bağlı olarak güncellenir. Bu yöntemde, HAD çözümlerinden elde edilen basınçlar yapısal çözücüye aktarılırken, yapısal analiz sonucu belirlenen deformasyonlar da HAD analizine geri beslenir (Heil, 2004; Hessenthaler vd., 2017). Şöyle ki, çift yönlü AYE analizlerinde, çözüm süreci başlangıç koşullarına dayalı HAD analizleri ile başlar. Elde edilen basınç değerleri yapısal modele aktarılır ve bu basınçlar sınır koşulu olarak kullanılarak yapısal deformasyon hesaplanır. Hesaplanan şekil değişimi, HAD analizlerinde kullanılan ağ yapısına entegre edilir. Böylece, ikinci adımdan itibaren güncellenmiş yapısal modele uygun olarak HAD analizleri gerçekleştirilmektedir (Dhande & Pande, 2017).

Son yıllarda, kaymalı yatakların analizinde Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE) yöntemine dayalı çeşitli çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Meruane ve diğerleri (2008), kaymalı yatakların rijitlik ile sönümlenme katsayılarını sayısal olarak belirlemeye yönelik bir AYE’i yaklaşımı geliştirmişler, ancak çalışmalarında kavitasyon etkisini dikkate almamışlardır. Shenoy ve diğerleri (2009), bir kaymalı yatağın elastohidrodinamik yağlama analizini, hesaplamalı akışkanlar dinamiği ve hesaplamalı yapısal dinamikler yöntemlerini ardışık bir şekilde kullanarak gerçekleştirmişler ve ticari sonlu elemanlar yazılımı ANSYS’in AYE tekniğini uygulayarak, kavitasyonu negatif basınç değerlerini ve bunların gradyanlarını sıfıra eşitleyerek modellemişlerdir. Liu ve diğerleri (2010), elastohidrodinamik yağlama problemlerinde kavitasyonun basınç dağılımı üzerindeki etkisini HAD ve AYE birleştirilmiş çözüm tekniklerini kullanarak incelemişlerdir. Çalışmalarında, termal etkileri dikkate almamışlar ve yağ kanalı içermeyen genel bir silindirik kaymalı yatak modeli kullanmışlardır. Lin ve diğerleri (2013), farklı yağ kanalı tasarımlarına sahip kaymalı yatak sistemlerinin yağlama performansını, termal etkiler ve

kavitasyonu dikkate alarak, HAD ve AYE yöntemleriyle incelemişlerdir. Çalışmalarında, ısı iletimi, ısı taşınımı, viskoz ısı üretimi ve kavitasyon gibi termal etkilerin özellikle yüksek hızlı kaymalı yatak sistemlerinde kritik öneme sahip olduğunu vurgulamışlar ve bu etkilerin hesaplamalarda dikkate alınması gerektiğini belirtmişlerdir. Geller ve diğerleri (2014), türbülans, kavitasyon ve ısı transferi etkilerini dikkate alarak radyal kaymalı yataklarda meydana gelen karmaşık akış olaylarını araştırmak amacıyla AYE yöntemine dayalı bir yaklaşım sunmuşlardır. Dhande ve Pande (2016), sabit yüklü kaymalı yataklarda çeşitli yatak parametrelerin (mil hızı, eksantriklik oranı, kavitasyon, elastik davranış vb.) yatak performansına etkisini inceledikleri çalışmalarında, atalet ve kavitasyon etkilerini de göz önünde bulundurarak, HAD-AYE yöntemine entegre edilmiş bir optimizasyon tekniği kullanmışlardır. Geliştirdikleri tasarım optimizasyon yönteminin, hidrodinamik kuvvetlerin yol açtığı yatak deformasyonlarını ve akış koşullarını dikkate alarak yatak performansının hassas bir şekilde değerlendirilmesine olanak sağladığını ve aynı zamanda hesaplama süresini önemli ölçüde azalttığını belirtmişlerdir. Dhande ve Pande (2017), gerçekçi yatak deformasyonlarını göz önünde bulundurmak amacıyla çift yönlü AYE yöntemini kullanarak analizler gerçekleştirmişlerdir. Düşük mil hızı ve eksantrikliklerde yatak deformasyonlarının küçük olduğunu, ancak hız arttıkça deformasyonların arttığını ve bunun da radyal boşlukta önemli değişikliklere yol açarak performans parametrelerini değiştirdiğini belirtmişlerdir. Yatak performansının doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi için özellikle yüksek hızlarda akış alanının yeniden düzenlenmesi gerektiğini ve bu sebeple çift yönlü AYE yönteminin böyle problemlere çözüm sunan etkili bir yöntem olduğunu vurgulamışlardır. Lin ve diğerleri (2018), kaymalı yatakların düşük hızlı uygulamalarında yatak deformasyonlarının küçük olduğunu, bu nedenle sıvı akışının etkisinin ihmal edilebileceğini ve sadece sıvı basıncının yatağa uygulanabileceğini, dolayısıyla sıvı ve katı alanı arasında iterasyon yapılmasına gerek olmadığını ifade etmişlerdir. Ancak, yüksek hızlı uygulamalarda (mil hızı > 3000 d/d) yatağın yer değiştirmesi ve deformasyonunun akış desenini etkilediğini ve problemin bir çift yönlü AYE problemi olduğunu belirtmişlerdir. Tauvirrahman ve diğerleri (2022a), kütle akışını koruyan bir kavitasyon modeli kullanarak yüzey pürüzlülüğü etkilerini, AYE yaklaşımıyla, tek yönlü AYE veya çift yönlü AYE kullanarak kaymalı yataklar üzerinde incelemişlerdir. Pürüzlülük arttıkça basınç dağılımı ve yük taşıma kapasitesinin azaldığını tespit etmişlerdir. Yatak deformasyonunun akış alanını açıkça etkilediğini ve bu nedenle yatak performansının daha doğru bir şekilde tahmin edilebilmesi için yağlama analizlerinde deformasyonların göz ardı edilmemesi gerektiğini

vurgulamışlardır. Nayak ve diğerleri (2020), motorların biyel kolu yataklarının elastohidrodinamik yağlama ve aşınma analizini modellemek ve simüle etmek için bir AYE tabanlı bir metodoloji sunmuşlardır. Dong ve diğerleri (2020), çelik destek tabakası üzerine sinterlenmiş beyaz metal esaslı kaymalı yatakların yorulma ömrünü HAD-AYE yöntemlerini entegre ederek incelemiştir. Araştırmacılar, mil-yatak sistemini hidrodinamik yağ filmi ve kaymalı yatak bileşenleri şeklinde iki kısımlı bir model olarak ele almışlar, ANSYS Workbench yazılımında gerçekleştirdikleri HAD tabanlı simülasyonlarla değişken eksantriklik oranlarındaki yağ akışı davranışını kapsamlı bir şekilde analiz etmişlerdir. Çalışmalarında, öncelikle hidrodinamik yağ filmi basınç dağılımını belirlenmişler, ardından, bu dağılımı yatak yüzey için sınır koşulu olarak tanımlamış ve tek yönlü AYE analizi ile yatak gerilmelerini ve deformasyonlarını belirlemiştir. Ardından, nCODE-DesignLife yazılımı kullanarak yatak burcunun yorulma ömrünü değerlendirmişlerdir. Sayısal çalışmalarına paralel olarak yürüttükleri deneysel çalışmaları sonucunda, yağ filmi basıncının döngüsel etkisinin alaşım katmanında yorulma çatlaklarına yol açan ana faktör olduğunu ifade etmişlerdir. Yatak genişliğindeki gerilmelerin dıştan orta bölgeye doğru arttığı, en büyük gerilme değerlerinin yatak ortasında oluştuğunu ve bu bölgede daha fazla aşınma ve erken yorulma çatlakları gözlemlendiği belirtilmiştir. Araştırmacılar, sayısal ve deneysel sonuçların tutarlı olduğunu ve bu metodolojinin, kaymalı yataklar için yorulma ömrü tahmini ve tasarım rehberliği sağlamada uygulanabilir olduğunu ifade etmişlerdir. Kamat ve diğerleri (2024), dairesel cepli hidrodinamik kaymalı yatakların yorulma davranışını çift yönlü AYE ve Topolojik Optimizasyon (TO) tabanlı bir yaklaşımla analiz etmişlerdir. Çeşitli ped geometrileri için ped deformasyonlarını ve gerilmelerini inceleyerek bu sonuçları optimize etmiş ve pedlerin yorulma analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Yaptıkları analizler sonucunda, yüksek gerilmelerin olduğu bölgelerde yorulma ömrünün daha kısa olduğunu ve bu alanların aşınmaya ve yorulma çatlaklarının oluşumuna daha yatkın olduğunu bildirmişlerdir.

AYE yöntemi kullanılarak gerçekleştirilen kaymalı yatak performans analizleri genellikle sabit yük altındaki yataklarda basınç dağılımı, termal etkiler, gerilme analizi ve yatak deformasyonları üzerine odaklanmaktadır. Yatakların yorulma davranışına yönelik çalışmaların sayısı ise oldukça sınırlıdır (Dong vd., 2020; Kamat vd., 2024) Bu doğrultuda, bu tez çalışmasının sayısal analizleri mevcut literatürdeki bu eksikliğe katkı sağlamayı amaçlamakta ve bu yönüyle de çalışmanın özgünlüğünü ortaya koymaktadır.

1.6. Tezin Amacı ve Kapsamı

Bu tezin amacı, kaymalı yatak uygulamalarında yaygın olarak tercih edilen Zn-Al esaslı ZA-27 alaşımından üretilen radyal kaymalı yatakların, farklı yatak genişlikleri ve çeşitli dinamik yükleme koşulları altındaki yorulma davranışını deneysel ve sayısal yöntemlerle inceleyerek ortaya koymaktır. Bu çalışma kapsamında, ilk olarak ticari olarak temin edilen ZA-27 alaşımı, radyal kaymalı yatak üretimine uygun şekilde kokil döküm yöntemiyle üretilmiştir. Döküm sonrasında alaşımın, kimyasal bileşimi, Atomik Absorpsiyon Spektroskopisi (ASS) yöntemiyle, yapısal özellikleri Optik Mikroskop (OM), Taramalı Elektron Mikroskobu (SEM), Enerji Dağılım Spektroskopisi (EDS) ve X Işını Difraktometresi (XRD) yöntemleriyle analiz edilmiştir. Alaşımın mekanik özellikleri, çekme, basma, darbe ve sertlik deneyleriyle belirlenmiş, ardından talaşlı imalat yöntemiyle farklı genişliklerde kaymalı yataklar üretilmiş ve DIN 4768 standardına göre yorulma deneyleri öncesinde yüzey pürüzlülükleri ölçülmüştür. Deneysel çalışmaların ikinci bölümünde, veri toplama sisteminin kurulumu yapılmış, ön testler ve kalibrasyon işlemleri gerçekleştirilmiş ve literatürle uyumlu yatak yükleri belirlenmiştir. Ardından, ZA-27 alaşımından üretilen yataklarda, farklı yatak genişlikleri ve çeşitli dinamik yükleme koşulları altında ilk yorulma çatlaklarının oluştuğu yük tekrar sayıları deneysel olarak tespit edilmiştir. Yataklarda ortaya çıkan yorulma bölgeleri ve çatlakların dağılımı, görüntü analizi yöntemleri (OM, SEM) kullanılarak incelenmiş ve dinamik yüklerle olan ilişkileri değerlendirilmiştir. Ayrıca, hasarın oluşumuna katkıda bulunan belirli elementlerin varlığına yönelik analizler (EDS) gerçekleştirilmiş ve bu bileşenlerin hasar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bunun yanı sıra, yatak kalınlığı boyunca yorulma çatlaklarının ilerlemesi, belirli bölgelerden alınan kesitlerle SEM-EDS yöntemleri kullanılarak detaylı bir şekilde incelenmiştir. Yağ filminde oluşan basınç dağılımları ile bu basınçların yatak yüzeyinde meydana getirdiği kritik gerilmeler ve deformasyonlar, Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY) tabanlı Tek Yönlü Akışkan-Yapı Etkileşimi (AYE) yaklaşımıyla analiz edilmiştir. Analizler, dinamik yükleme koşulları altındaki yatakların her $7,5^\circ$ 'lik krank açısı artışlarına karşılık gelen zaman adımlarında gerçekleştirilmiştir. HAD-AYE tabanlı analizlerden elde edilen zamana (veya krank açısına) bağlı gerilme verileri, yorulma analizlerinde sınır şartı olarak kullanılmıştır. Hesaplama süresini azaltmak amacıyla, yalnızca maksimum gerilme değerlerinin oluştuğu kritik krank konumuna ait yorulma davranışları değerlendirilmiştir.

2. YAPILAN ÇALIŞMALAR

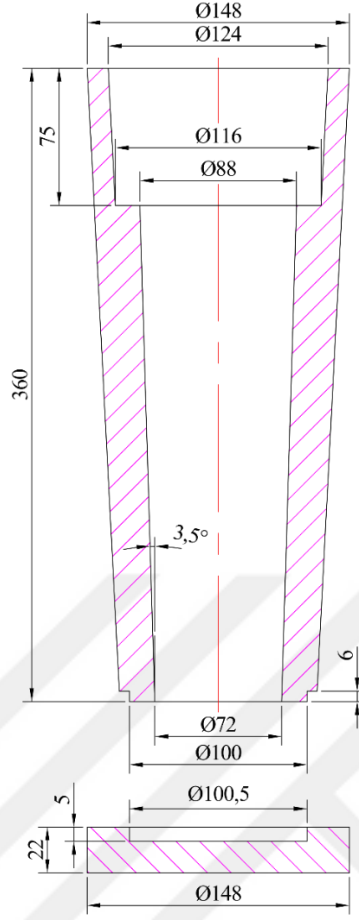
Bu tez kapsamında gerçekleştirilen çalışmalar, deneysel ve sayısal çalışmalar olmak üzere iki ana bölümde incelenmiştir. Deneysel çalışmalar; alaşımın dökülmesi, alaşımın kimyasal, yapısal ve mekanik özelliklerinin belirlenmesi, deney yataklarının üretimi, gerçek zamanlı dinamik yükler altında yapılan yorulma testleri ve OM, SEM ve EDS yöntemleriyle yorulma çatlaklarının oluşum ve dağılım karakteristiklerinin incelenmesi üzerine yapılan çalışmalardan oluşmaktadır. Sayısal çalışmalar, yağ filmi basınç dağılımlarının belirlenmesi, yatak burcu üzerinde oluşan kritik gerilmeler ve deformasyonların analizi ile bu parametrelerin ilk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı üzerindeki etkilerinin değerlendirilmesini kapsamaktadır.

2.1. Deneysel Çalışmalar

2.1.1. ZA-27 Alaşımının Üretimi

Bu çalışmada 450x95x30 mm boyutlarında külçe formunda ticari olarak temin edilen ZA-27 alaşımı kullanılmıştır. Ergitme işlemi elektrikli bir pota fırınında gerçekleştirilmiştir. Ergitilen alaşım, 580-590 °C sıcaklık aralığında, oda sıcaklığında tutulan bir kokil kalıba dökülerek katılaştırılmıştır. Kokil kalıp, talaşlı imalat yöntemiyle 4340 ıslah çeliğinden üretilmiştir. Tasarımı ve imalatı gerçekleştirilen kokil kalıbın boyutları Şekil 18'de verilmiştir. Ergiyen alaşımın sıcaklık kontrolü bir termokupl vasıtasıyla sağlanmıştır. Üretim sürecinde, kullanılan ısı kontrollü elektrikli pota fırını, kokil kalıp, kontrol ünitesi ve termokupl elemanlarından oluşan döküm ünitesi ve dökümü gerçekleştirilen ve kaba olarak işlenmiş numunelere ait ön ürün ve nihai ürün Şekil 19'da gösterilmiştir.

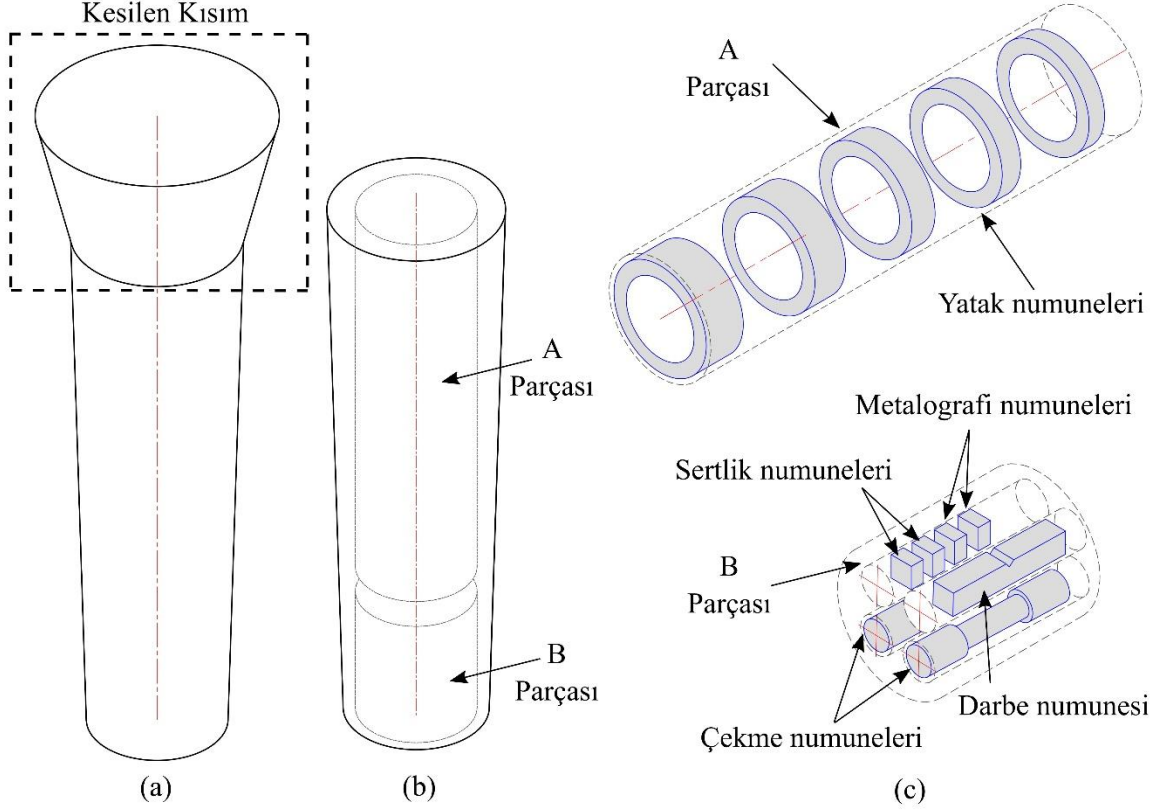
Döküm sonrası elde edilen ZA-27 kütüklerin çekme boşluğu olarak bırakılan yaklaşık 75 mm uzunluğundaki üst kısımları, üretim sürecinin bir parçası olarak kesilerek atılmıştır (Şekil 20a). Gerekli tüm numuneler ise, döküm işlemi sonucunda geriye kalan kısım üzerinden temin edilmiştir (Şekil 20b). Dökülen bu nihai ürünlerden, talaşlı imalat yöntemi kullanılarak metalografik inceleme, çekme, basma ve sertlik testleri için gereken numuneler elde edilmiştir. Ayrıca, üretim süreci kapsamında, farklı genişliklerde radyal kaymalı yataklar da imal edilmiştir (Şekil 20c).



Şekil 18. ZA-27 alaşımının imalatında kullanılmak üzere tasarlanan kalıbın şekli ve boyutları



Şekil 19. Ergitme İşleminde kullanılan ısı kontrollü pota fırını



Şekil 20. Döküm işlemi sonrası elde numunelerin şematik görüntüsü a) dökülen kütük malzeme b)

2.1.2. Alaşımın Yapısal Özelliklerinin İncelenmesi

İçyapı incelemesi amacıyla hazırlanan 10x10 mm boyutlarındaki numuneler standart metalografik numune hazırlama prosedürüne uygun olarak zımparalama ve parlatma işlemlerine tabi tutulmuştur. Daha sonra, numuneler, %5 nitrik asit ve %95 alkol karışımından oluşan nital çözeltisi ile dağlanmıştır. Hazırlanan numunelerin içyapıları, METKON IMM901 marka Optik Mikroskop ve ZEIS EVO LS-10 marka Taramalı Elektron Mikroskobu (SEM) kullanılarak detaylı bir şekilde analiz edilmiştir.

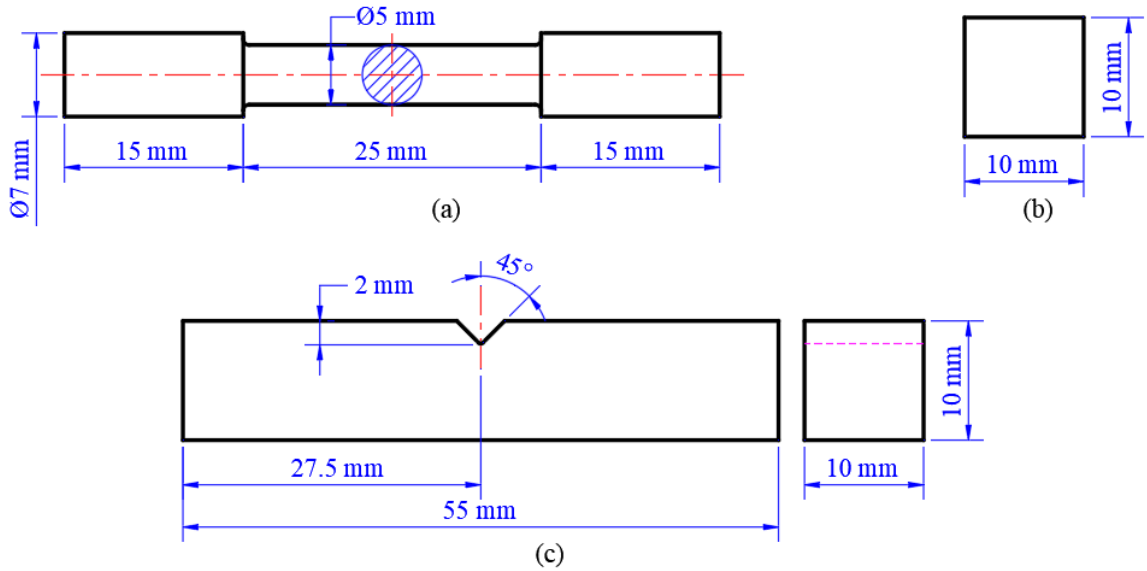
2.1.3. Alaşımın Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi

Kaymalı yatakların sayısal modellerinde kullanılacak bazı malzeme özelliklerini belirlemek amacıyla çeşitli deneysel testler gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, ZA-27 alaşımının çekme testi özelliklerini belirlemek amacıyla, 5 mm çapında ve 25 mm uzunluğunda TS EN ISO 6892-1 standartlarına uygun olarak üç adet numune hazırlanmıştır. Hazırlanan numunelerin şekli ve ölçüleri Şekil 21a'da detaylı bir şekilde sunulmuştur.

Çekme deneyleri, 0,02 mm/s'lik bir çekme hızında üniversal bir çekme makinesinde gerçekleştirilmiştir. Dökülmüş ZA-27 alaşımının çekme dayanımı, akma dayanımı ve kopma uzaması değerleri, deneye tabi tutulan üç numunenin ölçümlerinden elde edilen verilerin aritmetik ortalaması alınarak belirlenmiştir.

ZA-27 alaşımının sertlik deneyleri için, talaşlı imalat yöntemiyle 10x10 mm boyutlarında TS EN ISO 6506-1 standartlarına uygun 1 adet numune hazırlanmıştır. Hazırlanan numunenin şekli ve ölçüleri Şekil 21b'de sunulmaktadır. Sertlik ölçümleri, Brinell sertlik ölçme yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu işlemde, ağırlık olarak 31,25 kg yük ve uç olarak ise 2,5 mm bilye uç kullanılmıştır. Numune üzerinden beş ayrı sertlik ölçümü alınmış ve ZA-27 alaşımının ortalama sertlik değeri bu ölçümlerin aritmetik ortalaması alınarak belirlenmiştir.

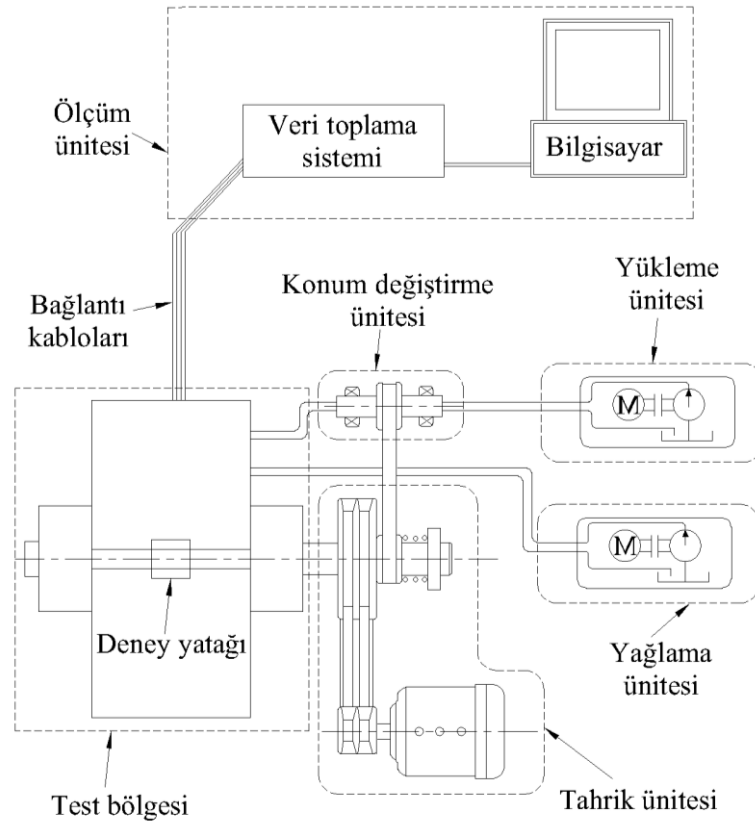
ZA-27 alaşımının darbe deneyleri için, talaşlı imalat yöntemiyle TS EN ISO 14556 standartlarına uygun olarak 10x10 mm boyutlarında ve 55 mm ölçü uzunluğuna sahip üç adet numune hazırlanmıştır. Bu numunelerin tam ortasında, derinliği 2 mm olan ve yatayla 45° açı yapan bir V çentik açılmıştır. Çentiğin uç kısmı, yarıçapı 0,25 mm olacak şekilde işlenmiştir. Hazırlanan numunelerin şekli ve ölçüleri Şekil 21c'de sunulmuştur. Darbe deneyleri, oda sıcaklığında ve maksimum 500 kg.cm (± 0.5 kg.cm) darbe enerjisi kapasitesine sahip bir Charpy darbe test cihazı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 21. Talaşlı imalat yöntemiyle elde edilen numunelerin (a) çekme, (b) sertlik ve (c) darbe deneyi numunelerinin şekli ve ölçüleri

2.1.4. Kaymalı Yatak Deney Düzenekinin Konstrüksiyonu ve Özellikleri

ZA-27 alaşımından imal edilen radyal kaymalı yatakların yorulma davranışını incelemek amacıyla, bir kaymalı yatak örneğine çeşitli şekil, büyüklük ve frekansta dinamik yükler uygulayabilen özel bir deney düzeneği kullanılmıştır. Bu deney düzeneği, 1980'lerde Bıyıklıoğlu tarafından tasarlanmış ve kurulmuş olup birçok akademik çalışmada kullanılmıştır (Bıyıklıoğlu, 1986; Durak, 1998; Duman, 2002; Durak vd., 2003; Bıyıklıoğlu vd., 2005; Adatepe, 2006; Adatepe vd., 2013). Bu çalışmalar kapsamında önerilen deneysel yöntemler ve analiz teknikleri, literatüre önemli katkılar sağlamış ve geniş çapta atıf almıştır. Dolayısıyla söz konusu deney düzeneği, geniş bir çalışma aralığı sunarak, farklı değişkenlerin ayrı ayrı incelenmesine imkân tanıyan, çoklu veya tekrarlanan testlerin gerçekleştirilmesine olanak sağlayan ve doğru ayarlanmış yatak yükleri ile güvenilir sonuçlar elde edilmesini mümkün kılan bir sistemdir. Şematik görüntüsü Şekil 22'de verilen deney düzeneği, temel olarak test bölgesi de dahil olmak üzere yüklemeye, yağlama, tahrik, konum değiştirme ve ölçüm sistemlerinden oluşmaktadır.

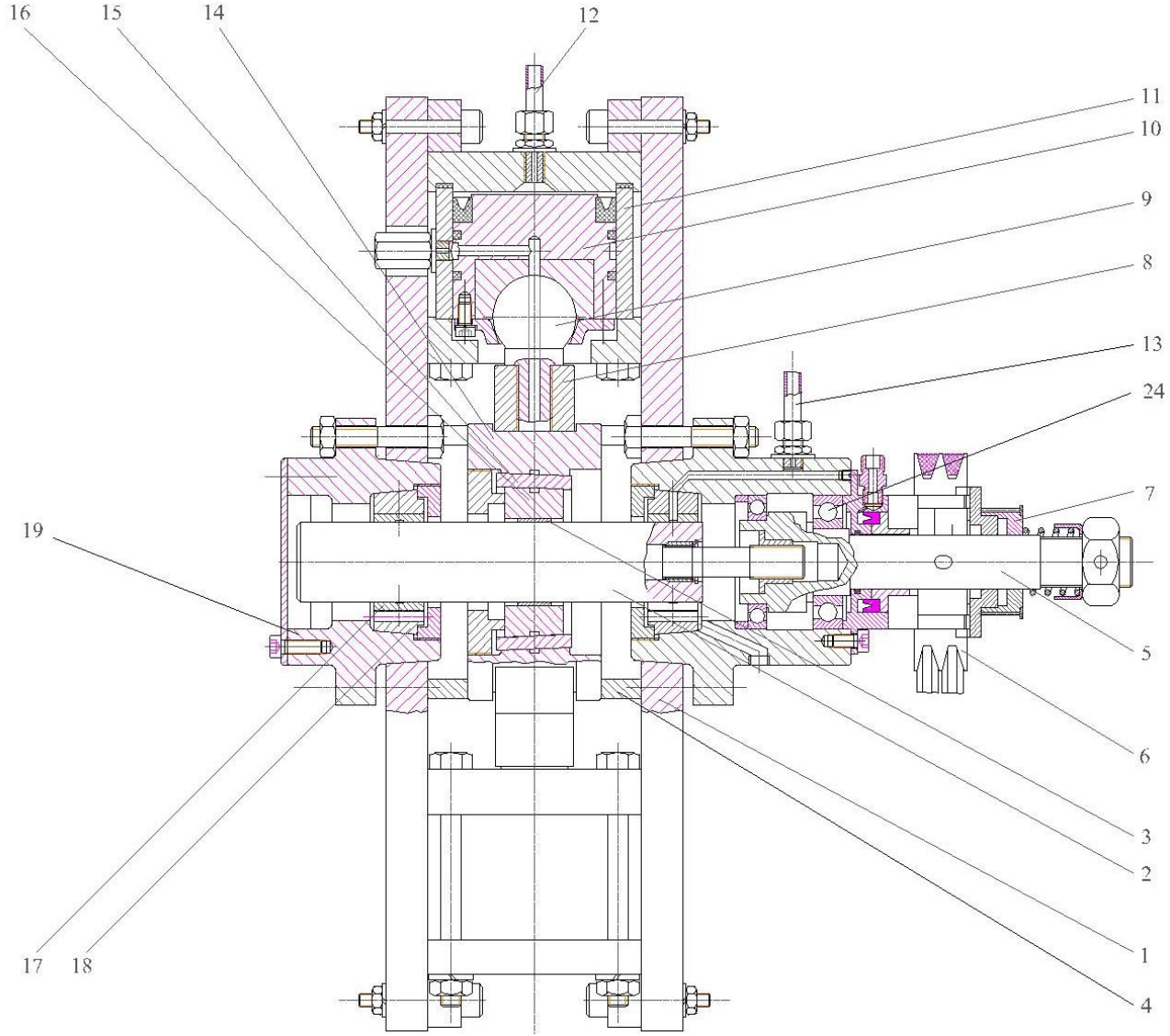


Şekil 22. Dinamik yüklü radyal kaymalı yatak deney düzeneğinin şematik resmi

Deney düzeneğinin mil eksenini boyunca alınmış kesiti ve mil eksenine dik kesiti sırasıyla Şekil 23 ve Şekil 24’te verilmiştir. Bıyıklıoğlu (1986), Durak (1998), Duman (2002) ve Adatepe’nin (1999; 2006) akademik çalışmalarında detaylı olarak açıklanan bu deney düzeneği; karşılıklı konumlandırılmış ve aynı özelliklere sahip iki adet ana gövde plakası (1), yatay ve düşey eksen boyunca yerleştirilmiş dört adet hidrolik yükleme silindiri (10), dört adet yükleme pabucu (8), deney mili (2), test yatağı (3), deney milini her iki uçtan destekleyen bronz destek yatakları (17), yatak kepleri (16, 18), tahrik mili (5), tahrik kasnağı (6), yatağın konumunu ayarlayan konum belirleyiciler (21), basınç algılayıcılar (23), yuvarlanmalı yataklar (24) ve çeşitli bağlantı elemanlardan oluşmaktadır.

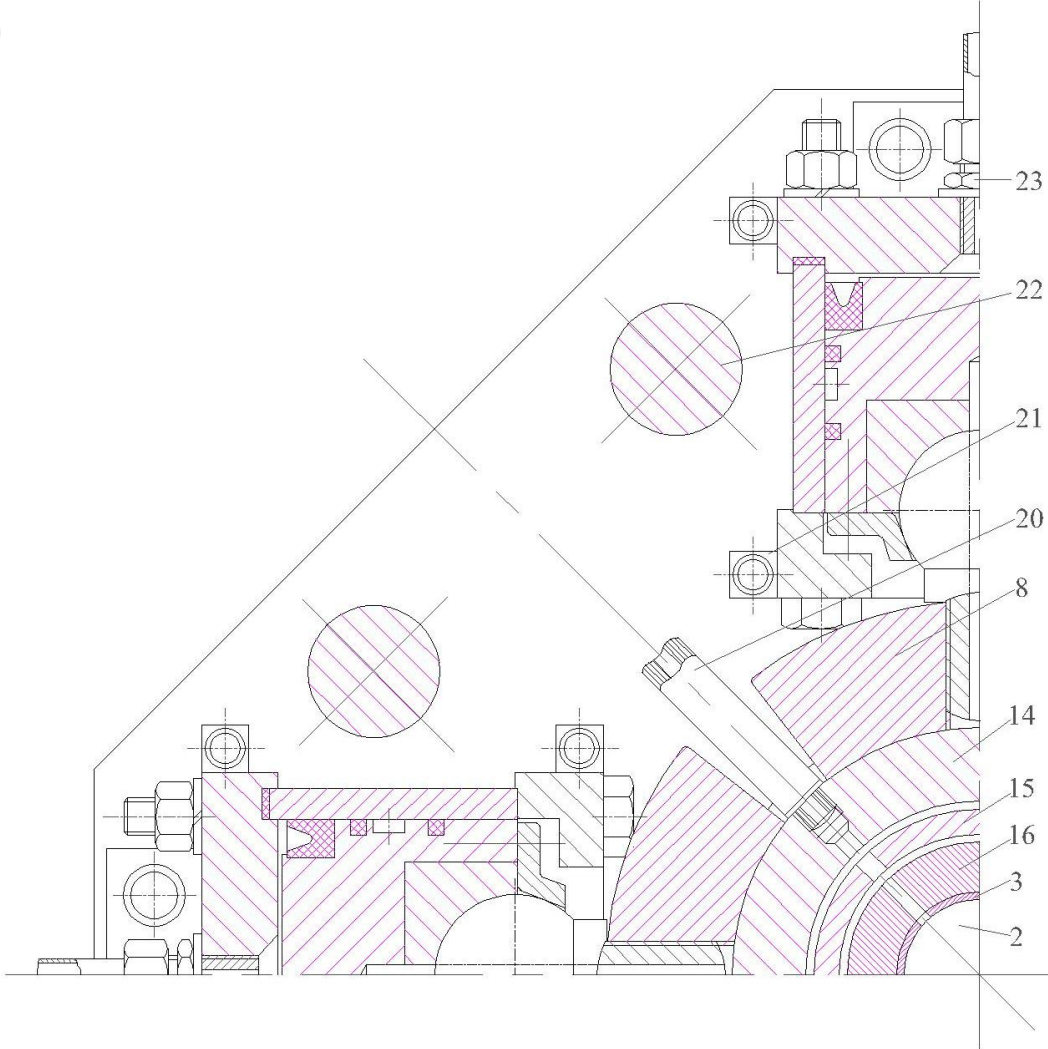
Deney düzeneğinin temel yapısı incelediğinde, sekiz adet bağlantı saplaması (22) ile birbirine monte edilen bir çift gövde plakasından (1) oluştuğu görülmektedir. Bu ana gövde plakalarının arasında, yatay ve düşey eksen boyunca konumlandırılmış dört adet hidrolik yükleme silindiri (10) ve her bir silindir içinde birer adet piston yer almaktadır. Deney yatağı yuvası (19), test yatağının (3) stabil bir şekilde yerleştirildiği ve yüklerin uygulandığı platformu temsil etmektedir. Test yatağına dinamik yük, deney yatağı yuvasını dört taraftan saran ve pistonlara küresel mafsallarla (9) bağlanan yükleme pabuçları (8) aracılığıyla uygulanmaktadır. Burada, kullanılan küresel mafsallar, çalışma esnasında yük değişikliklerine izin vererek dinamik yüklemenin etkili bir biçimde yatağa aktarılmasını mümkün kılmaktadır.

Deney mili (2), St70 malzemesinden üretilmiş olup, test yatağının her iki yanına eşit aralıklarla konumlandırılmış bronz yataklarla (17) desteklenmektedir. Deney milinin bir ucu serbest durumda bırakılırken, diğer ucu ise kamalı mil yardımıyla tahrik miline (5) bağlanmaktadır. Tahrik mili ile elektrik motoru arasındaki bağlantı ise bir kayış-kasnak sistemi (5) aracılığıyla sağlanmaktadır. Burada kullanılan kamalı mil, eğilme, açılma ve aksel kasılma veya sıkışmaları önleyerek hareketin kesintisiz ve verimli bir şekilde iletilmesine olanak tanımaktadır. Deney milinin (2) çalışma hızı, 0-2000 dev/dk aralığında kontrol edilebilen bir DC hız kontrol ünitesi ile ayarlanabilmektedir. Söz konusu deney düzeneğinin değişik açılardan çekilmiş fotoğrafları Şekil 25, Şekil 26 ve Şekil 27’de verilmiştir.



Şekil 23. Deneş düzeneğinin deneş mili eksenii boyunca kesiti (Duman, 2002)

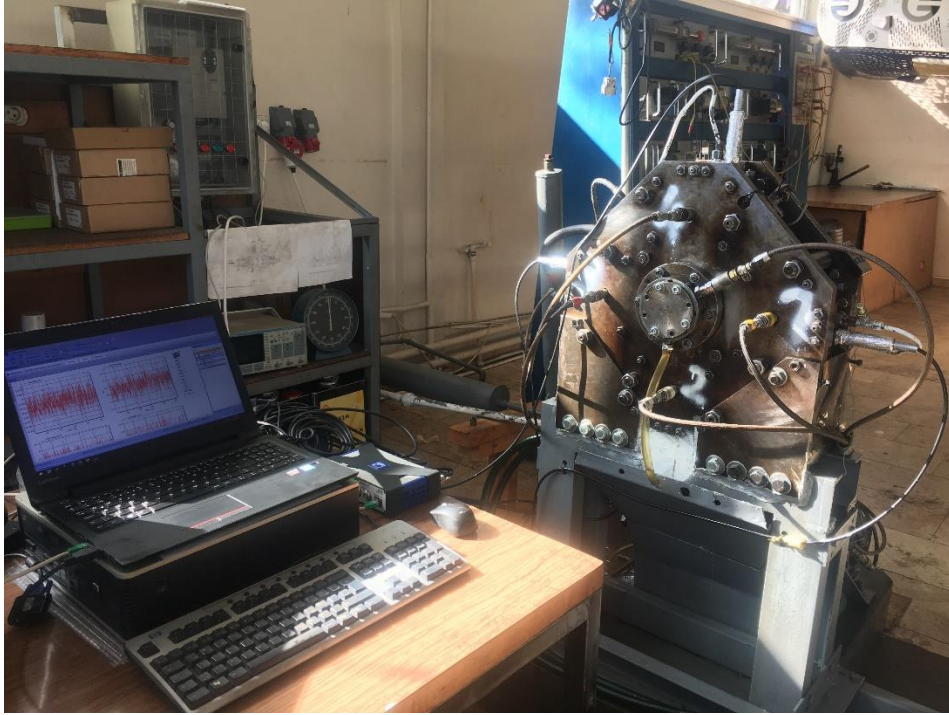
- | | |
|--|--|
| 1. Ana gövde plakaları | 14. Test yatağı yuvası |
| 2. Deney mili | 15. Konik bilezik |
| 3. Test yatağı | 16. Yatak kepi |
| 4. Deney yatağı yuvası konum belirleyici | 17. Bronz destek yatağı |
| 5. Tahrik mili | 18. Destek yatağı kepi |
| 6. Tahrik kasnağı | 19. Destek yatağı yuvası |
| 7. Kam tahrik kasnağı | 20. Test yatağı yağ bağlantısı |
| 8. Yükleme pabucu | 21. Konum belirleyiciler |
| 9. Küresel mafsal | 22. Gövde plakaları bağlantı saplamaları |
| 10. Hidrolik yükleme silindiri | 23. Basınç algılayıcılar |
| 11. Silindir Gömleği | 24. Yuvarlanmalı yataklar |
| 12. Servo vana bağlantısı | |
| 13. Destek yatağı yağ bağlantısı | |



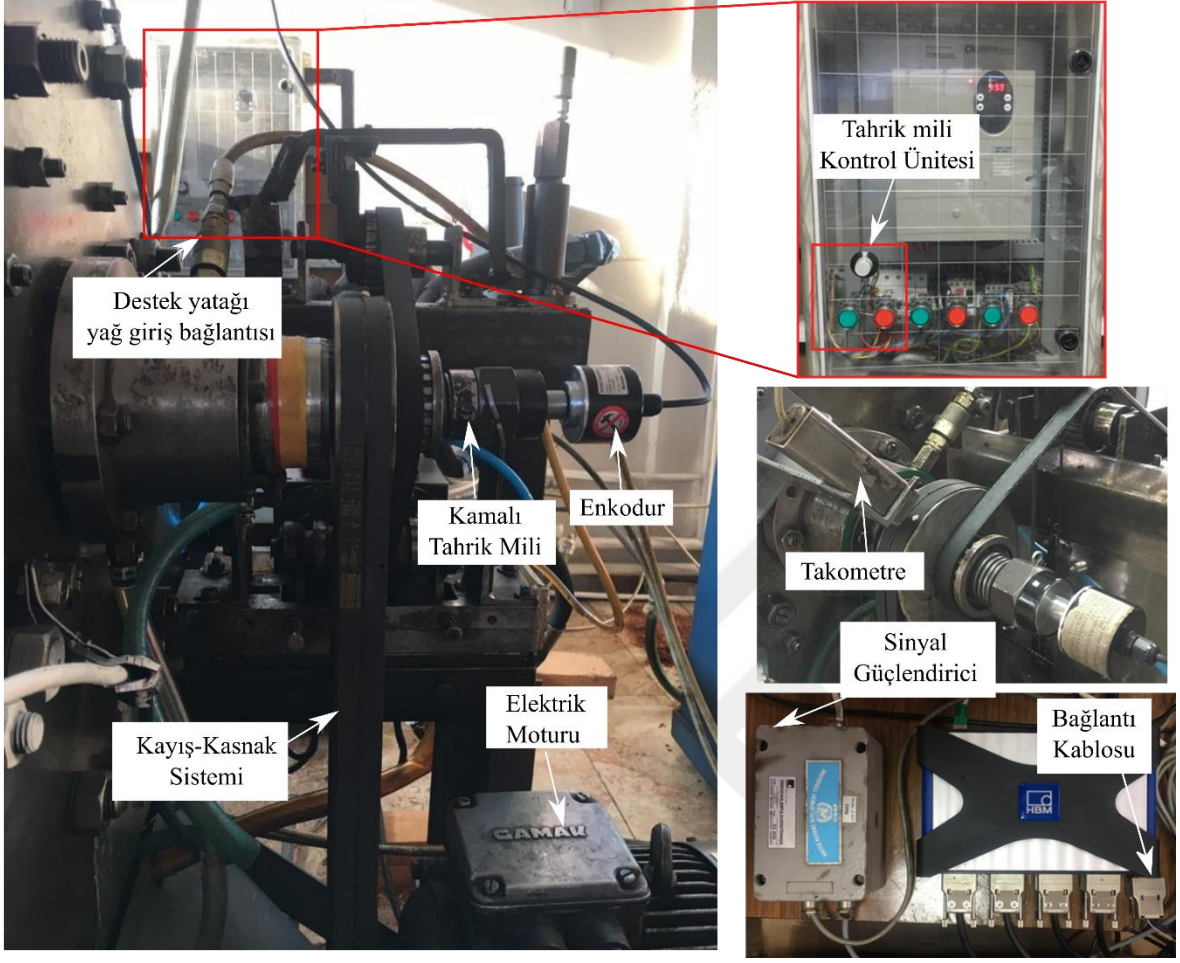
Şekil 24. Deney düzeneğinin mil eksenine dik kesiti (Duman, 2002)



Şekil 25. Deney düzeneğinin değişik açılardan görünümü



Şekil 26. Deney düzeneğinin değişik açılardan görünümü

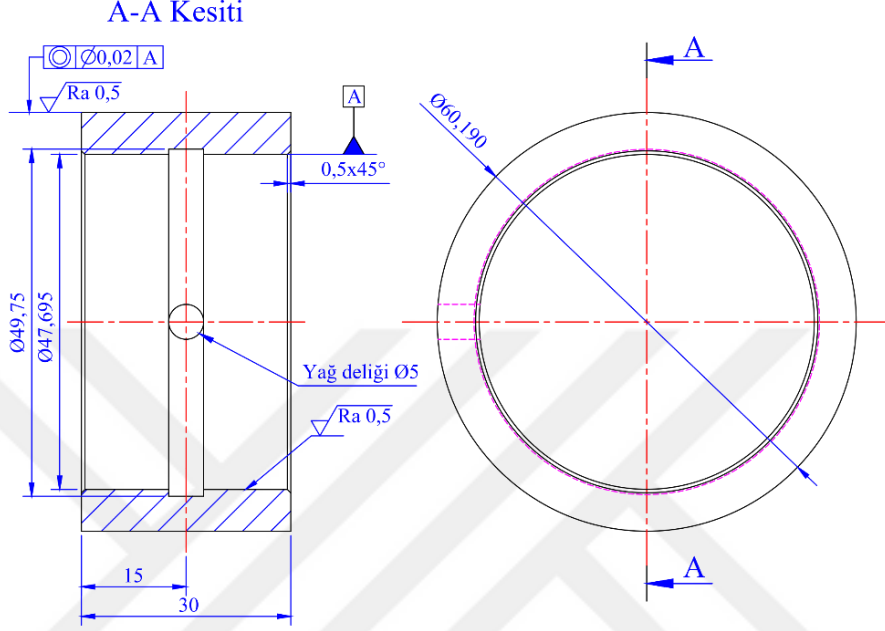


Şekil 27. Deney düzeneğinin değişik açılardan görünümü

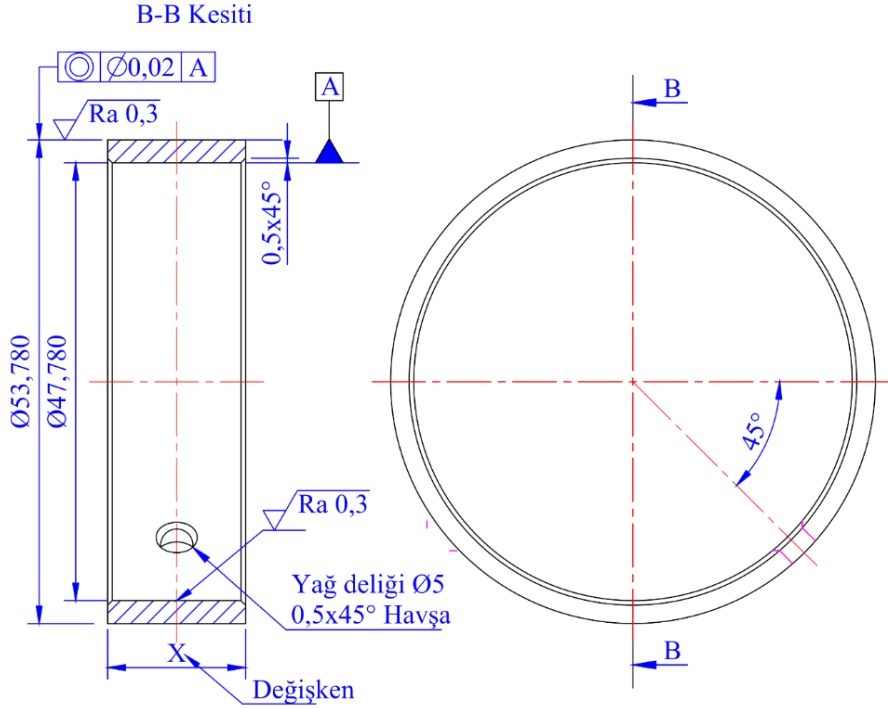
Test yatağının (3) her iki yanında da yer alan ve deney milinin (2) desteklenmesini sağlayan kaymalı yataklar (17) CuZn37 bronz malzemesinden imal edilmiştir. Bu destek yataklarının iç çapları, deney miline göre 40 μ m radyal boşluk toleransı ile $\text{Ø}47,695$ mm olarak belirlenmiş, dış çapları ise sıkı geçme toleransında $\text{Ø}60,190$ mm olacak şekilde talaşlı imalat yöntemiyle CNC tezgâhında işlenmiştir. İmal edilen iki adet destek yatağın şekli ve boyutları Şekil 28’de sunulmaktadır. Ayrıca, yağlama etkinliğini arttırmak amacıyla $\text{Ø}47,695$ mm çapında ve 5 mm genişliğinde bir çevresel yağ kanalı açılmıştır. Bunun yanı sıra, yağlayıcı yağın yatak ile mil arasına daha etkili bir şekilde iletilmesi için $\text{Ø}5$ mm çapında yağlama deliği açılmıştır.

Yorulma deneylerinde kullanılmak üzere, kokil kalıba dökülmüş ZA-27 alaşımından üretilen test yatakları, CNC torna tezgâhı ile işlenerek $\text{Ø}53,780$ mm dış çapa ve $\text{Ø}47,780$ mm iç çapa sahip olacak şekilde tek parça (burç şeklinde) üretilmiştir. Bu yataklar, 24 mm,

20 mm, 15 mm, 12 mm ve 10 mm olmak üzere beş farklı genişlikte imal edilmiştir. Her bir deney koşulu için üç adet yatak burcu üretilmiş olup, bu yatakların şekli ve ölçüleri Şekil 29'te verilmiştir.



Şekil 28. Talaşlı imalat yöntemiyle imal edilen destek yataklarının şekli ve boyutları

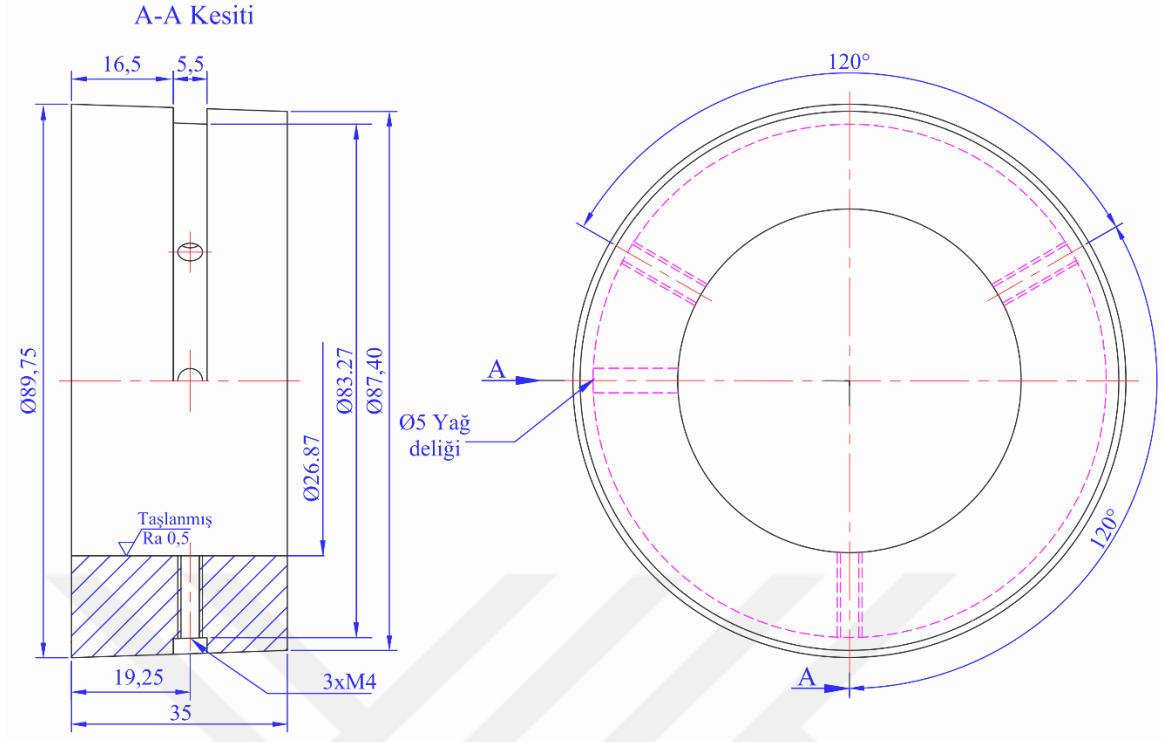


Şekil 29. Talaşlı imalat yöntemiyle üretilen yatakların şekli ve boyutları

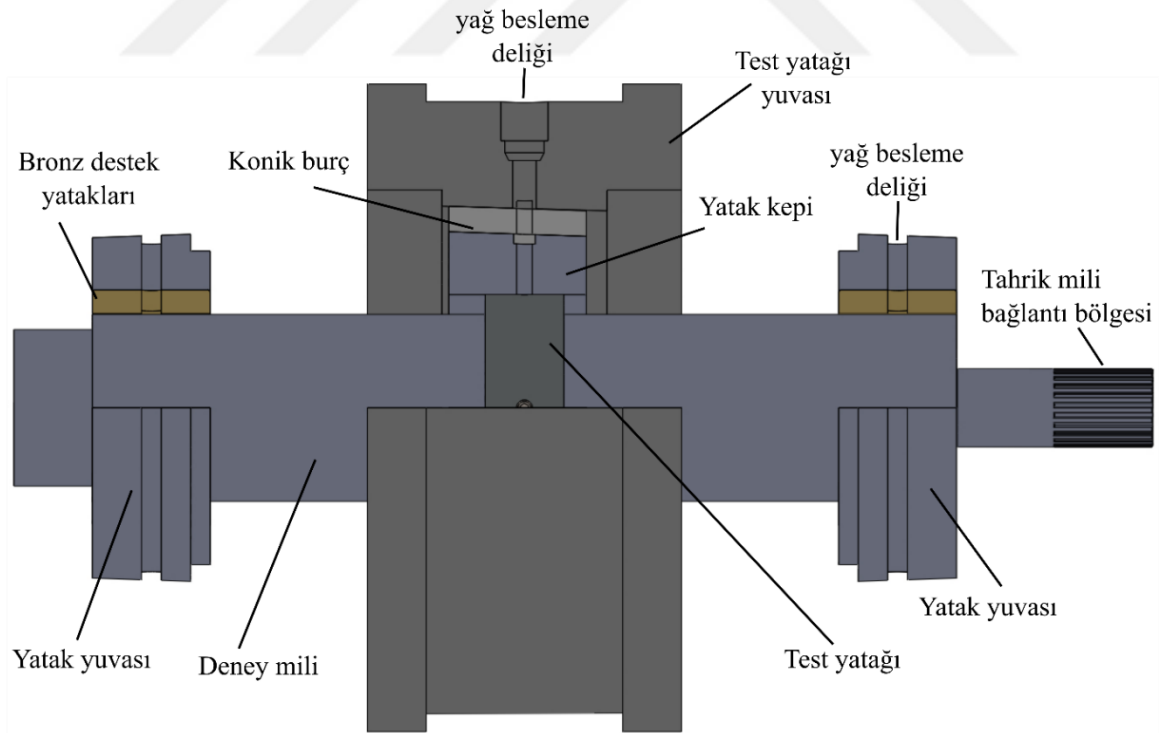
Test yataklarında çevresel veya aksenal herhangi bir yağ kanalı bulunmamaktadır. Yağlayıcı yağ, $\varnothing 5$ mm çapında yağ deliği aracılığıyla doğrudan mil ile yatak arasına iletilmektedir. Bu tercih, yatak iç yüzeyinde ani kesit değişimi yaratan çevresel ve/veya enine yağ kanallarının, yorulma çatlaklarının oluşumunu hızlandırabileceği öngörüsüne dayanmaktadır. Literatürde, çevresel yağ kanalına sahip yataklarda, düz yüzeyli yataklara kıyasla daha yüksek eksantriklik değerleri, daha yüksek maksimum film basınçları ve daha kısa yorulma hasar süreleri elde edildiği rapor edilmektedir (Blundell, 1980; Sikora vd., 2000) Bu nedenle, bu tez kapsamında çevresel ve/veya enine yağ kanalı tercih edilmemiştir. Diğer yandan, mil ile yatak yüzeyleri arasına iletilen yağ miktarı da yatak performansı ve verimliliği açısından kritik bir parametre olarak değerlendirilmektedir. Bu nedenle, yağ filmi basınç dağılımının bozulmaması amacıyla tek bir yağ deliği üzerinden yatak iç yüzeyine sevk edilmesi tercih edilmiştir. Bu aşamanın ardından üretilen test yataklarının yüzey pürüzlülük ölçümleri MARH SURF PS-1 cihazı kullanılarak DIN 4768 standardına göre gerçekleştirilmiştir. Her bir yatak için, yatağın genişliği boyunca yaklaşık 72° 'lik açılarla beş farklı noktadan ölçüm yapılmıştır. Elde edilen beş ölçümün ortalaması alınarak yatakların R_a ve R_z yüzey pürüzlülük değerleri belirlenmiştir.

Test yataklarının yataklama ünitesine montajı için dış çapı $\varnothing 89,75$ mm'den $\varnothing 87,40$ mm'ye konik olarak tasarlanan yatak kepi imal edilmiştir. Yatak kepinin iç çapı, $\varnothing 53,780$ mm sıkı geçme toleransında CNC tezgâhında işlenmiş ve ardından hassas taşlama işlemi uygulanmıştır. 4340 ıslah çeliğinden tek parça olarak üretilen yatak kepinin şekli ve boyutları Şekil 30'da verilmiştir.

Yatak kepinin yağlama verimliliğini artırmak için $\varnothing 83,270$ mm çapında ve 5,5 mm genişliğinde çevresel yağ kanalı ile $\varnothing 5$ mm çapında yağlama deliği açılmıştır. Çalışma esnasında yağ basıncının etkisiyle zamanla oluşabilecek yatak ve yatak kepi arasındaki dönme hareketini önlemek amacıyla 120° aralıklarla üç adet M4 civata deliği açılmıştır. Test yatağı, yatak kepine monte edildikten sonra konik bilezik içine presle yerleştirilmiş, geçme işlemi sonrası yatak iç çapında değişim olmamasına özen gösterilmiştir. Son olarak, en dıştaki konik bilezik, işlenen yatak yuvasına yerleştirilmiştir. Şekil 31'de şematik olarak gösterilen yataklama ünitesi; deney mili, test yatağı, konik bilezik ve deney yatağı yuvasından oluşmaktadır.



Şekil 30. Talaşlı imalat yöntemiyle üretilen yatak kepinin şekli ve boyutları



Şekil 31. Yataklama ünitesi

Deney yatağı üzerindeki dinamik yükü oluşturmak için bir hidrolik güç ünitesi kullanılmıştır. Şekil 32’de şematik olarak gösterilen sistem; 90 litrelik bir yağ tankı, elektrik motoru-pompa grubu, basınç sınır vanası, kısma vanaları, dört adet yükleme silindiri, karşılıklı iki silindiri kumanda eden iki adet dört yollu üç konumlu servo-vana ve çelik borulardan oluşmaktadır. Yağın basıncı, elektrik motoru-dişli pompa grubu, basınç sınır vanası ve manometre ile ayarlanabilmektedir.

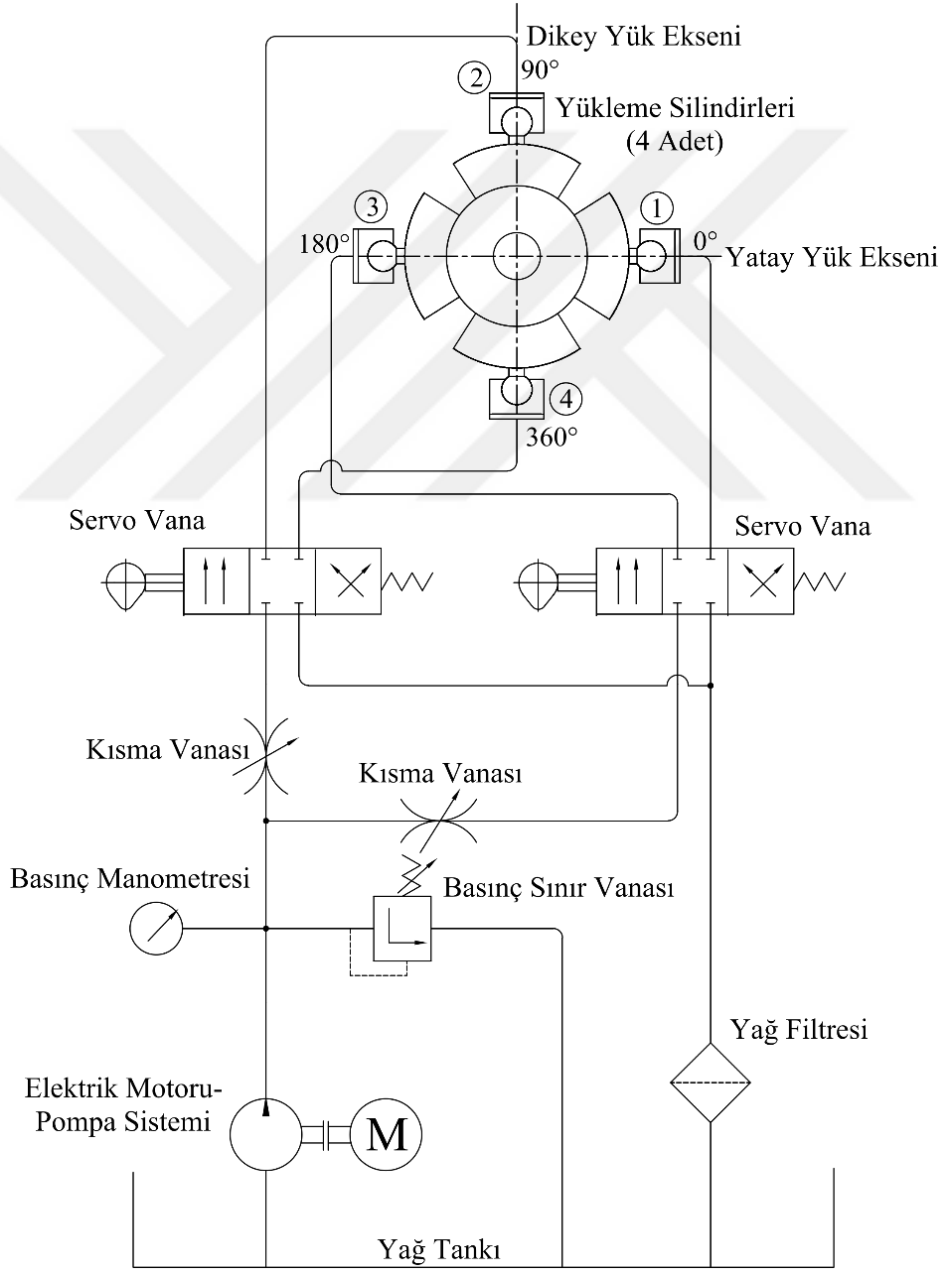
Yağlama ünitesinin ana bileşenleri Şekil 33’te sunulmuştur. Bu sistem, 40 litrelik bir yağ tankı, 1,1 kW gücünde elektrik motoru-pompa grubu, pompa girişine yerleştirilen bir yağ filtresi, basınç sınır vanası, manometreler ve bağlantı hortumlarından oluşmaktadır. Deneylede, hidrolik güç ünitesi ile yağlama ünitesinde aynı cins Shell Tellus 32M ticari hidrolik yağı kullanılmıştır ve bu yağın karakteristik özellikleri Tablo 7’de verilmiştir. Yağlama ünitesi, test yatağı, bronz destek yatakları, yuva-pabuç ve küresel mafsallı yüzeylerine ayrı ayrı yağ göndererek sürekli bir yağlama sağlamaktadır.

Tablo 7. Yağlama ve yükleme ünitesinde kullanılan yağın fiziksel özellikleri

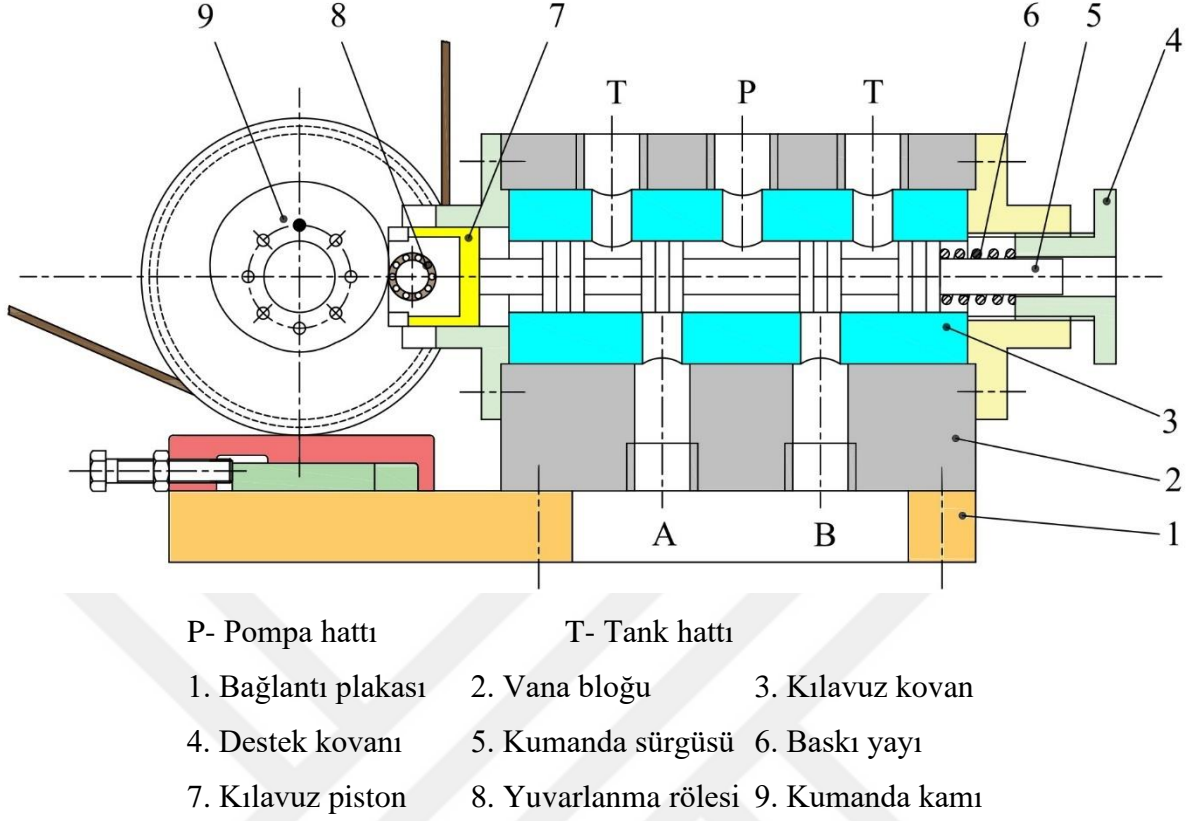
Shell Tellus S2 M32		
ISO Viskozite değeri ISO 3448		32
ISO yağ tipi		HM
Kinematik	@ 40°C cst	32
Viskozite	@ 100°C cst	5,4
Viskozite indeksi ISO2909		99
Yoğunluk	@ 15°C kg/l	0,875
Akma noktası	°C	-30

Şekil 32’de gösterilen yükleme ünitesi, servo vanalar aracılığıyla silindirlere basınçlı yağ göndererek pistonları yatak yuvasına doğru itmektedir. Bu basınç, hidrolik silindirdeki kuvveti oluşturarak, küresel mafsallarla pistonla bağlı yükleme pabucu vasıtasıyla yatağa aktarılmaktadır. Şekil 34’te teknik resmi verilen iki servo vanadan her biri, A ve B yolları üzerinden karşılıklı yerleştirilen iki yükleme silindiriyle kontrol sağlamaktadır. Sürgünün hareket yönü ve açılma miktarına göre A ve B yollarına farklı basınçlar uygulanmakta, bir silindirde basınç artarken diğesinde azalmaktadır. Servo vanalardaki sürgülerin sürekli konum değiştirmesi, kayış ve kasnak sistemiyle tahrik milinden güç alan bir kam sistemi ile sağlanmaktadır. Sürgünün bir ucu, yay kuvveti ile kam yüzeyine baskı yaparak boşluksuz çalışmayı mümkün kılmaktadır. Ayrıca, sürgü ile kam arasındaki mesafe ayar vidaları yardımıyla ayarlanabilmekte ve bu durum, sürgü konumunun kam profiline bağlı olarak

değişmesine neden olmaktadır. Diğer ekseninde çalışan silindir çifti ise benzer bir prensip ile çalışmaktadır. Yük genliğini ayarlamak için, her ekseninde servo vana girişlerine yerleştirilmiş kısma vanaları kullanılmaktadır (Şekil 32). Bu sayede yük, her iki ekseninde aynı oranda artırılıp azaltılabilir veya bir eksen sabit tutulurken diğeri değiştirilebilir. Kam profillerinin değiştirilmesi ve kısma vanalarının ayarlanmasıyla farklı yük koşulları elde edilebilmekte ve istenilen seviyelere getirilebilmektedir.



Şekil 32. Yükleme ünitesinin hidrolik çizimi

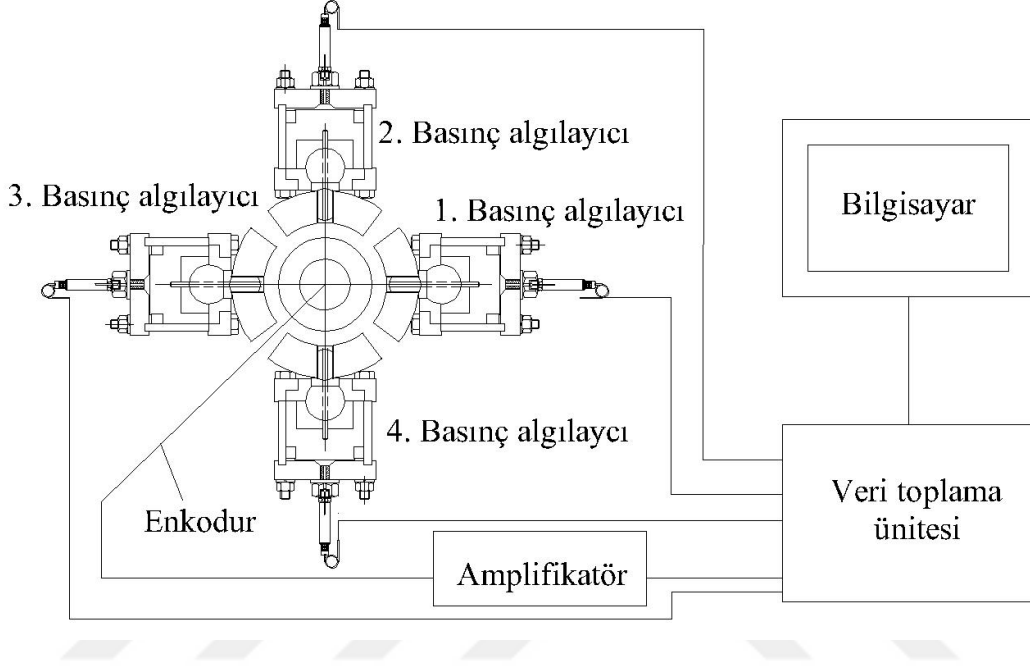


Şekil 34. Servo-vananın teknik çizimi

Yatağa uygulanan dinamik yükün zaman içindeki değişiminin ölçülmesi için kullanılan ölçüm sisteminin şematik gösterimi Şekil 35'te verilmiştir. Sistem; 4 adet basınç algılayıcı (HBM- P3T/5000 Type), bir adet enkodur (RI 30-O incremental encoder), bir amplifikatör (DV 2556), veri toplama ünitesi (QuatumX-MX440B), veri toplama kabloları ve bir bilgisayardan oluşmaktadır. Basınç algılayıcılar yüklem silindirlerinin kapaklarına yerleştirilmiş olup, dinamik basınçları ölçmek için kullanılmıştır. Bu algılayıcılar, sahip oldukları entegre sıcaklık sensörleri ve yüksek hassasiyetli gerinim ölçer teknolojisi sayesinde, çok hassas ölçümler yapabilmektedir. Algılayıcıların nominal basınç kapasitesi 5000 bar, hassasiyet aralığı %0,001 ile %0,0015 arasındadır. Algılayıcılardan gelen sinyaller, veri aktarma kabloları ile QuatumX-MX440B veri toplama sistemine iletilmiştir. Daha sonra, QuatumX-MX440B'ye bağlı olan CATMAN veri toplama yazılımı ile bu veriler iş istasyonuna aktarılmış ve her bir algılayıcıdan alınan dinamik yük değişimleri analiz edilmiştir.

Aynı eksen üzerinde konumlandırılmış basınç algılayıcılarından elde edilen veriler, herhangi bir andaki iki silindir arasındaki basınç farkını verecek şekilde işlenmiş ve bu sayede yatay ile düşey yük bileşenleri belirlenmiştir. Bu kapsamda, yatay yük bileşeni birinci

ve üçüncü algılayıcılardan elde edilen basınç verileriyle, düşey yük bileşeni ise ikinci ve dördüncü algılayıcılardan elde edilen verilerle hesaplanmıştır. Başka bir ifadeyle, ilgili eksendeki hidrolik silindir çiftleri arasındaki basınç farklarının zamana bağlı değişimi, yatay ve düşey yönlü yük bileşenlerinin belirlenmesinde temel alınmıştır.

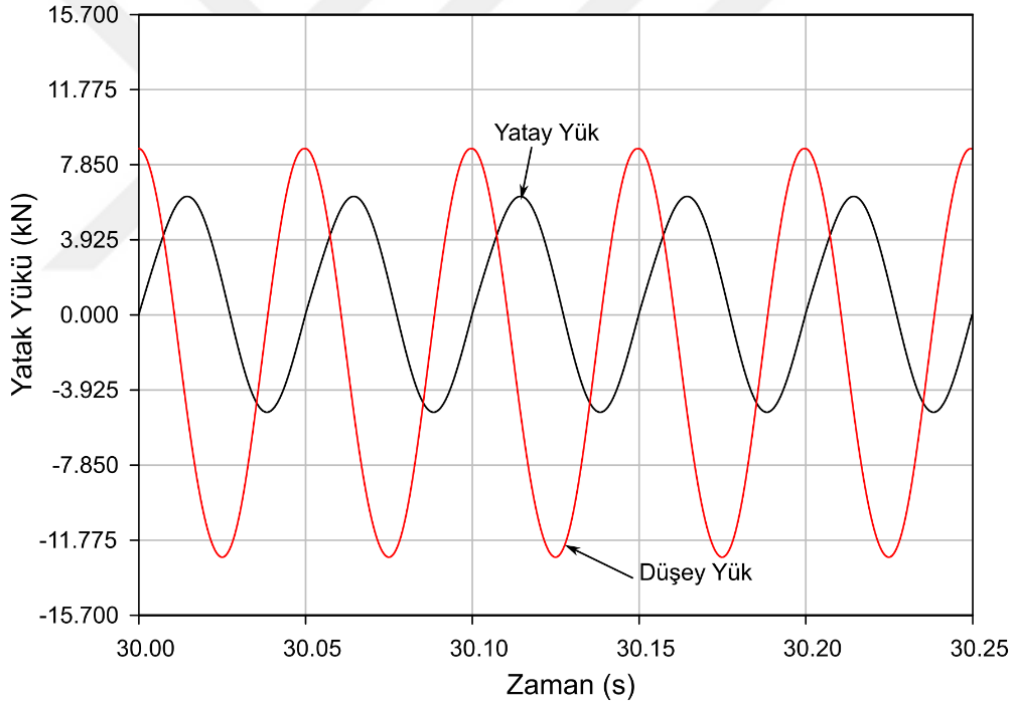


Şekil 35. Ölçüm sisteminin şematik gösterimi

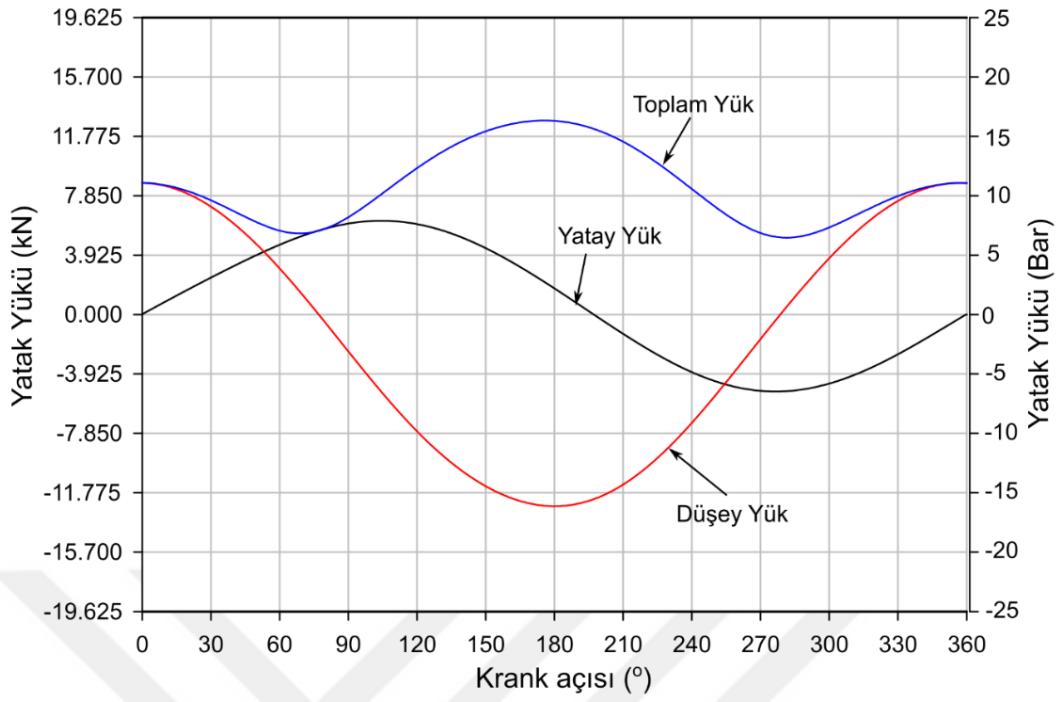
Herhangi bir eksendeki yükün mutlak değeri (kN cinsinden), ilgili eksendeki basınç farkının piston alanı ile çarpılması yoluyla hesaplanmaktadır. Test yatağı ile yük diyagramının aynı eksen sistemine göre tanımlanmış olması, belirli bir başlangıç noktasından itibaren krank açısı dilimlerine bağlı olarak test yatağına uygulanan dinamik yükün yönünün, büyüklüğünün ve doğrultusunun belirlenmesine olanak sağlamaktadır.

Basınç algılayıcılarının kalibrasyonu, HBM firması tarafından 0-5000 bar arasında kademeli olarak değiştirilen statik basınçlarla gerçekleştirilmiş ve bu kalibrasyon verileri test yazılımına entegre edilmiştir. Deney sırasında, her ölçüm öncesinde, kaydedilen kalibrasyon verileri, veri toplama yazılımına aktarılmış, böylece her seferinde doğru kalibrasyon sağlanmıştır. Her deneyde, belirli aralıklarla en az beş ölçüm alınarak, ölçüm sonuçlarının tekrarlanabilirliği kontrol edilmiştir. Bu ölçümler, sistemin dinamik değişimlerini ve stabilitesini izlemek, ayrıca ölçümlerin güvenilirliğini ve doğruluğunu sağlamak amacıyla gerçekleştirilmiştir.

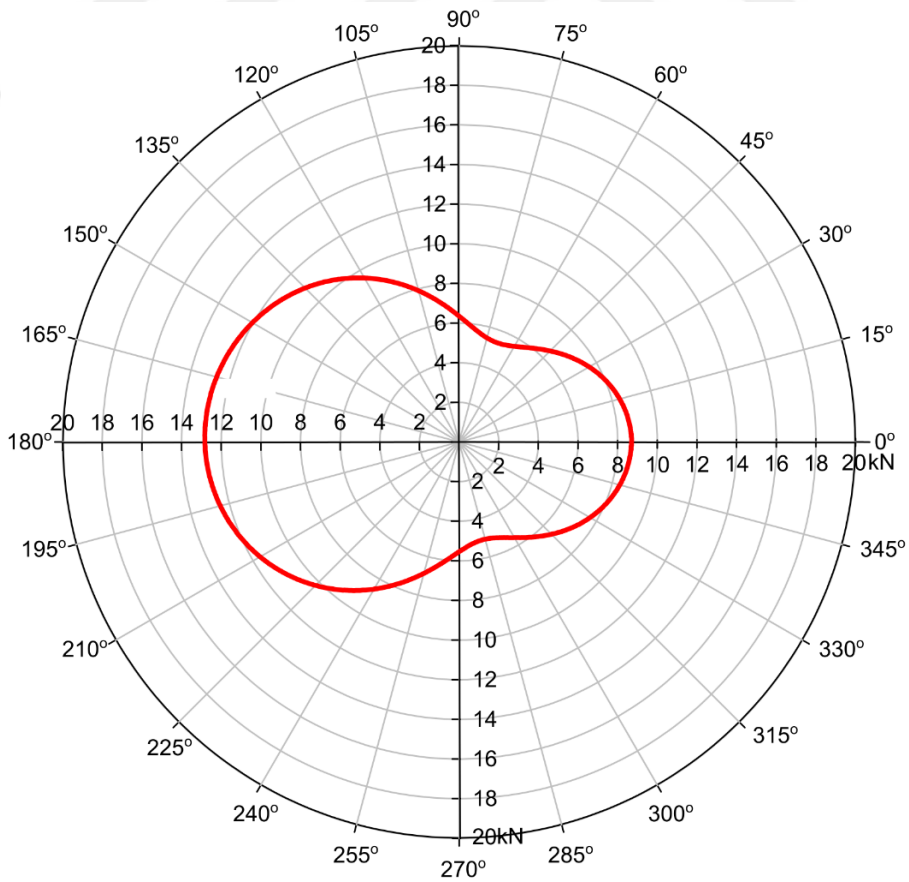
Şekil 36’da yatay ve düşey eksenlerde yer alan hidrolik silindirlere basınç etkisiyle oluşan yükün, zamanın bir fonksiyonu olarak beş periyot süresince gösterdiği değişim sunulmuştur. Buradan da görüldüğü üzere, yatay ve düşey yüklerin zaman içerisindeki değişimi, belirli bir periyot boyunca düzenli bir şekilde birbirini takip etmektedir. Herhangi bir anda, düşey ve yatay eksenlerdeki hidrolik silindirlerin oluşturduğu yükün aynı periyottaki değişimi, krank açısının (mil veya konum açısı) bir fonksiyonu olarak ($\phi = \omega \cdot t$) Şekil 37’de verilmiştir. Ayrıca, Şekil 37’de toplam yatak yükünün bir periyot süresince zamana bağlı değişimi gösterilmiştir. Yük vektörünün yönü ve büyüklüğü daha net şekilde görselleştirilebilmesi amacıyla, bir periyot boyunca gösterdiği değişim polar koordinat düzleminde çizdirilmiştir (Şekil 38). Bu görselleştirme ile yükün yatak yüzeyi üzerinde hangi bölgelere etki ettiğine ilişkin konumsal dağılım sunulmuştur.



Şekil 36. Düşey ve yatay eksenlerdeki zamana bağlı yükün değişimi



Şekil 37. Düsey yükün, yatay yükün ve toplam yükün krank açısına göre değişimi



Şekil 38. Dinamik yükün polar diyagramı

2.1.5. Yorulma Deneyleri

ZA-27 alaşımından üretilen radyal kaymalı yatakların gerçek zamanlı dinamik yükleme koşulları altındaki yorulma davranışını incelemek amacıyla gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, iki farklı yaklaşımla değerlendirilmiştir. İlk olarak, yataklara uygulanan dinamik yük değişimi sabit tutulmuş ve farklı yatak genişliklerinde (L=10 mm, L=12 mm, L=15 mm, L=20 mm, L=24 mm) deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler ‘Grup-I’ deneyleri olarak adlandırılmıştır. İkinci olarak, sabit bir yatak genişliğinde (20 mm) farklı dinamik yük formları ve büyüklükleri uygulanarak deneyler gerçekleştirilmiştir. Bu deneyler ise ‘Grup-II’ deneyleri olarak adlandırılmıştır. Grup-I deneylerinde, yataklama alanının yorulma çatlaklarının oluşumu üzerindeki etkisi incelenirken, Grup-II deneylerinde, özellikle yük değişimlerinin yorulma çatlakları oluşum süreci üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Her iki deney koşulunda da yüzey yorulmasının olduğu bölgeler ve yorulma çatlaklarının başlangıcı ve dağılımı detaylı bir şekilde incelenmiştir.

ZA-27 alaşımından imal edilen radyal kaymalı yataklarda, dinamik yükleme altındaki ilk yorulma çatlaklarının oluşumuna karşılık gelen çevrim sayısını belirlemek amacıyla Grup-I ve Grup-II deneysel metodoloji oluşturulmuştur. Bu deneyler öncesinde, deneysel verilerin güvenilirliğini artırmak ve literatürde dinamik yüklü kaymalı yatakların yorulma ömrü tahminleri ile test yatağına uygulanan dinamik yükler arasındaki ilişkileri kurmak amacıyla ön testler gerçekleştirilmiştir. Ön testler, belirlenen koşullar altında (radyal boşluk, yatak genişliği, maksimum yatak yükü, milin dönme hızı vb.) yatakların çalışma aralığını, sürelerini ve test süresi boyunca yağ sıcaklığındaki değişimleri incelemek ve sistemi kalibre etmek için gerçekleştirilmiştir. Elde edilen veriler, gerçek deney parametrelerinin planlanmasında ve deney metodolojisinin oluşturulmasında kullanılmıştır. Bu süreçte, ‘Grup-I’ ve ‘Grup-II’ deney setleri, ön testlerin bulgularına dayanarak belirlenmiş ve literatürle uyumlu dört farklı dinamik yük seçilmiştir (Blundell, 1980; Bıyıklıoğlu, 1986; Duman, 2002; Sous vd., 2016). Yapılan deneyler, Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV olarak adlandırılmıştır. Grup-I deneyleri, Test-I olarak adlandırılan deney setinde yapılırken, Grup-II deneyleri ise Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV dinamik yükleri altında gerçekleştirilmiştir. Yorulma deneyleri, aşağıda sıralanan işlem adımları izlenerek yürütülmüştür:

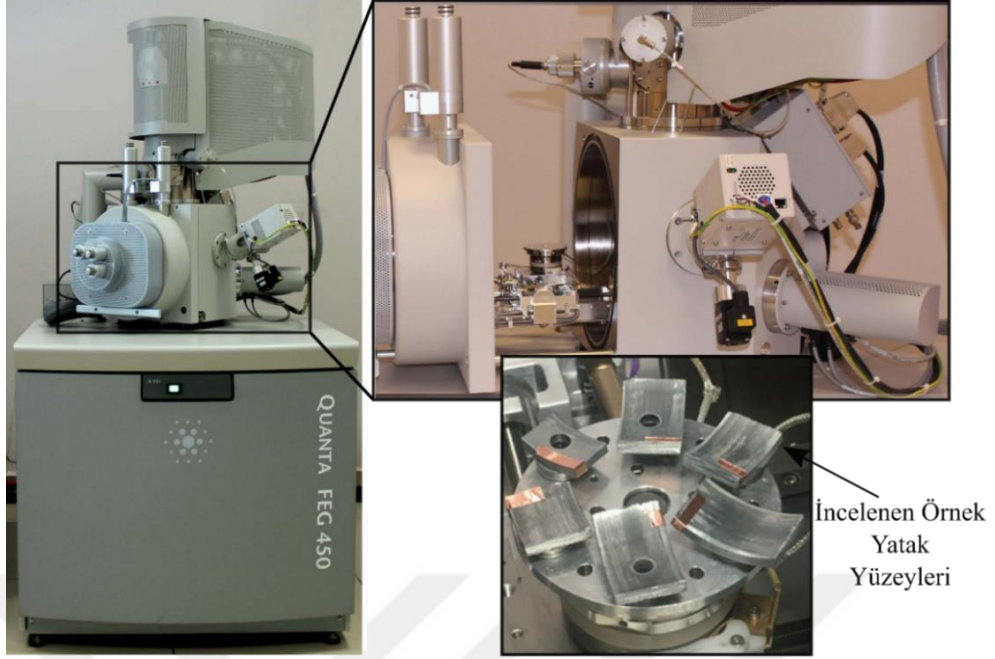
- 1) Test yatağı (deney numunesi), hassas alıştırma-kakma geçme toleransında (H6/j6) yatak kepine yerleştirilir ve M4 steskur civatalar ile sabitlenir.
- 2) Yatak kepi, konik bir bileziğin içine presle sıkıca monte edilir. Ardından içten dışa doğru test yatağı, yatak kepi ve konik bilezik montajı yatak yuvasına sabitlenir. (bakınız Şekil 31).
- 3) Deney mili, tahrik miline kamalı mil aracılığıyla bağlanır.
- 4) Şekil 23'te de gösterildiği gibi, destek yatağı yuvası ana plakaya yerleştirilerek deney düzeneği çalışmaya hazır hale getirilir.
- 5) Yağlama ünitesi aktif hale getirilir; böylece deney mili ile yataklar (test ve destek yatakları) arasındaki radyal boşluklar, yuva-pabuç yüzeyleri ve küresel mafsallık yüzeylerinin yeterince yağ ile beslenmesi sağlanır.
- 6) Deney milinin çalışma hızı, DC hız kontrol ünitesi aracılığıyla adım adım artırılarak 1200 d/d hızına ulaşılır.
- 7) Yükleme ünitesi aktif hale getirilir ve test yatağı üzerinde planlanan dinamik yük, yükleme basıncın kademeli olarak artırılmasıyla oluşturulur.
- 8) Yükün şekli değiştirilmek istendiğinde, kamlar ayar civatalarıyla sürgüye yaklaştırılıp uzaklaştırılarak istenilen konuma getirilir; böylece literatürle uyumlu farklı yük örnekleri elde edilir.
- 9) Yatak üzerine uygulanan dinamik yükün zamanla değişimi, QuatumX-MX440B veri toplama sistemine entegre edilmiş CATMAN veri toplama yazılımı ile kontrol edilir.
- 10) Ölçümler öncesinde, her bir basınç algılayıcısı için yazılıma kaydedilen kalibrasyon verileri, her ölçüm öncesinde veri toplama yazılımına aktarılarak kalibrasyon gerçekleştirilir.
- 11) Deney süresi boyunca, basınç algılayıcılarından aktarılan veriler belirli aralıklarla kaydedilir ve oluşturulan dinamik yükün stabil olup olmadığı kontrol edilir. Herhangi bir nedenden kaynaklı (yatağın gevşemesi veya sıkışması durumu) dinamik yükün değişmesi durumunda deney tekrarlanır.
- 12) Deney süresi boyunca belirli aralıklarda sistem durdurularak yatak yüzeyinde yorulma çatlaklarının başlayıp başlamadığı kontrol edilir. Test yatağının çalışma yüzeyine beyaz ışık yansıtılır ve büyüteç yardımıyla yüzey incelenir. Eğer herhangi bir çatlak veya hasar tespit edilemezse, aynı koşullar altında deneye

devam edilir. Bu prosedür, yorulma çatlağının başlangıcı tespit edilene kadar dört saat aralıklarla tekrarlanır.

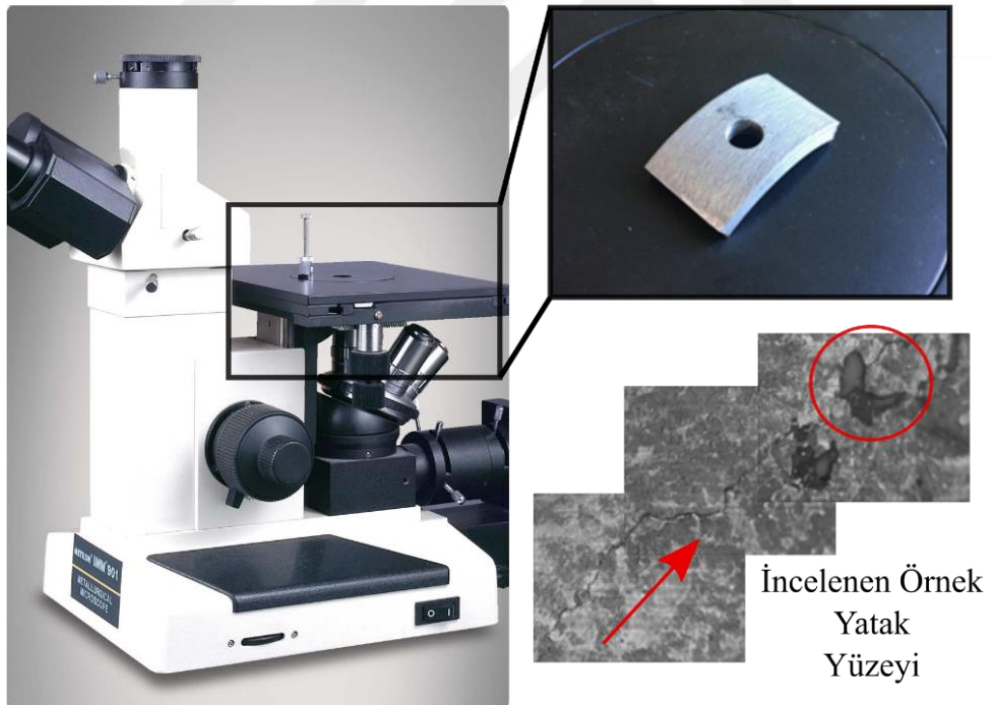
Deneyleer sırasında, tüm yük örneklerinin yatağa uygulanması esnasında, yorulma hasarının başlamasına kadar geçen yaklaşık çalışma süresi veya yük tekrar sayısı kaydedilmiştir. Her bir yük örneği için üç farklı yatak numunesi (test yatağı) kullanılarak deneyleer gerçekleştirilmiştir. Deneyleerde, milin dönme yönü ile polar yükün dönme yönü saat ibresinin tersi yönünde ayarlamıştır. Ayrıca, deneyleerde test yatağına gönderilen yağın sıcaklığı, yağ tankı içine yerleştirilmiş bir radyatör içinde soğutma suyu dolaştırılarak 50-60°C' aralığında tutulmuştur. Yağlama yağının sıcaklığı, belirli zaman aralıklarıyla bir sıvı termometresi aracılığıyla sürekli olarak izlenmiş ve kaydedilmiştir.

2.1.6. Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesi

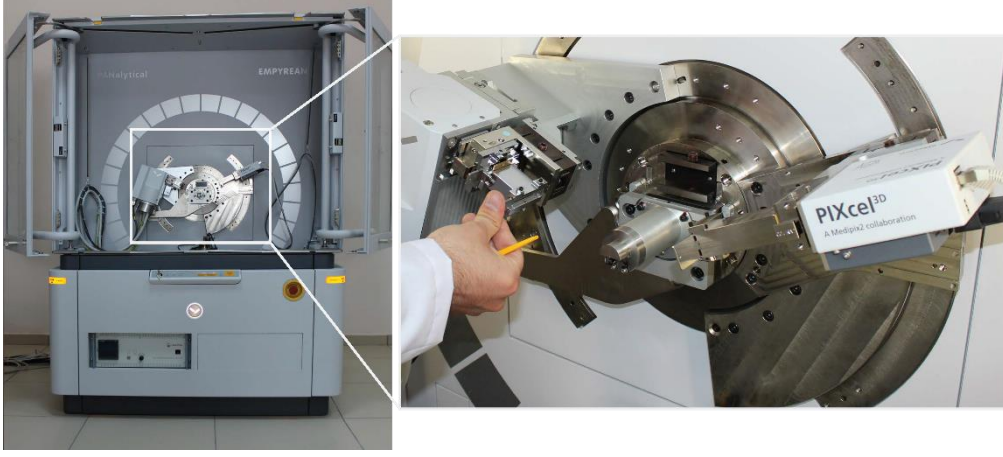
Gerçekleştirilen yorulma deneyleerinin ardından, yatak numunelerinin aşınma yüzeylerinin incelenmesi için Şekil 39'te gösterilen FEI marka QUANTA FEG 250 taramalı elektron mikroskobu (SEM) ve Şekil 40'ta yer alan METKON IMM-901 marka Optik Mikroskop (OM) kullanılmıştır. SEM analizlerinden önce, numunelerin yüzeyleri HEİDOLPH marka bir çalkalayıcı ile %50 Aseton ve %50 alkol karışımında yaklaşık 125 d/d hızda 300 dakika boyunca temizlenmiştir. Test yataklarının aşınma yüzeylerinde, tüm yüzey alanı boyunca OM ve SEM ile tarama yapılmış; bu süreçte yorulma çatlaklarının başlangıç bölgelerinin açsal konumları ve ilerleme yönleri belirlenmiştir. Ayrıca, dökülen alaşımın yapısında bulunan fazların tespit edilmesi amacıyla X-Ray Difraktometresi (XRD) kullanılmıştır. XRD ölçümleri, $\lambda=1.5404 \text{ \AA}$ dalga boyuna sahip Cu-K α kaynaklı PANALYTICAL-EMPYREAN model XRD cihazı ile gerçekleştirilmiştir. Cihazın görüntüsü Şekil 41'de gösterilmiştir. Ölçüm değerleri, 20-90° tarama aralığında, 0,1 derece tarama adımında ve 2,5 derece/dk tarama hızında alınmıştır. Elde edilen yansımalar, literatürde mevcut olan standart JCPDS (*Joint Committee on Powder Diffraction Standards*) pik listeleri ile karşılaştırılarak analiz edilmiştir.



Şekil 39. Yüzey incelemesinde kullanılan SEM cihazı



Şekil 40. Yüzey incelemesinde kullanılan optik mikroskop cihazı



Şekil 41. Yüzey incelemesinde kullanılan XRD cihazı

2.2. Sayısal Çalışmalar

Hidrodinamik radyal kaymalı yatakların sayısal analizleri, ANSYS Workbench 2023/R2 yazılımı içerisinde yer alan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) ve tek yönlü Akışkan Yapı Etkileşimi (AYE) modülleri kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizler kapsamında, beş farklı yatak genişliği ($L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm) için yağ filmi geometrileri ANSYS DesignModeler modülü kullanılarak modellenmiştir. Yatak ile mil arasındaki radyal boşluk tüm modellerde 40 μ m olarak sabit tutulmuştur. Bu geometrilere uygun şekilde, ilgili yatakları temsil eden katı modeller oluşturulmuştur. Sayısal analizler, Tablo 8'de detaylı gerekçeleri ve referanslarıyla sunulan modelleme kabulleri ve parametreleri temel alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu kabullerin oluşturulmasında, konuya ilişkin literatürdeki bulgular, hidrodinamik yatak teorisinin temel prensipleri ve ön çalışmalardan elde edilen uygulama deneyimlerinin bütüncül bir değerlendirmesiyle oluşturulmuştur.

Tablo 8. Kabuller ve modelleme özellikleri

Varsayımlar/Özellikler	Sebebi	Destekleyen Referanslar
(i) Yağ filmi modellenirken, sistemin başlangıçta eksantrik bir geometriye sahip olması amacıyla mil konumu belirli bir eksantriklik oranı (ϵ_0, ϕ_0) ile tanımlanmıştır. Bu tanımlama, yalnızca akış analizinin başlangıcında eksantrik bir sistem elde etmek amacıyla uygulanmıştır.	Reynolds hidrodinamik yağlama teorisine göre, mil, yatak içerisinde merkezden kaçık (eksantrik) konumlanmalıdır. Bu durum, mil ve yatak arasında değişken bir yağ filmi kalınlığı (h_θ) oluşmasını sağlar. Yağ filmi, milin dönüş yönü boyunca, kademeli olarak incelen ve kalınlaşan bir profil oluşturmalıdır.	(Humes & Holmes, 1978; Flores vd., 2006; Dhande & Pande, 2017; Dong vd., 2020; Tauvirrahman vd., 2022a, 2022b; Xie vd., 2023; Nie vd., 2022; Kadhim vd., 2023; Kumar & Singh, 2025)
(ii) Reynolds sayısının oldukça düşük olması nedeniyle, akışın laminer olduğu varsayılmıştır.	Akışın laminer ya da türbülanslı olduğuna karar verebilmek için Reynolds sayısının belirli bir sınır değeri aşmaması gerekmektedir. Bu bağlamda, yatağın kritik Reynolds sayısı, $Re = \frac{\rho\omega Rc}{\eta}$ formülü ile hesaplanır. Reynolds sayısı 2000'in altında ise akış laminer olarak kabul edilir.	(Shenoy & Pai; 2010; Manshoor vd., 2013; Dong vd., 2020; Dhande & Pande, 2017; Dong vd., 2020; Wang vd., 2024; Kumar & Singh; 2024; Hamed vd., 2024)
(iii) Kütle ve momentum denklemlerinin çözümü için Coupled algoritması kullanılmıştır.	Hız ve basınç alanlarının birbirini güçlü şekilde etkilediği karmaşık akış durumlarında, çözüm kararlılığını artırmak ve daha hızlı yakınsama sağlamak amacıyla eşzamanlı (<i>Coupled</i>) çözüm algoritması gerekmektedir.	(Muchammad vd., 2024; Hamed vd., 2024; Kamat vd., 2024)
(iv) AYE analizlerinde tek yönlü akış modeli uygulanmıştır.	Tek yönlü bir AYE analizinde hesaplama maliyetleri ve çözüm süresi önemli ölçüde azalır. Özellikle, yapı deformasyonlarının akış alanı içinde ciddi şekilde değiştirmediği durumlar için uygundur.	(Dhande & Pande, 2017; Hameed vd., 2024; Kamat vd., 2024;2025)

Tablo 8.'in devamı

(v) Zamana bağlı rejim dikkate alınmıştır.	Yük, basınç ve gerilme değerlerinin zamana bağlı olarak değiştiği bir sistemde, gerçekçi sonuçlar elde edebilmek için zamana bağlı çözüm (<i>Transient analysis</i>) gerekmektedir.	(Dhande & Pande, 2017; Dong vd., 2020; Kamat vd., 2024)
(vi) Yorulma analizinde Gerilme-ömür (S-N) eğrisi kullanılmıştır. Bu eğri, ilgili literatürde yer alan deneysel verilerden alınmıştır (Aydın, 1995)	Yorulma hasarının birikimini karakterize eden temel parametreleri (gerilme genliği, çevrim sayısı) sağlayarak güvenilir yorulma ömrü tahmini yapılabilmesine olanak tanır.	(Dong vd., 2020; Kamat vd., 2024;2025)

Kaymalı yatak sistemlerinin hidrodinamik analizinde, akış davranışının sayısal modellemesi temel korunum denklemleri üzerine inşa edilmektedir. Analiz kapsamında sıcaklık değişimi veya ısı transferinin dikkate alındığı durumlarda, enerji korunumu denklemi de çözüm sürecine dâhil edilmektedir. Akışın türbülanslı rejimde gerçekleştiği senaryolarda ise, türbülansın akış üzerindeki etkilerinin temsil edilebilmesi amacıyla, seçilen türbülans modeline ait ek denklemlerin çözülmesi gerekmektedir. Bu denklem sistemlerinin çözümü için sonlu hacimler veya sonlu elemanlar gibi sayısal yöntemler kullanılmakta olup, yakınsama kriterleri ve ağ bağımsızlık analizleri çözümün doğruluğunu sağlamaktadır.

Bu çalışmada, yukarıda belirtilen kabuller doğrultusunda, akışın laminar rejimde gerçekleştiği varsayılmış ve bu kapsamda kullanılan temel korunum denklemleri aşağıda verilmiştir. Denklem 25 ve Denklem 26, sırasıyla kütle ve momentumun korunumu denklemlerini ifade etmektedir. Burada, ρ yağlayıcı yoğunluğunu, \vec{v} akışkanın hız vektörünü, P_s statik basıncı, $\bar{\tau}$ gerilme tensörünü, \vec{g} yerçekimi ivmesinden kaynaklanan hacimsel kuvveti ve \vec{F} ise dış kuvvetleri temsil etmektedir. Ayrıca, \vec{F} terimi modele bağlı olarak ortam kaynakları ile kullanıcı tanımlı terimler gibi ilave terimlerini de kapsamaktadır.

$$\frac{\partial p}{\partial t} + \nabla(\rho \cdot \vec{v}) = 0 \quad (25)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot \vec{v}) + \nabla(\rho \cdot \vec{v} \cdot \vec{v}) = -\nabla P + \nabla[\bar{\tau}] + \rho \cdot \vec{g} + \vec{F} \quad (26)$$

Gerilme tensörünün ifadesi de Denklem 27’de verilmiştir. Bu denklemde η , akışkanın mutlak viskozitesini, I ise, birim tensörünü göstermektedir. Denklem sağ tarafında yer alan ikinci terim, hacimsel genişleme (*volume dilation*) etkisini temsil etmektedir.

$$\bar{\tau} = \eta \left[(\nabla \cdot \vec{v} + \nabla \cdot \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} \cdot I \right] \quad (27)$$

Yağ filmi sıcaklığı ise, aşağıda verilen enerji denkleminin çözülmesiyle belirlenmektedir.

$$\rho C_p \left(\eta \frac{\partial T}{\partial x} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \frac{\partial}{\partial y} \left(K \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \eta \left[\left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (28)$$

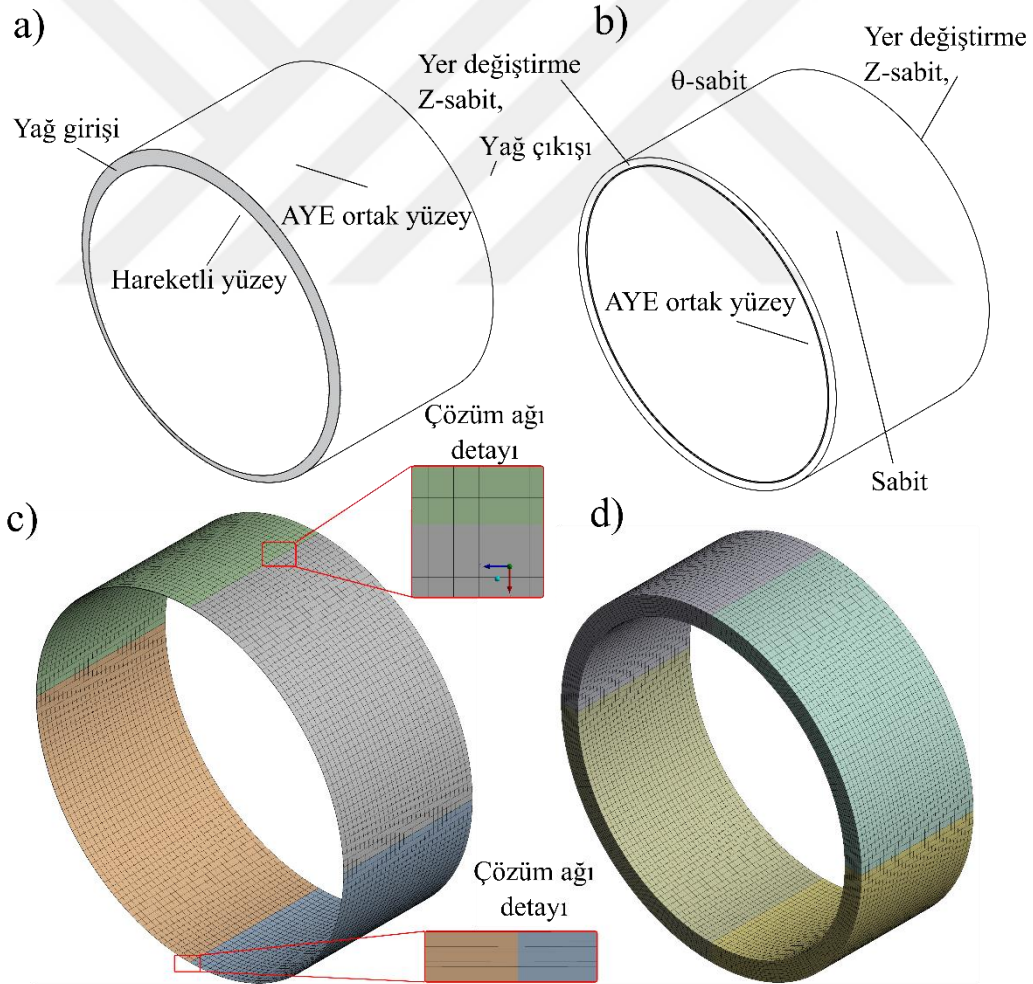
Burada η , yağ filmi sıcaklığına bağlı olarak aşağıdaki denklemle ifade edilmektedir.

$$\eta = \eta_o \exp[-\beta(T - T_{in})] \quad (29)$$

Şekil 42a ve 42b’de, ANSYS Workbench 2023/R2 yazılımının *Geometry* modülü kullanılarak oluşturulan yağ filmi ve yatak burcu modelleri ile, bu modellere uygulanan sınır koşulları verilmiştir. Modelleme sürecinde esas alınan yatak geometrisi ve yağlayıcıya ait fiziksel özellikler Tablo 9 ayrıntılı olarak verilmiştir. Kaymalı yatak sistemine ait akışkan modelinde, radyal boşluk boyutunun, yatak çapı ve genişliği ile karşılaştırıldığında oldukça küçük olması nedeniyle, sayısal çözümde yüksek doğruluk elde edilebilmesi amacıyla CAD ortamında ‘sanal topoloji’ (*virtual topology*) yaklaşımı kullanılmıştır. Bu yöntem ile, çözüm alanı birkaç alt bölgeye ayrılarak, çözüm ağının daha düzgün, tutarlı ve kontrol edilebilir bir şekilde oluşturulması sağlanmıştır. Yağ filmi çözüm alanı, yatak genişliğine bağlı olarak aksel yönde 100 ile 240 aralığa, çevresel yönde 360 aralığa ve radyal yönde 10 aralığa bölünmüştür.

Model geometrilerine ait çözüm ağı ANSYS Workbench yazılımının Mesh modülü kullanılarak oluşturulmuştur. Bu ağ yapılarının temsili görselleri Şekil 42c ve 43d’de sunulmuştur. Ancak, bu görseller gerçek eleman sayılarını yansıtmamaktadır. Her iki modelde de yalnızca altı yüzlü (*hexahedral*) elemanlardan oluşan düzenli bir ağ yapısı kullanılmıştır. Gerçekleştirilen parametrik çalışmalar kapsamında, yağ modelinde kullanılan

eleman sayısı yaklaşık 507600 ile 1036800, düğüm sayısı ise 349200 ile 4554720 arasında değişmektedir. Yatak geometrisi, kullanılan eleman sayısı yaklaşık ise 288000 ile 897719, düğüm sayısı ise 349200 ile 1515438 arasında değişmektedir. Çözüm doğruluğu ile hesaplama süresi arasında denge sağlamak amacıyla, eleman boyutları 0,1 ile 0,25 mm aralığında sınırlandırılmıştır. Ağ kalitesini değerlendirmek amacıyla yapılan kontrollerde, çarpıklık (*Skewness*) değerleri 0,15-0,20, dikey kalite (*Orthogonal quality*) değerleri ise 0,85-0,97 aralığında elde edilmiştir. ANSYS kılavuzlarına göre, çarpıklık değerlerinin 0 ile 0,25 arasında olması mükemmel, 0,25 ile 0,50 arasında olması çok iyi kabul edilirken, dikey kalite değerlerinin 0,95 ile 1 arasında olması mükemmel, 0,70 ile 0,95 arasında olması ise çok iyi olarak değerlendirilir. Bu bağlamda, elde edilen değerler ağ yapısının çözüm yeterliliği ve doğruluğu açısından uygun olduğunu göstermektedir.



Şekil 42. Kaymalı yatak sistemi ve sınır şartları a) yağ filmi modeli b) yatak burcu modeli c) yağ modeli ağ yapısı d) yatak modeli ağ yapısı

Akış analizleri, basınca dayalı (*pressure-based*) çözüm algoritması ile, zamana bağlı (transient) rejimde ve yerçekimi etkisi göz önünde bulundurularak gerçekleştirilmiştir. Yağlayıcı akışkan, sıkıştırılmaz, homojen ve Newtonyen özellik gösteren bir akışkan olarak kabul edilmiştir. Viskozite modeli laminer akış modeli olarak tanımlanmıştır. Yağlayıcı modelin yan yüzeylerinden biri, basınç giriş sınırı (*Pressure inlet*) olarak tanımlanmış, karşıt yüzey ise basınç çıkış sınırı (*Pressure outlet*) olarak etiketlenmiş ve bu sayede yağlayıcının model boyunca basınca bağlı olarak akışı sağlanmıştır. Bu yüzeylere atmosfer basıncı (*ambient pressure*) uygulanmıştır (bkz. Şekil 42a). Maksimum yağ sıcaklığı deneysel ölçümler sonucunda 55°C olarak belirlenmiş ve bu sıcaklığa karşılık gelen dinamik viskozite değeri 0.028 Pa.s olarak modele dahil edilmiştir.

Yağ film tabakasının iç yüzeyi, milin dönme hızıyla aynı hızda (1200 d/dk) dönen bir hareketli duvar (*moving wall*) olarak tanımlanırken, dış yüzey ise durağan duvar (*stationary wall*) olarak tanımlanmıştır. Her iki yüzeyde de sürtünmesiz kayma koşulu (*no-slip condition*) uygulanmıştır. Mil eksenini konumu belirli bir eksantriklik oranı ve konum açısı (*attitude angle*) kullanılarak tanımlanmış ve bu parametreler, milin dönme ekseninin başlangıçtaki konumunu temsil eden giriş verisi olarak modele entegre edilmiştir. Akışkan alanındaki film kalınlığının zamana bağlı değişimini doğru şekilde izleyebilmek amacıyla çözüm sürecinde dinamik çözüm ağı yöntemiyle (*dynamic mesh technique*) altı serbestlik derecesine (*Six-DOF*) sahip hareket tanımı uygulanmıştır. Bu sayede, milin hidrodinamik basınç dağılımından kaynaklanan eksantrik sapmalar ve radyal yönde yer değiştirmeler gibi etkiler altında serbestçe hareket etmesi sağlanmıştır. Böylece, mil yatak sisteminin zamana bağlı olarak gelişen kompleks hareketi, sürekli olarak güncellenerek daha hassas ve gerçekçi şekilde çözümlenmiştir.

Tablo 9. Yatak nominal boyutları ve modelleme parametreleri

Parametre	Sembol	Değer
Yatağın dış çapı	R	26,89 mm
Yatağın iç çapı	R _b	23,89 mm
Mil yarıçapı	R _j	23,85 mm
Yatak genişliği	L	10, 12, 15, 20 ve 24 mm
Radyal boşluk	c	0,04 mm
Muylunun dönme hızı	N	1200 rpm
Yağlayıcı viskozitesi	η	0,028 Pa.s
Yağlayıcı yoğunluğu	ρ	875 kg/m ³
Başlangıç Eksantriklik oranı	ε _t	0,92

Kütle ve momentum denklemlerinin çözümünde Coupled algoritması tercih edilmiş ve yakınsama kriteri 10^{-6} olarak belirlenmiştir. Diğer çözüm parametreleri, ANSYS yazılımının varsayılan (*Default*) ayarı uygulanmıştır. Sayısal çözümün zamandan bağımsızlığını değerlendirmek amacıyla 20 ile 50 iterasyon aralığında çeşitli ağ yapıları için testler gerçekleştirilmiştir. 20 iterasyondan sonra çevresel basınç değerlerinde anlamlı bir değişim gözlemlenmediği için bu iterasyon sayısı çözümün yeterliliği açısından uygun bulunmuştur. Hesaplanan sonuçların ağ yapısına duyarlılığını ortadan kaldırmak amacıyla, gerçekleştirilen HAD analizleri, ağdan bağımsızlık (*mesh-independence*) koşulunu sağlayacak şekilde yürütülmüştür. Farklı ağ yoğunluklarında gerçekleştirilen analizler sonucunda, yatak yüzeyinde oluşan çevresel basınç dağılımları karşılaştırılmış ve ağ yapısının sonuçlar üzerindeki etkisi de değerlendirilmiştir.

Yapısal analizlerde kullanılan ZA-27 yatak alaşımına ait mekanik özellikler Tablo 10'da sunulmuştur. Bu verilere ilişkin bazı parametreler yapılan deneysel çalışmalarla elde edilmiş, bazıları ise ilgili literatürden temin edilmiştir (Aydın, 1995). Kaymalı yatağın çözüm ağı, yatak genişliğine bağlı olarak ekstenel yönde 120 ile 180 aralığa, çevresel yönde 360 aralığa ve radyal yönde 10 aralığa bölünmüştür. Ağ yapısı, yatak yüzeyi ile yağ filmi modelinin sınırlarını (AYE ortak yüzey bkz. Şekil 42) tam olarak eşleştirecek şekilde oluşturulmuştur. Başka bir ifadeyle, örtüşen ağ yapısı (*conformal mesh*) kullanılarak hesaplama doğruluğu arttırılmıştır.

Tablo 10. Malzeme özellikleri

Malzeme	Sembol	Değer
Yatak (ZA-27)		
Elastik Modül	E_{ZA}	77,9 GPa
Yoğunluk	ρ_{ZA}	5000 kg/m ³
Poisson oranı	ν_{ZA}	0,32
Akma dayanımı	S_y	285 MPa
Çekme dayanımı	S_{ut}	331 MPa
Yorulma dayanımı	S_e	110 MPa

Yağlayıcı ve yatak burcu bölgeleri arasındaki dinamik etkileşim, tek yönlü AYE yöntemi kullanılarak modellenmiştir. Bu yöntemle akışkan çözücüsünde hesaplanan basınç değerleri yapısal çözücüye aktarılmış ve bu sayede yatak yüzeyinde oluşan kritik gerilmeler ve deformasyonlar değerlendirilmiştir.

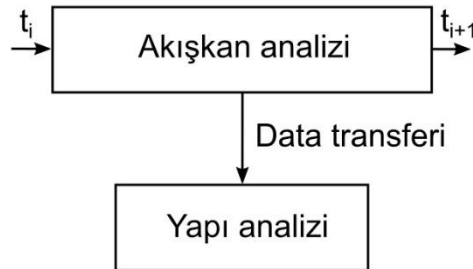
Yatağın yan yüzeyleri, Z ve açısız yönündeki yer değıştirme serbestliği sınırlandırılmıştır. Yatağın dış çap yüzeyi (yer değıştirme ve dönme, sıfır) tamamen sabitlenerek ilgili sınır koşulları tanımlanmıştır. Yatağa uygulanan yatay ve düşey bileşenleri milin dönme hareketine bağlı olarak, her bir 7,5° krank açısı ($t = 0,0010417s$) pozisyonuna karşılık gelen zaman adımlarında uygulanmıştır.

Tek yönlü (one-way) eşleşmede, yapısal deformasyonların küçük olması nedeniyle akışkan alanının bu deformasyonlardan önemli ölçüde etkilenmediği kabul edilir. Bu yaklaşım, HAD ve yapısal analizlerin birbirinden bağımsız olarak, tek yönlü veri aktarımıyla çözümlmesine olanak tanır, bu süreçte yalnızca akışkan basıncı HAD analizinden yapısal alana aktarılır. Yatak yüzeyinde basınç dağılımı, kritik gerilmeler ve deformasyonlara ilişkin hesaplamaları içeren sayısal çözümler algoritmasının (tek yön) şematik akış diyagramı şekil 43'te sunulmuştur. Bu bağlamda, yağlayıcı ve kaymalı yatak çözümler alanları arasındaki etkileşimi yöneten temel denklemler aşağıda verilmiştir.

$$[M_s]\{\ddot{U}\} + [K_s]\{U\} = [F_s] + [R]\{P\} \quad (33)$$

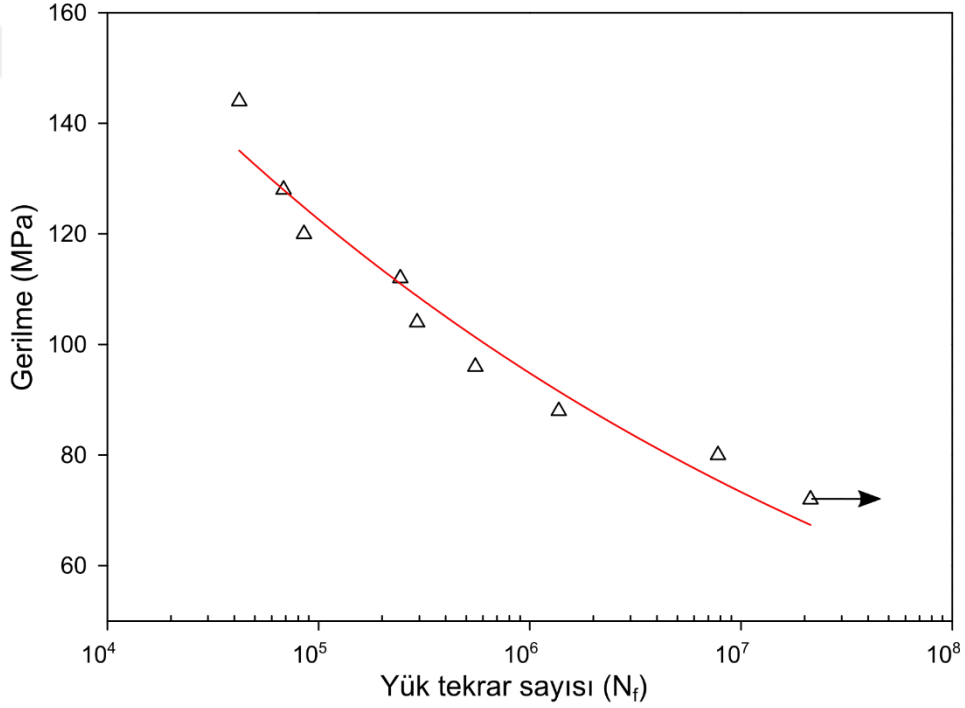
$$\begin{bmatrix} M_s & 0 \\ \eta R^T & M_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{U} \\ \ddot{P} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_s & R \\ 0 & K_f \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U \\ P \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_s \\ F_f \end{Bmatrix} \quad (34)$$

Burada, $[M_s]$ yatağa ait kütle matrisi, $[K_s]$ akışkana ait kütle matrisi, $[F_s]$ ve $[F_f]$ sırasıyla yatak ve akışkan kuvveti matrislerini ifade etmektedir. $[R]$ matrisi, akışkan yatak arayüzünde her bir düğümle ilişkili etkin yüzey alanını temsil eden bağlaşım (*coupling*) matrisidir.



şekil 43. Tek yönlü akışkan yapı etkileşiminin (AYE) akış diyagramı

HAD-AYE tabanlı bağlaşık analizlerden elde edilen zamana bağlı gerilme verileri, yatak burcu üzerinde oluşan çevrimsel yük etkilerini değerlendirmek üzere yorulma analizlerine giriş verisi olarak kullanılmıştır. Bu bağlamda, kritik gerilme sonuçları, yorulma ömrü tahmini için ANSYS Workbench yazılımında yer alan yerleşik FATIGUE TOOL modülüne aktarılmıştır. Analizlerde, malzeme davranışını çevrimsel yükleme altında değerlendiren Gerilme-Ömür (S-N) temelli yaklaşım kullanılmış ve ilgili malzemeye ait S-N eğrisi, Aydın (1995) çalışmasından alınarak ANSYS WORKBENCH malzeme özellikleri yorulma modülüne tanımlanmıştır. İlgili eğri Şekil 44'te sunulmuştur.



Şekil 44. ZA-27 alaşımına ait gerilme-çevrim sayısı (S-N) eğrisi (Aydın, 1995)

Tüm krank açılarının tek tek analiz edilmesi hesaplama yükünü artıracığı için, yapılan ön değerlendirme sonucunda maksimum film basıncının olduğu kritik krank pozisyonu belirlenmiş ve yorulma analizleri yalnızca bu adım için gerçekleştirilmiştir. Yorulma ömrünün değerlendirilmesinde gerilme bileşeni olarak eşdeğer gerilme (*Equivalent stress*) kullanılmıştır. Bu çözümler yatak gerilmeleri ve yorulma ömrü arasındaki ilişkileri analiz etmek için gerçekleştirilmiştir.

3. BULGULAR

Bu bölümde, ZA-27 alaşımı ve bu alaşımdan üretilen radyal kaymalı yataklara ilişkin deneysel ve sayısal çalışmalardan elde edilen bulgular sunulmuştur. İlk olarak, dökülen alaşımın karakterizasyonu kapsamında, Atomik Absorpsiyon Spektroskopisi (ASS), Optik Mikroskop (OM), Taramalı Elektron Mikroskobu (SEM), Enerji Dağılım Spektroskopisi (EDS) ve X-Işını Difraktometresi (XRD) yöntemleriyle elde edilen bulgulara yer verilmiştir. Ardından, bu alaşımın mekanik özelliklerini belirlemek amacıyla gerçekleştirilen deneylerden elde edilen bulgular sunulmuştur. Sonrasında, dökülen alaşımdan üretilen radyal kaymalı yatakların farklı yatak genişliği ve çeşitli yükleme koşulları altındaki yorulma davranışını incelemek amacıyla gerçekleştirilen yorulma deneylerinin sonuçlarına yer verilmiştir. Son olarak sayısal çalışmalardan elde edilen bulgular detaylandırılmış ve her biri ilgili alt başlıklar altında sunulmuştur.

3.1. Alaşımın Kimyasal Analizinden Elde Edilen Bulgular

Kokil döküm yöntemiyle üretilen ZA-27 alaşımının kimyasal bileşimi, ASS ile analiz edilmiş ve elde edilen sonuçlar Tablo 11’de verilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, alaşımda çinko, alüminyum, bakır ve magnezyumun ağırlıkça oranları sırasıyla %70,60, %27,37, %2,01 ve %0,015 olarak belirlenmiştir.

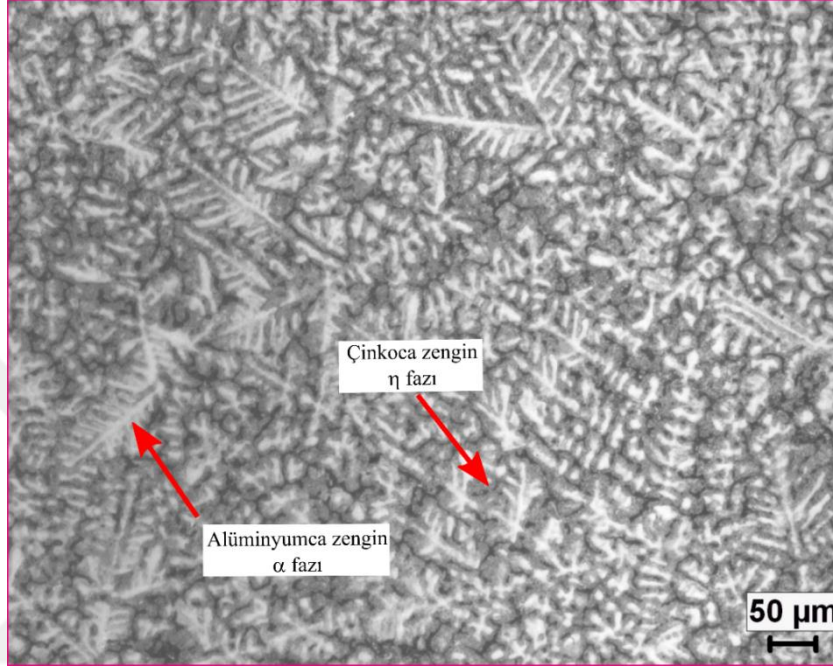
Tablo 11. ZA-27 alaşımının kimyasal bileşimi

Alaşım	Kimyasal Bileşim (%)			
	Zn	Al	Cu	Mg
ZA-27	70,60	27,37	2,01	0,015

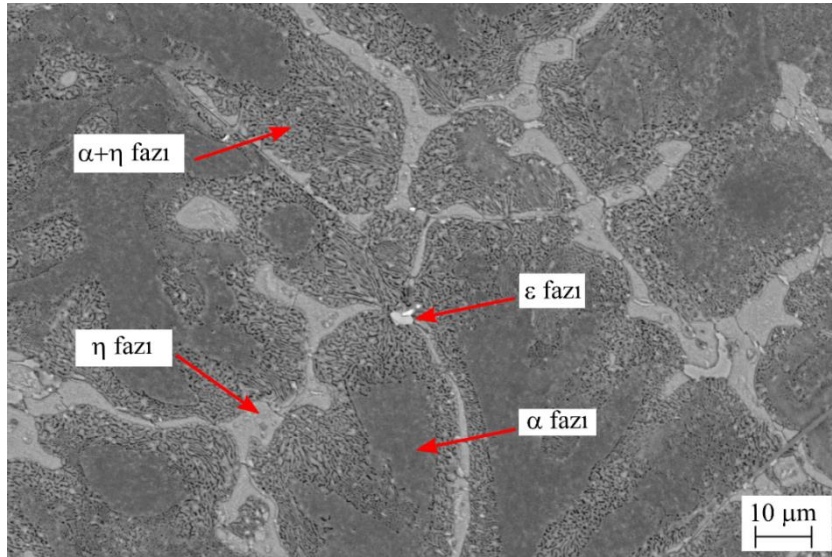
3.2. Yapısal İncelemelerden Elde Edilen Bulgular

Dökülen ZA-27 alaşımının mikroyapısal özelliklerini gösteren OM ve SEM görüntüleri sırasıyla Şekil 45 ve Şekil 46’da sunulmuştur. Şekil 45’te yer alan OM görüntüsü, alaşımın karakteristik dendritik yapısını açıkça ortaya koymaktadır. Sunulan görüntüde, alaşımın iç yapısının alüminyumca zengin α dendritleri ile bu dendritleri

çevreleyen çinkoca zengin η fazlarından oluştuğu görülmektedir. Söz konusu fazların ayrıntılı görünümü ise Şekil 46'daki SEM görüntüsüyle verilmiştir. Bu görüntüde ötektoid dönüşüm sonucu oluşan, α ve $\alpha + \eta$ fazlarını içeren lamelli yapı ile çinkoca zengin η fazı ve bakır açısından zengin ε (CuZn_4) fazı açıkça görülmektedir.

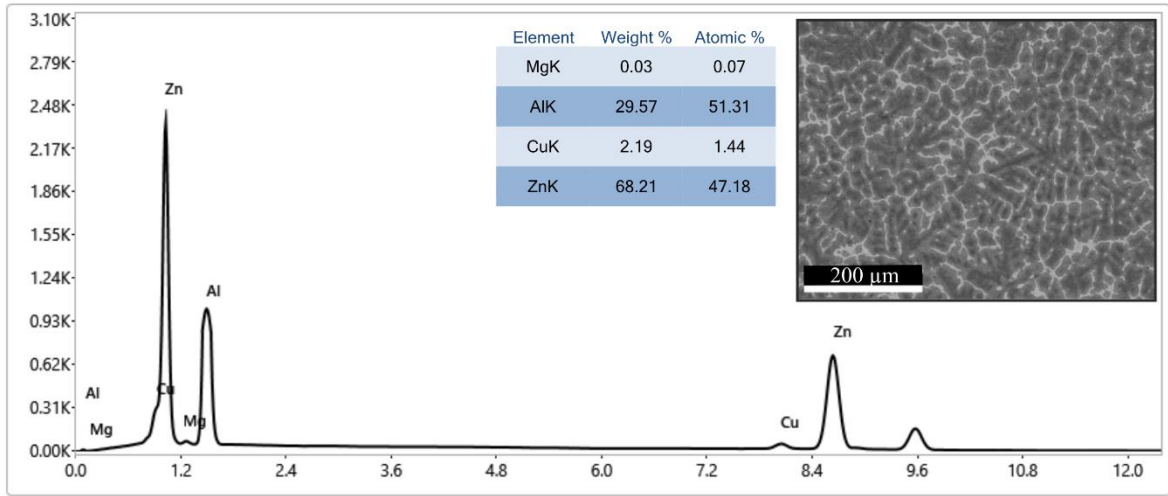


Şekil 45. ZA-27 alaşımının dökülmüş durumdaki içyapısını gösteren OM görüntüsü

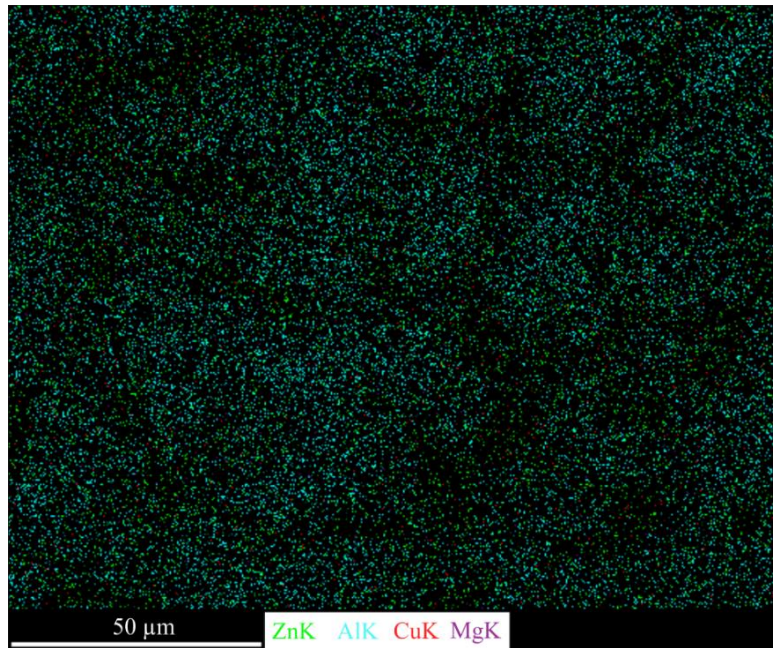


Şekil 46. ZA-27 alaşımının dökülmüş durumdaki içyapısının detayını gösteren SEM görüntüsü

Dökülen ZA-27 alaşımının elementel kompozisyonunu gösteren EDS grafiği ve renkli EDS haritası sırasıyla Şekil 47 ve Şekil 48’de sunulmuştur. Yapılan incelemeler, alaşımın iç yapısında çinko, alüminyum ve bakır elementlerinin temel bileşenler olarak bulunduğunu ve bu elementlerin yapı içerisinde homojen bir dağılım sergilediği ortaya koymaktadır. Ayrıca, magnezyum elementinin varlığına da tespit edilmiştir. EDS analizi sonuçlarına göre, çinko, alüminyum, bakır ve magnezyumun ağırlıkça yüzde oranları sırasıyla %68,21, %29,57, %2,19 ve %0,07 olarak belirlenmiştir.

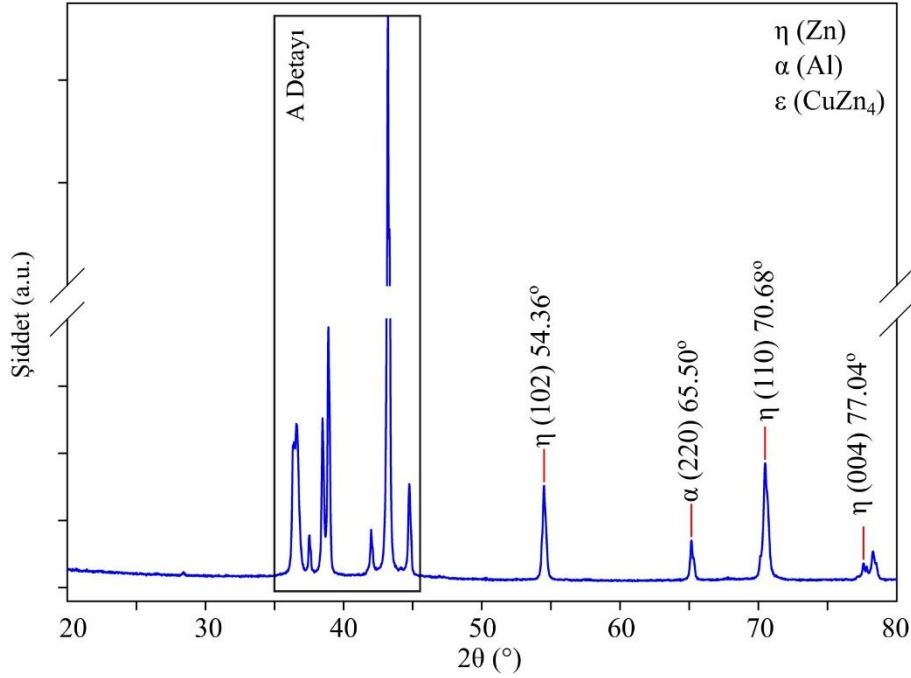


Şekil 47. ZA-27 alaşımının elementel EDS sonuçları

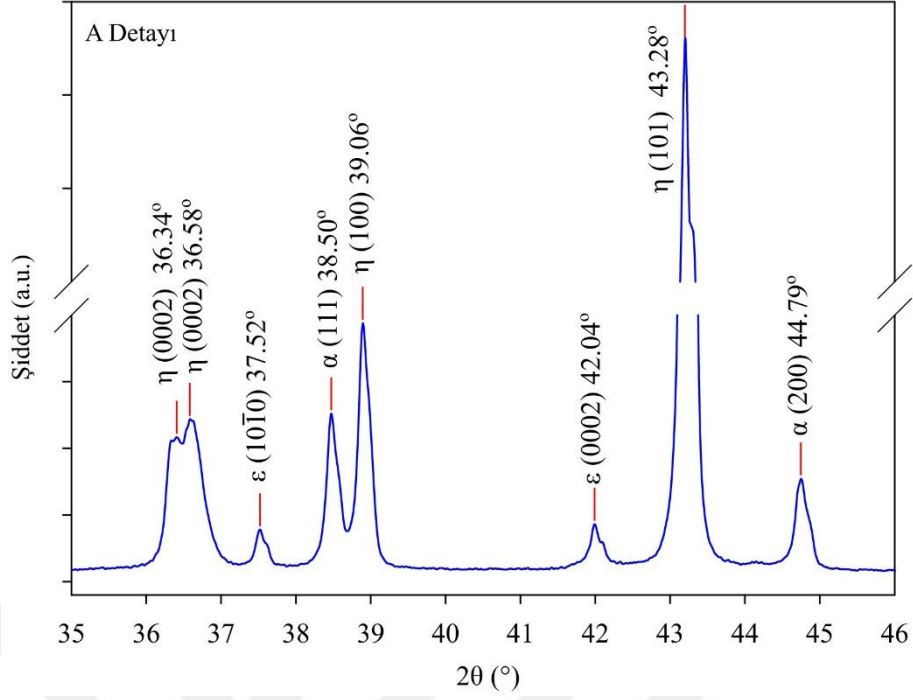


Şekil 48. ZA-27 alaşımının elementel EDS haritası

Dökülen ZA-27 alaşımının iç yapısında oluşan fazları ve bu fazların % oranlarını belirlemek amacıyla metalografi numunesinin yüzeyindeki farklı bölgelerden X-ray kırınım pikleri alınmıştır. İlk olarak, dökülen ZA-27 alaşımına ait numunelerden elde edilen XRD pikleri, ticari olarak temin edilen referans numunenin XRD pikleri ile karşılaştırılmıştır. Analizler sonucunda, yoğunluk değerlerinde belirli farklılıklar gözlemlenmesine karşın, kristalografik düzlemlerin benzer olduğu tespit edilmiştir. Bu doğrultuda, dökülen ZA-27 alaşımının yüzeyinde rastgele seçilen bir bölgesinden alınan X-Ray kırınım pikleri Şekil 49 ve Şekil 50’de detaylı olarak verilmiştir. Şekillerde görüldüğü gibi alaşımın iç yapısında alüminyumca zengin α , çinkoca zengin η ve bakırca zengin ε (CuZn_4) fazlarını temsil eden yansıma pikleri elde edilmiştir. Alüminyum içeriğine ait yansıma pikleri sırasıyla (111), (200), (220) ve (311) kristalografik düzlemlerine karşılık gelen $2\theta \cong 38,50^\circ$, $2\theta \cong 44,79^\circ$, $2\theta \cong 65,50^\circ$ ve $2\theta \cong 78^\circ$ açılarında tespit edilmiştir. Çinko içeriğine ait yansıma pikleri sırasıyla (002), (100), (101), (102), (110) ve (004) kristalografik düzlemlerine karşılık gelen $2\theta \cong 36,34^\circ$, $2\theta \cong 39,04^\circ$, $2\theta \cong 43,28^\circ$, $2\theta \cong 54,36^\circ$, $2\theta \cong 70,68^\circ$ ve $2\theta \cong 77,04^\circ$ açılarında tespit edilmiştir. Bakırca zengin, yarı kararlı metastabil, ε (CuZn_4) fazına ait yansıma pikleri ise sırasıyla (10 $\bar{1}$ 0) ve (0002) kristalografik düzlemlerine karşılık gelen $2\theta \cong 37,52^\circ$ ve $2\theta \cong 42,04^\circ$ açılarında tespit edilmiştir.



Şekil 49. ZA-27 alaşımının elemental XRD grafiği ($2\theta=20^\circ-80^\circ$)



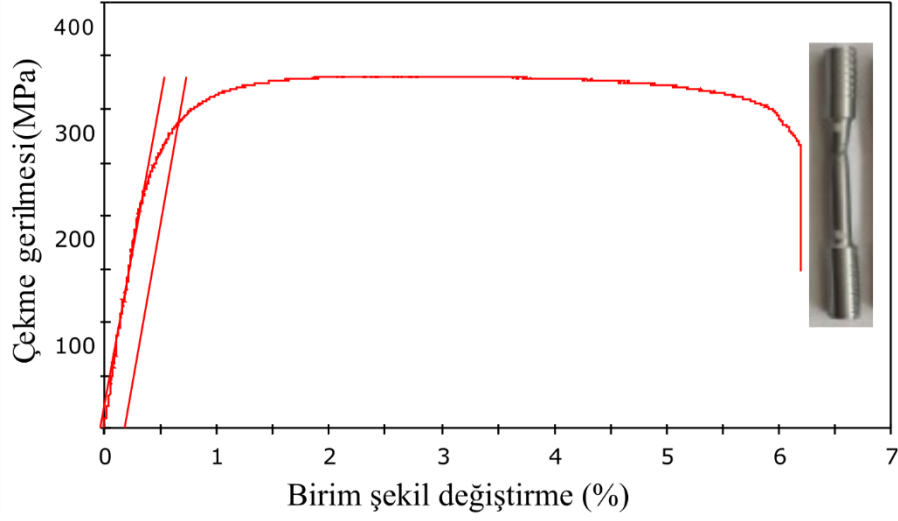
Şekil 50. ZA-27 alaşımının XRD detay grafiği ($2\theta=35^{\circ}$ - 46°)

3.3. Mekanik Deneylerden Elde Edilen Bulgular

ZA-27 alaşımının mekanik özelliklerini belirlemek amacıyla, kokil döküm yöntemiyle üretilen beş farklı külçeden alınan numunelere çekme, sertlik, darbe testleri uygulanmış ve çekme dayanımı, akma dayanım, kopma uzaması (%), BSD sertlik ve darbe enerjisi değerleri belirlenmiştir. Elde edilen bu sonuçlar arasından uygun görülen bir numunenin çekme deneyi grafiği Şekil 51’de sunulmuştur. Ayrıca, üretilen numunelerin çekme dayanımı, akma dayanımı, kopma uzaması, sertlik ve darbe enerjisi değerleri Tablo 11’de verilmiştir. Yapılan testler sonucunda elde edilen tüm değerlerin, kokil kalıba dökülmüş ZA-27 alaşımı ile ilgili literatürde verilen bilgilerle benzerlik gösterdiği gözlemlenmiştir.

Tablo 12. ZA-27 alaşımının dökülmüş durumdaki sertlik, çekme dayanımı, kopma uzaması ve darbe direnci değerleri

Alaşım	Çekme Dayanımı (MPa)	Akma Dayanımı (MPa)	Sertlik (BSD)	Kopma Uzaması (%)	Darbe Enerjisi (J)
ZA-27	331	285	110,5	%6,17	3.40 J



Şekil 51. ZA-27 alaşımının gerilme-şekil değiştirme grafiği

3.4. Yüzey Pürüzlülük Ölçümlerinden Elde Edilen Bulgular

ZA-27 alaşımından imal edilen deney yataklarının yüzey pürüzlülükleri değerleri çalışma öncesinde Marh Surf PS-1 cihazı kullanılarak DIN 4768 standardına göre ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda elde edilen ortalama yüzey pürüzlülük değerleri (R_a) ve ortalama pürüz derinliği (R_z) değerleri Tablo 12 ve Tablo 13'te verilmiştir. Ölçümler, 17,5 mm tarama uzunluğu ve 0,5 mm/s izleme hızında gerçekleştirilmiştir. Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi, yapılan yüzey yorulması deneyleri iki gruba ayrılmış ve bunlar Grup-I ve Grup-II deneyleri olarak sınıflandırılmıştır. Grup-I deneyleri için beş farklı yatak genişliğinde toplam 15 adet yatağın R_a değerlerinin 0,340 μm ile 0,392 μm arasında, ortalama R_z değerlerinin ise 1,456 μm ile 1,526 μm arasında olduğu tespit edilmiştir. Grup-II deneyleri için hazırlanan test yataklarının R_a ve R_z değerleri ise sırasıyla, 0,310-0,360 μm ve 1,460-1,535 μm arasında ölçülmüştür. Tüm bu ölçüm sonuçları, literatürde belirtilen teknik gereksinimle tam bir uyum göstermektedir. Bu durum, test yataklarının yüzey özelliklerinin doğru bir şekilde hazırlandığını ve literatürdeki normlara uygun olarak üretildiğini göstermektedir.

Tablo 13. Deney yataklarının yüzey pürüzlülük değerleri (Grup-I Deneyleri)

Grup-I Sabit Yük Test-I	Yatak Genişliği	L=10 mm		L=12 mm		L=15 mm		L=20 mm		L=24 mm	
	Yüzey Pürüzlülük Değerleri (μm)	R _a	R _z	R _a	R _z	R _a	R _z	R _a	R _z	R _a	R _z
	Numune-I	0,375	1,517	0,355	1,520	0,360	1,525	0,362	1,526	0,359	1,510
	Numune-II	0,355	1,485	0,340	1,480	0,340	1,488	0,345	1,465	0,342	1,456
	Numune-III	0,345	1,505	0,348	1,490	0,360	1,489	0,355	1,485	0,375	1,486

Tablo 14. Deney yataklarının yüzey pürüzlülük değerleri (Grup-II Deneyleri)

Grup-II Sabit Yatak genişliği B=20 mm	Yük Örneği	Test-I		Test-II		Test-III		Test-IV	
	Yüzey Pürüzlülük Değerleri (μm)	R _a	R _z	R _a	R _z	R _a	R _z	R _a	R _z
	Numune-I	0,362	1,526	0,365	1,517	0,380	1,500	0,365	1,520
	Numune-II	0,345	1,465	0,350	1,455	0,375	1,460	0,360	1,472
	Numune-III	0,355	1,485	0,360	1,510	0,365	1,535	0,350	1,529

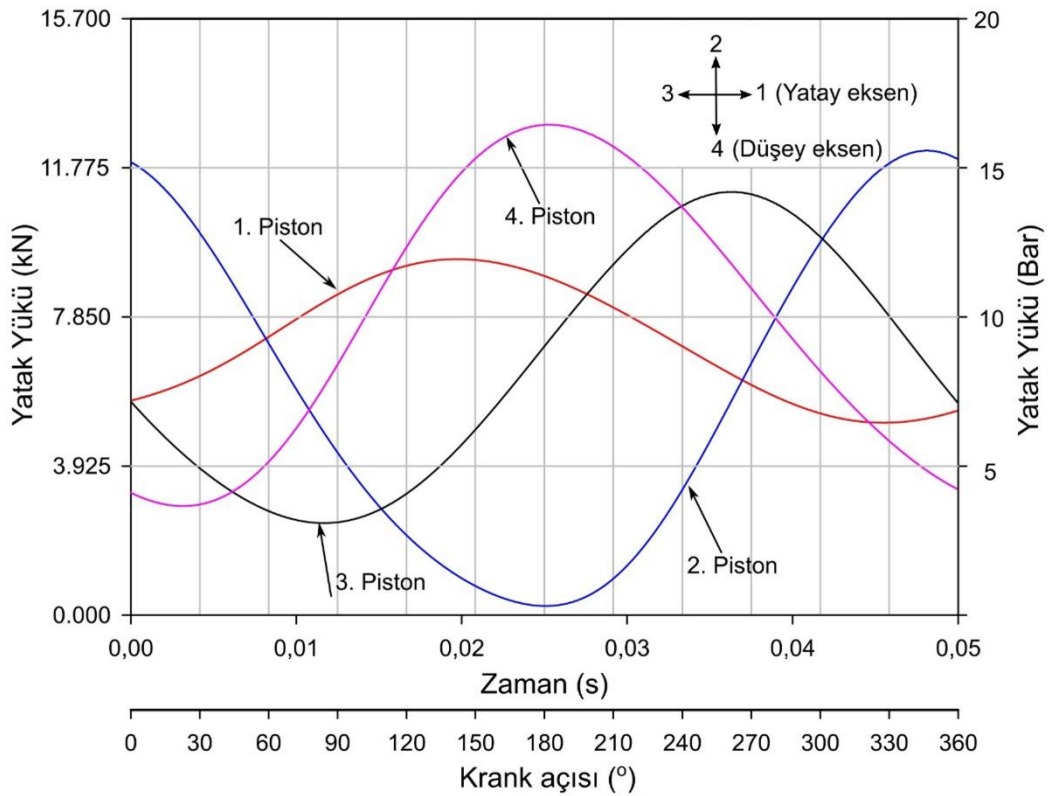
3.5. Grup-I Yorulma Deneylerinden Elde Edilen Bulgular

Bu bölümde, Grup-I deney koşullarında gerçekleştirilen yorulma deneylerinden elde edilen bulgular ayrıntılı bir şekilde sunulmuştur. Deneylerde, test yataklarına uygulanan dinamik yük sabit tutulmuş, yatak genişlikleri ise sırasıyla L = 10 mm, L = 12 mm, L = 15 mm, L = 20 mm ve L = 24 mm olarak değiştirilmiştir. Her bir yatak genişliği için deneyler üç kez tekrarlanmış ve yorulmanın başladığı çalışma süresi (yük tekrar sayısı) belirlenmiştir. Deneyler, 1200 d/d mil hızında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, milin dönme yönü ile polar yükün dönme yönü saat ibrelerinin tersi yönünde alınmıştır.

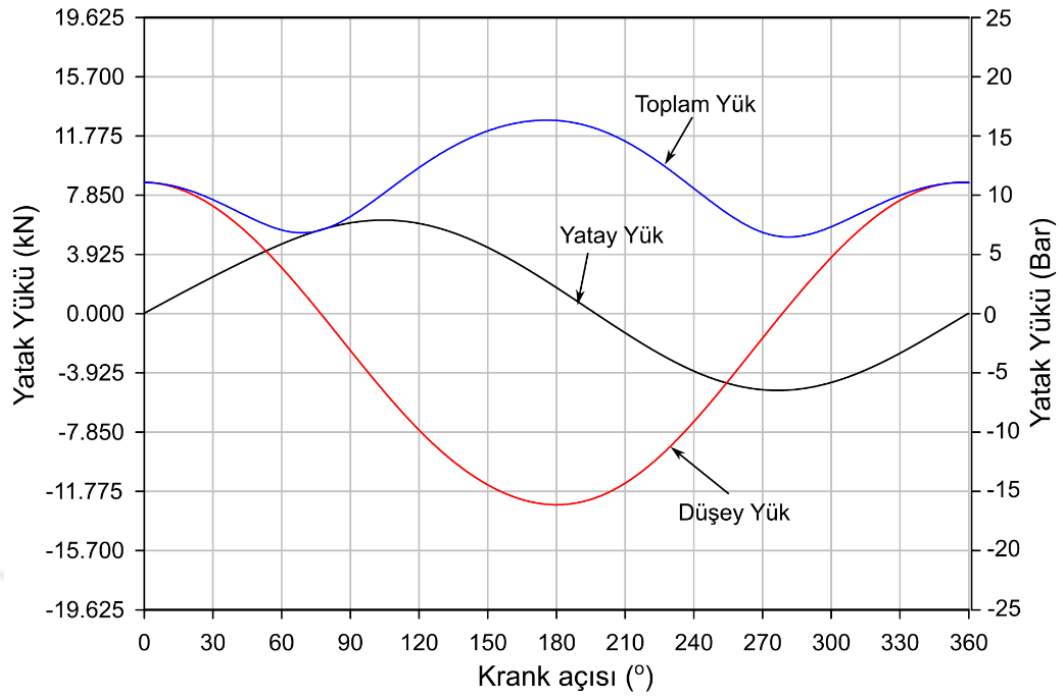
Test yataklarına uygulanan toplam yatak yükünün oluşturulma süreci, Bölüm 2.1.4'te detaylı şekilde açıklandığı üzere, her bir pistondan alınan yüklerin sistematik bir şekilde düzenlenmesiyle belirlenmiştir. Şekil 52, her bir pistonun test yatağına aktardığı yükün zamana veya krank açısına göre değişimini görsel olarak sunarken, Şekil 53, yatağa etki eden yatay ve düşey yük bileşenleri ve bu bileşenlerden elde edilen toplam (bileşke) yükün krank açısına göre değişimini göstermektedir. Şekil 53'ten de anlaşılacağı üzere, uygulanan toplam yatak yükü tamamen değişkendir. Yük bileşenleri incelendiğinde, yatay eksenindeki yük

bileşeninin sinüs formlu 2π periyotlu genel değişken, düşey eksendeki yük bileşeninin ise 2π periyotlu tam değişken bir form oluşturduğu görülmektedir (bkz. EK Şekil 1). Şekil 54'te ise elde edilen dinamik yatak yükünün polar diyagramı verilmiştir. Bu şekiller, maksimum yatak yükünün 12,82 kN değerine ulaştığını ve bunun $352,5^\circ$ 'lik bir krank açısına karşılık geldiğini (bkz. Şekil 54), minimum yatak yükünün ise 5,07 kN olarak elde edildiğini göstermektedir.

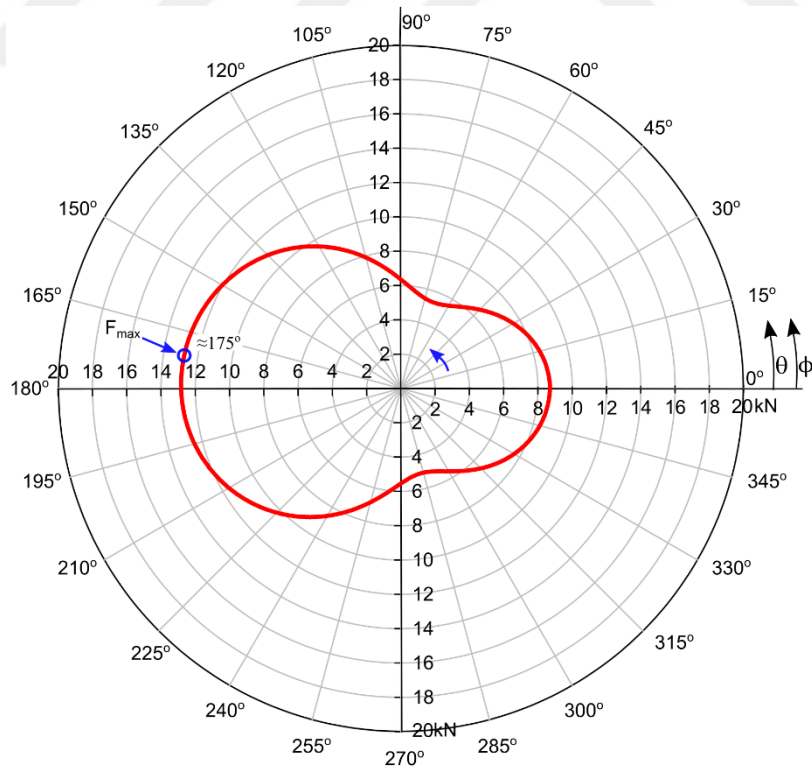
Yorulma deneyleri, ilk yorulma çatlak tespit edilene veya 100 saatlik çalışma süresine ulaşıncaya kadar Bölüm 2.1.4'te açıklanan deney metodolojisine göre gerçekleştirilmiştir. Yorulma testleri, bir rodaj aşaması ve ardından gelen test aşaması olmak üzere iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Rodaj aşaması, ilk $3,6 \times 10^4$ yük çevrimi boyunca üç adımda uygulanmıştır. Her adım, $1,2 \times 10^4$ yük çevrimi sürmüştür ve uygulanan dinamik yükün genliği kademeli olarak artırılmıştır. Rodaj aşamasının tamamlanmasının ardından test aşamasına geçilmiştir (bkz. Şekil 55).



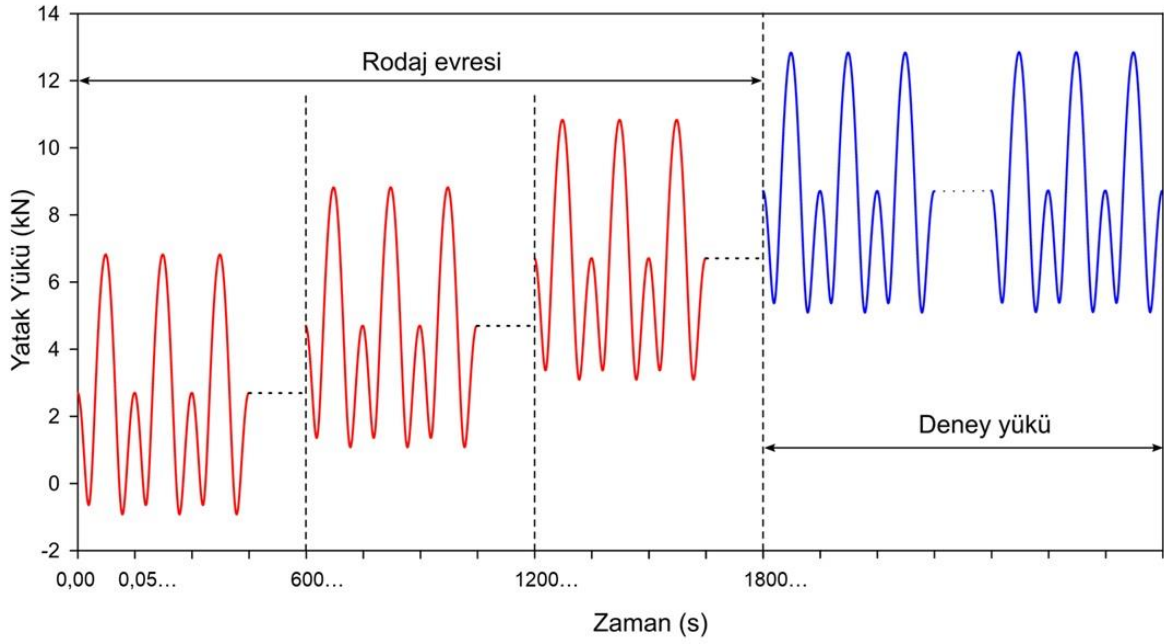
Şekil 52. Grup-I deneylerinde yatağa etki eden piston yüklerinin bir periyot boyunca zamana veya krank açısına ($\phi = \omega \cdot t$) göre değişimi



Şekil 53. Grup-I deneylerinde yatağa etki eden yatay ve düşey yük bileşenleri ve bu bileşenlerden elde edilen toplam (bileşke) yükün krank açısına göre değişimi



Şekil 54. Grup-I deneylerinde yatağa etki eden toplam yükün polar grafiğı



Şekil 55. Grup-I yorulma deneylerin test süreci

Tablo 14’te Grup-I yorulma deneylerinden elde edilen ilk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayıları verilmiştir. Bu tabloda, yatak genişliği (L), yatak numunelerine uygulanan yükün maksimum değeri (F_{max}), yataklama alanı (LxD), spesifik yatak yükü ($\bar{p}_{dyn_{max}}$) ve ilk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı (N_f) yer almaktadır. ($\bar{p}_{dyn_{max}}$), kaymalı yatak uygulamalarında yorulma hasarının değerlendirilmesinde yaygın olarak kullanılan ölçütlerden biridir (Lang, 1977; Martin vd., 1981; Sous vd., 2016). Bu değer, ($\bar{p}_{dyn_{max}}$) aşağıda verilen eşitlik ile belirlenir.

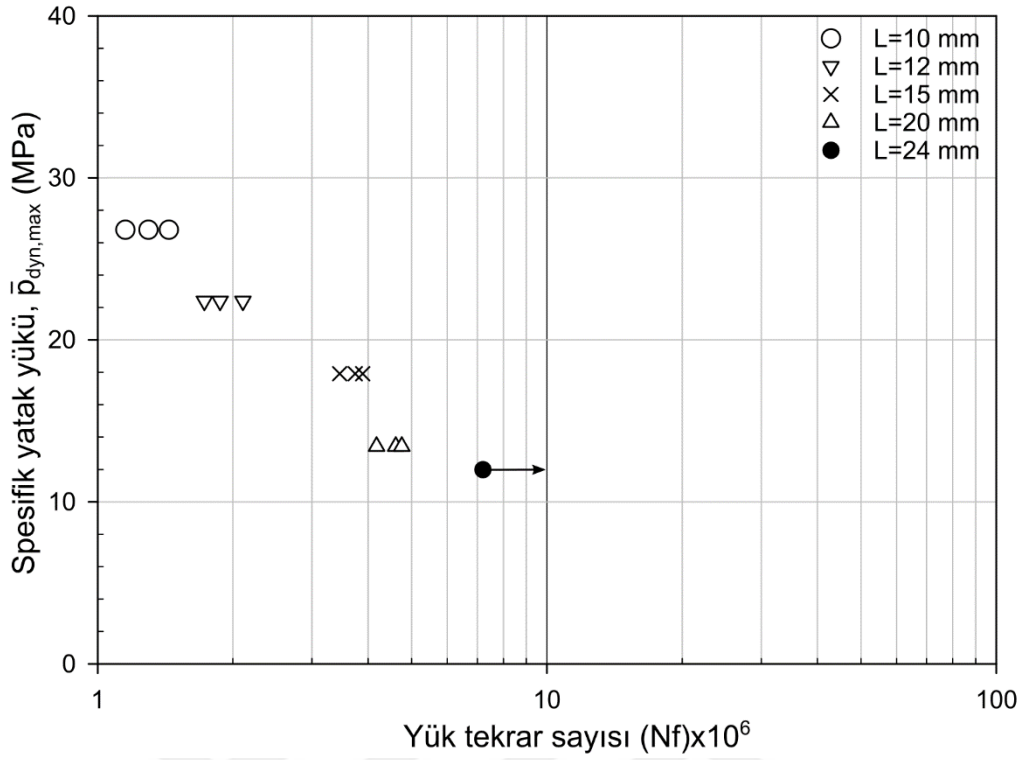
$$\left(\bar{p}_{dyn_{max}}\right) = F_{max}/LxD \quad (37)$$

‘Grup-I’ deney grubunda gerçekleştirilen yorulma testleri sonucunda, uygulanan spesifik yatak yükü ile elde edilen ilk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı arasındaki ilişki Şekil 56’da verilmiştir. Ayrıca, her bir yük seviyesi için hesaplanan ortalama ilk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı ile buna karşılık gelen standart sapma değerleri de Şekil 57’de verilmiştir. Bu değerler sırasıyla, $L = 10$ mm yatak genişliğinde $N_f = 1,296 \times 10^6$ yük tekrarı, $L = 12$ mm yatak genişliğinde $N_f =$

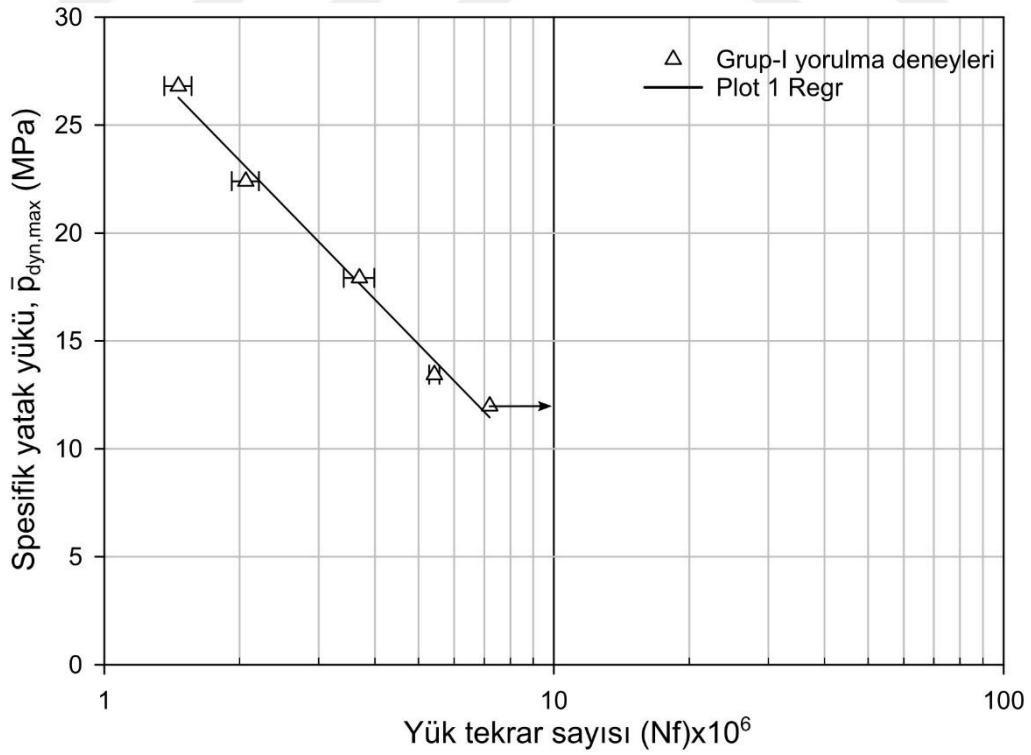
1,872x10⁶ yük tekrarı, L = 15 mm yatak genişliğinde N_f = 3,696x10⁶ yük tekrarı ve L = 20 mm yatak genişliğinde N_f = 4,512x10⁶ yük tekrarı olarak belirlenmiştir. Buna karşın, L = 24 mm yatak genişliğinde gerçekleştirilen deneylerde 100 saatlik çalışma süresi (7,2x10⁶ tekrar) sonunda herhangi bir yorulma hasarı gözlemlenmemiştir. Deney yataklarının ortalama yüzey pürüzlüğü (R_a) ile ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı arasındaki ilişki Şekil 58’de sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, yüzey pürüzlüğü arttıkça ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısının azaldığını ortaya koymaktadır. Bu bulgu, literatürde sıkça vurgulanan yorulma ömrü ile yüzey pürüzlüğü arasındaki ilişkiyi desteklemektedir. Yüzey pürüzlüğündeki artış, gerilme yığılmalarını artırarak yüzey çatlaklarının başlama ve ilerleme olasılığını yükseltmekte, bu da ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısının azalmasına neden olmaktadır. Örneğin, L = 10 mm yatak genişliğine sahip numunelerle gerçekleştirilen deneylerde, R_a = 0,345 µm olan bir yatakta yük tekrar sayısı N_f = 1,44x10⁶ yük tekrarı olarak tespit edilmiştir. Buna karşılık, R_a = 0,375 µm yüzey pürüzlüğüne sahip bir diğer yatakta ise yük tekrar sayısı N_f = 1,152x10⁶ yük tekrarı olarak belirlenmiştir.

Tablo 15. Grup-I deney grubunda gerçekleştirilen yorulma testlerinden elde edilen sonuçlar

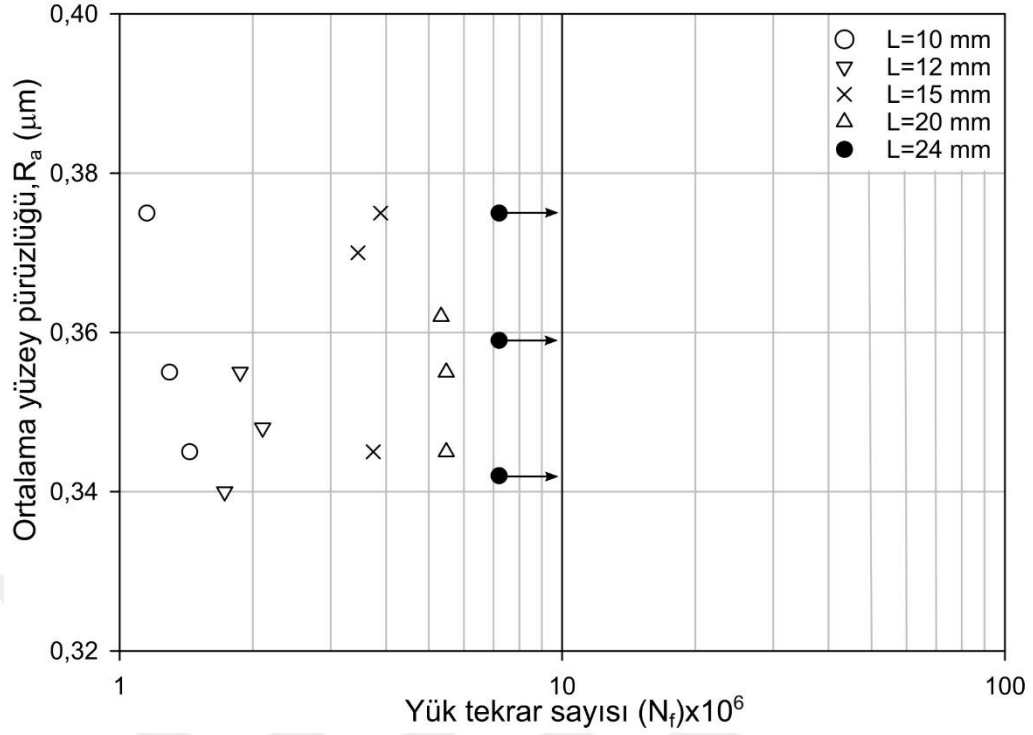
Numune kodu	Yatak genişliği (mm)	Yatak yükünün maksimum Genliği F _{max} (kN)	\bar{p}_{max}^{dyn} (MPa)	İzdüşüm alanı LXD (mm ²)	İlk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen	
					Çalışma Süresi (saat)	Yük Tekrarı (x10 ⁶)
G1-A10					≈ 16 saat	1,152x10 ⁶
G1-B10	10 mm	12,82	26,8	477	≈ 18 saat	1,296x10 ⁶
G1-C10					≈ 20 saat	1,440x10 ⁶
G1-A12					≈ 26 saat	1,872x10 ⁶
G1-B12	12 mm	12,82	22,39	572,4	≈ 24 saat	1,728x10 ⁶
G1-C12					≈ 28 saat	2,106x10 ⁶
G1-A15					≈ 48 saat	3,456x10 ⁶
G1-B15	15 mm	12,82	17,91	715,5	≈ 52 saat	3,744x10 ⁶
G1-C15					≈ 54 saat	3,888x10 ⁶
G1-A20					≈ 58 saat	4,176x10 ⁶
G1-B20	20 mm	12,82	13,43	954	≈ 64 saat	4,608x10 ⁶
G1-C20					≈ 66 saat	4,752x10 ⁶
G1-A24					≈ 100 saat üzeri	7,200x10 ⁶
G1-B24	24 mm	12,82	11,98	1144,8	≈ 100 saat üzeri	7,200x10 ⁶



Şekil 56. Grup-I deney grubunda gerçekleştirilen yorulma testleri sonuçları: Spesifik yatak yükü-yük tekrar sayısı arasındaki ilişki



Şekil 57. Spesifik yatak yükü -ortalama yük tekrar sayısı arasındaki ilişki ve buna karşılık gelen standart sapmalar (Grup-I deney sonuçları)



Şekil 58. Grup-I deney grubundaki yatak numunelerine ait yüzey pürüzlülüğü değerleri ile elde edilen yorulma ömürleri arasındaki ilişki

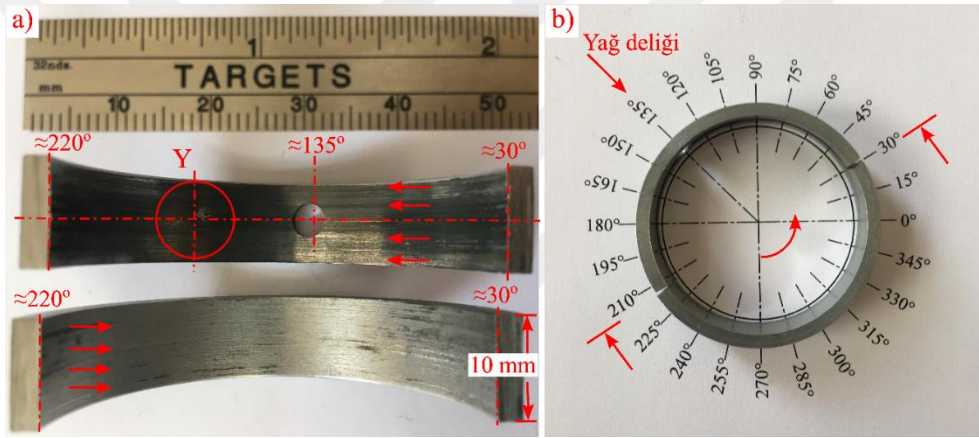
Deneyle sonrasında, her bir test koşuluna ait numune grubu içerisinde rastgele bir numune seçilmiş ve bu numuneler yüzey karakterizasyonu için OM, SEM ve EDS yöntemleri kullanılarak detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. Yatak yüzeyinde oluşan yorulma çatlakları, çatlakların ilerleme yönleri, aşınma izleri ve diğer olası hasar türleri ayrı ayrı incelenmiş ve yüzeyde meydana gelen hasarların konumları detaylı olarak belirlenmiştir.

3.5.1. 10 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular

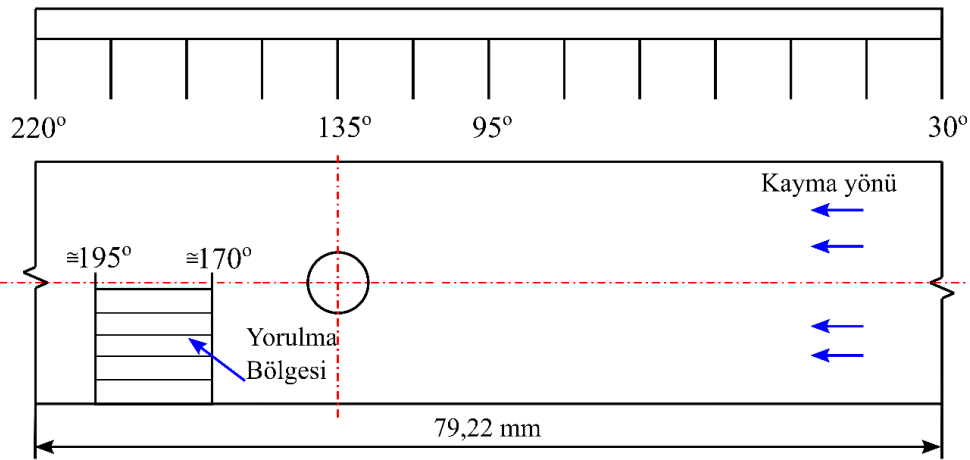
10 mm genişliğindeki yataklar üzerinde gerçekleştirilen yorulma deneyleri sonrasında, yatak numuneleri arasından seçilen bir yatağın yaklaşık olarak iki parçaya kesilmiş görüntüsü ($\theta \cong 30^\circ - 220^\circ$ ve $\theta \cong 220^\circ - 30^\circ$) Şekil 59'da sunulmuştur. Şekilden de anlaşılacağı üzere, yatağın çevresel açı aralığı $\theta \cong 30^\circ$ ile $\theta \cong 220^\circ$ arasında kalan bölgede belirgin renk değişimleri ile yorulma kaynaklı hasar izleri gözlemlenmiştir. Bu bölgede oluşan siyah renkli birikintilerin yüzeye yapışmış şekilde buldukları ve çıplak gözle kolaylıkla ayırt edilebildiği görülmektedir. Söz konusu birikim ve hasar izlerinin, özellikle en büyük yatak yükünün olduğu bölgeye yakın konumda daha yoğun bir şekilde oluştuğu

tespit edilmiştir. Bu bölge, yatağa uygulanan dinamik yükün maksimum seviyeye ulaştığı $\phi \cong 352,5^\circ$ konumu olarak belirlenmiştir. Buna karşılık, yatağın $\theta \cong 220^\circ$ ile $\theta \cong 30^\circ$ arasındaki yüzey bölgesinde herhangi bir yüzey hasarı veya belirgin bir yapısal değişim gözlenmemiştir (bkz. Şekil 59a).

Yatak yüzeyinde yorulma çatlaklarının yoğunlaştığı alanların belirlenmesi ve çatlakların ilerleme yönlerinin tespit edilmesi amacıyla detaylı bir analiz gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, hasarlı bölgeyi tamamen kapsayacak şekilde $10 \times 15 \text{ mm}^2$ boyutlarında bir numune çıkarılmıştır. OM ile gerçekleştirilen incelemeler sonucunda, yorulma kaynaklı çatlak oluşumunun yatağın çevresel açı aralığı $\theta \cong 170^\circ$ ile $\theta \cong 195^\circ$ arasında yoğunlaştığı tespit edilmiştir. Söz konusu bölgeye ait konumsal gösterim Şekil 60'ta sunulmuştur.

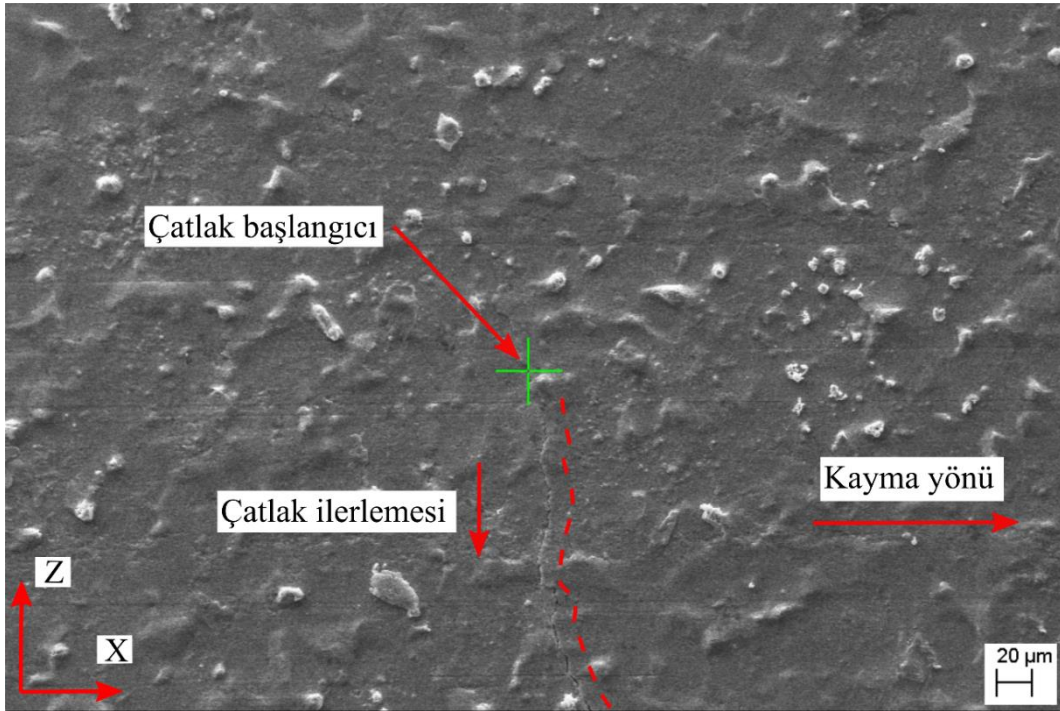


Şekil 59. Genişliği 10 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görünümü

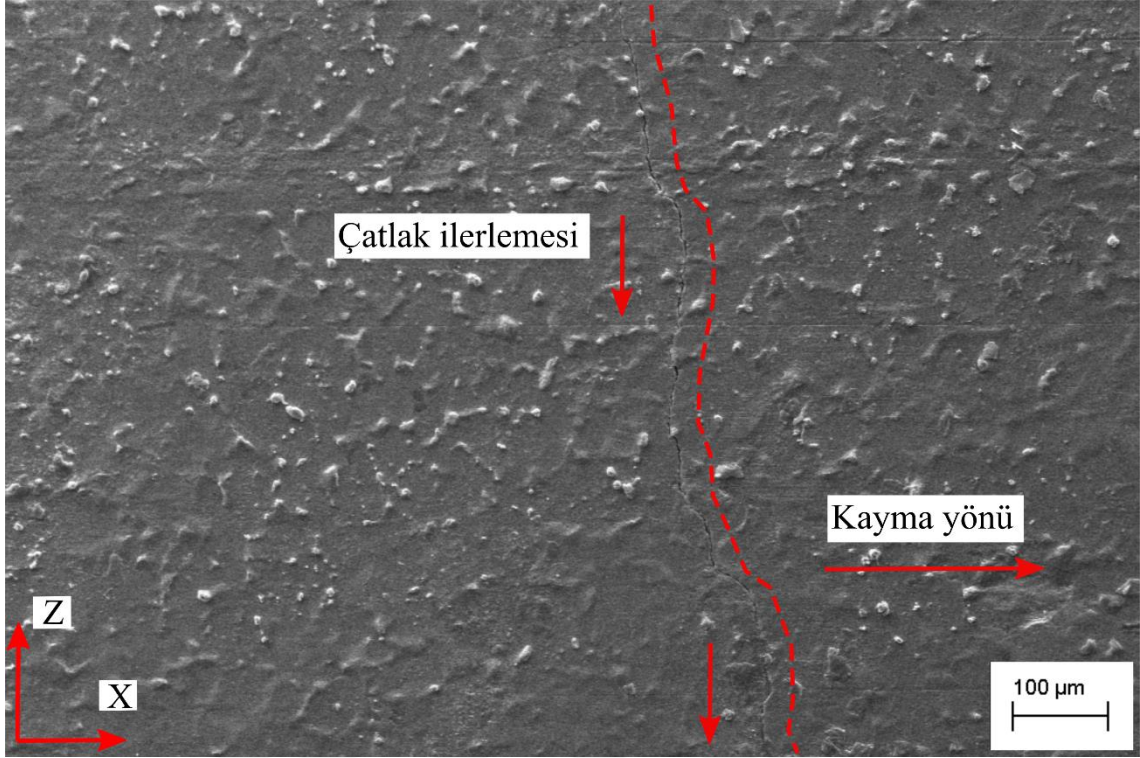


Şekil 60. 10 mm genişliğindeki yatakta yüzey yorulma hasarının konumsal dağılımı

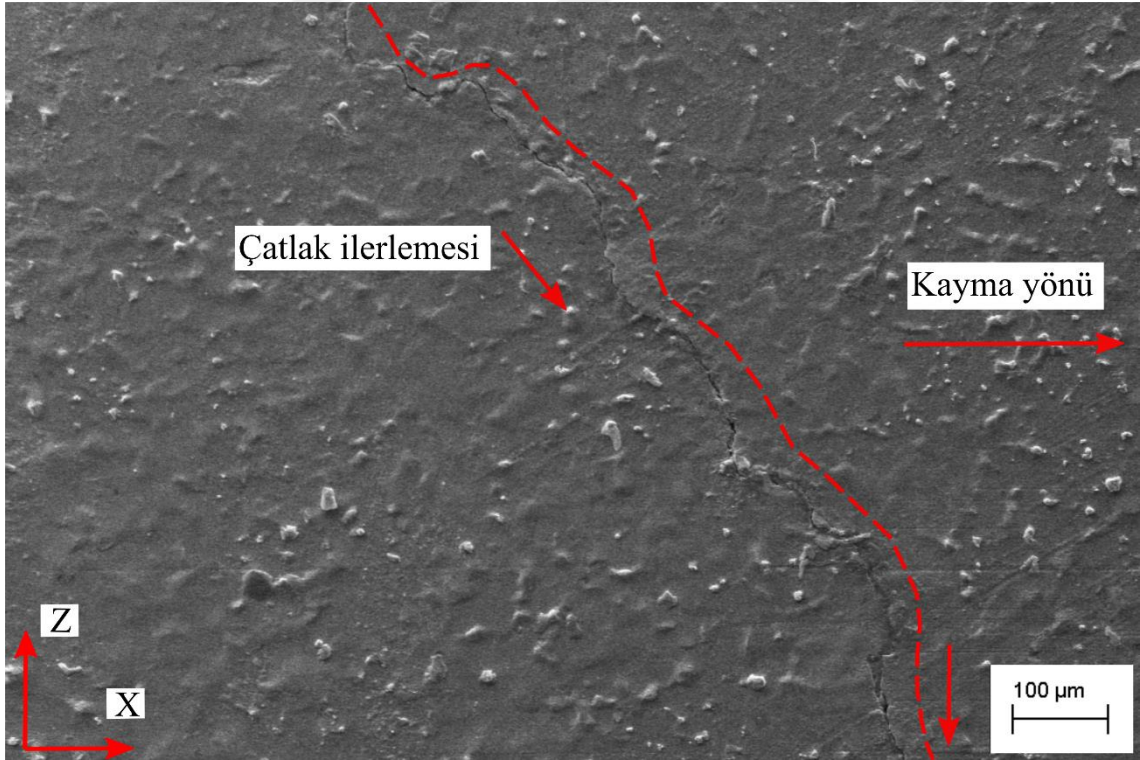
Yatak yüzeyinde oluşan çatlakların başlangıç noktalarını ve ilerleme eğilimlerini mikroyapısal düzeyde incelemek amacıyla, çatlak yoğunluğunun arttığı bölgeler SEM ile analiz edilmiştir. Bu kapsamda elde edilen SEM görüntüleri Şekil 61-66'da verilmiştir. Şekil 61'den görüldüğü üzere, ilk yorulma çatlağı yatağın orta bölgesine yakın bir konumda ($\theta \cong 170^\circ$) oluşmuş ve başlangıçta kayma yönüne dik doğrultuda (Z eksenı boyunca) ilerlemiştir. Şekil 62 ve Şekil 63'te sunulan SEM görüntülerinde ise, çatlağın zamanla hem kayma yönünde hem de kayma yönüne dik doğrultuda (X ve Z eksenlerinde) yatak yüzeyi boyunca yayılım gösterdiği açıkça görülmektedir. Başka bir ifadeyle çatlak zamanla kayma yönü doğrultusuna doğru yayılarak çok eksenli bir yayılım göstermiştir. Şekil 64'te verilen SEM görüntüsü, yorulma çatlağının ilerlemesiyle birlikte ana çatlak hattının daha belirgin hâle geldiğini ve çatlak yüzeyi boyunca lokal çukurcuk (*pitting*) oluşumlarına rastlandığını ortaya koymaktadır. Ayrıca, çatlağın ilerleme yönünde yüzeyde parlatma (*polishing*) izleri tespit edilmiştir. Bu izlerin, yeni oluşan çatlak içerisine yağın zorla itilmesi sonucu, çatlağın önündeki yüzeyin hafifçe yükselmesiyle ortaya çıktığı; yükselen bu bölgenin mil yüzeyiyle sürekli temas etmesi nedeniyle aşınmaya maruz kaldığı ve bunun da parlatılmış bir yüzey oluşumuna yol açtığı değerlendirilmektedir. Artan yüklemle döngüleriyle birlikte çatlağın, yatağın kenar bölgesine doğru ilerlediği ise, Şekil 65'te net bir biçimde izlenebilmektedir.



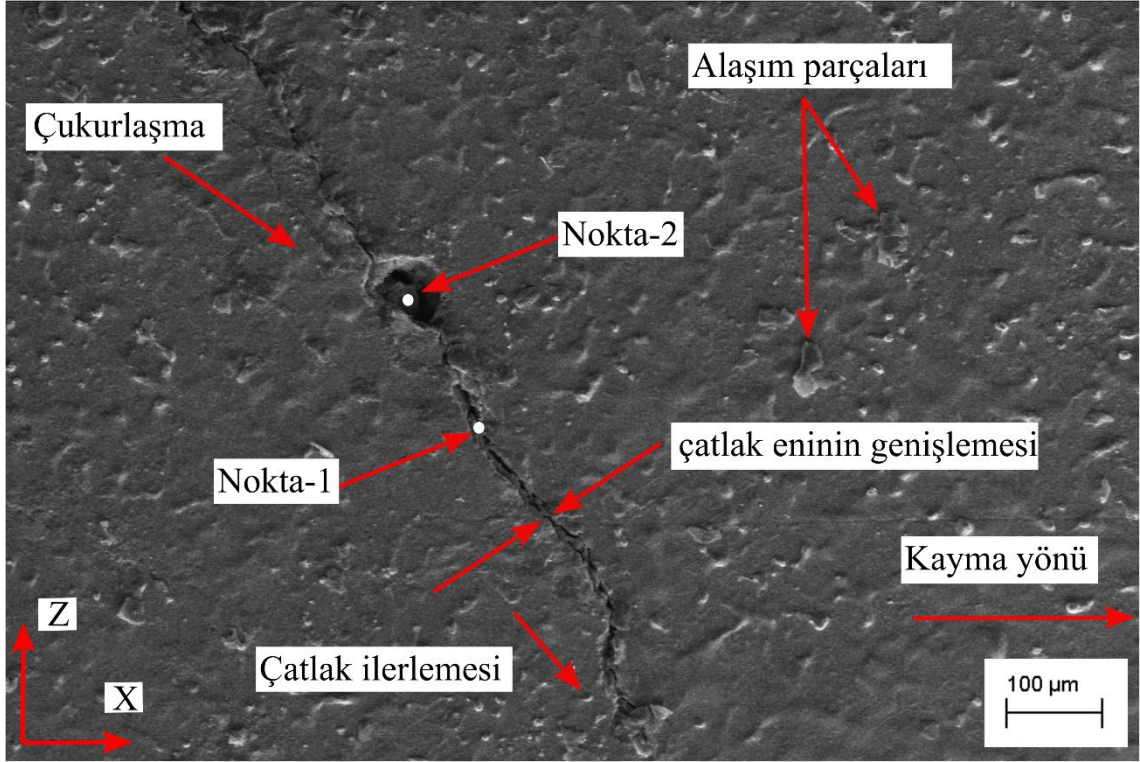
Şekil 61. 10 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



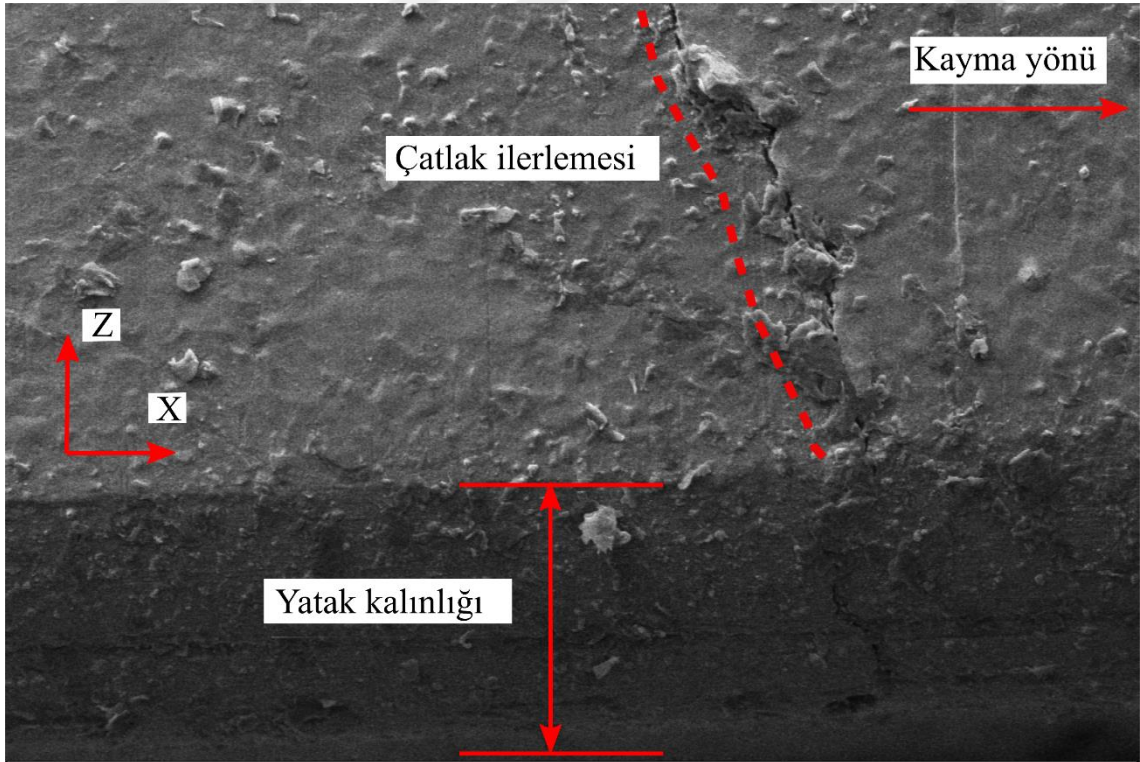
Şekil 62. 10 mm genişliğindeki yatakta çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



Şekil 63. 10 mm genişliğindeki yatakta çatlağın çok eksenli bir yayılım sergilediğini gösteren SEM görüntüsü

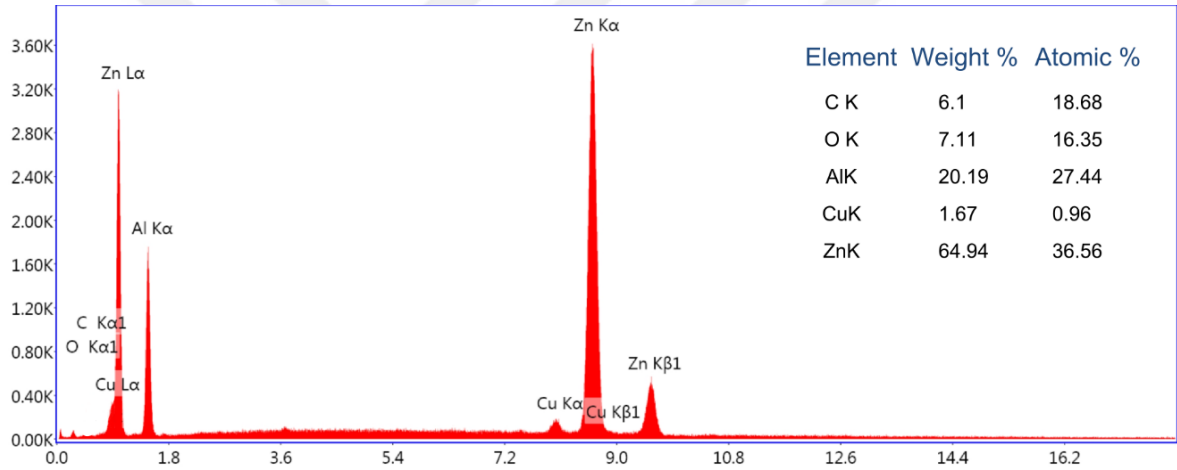


Şekil 64. Yorulma çatlakı boyunca gözlemlenen çukurcuk (*pitting*) tipi yüzey hasarına ait SEM görüntüsü

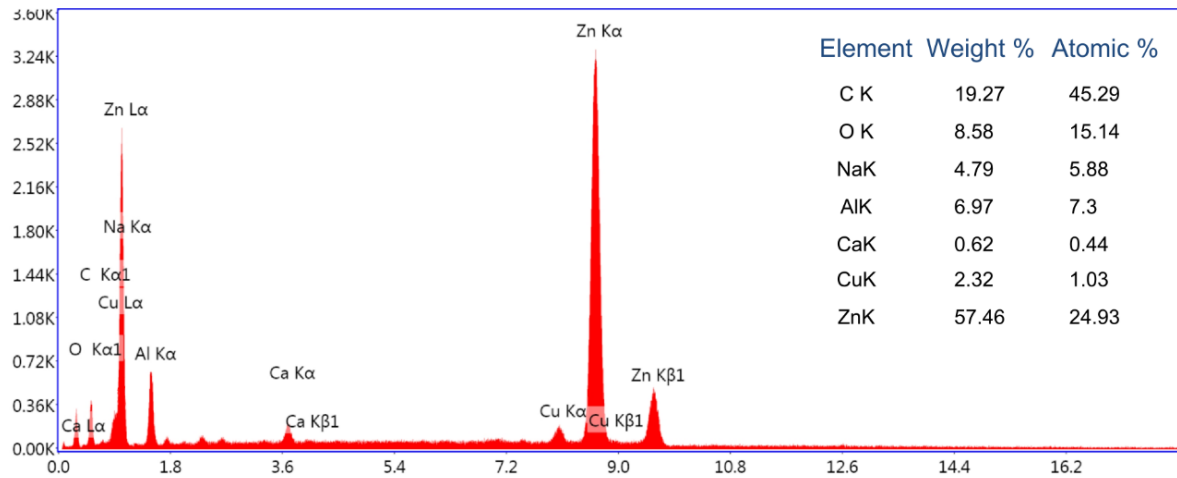


Şekil 65. 10 mm genişliğindeki yatakta yatak kenarına yönelen çatlakla ilgili SEM görüntüsü

Yorulma çatlağının oluşumunu tetikleyen ve yayılımını etkileyen elementel dağılım, EDS yöntemiyle analiz edilmiştir. Bu amaçla, çatlak izi üzerinden iki farklı bölge seçilmiştir. Nokta-1 ana yorulma çatlağı üzerinde, Nokta-2 ise çukurcuk oluşumunun gözlemlendiği alanda konumlandırılmıştır (bkz. Şekil 64). EDS analizine ait spektrumlar Şekil 66 ve Şekil 67’de sunulmuştur. Analiz sonuçlarına göre, ana çatlak bölgesinde ZA-27 alaşımının temel bileşenleri olan çinko (Zn, %64,94), alüminyum (Al, %20,19) ve bakır (Cu, %1,67) elementlerinin yanı sıra, karbon (C, %6,1) ve oksijen (O, %7,11) elementleri de tespit edilmiştir. Buna karşılık, çukurcuk hasarının gözlemlendiği bölgede Zn (%57,46), Al (%6,97) ve Cu (%2,32) oranlarında düşüş gözlenirken, C (%19,27) ve O (%8,58) oranlarında belirgin bir artış saptanmıştır. Ayrıca yalnızca çukurcuk bölgesine ait analizde sodyum (Na, %4,79) ve kalsiyum (Ca, %0,62), elementleri de tespit edilmiştir.

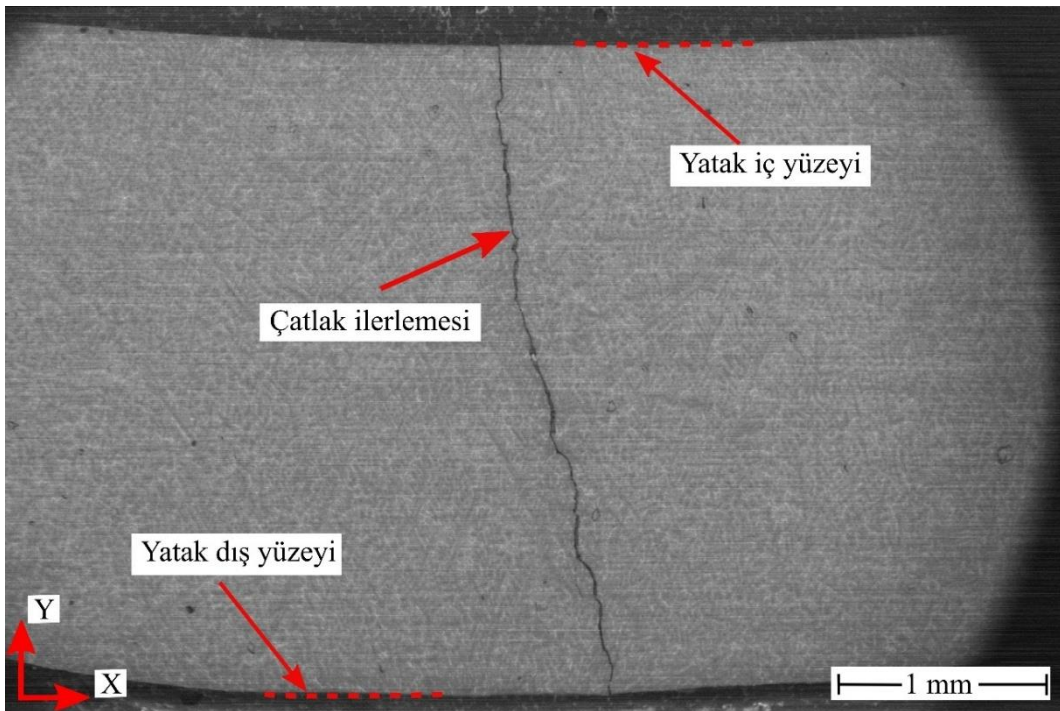


Şekil 66. Ana yorulma çatlağı üzerinden alınan EDS analiz sonuçları

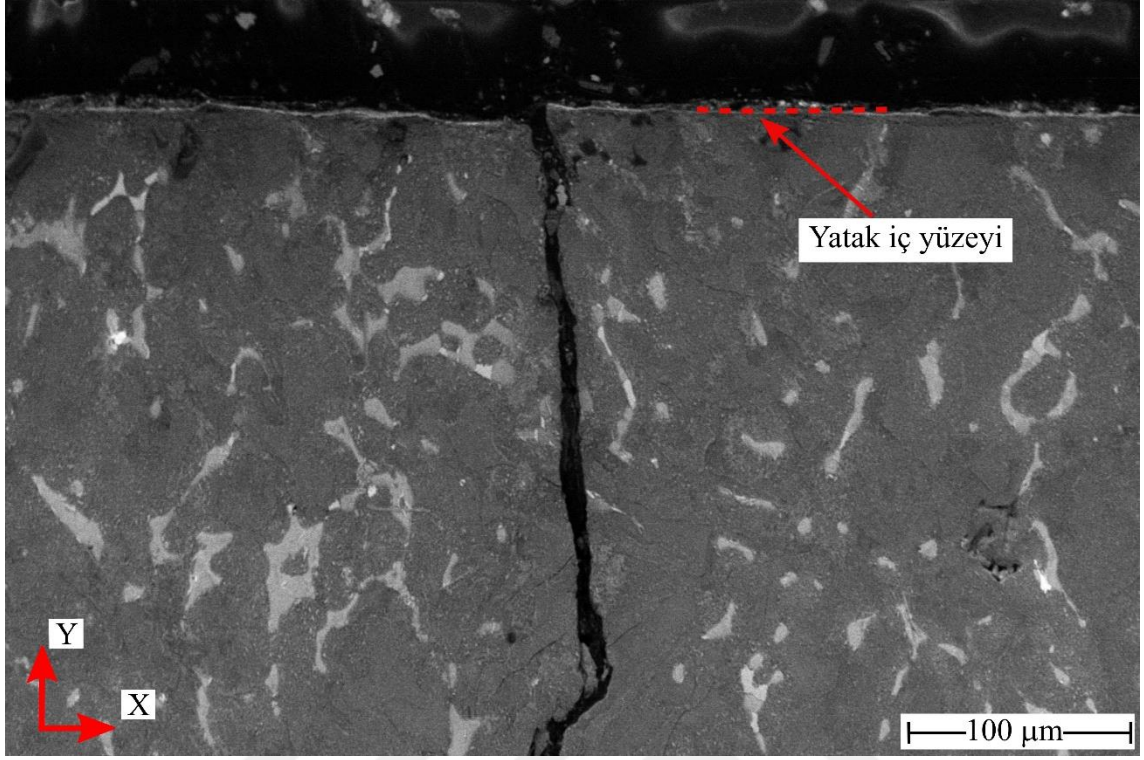


Şekil 67. Çukurcuk hasarının meydana geldiği bölgeden alınan EDS analiz sonuçları

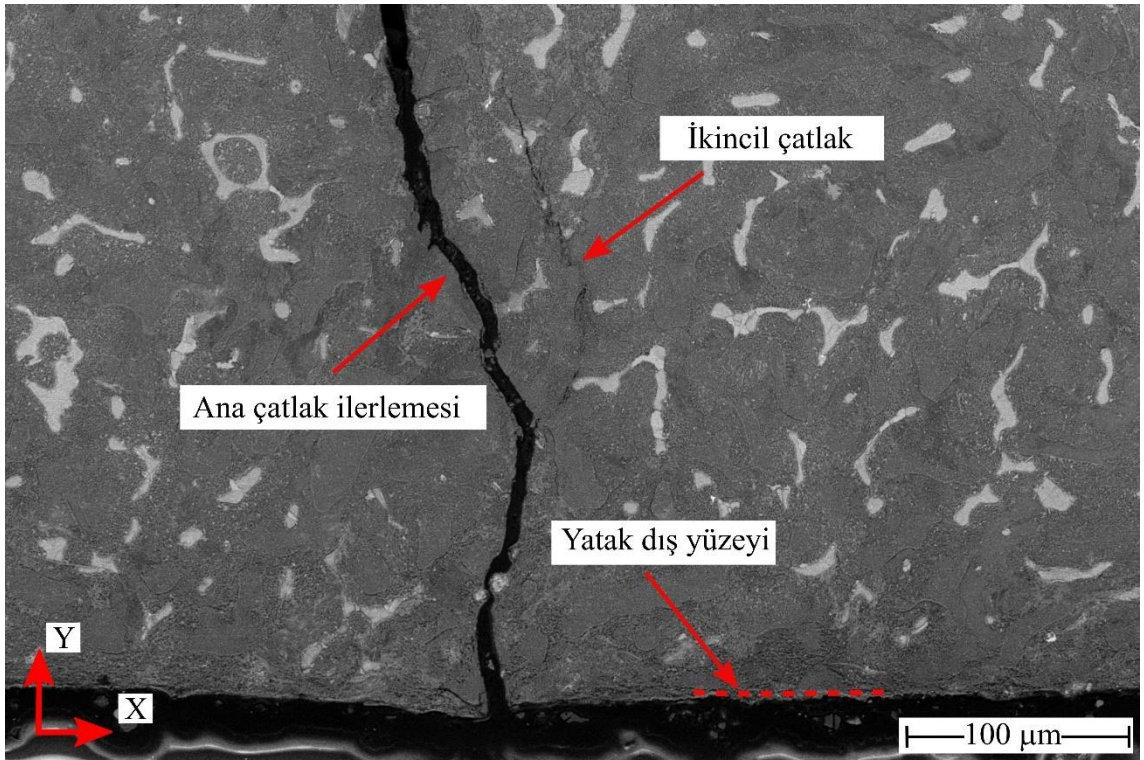
10 mm genişliğindeki yatak numunesinde yorulma çatlaklarının kesit boyunca ilerleme davranışını incelemek amacıyla, çatlak morfolojisinin korunmasına özen gösterilerek numune uygun şekilde kesilmiş ve bakalit içerisine alınarak numune hazırlığı gerçekleştirilmiştir. Daha sonra yüzeyler, %5 nitrik asit ve %95 alkol karışımından oluşan nital çözeltisi ile dağlanmıştır. Şekil 68’de sunulan kesit görüntüsü, ana yorulma çatlağının yüzeyden yaklaşık 3 mm derinliğe kadar ilerlediğini ortaya koymaktadır. Şekil 69-71’de yer alan 100 μm ölçekli ve Şekil 72’de yer alan 30 μm ölçekli SEM görüntüleri, ana çatlağın hem tane sınırları boyunca yayıldığını hem de bazı bölgelerde dendritik yapıyı kırarak ilerlediğini göstermektedir. Ayrıca, çatlakların belirgin şekilde iki veya daha fazla kola ayrıldığı (*bifurcating*) gözlemlenmiştir. Bu durum, yorulma çatlaklarının mikroyapısal özelliklere duyarlı olarak çok yönlü bir ilerleme mekanizması sergilediğini göstermektedir. Nitekim yorulma çatlağı, bir tane sınırına ulaştığında yön değiştirerek iki veya daha fazla kola ayrılabilmekte ve farklı kristal yönelimlerine bağlı olarak çatlak ilerlemesi dallanarak devam etmektedir. SEM görüntüleri incelendiğinde, çatlağın belirgin bir şekilde iki yapıyı fiziksel olarak ayırmış olması, yalnızca mikro çatlak değil, ilerlemiş bir çatlak yayılma sürecine işaret etmektedir. Bu durumun yüksek çalışma yükü altında uzun süreli tekrarlanan yüklemeler sonucunda oluştuğu düşünülmektedir.



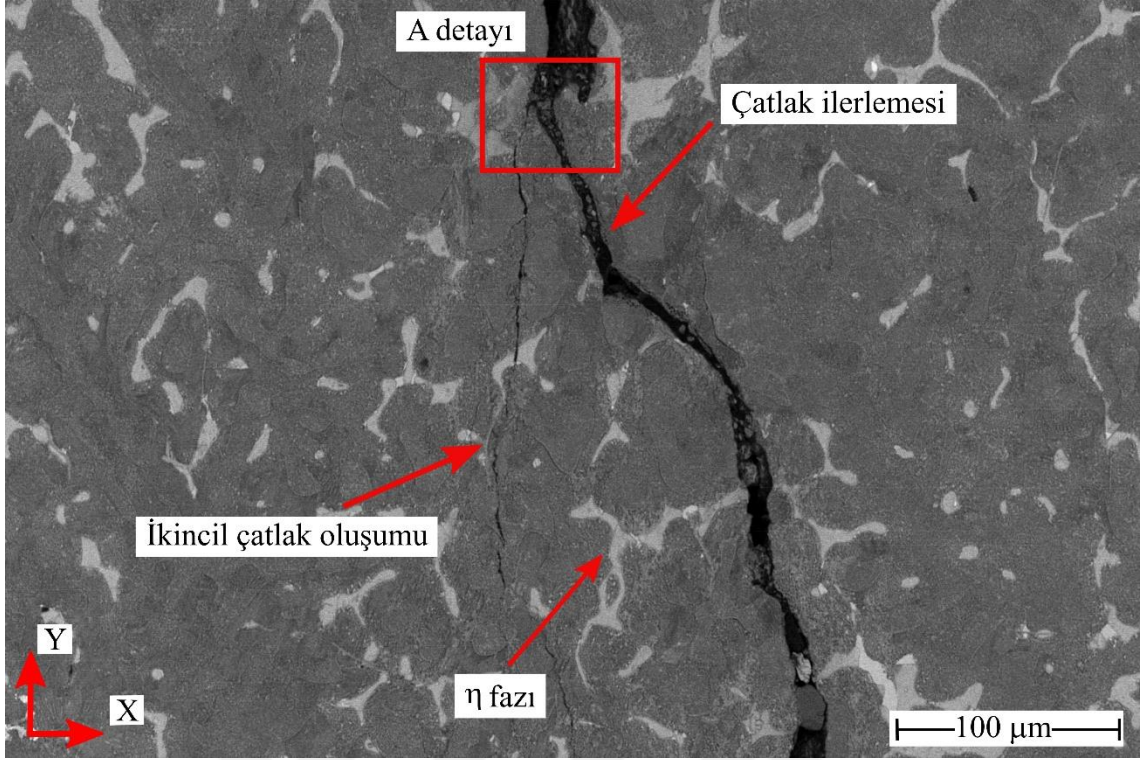
Şekil 68. 10 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının yatak kesiti boyunca ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



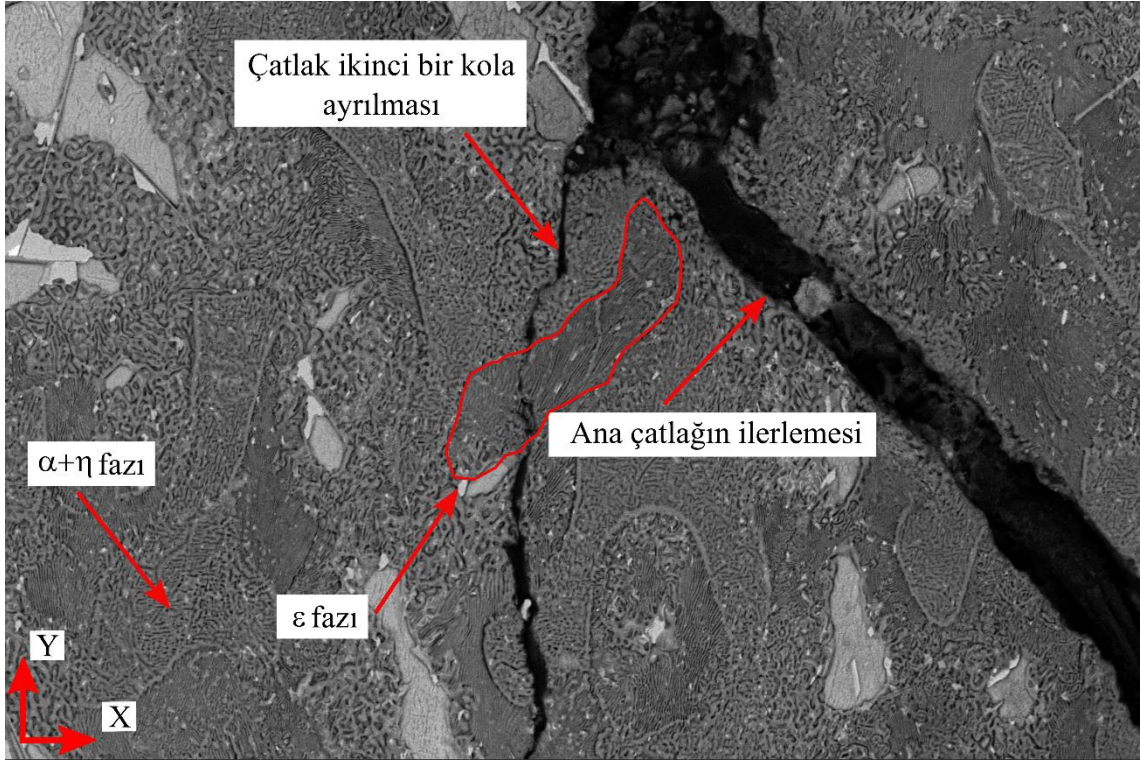
Şekil 69. Yorulma çatlaklarının yatak iç yüzeyinden başladığını gösteren SEM görüntüsü



Şekil 70. Yorulma çatlaklarının yatak dış yüzeyine ulaştığını gösteren SEM görüntüsü



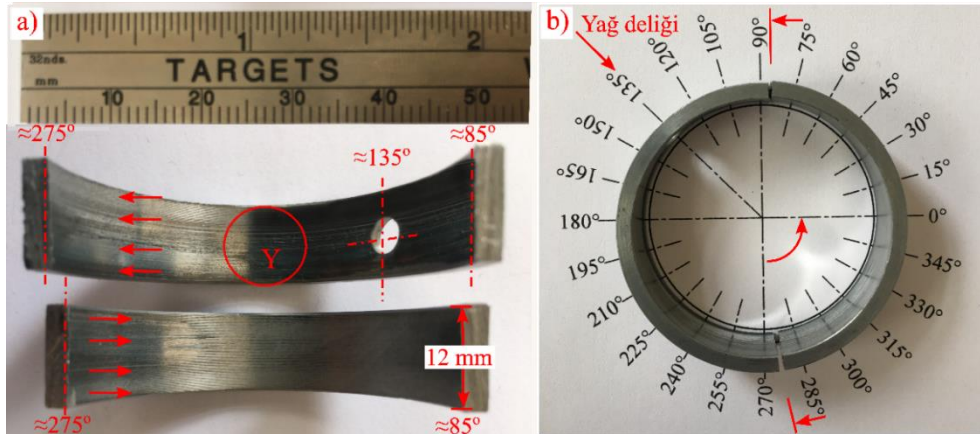
Şekil 71. Yatak kalınlığı yönünde ilerleyen çatlağın mikroyapısal detaylarını gösteren SEM görüntüsü



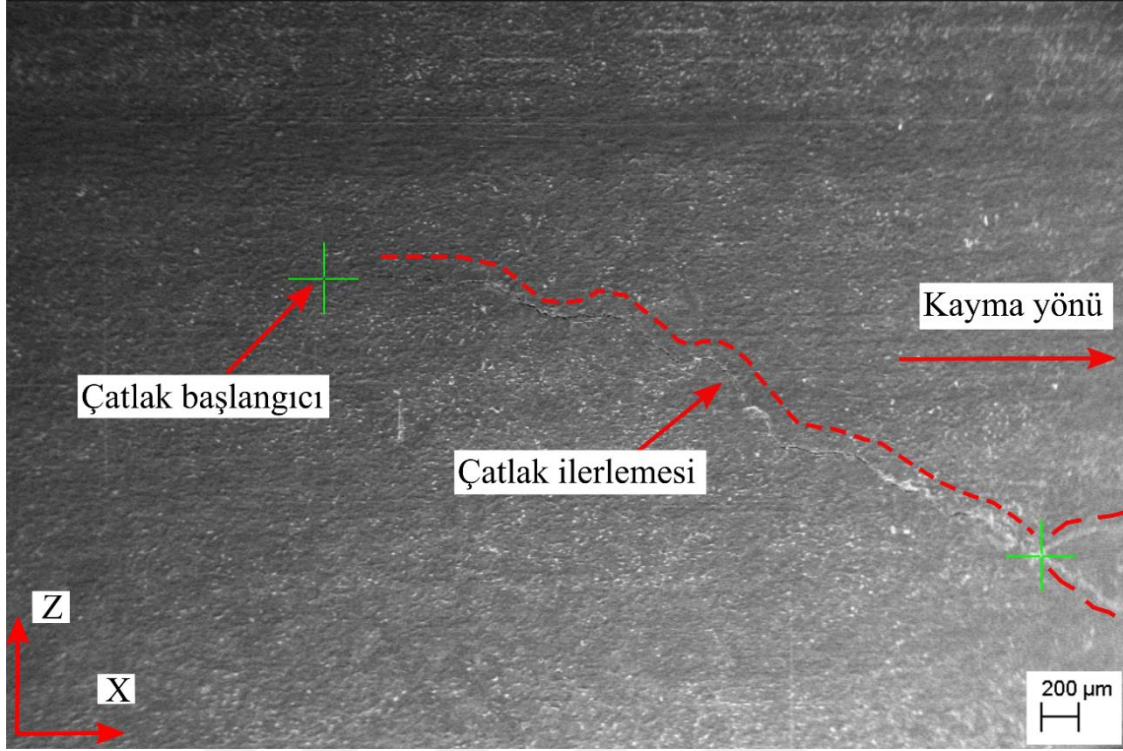
Şekil 72. Yatak kesitinde çatlak ilerlemesi ve ikincil çatlak oluşumuna ait SEM görüntüsü (A detayı)

3.5.2. 12 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular

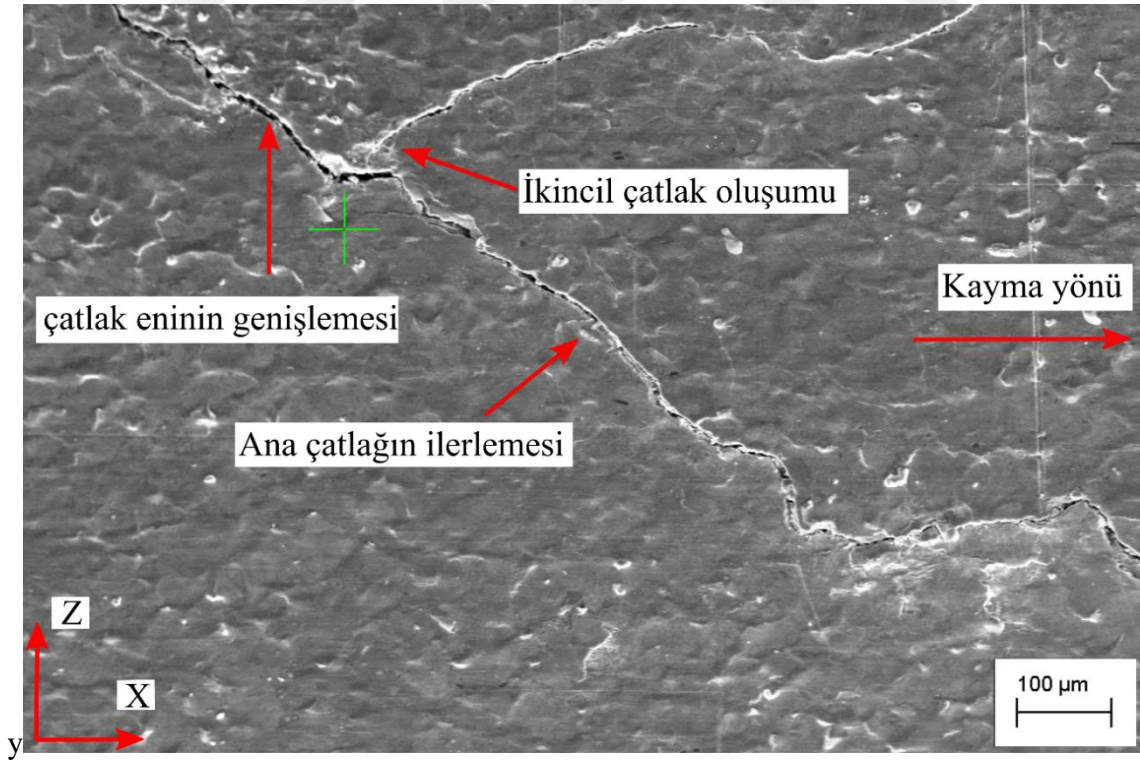
12 mm genişliğindeki yatak numuneleri üzerinde gerçekleştirilen yorulma deneyleri sonrasında, seçilen bir yatağa ait iki parçaya ayrılmış görünüm Şekil 73'te sunulmuştur ($\theta \cong 85^\circ - 275^\circ$ ve $\theta \cong 275^\circ - 85^\circ$). Kesilen yatak numunesi, hazırlanan cetvel üzerine yerleştirilmiş ve hasar oluşan bölgenin açısal konumu bu referansla belirlenmiştir (bkz. Şekil 73b). Şekilde de görülebileceği üzere, yatağın çevresel açısı $\theta \cong 85^\circ$ ile $\theta \cong 275^\circ$ arasında kalan bölgede belirgin yanma ve yorulma hasarı tespit edilmiştir. Bu bölgede, 10 mm genişliğindeki yataklarda da gözlemlenen şekilde, yüzeye yapışmış siyah renkli madde birikimi çıplak gözle kolaylıkla ayırt edilebilmektedir. Yatağın, $\theta \cong 275^\circ$ ile $\theta \cong 85^\circ$ arasındaki çevresel açısına denk gelen diğer kısmında ise belirli bölgelerde aşınma hasarı gözlemlenmiştir. Şekil 73a'da görüldüğü üzere, yatağın $\theta \cong 85^\circ - 275^\circ$ bölgesinden $20 \times 20 \text{ mm}^2$ boyutlarında bir numune çıkarılarak OM ile analiz edilmiştir. Yapılan görüntü analizleri sonucunda, yorulma hasarının $\theta \cong 165^\circ$ ile $\theta \cong 220^\circ$ çevresel açı aralığında yoğunlaştığı belirlenmiştir. Bu bölge, Şekil 74'te iki boyutlu olarak görselleştirilmiştir. Yorulma hasarının meydana geldiği bu bölge, yatağa uygulanan dinamik yükün neredeyse maksimum seviyeye ulaştığı bölgeye yakın bir konumda yer almakta olup, bu durum Şekil 54 ile desteklenmektedir.



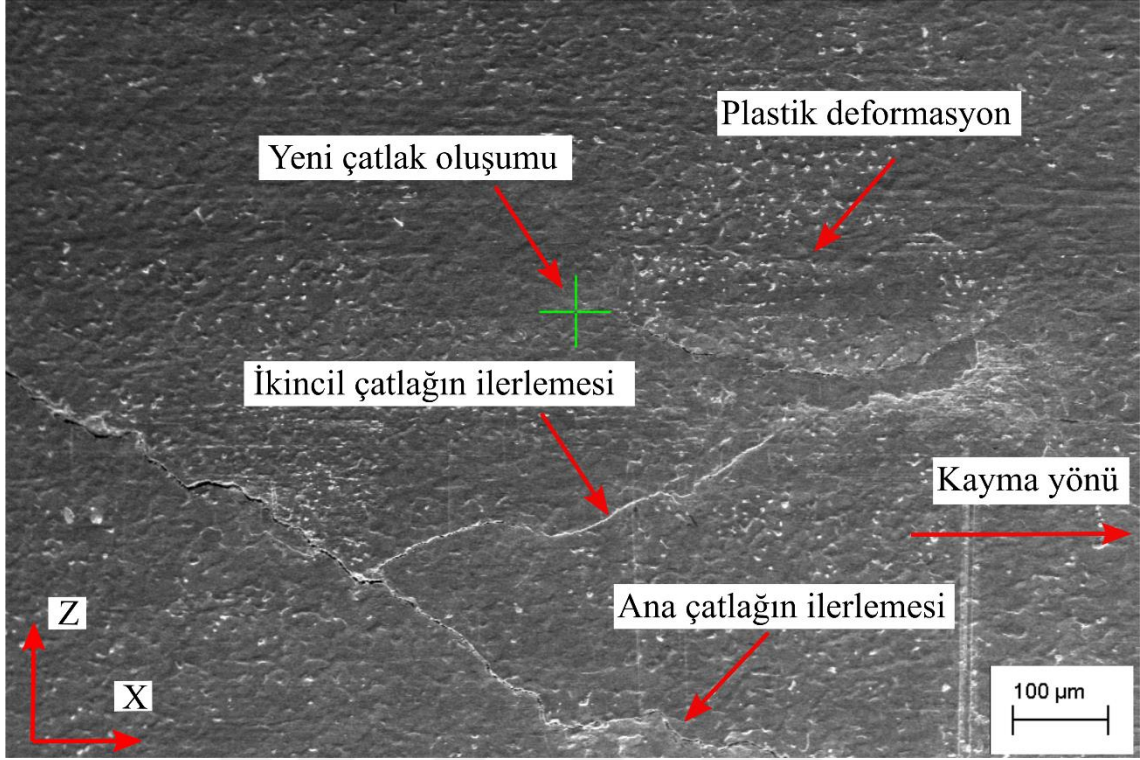
Şekil 73. Genişliği 12 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görüntüsü



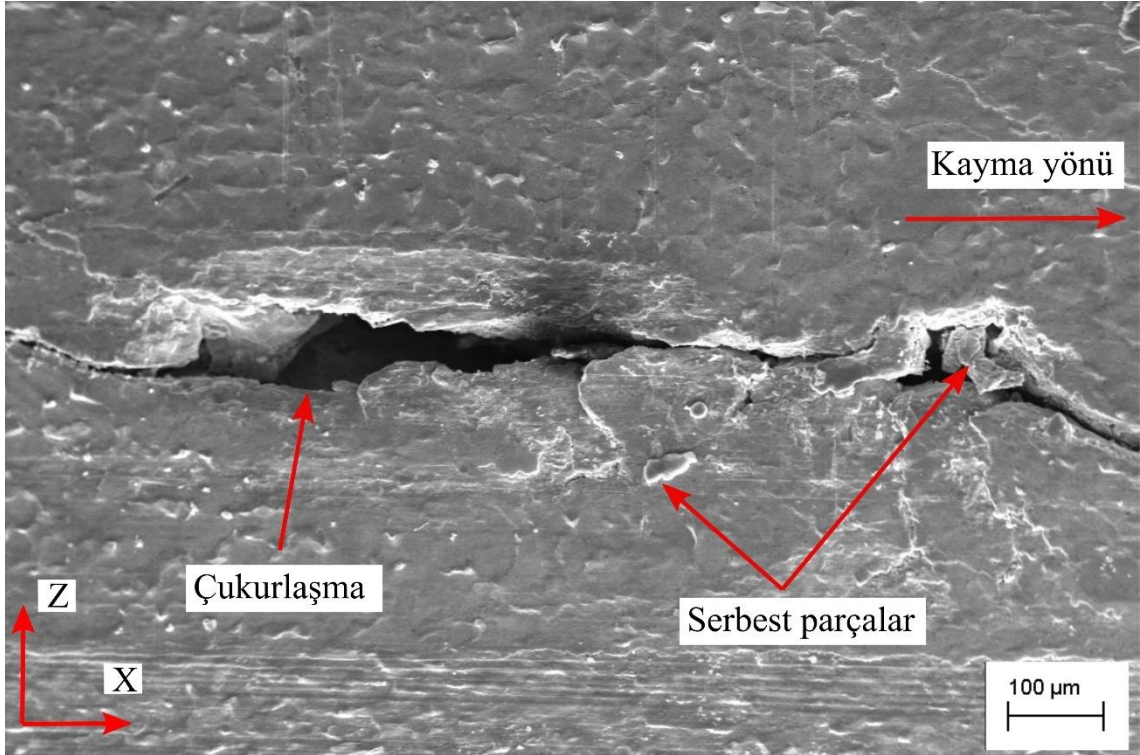
Şekil 75. 12 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



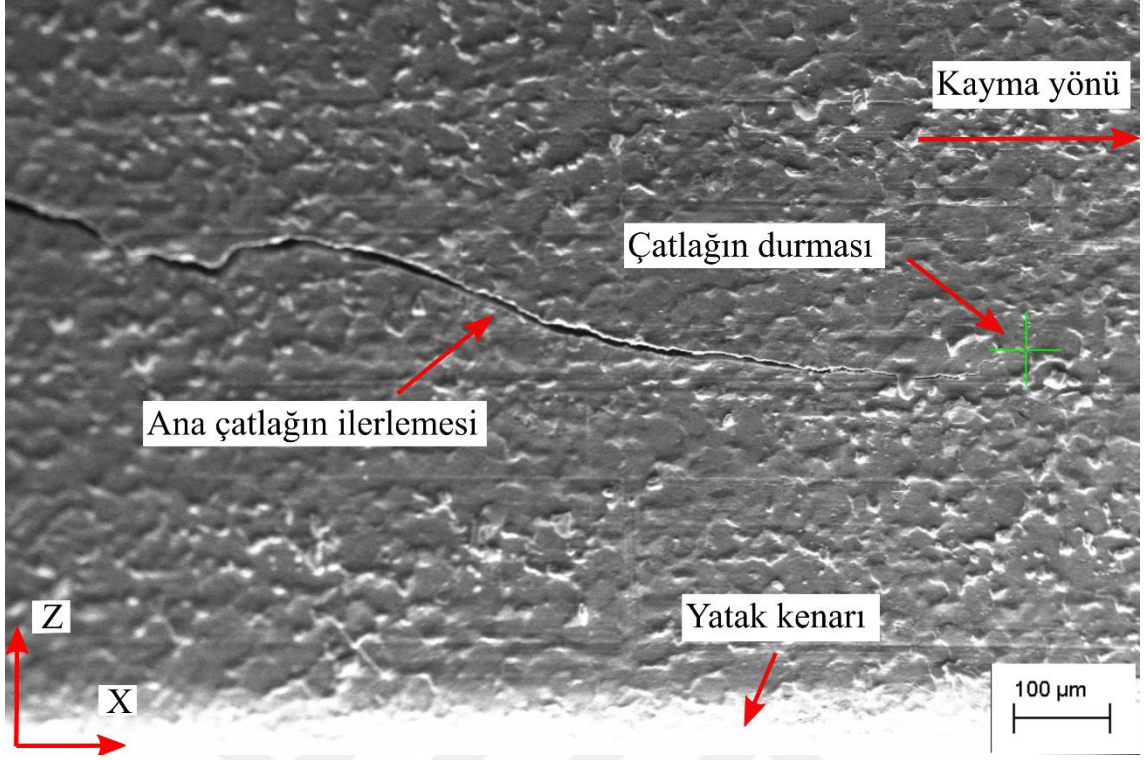
Şekil 76. 12 mm genişliğindeki yatakta çatlağın dallanarak ikincil çatlaklar oluşturmasını gösteren SEM görüntüsü



Şekil 77. 12 mm genişliğindeki yatakta ana çatlak ve ikincil çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



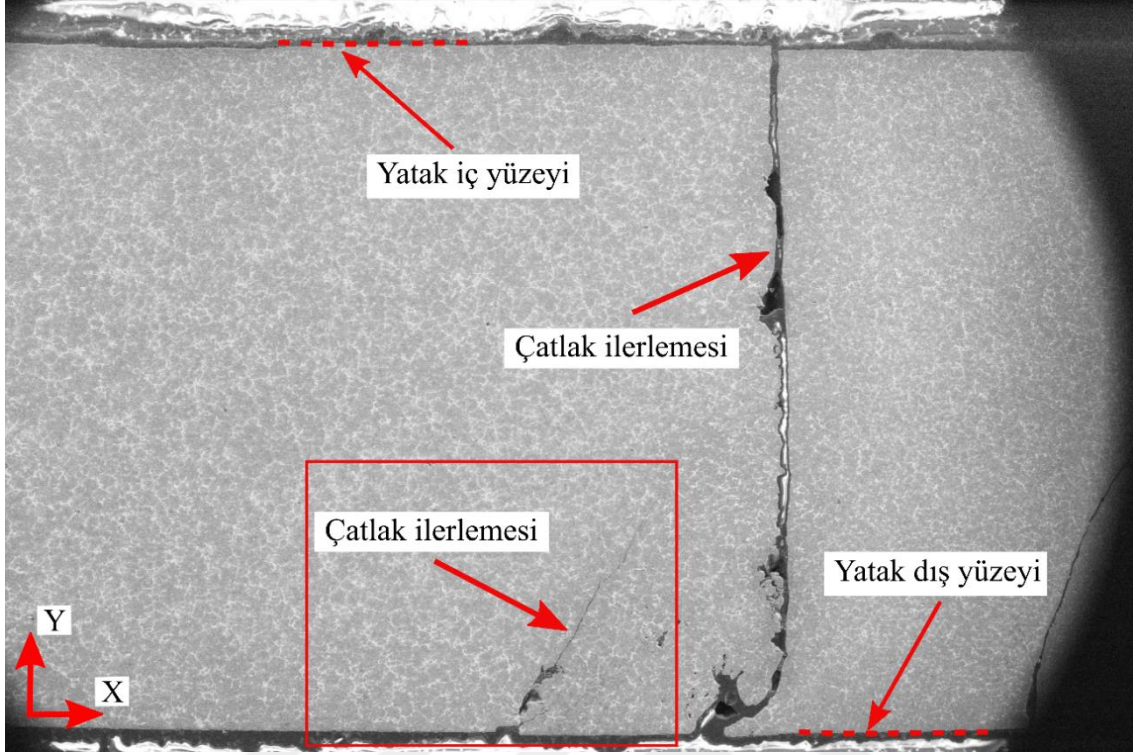
Şekil 78. 12 mm genişliğindeki yatakta çukurcuk oluşumunu gösteren SEM görüntüsü



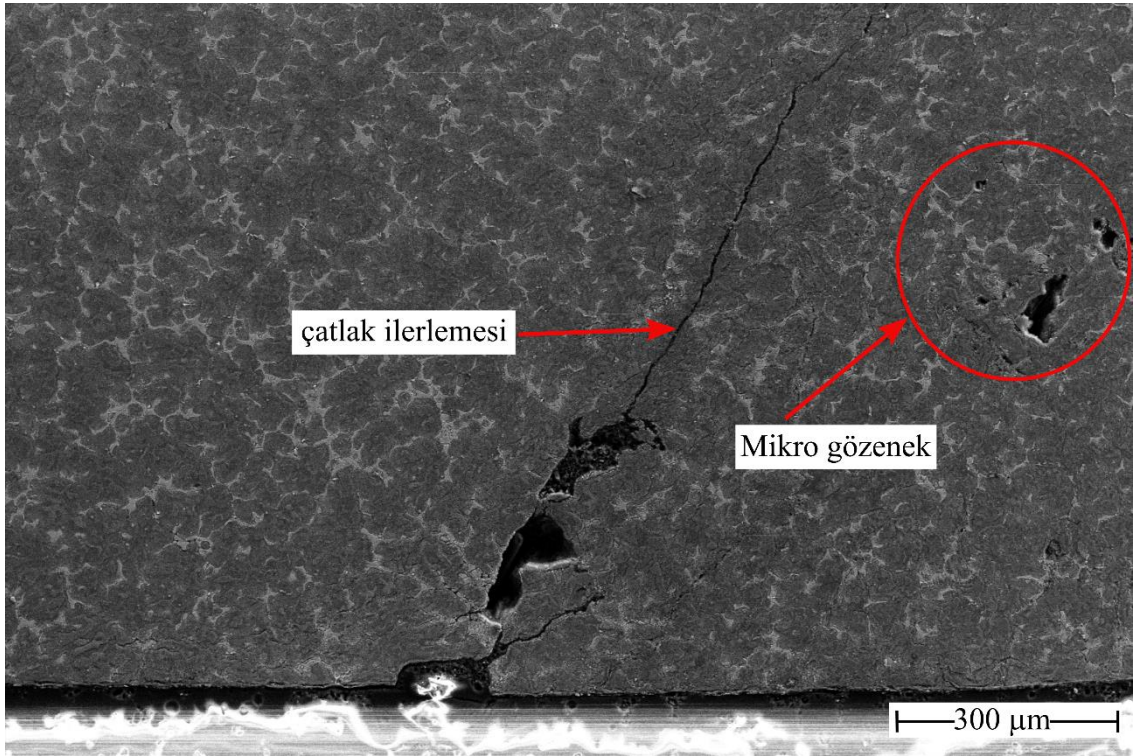
Şekil 79. 12 mm genişliğindeki yatakta çatlağın yatak kenarına doğru ilerlediğini gösteren SEM görüntüsü

Numune kesitinde meydana gelen mikroyapısal değişimlerin ve bu değişimlerin çatlak oluşumuna etkilerinin daha detaylı olarak değerlendirilebilmesi amacıyla, SEM analizleri hem düşük hem de yüksek büyütme seviyelerinde gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, Şekil 80-83'te, sunulan kesit yüzeyi SEM görüntüleri üzerinden bir numuneye ait mikroyapı detaylı biçimde incelenmiştir. Elde edilen bulgular, ana çatlağın yatak iç yüzeyinden başlayarak dış yüzeye doğru ilerlediğini açıkça ortaya koymaktadır. Bununla birlikte, yatak dış yüzeyinde yeni bir çatlak oluşumunun başladığı ve bu çatlağın zamanla iç bölgelere doğru kademeli bir şekilde yayıldığı da gözlemlenmiştir (bkz. Şekil 81).

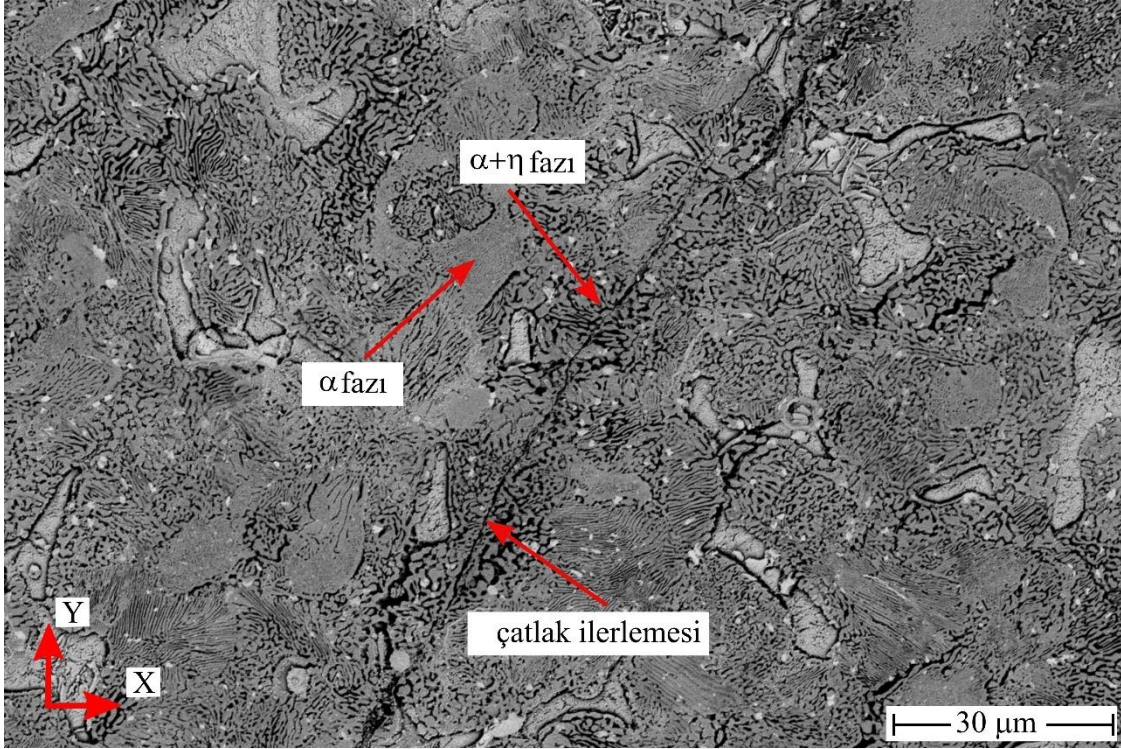
Şekil 82 ve Şekil 83'te detaylandırılan SEM görüntülerinin incelenmesi sonucunda, ilgili çatlağın yalnızca tane sınırları boyunca ilerlemekle kalmayıp aynı zamanda dendritik yapıları keserek tane içi ilerleme gösterdiği açıkça tespit edilmiştir. Bu durum, çatlak ilerlemesinin mikroyapısal heterojenliklere duyarlı olduğunu ve hem tane sınırı boyunca (*intergranüler*) hem de tane içi (*transgranüler*) kırılma mekanizmalarının birlikte etkili olduğunu göstermektedir. Özellikle dendritik yapının çatlak tarafından kesintiye uğratılması, çatlağın yalnızca sınırlar boyunca yön değiştirmedeğini, aynı zamanda kristal yapıyı keserek ilerleyebilecek düzeyde bir enerji birikimiyle ilerlediğini ortaya koymaktadır.



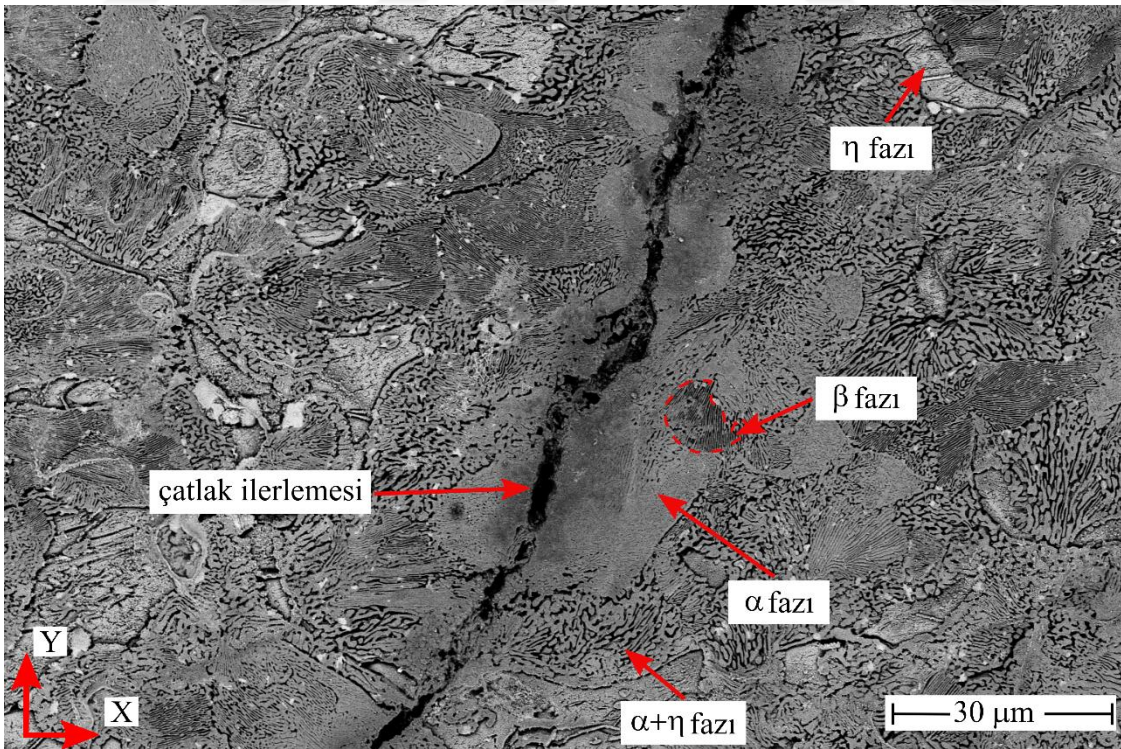
Şekil 80. 12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının yatak kesiti boyunca ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



Şekil 81. 12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlağının detayını gösteren SEM görüntüsü



Şekil 82. 12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlığının detayını gösteren SEM görüntüsü

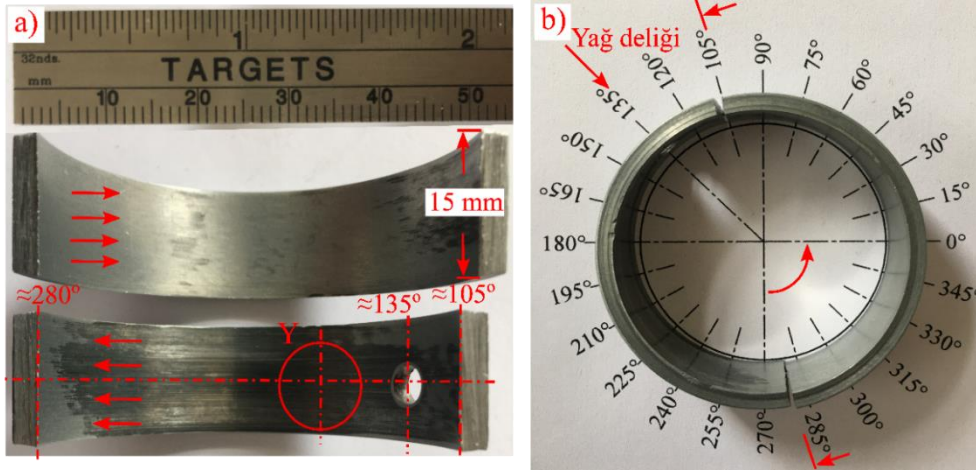


Şekil 83. 12 mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlığının detayını gösteren SEM görüntüsü

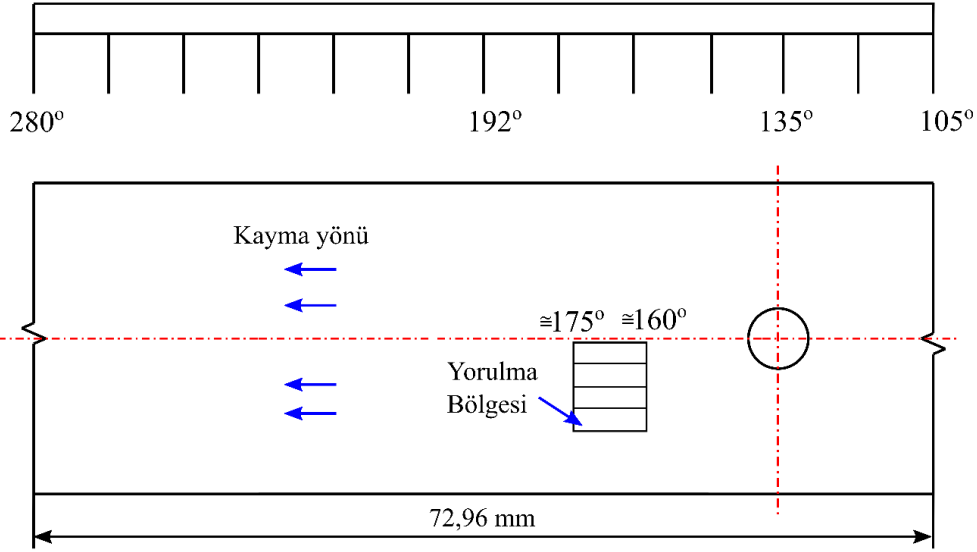
3.5.3. 15 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular

15 mm genişliğindeki yataklar üzerinde gerçekleştirilen yorulma deneyleri sonucunda, numuneler arasından seçilen bir yatağın iki parçaya ayrılmış haline ait fotoğraf Şekil 84'te verilmiştir ($\theta \cong 105^\circ - 280^\circ$, $\theta \cong 280^\circ - 105^\circ$ aralıkları). Yapılan incelemeler sonucunda, yatağın çevresel açı aralığı $\theta \cong 105^\circ$ ile $\theta \cong 280^\circ$ arasında kalan üst yarısında yorulma kaynaklı yüzey hasarının olduğu tespit edilmiştir. Buna karşılık alt yarıyı temsil eden $\theta \cong 280^\circ$ ile $\theta \cong 105^\circ$ arasındaki bölgede herhangi bir yüzey hasarına rastlanmamıştır.

Yatak yüzeyinde oluşan yorulma çatlaklarının konumu, yüzeyin iki boyutlu düzleme açılmasıyla belirlenmiş ve elde edilen dağılım Şekil 85'te görsel olarak sunulmuştur. OM altında gerçekleştirilen incelemeler sonucunda, ilk yorulma çatlaklarının yatağın ortasına yakın bir konumda, çevresel açı olarak $\theta \cong 160^\circ$ noktasında başladığı ve $\theta \cong 175^\circ$ açısına kadar ilerlediği gözlemlenmiştir. Bu çatlak bölgesinin, dinamik yükün neredeyse maksimum seviyeye ulaştığı alana ($\phi \cong 175^\circ$) oldukça yakın bir noktada yer alması, çatlakların bu bölgede yoğunlaştığını ve yük etkisinin çatlak oluşumunda belirleyici bir rol oynadığını ortaya koymaktadır.

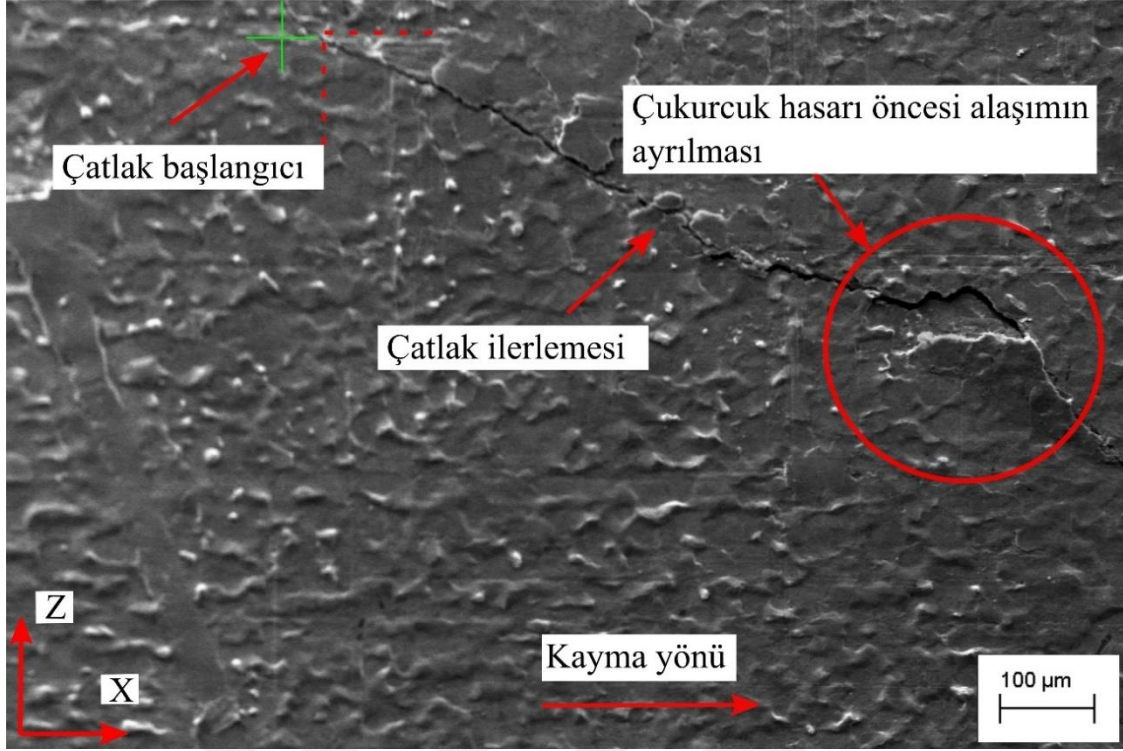


Şekil 84. Genişliği 15 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görüntüsü

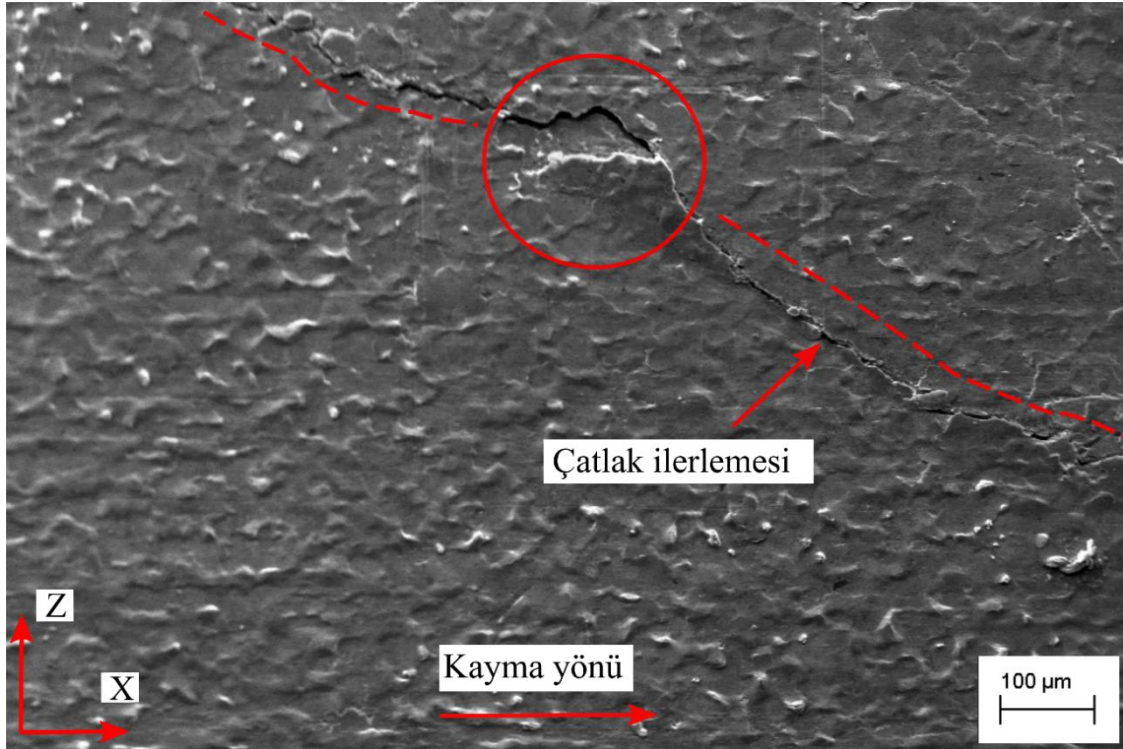


Şekil 85. 15 mm yatak genişliğinde yüzeyde oluşan yorulma hasarının pozisyonu

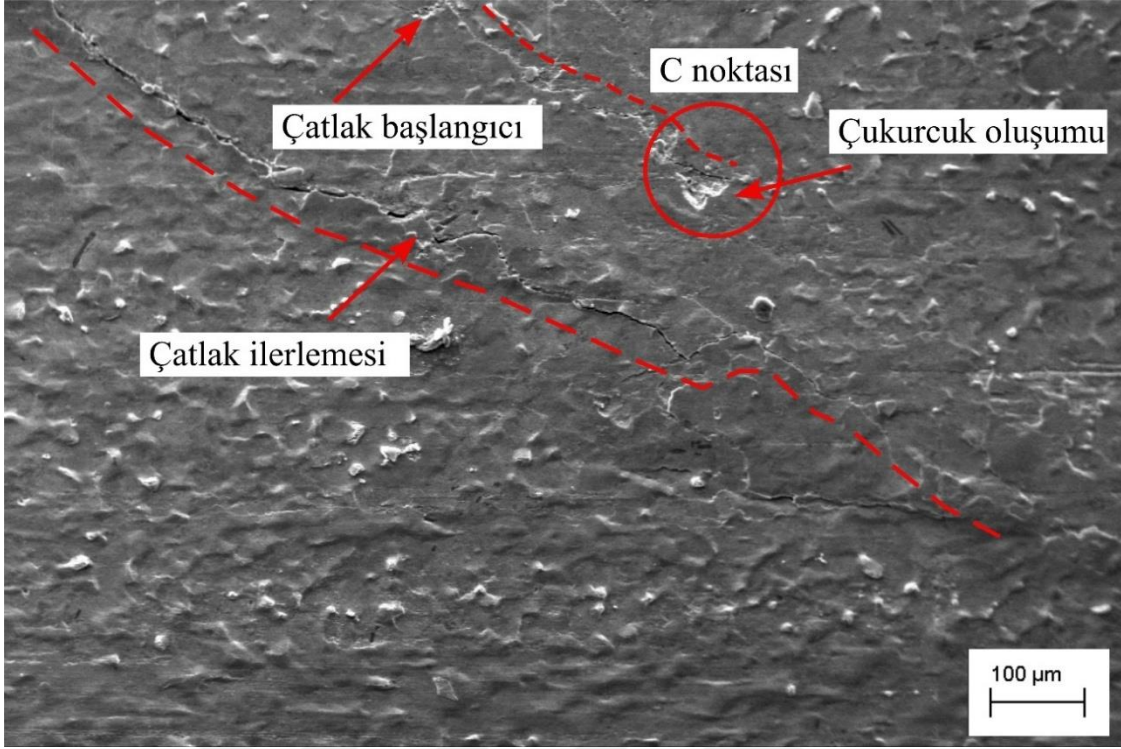
Şekil 86-89'da, incelenen numuneler arasından seçilen bir yatak örneğine ait tipik çatlak başlangıcı ve ilerleme sürecini temsil eden SEM görüntüleri sunulmuştur. Bu görüntüler, ana yorulma çatlağının yatak kenarına göre yaklaşık 45° 'lik bir açıyla başladığını ve çatlağın hem kayma yönü olan X eksenı boyunca hem de bu doğrultuya dik olan Z eksenı boyunca ilerlediğini açıkça ortaya koymaktadır. Bu eğilim, çatlak yayılımının yalnızca yük doğrultusuyla sınırlı kalmadığını, aynı zamanda malzemenin mikroyapısal özelliklerine bağlı olarak farklı yönlerde gelişebildiğini göstermektedir. Ayrıca, SEM analizleri ana çatlak hattına paralel şekilde konumlanan ikincil çatlak sistemlerinin de oluştuğunu göstermiştir. Bu durum, yorulma çatlaklarının yalnızca yükleme koşullarına değil, aynı zamanda mikroyapıdaki faz sınırları, tane yönelimleri ve yapısal heterojenliklere de duyarlı olarak çok yönlü bir ilerleme mekanizması izlediğini ortaya koymaktadır. Şekil 88 ve Şekil 89'da yer alan SEM görüntüleri hem birincil hem de ikincil çatlak hatları boyunca çukurcuk (*pitting*) hasarlarının oluştuğunu göstermektedir. Bu durum, çatlak ilerlemesiyle birlikte yüzey altı yapısal zayıflıkların mikro ölçekte aktif hale geldiğini göstermektedir. Dolayısıyla, gözlemlenen bu çatlak yapısı, yorulma sürecinin yük ve film basıncı etkileriyle hem de mikroyapısal faktörlerin etkileşimiyle yönlendirildiğini ve çatlak ilerleme sürecinin karmaşık, çok yönlü ve mikro düzeyde heterojen bir karakter taşıdığını göstermektedir.



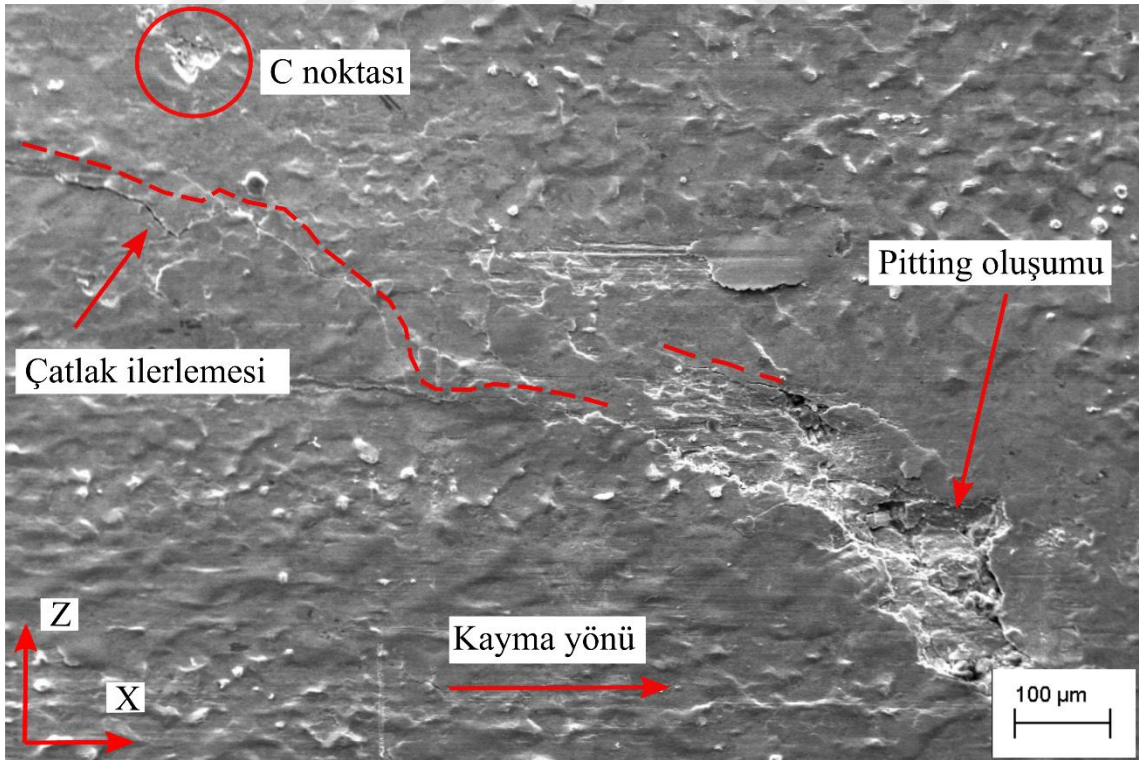
Şekil 86. 15 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



Şekil 87. 15 mm genişliğindeki yatakta çatlağın hem çevresel hem eksenel yönde ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



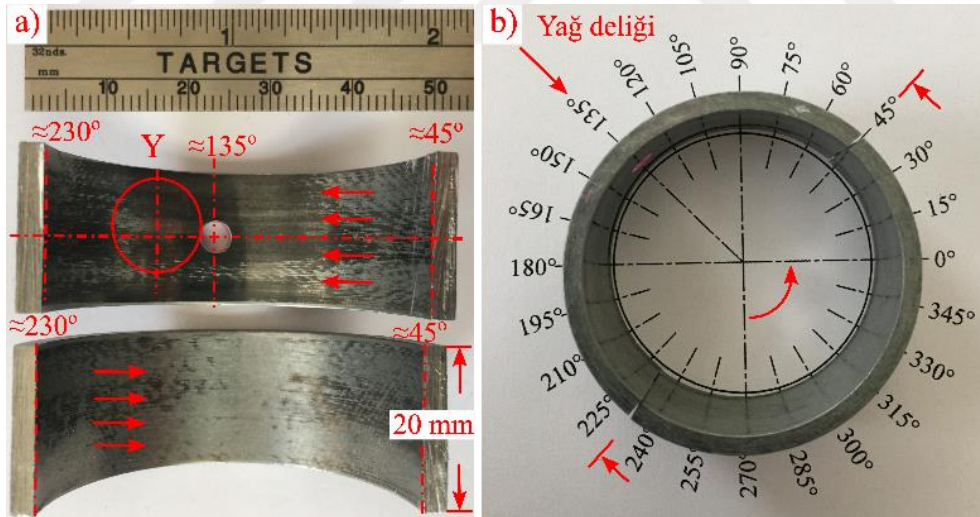
Şekil 88. 15 mm genişliğindeki yatakta çukureuk oluşumunu gösteren SEM görüntüsü



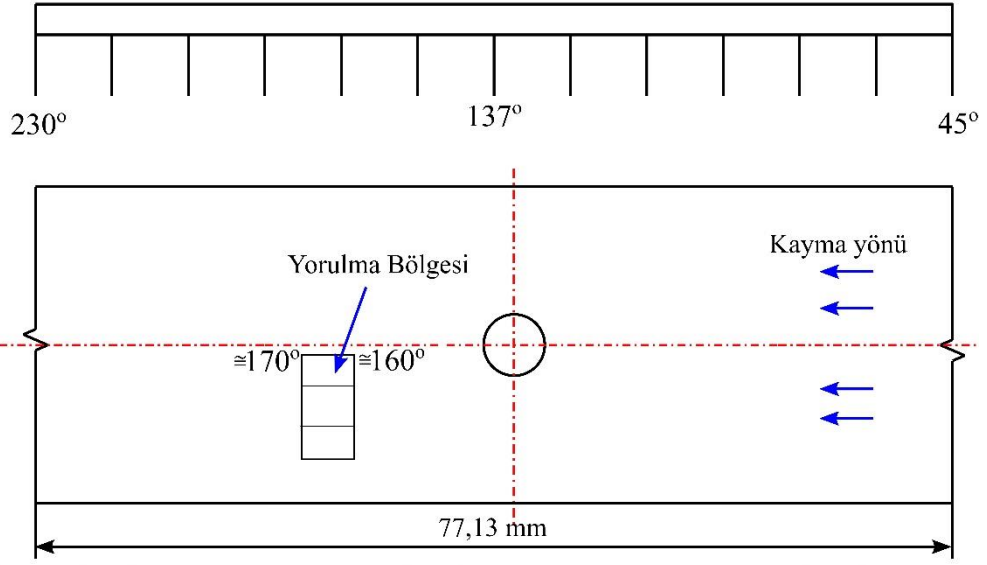
Şekil 89. 15 mm genişliğindeki yatakta çatlak sonunu gösteren SEM görüntüsü

3.5.4. 20 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular

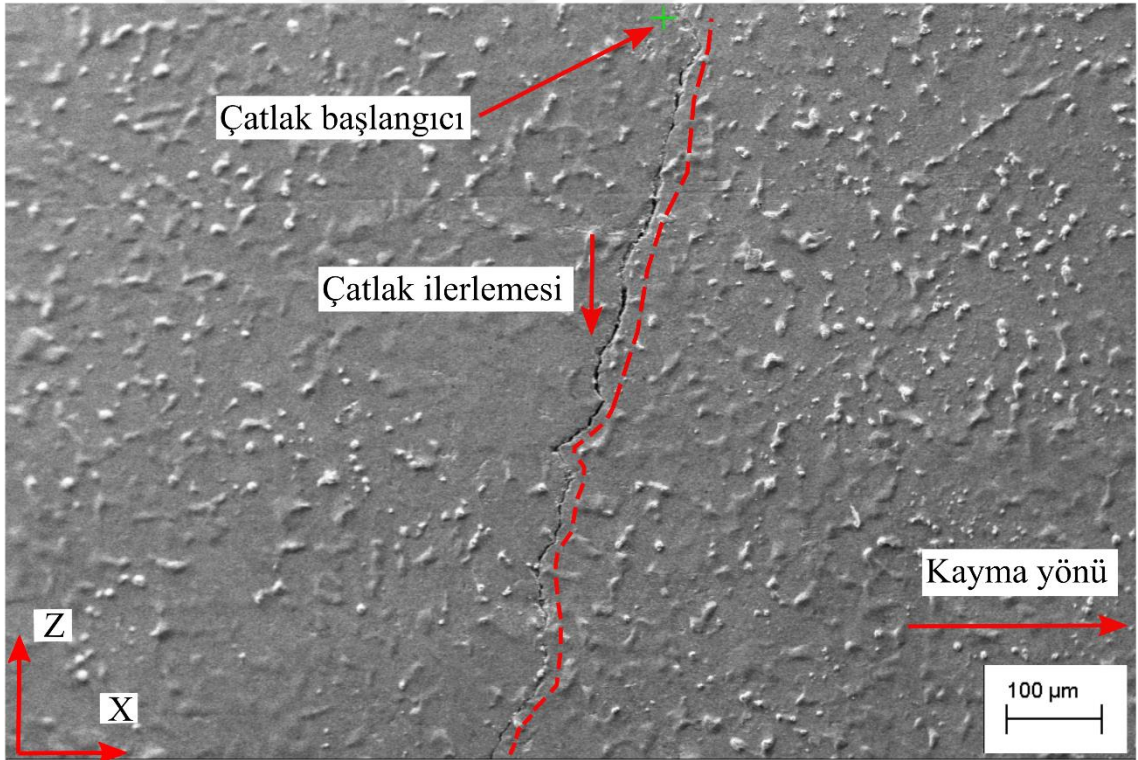
20 mm genişliğindeki yataklar üzerinde gerçekleştirilen yorulma deneyleri sonucunda, yatak numuneleri arasından seçilen bir yatağın iki parçaya ayrılmış fotoğrafı ($\theta \cong 45^\circ - 230^\circ$, $\theta \cong 230^\circ - 45^\circ$) Şekil 90'da verilmiştir. Yatağın çevresel açısı $\theta \cong 45^\circ$ ile $\theta \cong 230^\circ$ arasında yer alan bölgede yorulma hasarı tespit edilmiştir. Bu alanda, yüzeyi kaplayan yanmış siyah bir tabaka çıplak gözle belirgin bir şekilde gözlemlenebilmektedir. Öte yandan, yatağın $\theta \cong 230^\circ$ ile $\theta \cong 45^\circ$ çevresel açısına denk gelen diğer kısmında ise herhangi bir hasar tespit edilmemiştir. Deney yatağında yorulma bölgesinin, yatağın çevresel açısı $\theta \cong 160^\circ$ ile $\theta \cong 170^\circ$ arasında yaklaşık $2 \times 3 \text{ mm}^2$ alanda olduğu gözlemlenmiştir. 20 mm yatağa ait SEM görüntüleri Şekil 92-94'te verilmiştir. SEM görüntülerinden, ilk yorulma çatlaklarının, yatak ortasına yakın bir bölgede ($\theta \cong 160^\circ$) başladığı ve kayma yönüne dik yönde (Z doğrultusunda) ilerlediği tespit edilmiştir. Şekil 92'de görüldüğü üzere, çatlak izi takip edildikçe, yorulma çatlaklarının belirginleştiği ve çatlak hattı üzerinde çukurcuk hasarının meydana geldiği belirlenmiştir.



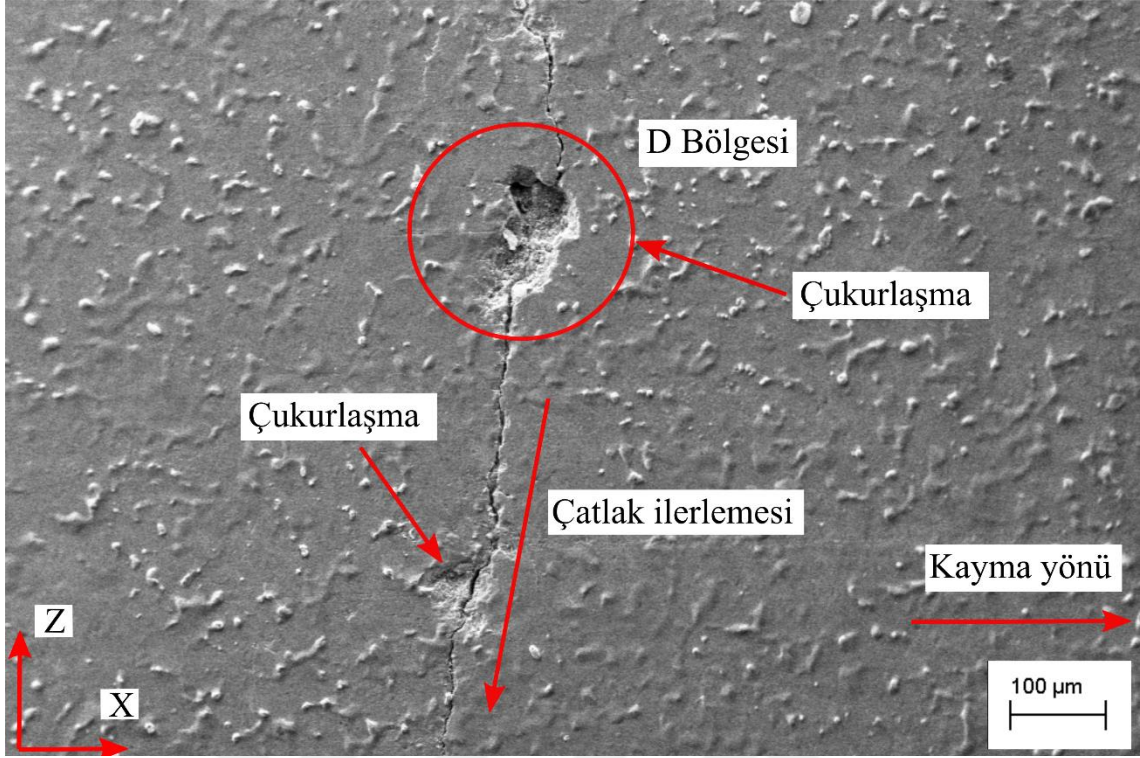
Şekil 90. Genişliği 20 mm olan radyal kaymalı yatağın iki parçaya ayrılmış görüntüsü



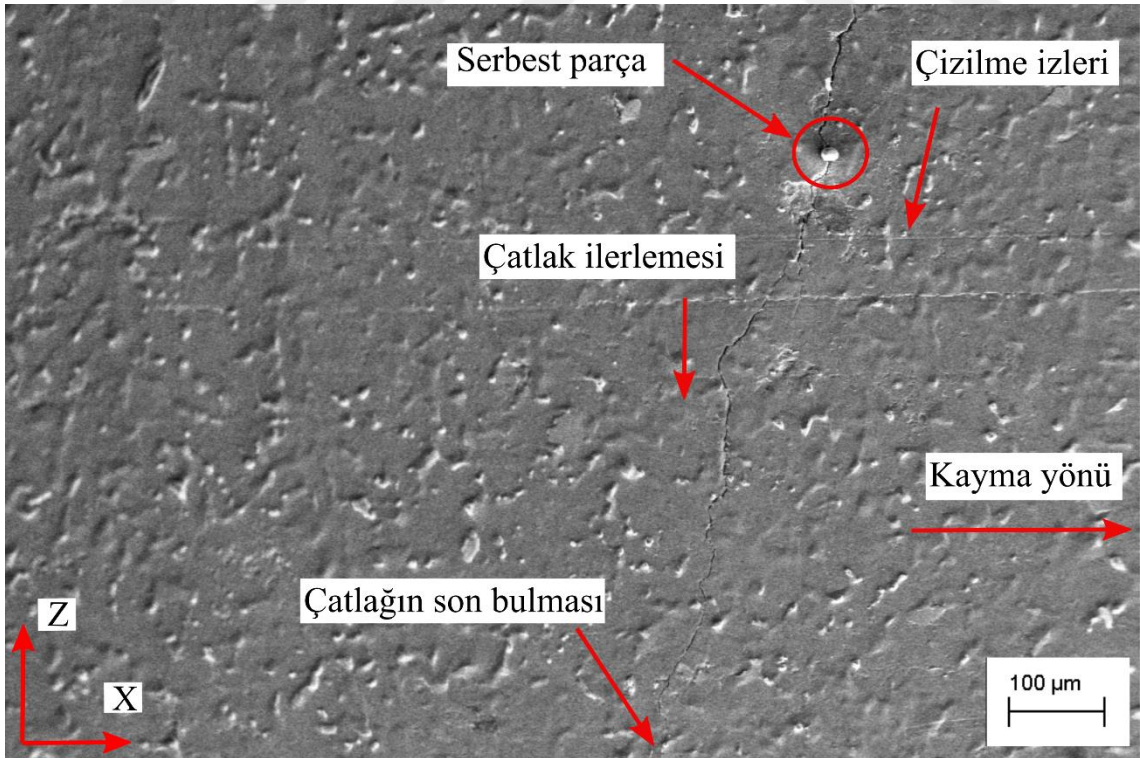
Şekil 91. 20 mm yatak genişliğinde yüzeyde oluşan yorulma hasarının konumu



Şekil 92. 20 mm genişliğindeki yatakta çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



Şekil 93. 20 mm genişliğindeki yatakta çatlağın aksenal yönde ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



Şekil 94. 20 mm genişliğindeki yatakta çatlak bitişimi gösteren SEM görüntüsü

3.5.5. 24 mm Genişliğindeki Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesinden Ait Bulgular

24 mm genişliğindeki yataklar üzerinde gerçekleştirilen yorulma deneyleri, yaklaşık 100 saat (7.2×10^6) süreyle sürdürülmüştür. Ancak, iki yatak numunesinde de yapılan hem OM hem de SEM incelemeleri sonucunda herhangi bir yorulma çatlaklarına rastlanılmamıştır. Bu nedenle, bu yük altında deneylere daha fazla devam edilmemiştir. Grup-I deneylerinden elde edilen bulgular doğrultusunda, sonraki deneylerde yatak genişlikleri maksimum 20 mm olarak sınırlandırılmış ve Grup-II deneyleri bu sonuçlara göre planlanmıştır.

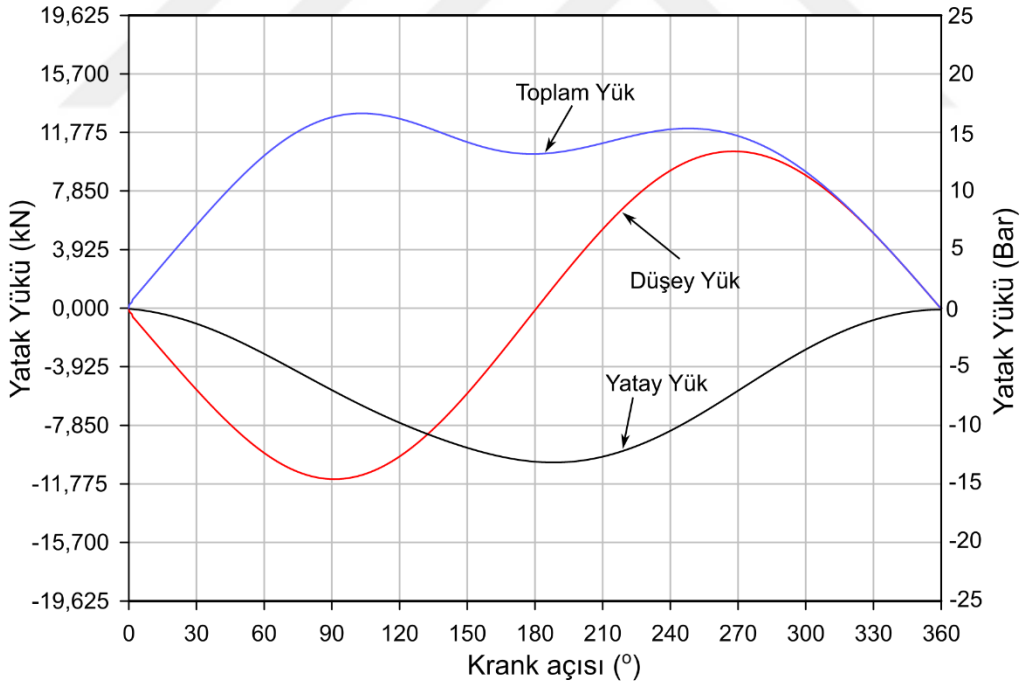
3.6. Grup-II Yorulma Deneylerinden Elde Edilen Bulgular

Bu bölümde, sabit yatak genişliğine sahip ($L = 20$ mm) ZA-27 alaşımından üretilen kaymalı yatakların, farklı dinamik yük formları ve büyüklükleri altında yorulma ömürleri, yataklarda meydana gelen yorulma bölgeleri ve çatlakların dağılımı ayrıntılı olarak incelenmiştir. Grup-II başlığı altında gerçekleştirilen deneyler, 'Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV' olarak adlandırılmıştır. Grup-II deney setinde yer alan Test-I bulguları, Bölüm 3.5.4'te (Grup-I, $L = 20$ mm) sunulduğundan, bu bölümde yalnızca Test-II, Test-III ve Test-IV deney koşullarına ait sonuçlar değerlendirilmiştir.

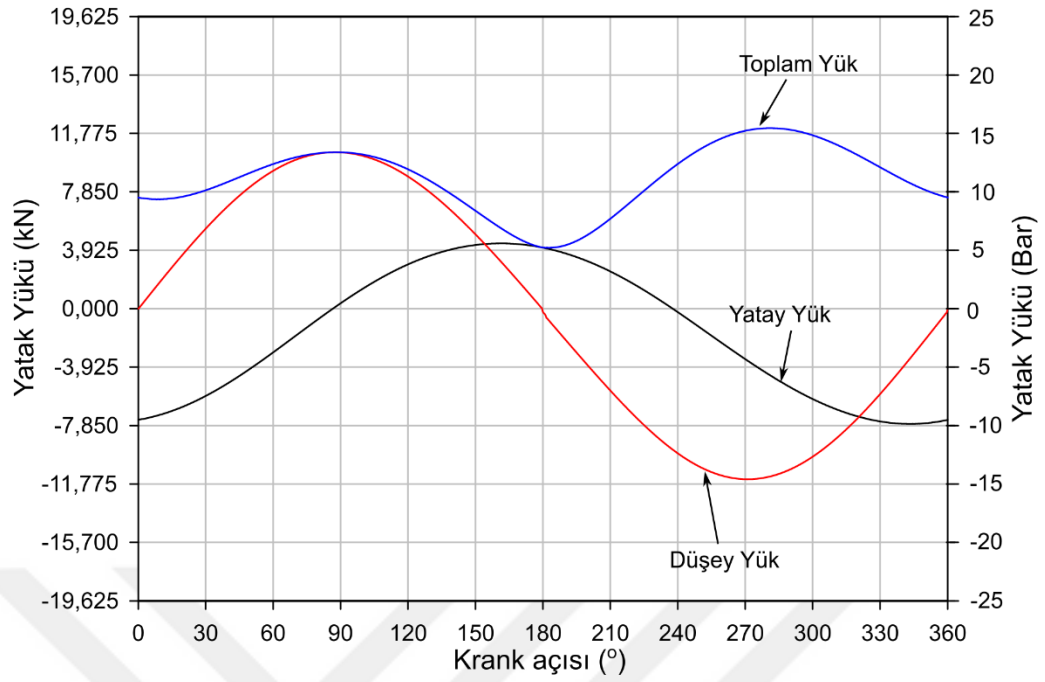
Şekil 95-97'te sırasıyla Test-II, Test-III ve Test-IV deney koşullarında test yataklarına uygulanan dinamik yüklerin yatay ve düşey bileşenleri ile bu bileşenlerin bileşkesi (toplam yük) sunulmuştur. İlgili deney koşullarına ait yük bileşenleri incelendiğinde, yatay ve düşey eksenlerdeki yüklerin her bir test senaryosunda farklı karakteristik davranışlar sergilediği görülmektedir. Örneğin, Şekil 95'te yer alan Test-II deneyinde, düşey eksendeki yük bileşeninin tam değişken (alternatif, çekme ve basma şeklinde) bir davranış sergilediği; yatay yük bileşeninin ise yalnızca çekme yönünde (negatif yük) titreşimli bir formda değişim sergilediği görülmektedir. Şekil 96'daki Test-III deney koşullarında ise, düşey ve yatay eksenlerde tam değişken (çekme-basma) karakterde yüklerin uygulandığı görülmektedir. Ancak, Test-III deney koşulunda düşey yük bileşeni, yatak çevresi boyunca (360°) tam sinüzoidal bir dalga formu sergilerken; yatay yük bileşeni ise sinüzoidal yakın fakat asimetric bir değişim göstermektedir. Benzer şekilde, Şekil 97'de sunulan Test-IV deneyine ait veriler incelendiğinde, düşey yük bileşeninin hemen hemen tam değişken karakterde bir davranış sergilediği, yatay yük bileşeninin ise düşük genlikli, dinamik bir yük olduğu ve neredeyse sabite yakın, ancak zayıf bir tam değişken (çekme-basma) davranış gösterdiği

görülmektedir. Test-IV deney koşulunda, düşey yük, yüksek genlikli ve sinüzoidale yakın yapısıyla sistem üzerindeki baskın etkiyi oluştururken, yatay yük daha düşük genlikli ve asimetrik formuyla destekleyici bir rol üstlenmektedir.

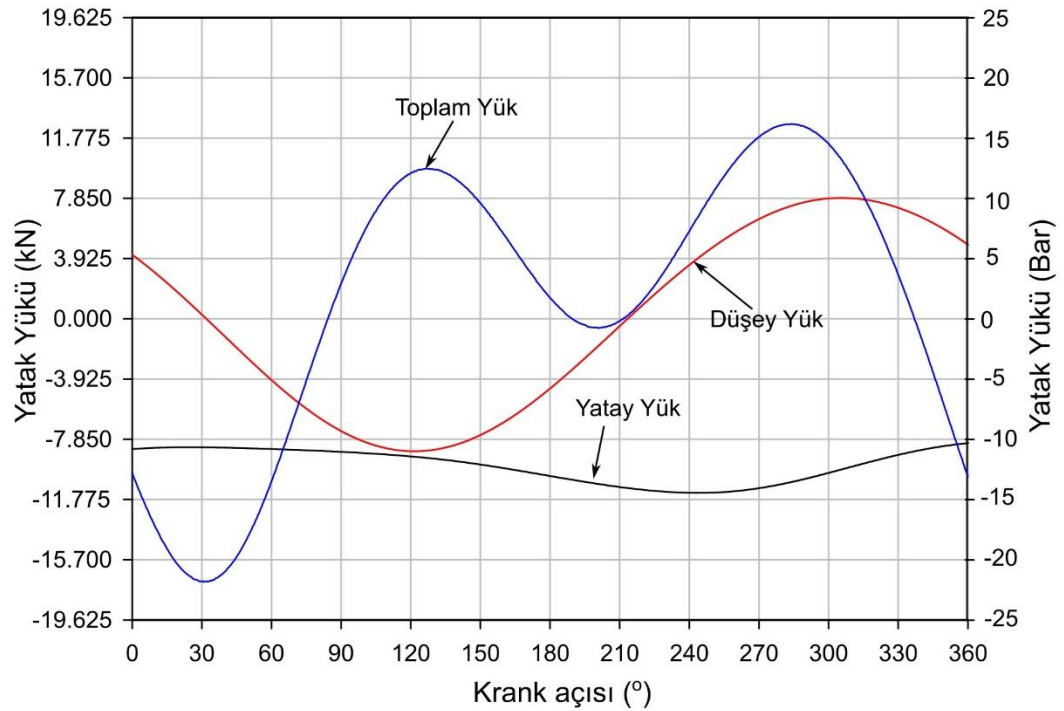
Şekil 98-100 sırasıyla Test-II, Test-III ve Test-IV deney koşullarında test yataklarına uygulanan bileşke yüklerin (toplam yatak yükü) krank açısına bağlı olarak gösterdiği değişim, polar diyagram ile sunulmuştur. Diyagramlardan elde edilen bulgulara göre, Test-II deney koşulunda, maksimum yatak yükünün 12,55 kN değerine ulaştığı ve bunun $\phi \cong 285^\circ$ 'lik bir krank açısına karşılık geldiği belirlenmiştir. Test-III deney koşulunda ise, maksimum yatak yükü, $\phi \cong 97,5^\circ$ krank açısında 12,10 kN olarak ölçülmüştür. Benzer şekilde, Test IV deney koşulunda, maksimum yatak yükü 12,76 kN olarak ölçülmüş ve bu değer $\phi \cong 105^\circ$ krank açısına karşılık geldiği tespit edilmiştir. Şekil 98-100'de sunulan polar diyagramlar karşılaştırıldığında, her bir test koşulunda toplam yatak yükün farklı açisal bölgelerde yoğunlaştığı görülmektedir. Bu durum, yatak yüzeyinde hasarın oluştuğu bölgelerin doğrudan bu yük birikimiyle ilişkili olduğunu göstermektedir.



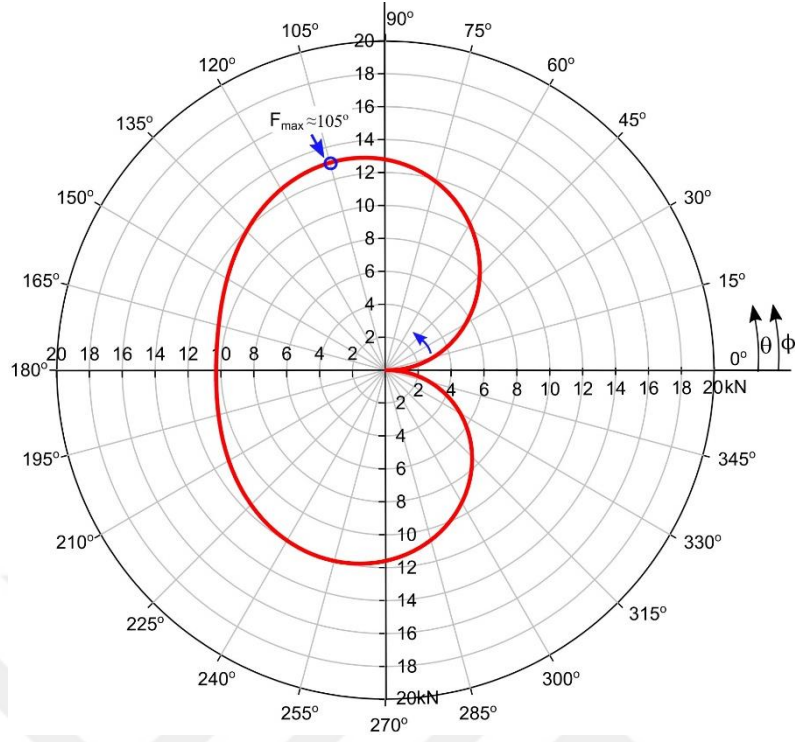
Şekil 95. Test-II yüklemesi koşullarında yatağa etki eden yatay ve düşey yük bileşenleri ve bu bileşenlerden elde edilen toplam (bileşke) yükün krank açısına göre değişimi



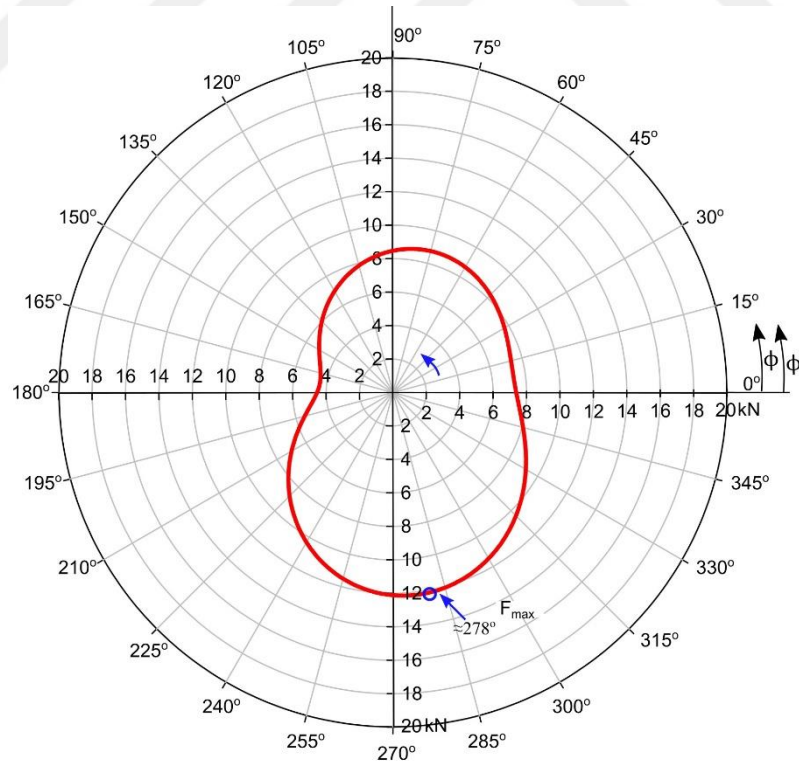
Şekil 96. Test-III yüklemesi koşullarında yataklara uygulanan dinamik yükün düşey ve yatay bileşenleri ile toplam yükün krank açısına göre değişimi



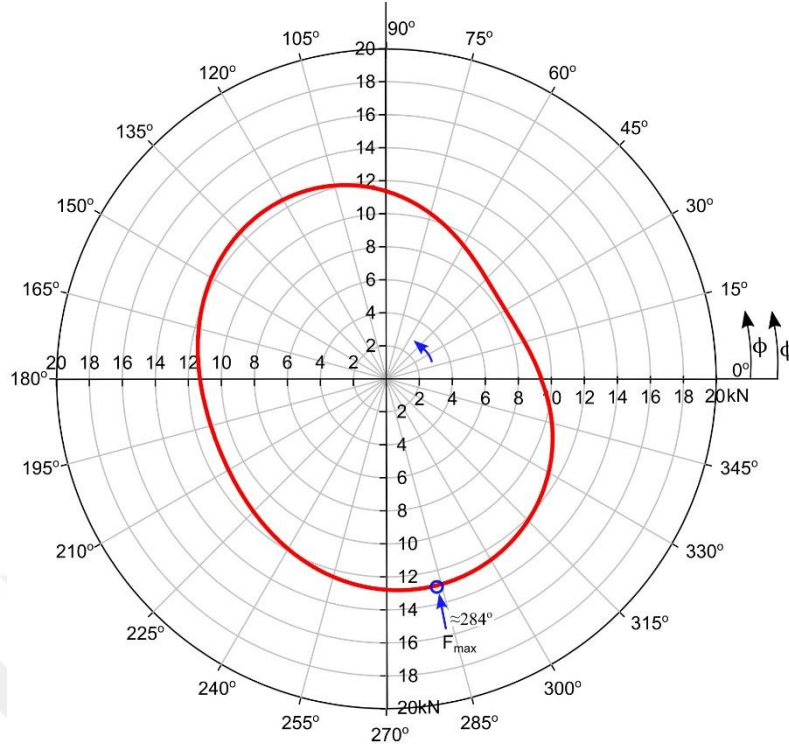
Şekil 97. Test-IV yüklemesi koşullarında yataklara uygulanan dinamik yükün düşey ve yatay bileşenleri ve toplam yükün krank açısına göre değişimi



Şekil 98. Test-II deney koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün polar gösterimi



Şekil 99. Test-III deney koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün polar gösterimi



Şekil 100. Test-IV deney koşulunda yataklara uygulanan dinamik yükün polar grafiği

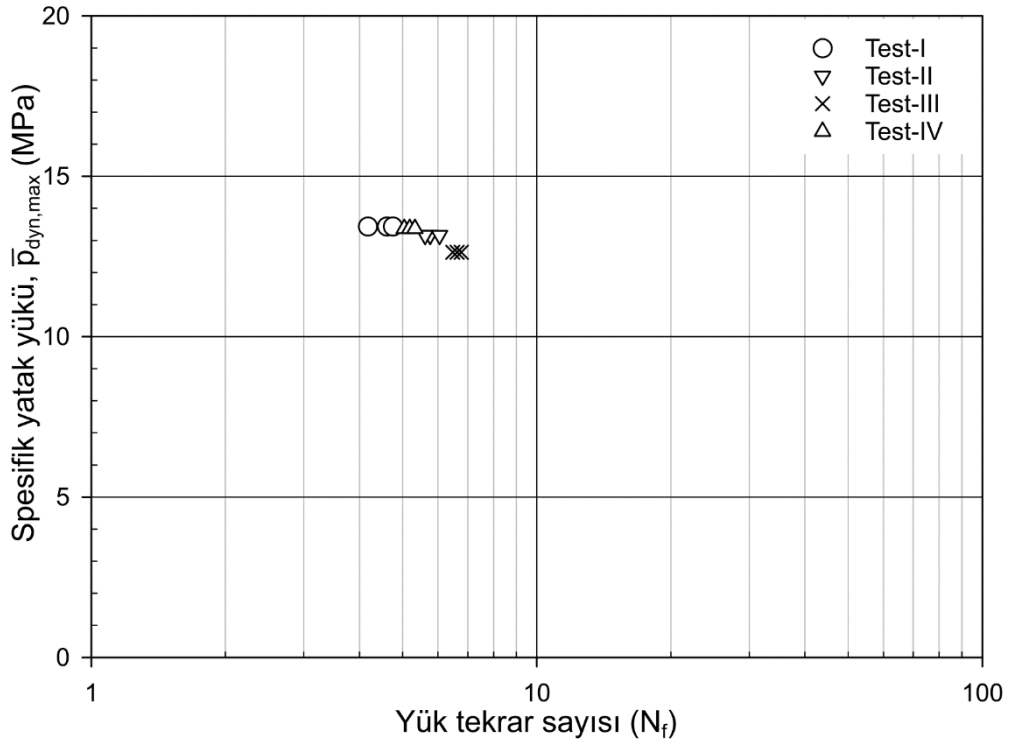
Her bir yük örneği için gerçekleştirilen deneyler üç kez tekrarlanmış ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda ortalama ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı hesaplanmıştır. Bu veriler Tablo 15’te sunulmuştur. Deneylerin tamamlanmasının ardından, her bir deney koşuluna ait numuneler arasından bir tanesi seçilmiş ve seçilen numunenin yüzey durumu ayrıntılı bir şekilde incelenmiştir. Yüzeyde meydana gelen çatlaklar, aşınma izleri, deformasyonlar ve diğer olası hasarlar dikkatlice gözlemlenmiş ve dinamik yükler altında bu hasarın nasıl geliştiği belirlenmeye çalışılmıştır.

Grup-II yorulma deneyleri sonucunda elde edilen tüm deneysel sonuçlar, Şekil 101’de grafiksel olarak sunulmuştur. Ortalama yorulma ömürleri sırasıyla, Test-I deney koşulunda $N_f = 4,512 \times 10^6$ yük tekrarı, Test-II deney koşulunda $N_f = 5,808 \times 10^6$ yük tekrarı, Test-III deney koşulunda $N_f = 6,624 \times 10^6$ yük tekrarı ve Test-IV deney koşulunda $N_f = 5,184 \times 10^6$ yük tekrarı olarak belirlenmiştir.

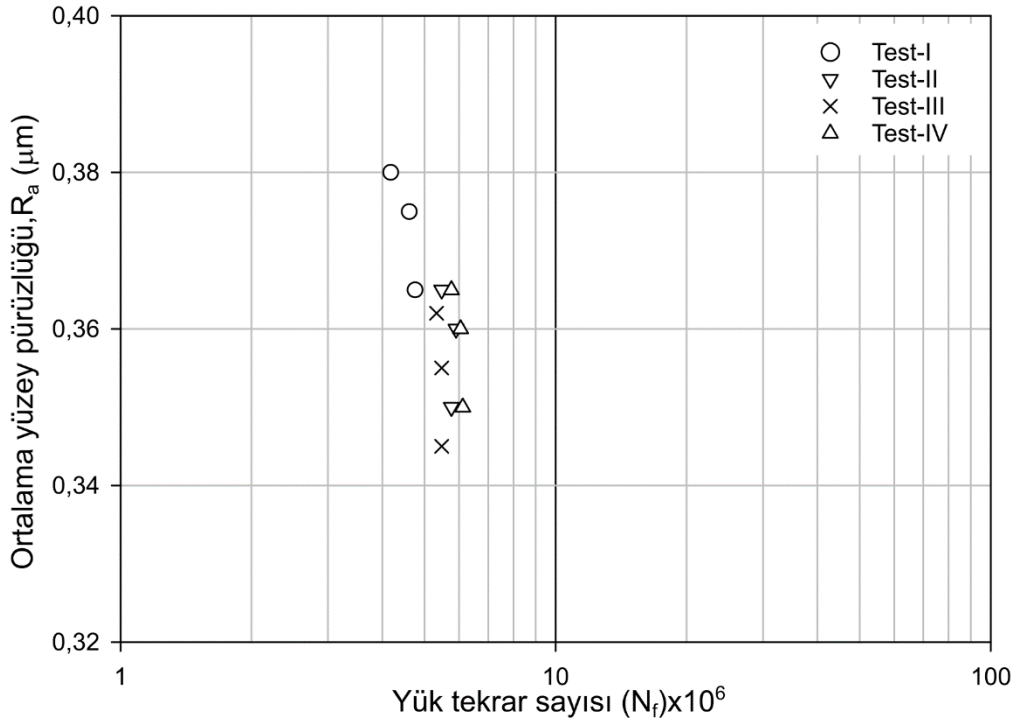
Deney yataklarının ortalama yüzey pürüzlülüğü (R_a) ile yorulma ömürleri arasındaki ilişki Şekil 102’de gösterilmiştir. Genel olarak yüzey pürüzlülüğü arttıkça ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısının düştüğü görülmektedir.

Tablo 16. Grup-II deneylerinden elde edilen sonuçlar

Numune Kodu	Deney Seti	Yatak Yükünün Maksimum Genliği F_{max} (kN)	$(\bar{p}_{dyn,max})$ (MPa)	İzdüşüm Alanı LxD (mm ²)	İlk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen	
					Çalışma Süresi (saat)	Yük Tekrarı ($\times 10^6$)
G2-A20	Test-I	12,82	13,43	954	≈ 58 saat	$4,176 \times 10^6$
G2-B20					≈ 64 saat	$4,608 \times 10^6$
G2-C20					≈ 66 saat	$4,752 \times 10^6$
G2-D20	Test-II	12,55	13,16	954	≈ 80 saat	$5,760 \times 10^6$
G2-E20					≈ 78 saat	$5,616 \times 10^6$
G2-F20					≈ 84 saat	$6,048 \times 10^6$
G2-G20	Test-III	12,10	12,63	954	≈ 90 saat	$6,480 \times 10^6$
G2-H20					≈ 94 saat	$6,768 \times 10^6$
G2-I20					≈ 92 saat	$6,624 \times 10^6$
G2-K20	Test-IV	12,76	13,37	954	≈ 70 saat	$5,040 \times 10^6$
G2-L20					≈ 72 saat	$5,184 \times 10^6$
G2-M20					≈ 74 saat	$5,328 \times 10^6$



Şekil 101. Grup-II deneylerinde elde edilen maksimum ortalama yüzey basıncı ile çevrim sayısı arasındaki ilişki



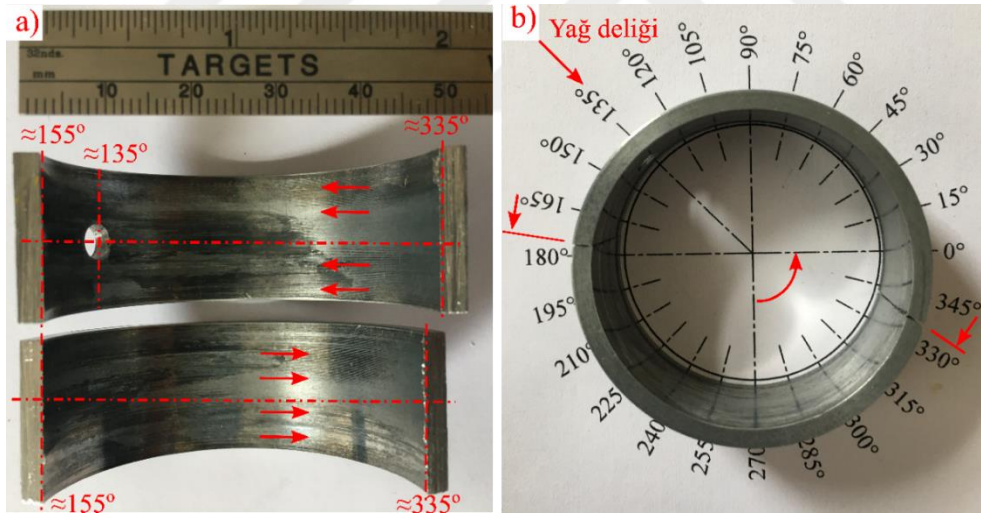
Şekil 102. Yüzey pürüzlülüğü ile yük tekrar sayısı arasındaki ilişki

Grup-II deneyleri sonrasında, her test koşuluna ait numuneler arasından seçilen temsilci bir örnek üzerinde yüzey karakterizasyonu çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu kapsamda, optik mikroskop (OM) ve taramalı elektron mikroskobu kullanılarak yatak yüzeyine ait mikroyapısal ve morfolojik değerlendirmeler yapılmıştır. İncelemelerde, yorulma kaynaklı çatlak oluşumu, çatlakların ilerleme yönleri, yüzeydeki aşınma izleri ve olası diğer hasar türleri detaylı biçimde analiz edilmiştir. Ayrıca, gözlemlenen hasar türlerinin yatak yüzeyi üzerindeki konumları sistematik bir yaklaşımla haritalandırılmış ve her bir bölgedeki hasar yoğunluğu, yükleme koşulları ile ilişkilendirilerek yorumlanmıştır.

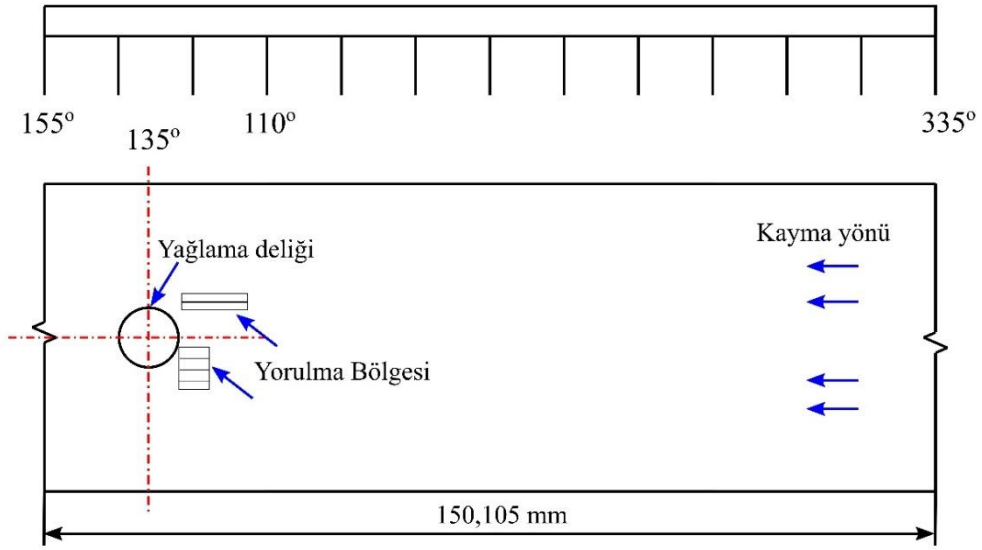
3.6.1. Test-II Deney Koşulu Altında Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular

Test-II deney koşulunda, 20 mm yatak genişliğine sahip numuneler üzerinde gerçekleştirilen yorulma testleri sonucunda, seçilen bir yatak numunesine ait iki parçaya ayrılmış fotoğrafı, ($\theta \cong 335^\circ - 155^\circ$, $\theta \cong 155^\circ - 335^\circ$) Şekil 103'te sunulmuştur. Şekilde de görüldüğü üzere, yatağın çevresel açısı $\theta \cong 335^\circ$ ile $\theta \cong 155^\circ$ arasındaki bölgede belirgin yanma ve yorulma kaynaklı yüzey hasarları tespit edilmiştir. Yatağın her iki parçasında da yüzeye yapışmış siyah renkli madde birikimi, çıplak gözle kolaylıkla ayırt edilebilmektedir.

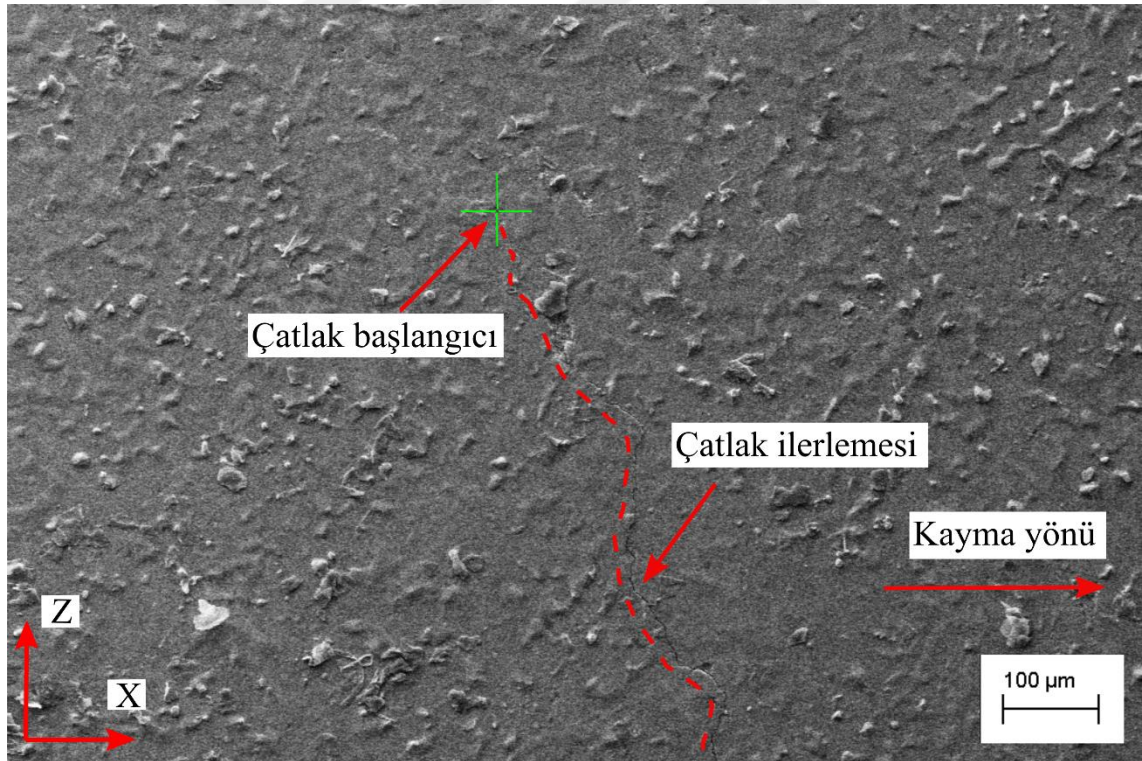
Ancak, yatağın çevresel açısı $\theta \cong 335^\circ$ ile $\theta \cong 155^\circ$ arasındaki bölgede yorulma kaynaklı herhangi bir hasar tespit edilmemiştir. Yorulma hasarının yatak yüzeyinde $\theta \cong 110^\circ - 135^\circ$ arasındaki çevresel açıda ve yaklaşık $5 \times 5 \text{ mm}^2$ 'lik bir alanda yoğunlaştığı gözlemlenmiştir. Bu bölgeye ait SEM görüntüleri Şekil 104-111'de sunulmuştur. Görüntüler üzerinden yapılan incelemeler sonucunda, iki farklı bölgeden yorulma çatlaklarının başladığı tespit edilmiştir. Şekil 104-108'de görüldüğü gibi, birincil çatlak yatak ortasına yakın bir noktada ($\theta \cong 120^\circ$) başladığı ve kayma yönüne dik olacak şekilde Z doğrultusunda ilerlediği ve nihayetinde yağlama deliğine ulaştığı tespit edilmiştir. Şekil 109-111'te yer alan SEM görüntülerinin incelenmesi sonucunda, aynı yüzeyde yeni bir çatlak oluştuğu ve bu çatlak kayma yönü doğrultusunda yaklaşık 2,4 mm ilerlediği belirlenmiştir. Ayrıca, aynı bölgede çok sayıda mikro çatlak başlangıcı da gözlemlenmiştir. Söz konusu bölgenin, yatağa uygulanan dinamik yükün neredeyse maksimum seviyeye ulaştığı ($\theta \cong 105^\circ$) açısal konuma yakın olması, çatlak oluşumunun bu bölgede yoğunlaştığını ve yük birikiminin yüzey hasarının oluşumunu doğrudan etkilediğini göstermektedir.



Şekil 103. Test-II deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın iki parçaya ayrılmış fotoğrafı



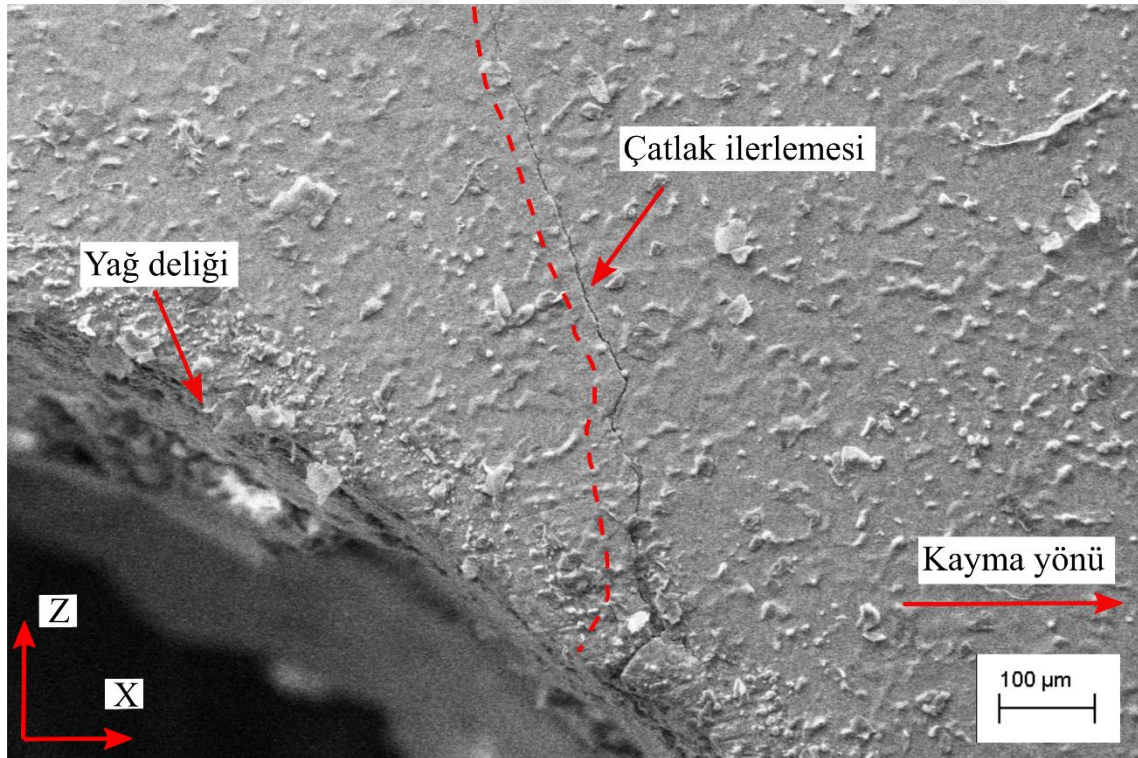
Şekil 104. Test-II deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın yüzeyinde oluşan yorulma hasarının konumu



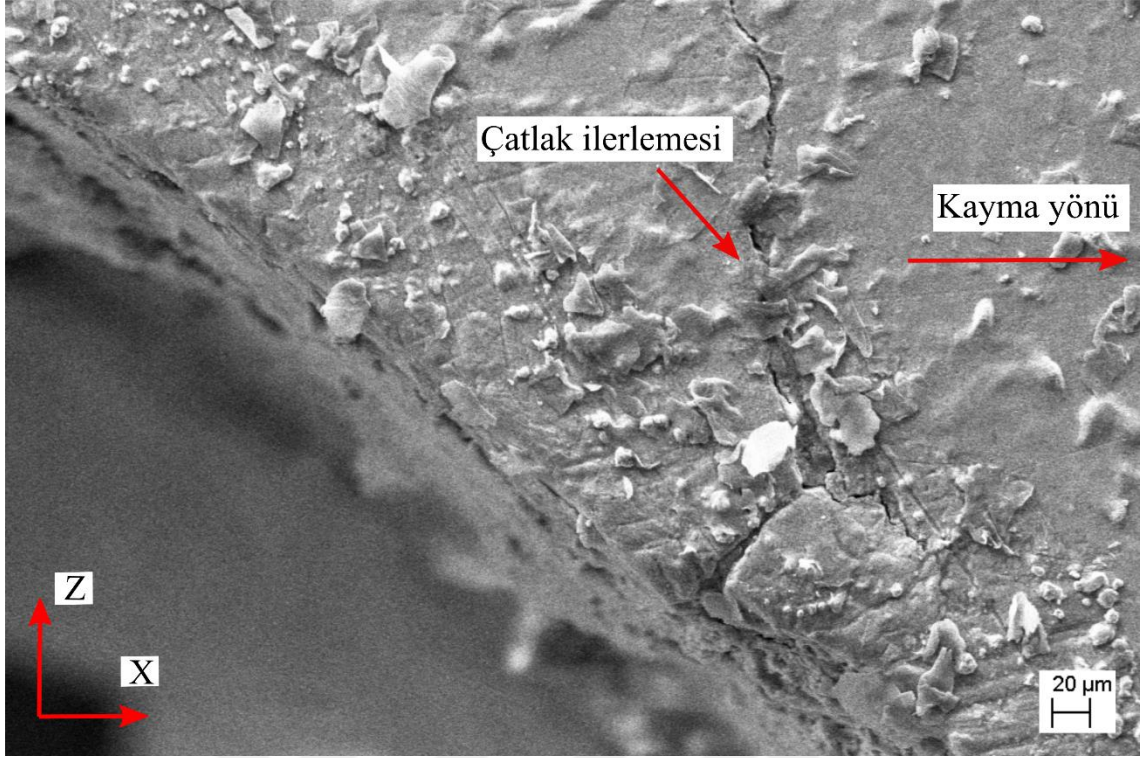
Şekil 105. Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



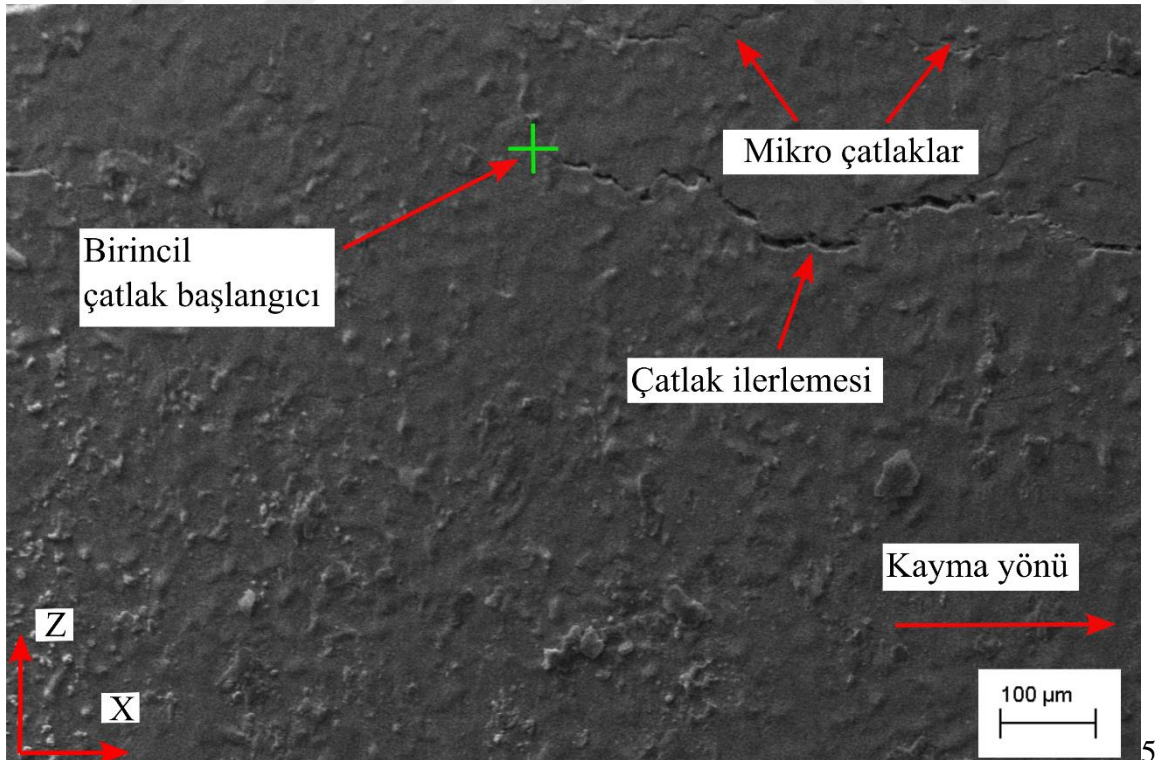
Şekil 106. Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini ve çukurcuk oluşumunu gösteren SEM görüntüsü



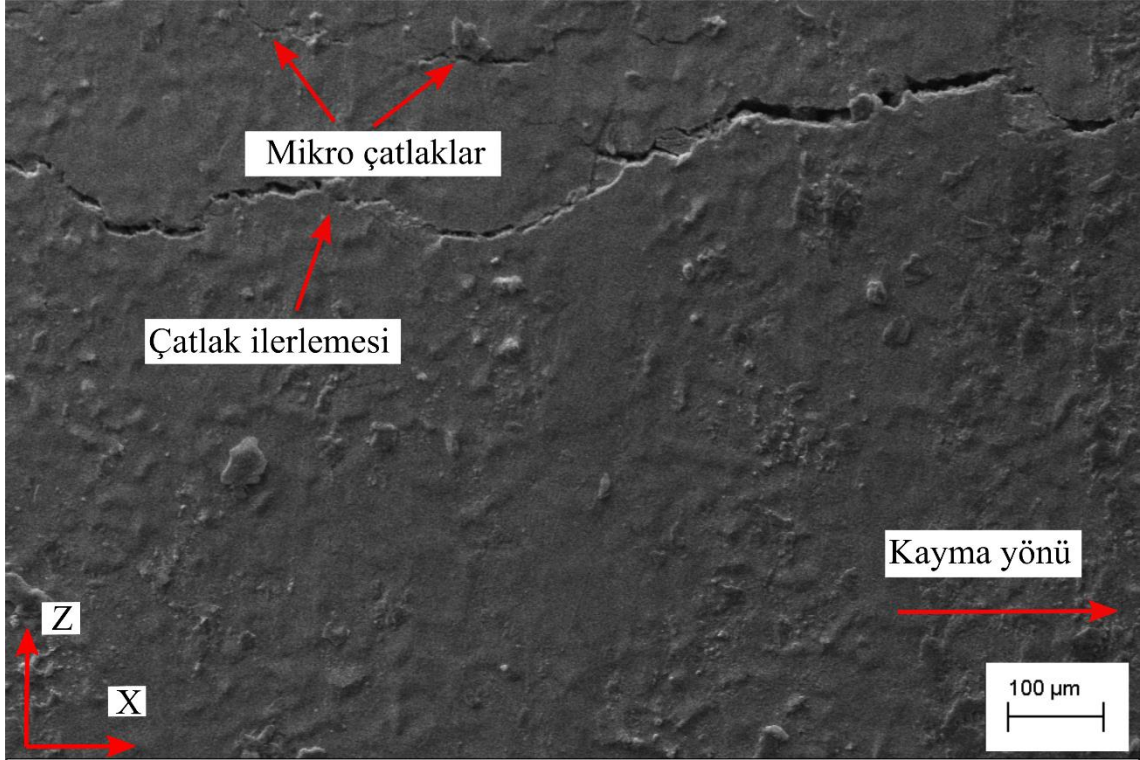
Şekil 107. Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak bitişini gösteren SEM görüntüsü



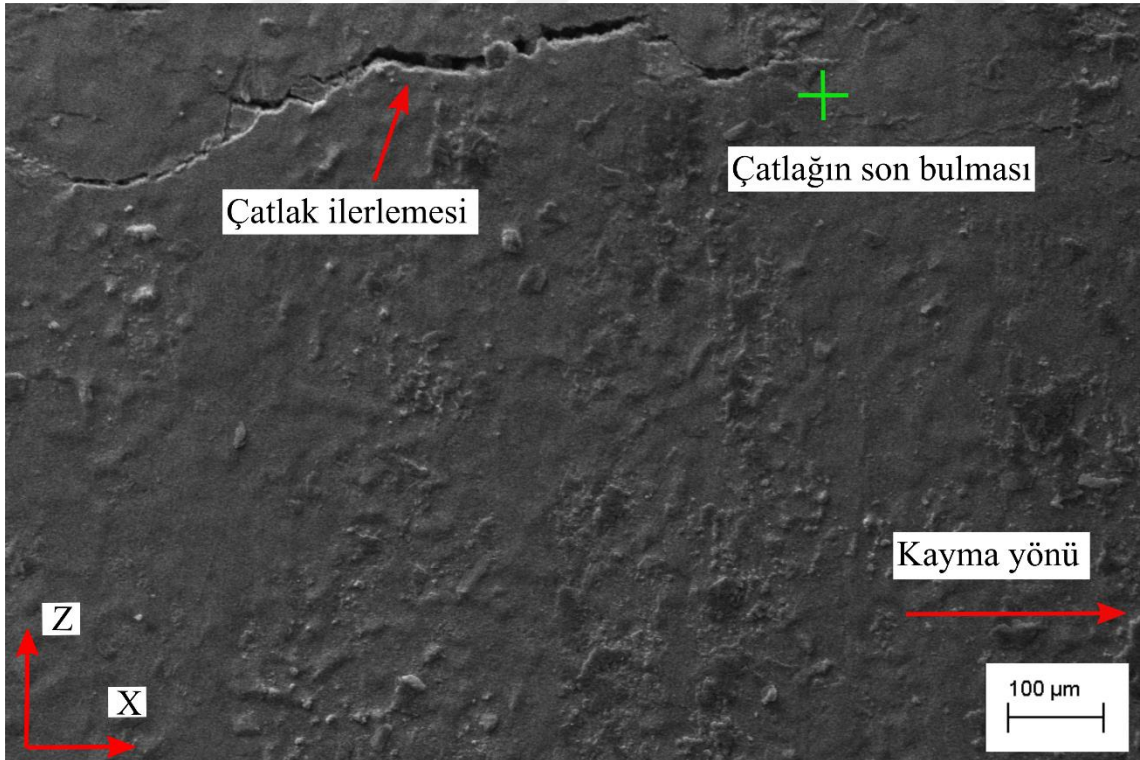
Şekil 108. Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak bitişini gösteren detaylı SEM görüntüsü



Şekil 109 Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde mikro çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



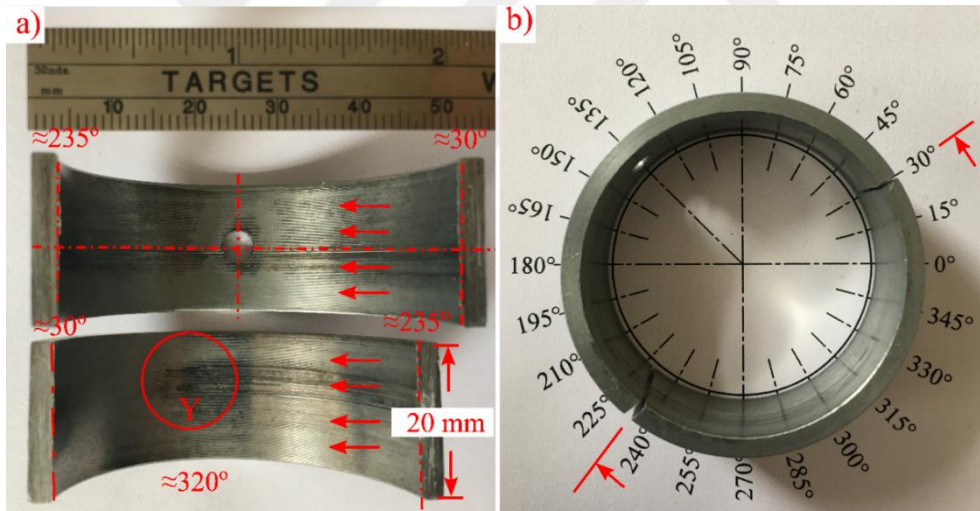
Şekil 110. Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



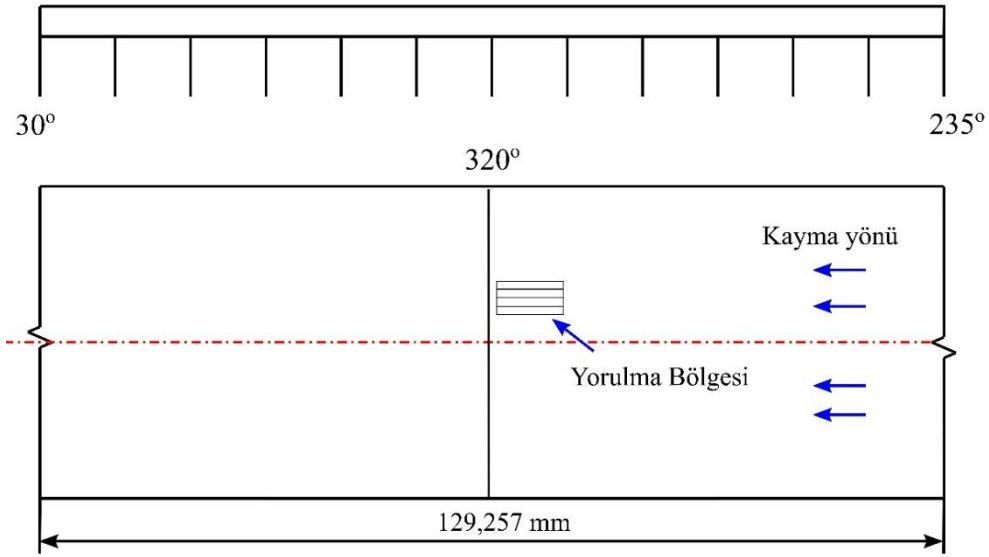
Şekil 111. Test-II deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak bitişini gösteren detaylı SEM görüntüsü

3.6.2. Test-III Deney Koşulu Altında Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular

Test-III deney koşulu altında, 20 mm genişliğe sahip yatak numuneleri üzerinde gerçekleştirilen yorulma testleri sonrasında, hasarlı bölgenin detaylı bir şekilde incelenmesi amacıyla seçilen bir numune hassas bir şekilde iki parçaya ayrılmıştır. İlgili numunenin bu iki parçaya kesilmiş hâline ait görsel Şekil 112’de sunulmuştur ($\theta \cong 30^\circ - 235^\circ, \theta \cong 235^\circ - 30^\circ$). Yapılan incelemeler sonucunda, yatağın çevresel açısı $\theta \cong 235^\circ$ ile 30° arasında kalan parçasında yorulma kaynaklı yüzey hasarları tespit edilmiştir. Buna karşılık, yatağın $\theta \cong 30^\circ - 235^\circ$ arasındaki kalan diğer parçasında herhangi bir hasar izine rastlanmamıştır. OM ile gerçekleştirilen detaylı analizler sonucunda, yorulma hasarının yatağın çevresel açısı $\theta \cong 290^\circ$ ile $\theta \cong 320^\circ$ arasında konumlandığı belirlenmiştir. Yatağın çevresel açısal konumuna göre hasarın oluşumu detaylandırılmış ve söz konusu bölge görsel olarak Şekil 113’te gösterilmiştir.



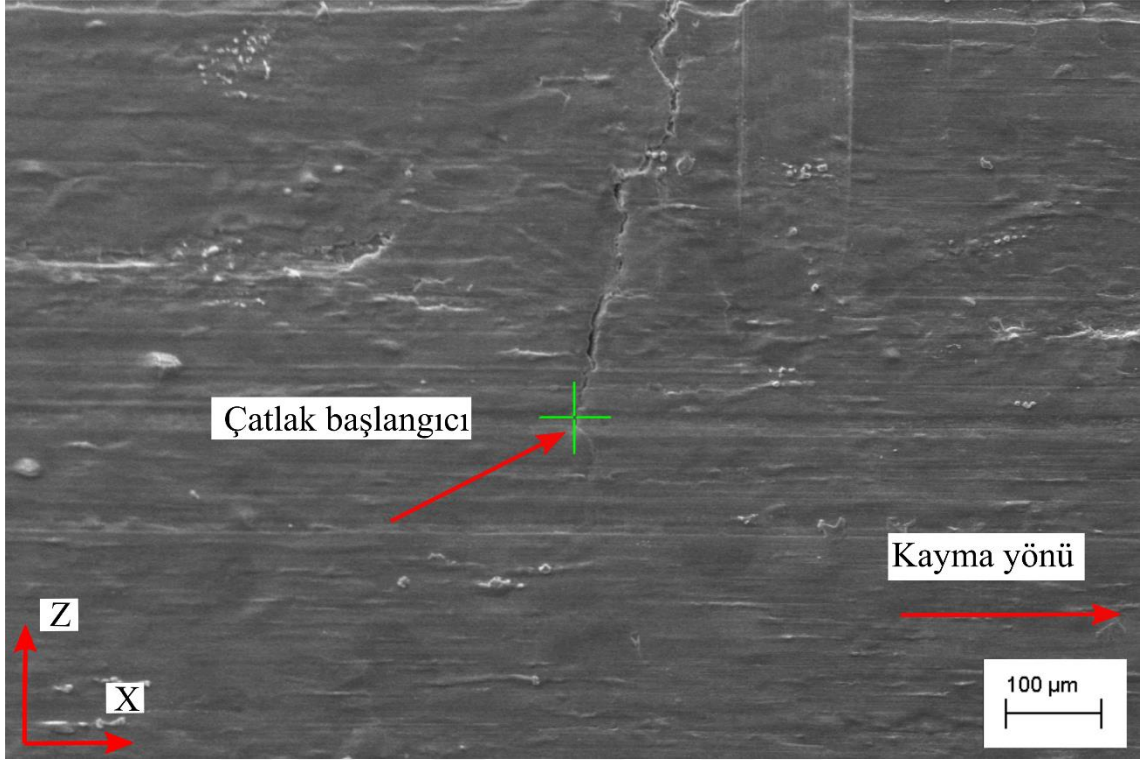
Şekil 112. Test-III deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın iki parçaya ayrılmış fotoğrafı



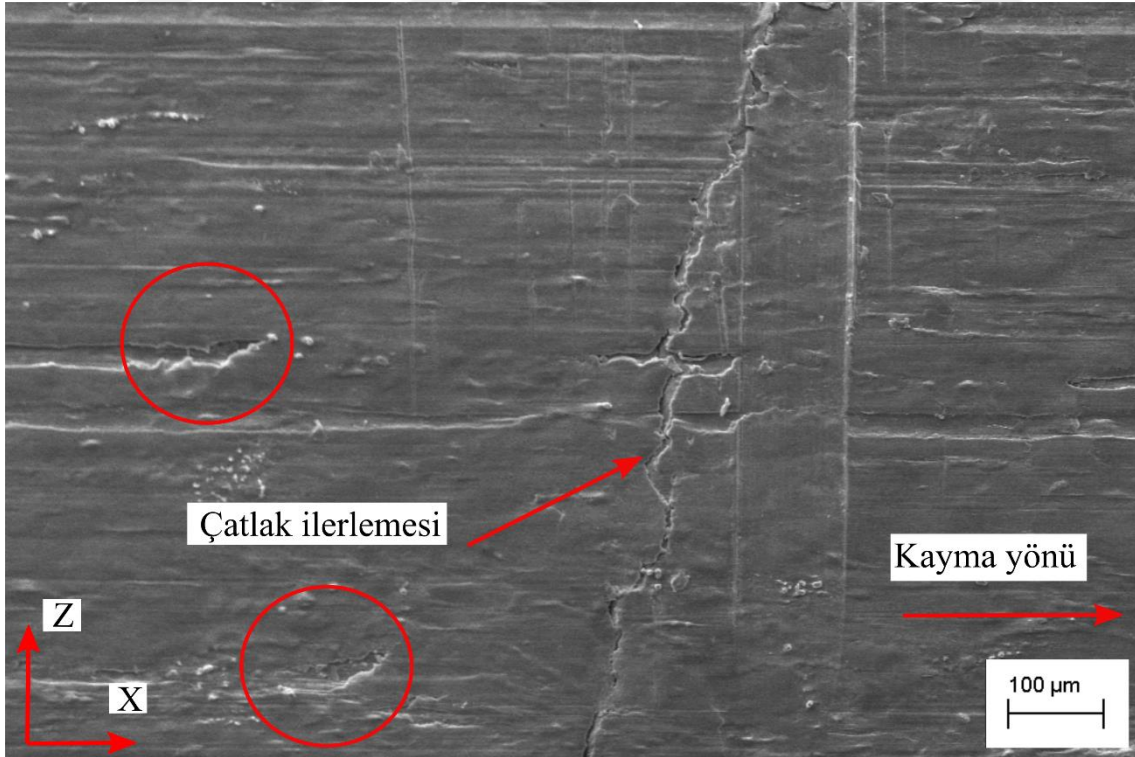
Şekil 113. Test-III deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın yüzeyinde oluşan yorulma hasarının konumu

Yorulma hasarının meydana geldiği bölgeye ait SEM görüntüleri Şekil 114–117’de sunulmuştur. Yapılan incelemeler sonucunda, yatak yüzeyinde başlayan tipik bir yorulma çatlak başlangıcı tespit edilmiştir. Bu çatlak, yatağın merkezine yakın bir konumda olduğu ve kayma yönüne dik bir doğrultuda ilerlediği belirlenmiştir. Ayrıca, çatlak başlangıç bölgesinde mikro düzeyde pullanma izleri ile lokal plastik deformasyon alanları gözlemlenmiştir.

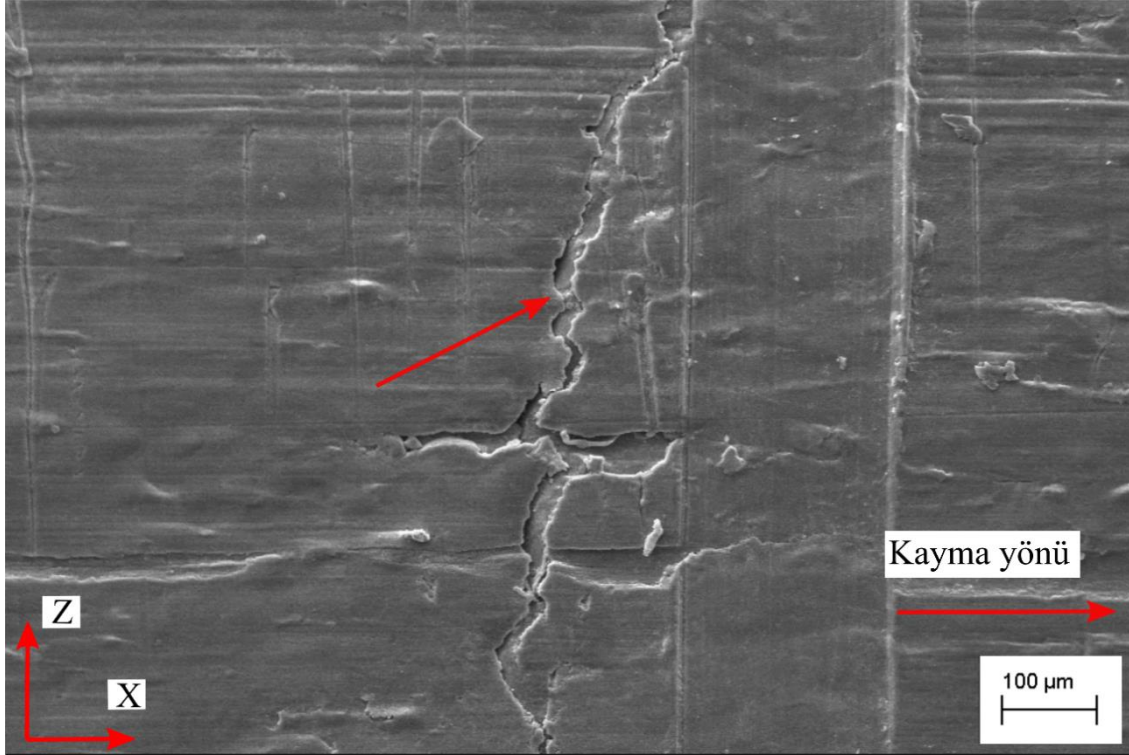
Şekil 116’da sunulan SEM görüntüsünün incelenmesi sonucunda, yatak yüzeyinde çok merkezli, düzensiz çöküntüler ve aşım ayrılmasına işaret eden yapısal bozulmalar tespit edilmiştir. Bu morfolojik yapıların, yüzey yorulması etkisiyle gelişen mikro çatlakların zamanla birleşmesi sonucu olduğu ve çukurlaşma (*pitting*) ile pullanma (*spalling*) tipi hasarlarla karakterize olduğu değerlendirilmiştir. Ayrıca, ana çatlak çevresindeki yapısal bozulmalar, çatlak sadece yüzeyde değil aynı zamanda yüzey altı bölgelerde de ilerlediğini düşündürmektedir.



Şekil 114. Test-III deney koşulu altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde mikro çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



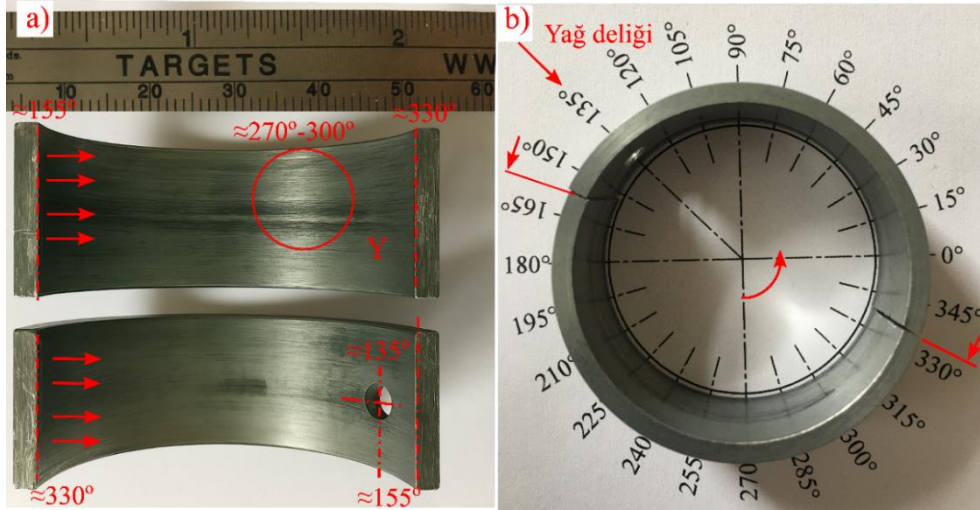
Şekil 115. Test-III deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



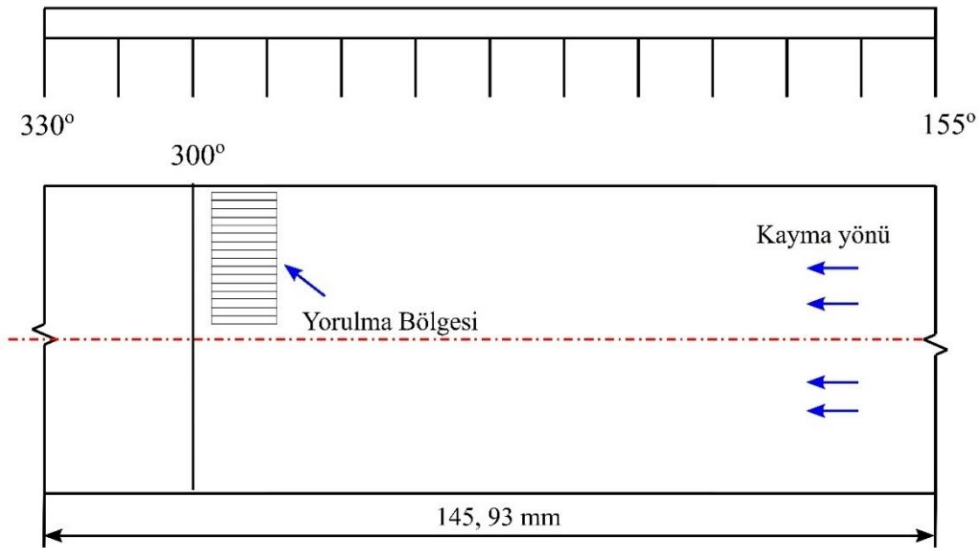
Şekil 116. Test-III deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde yorulma kaynaklı hasarları gösteren SEM görüntüsü

3.6.3. Test-IV Deney Koşulu Altında Yatakların Yorulma Yüzeylerinin İncelenmesine Ait Bulgular

Test-IV deney koşulları altında, 20 mm genişliğe sahip yatak numuneleri üzerinde gerçekleştirilen yorulma testleri sonrasında, seçilen bir numune, yaklaşık olarak $\theta \cong 155^\circ - 330^\circ$ çevresel aç aralığında iki parçaya kesilmiştir (Şekil 117). Yapılan analizler sonucunda, yatak yüzeyinde $\theta \cong 155^\circ$ ile 330° aralığında belirgin yorulma hasarları tespit edilirken, yatağın diğer parçasında herhangi bir hasar izine rastlanmamıştır. Şekil 117’ de görüldüğü üzere, yatağın $\theta \cong 155^\circ - 30^\circ$ bölgesinden $15 \times 20 \text{ mm}^2$ boyutlarında bir numune çıkarılmış ve OM ile analiz edilmiştir. Gerçekleştirilen mikroyapısal analizler sonucunda, yorulma hasarının $\theta \cong 280^\circ$ ile $\theta \cong 300^\circ$ çevresel açı aralığında yoğunlaştığı tespit edilmiştir. İlgili bölge, Şekil 188’de iki boyutlu olarak sunulmuştur. Yorulma hasarının gözlemlendiği bu konum, dinamik yükün neredeyse maksimum seviyeye ulaştığı ($\theta \cong 284^\circ$) bölgeye yakın bir konumda yer almakta olup bu durum Şekil 100 ile desteklenmektedir.



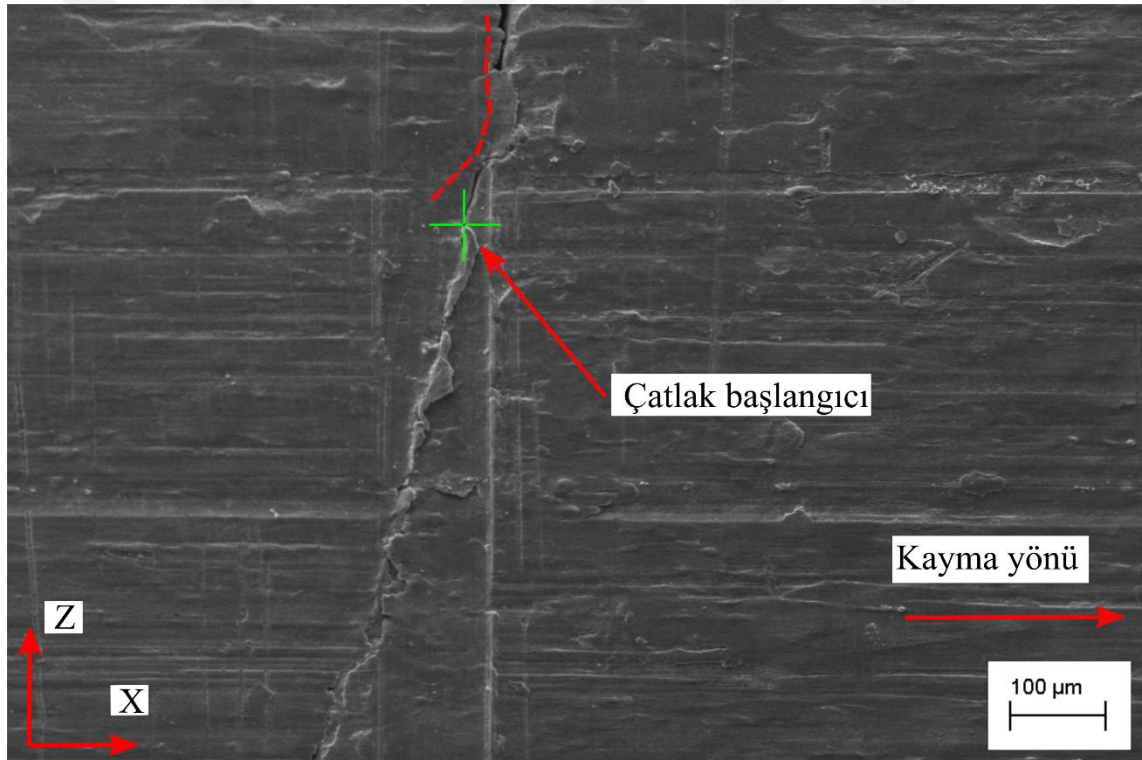
Şekil 117. Test-IV deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın iki parçaya ayrılmış fotoğrafı



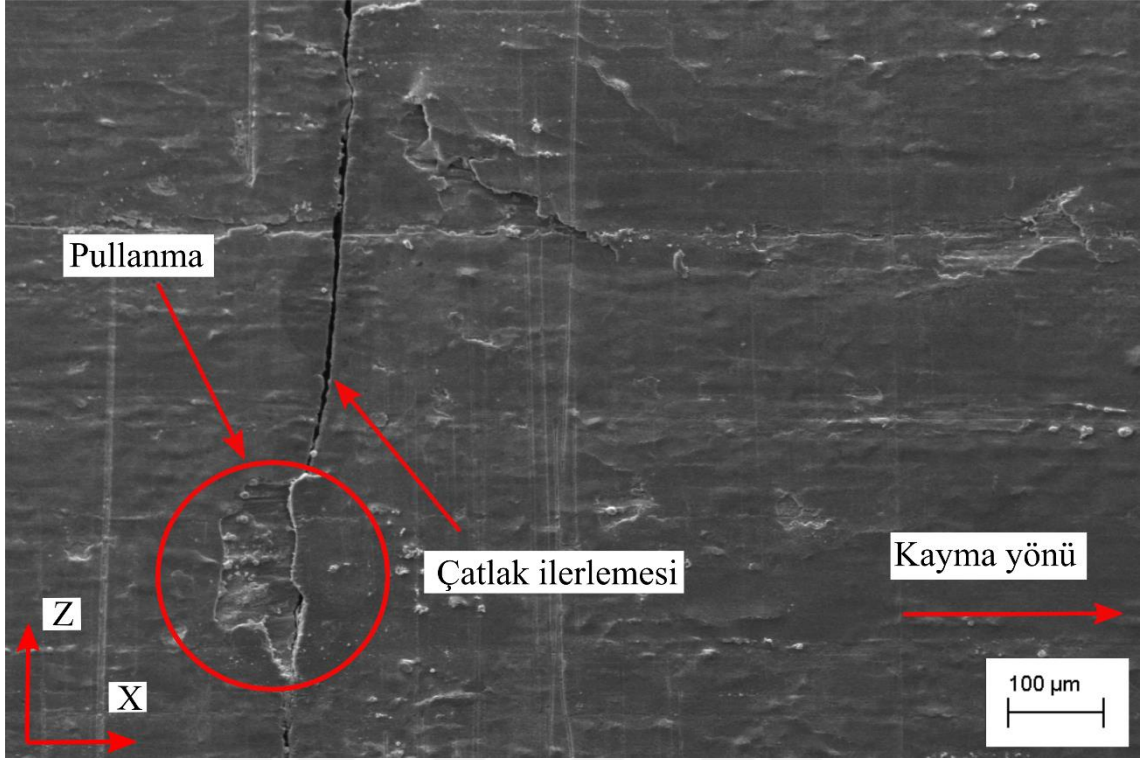
Şekil 118. Test-IV deney koşulu altında yorulmaya maruz bırakılan yatağın yüzeyinde oluşan yorulma hasarının konumu

Yorulma bölgesine ait SEM görüntüleri Şekil 119-122’de sunulmuştur. Yorulma çatlakları, gerçekleştirilen her deneyde olduğu gibi, yatak merkezine yakın bir noktada başlamış ve periyodik yükleme altında yatak yüzeyi boyunca kayma yönüne (veya milin dönme yönüne) dik doğrultuda kararlı şekilde ilerlemiştir (bkz. Şekil 119). Çatlak izi takip edildiğinde, ana çatlakın en yakın serbest yüzeye (yatak kenarına) doğru ilerlediği ve yatak yüzeyi boyunca yayıldığı gözlemlenmektedir (bkz. Şekil 120-122).

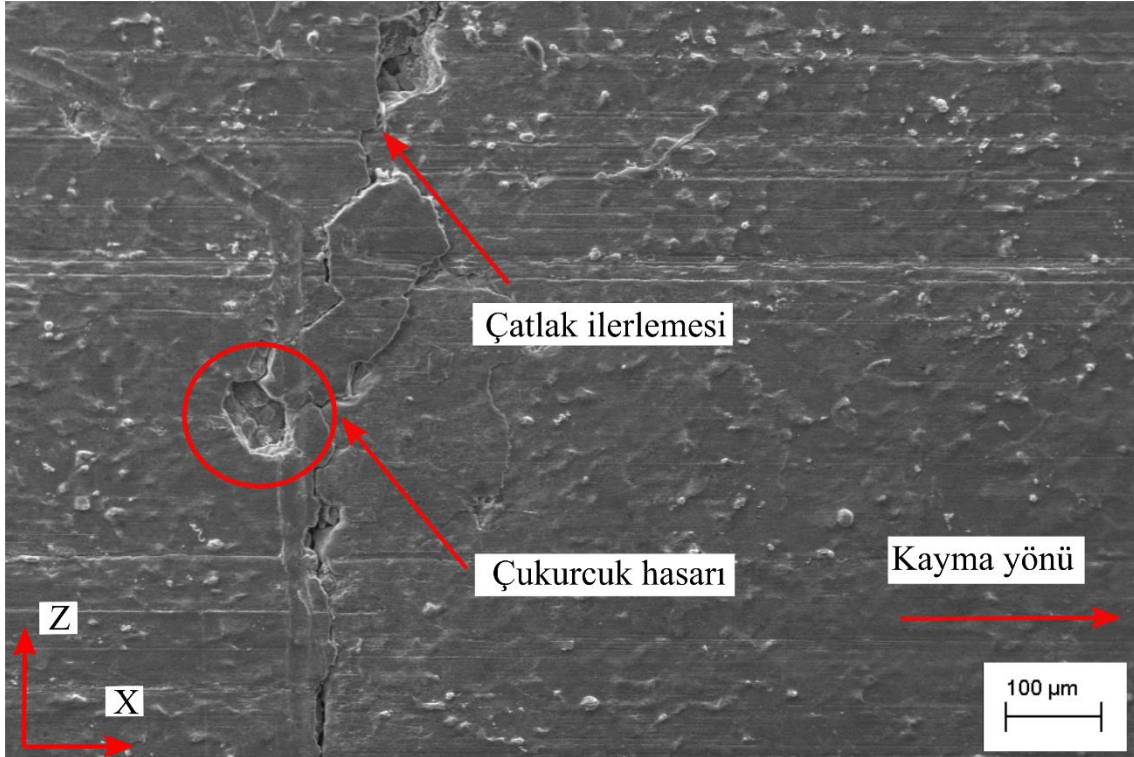
Şekil 120 ve Şekil 121’de sunulan SEM görüntülerinin detaylı incelemesi sonucunda, ana çatlak hattı üzerinde hem yüzeyden kaynaklı çukurcuk (*pitting*) tipi mikro boşluk oluşumları hem de pullanma (*spalling*) şeklinde karakterize edilen lokal malzeme kopmaları tespit edilmiştir. Pullanma, özellikle yüksek döngülü yorulma koşullarında, yüzeyde veya yüzey altı bölgede başlatılan mikro çatlakların zamanla birleşerek bir malzeme parçasının yüzeyden kopmasına neden olduğu bir süreçtir. Pullanma bölgelerinde, çatlak çevresinde mikroskobik yüzey bozulmaları ve plastik deformasyon izleri gözlemlenmektedir. Bu durum, çatlağın yalnızca yüzeyde ilerlemediğini, aynı zamanda yüzey altındaki mikroyapısal zayıf bölgelerde birleşen çatlak ağlarının da etkili olduğunu göstermektedir.



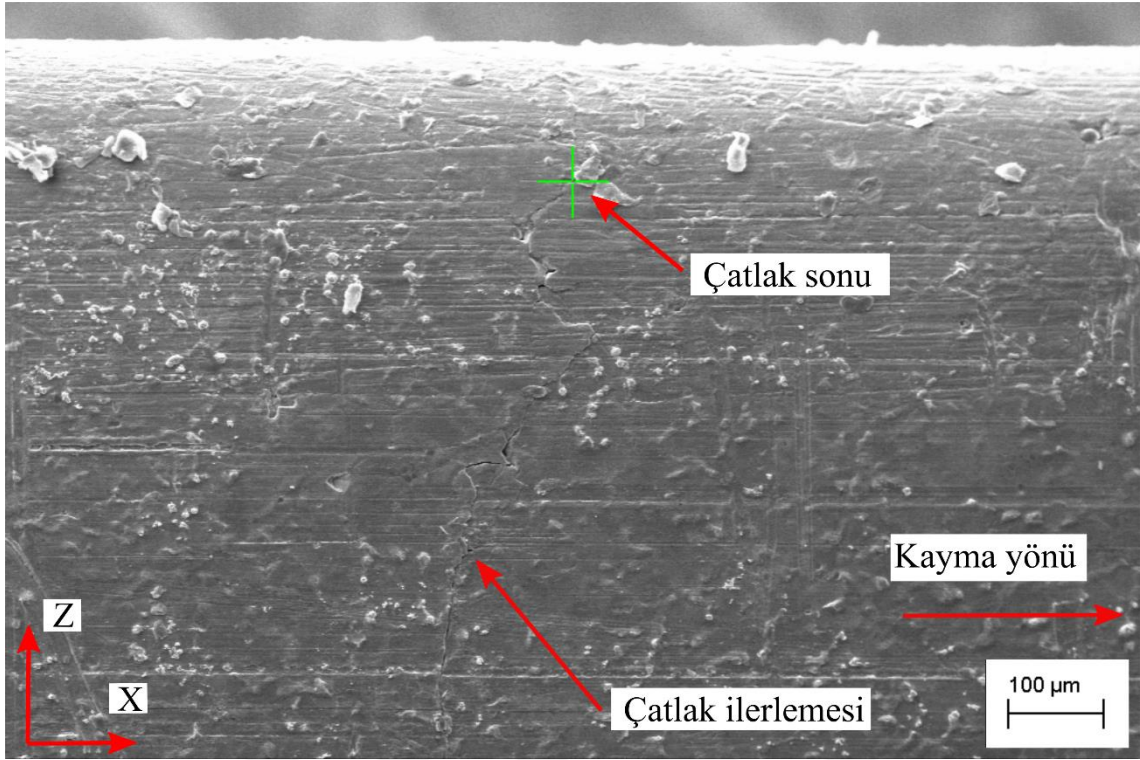
Şekil 119. Test-IV deney koşulu altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde mikro çatlak başlangıcını gösteren SEM görüntüsü



Şekil 120. Test-IV deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak ilerlemesini gösteren SEM görüntüsü



Şekil 121. Test-IV deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çukurecik oluşumunu gösteren SEM görüntüsü



Şekil 122. Test-IV deney koşulları altında yorulmaya maruz kalan yatak yüzeyinde çatlak sonunu gösteren SEM görüntüsü

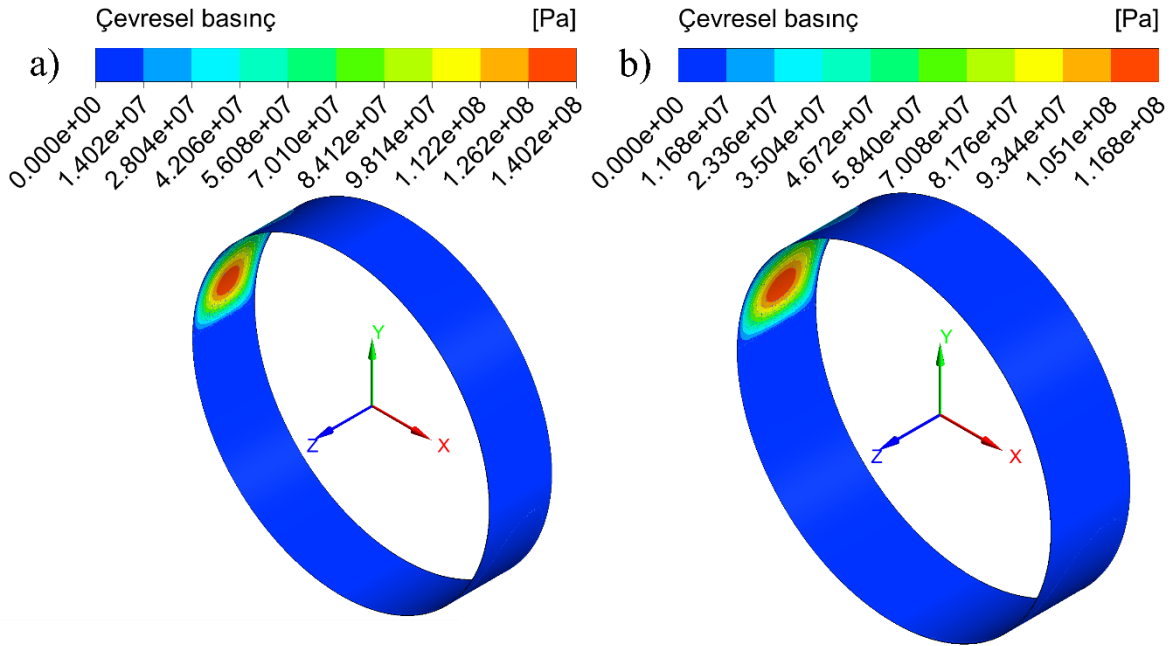
3.7. Sayısal Çalışmalardan Elde Edilen Bulgular

3.7.1. Grup-I Deneylerine Ait Sayısal Analiz Sonuçları

Çalışmanın bu aşamasında, Test-I yükleme koşulu altında yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değerleri $7,5^\circ$ 'lik krank açısı artışlarına karşılık gelen zaman adımlarında ($t = 0,00417s$) belirlenmiştir. Burada, yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değerlerinin konumsal olarak yorulma hasarının gözlemlendiği bölgelerle büyük oranda örtüştüğü görülmüştür (yatak çevre açısı $\theta \cong 160^\circ - \theta \cong 200^\circ$). Bununla birlikte, yatak genişliğine bağlı olarak yaklaşık $\phi \cong 7,5^\circ - 15^\circ$ aralığında bir krank açısı sapması gözlemlenmiştir. Analizlerden elde edilen bulgulara göre, $L = 10$ mm yatak genişliğinde yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değeri $352,5^\circ$ krank açısında meydana gelirken, $L = 12$ mm yatak genişliğinde bu değer 345° krank açısında, $L = 15$ mm yatak genişliğinde ise $337,5^\circ$ 'de oluşmaktadır. Benzer şekilde $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm yatak genişliklerinde ise $337,5^\circ$ krank açısında maksimum çevresel basınç değerleri elde

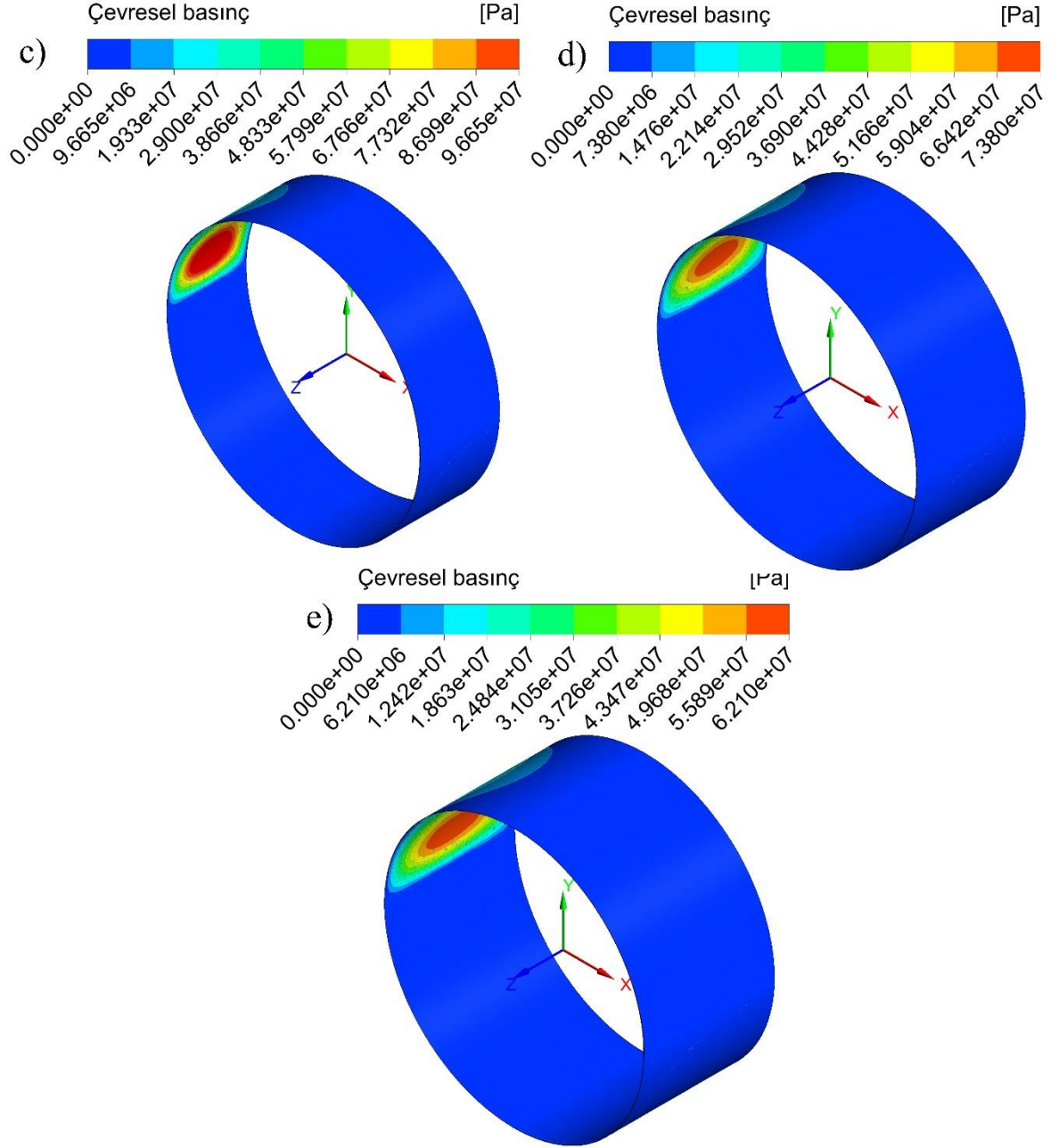
edilmiştir. Bu sonuçlar, yatak genişliği arttıkça maksimum basınç konumunun daha küçük krank açılarında doğru kayma eğilimi olduğunu göstermektedir. Ancak, yatak genişliğinin $L = 15$ mm'yi aşması durumunda bu kayma eğilimi giderek dengelenmektedir.

Şekil 123'te sunulan Test-I dinamik yükleme koşulu altındaki veriler, beş farklı yatak genişliğine ($L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm) ait kritik krank açılarındaki elde edilen basınç dağılımlarını göstermektedir. Renk skalasında kırmızı bölgeler maksimum basınç değerlerini (P_{max}), mavi bölgeler ise minimum basınç değerlerini (P_{min}) temsil etmektedir. $L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm yatak genişliklerinde elde edilen maksimum çevresel basınç değerleri kritik krank açılarındaki sırasıyla $P_{max} = 140,2$ MPa, $P_{max} = 116,8$ MPa, $P_{max} = 96,65$ MPa, $P_{max} = 73,80$ MPa ve $P_{max} = 62,10$ MPa olarak elde edilmiştir. Bu durum, yatak genişliğinin çevresel basınç dağılımı üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymaktadır.



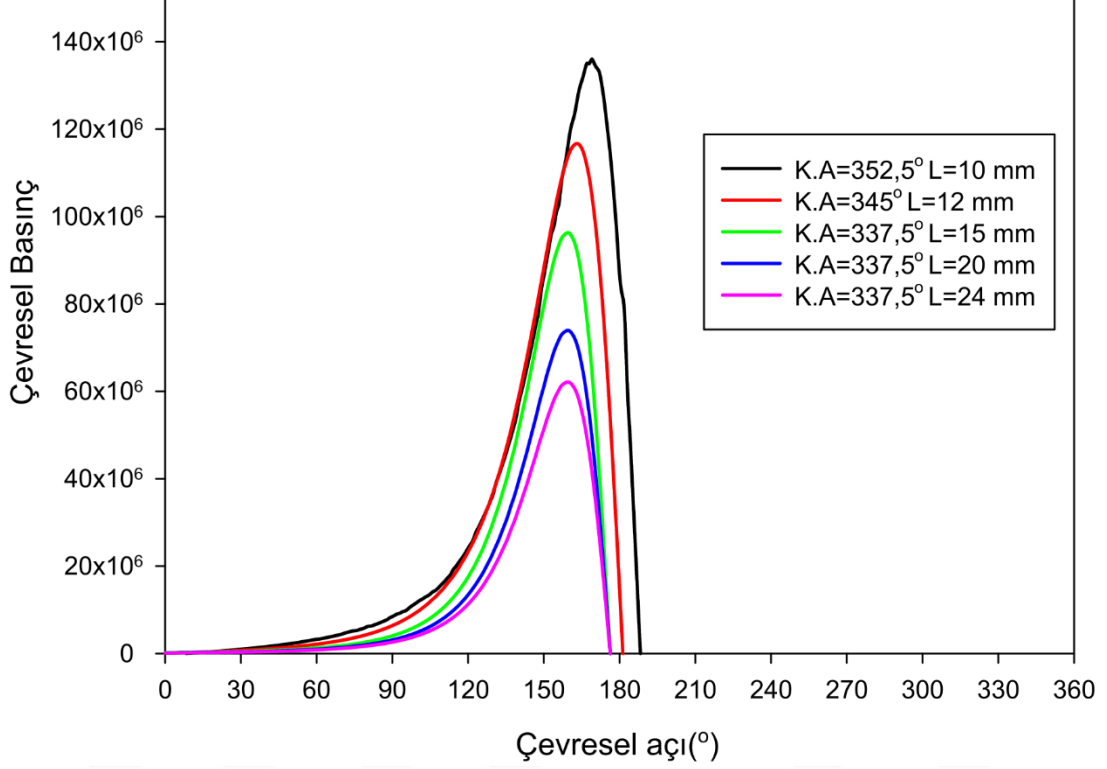
Şekil 123. Test-I dinamik yükleme koşulu altında farklı yatak genişlikleri için kritik krank açılarındaki elde edilen çevresel basınç dağılımları a) 10 mm, b) 12 mm, c) 15 mm, d) 20 mm, e) 24 mm

Şekil 123'ün devamı



. Şekil 124 Test-I yükleme koşulu altında beş farklı yatak genişliğine ($L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm) ait kritik krank açılarındaki yatağın orta düzlemi boyunca elde edilen basınç dağılım profillerinin çevresel açıya göre değişimini göstermektedir. Analiz sonuçlarına göre, $L = 10$ mm yatak genişliğinde yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değeri, 170° 'lik yatağın çevresel açısında gözlemlenirken, yatak genişliğinin $L = 12$ mm'ye artmasıyla bu kritik değer 165° konumuna kaymaktadır. Yatak

genişliği $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm'ye arttığında ise maksimum basınç değerinin 160° 'lik açısal konumda oluştuğu tespit edilmiştir

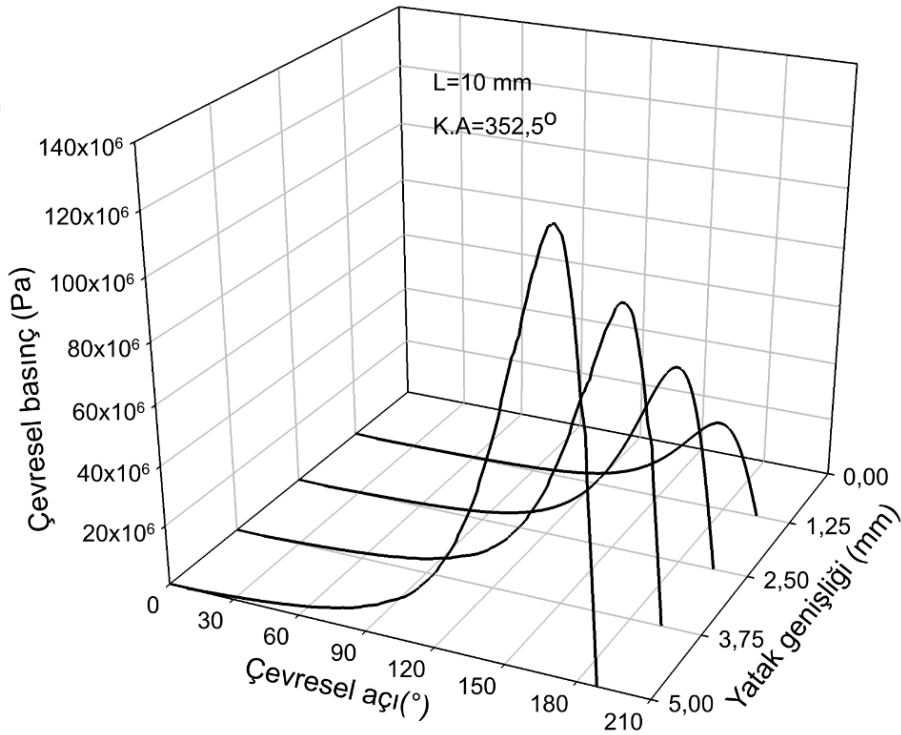


Şekil 124. Test-I dinamik yükleme koşulu altında farklı yatak genişlikleri için kritik krank açılarında yatağın orta düzlemi boyunca elde edilen basınç dağılım profilleri

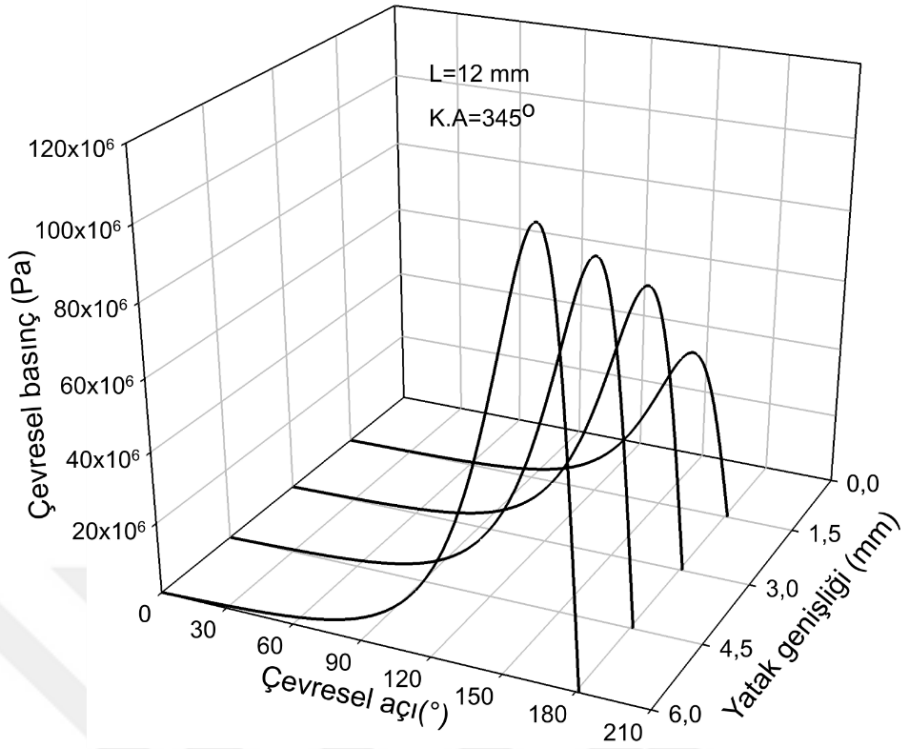
$L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm yatak genişlikleri için, yağ filmindeki çevresel basınç dağılımının yanı sıra aksel yöndeki basınç dağılımlarının yatak yüzeyinde oluşturduğu etkileri incelemek amacıyla üç boyutlu basınç dağılım grafikleri oluşturulmuştur. Bu grafikler, Test-I dinamik yükleme koşulu altında, yağ filminde ortaya çıkan kritik krank açılarında oluşan maksimum basınç dağılımları dikkate alınarak hazırlanmıştır. Bu basınç dağılımlarının yatak burcunun yarı genişliğindeki üç boyutlu değişimi Şekil 125-129'da sırasıyla sunulmuştur. Söz konusu grafikler, yatak yüzeyindeki basınç değişimlerinin çevresel ve aksel yöndeki kompleks davranışını ortaya koymaktadır. Özellikle, yatak ortasındaki çevresel basınç dağılımının enine kesitte parabolik bir profil sergilediği ve yatak kenarına doğru kademeli olarak azaldığını göstermektedir. Örneğin, $L = 10$ mm yatak genişliğine sahip test yatağında, yatağın orta düzlem izgisi ($0,5L$) zerinde elde edilen maksimum basınç değeri $P_{max} = 140,2$ MPa iken, yatak kenarına $1,25$ mm mesafedeki ($0,125L$) düzlem üzerinden elde edilen maksimum çevresel

basınç değeri $P_{\max} = 8,55$ MPa olarak belirlenmiştir. Bu basınç azalımı, tüm analiz edilen yatak genişliklerinde ($L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm) benzer şekilde gözlemlenmiş olup, aksenal basınç dağılımının karakteristik profilini yansıtmaktadır.

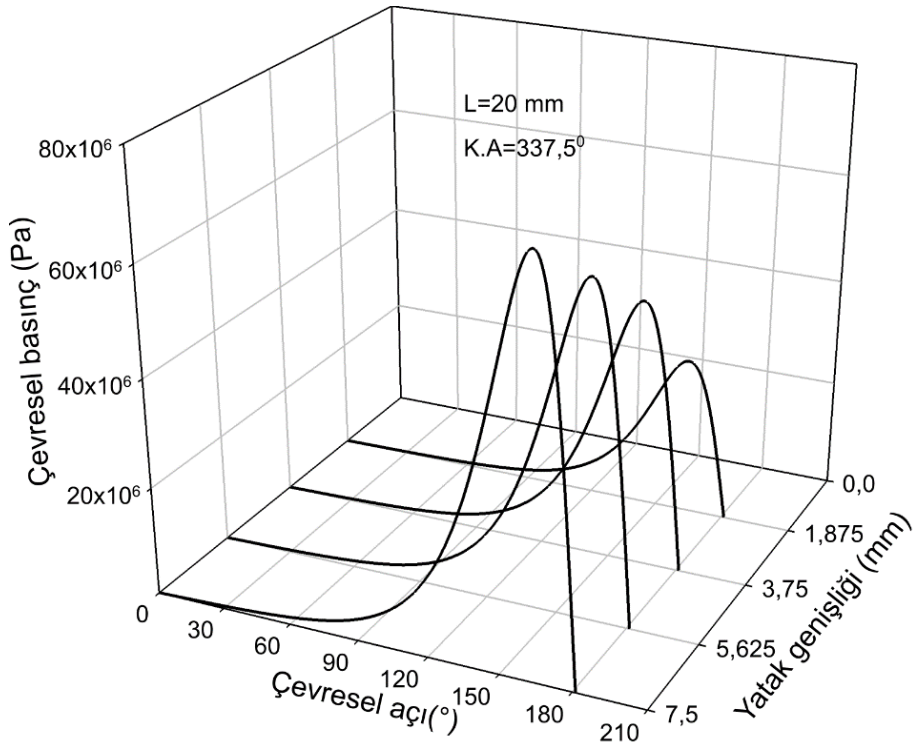
Kaymalı yataklarda yorulma ömrü, farklı gerilme bileşenlerinin kombinasyonu ile belirlenir. Bu gerilmeler, yatak malzemesinde mikro çatlak oluşumuna ve zamanla yorulma hasarına yol açar. Yorulmada etkili olan başlıca gerilme türleri, radyal, aksenal, teğetsel ve kayma gerilmelemdir (McCallion & Lotfi, 1992). Bu nedenle, yorulma analizinde, tüm gerilme bileşenlerinin kombinasyonunu temsil eden eş değer (Von mises) gerilme değeri kullanılır. Von Mises kriteri, çok aksenli gerilme durumunu tek bir değerle ifade ederek yorulma hasarını tahmin etmeye olanak tanır. Bu amaçla, Test-I yükleme koşulu altında, farklı yatak genişliklere sahip ($L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm) kaymalı yataklarda kritik krank açılarında oluşan gerilme dağılımları incelenmiş ve yatak genişliğinin radyal, aksenal, teğetsel, kayma ve eşdeğer gerilme değerleri üzerindeki etkisi karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir.



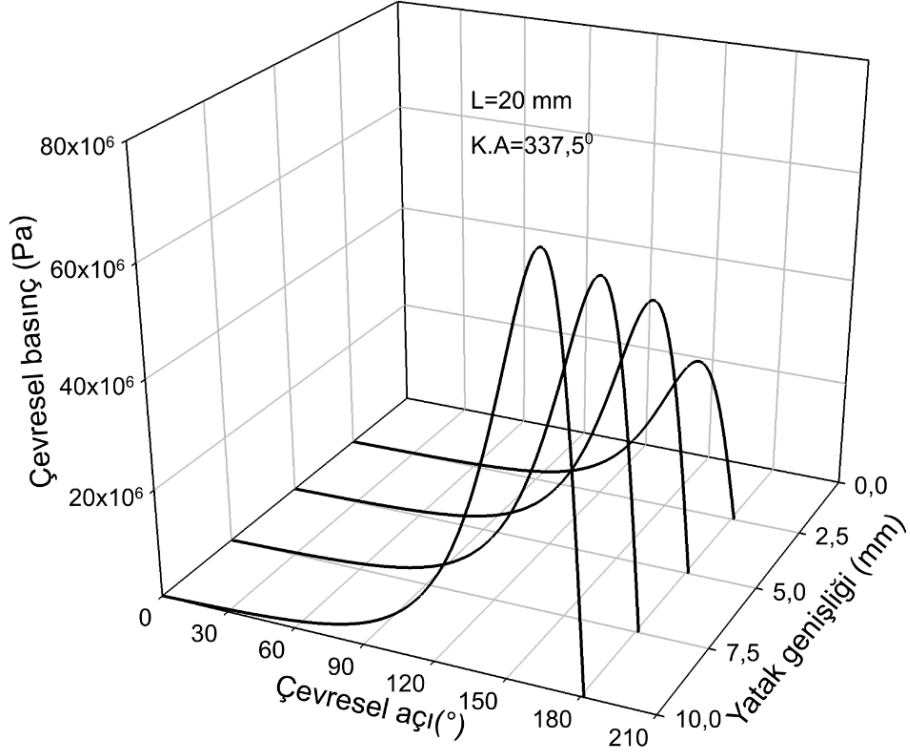
Şekil 125. Test-I yükleme koşullarında, 10 mm genişliğe sahip yatakta 352,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı



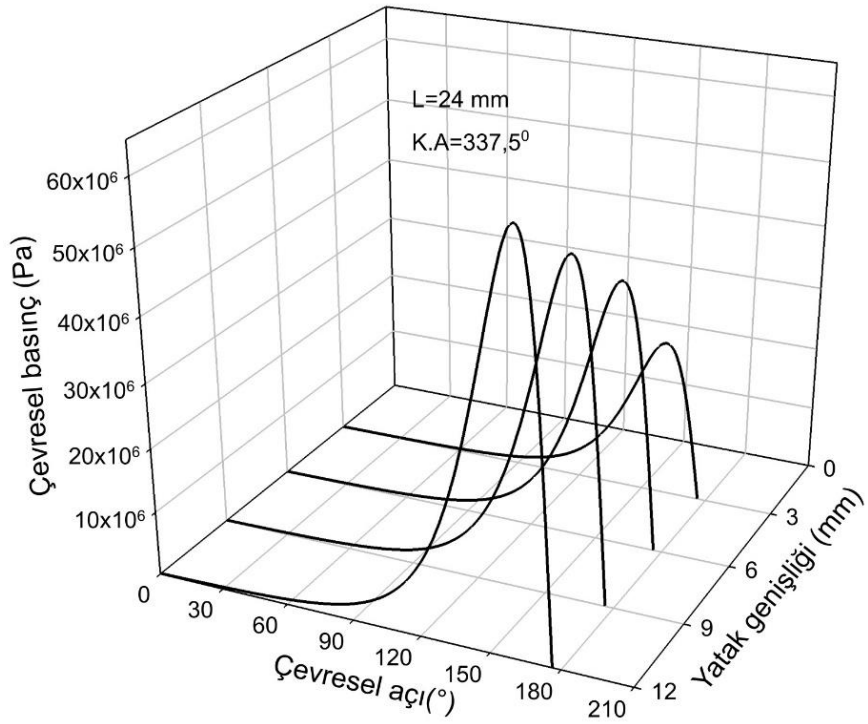
Şekil 126. Test-I yükleme koşullarında, 12 mm genişliğe sahip yatakta 345° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı



Şekil 127. Test-I yükleme koşullarında, 15 mm genişliğe sahip yatakta 337,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı



Şekil 128. Test-I yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta $337,5^\circ$ krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı

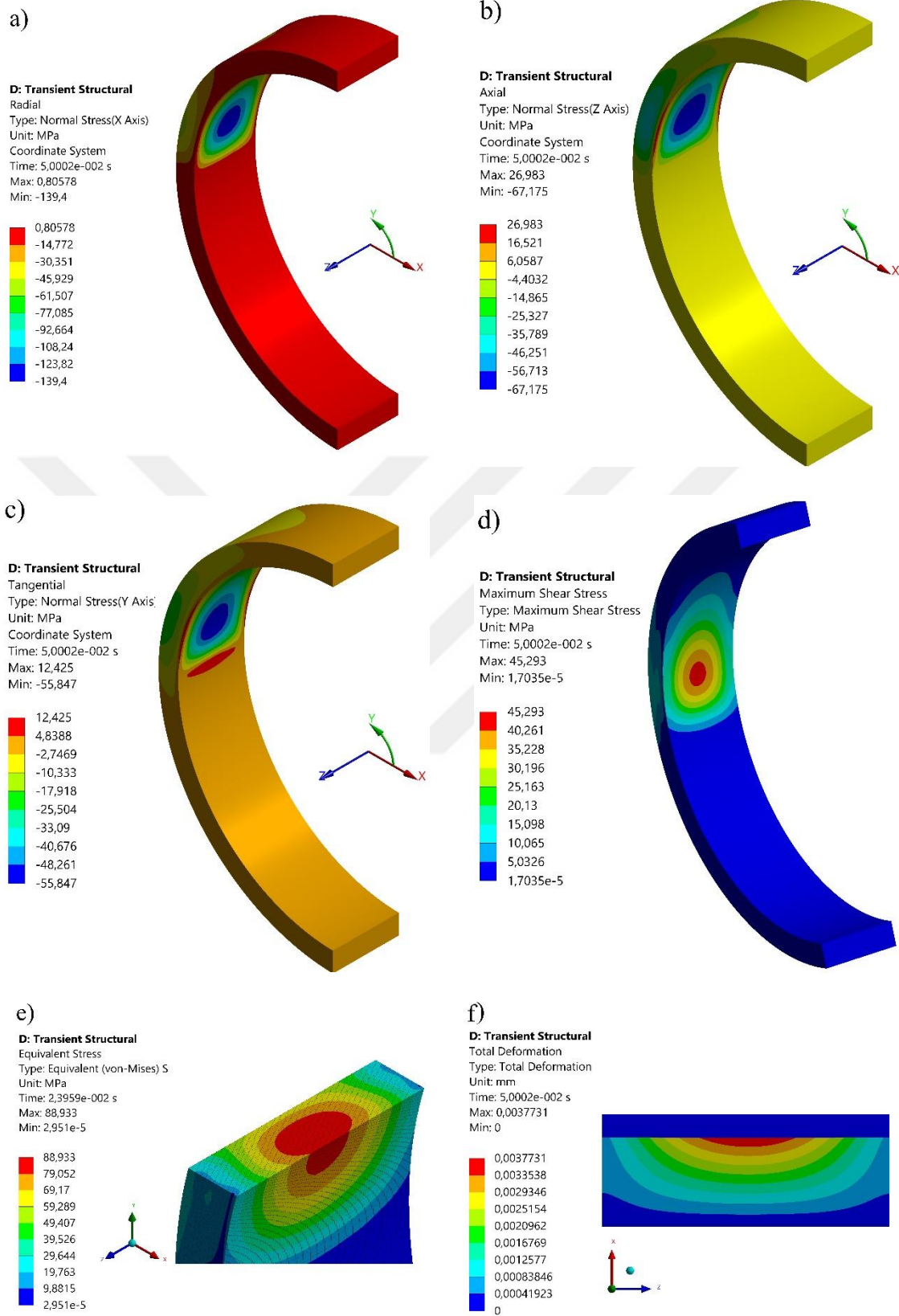


Şekil 129. Test-I yükleme koşullarında, 24 mm genişliğe sahip yatakta $337,5^\circ$ krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı

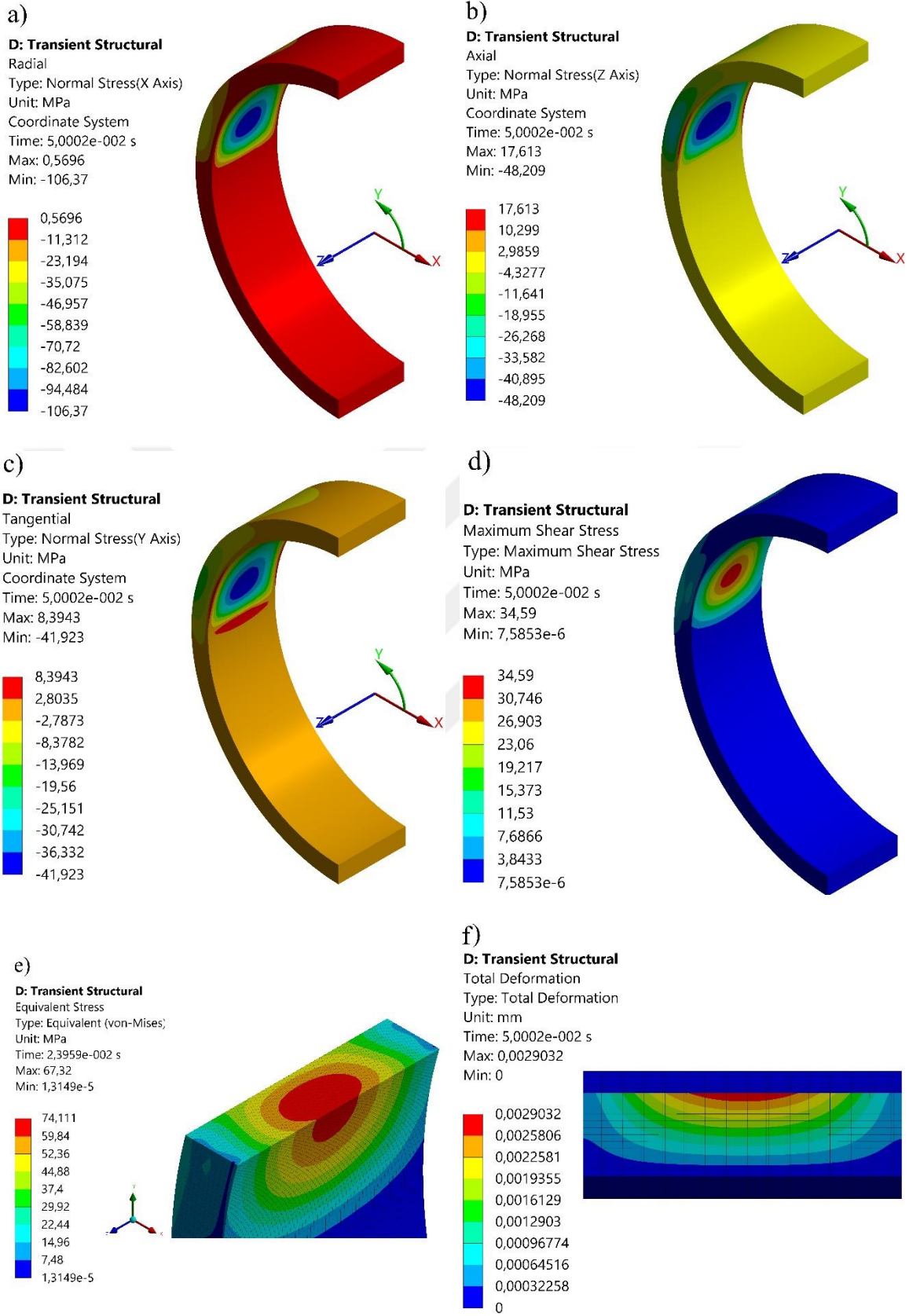
$L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm genişliğindeki kaymalı yatakların kritik krank açılarında oluşan gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 130-134'te sunulmuştur. Gerçekleştirilen analizler sonucunda, yatak genişliği arttıkça tüm gerilme bileşenlerinde belirgin bir azalma eğilimi gözlemlenmiştir. $L = 10$ mm yatak genişliğinde kritik krank açısında, maksimum radyal gerilme $-139,4$ MPa, aksenal gerilme $-67,175$ MPa, teğetsel gerilme $-55,847$ MPa, kayma gerilmesi $45,293$ MPa ve eş değer (Von-mises) gerilme $88,93$ MPa olarak belirlenmiştir (bkz. Şekil 130). $L = 24$ mm yatak genişliğinde ise maksimum radyal gerilme $-99,496$ MPa, aksenal gerilme $-42,349$ MPa, teğetsel gerilme $-41,169$ MPa, kayma gerilmesi $32,014$ MPa ve eş değer (Von-mises) gerilme $61,111$ MPa olarak elde edilmiştir (bkz. Şekil 134).

Elde edilen bulgular, dar genişliğe sahip yataklarda (örneğin $L = 10$ mm), uygulanan yükün daha sınırlı bir yüzey alanına etki ettiğini ve bu nedenle yerel gerilme şiddetinin arttığını ortaya koymaktadır. Yatak genişliği arttıkça, yük dağılımı daha homojen hâle gelmekte ve yük taşıma yüzeyinin genişlemesiyle birlikte tüm gerilme bileşenlerinde önemli azalmalar meydana gelmektedir. $L = 12$ mm, $L = 15$ mm ve $L = 20$ mm genişliğe sahip yataklar üzerinde yapılan analizler değerlendirildiğinde, $L = 12$ mm genişliğindeki yatakta, sırasıyla $-136,37$ MPa radyal, $-48,209$ MPa aksenal, $-41,923$ teğetsel ve $34,59$ MPa kayma gerilmesi değerleri elde edilmiştir (bkz. Şekil 131). $L = 15$ mm genişliğindeki yatakta, sırasıyla $-96,564$ MPa radyal, $-41,422$ MPa aksenal, $-39,212$ teğetsel ve $31,247$ MPa kayma gerilmesi değerleri elde edilmiştir (bkz. Şekil 132). $L = 20$ mm genişliğindeki yatakta, sırasıyla $-71,687$ MPa radyal, $-30,592$ MPa aksenal, $-29,449$ teğetsel ve $23,071$ MPa kayma gerilmesi değerleri elde edilmiştir (bkz. Şekil 133).

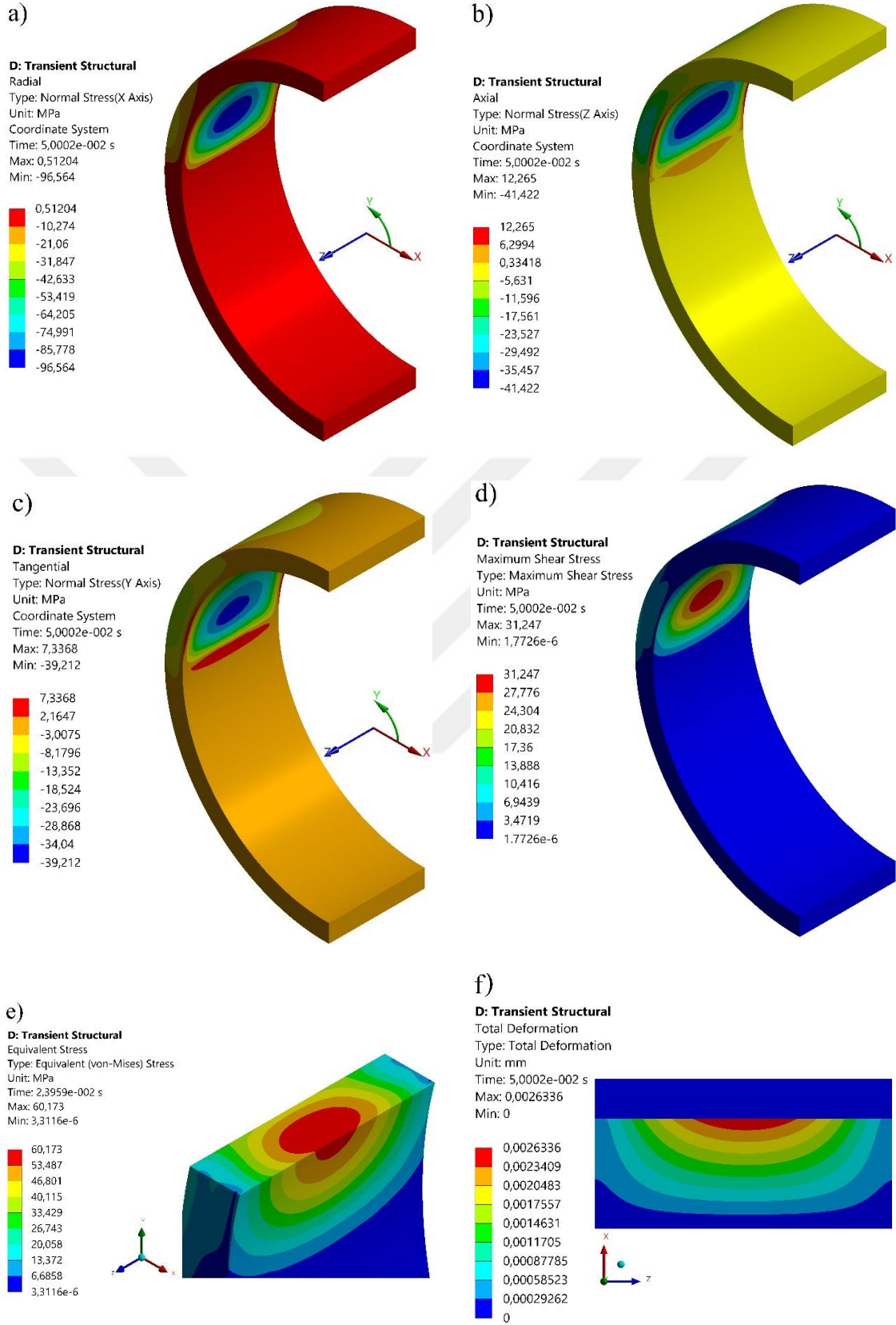
Yatak genişliği ile oluşan toplam deformasyon değerleri arasındaki ilişki incelendiğinde, yatak genişliğinin artmasıyla birlikte deformasyon miktarında belirgin bir azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Sayısal analizler sonucunda elde edilen toplam deformasyon değerleri sırasıyla; $L = 10$ mm genişliğinde $3,7731$ μm , $L = 12$ mm genişliğinde $2,9032$ μm , $L = 15$ mm genişliğinde $2,6336$ μm , $L = 20$ mm genişliğinde $1,9423$ μm ve $L = 24$ mm genişliğinde $1,6208$ μm olarak belirlenmiştir. Bu bulgular, yatak geometrisinin yük taşıma kapasitesi üzerindeki etkisini açıkça ortaya koymaktadır. Daha geniş yatakların, mukavemet açısından avantaj sağladığını ve yapısal deformasyonun sınırlandırılmasında daha etkin olduğunu göstermektedir.



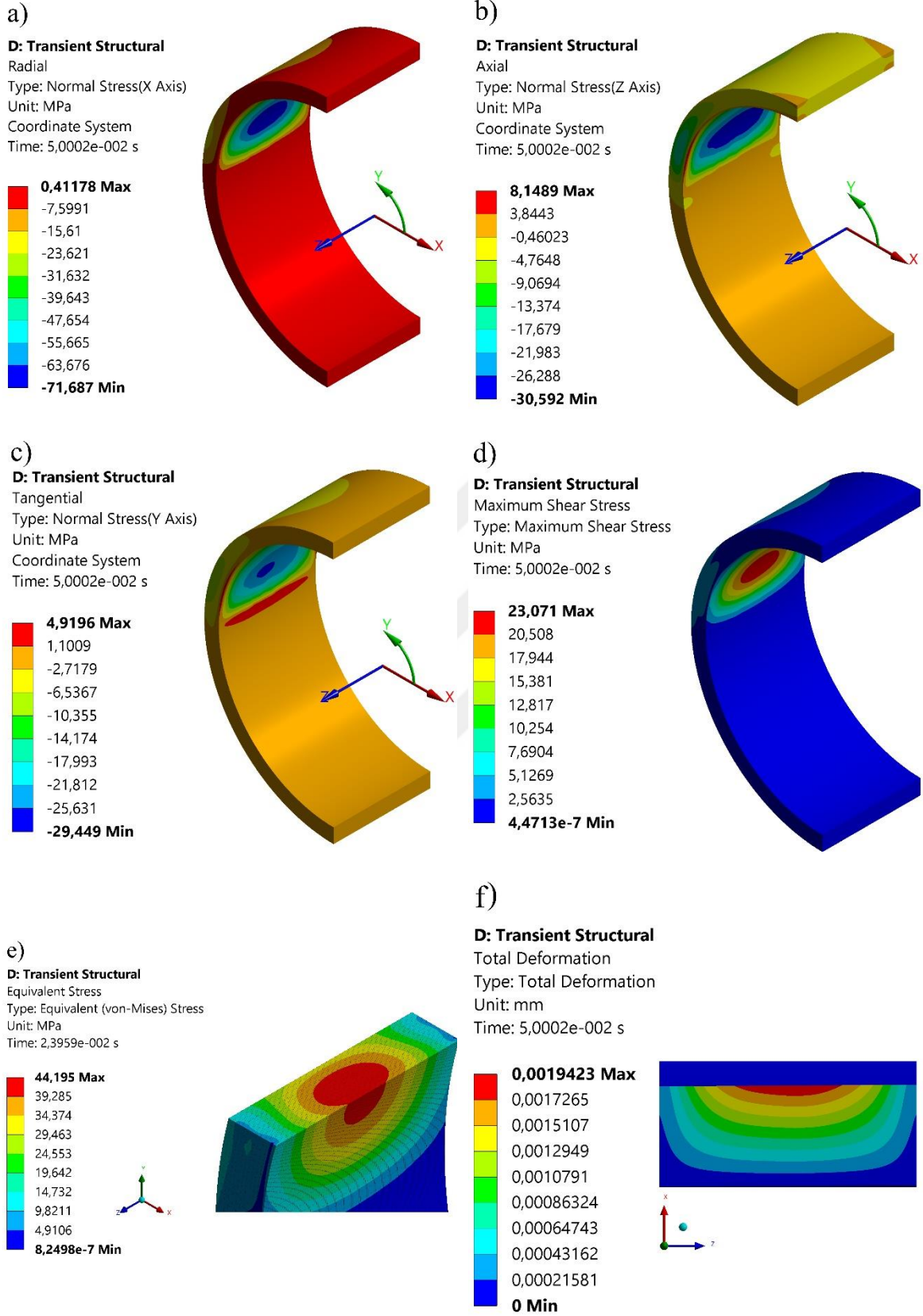
Şekil 130. Test-I yükleme koşullarında, 10 mm genişliğe sahip yatakta $352,5^\circ$ krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon



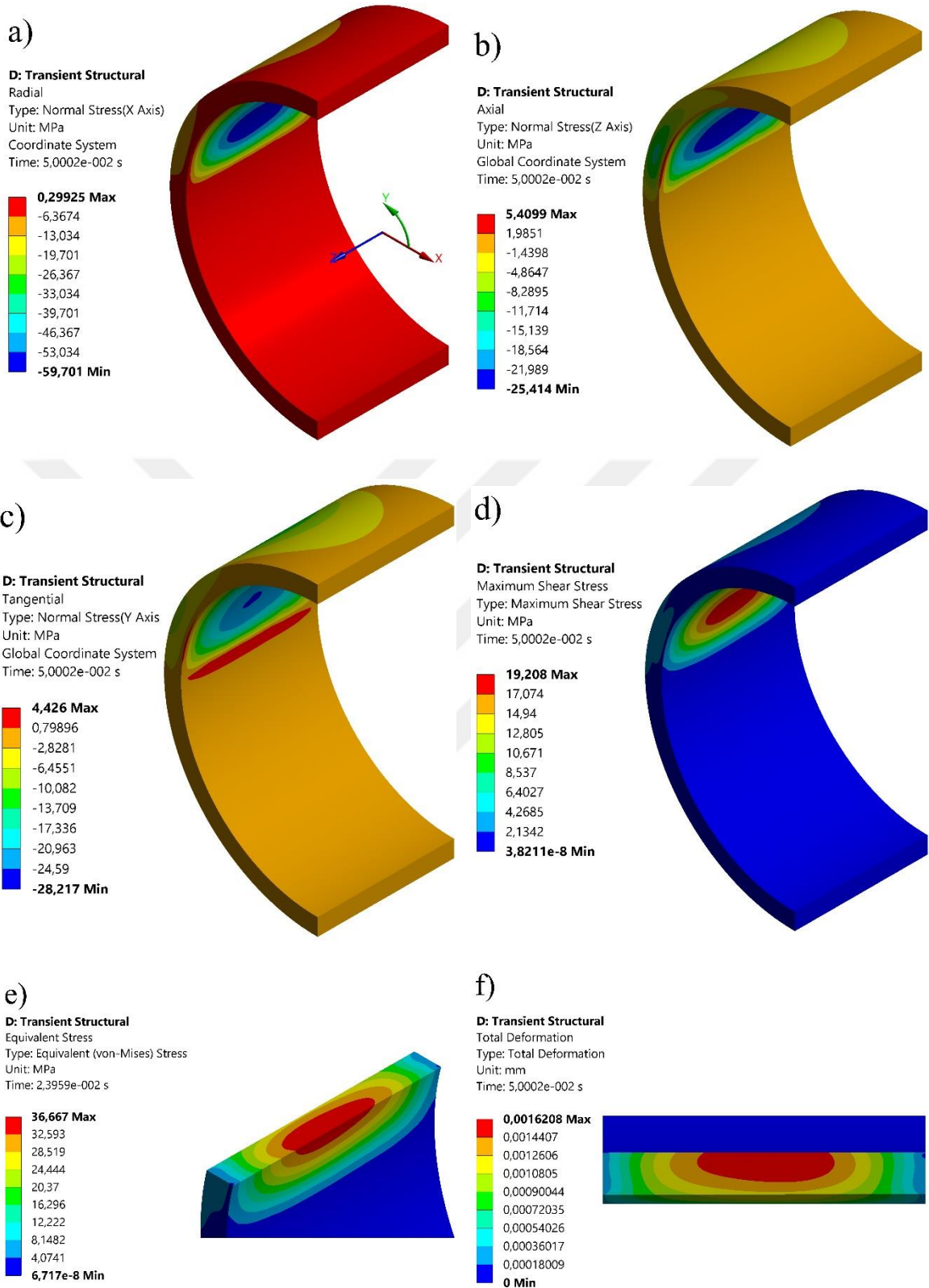
Şekil 131. Test-I yükleme koşullarında, 12 mm genişliğe sahip yatakta 345° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon



Şekil 132. Test-I yükleme koşullarında, 15 mm genişliğe sahip yatakta $337,5^\circ$ krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon

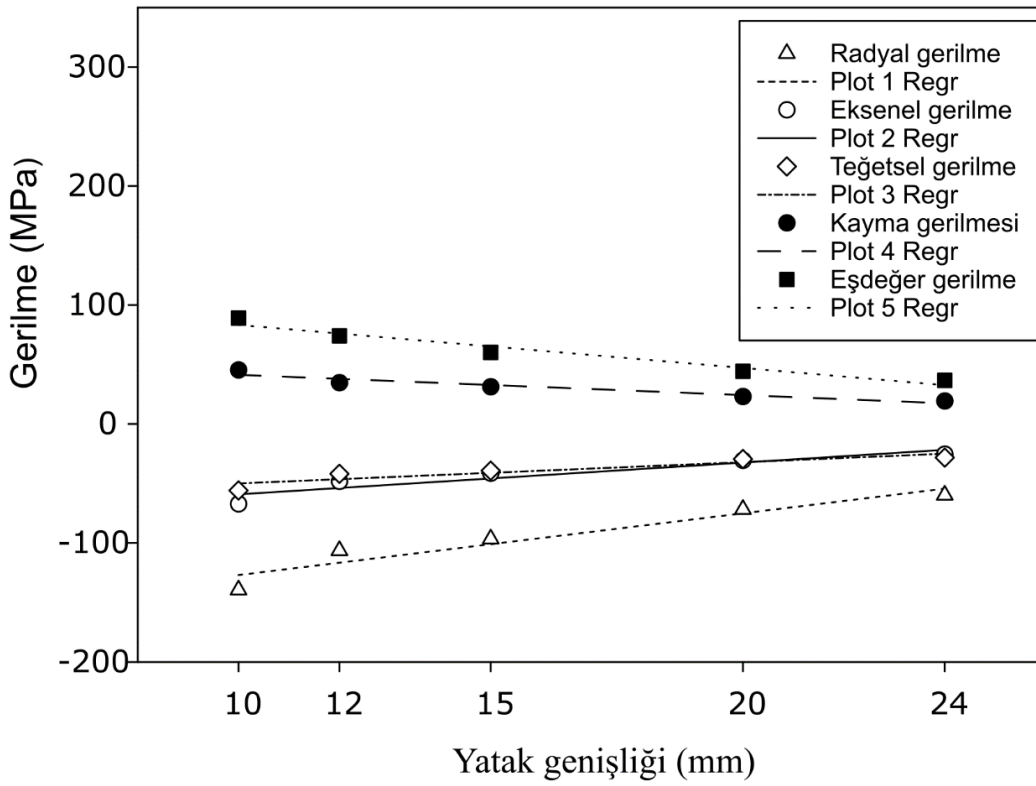


Şekil 133. Test-I yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta $337,5^\circ$ krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon



Şekil 134. Test-I yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta $337,5^\circ$ krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon

Şekil 135'te $L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm genişliğine sahip kaymalı yatakların, kritik krank açılarında oluşan radyal, aksenal, teğetsel, kayma ve eşdeğer (Von Mises) gerilme bileşenlerine ait dağılımlar grafiksel olarak sunulmuştur. Yapılan sayısal analizler sonucunda, yatak genişliğindeki artışa bağlı olarak tüm gerilme bileşenlerinde belirgin bir azalma eğilimi gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar, dar yataklarda ($L = 10$ mm) yükün daha küçük bir alana yoğunlaşarak gerilme konsantrasyonunu artırdığını, geniş yataklarda ise yük dağılımının yatak genişliği boyunca yayılarak gerilme bileşenlerini düşürdüğünü göstermektedir.



Şekil 135. Farklı yatak genişliklerine sahip kaymalı yatakların, kritik krank açılarında elde edilen radyal, aksenal, teğetsel, kayma ve eşdeğer gerilme (Von Mises) dağılımlarının karşılaştırmalı grafiği.

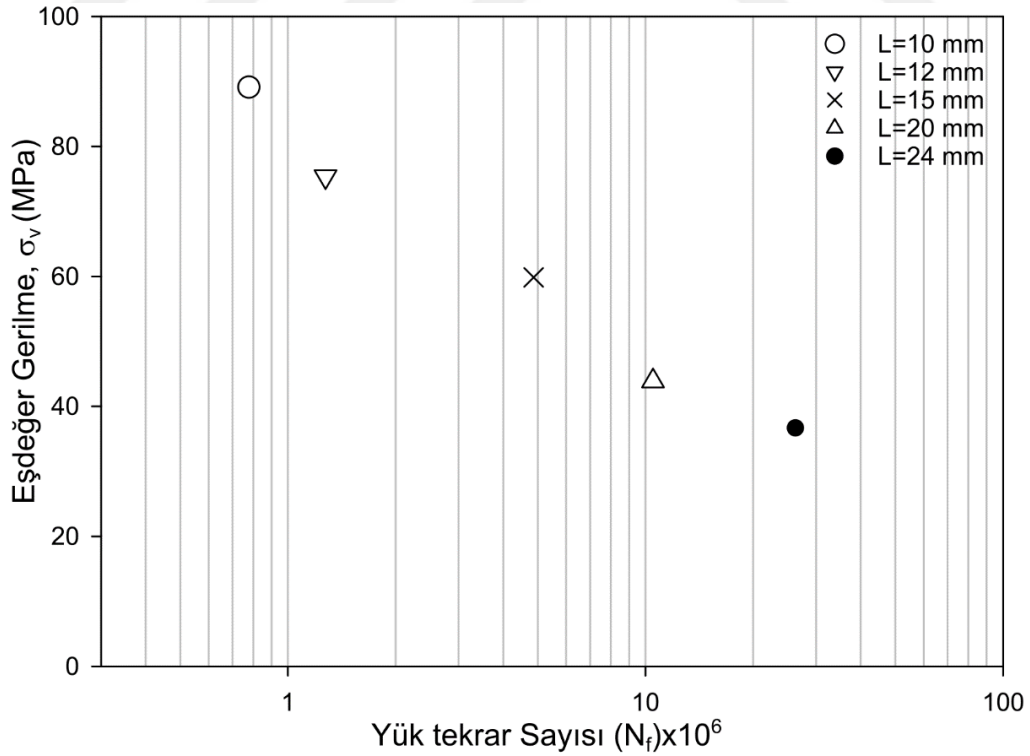
'Grup-I' olarak adlandırılan deney grubunda (Test-I yükleme koşulları) gerçekleştirilen gerilme analizleri sonucunda, her bir yatak genişliği için elde edilen eşdeğer gerilme değerleri, yorulma ömrünün sayısal olarak belirlenmesinde gerilme bileşeni olarak kullanılmıştır. Yorulma analizlerinde malzemenin plastik akma davranışını ve çok aksenli gerilme durumlarını dikkate alabilen bir kriter olan eş değer gerilme, üç aksenli gerilme tensöründen aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır.

$$\begin{bmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yz} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{bmatrix} \quad (35)$$

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{(\sigma_{xx} - \sigma_{yy})^2 + (\sigma_{yy} - \sigma_{zz})^2 + (\sigma_{zz} - \sigma_{xx})^2 + 6(\sigma_{xy}^2 + \sigma_{yz}^2 + \sigma_{zx}^2)}{2}} \quad (36)$$

Bu bağıntı hem normal hem de kayma gerilmelerini hesaba kattığı için yorulma ömrü tahmininde kullanılan en yaygın eşdeğer gerilme kriterlerinden biridir.

Yorulma analizleri, ANSYS WORKBENCH yazılımının içerisinde yer alan FATIGUE TOOL modülü kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda elde edilen yorulma ömrü değerleri sırasıyla, L = 10 mm yatak genişliğinde $N_f = 7,82 \times 10^5$ çevrim, L = 12 mm yatak genişliğinde $N_f = 1,28 \times 10^6$ çevrim, L = 15 mm yatak genişliğinde $N_f = 4,87 \times 10^6$ çevrim, L = 20 mm yatak genişliğinde $N_f = 1,05 \times 10^7$ çevrim ve L = 24 mm yatak genişliğinde $N_f = 2,63 \times 10^7$ çevrim olarak belirlenmiştir. Elde edilen bulgular doğrultusunda, eşdeğer gerilme ile yorulma ömrü arasındaki ilişki Şekil 136'da sunulmuştur.



Şekil 136. Grup-I olarak adlandırılan deney grubunda gerçekleştirilen yorulma analizleri sonuçları: Eşdeğer gerilme-yorulma ömrü ilişkisi

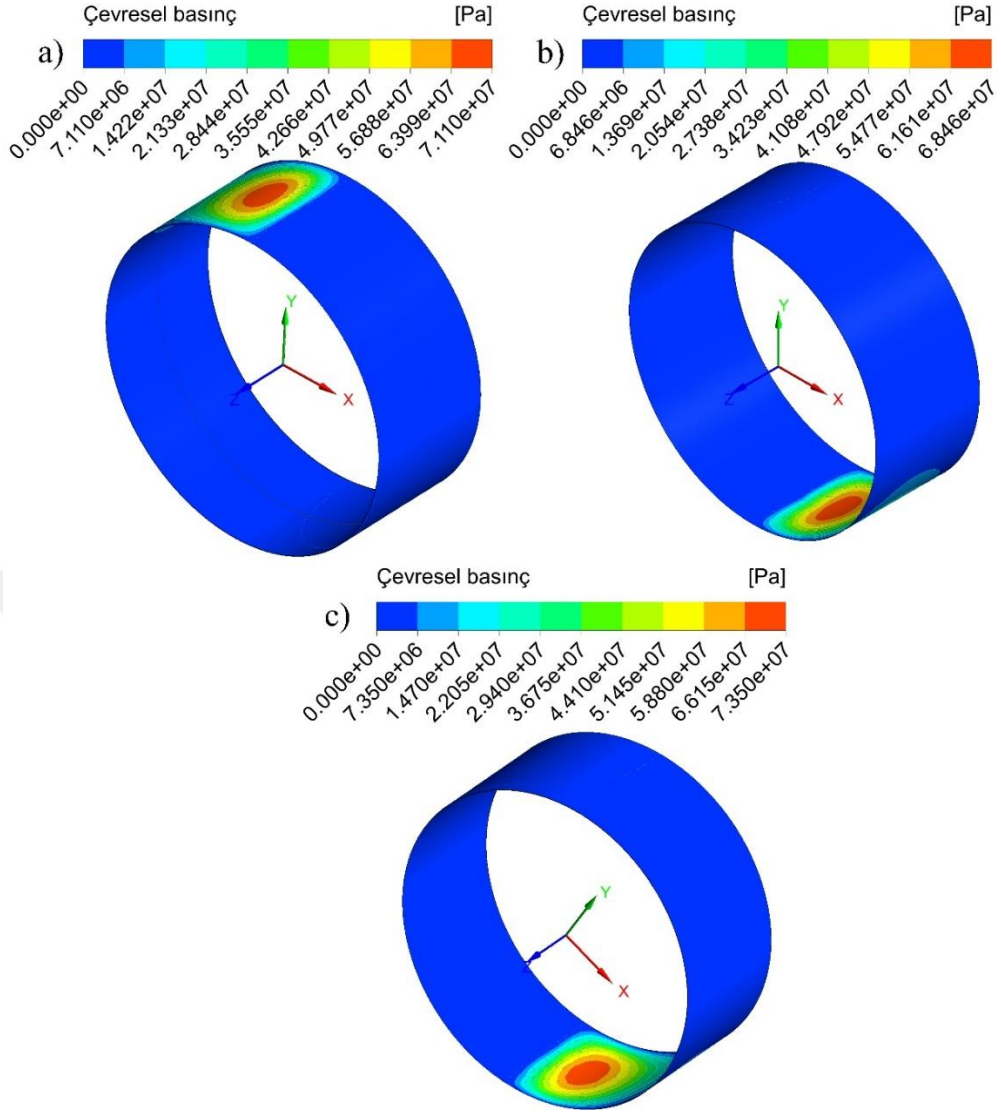
3.7.2. Grup-II Deneylerine Ait Sayısal Analiz Sonuçları

Bu bölümde, sabit yatak genişliğinde ($L = 20$ mm) farklı dinamik yük formları ve büyüklükleri altında gerçekleştirilen deneylerin sayısal analizlerinden elde edilen bulgular sunulmuştur. Bu analizler, Bölüm 2.1.5'te detaylı şekilde açıklandığı gibi Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV dinamik yatak yükleri altında gerçekleştirilmiştir. Grup-II deney setinde yer alan Test-I analizleri Bölüm 3.7.1'de (Grup-I, $L = 20$ mm yatak genişliği) sunulduğundan, bu bölümde yalnızca Test-II, Test-III ve Test-IV deney koşullarına ait analizlere yer verilmiştir.

Test-II, Test-III ve Test-IV yükleme koşulları altında yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değerleri $7,5^\circ$ 'lik krank açısı artışlarına karşılık gelen zaman adımlarında ($t = 0,00417s$) belirlenmiştir. Burada, yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değerlerinin konumsal olarak yorulma hasarının gözlemlendiği bölgelerle büyük oranda örtüştüğü tespit edilmiştir. Şekil 137'de sunulan Grup-II deney koşulları altındaki veriler, üç farklı yük formuna (Test-II, Test-III ve Test-IV) ait kritik krank açılarındaki elde edilen çevresel basınç dağılımlarını göstermektedir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda, Test-II deney koşulunda, yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değeri 285° krank açısında $P_{max} = 71,10$ MPa olarak elde edilmiştir. Test-III deney koşulunda bu değer $97,5^\circ$ krank açısında $P_{max} = 68,46$ MPa, Test-IV deney koşulunda ise, 105° krank açısında $P_{max} = 73,50$ MPa olarak belirlenmiştir.

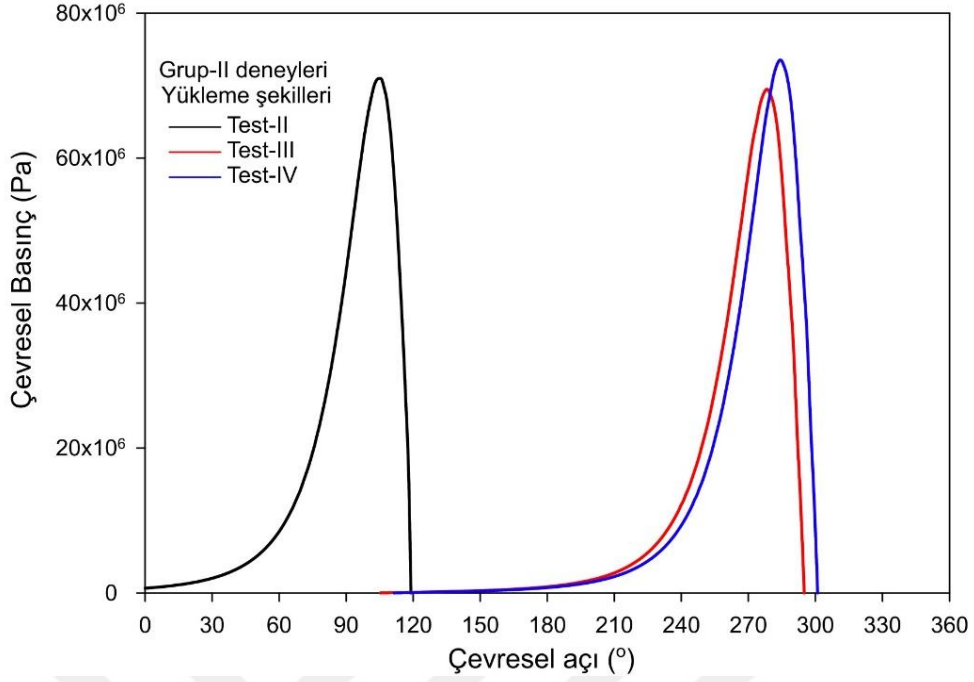
Şekil 138, Test-II, Test-III ve Test-IV dinamik yükleme koşulları altında, kritik krank açılarındaki yatağın orta düzlemi boyunca elde edilen basınç dağılım profillerinin çevresel açıya göre değişimini göstermektedir. Gerçekleştirilen analiz sonuçlarına göre, Test-II deney koşulunda, yağ filminde oluşan maksimum çevresel basınç değeri 105° 'lik çevresel açıda, Test-III deney koşulunda 278° 'lik çevresel açıda ve Test-IV deney koşulunda 105° 'lik çevresel açıda elde edilmiştir.

Test-II, Test-III ve Test-IV farklı dinamik yük formları için, yağ filmindeki çevresel basınç dağılımının yanı sıra aksel yöndeki basınç değişimlerinin yatak yüzeyinde oluşturduğu etkileri incelemek amacıyla üç boyutlu çevresel basınç dağılım grafiklerine yer verilmiştir. Bu grafikler, her bir deney koşuluna ait kritik krank açılarındaki yağ filminde meydana gelen maksimum basınç değerleri esas alınarak oluşturulmuştur. Yatak burcunun yarı genişliği boyunca elde edilen üç boyutlu basınç dağılımlarına ait görseller sırasıyla Şekil 139, Şekil 140 ve Şekil 141'de sunulmuştur.

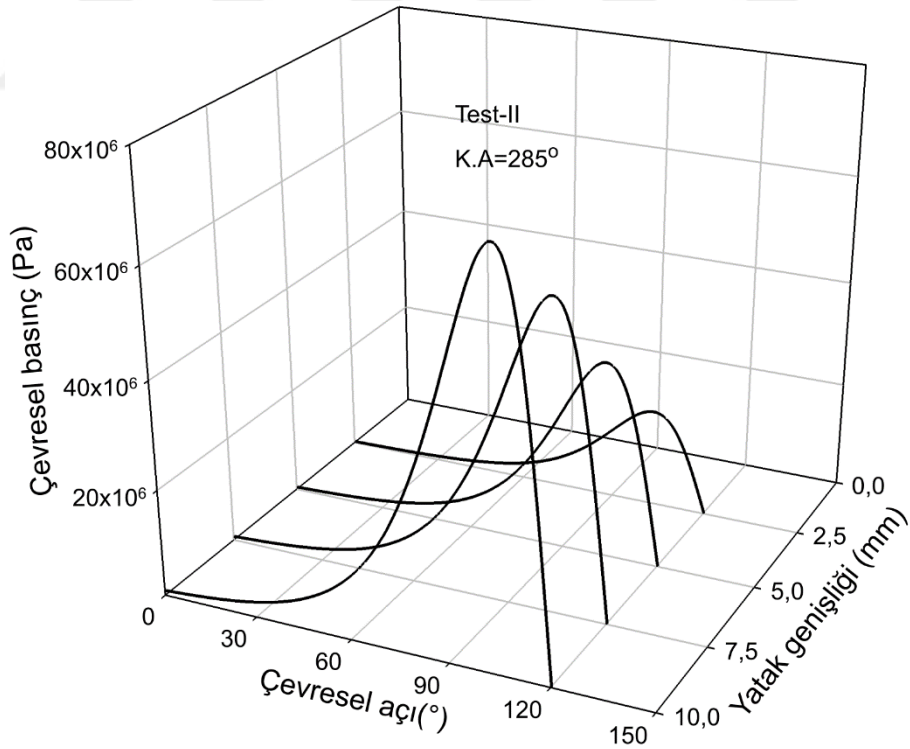


Şekil 137. Grup-II deney koşulları altında farklı yük formları için kritik krank açılarında elde edilen çevresel basınç dağılımları a) Test-II, b) Test-III, c) Test-IV

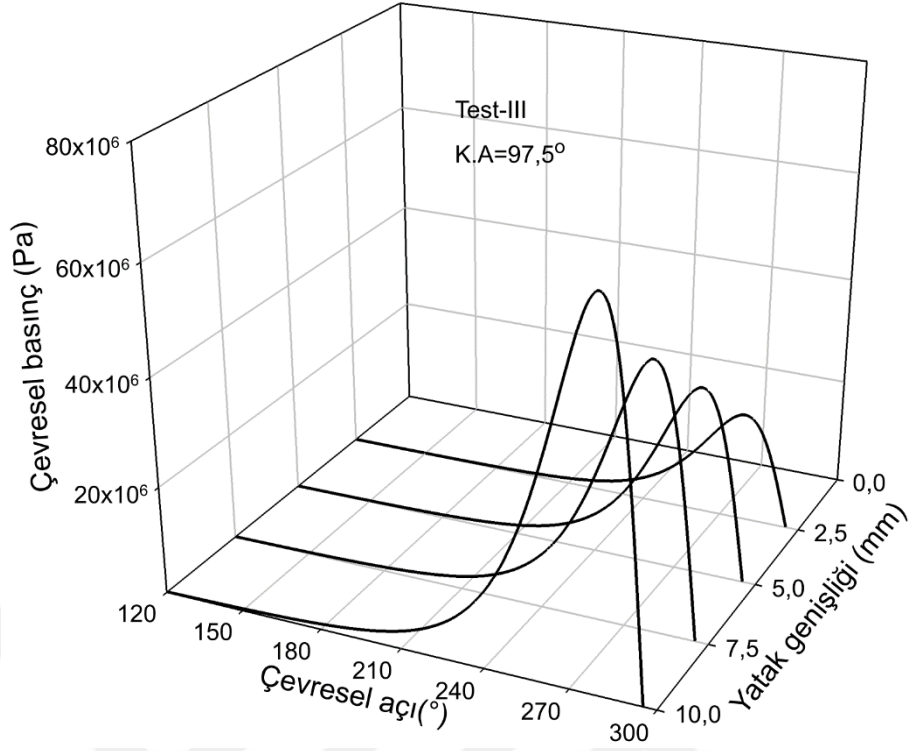
Şekil 139-141’de sunulan üç boyutlu basınç dağılım grafiklerine göre, yatak yüzeyinde oluşan basınç alanı hem çevresel hem de aksenal doğrultuda oldukça karmaşık bir dağılım sergilemektedir. Özellikle yatak ortasında, çevresel yöndeki basınç profili belirgin bir şekilde parabolik bir karakter göstermekte ve bu basınç değeri aksenal doğrultuda yatağın kenarlarına yaklaştıkça kademeli olarak azalmaktadır. Bu durum, yükün merkezde yoğunlaştığını ve hidrodinamik yağ filminin taşıma kapasitesinin merkez bölgelerde daha yüksek olduğunu ortaya koymaktadır. Aynı zamanda, yatak kenarlarında görülen basınç düşüşü, kenar sızıntılarının veya kenar etkilerinin yağ filmi kalınlığı ve basınç dağılımı üzerindeki etkisini göstermektedir. Bu davranış, yük taşıma kapasitesi ve yüzey gerilme dağılımı üzerinde belirleyici rol oynamaktadır.



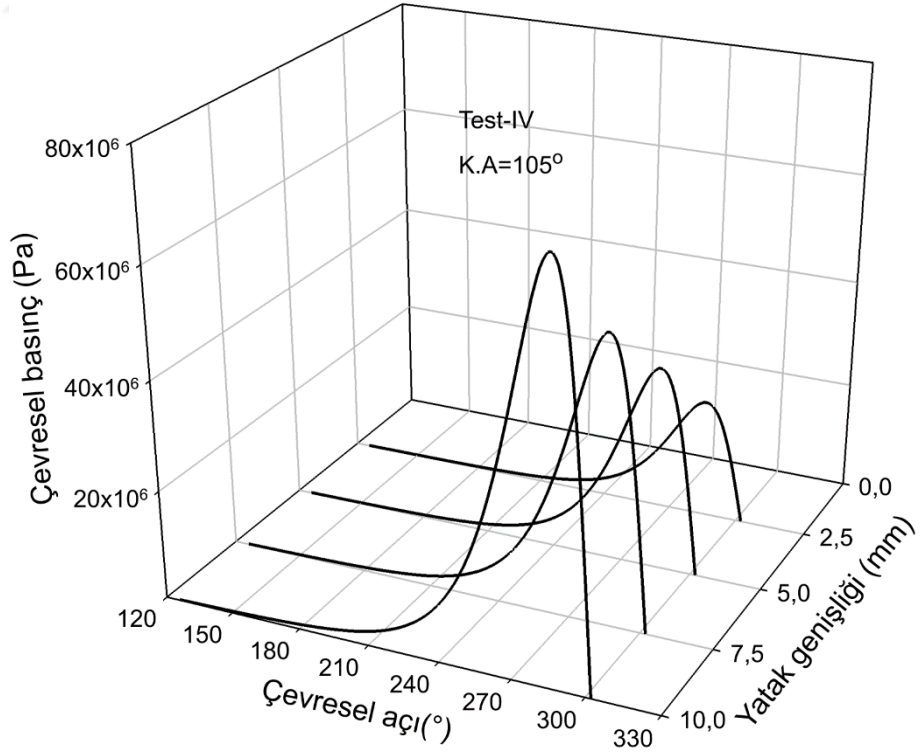
Şekil 138. Grup-II dinamik yükleme koşulu altında farklı yükleme koşulları için kritik krank açılarındaki yatağın orta düzlemi boyunca elde edilen basınç dağılım profilleri



Şekil 139. Test-II yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 285° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı



Şekil 140. Test-III yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 97,5° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı

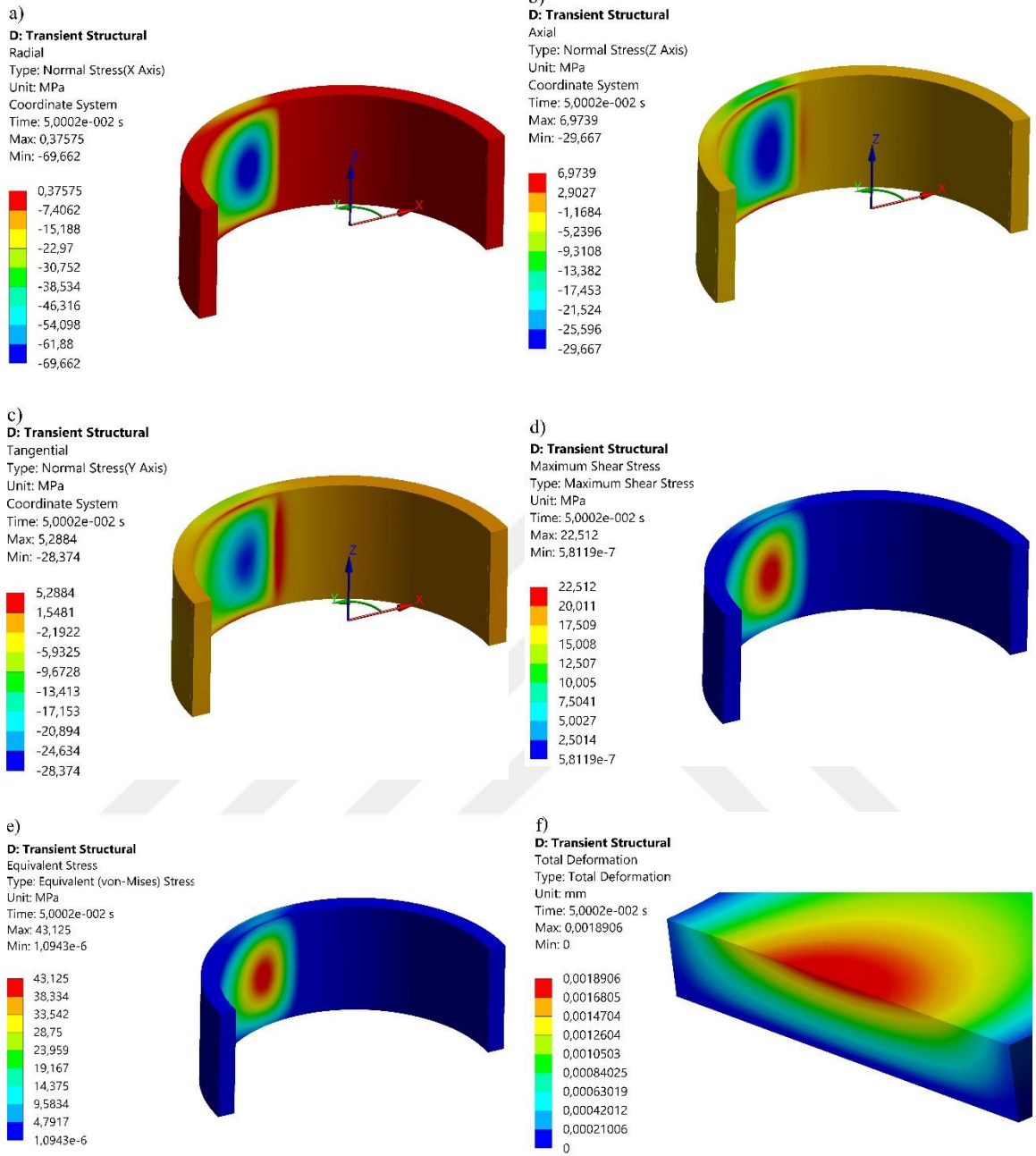


Şekil 141. Test-IV yükleme koşullarında, 20 mm genişliğe sahip yatakta 105° krank açısında oluşan üç boyutlu basınç dağılımı

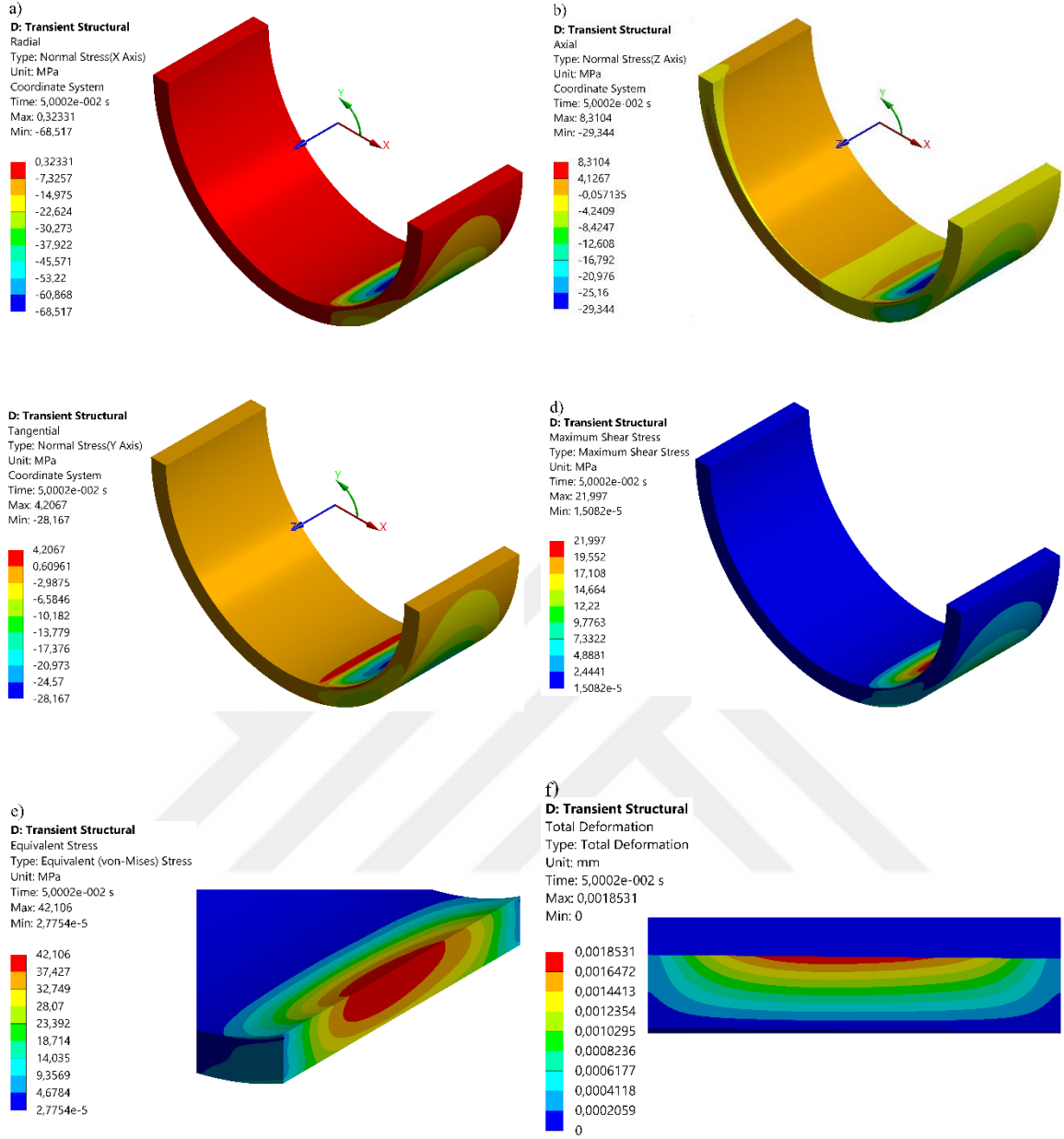
Test-II, Test-III ve Test-IV farklı dinamik yükleme formlarına ilişkin, kritik krank açılarındaki oluşan gerilme dağılımları sırasıyla Şekil 142-144 te verilmiştir. Gerçekleştirilen analizler sonucunda, Test-II deney koşulunda, maksimum radyal gerilme $-69,662$ MPa, aksel gerilme $-29,567$ MPa, teğetsel gerilme $-28,374$ MPa, kayma gerilmesi $22,512$ MPa ve eşdeğer (Von-Mises) gerilme 43 MPa olarak belirlenmiştir (bkz. Şekil 142). Test-III deney koşulunda ise bu değerler sırasıyla, $-68,517$ MPa (radyal), $-29,344$ MPa (aksel), $-28,167$ MPa (teğetsel), $21,997$ MPa (kayma) ve $42,106$ MPa (eşdeğer) gerilme olarak elde edilmiştir (Şekil 143). Test IV deney koşulunda ise, maksimum radyal gerilme $-71,267$ MPa, aksel gerilme $-30,245$ MPa, teğetsel gerilme $-29,159$ MPa, kayma gerilmesi $22,939$ MPa ve eşdeğer (Von-Mises) gerilme $43,93$ MPa olarak belirlenmiştir (bkz. Şekil 144).

Farklı dinamik yükleme formlarına (Test-II, Test-III ve Test-IV) bağlı olarak yataklarda meydana gelen toplam deformasyon değerleri incelendiğinde, uygulanan yük büyüklüklerinin birbirine oldukça yakın olması nedeniyle elde edilen deformasyon sonuçlarının da benzerlik gösterdiği tespit edilmiştir. Sayısal analizler sonucunda elde edilen toplam deformasyon değerleri sırasıyla; Test-II deney koşulunda $1,8906$ μm , Test-III deney koşulunda $1,8531$ μm ve Test-IV deney koşulunda $1,9307$ μm olarak elde edilmiştir. Sayısal analizler, her bir yükleme formu altında deformasyon miktarlarında küçük farklılıklar olmakla birlikte genel eğilimin korunduğunu ortaya koymuştur. Bu durum, yükleme şekli ile yapısal deformasyon arasındaki ilişkinin, yük büyüklüğü ve yönü arasındaki farkların sınırlı olması durumunda sınırlı düzeyde değiştiğini göstermektedir.

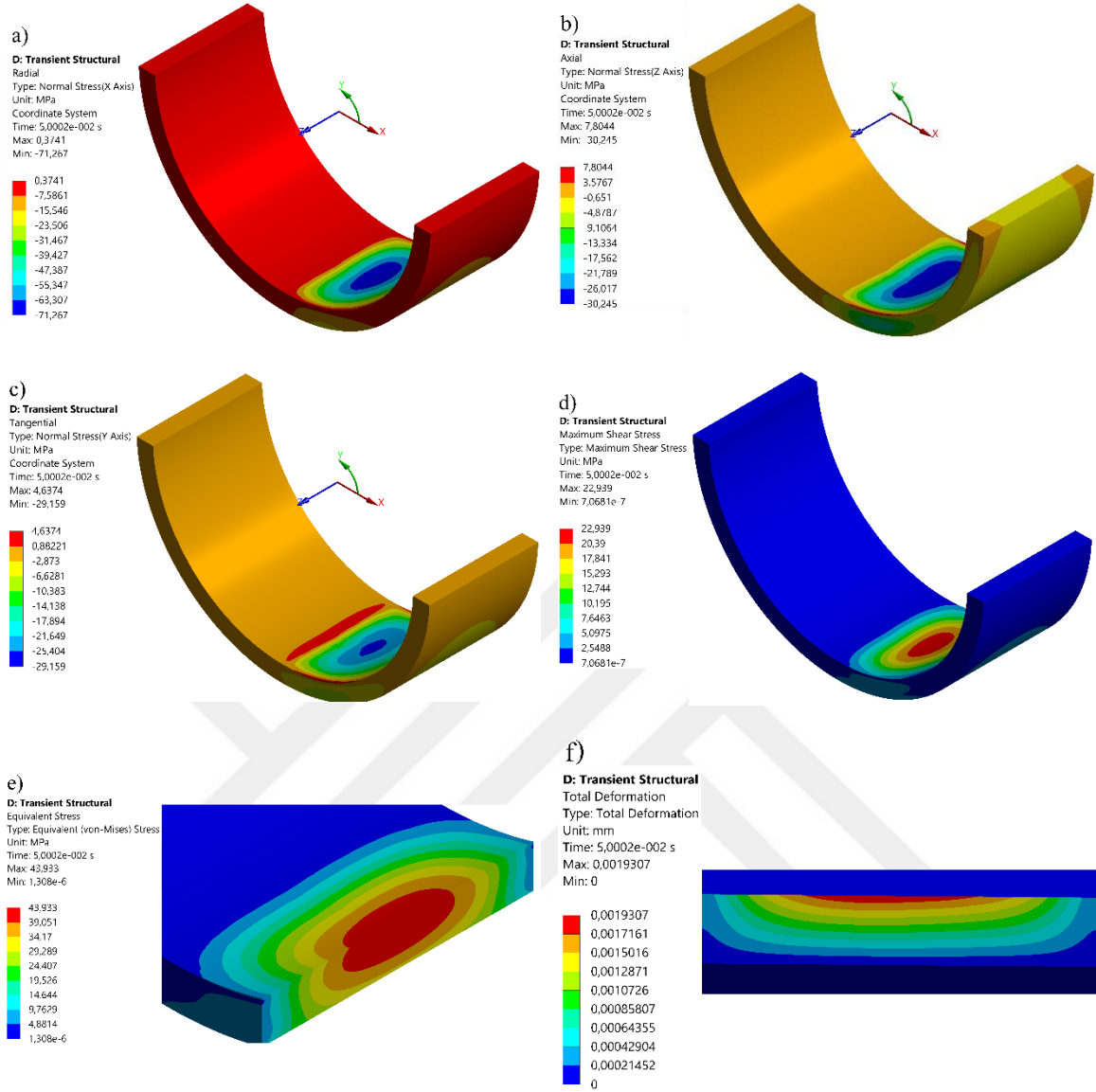
Şekil 145'te, Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV dinamik yükleme formlarına ilişkin olarak, kritik krank açılarındaki elde edilen radyal, aksel, teğetsel, kayma ve eşdeğer (Von Mises) gerilme bileşenlerinin dağılımları grafiksel olarak sunulmuştur. Grafik incelendiğinde, tüm test koşullarında elde edilen radyal, aksel ve teğetsel gerilme bileşenlerinin negatif (basma) yönde, kayma ve eşdeğer gerilme bileşenlerinin ise pozitif (çekme) yönde değerler aldığı görülmektedir. Gerilme değerlerinin genel dağılımı değerlendirildiğinde, dört test koşulu arasında gerilme büyüklüklerinde anlamlı bir farkın bulunmadığı, tüm bileşenlerde benzer seviyelerde gerilme değerleri elde edildiği dikkat çekmektedir.



Şekil 142. Test-II yükleme koşullunda 20 mm genişliğe sahip yataкта 105° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon

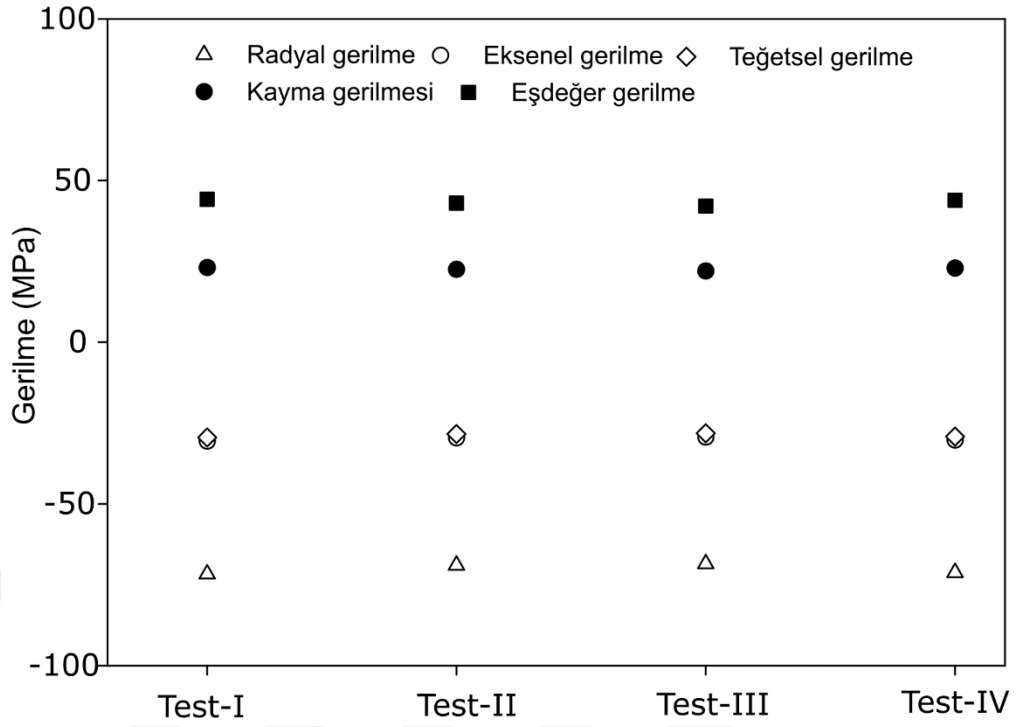


Şekil 143. Test-III yükleme koşullunda 20 mm genişliğe sahip yatakta $97,5^\circ$ krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon

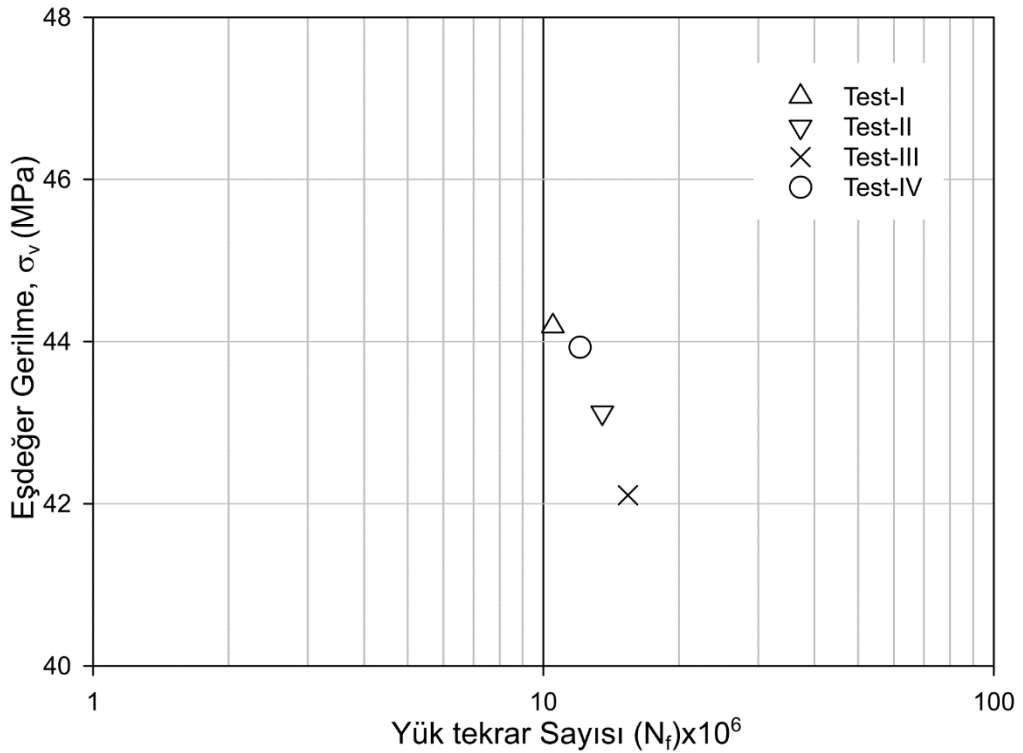


Şekil 144. Test-III yükleme koşullunda 20 mm genişliğe sahip yatakta 105° krank açısında oluşan gerilmelerin bölgesel dağılımı a) radyal gerilme, b) eksenel gerilme, c) teğetsel gerilme, d) kayma gerilmesi e) eş değer gerilme, f) toplam deformasyon

'Grup-II' olarak adlandırılan deney grubunda (Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV) gerçekleştirilen analizler sonucunda elde edilen yorulma ömrü değerleri sırasıyla şu şekilde belirlenmiştir: Test-I deney koşulunda $N_f = 1,05 \times 10^7$ yük tekrarı, Test-II deney koşulunda $N_f = 1,351 \times 10^7$ yük tekrarı, Test-III deney koşulunda $N_f = 1,541 \times 10^7$ yük tekrarı ve Test-IV deney koşulunda $N_f = 1,206 \times 10^7$ yük tekrarı olarak elde edilmiştir. Elde edilen bulgular doğrultusunda, eşdeğer gerilme ile yorulma ömrü arasındaki ilişki Şekil 146'da sunulmuştur.



Şekil 145. Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV dinamik yükleme formlarına ait, kritik krank açılarında elde edilen en büyük radyal, aksenal, teğetsel, kayma ve eşdeğer gerilme (Von Mises) büyüklüklerinin karşılaştırmalı grafiği



Şekil 146. Grup-II olarak adlandırılan deney grubunda gerçekleştirilen yorulma analizleri sonuçları: Eşdeğer gerilme-yorulma ömrü ilişkisi

4. İRDELEME

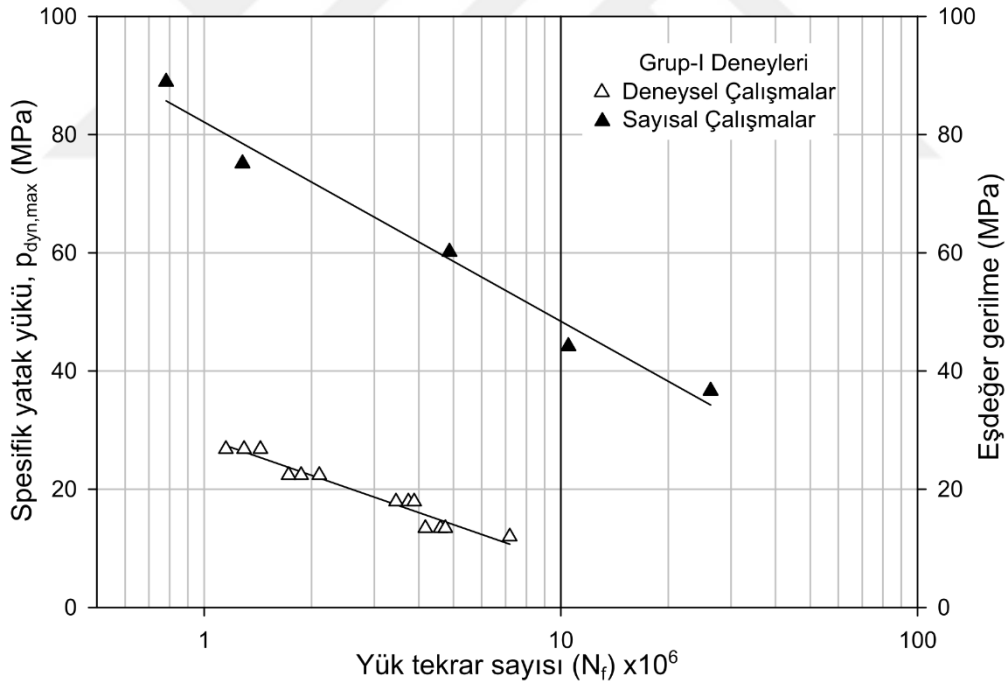
Bu bölümde, ZA-27 alaşımından imal edilen radyal kaymalı yatakların, farklı yatak genişlikleri ($L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm) ve çeşitli dinamik yük koşulları (4 farklı dinamik yük formu) altındaki yorulma davranışına ilişkin elde edilen deneysel ve sayısal bulgular ayrıntılı olarak değerlendirilmiş ve literatürdeki çalışmalarla tartışılmıştır. Çalışmada, yorulma ömrü, ilk yorulma çatlaklığı belirtisinin gözlemlendiği maksimum spesifik yatak yükü ($\bar{p}_{\text{dyn}}^{\text{max}}$) ve deney süresi/yük tekrar sayısı (N_f) olarak tanımlanmıştır. Deneyler, ilk yorulma çatlaklığı tespit edilmesi ya da toplam çalışma süresinin 100 saate ulaşması durumunda sonlandırılmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen deneysel incelemelerde, bir adet deney koşulu hariç (Test No: G1-A24 ve G1-B24) tüm test koşullarında yorulma çatlaklığı oluşumu gözlenmiştir. Söz konusu istisnai durum, $L = 24$ mm yatak genişliğinde ve $\bar{p}_{\text{dyn}}^{\text{max}} = 11,98$ MPa maksimum spesifik yatak yükü altında ön görülen 100 saatlik deney süresini yorulma hasarı oluşmadan tamamlamış ve bu yönüyle tanımlanan ‘çalışma süresi kriterini’ sağlamıştır. Elde edilen deneysel bulgular, tüm diğer test koşullarında oluşan yorulma çatlaklarının, özellikle maksimum yükün uygulandığı açılal konumda yoğunlaştığını göstermektedir. Bu durum, yorulma çatlaklarının konum ve dağılımının, uygulanan dinamik yükün büyüklüğü ve yatak geometrisi ile doğrudan ilişkili olduğunu ortaya koymaktadır (Blount, 1961; Martin vd., 1981; Dong vd., 2020).

Gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalar, yatak yüzeyinde meydana gelen yorulma çatlaklarının oluşumunda yağ film basıncının belirleyici bir rol oynadığını açıkça ortaya koymaktadır. Nitekim literatürde de sıklıkla vurgulandığı üzere, yüzey yorulmasını etkileyen en kritik parametrelerden biri hidrodinamik yağ film basıncıdır (Blount, 1961; Martin vd., 1981; Dong vd., 2020). Bu kapsamda gerçekleştirilen Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) analizleri, yatak yüzeyinde oluşan maksimum film basıncı konumun (P_{max}) deneysel olarak tespit edilen maksimum yük bölgesiyle konumsal olarak örtüştüğünü göstermektedir. Bu örtüşme, yüzey hasarının lokalizasyonunda yağ film basıncı dağılımının doğrudan etkili olduğunu ve çatlak başlangıç bölgelerinin hidrodinamik basınç gradyanı ile güçlü şekilde ilişkili olduğunu göstermektedir. Elde edilen bu sonuç, mevcut literatürde sunulan bulgularla örtüşmekte ve yağ film basıncı ile yorulma çatlakları arasındaki

korelasyonu doğrudur niteliktedir (Blount, 1961; Martin vd., 1981; Bıyıklıoğlu, 1986; Duman, 2002; Dong vd., 2020; Chen vd., 2024; Kamat vd., 2024).

$L = 10$ mm, $L = 12$ mm, $L = 15$ mm, $L = 20$ mm ve $L = 24$ mm genişliğindeki kaymalı yataklar üzerinde aynı dinamik yükleme koşulları altında gerçekleştirilen deneyler sonucunda, yataklama alanının (LXD) artmasıyla birlikte ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen tekrar sayısında anlamlı bir artış meydana geldiği gözlemlenmiştir. Yataklama alanı, $10 \times 47,780$ mm² ($L = 10$ mm yatak genişliği) ölçüsündeki referans geometriye göre yaklaşık %50 oranında artırıldığında ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen tekrar sayısında yaklaşık 3 kat, %140 oranında artırıldığında ise, yaklaşık 5,5 katlık bir artış elde edilmiştir. Buna karşılık, HAD analizlerinden elde edilen sonuçlar deneysel bulgulara kıyasla farklılık göstermektedir. HAD analizlerine göre, yataklama alanının %50 oranında artırılması durumunda yorulma ömründe yaklaşık 6,22 kat, %140 oranında artırıldığında ise, 33 katlık bir artış belirlenmiştir (bkz. Şekil 147).



Şekil 147. Yorulma ömrü, maksimum spesifik yatak yükü-eş değer gerilme ilişkisi (Grup-I deney sonuçları)

Söz konusu farklılığın olası sebeplerinden biri, 10 mm genişliğindeki yatakta oluşan yorulma çatlaklarının deneysel olarak geç tespit edilmesi olabilir. Literatürde, dar yatak genişliklerinde yorulma çatlaklarının oluşumunun belirlenmesinde çeşitli zorlukların olduğu

ve bu durumun çatlak ilerleme hızının düşük olması ya da yüzey altı çatlaklarının görsel olarak tespitinin güçleşmesi gibi etkenlerden kaynaklanabileceği belirtilmektedir (Glavatskih, 2006). Bu durum, deneysel olarak ölçülen ilk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen tekrar sayısında olduğundan daha sürede elde edilmesine ve dolayısıyla sayısal analiz sonuçları ile deneysel veriler arasında sapmalar oluşmasına neden olmuş olabilir. Nitekim, yorulma ömrünün önemli bir kısmı çatlak oluşum aşamasında geçirilmekte olup, bu evrede meydana gelen mikro çatlakların zamanında tespit edilememesi özellikle $L = 10$ mm, $L = 12$ mm genişliğindeki dar yataklarda çatlağın beklenenden daha geç tespit edilmesine yol açmış olabilir. Bu değerlendirme, elde edilen SEM görüntüleriyle de desteklenmektedir (bkz. $L = 10$ mm için Şekil 61-65, $L = 15$ mm için Şekil 75-79). Örneğin, $L = 10$ mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlaklarının yatak yüzeyinin yaklaşık 25° 'lik $L = 12$ mm genişliğindeki yatakta yorulma çatlaklarının yatak yüzeyinin yaklaşık 45° 'lik bir bölgesine tamamen yayılmış olduğu tespit edilmiştir. Öte yandan, $L = 20$ mm genişliğindeki yataklarda, ilk yorulma çatlağı daha erken evrede ve daha kolay şekilde tespit edilmiştir (bkz. Şekil 92-94, çatlak yayılımı yaklaşık 10°). Diğer taraftan, gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, literatürde sunulan benzer araştırmalarla karşılaştırıldığında, gözlemlenen farklılıkların nedenleri açıklanabilir niteliktedir. Bıyıklıoğlu (1986) tarafından 47,70 mm mil çapı, 12 mm yatak genişliği, 0,025 mm radyal boşluk ve 33,22 MPa maksimum spesifik yatak yükü altında, beyaz metal alaşımdan imal edilen yataklarla gerçekleştirilen çalışmada, yorulma ömrü yaklaşık $5,95 \times 10^5$ yük tekrarı olarak rapor edilmiştir. Buna karşılık, ZA-27 alaşımı kullanılarak üretilen yataklarda, yaklaşık 22,39MPa maksimum spesifik yük ve 0,04 mm radyal boşluk koşullarında $1,872 \times 10^6$ yük tekrarı elde edilmiştir. Elde edilen bu belirgin farklar, öncelikle uygulanan maksimum spesifik yükün $\left(\bar{p}_{\text{dyn}}\right)_{\text{max}}$ azaltılmasına ve radyal boşluktaki artışa bağlanabilir (Blount, 1961). Daha düşük spesifik yük seviyeleri, yatak yüzeyindeki gerilme yoğunluklarını düşürerek çatlak başlama riskini azaltmaktadır (İbrahim & McCallion, 1969). Radyal boşluğun artması ise yağ filmi kalınlığını artırarak yüzey temaslarını azaltmakta ve böylece yüzey deformasyonlarını geciktirmektedir (Blount, 1961). Ayrıca, kullanılan yatak malzemesinin farklılığı da önemli bir etkidir. Beyaz metal alaşımlara kıyasla ZA-27 alaşımı, daha yüksek mekanik dayanım ve yorulma direncine sahip olup, bu durum yorulma ömründeki artışı destekleyen bir diğer faktör olarak değerlendirilebilir. Sonuç olarak, $\left(\bar{p}_{\text{dyn}}\right)_{\text{max}}$, radyal boşluk ve malzeme

özelliklerindeki farklılıkların birleşik etkisi, çalışmada elde edilen daha yüksek yorulma ömrü değerlerini açıklamaktadır. Lundberg-Palmgren teorisine göre, $(\bar{p}_{dyn})_{max}$ 'te meydana gelen her %10'luk azalma, yatakların yorulma ömründe yaklaşık 1,5 kat artış sağlamaktadır (Lundberg & Palmgren, 1947).

HAD analizleri sonucunda, aynı dinamik yük koşulu altında gerçekleştirilen çalışmalar, yatak genişliğinin yağ filmi basıncı üzerinde belirgin bir etkiye sahip olduğunu ortaya koymuştur (Bıyıklıoğlu, 1986; Duman 2002). Analiz sonuçları, yatak genişliğinin artmasıyla birlikte yağ filmi basıncında önemli düşüşler meydana geldiğini göstermektedir. Özellikle maksimum hidrodinamik film basıncı (P_{max}) değerlerinin yatak genişliği ile azalma eğilimi gösterdiği tespit edilmiştir. Bu kapsamda, $L = 10$ mm yatak genişliğinde $P_{max} = 140,2$ MPa olarak elde edilen maksimum basınç değerinin, $L = 24$ mm yatak genişliğinde $P_{max} = 62,10$ MPa'a seviyesine düştüğü ve böylece yaklaşık %56 oranında önemli bir azalma meydana geldiği tespit edilmiştir. Bu durum, Reynolds denkleminde $\partial p / \partial z$ teriminin etkisinin artması ve buna bağlı olarak yağ sızma debisinin yükselmesiyle açıklanabilir (Reynolds, 1886). Yatak genişliğinin artmasıyla birlikte yağ filminde oluşan maksimum basınç seviyelerinde azalma gözlemlenmesine rağmen, yorulma ömründe ciddi bir artış meydana gelmiştir. Bu bulgu, literatürde yer alan önceki çalışmalarla da uyum içerisindedir (Blount, 1961; Martin vd., 1981; Sikora vd., 2000). Nitekim bazı araştırmacılar, yüzey yorulmasının en önemli belirleyicisinin yağ filmi basıncı olduğunu vurgulamış ve bu parametrenin yorulma çatlaklarının başlama ve ilerleme mekanizmaları üzerindeki belirleyici etkisine dikkat çekmişlerdir (Martin vd., 1981; Ibrahim & McCallion, 1969). Ayrıca, literatürde yataklama alanı azaldıkça elastoplastik deformasyonların arttığı ve bunun sonucunda yorulma ömrünün kısaldığı belirtilmektedir (Mughrabi, 1993). Elastoplastik deformasyon, alaşımın yük altında hem elastik hem de plastik davranış göstermesi sonucu oluşan kalıcı şekil değişimlerini ifade etmektedir (Martin vd., 1981; Mughrabi, 1993). Bu bağlamda, dar yatak genişliklerinde yük yoğunluğunun artması nedeniyle malzeme üzerinde daha yüksek gerilme konsantrasyonları oluşmakta ve bu da yorulma ömrünün azalmasına yol açmaktadır (Bıyıklıoğlu, 1986; Glavatskih, 2006; Martin vd., 1981; Mughrabi, 1993).

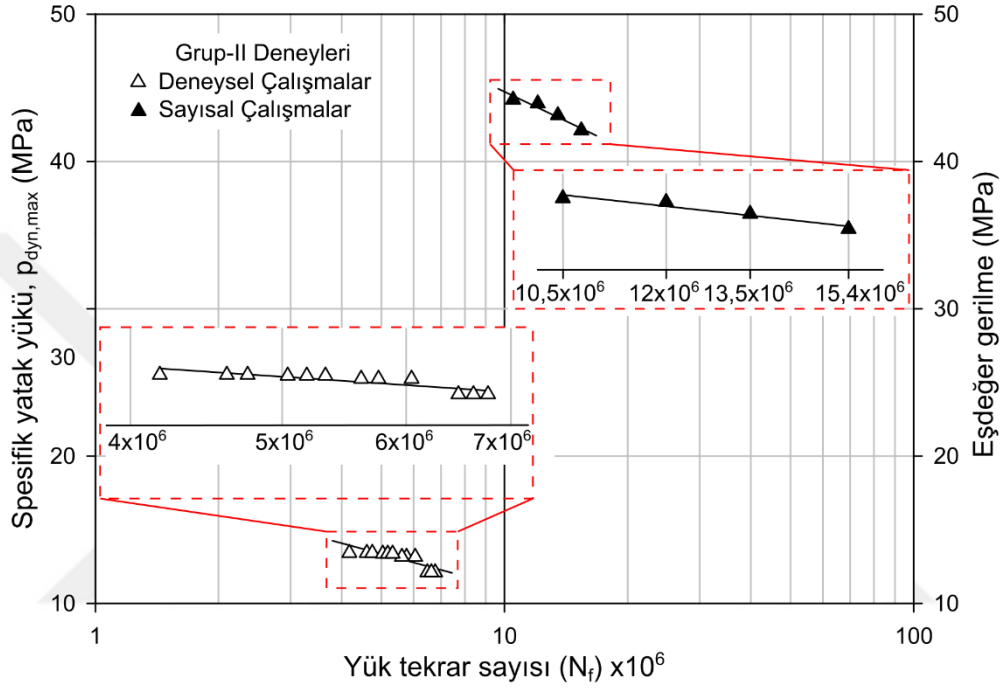
Aynı yükleme koşulları (Test-I) altında gerçekleştirilen deneysel çalışmalar, yatak genişliğinin çatlak başlangıç konumu üzerinde belirleyici bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Şöyle ki, $L = 10$ mm yatak genişliğinde çatlak oluşumu yaklaşık olarak $\theta \cong 170^\circ$ yatağın çevresel konumunda gözlemlenirken $L = 12$ mm'de $\theta \cong 165^\circ$ ve $L =$

15 mm'de ise $\theta \cong 160^\circ$ konumunda tespit edilmiştir. Bu bulgular yatak genişliği artıka çatlak oluşumunun maksimum yük bölgesinden önceki konuma kaydığını ($\approx 5^\circ - 15^\circ$ aralığında) ve hidrodinamik yağ filmi dağılımının bu davranış üzerinde belirleyici olduğunu göstermektedir. Bu sonuçlar, çok kısa yataklarda ($L/D \leq 0,25$) çatlakların doğrudan ana yük bölgesinde başlama eğiliminde olduğunu, genişleyen yatak geometrilerinde ise çatlak oluşumunun, yükün etkili olduğu bölgeye ulaşmadan önceki açısız bölgelerde meydana geldiğini ortaya koymaktadır. Bu davranış, artan yatak genişliği ile hidrodinamik yağ filmi basınç dağılımının dönüş yönünde genişlemesi ve kritik gerilme bölgelerinin konumsal olarak değişmesiyle açıklanabilir. Literatürdeki çalışmalar da bu bulguları destekler niteliktedir (Blundell, 1980; Bıyıklıoğlu, 1986; Ibrahim & McCallion, 1969; Glavatskih, 2006; Khonsari & Booser 2017). Örneğin, Glavatskih (2006) tarafından gerçekleştirilen bir çalışma, yatak genişliğinde meydana gelen artışın, yağ filmi basınç dağılımını ve buna bağlı olarak gerilme alanlarını önemli ölçüde etkilediği rapor etmiştir. Benzer şekilde, Khonsari ve Booser (2017), artan L/D oranının hem yük taşıma kapasitesi hem de gerilme dağılımı üzerindeki etkilerini kapsamlı şekilde incelemişlerdir. Çalışmalarında, yatak genişliğindeki artışın Reynolds denklemi doğrultusunda yağ filmi basınç profilinin dönüş yönünde daha geniş bir alana yayılmasına neden olduğu, bu durumun da çevresel yöndeki basınç gradyanını $\partial P / \partial \theta$ azalttığı ve maksimum basınç bölgesinin konumsal olarak yer değiştirmesine yol açtığı belirtilmiştir.

Sabit yatak genişliği ($L = 20$ mm) ve çeşitli dinamik yükleme koşulları (Test-I, Test-II, Test-III ve Test-IV) altında gerçekleştirilen Grup-II deneyleri, yorulma ömrünün yük formundan ziyade uygulanan yükün büyüklüğüyle daha yakından ilişkili olduğunu ortaya koymuştur. Her bir yükleme senaryosunda yük bileşenlerinin yönü, genliği, frekansı ve zamansal değişim eğrisi farklılık göstermesine rağmen, elde edilen deneysel sonuçlar incelendiğinde, test yataklarının gösterdiği yorulma ömrü değerlerinin birbirine oldukça yakın olduğu belirlenmiştir. En düşük yorulma ömrü, Test-I deney koşulunda $N_f = 4,512 \times 10^6$ yük tekrarı olarak tespit edilirken, en yüksek yorulma ömrü ise, Test-III deney koşulunda $N_f = 6,624 \times 10^6$ yük tekrarı olarak belirlenmiştir. Tespit edilen bu bulgular, uygulanan dört farklı dinamik yük formu altında yorulma ömrünün yaklaşık 1,46 katlık bir değişim gösterdiğini ortaya koymaktadır. Sayısal analiz sonuçları da bu eğilimi desteklemektedir (bkz. Şekil 148).

HAD analizleri göz önüne alındığında, en yüksek maksimum çevresel film basıncı $P_{max} = 73,80$ MPa ile Test-I deney koşulunda, en düşük maksimum çevresel film basıncı

ise $P_{\max} = 68,46$ MPa olarak Test-III deney koşulunda tespit edilmiştir. Bu durum, yüklem formunun zamansal karakteristiğinin ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen tekrar sayısı üzerinde sınırlı bir etkisi olduğunu; buna karşılık, uygulanan yükün büyüklüğü ile bu yükün yatak yüzeyinde oluşturduğu film basıncı dolayısıyla toplam gerilme düzeyinin, yorulma davranışını belirleyen temel etken olduğunu göstermektedir.



Şekil 148. Yük tekrar sayısı-maksimum spesifik yatak yükü-eş değer gerilme ilişkisi (Grup-II deney sonuçları)

Gerçekleştirilen Optik Mikroskop (OM) ve Taramalı Elektron Mikroskobu (SEM) incelemeleri, tüm test koşulları altında yorulma çatlaklarının çoğunlukla benzer bir dağılım sergilediğini ortaya koymuştur. Çatlakların genellikle yatak yüzey alanının ortasına yakın, yaklaşık $L/2$ konumunda başladığı ve bu bölgenin lokal gerilme konsantrasyonları ile doğrudan ilişkili olduğu belirlenmiştir. Neredeyse tüm deneysel koşullarda, çatlakların başlangıçta aksel yönde, yani yüzeye dik doğrultuda ilerlediği, zamanla yön değiştirerek çok aksenli bir yayılım eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir. Kesit yüzeyleri üzerinde yapılan detaylı mikroyapısal incelemeler, çatlakların yalnızca yüzey boyunca yatay düzlemde değil, aynı zamanda malzeme kalınlığı boyunca derinliğe doğru da ilerlediğini ortaya koymuştur. Bu bulgular, yorulma kaynaklı çatlakların hem yüzeysel hem de yüzey altı yönelimli olarak geliştiğini ve bu sürecin, radyal, aksel, teğetsel ve kayma gerilmeleri gibi çok aksenli

gerilme bileşenlerinin etkisiyle şekillendiğini göstermektedir. Söz konusu tespit, literatürde yer alan birçok çalışmayla da örtüşmektedir (Blundell, 1980; Bıyıklıoğlu, 1986; He vd., 2013; Chikalthankar vd., 2014; Cabo, 2018).

İncelenen birçok yatak numunesinde, yorulma çatlaklarının ilerlemesiyle birlikte ana çatlak hattının belirginleştiği, çatlak yüzeyi boyunca bölgesel çukurcuk oluşumları (*pitting*) ile yüzeyden malzeme parçacıklarının ayrılması şeklinde gelişen yüzey pullanması (*spalling*) benzeri yorulma hasar türlerinin eş zamanlı olarak ortaya tespit edilmiştir. Özellikle artan yükleme döngüleriyle birlikte çatlakların, yatağın kenar bölgelerine doğru ilerlediği belirlenmiştir. Bu bulgular, yorulma çatlaklarının yalnızca tek yönlü bir ilerleme modeliyle sınırlı kalmadığını, aksine, bazı durumlarda çukurcuk ve pullanma gibi birden fazla hasar modunun aynı anda aktive olabildiğini ve bu durumun çatlak yayılımını hızlandırıcı bir etki yarattığını ortaya koymaktadır. Söz konusu gözlemler, yüzey yorulma yayılımını açıklayan literatürdeki çalışmalarla büyük ölçüde örtüşmektedir (Martin vd., 1981; He vd., 2013). Özellikle, yağ filmi basıncının çatlak içerisine sızarak bölgesel iç basınç oluşturduğu, bu basıncın ise çatlakların hem genişlemesine hem de derinleşmesine katkıda bulunduğu bilinmektedir (Lang, 1976; Suresh vd., 1992). Bu etki, artan yükleme döngüleriyle birlikte çatlaklarla çevrili küçük alarım adacıklarının oluşmasına neden olmaktadır. Zamanla, yağ basıncının bu adacıkların altına sızmasıyla birlikte, yüzeyden alarım parçacıklarının ayrılması ve serbest hale gelmesi mümkün hâle gelmektedir. Kopan parçacıklar, yağ kaması etkisiyle sistemden taşınarak yağlama deliğine sürüklenmekte veya yatak yüzeyine yapışarak yüzey içerisine gömülmektedir (Mwanza et al., 2003; Joyce et al., 2004; Vencel & Rac, 2014). Bu süreç, yatak yüzeyinde homojen olmayan aşınma izlerinin oluşmasına yol açarak, farklı türde hasar mekanizmalarının aynı anda aktif hale gelmesine neden olabilir. Dolayısıyla, kaymalı yataklarda oluşan hasarların kapsamlı ve sistematik bir biçimde analiz edilebilmesi, çoğu zaman birden fazla parametrenin etkileşimini birlikte değerlendirmeyi gerektirir ve bu da süreci zorlaştırmaktadır.

İncelenen birçok yatak numunesinin yüzeylerinde belirgin renk değişimlerinin meydana geldiğini tespit edilmiştir. Özellikle maksimum çevresel film basıncının (P_{max}) olduğu konumlarda yoğunlaşan siyah renkli söz konusu birikintiler, termal oksidasyon ürünleri ve yağ bozulmasına bağlı artıkların karakteristik izleri olarak değerlendirilmiştir. Bu bulgu, He ve arkadaşları (2013) tarafından da benzer şekilde rapor edilen ve mil-yatak ara yüzeyinde oluşan lokal sıcaklık dağılımlarının etkisiyle ortaya çıkan bir olaydır. Deneysel olarak kullanılan merkezi soğutma sistemine rağmen (yağ sıcaklığı ($\approx 50 -$

60°C düzeyinde tutulmuştur), belirli bölgelerde oluşan bu lokal ısınmaların, yüzeydeki mikro yapısal bütünlüğü zayıflatarak yorulma çatlaklarının oluşumuna ve ilerlemesine katkı sağlamış olabileceği değerlendirilmektedir. Yorulma çatlaklarının oluşum ve ilerleyiş mekanizmalarını değerlendirmek amacıyla yapılan EDS analizleri, çatlak bölgesi ile yüzeyde gözlemlenen çukurcuk (*pitting*) alanları arasında belirgin elementel farklılıklar olduğunu ortaya koymuştur. Örneğin, L = 10 mm yatak genişliğinde gerçekleştirilen analizlerde, ana çatlak bölgesinde, ZA-27 alaşımının karakteristik bileşenleri olan çinko (Zn, %64,94), alüminyum (Al, %20,19) ve bakır (Cu, %1,67) oranlarının yüksek olduğu görülürken; çukurcuk bölgesinde bu elementlerin oranlarında dikkat çekici düşüşler tespit edilmiştir (Zn: %57,46; Al: %6,97; Cu: %2,32). Buna karşılık, çukurcuk alanında karbon (C, %19,27) ve oksijen (O, %8,58) oranlarının belirgin şekilde artmış olması, yağlayıcı bozunmasına bağlı ürünlerin bu bölgede biriktigine işaret etmektedir. Ayrıca, yalnızca çukurcuk bölgesine özgü olarak sodyum (Na, %4,79) ve kalsiyum (Ca, %0,62) elementlerinin tespit edilmesi, bu alanlarda yağlayıcının içerisinde bulunan katkı maddelerinin aktif rol oynadığını göstermektedir. Elde edilen bu bulgular, yüzeydeki mikroyapısal bozulmaların yalnızca mekanik gerilmelerle değil, aynı zamanda termal ve kimyasal etkilerle şekillendiğine işaret etmekte ve çoklu hasar mekanizmalarının birlikte etkili olduğunu göstermektedir. Literatürde yer alan çalışmalar da bu değerlendirmeyi desteklemektedir (Hughes & Osterle, 1958; Bıyıklıoğlu, 1986; Shahmohamadi vd., 2016).

Daha detaylı mikroyapısal incelemeler sonucunda, ana çatlak bölgesinde öne çıkan bir diğer önemli bulgu, ZA-27 alaşımında alaşım elementi olarak düşük oranlarda (\approx %2) bulunan bakırın (Cu), çukurcuk hasarının olduğu bölgede görece olarak daha yüksek bir yerel yoğunlukta (\approx %2,37) tespit edilmiş olmasıdır. Literatürde yer alan çalışmalar, Al-Zn-Cu esaslı alaşımlarında, bakır oranının belirli bir eşiğin üzerine çıkması durumunda, dendritler arası bölgelerde oluşan ϵ (CuZn₄) yarı kararlı (metastabil), θ (CuAl₂) ve T' (Al₄Cu₃Zn) kararlı intermetalik fazların oluştuğunu ortaya koymaktadır (Savaşkan & Murphy, 1990; Murphy, 1980). Bu tür intermetalik fazların varlığı, mikroyapı içerisinde yerel olarak gevrekleşmiş bölgelerin oluşmasına neden olmakta ve çatlak başlama eğilimini artırmaktadır. Özellikle %2'nin üzerindeki Cu katkısının, katı çözelti sertleşmesi mekanizmasının etkinliğini azaltarak gevrek intermetalik fazların yoğunluğunu artırdığı, bunun sonucunda da darbe dayanımı başta olmak üzere mekanik performansın olumsuz yönde etkilendiği birçok çalışmada rapor edilmiştir (Turhal & Savaşkan, 2001; Aydın, 2001; Pürçek vd., 2009; Şenaslan & Aydın, 2022; Hacıosmanoğlu vd., 2023). Sonuç olarak, oluşan

bu sert ve gevrek intermetalik fazların özellikle tane sınırlarında gerilme yığılmalarına yol açarak çatlak başlama ve ilerleme eğilimini artırdığı değerlendirilmektedir. Bu bulgu, kimyasal bileşimdeki küçük değişimlerin dahi mikroyapısal kırılabilirlik ve yorulma davranışı üzerinde belirleyici rol oynayabileceğini göstermektedir. Farklı yatak malzemelerinden imal edilen kaymalı yataklara yönelik literatürde yer alan çeşitli çalışmalar, mikroyapıdaki gevrek fazların çatlak başlangıcı ve ilerlemesi üzerindeki olumsuz etkilerini ortaya koyarak, bu çalışmada elde edilen bulguları desteklemektedir (He vd., 2013; Cabo, 2018). Ayrıca, ZA-27 alaşımının iç yapısında gözlemlenen porozite oluşumlarının, yorulma çatlaklarının başlama ve ilerleme süreçleri üzerinde belirleyici bir etkisi olduğu değerlendirilmektedir. Literatürde vurgulandı gibi, mikroyapıda yer alan poroziteler, yerel mekanik zayıflıklara ve gerilme yığılmalarına neden olarak çatlak başlama eşiğini önemli ölçüde düşürmektedir.

Yapılan SEM incelemeleri sonucunda, yatak yüzeyinde belirgin bir porozite oluşumu gözlemlenmemiş olsa da Şekil 81'de görüldüğü üzere yatağın kesit görüntüsünde düzensiz biçimde dağılmış çeşitli boyutlarda poroziteler tespit edilmiştir. Döküm sürecine bağlı olarak oluşan bu porozitelerin, malzemenin mekanik ve özellikle yorulma performansı üzerinde olumsuz etkiler yarattığı bilinmektedir (Aydın, 2001; Heyal 2024). Literatürde vurgulandığı üzere, bu tür iç yapısal poroziteler özellikle çatlak ilerleme hattına yakın konumlandıklarında yerel gerilme yığılmalarına neden olmakta, bu durum, çatlağın yön değiştirmesine, kollara ayrılarak yayılmasına ya da ilerleme hızının artmasına yol açabilmektedir (Aydın, 2001; Aydın & Heyal, 2012; Aydın & Heyal, 2013; Heyal 2024). Her ne kadar yüzeydeki yapısal bütünlük büyük ölçüde korunmuş gibi görünse de iç yapıda yer alan bu mikroskobik boşluklar, yorulma süreci boyunca mukavemet açısından zayıf bölgeleri oluşturarak çatlak ilerleyişini ve çukurcuk (*pitting*) benzeri hasarların oluşumunu kolaylaştırmış olabilir.

Dinamik yüklü kaymalı yataklarda oluşan gerilmeler, malzeme yorulması açısından belirleyici bir öneme sahiptir. Bu gerilmelerin en önemli kaynaklarından biri, yatak-mil aralığında oluşan hidrodinamik yağ filmi basıncıdır (Valkonen, 2009). Yapılan sayısal incelemeler, tüm test koşullarında elde edilen üç boyutlu basınç dağılımlarının, yatak yüzeyi boyunca hem çevresel hem de eksenel doğrultuda önemli ölçüde değişkenlik gösterdiğini ortaya koymuştur. Glavatskih ve Fillon (2002), bu değişken basınç yapısının özellikle yüksek dinamik yükler altında yatak ömrü üzerinde doğrudan etkili olduğunu ve yorulma çatlaklarının oluşumunu tetikleyebileceğini belirtmişlerdir. Bu bulgu, Lund ve Thomsen (2005) tarafından geliştirilen teorik modellerle desteklenmekte, Sharma ve Pandey (2006)

tarafından yürütülen deneysel çalışmalarla da doğrulanmıştır. Literatürde sunulan bu çalışmalar, yağ filmindeki maksimum basınç bölgeleri ile yorulma kaynaklı hasar bölgeleri arasında anlamlı bir korelasyon bulunduğuna işaret etmektedir (Booker, 197; Martin vd., 1981; Bıyıklıoğlu, 1986; Duman, 2002).

Gerçekleştirilen HAD ve AYE analizleri sonucunda, yağ filminde oluşan basınç dağılımının etkisiyle yatak yüzeyinde meydana gelen gerilme türleri (radyal, eksenel, teğetsel, kayma ve eşdeğer) detaylı olarak incelenmiştir. En yüksek gerilme değerleri yataklama alanı en küçük olan, $L = 10$ mm yatak genişliğine sahip kaymalı yataklarda elde edilmiştir. Bu durum, dar yataklarda oluşan $\left(\bar{p}_{\text{dyn}}\right)_{\text{max}}$ ve sınırlı yağ filmi kalınlığının doğal bir sonucudur (Bıyıklıoğlu, 1986; Duman, 2002). Yataklama alanı artıkça tüm gerilme bileşenlerinde azalma tespit edilmiştir. Örneğin, $L = 10$ mm yatak genişliğine sahip kaymalı yataklarda, $\sigma_{xx} = -139,4$ MPa olarak belirlenen radyal gerilme, $L = 24$ mm yatak genişliğinde $\sigma_{xx} = -71,687$ MPa seviyesine düşmüştür. Böylece radyal gerilme büyüklüğünde yaklaşık %48,6 oranında bir azalma meydana gelmiştir. Bu önemli azalma, geniş yatak yüzeyinin yükü daha homojen dağıtmasıyla ilişkili olup, yüzey gerilmelerinin düşürülerek yorulma ömrünün artmasına katkı sağladığı literatürde belirtilmektedir (İbrahim & McCallion, 1970; Harbordt, 1975; McCallion & Lotfi, 1992; Naduvinamani vd., 2001).

Gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda, yatak yüzeyinde meydana gelen radyal, eksenel ve teğetsel gerilmelerin, yağ filmindeki basınç dağılımı ile genel olarak uyumlu şekilde geliştiği ve büyük oranda bası karakterli olduğu belirlenmiştir (bkz. Test-I deney koşulunda $L = 20$ mm yatak genişliğinde Şekil 133c). Literatürde yer alan çeşitli çalışmalarda (Lang, 1977; Kollman & Harbordt, 1977; McCallion & Lotfi, 247), kaymalı yataklarda oluşan gerilme bileşenleri ile malzeme yorulması arasındaki ilişki detaylı biçimde ele alınmış ve özellikle yağ filmi basıncının kaviteye yakın bölgelerinde çekme karakterli teğetsel gerilmelerin olduğu vurgulanmıştır. Bu bölgelerde gelişen çekme karakterli teğetsel gerilmelerinin, yorulma çatlaklarının başlama noktaları ile hemen hemen çakıştığı ve çatlakların genellikle çekme karakterli teğetsel gerilmelerin maksimum olduğu konumlarda ya da hemen öncesinde oluşmaya başladığı rapor edilmiştir.

Gerçekleştirilen deneysel ve sayısal çalışmalar birlikte değerlendirildiğinde, tüm yorulma çatlakların maksimum film basıncının olduğu açısal bölgelerde başladığı ve bu çatlakların, çekme karakterli teğetsel gerilmelerin maksimum seviyeye ulaştığı konumdan yaklaşık 15° ile 20° önceki açısal konumlarda oluşmaya başladığı tespit edilmiştir.

Literatürde bu tespiti doğrulayan çalışmalar mevcuttur. Örneğin, Martin ve diğerleri (1981), yüzeye dik doğrultuda etkili olan radyal gerilme bileşenlerinin, uygulanan hidrodinamik basınç dağılımı ile doğrudan örtüştüğünü, teğetsel gerilmelerin ise çoğunlukla bası karakterli olmasına karşın, basıncın sifira yaklaştığı bölgelerde çekme karakterli hale dönüştüğünü belirtmişlerdir. Literatürde bu durumun, Hertz temaslarında olduğu gibi, yüksek basınç gradyanlarının etkisiyle oluştuğu vurgulanmaktadır (Lang, 1977; Martin vd., 1981). Martin ve diğerleri (1981), tarafından gerçekleştirilen çalışma detaylı şekilde incelendiğinde, yorulma çatlaklarının, maksimum çekme karakterli teğetsel gerilmelerin konumuna göre, uygulanan yük formuna ve büyüklüğüne bağlı olarak yaklaşık 10° ile 15° öncesinde başlamış olduğu net şekilde görülmektedir. Bu bulgu, çatlak başlama konumlarının yalnızca anlık gerilme büyüklüğüne değil, aynı zamanda yük çevriminin dinamik karakterine de bağlı olduğunu göstermektedir. Bıyıklıoğlu (1986), çatlak başlangıç konumlarını yağ filminde minimum kalınlığın oluştuğu bölgeye göre değerlendirmiş ve ilk kılcal çatlakların, genellikle bu minimum film kalınlığının meydana geldiği noktadan daha önceki açılal konumlarda oluştuğunu tespit etmiştir. Söz konusu çalışmada, çatlak başlangıç noktası ile minimum film kalınlığı konumu arasındaki açılal farkın yatak genişliğine bağlı olarak değiştiği ve bu farkın 10° ile 25° arasında olduğu rapor edilmiştir.

Deneysel çalışmalardan elde edilen veriler, maksimum spesifik yatak yükü $\left(\bar{p}_{\text{dyn}}\right)_{\text{max}}$ ve ilk yorulma çatlağının oluşmasına kadar geçen tekrar sayısı kriterleri dikkate alındığında, ZA-27 alaşımından üretilen kaymalı yatakların dinamik yükleme koşullarında gösterdiği performansın dikkat çekici düzeyde olduğunu ortaya koymaktadır. Şekil 149'da sunulan karşılaştırmalı veriler, ZA-27 alaşımının yorulma davranışı açısından beyaz metal alaşımlara kıyasla belirgin avantajlar sunduğunu göstermektedir. Bu çalışmada deneye tabi tutulan yataklarda sırasıyla $\bar{p}_{\text{dyn}} = 26,8 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 1,296 \times 10^6$ yük tekrarı, $\bar{p}_{\text{dyn}} = 22,39 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 1,872 \times 10^6$ yük tekrarı, $\bar{p}_{\text{dyn}} = 17,91 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 3,696 \times 10^6$ yük tekrarı ve $\bar{p}_{\text{dyn}} = 13,43 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 4,512 \times 10^6$ yük tekrarı yüzey yorulması gözlemlenmiştir. Buna karşılık Bıyıklıoğlu (1986) tarafından beyaz metal alaşımlı yataklarda elde edilen verilerde $\bar{p}_{\text{dyn}} = 38,14 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 0,44 \times 10^6$ yük tekrarı, $\bar{p}_{\text{dyn}} = 30,22 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 0,5 \times 10^6$ yük tekrarı, $\bar{p}_{\text{dyn}} = 22,67 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 1,34 \times 10^6$ yük tekrarı, $\bar{p}_{\text{dyn}} = 18,13 \text{ MPa}$ 'da $N_f = 3,72 \times 10^6$ yük tekrarı sonucunda yorulma oluştuğu rapor edilmiştir. ZA-27 alaşımından üretilen yataklar, beyaz metal alaşımlı yataklara kıyasla daha düşük spesifik yük

seviyelerinde test edilmiş olsa da (bkz. Şekil 147), Bıyıklıoğlu (1986) tarafından raporlanan beyaz metal yatak verileriyle (yeşil çizgi) karşılaştırıldığında, benzer hatta daha düşük yük düzeylerinde dahi ZA-27'nin daha uzun yorulma ömrü sunduğu açıkça görülmektedir.

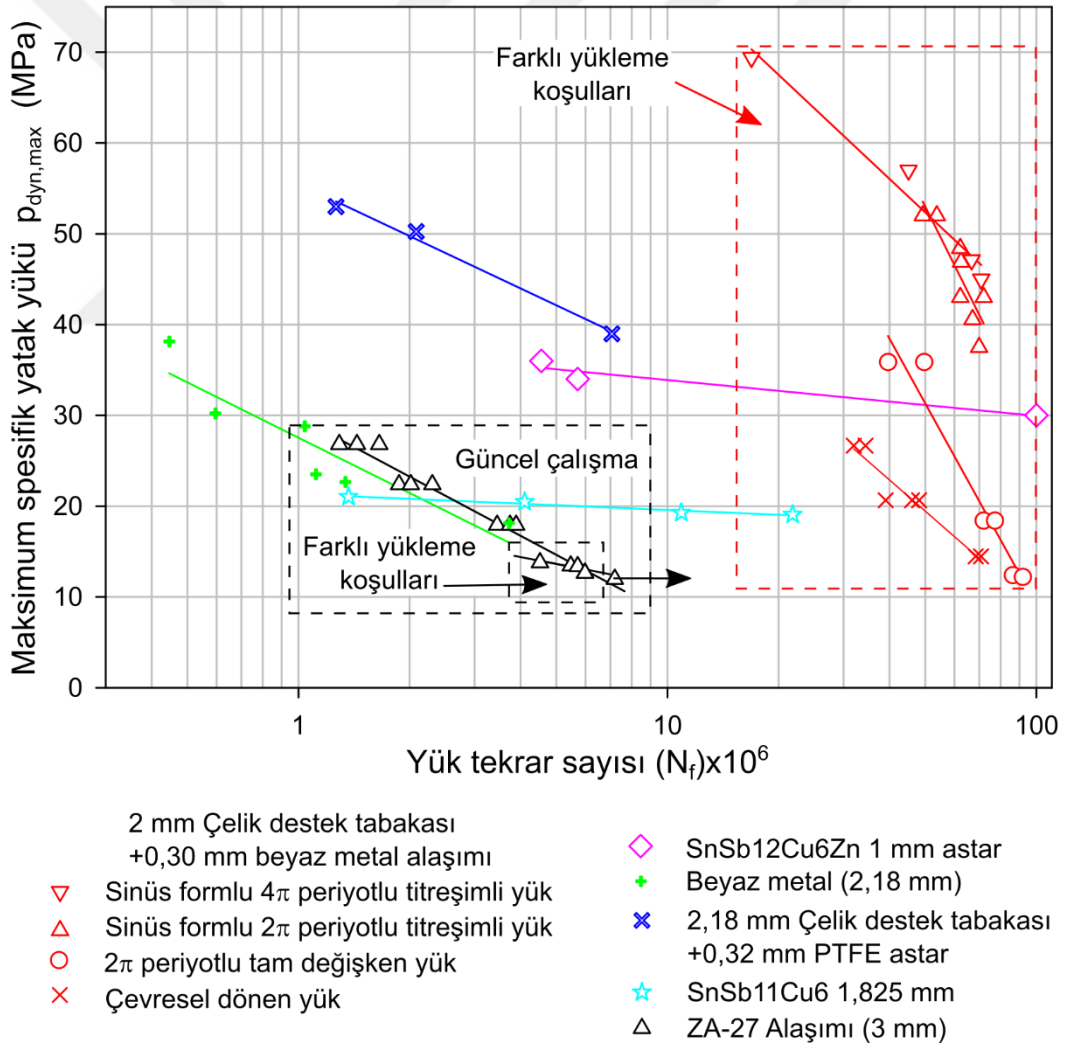
Öte yandan, Lang (1977) tarafından sunulan veriler, ZA-27 alaşımının benzer yükleme koşullarında beyaz metal yataklara kıyasla daha düşük bir performans gösterdiğini ortaya koymaktadır. Bu görünürdeki tutarsızlık, her iki çalışmada benimsenen farklı performans değerlendirme kriterlerinden kaynaklanıyor olabilir. Bu çalışmada kullanılan ZA-27 alaşımı, yekpare yapıdaki döküm yataklardan oluşurken, Lang (1977) çalışmasında test edilen yataklar, çelik destek tabakası üzerine kaplanmış beyaz metal alaşımlardan üretilmiştir. Çelik destek tabakası, özellikle yatak rijitliğini artırarak yük taşıma kapasitesine olumlu katkı sağlamak ve yorulma dayanımını etkileyebilmektedir. Ayrıca, bu çalışmada yorulma ömrü, ilk yorulma çatlağının gözlemlendiği yük tekrar sayısı üzerinden tanımlanmıştır. Bu yaklaşım, özellikle malzemenin erken dönem çatlak başlatma eğilimini değerlendirme açısından önemli bir avantaj sağlamaktadır. Buna karşılık, Lang (1977) çalışmasında yorulma ömrü, yatağın işlevini tamamen kaybettiği, yani hasarın ilerleyerek nihai bozulma seviyesine ulaştığı süre baz alınarak belirlenmiştir. Bu metodolojik fark, elde edilen yorulma ömrü değerleri arasında doğrudan karşılaştırma yapılmasını zorlaştırmaktadır. Bu nedenle, her iki çalışmanın sonuçları, değerlendirme kriterleri ve yapı farklılıkları çerçevesinde ele alınmalı ve yorulma ömrü yorumları bu bağlamda yapılmalıdır.

Şekil 149'da grafik üzerinde mavi renkle gösterilen veriler, 2,18 mm çelik destek tabakası üzerine sinterlenmiş 0,32 mm kalınlıktaki PTFE astarlı yataklara aittir. Bu yataklar, yüksek mukavemet ve düşük sürtünme karakteriyle ön plana çıkmakta olup, ZA-27 alaşımına kıyasla daha yüksek spesifik yatak yükü seviyelerinde Duman (2002) tarafından test edilmiştir. Yapısal olarak PTFE/çelik kompozit yatakların daha gelişmiş bir performans sergilemeleri, özellikle yüksek mukavemet ve yüzey dayanımı açısından beklendik bir sonuçtur. Ancak, ZA-27 alaşımı nispeten daha basit ve yekpare bir döküm yapı sunmasına rağmen, belirli yük seviyelerinde oldukça rekabetçi bir yorulma davranışı ortaya koymuştur.

Şekil 149'da grafik üzerinde pembe renkle gösterilen veriler, literatürde yer alan bir çalışmadan alınmış olup (Sous vd., 2016), 1,825 mm kalınlığındaki SnSb11Cu6 malzemedan üretilmiş kaymalı yataklar üzerinde gerçekleştirilen deneysel sonuçları yansıtmaktadır. İlgili çalışmada, maksimum spesifik yatak yükünün $\bar{p}_{dyn} = 36 \text{ MPa}$ olduğu

koşulda $N_f = 4,55 \times 10^6$ yük tekrarı sonunda, $\bar{p}_{dyn} = 34 \text{ MPa}$ 'da olduğu koşulda ise $N_f =$

5,71x10⁶ yük tekrarı sonunda yorulma hasarının oluştuğu rapor edilmiştir. Bu literatür verileri ZA-27 alaşımına ait elde edilen sonuçlarla karşılaştırıldığında, ZA-27 alaşımının daha yüksek yorulma ömrü sunduğu açıkça görülmektedir. Ancak, ZA-27 alaşımının daha yüksek yorulma ömrü sunmasına rağmen, bu farklılığın yalnızca malzeme özelliklerinden kaynaklandığını söylemek yanıltıcı olabilir. Zira, uygulanan yükleme koşulları ile yatak geometrisine ait parametreler (özellikle radyal boşluk değeri ve yağlayıcı özellikleri gibi) yorulma davranışını doğrudan etkileyebilecek kritik değişkenlerdir. Nitekim, Sous ve diğerleri (2016) tarafından yürütülen söz konusu çalışmada bu parametrelere ilişkin yeterli düzeyde bilgi sunulmamış olması, elde edilen sonuçların doğrudan karşılaştırılabilirliğini kısıtlamaktadır.



Şekil 149. ZA-27 alaşımından üretilen kaymalı yatakların dinamik yükler altındaki yorulma performansının literatürdeki benzer çalışmalarla karşılaştırılması

5. SONUÇLAR

Bu tez çalışmasında, ZA-27 alaşımından üretilen radyal kaymalı yatakların, farklı yatak genişlikleri ve çeşitli dinamik yükleme koşulları altındaki yorulma davranışı deneysel ve sayısal çalışmalarla kapsamlı bir şekilde incelenmiştir. Elde edilen genel sonuçlar, aşağıda özetlenmiştir.

1. Aynı dinamik yükleme koşulları altında ve çeşitli yatak genişliklerinde (L=10 mm, L=12 mm, L=15 mm, L=20 mm ve L=24 mm) gerçekleştirilen deneysel çalışmalar ve sayısal analizler, yatak genişliği arttıkça ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısında artış meydana geldiğini göstermiştir.
2. Aynı dinamik yükleme koşulları altında ve çeşitli yatak genişliklerinde (L=10 mm, L=12 mm, L=15 mm, L=20 mm ve L=24 mm) gerçekleştirilen sayısal analizler sonucunda, yatak genişliği arttıkça maksimum film basıncının ve yatak gerilmelerinin azaldığı tespit edilmiştir.
3. Sabit yatak genişliğinde ve çeşitli yükleme koşullarında (Test-I, Test-II, Test-III ve Test IV) gerçekleştirilen yorulma deneyleri, yük büyüklüğüyle birlikte yükleme formunun da ilk yorulma çatlaklarının oluşmasına kadar geçen yük tekrar sayısı üzerinde etkili bir parametre olduğunu göstermiştir.
4. Gerçekleştirilen tüm yorulma deneyleri, ilk yorulma çatlaklarının genellikle radyal kaymalı yatak yüzeyinin orta bölgesinde (yaklaşık L/2 konumu) maksimum yük bölgesinde veya bu bölgeye çok yakın konumlarda başladığını göstermiştir.
5. Yatak genişliği arttıkça çatlak oluşumunun yatağın çevresel konumu itibariyle maksimum yük bölgesinden daha önceki açılarda oluştuğunu göstermiştir.
6. Yatak genişliği arttıkça çatlak oluşumunun yatağın çevresel konumu itibariyle maksimum yük bölgesinden $\theta = 5^\circ - 15^\circ$ daha erken açılarda kaydedildiği tespit edilmiştir.
7. Gerçekleştirilen OM ve SEM analizleri, yorulma çatlaklarının uygulanan yükleme formuna bağlı olarak farklı şekillerde ilerlediğini ortaya koymuştur.

- Çatlakların genellikle aksenel yönde başladığı ve zamanla yön değiştirerek çevresel doğrultuda, ardından yatak kenarına doğru ilerlediği tespit edilmiştir.
8. Yapılan kesit incelemeleri, yorulma çatlaklarının sadece yüzeyle sınırlı kalmayıp, yüzey altı bölgelere ve yatak malzemesinin kalınlığı doğrultusuna doğru da ilerlediğini göstermiştir.
 9. Tüm deney koşullarında, özellikle maksimum basınç bölgelerinde gözlemlenen koyu renkli madde birikimlerinin, yağlayıcının termal bozunmasına ve buna bağlı olarak gelişen lokal ısınmaya işaret ettiği; bu durumun ise yatak malzemesinin yapısal bütünlüğünü zayıflatarak çatlak oluşumunu hızlandırabileceği ve mevcut çatlakların ilerlemesini artırabileceği değerlendirilmiştir.
 10. Yorulma çatlağı yüzeyinden alınan EDS analizleri sonucunda, alaşımın ana bileşenleri olan Zn, Al ve Cu'nun yanı sıra C ve O elementlerine de rastlanmıştır; oksijenin varlığı çatlak yüzeyinde yoğun bir oksit tabakası oluştuğunu, karbonun varlığı ise çatlak başlangıcını kolaylaştırabilecek potansiyel bir etken olduğunu göstermektedir.
 11. EDS analizlerinde çatlak bölgelerinde Zn, Al ve Cu elementlerinin yanı sıra Na ve Ca elementlerinin de tespit edilmesi, yağlayıcıda bulunan katkı maddelerinin yorulma süreci üzerinde etkili olabileceğini göstermektedir.
 12. ZA-27 alaşımında çukurcuk hasarının gözlemlendiği bölgelerde gerçekleştirilen mikroyapısal analizler, Cu elementinin bu bölgelerde lokal olarak yoğunlaştığını ortaya koymuştur.
 13. Deneysel çalışmalar sonucunda, ZA-27 alaşımından üretilen yatakların, yorulma açısından günümüzde motor uygulamalarında yaygın olarak kullanılan beyaz metal esaslı yataklara kıyasla bir miktar daha yüksek performans gösterdiği belirlenmiş ve bu alaşımın alternatif bir yatak malzemesi olarak değerlendirilebileceği ortaya konmuştur.
 14. Deneysel ve sayısal analizler, ZA-27 alaşımından üretilen yatakların, yüksek hızda çalışan ve dönme hareketi yapan makine elemanlarının yataklanmasında kullanılabilir bir alternatif olarak potansiyele sahip olduğunu ortaya koymuştur.

6. ÖNERİLER

Bu tez kapsamında elde edilen bulgular, ZA-27 alaşımının kaymalı yatak uygulamalarında yorulma ömrü açısından önemli bir potansiyel sunduğunu göstermektedir. Ancak, yatak malzemesi, üretim yöntemi, yüzey özellikleri ve çalışma koşullarına bağlı olarak yorulma davranışının daha ayrıntılı incelenebilmesi için aşağıdaki konular gelecekteki çalışmalarda ele alınabilir:

1. Zn-Al esaslı alaşımlardan üretilen yataklara farklı ısı işlemler uygulanarak, ısı işleme parametrelerinin mikroyapı ve yorulma ömrü üzerindeki etkileri, gerçek zamanlı dinamik yükleme koşulları altında sistematik olarak değerlendirilebilir.
2. Zn-Al alaşımlarının yüzeyine plazma nitrüleme gibi çeşitli yüzey sertleştirme işlemleri uygulanarak, yüzey sertliğinin artırılması ile çatlak başlangıcı ve ilerlemesi üzerindeki etkiler deneysel ve mikroyapısal düzeyde analiz edilebilir.
3. Çelik destek tabakası üzerine sinterleme yöntemiyle biriktirilmiş ZA-27 alaşımlı yataklarda, katman kalınlığı, malzeme geçiş oranları ve ara yüzey özellikleri gibi parametrelerin yorulma davranışı üzerindeki etkileri detaylı şekilde incelenebilir.
4. Mil yörüngesi, minimum yağ film kalınlığı, eksantriklik oranı ve tutum açısı gibi hidrodinamik parametreler zamanla değişen yükleme koşullarında izlenerek, bu parametrelerin yüzeyde oluşan gerilme dağılımları ve yorulma ömrü ile olan ilişkileri nicel olarak ortaya konabilir.
5. Sayısal analizlerde kullanılan mevcut modelleme yaklaşımı, iki yönlü (two-way) akışkan-yapı etkileşimi (AYE) yöntemiyle geliştirilebilir. Bu sayede, yağ filmi basıncının zamana bağlı olarak yapı deformasyonlarını doğrudan etkilemesi dikkate alınarak, daha hassas ve gerçeğe yakın bir yorulma analiz modeli oluşturulabilir.

7. KAYNAKLAR

- Adatepe, H. (1999). *Dinamik Yüklü Kaymalı Yataklarda Mil Yörüngesinin Teorik ve Deneysel Olarak Belirlenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Adatepe, H. (2006). *Mikro Kanallı Radyal Kaymalı Yataklarda Statik ve Dinamik Yük Altında Sürtünme Davranışının İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Adatepe, H., Bıyıklıoğlu, A., & Sofuoğlu, H. (2013). An Investigation of Tribological Behaviors of Dynamically Loaded Non-grooved and Micro-grooved Journal Bearings. *Tribology International*, 58, 12-19.
- Altorfer, K. J. (1982). Zinc-alloys Compete with Bronze in Bearings and Bushings. *Metal Progress*, 122(6), 29-31.
- Allianz Versicherungs-AG (1978). Fluid-Flow Machines. *In Handbook of Loss Prevention*. Berlin: Springer Berlin Heidelberg.
- Alemdağ, Y., & Savaşkan, T. (2009). Mechanical and Tribological Properties of Al-40Zn-Cu alloys. *Tribology International*, 42(1), 176-182.
- Antunović, R., Šiniković, G., Vučetić, N., & Halep, A. (2018). Diagnostics and Failure of Plain Bearings. *IETI Transactions on Engineering Research and Practice*, 2(2), 9-18.
- Apelian, D., Paliwal, M., & Herrschaft, D. C. (1981). Casting with Zinc Alloys. *Journal of Metals*, 33, 12-20.
- Aydın, M. (1995). *Çinko-alüminyum Esaslı Alaşımların Yorulma Özelliklerinin İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Aydın, M. (2001). *Çinko-alüminyum Esaslı Alaşımların Değişik Ortamlardaki Yorulma Davranışlarının İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Aydın, M., & Savaşkan, T. (2004). Fatigue Properties of Zinc-aluminum Alloys in 3.5% NaCl and 1% HCl Solutions. *International Journal of Fatigue*, 26(1), 103-110.
- Aydın, M. (2012). High-cycle Fatigue Behavior of Severe Plastically Deformed Binary Zn-60Al Alloy by Equal-channel Angular Extrusion. *Journal of Materials Processing Technology*, 212(8), 1780-1789.
- Aydın, M., & Heyal, Y. (2012). Mechanical Properties of Equal-Channel Angular Extrusion-Processed Al-20Zn Alloy. *Advanced Materials Research*, 445, 195-200.
- Aydın, M., & Heyal, Y. A. K. U. P. (2013). Effect of Equal Channel Angular Pressing on Microstructural and Mechanical Properties of as cast Al-20 wt-Zn alloy. *Materials Science and Technology*, 29(6), 679-688.

- Aydın, M., & Şenaslan, F. (2018). The Effect of Quench-aging on the Mechanical Properties of Zn-27Al-1Cu Alloy. *International Journal of Materials Research*, 109(8), 699-707.
- Babic, M., Mitrovic, S., & Jeremic, B. (2010). The Influence of Heat Treatment on the Sliding Wear Behavior of a ZA-27 alloy. *Tribology International*, 43(1-2), 16-21.
- Babin, A.P. (2004). *Methodological Bases of Accounting for Nonlinear Effects at Solving Contact Problems in the Mechanics of Solids. Cand. Sci. Dissertation*, Bryansk, BGTU.
- Babin, A. P., Zernin, M. V., Mishin, A. V., & Shil'ko, S. V. (2007). Analysis of Wear-fatigue Damage and Modification of Compressor Bearings. *Journal of Friction and Wear*, 28, 521-527.
- Babu, M. V. S., Krishna, A. R., & Suman, K. N. S. (2015). Review of Journal Bearing Materials and Current Trends. *American Journal of Materials Science and Technology*, 4(2), 72-83.
- Balakrishnan, S., Baker, C. E., & Rahnejat, H. (2010). Fundamentals of Hydrodynamic Journal Bearings: An Analytical Approach. In *Tribology and Dynamics of Engine and Powertrain*, Woodhead Publishing, 591-614.
- Bartz, W.J. (1976). The Influence of Lubricants on Failures of the Bearings and Gears. *Tribology International* 9(5). 213-224.
- Barnhurst, R. J., Gervais, E., & Bayles, F. D. (1983). Gravity Casting of Zinc-Aluminum Alloys-Solidification Behavior of ZA-8, ZA-12, and ZA-27. *Transactions of the American Foundrymen's Society.*, 91, 569-584.
- Barnhurst, R. J. (1990). Designing Zinc Alloy Bearings. *Journal of Materials Engineering*, 12(4), 279-285.
- Baş, H. (2022). Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yataklarda Yüzey Pürüzlülüğünün Sürtünme Davranışları Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi. *Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 12(3), 877-887.
- Bazilevs, Y., Takizawa, K., & Tezduyar, T. E. (2013). Challenges and Directions in Computational Fluid-structure Interaction. *Mathematical Models and Methods in Applied Sciences*, 23(02), 215-221.
- Beamish, S., Li, X., Brunskill, H., Hunter, A., & Dwyer-Joyce, R. (2020). Circumferential Film Thickness Measurement in Journal Bearings via the Ultrasonic Technique. *Tribology International*, 148, 106295.
- Becker, E. P. (2004). Trends in Tribological Materials and Engine Technology. *Tribology International*, 37(7), 569-575.
- Beesley, C., & Eyre, T. S. (1976). Friction and Wear of Aluminum Alloys Containing Copper and Zinc. *Tribology International*, 9(2), 63-69.

- Behraves, S. B., Ibrahim, E., & Jahed, H. (2016). Fatigue Failure Analysis of Welded Structures: An Overview and A case study. *In Handbook of Materials Failure Analysis with Case Studies from the Chemicals, Concrete and Power Industries*, Butterworth-Heinemann, 355-386.
- Berger, C., & Kaiser, B. (2006). Results of Very High Cycle Fatigue Tests on Helical Compression Springs. *International Journal of Fatigue*, 28(11), 1658-1663.
- Bhandari, V. B. (2010). *Design of Machine Elements*. Tata McGraw-Hill Education.
- Bhushan, B. (1999). *Principles and Applications of Tribology*. John Wiley & Sons.
- Bhushan, B. (2002). *Introduction to Tribology*. New York: Willey.
- Bıyıklıoğlu, A. (1986). *Dinamik Yüklü Radyal Kaymalı Yataklarda Yüzey Yorulması*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Bıyıklıoğlu, A., Çuvalcı, H., Adatepe, H., Baş, H., & Duman, M. S. (2005). A New Test Apparatus and Method for Friction Force Measurement in Journal Bearings under Dynamic Loading: Part-I. *Experimental Techniques*, 29(5), 22-24
- Bıyıklıoğlu, A., Çuvalcı, H., Adatepe, H., Baş, H., & Duman, M. S. (2005). A New Test Apparatus and Method for Friction Force Measurement in Journal Bearings under Dynamic Loading: Part-II. *Experimental Techniques*, 29(6), 33-36.
- Bierlein, J. C. (1975). The Journal Bearing. *Scientific American*, 233(1), 50-67.
- Bloch, H. P., & Geitner, F. K. (1997). *Practical Machinery Management for Process Plants: Machinery Failure Analysis and Troubleshooting*. Houston: Gulf Publishing.
- Blundell, J. K. (1980). Fatigue Initiation in Thin-wall Journal Bearings. *ASLE Transactions*, 23(2), 131-140.
- Blount, E. A. (1961). Design Factors Influencing the Fatigue Resistance of Connecting-Rod Big-End Bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 175(1), 513-527.
- Booker, J. F. (1965). Dynamically Loaded Journal Bearings-Mobility Method of Solution. *Journal of Basic Engineering*, 87(3), 537- 546.
- Boyd, J., & Raimondi, A. A. & (1951). Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of Journal Bearings-I. *Journal of Applied Mechanics*, 18(3), 298-309.
- Boyd, J., & Raimondi, A. A. (1951). Applying Bearing Theory to the Analysis and Design of journal bearings-II. *Journal of Applied Mechanics* (3), 310-316.
- Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (2011). *Shigley's Mechanical Engineering Design*, New York: McGraw-Hill.

- Burke-Veliz, A., Syngellakis, S., & Reed, P. A. S. (2010). Fatigue Crack Shielding and Deflection in Plain Bearings under Large-Scale Yielding. *Engineering Failure Analysis*, 17(3), 648-657.
- Burwell, J. T. (1947). The Calculated Performance of Dynamically Loaded Sleeve Bearings. *Journal of Applied Mechanics*, 14(3), A231-245.
- Burwell, J. T. (1949). The Calculated Performance of Dynamically Loaded Sleeve Bearings-II. *Journal of Applied Mechanics*, 16(4), 358-360.
- Burwell, J. T. (1951). The Calculated Performance of Dynamically Loaded Sleeve Bearings-III. *Journal of Applied Mechanics*, 18(4), 393-404.
- Burwell, J. T. (1951). Recent Developments in Full Fluid Lubrication. *Annals of the New York Academy of Sciences*, 53(4), 759-778.
- Calayag, T., & Ferres, D. (1982). High-performance, High-aluminum Zinc Alloys for Low-speed Bearings and Bushings. *SAE transactions*, 2241-225.
- Calayag, T. S. (1984). ZA Casting Alloys Hold Promise for Metalcasting Industry. *Modern casting*, 74(8), 19-22.
- Cameron, A., & Wood, W. L. (1949). The Full Journal Bearing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 161(1), 59-72.
- Cay, F., & Kurnaz, S. C. (2005). Hot Tensile and Fatigue Behavior of Zinc-aluminum Alloys Produced by Gravity and Squeeze Casting. *Materials & design*, 26(6), 479-485.
- Chen, G., Wang, Y., Zhong, N., Fan, Z., & Wang, G. (2023). Design and Research of A Heavy Load Fatigue Test System Based on Hydraulic Control for Full-size Marine Low-speed Diesel Engine Bearings. *Ocean Engineering*, 288, 116174.
- Chen, R., Zhao, B., He, T., Tu, L., Xie, Z., Zhong, N., & Zou, D. (2024). Study on Coupling Transient Mixed Lubrication and Time-varying Wear of Main Bearing in Actual Operation of Low-speed Diesel Engine. *Tribology International*, 191, 109159.
- Chen, T.J., Hao, Y., Li Y.D. (2007). Effects of Processing Parameters on Microstructure of Thixoformed ZA27 alloy. *Materials & Design*, 28(4), 1279-1287.
- Childs, P. (2013). *Mechanical Design Engineering Handbook*. Oxford: Butterworth-Heinemann.
- Chikalthankar, S. B., Nandedkar, V. M., & Jawale, P. V. (2014). Comparative Study of Bearing Materials and Failure of Plain Bearings. *International Journal of Engineering Research & Technology*, 2(3), 2402-2406.
- Chiu, Y. P. (1997). The Mechanism of Bearing surface Fatigue-experiments and Theories. *Tribology Transactions*, 40(4), 658-666.
- Chiu, Y. P. (1999a). The Mechanism of Bearing Surface Fatigue-effect of Friction and Tensile Hoop Stress on Surface Plasticity and Fatigue. *Tribology Series*, 36, 277-288.

- Chiu, Y. P. (1999b). A Study of the Effect of Friction on Bearing Surface Fatigue taking into account the Microplastic Deformation. *SAE transactions*, 114-125.
- Christiansen, C. K., Walther, J. H., Klit, P., & Vølund, A. (2017). Investigation of Journal Orbit and Flow Pattern in a Dynamically Loaded Journal Bearing. *Tribology International*, 114, 450-457.
- Chun, S. M. (2007). Aeration Effects on the Performance of Turbocharger Journal Bearing under Constant Load Operating Condition. *Tribology and Lubricants*, 23(5), 207-218.
- Chun, S. M. (2008). Aeration Effects on the Performance of a Turbocharger Journal Bearing. *Tribology international*, 41(4), 296-306.
- Collacott, R. A. (1977). *Mechanical Fault Diagnosis and Condition Monitoring*, London: Chapman & Hall.
- Çolak, H. (2020). Yüksek Oranda Alüminyum İçeren Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımların Yorulma Davranışlarının İncelenmesi, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Cristea, A. F., Bouyer, J., Fillon, M., & Pascovici, M. D. (2011). Pressure and Temperature Field Measurements of a Lightly Loaded Circumferential Groove Journal Bearing. *Tribology Transactions*, 54(5), 806-823.
- Çengel, Y., & Cimbala, J. (2010). *Fluid Mechanics*. Tata: McGraw Hill Education.
- Çay, F., & Kurnaz, C. (2003). Kokil ve Basınçlı Döküm Yöntemleriyle Üretilen Çinko-alüminyum Alaşımlarının Özelliklerinin İncelenmesi. *Sakarya University Journal of Science*, 7(1), 163-169.
- Çuvalcı, H. (1996). *Çinko-alüminyum Esaslı Alaşımların ve Bu Alaşımlardan İmal Edilen Kaymalı Yatakların Tribolojik Özelliklerinin İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Çuvalcı, H. (2001). Çinko-alüminyum Esaslı Ticari ZA-27 Kaymalı Yatağının Sürtünme Davranışının İncelenmesi. *Turkish Journal of Engineering and Environmental Sciences* 25, 199-204.
- Çuvalcı, H., & Çelik, H. S. (2011). Investigation of the Abrasive Wear Behavior of ZA-27 Alloy and CuSn10Bronze. *Journal of Materials Science*, 46, 4850-4857.
- Çuvalcı, O. & Baş (2004). Investigation of the Tribological Properties of Silicon Containing Zinc-aluminum Based Journal Bearings, *Tribology International*, 37(6), 433-440.
- Çuvalcı, O. (2024). *Makine Elemanları Tasarımı. Cilt 1-2*, Ankara: Nobel Yayınevi.
- Da Costa, E. M., Da Costa, C. E., Dalla Vecchia, F., Rick, C., Scherer, M., dos Santos, C. A., & Dedavid, B. A. (2009). Study of the Influence of Copper and Magnesium Additions on the Microstructure Formation of Zn-Al Hypoeutectic Alloys. *Journal of Alloys and Compounds*, 488(1), 89-99.

- Dadouche, A., & Conlon, M. J. (2016). Operational Performance of Textured Journal Bearings Lubricated with a Contaminated Fluid. *Tribology International*, 93, 377-389.
- Delneuve, P. (1985). Tribological Behavior of Zn-Al alloys (ZA27) Compared with Bronze When Used as a Bearing Material with High Load and at Very Low Speed. *Wear*, 105(4), 283-292.
- Degroote, J., Bruggeman, P., Haelterman, R., & Vierendeels, J. (2008). Stability of a Coupling Technique for Partitioned Solvers in FSI Applications. *Computers & Structures*, 86(23-24), 2224-2234.
- Dhande, D. Y., & Pande, D. W. (2016). Numerical Analysis of Multiphase Flow in Hydrodynamic Journal Bearing Using CFD Coupled Fluid Structure Interaction with Cavitation. In: *2016 International Conference on Automatic Control and Dynamic Optimization Techniques (ICACDOT)*, 964-971.
- Dhande, D. Y., & Pande, D. W. (2017). A Two-way FSI Analysis of Multiphase Flow in Hydrodynamic Journal Bearing with Cavitation. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 39, 3399-3412.
- Dhande, D. Y., & Pande, D. W. (2018). Multiphase Flow Analysis of Hydrodynamic Journal Bearing Using CFD Coupled Fluid Structure Interaction Considering Cavitation. *Journal of King Saud University-Engineering Sciences*, 30(4), 345-354.
- Dong, Q., Yin, Z., Li, H., Gao, G., Zhong, N., & Chen, Y. (2020). Simulation and Experimental Verification of Fatigue Strength Evaluation of Journal Bearing Bush. *Engineering Failure Analysis*, 109, 104275.
- Du, F., Li, D., Sa, X., Li, C., Yu, Y., Li, C., ... & Wang, W. (2022). Overview of Friction and Wear Performance of Sliding Bearings. *Coatings*, 12(9), 1303.
- DuBois, G. B., & Ocvirk, F. W. (1953). Analytical Derivation and Experimental Evaluation of Short-Bearing Approximation for Full Journal Bearing, *National Advisory Committee for Aeronautics, (NACA)*, Technical Report, 1199-1230.
- Duman, M. S. (2002). *Dinamik Yük Altında Çalışan Teflon-Bronz Tabakalı Kaymalı Yataklarda Gerilme Analizi ve Yüzey Yorulmasının İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Durak, E. (1998). Farklı Yükleme Şekillerinde Yağ ve Yağ Katkı Maddelerinin Yatak Performansına Etkileri. Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Isparta.
- Durak E, Kurbanoglu C, Bıyıklıoglu A, Kaleli H. (2003). Measurement of Friction Force and Effects of Oil Fortifier in Engine Journal Bearings under Dynamic Loading Conditions. *Tribology International*, 36, 599-607.
- Đurić, B., Bobić, I., Nikolić, R., & Jovanović, M. (2001). Structural Characteristics and Phase Transitions in the Zn-Al-Cu Alloys. *Journal of Mining and Metallurgy B: Metallurgy*, 37(3-4), 47-55.

- El-Daher, C. C., Kebir, H., Bouvier, S., Pont, M., & Hay, M. (2022). Prediction of Fatigue Damage and Spalling in a Multilayered Journal Bearing Shell. *Tribology International*, 175, 107850.
- Erdöl, M. Ş. *Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımlarda Mukavemet Araştırma Yöntemlerinin İncelenmesi*, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Floberg, L. (1968). Sub-cavity Pressures and Number of Oil Streamers in Cavitation Regions with Special Reference to the Infinite Journal Bearing. *Acta Polytechnica Scandinavica Mechanical Engineering Series*, 37(3), 1-31.
- Forrester, P. G., & Chalmers, B. (1945). Fatigue Testing of Bearing Alloys. *Engineering*, 159, 41.
- Frene, J., Nicolas, D., Degueurce, B., Berthe, D., & Godet, M. (1997). *Hydrodynamic Lubrication: Bearings and Thrust Bearings* (Vol. 33). Amsterdam: Elsevier Science.
- Gawarkiewicz, R., Sikora, J. & Siwek, B. (2012). Problems of Analytical Determination of Journal Bearing Bush Fatigue Strength Estimates. *Key Engineering Materials*, 490, 247-256.
- Gee, M. W., Küttler, U., & Wall, W. (2011). Truly Monolithic Algebraic Multigrid for Fluid-structure Interaction. *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, 85(8), 987-1016.
- Geller, M., Schemmann, C., & Kluck, N. (2014). Simulation of Radial Journal Bearings Using the FSI Approach and a Multi-phase Model with Integrated Cavitation. *Progress in Computational Fluid Dynamics, an International Journal*, 14(1), 14-23.
- Gengyuan, G., Zhongwei, Y., Dan, J., & Xiuli, Z. (2015). CFD Analysis of Load-Carrying Capacity of Hydrodynamic Lubrication on a Water-Lubricated Journal Bearing. *Industrial Lubrication and Tribology*, 67(1), 30-37.
- Gervais, E., Levert, H., & Bess, M. (1980). The Development of a Family of Zinc-base Foundry alloys. *Trans. Am. Foundry. Soc.* 88, 183-194.
- Gervais, E., Barnhurst, R. J., & Loong, C. A. (1985). An Analysis of Selected Properties of ZA Alloys. *JOM*, 37(11), 43-47.
- Gervais, E. (1987). ZA alloys: A Challenge to the Metals Industry. *ILZIC Silver Jubilee Conference. Lead, Zinc and Cadmium into the 90s*, 80, 67-92.
- Girish, B. M., Prakash, K. R., Satish, B. M., Jain, P. K., & Devi, K. (2011). Need for Optimization of Graphite Particle Reinforcement in ZA-27 Alloy Composites for Tribological Applications. *Materials Science and Engineering: A*, 530, 382-388.
- Givertz, A. C. (1987). Zinc Casting Alloys-A Comparative Properties Analysis. *SAE Transactions*, 1047-1068.
- Glaeser, W. (1992). *Materials for Tribology*. Amsterdam: Elsevier Science Publishers B. V.

- Goodwin, F. E., & Ponikvar, A. L. (1989). Engineering Properties of Zinc Alloys. *International Lead Zinc Research Organization, Third Edition, USA*.
- Goldak, G. R., & Gordon Parr, J. A. (1964). High-temperature X-ray Diffractometer Study of the Zinc-aluminum System in the Region 40-75 wt.% Zinc. *Journal of the Institute Metals, 95*, 230-233.
- Güllü, E., & Yılmaz, T. G. (2018). Hidrodinamik Radyal Kaymalı Yatak Performansının Farklı Sınır Şartları İçin İncelenmesi. *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi, 23(3)*, 37-48.
- Gyde, N. (1969). *Fatigue Fractures in Babbitt Lined Journal Bearings*. Technical University of Denmark, Doctoral Thesis, Denmark.
- Hacıfazlıoğlu, Ş. (1992). *Kaymalı Yataklarda Elastik Gerilme Analizi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Hagemann, T., & Schwarze, H. (2019). A Model for Oil Flow and Fluid Temperature Inlet Mixing in Hydrodynamic Journal Bearings. *Journal of Tribology, 141(2)*, 021701.
- Hamrock, B. J. (1994). *Fundamentals of Fluid Film Lubrication*. New York: McGraw-Hill.
- Hannon, W. M., & Braun, M. J. (2013). Hydrodynamic Journal Bearing history. *Encyclopedia of Tribology, 1729-1736*.
- Harbordt J, Klumpp R. (1972). Computer Program for Calculating the Displacement Train, the Local Pressures and the Factual Gap Lubricating Bearings in Arbitrary Geometry Under Static and Dynamic Load, Research Reports Internal Combustion Engine *Research Reports Internal Combustion Engine, 98*.
- Harnoy, A. (2002). *Bearing Design in Machinery: Engineering Tribology and Lubrication*. Boca Raton: CRC Press.
- He, Y., Zhao, Z., Luo, T., Lu, X., & Luo, J. (2013). Failure Analysis of Journal Bearing Used in Turbojet of a Power Plant. *Materials & Design (1980-2015), 52*, 923-931.
- Hekimoğlu, A. P. (2013). *Bakır ve/veya Silisyum İçeren Zn-15Al Esaslı Alaşımların Yapısal, Mekanik ve Tribolojik Özelliklerinin İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Heyal, Y. *Eş Kanalda Açısız Ekstrüzyon Yönteminin Zn-60Al ve Zn-80Al Alaşımlarının Yorulma Özelliklerine Etkisi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Heil, M. (2004). An Efficient Solver for the Fully Coupled Solution of Large-displacement Fluid-structure Interaction Problems. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 193(1-2)*, 1-23.
- Hessenthaler, A., Gaddum, N. R., Holub, O., Sinkus, R., Röhrle, O., & Nordsletten, D. (2017). Experiment for Validation of Fluid-structure Interaction Models and

Algorithms. *International Journal for Numerical Methods in Biomedical Engineering*, 33(9), e2848.

- Hirani, H., Athre, K., & Biswas, S. (2000). A Hybrid Solution Scheme for Performance Evaluation of Crankshaft Bearings. *Journal of Tribology*, 122(4), 733-740.
- Hoepfner, D. W., Chandrasekaran, V., & Elliott, C. B. (2000). Influence of Surface Treatments on Fretting Fatigue of Ti-6242 at Elevated Temperatures. *Fretting Fatigue: Current Technology and Practices*, 1367, 491.
- Hughes, W. F., & Osterle, F. (1958). Temperature Effects in Journal Bearing Lubrication. *ASLE Transactions*, 1(1), 210-212.
- Hou, G., Wang, J., & Layton, A. (2012). Numerical Methods for Fluid-structure Interaction- A review. *Communications in Computational Physics*, 12(2), 337-377.
- Ibrahim, S. M., & McCallion, H. (1969). Stresses in Oil Lubricated Bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 184(1), 69-82.
- Illner, T., Bartel, D., & Deters, L. (2015). Determination of the Transition Speed in Journal Bearings under Consideration of Bearing Deformation. *Tribology International*, 82, 58-67.
- Jain, S. C., & Sinhasan, R. (1983). Performance of Flexible Shell Journal Bearings with Variable Viscosity Lubricants. *Tribology international*, 16(6), 331-339.
- Jamali, H. U., & Al-Hamood, A. (2018). A New Method for the Analysis of Misaligned Journal Bearing. *Tribology in Industry*, 40(2), 213-224.
- Janakiraman, S. (2014). *Fatigue and Wear in Rolling and Sliding Contacts*. Technical University of Denmark, Ph.D. Thesis, Kongens Lyngby.
- Jovanović, M. T., Bobić, I., Djurić, B., Grahovac, N., & Ilić, N. (2007). Microstructural and Sliding Wear Behaviour of a Heat-treated Zinc-based Alloy. *Tribology Letters*, 25(3), 173-184.
- Joyce, M. R., Syngellakis, S., & Reed, P. A. S. (2004). Fatigue Crack Initiation and Early Growth in a Multiphase Al Alloy Included in a Multilayer Material System. *Materials Science and Technology*, 20(1), 47-56.
- Juvinall, R. C., & Marshek, K. M. (2017). *Fundamental Machine Component Design*, Hoboken: John Wiley & Son.
- Kadhim, Z. H., Hamed, L., Rahima, F. A., & Ridha, A. M. (2023). Elastohydrodynamic Analysis of a Journal Bearing with Different Grade Oils Considering Thermal and Cavitation Effects Using CFD-FSI. *Diagnostyka*, 24(2), 1-10.
- Kamat, H., Kini, C. R., & Shenoy, B. S. (2024). Fluid-structure Interaction Analysis and Density-based Topology Optimization of Single Pad Externally Adjustable Fluid Film Bearing Operating in High-speed Application. *Ain Shams Engineering Journal*, 16(1), 103203.

- Khonsari, M. M. (1987). A Review of Thermal Effects in Hydrodynamic Bearings. Part II: Journal bearings. *ASLE Transactions*, 30(1), 26-33.
- Khonsari, M. M., & Booser, E. R. (2006). Effect of Contamination on the Performance of Hydrodynamic Bearings. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 220(5), 419-428.
- Khonsari, M. M., & Booser, E. R. (2017). *Applied Tribology: Bearing Design and Lubrication*. Hoboken: John Wiley & Sons Ltd.
- Khurmi, R. S. & Gupta, J. K. (2005). *A Textbook of Machine Design*. Ramnagar: Eurasia Publishing House.
- Kim, W. H., & Laird, C. (1978). Crack Nucleation and Stage I Propagation in High Strain Fatigue-II. Mechanism. *Acta Metallurgica*, 26(5), 789-799.
- Korotkov, A., Korotkova, L., & Vidin, D. (2023). Study of the Quality of Plain Bearings, Used in Mining Machinery. *E3S Web of Conferences*, 402, 10029.
- Krupp, U. (2007). *Fatigue Crack Propagation in Metals and Alloys: Microstructural Aspects and Modelling Concepts*. Weinheim: Wiley-VCH.
- Ktari, A., Haddar, N., & Ayedi, H. F. (2011). Fatigue Fracture Expertise of Train Engine Crankshafts. *Engineering Failure Analysis*, 18(3), 1085-1093.
- Kucinsich, B., & Fillon, M. (1999). An Experimental Study of Transient Thermal Effects in a Plain Journal Bearing. *J. Tribol. Apr.*, 121(2), 327-332.
- Kumada, Y., Hashizume, K., & Kimura, Y. (1996). Performance of Plain Bearings with Circumferential Microgrooves. *Tribology Transactions*, 39(1), 81-86.
- Kumar, A., Kumar, M., & Sharma, R. P. (2024). Investigations on ZA-27-SiC-gr Hybrid Alloy Composites Fabricated by High Vacuum Casting Route: Physical, Mechanical, and Sliding Wear Performance. *International Journal of Metalcasting*, 18(3), 2430-2449.
- Kyrkou, M. E., & Nikolakopoulos, P. G. (2020). Simulation of Thermo-hydrodynamic Behavior of Journal Bearings, Lubricating with Commercial Oils of Different Performance. *Simulation Modelling Practice and Theory*, 104, 102128.
- Laborda Cabo, A. (2018). *Fatigue of Multilayer Coatings for Plain Bearings*. University of Southampton, Doctoral dissertation, Southampton.
- Lang, O. R. (1977). Surface Fatigue of Plain Bearings. *Wear*, 43(1), 25-30.
- Lin, Q., Wei, Z., Wang, N., & Chen, W. (2013). Analysis on the Lubrication Performances of Journal Bearing System Using Computational Fluid Dynamics and Fluid-structure Interaction Considering Thermal Influence and Cavitation. *Tribology international*, 64, 8-15.

- Lin, Q., Bao, Q., Li, K., Khonsari, M. M., & Zhao, H. (2018). An Investigation into the Transient Behavior of Journal Bearing with Surface Texture Based on Fluid-structure Interaction Approach. *Tribology international*, 118, 246-255.
- Linjamaa, A., Lehtovaara, A., Larsson, R., Kallio, M., & Söchting, S. (2018). Modelling and Analysis of Elastic and Thermal Deformations of a Hybrid Journal Bearing. *Tribology International*, 118, 451-457.
- Litwin, W., & Kropp, S. (2023). Sliding Bearings with Sintered Bronze Bush Lubricated by Contaminated Water with Solid Particles-Theoretical and Experimental studies. *Wear*, 532-533, 205070.
- Liu, H., Xu, H., Jin, Z., & Ellison, P. (2010). Lubrication Analysis of Journal Bearing and Rotor System Using CFD and FSI Techniques. In *Advanced Tribology: Proceedings of CIST2008 & ITS-IFTtoMM2008*, s. 40-41. Berlin Heidelberg.
- Lloyd, T., Horsnell, R., & McCallion, H. (1966). An Investigation into the Performance of Dynamically Loaded Journal Bearings: Theory. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 181(2),1-8.
- Lloyd, T., & McCallion, H. (1967). A Computer Program for the Design of Reciprocating Engine Bearings. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 182(12), 193-205.
- Lloyd, T., & McCallion, H. (1968, September). Journal Bearings Without Circumferential Symmetry under Dynamic Loading. In *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Conference Proceedings*, 183(16), 1-6.
- Lozovskiy, A., Olshanskii, M. A., & Vassilevski, Y. V. (2019). Analysis and Assessment of A Monolithic FSI Finite Element Method. *Computers & Fluids*, 179, 277-288.
- Lu, X., Khonsari, M. M., & Gelinck, E. R. M. (2006). The Stribeck Curve: Experimental Results and Theoretical Prediction. *Journal of Tribology*, 128(4), 789-794.
- Lund, J. W., & Hansen, P. K. (1984). An Approximate Analysis of the Temperature Conditions in a Journal Bearing. Part I: Theory. *J. Tribol. Apr.* 106(2), 228-236.
- Lund, J. W., & Tonnesen, J. (1984). An Approximate Analysis of the Temperature Conditions in a Journal Bearing. Part II: Application. *J. Tribol. Apr.* 106(2), 237-244.
- Manson, S. S., & Halford, G. R. (2006). *Fatigue and Durability of Structural Materials*. Ohio: ASM International.
- Marczak, R. J., & Ciach, R. (1973). Tribological Properties of the Concentrated Al-Zn alloys. In *Proceedings of the 1st Europe Tribology Congress*, p. 223-227. London.
- Martin, F. A., Garner, D. R., & Adams, D. R. (1981). Hydrodynamic Aspects of Fatigue in Plain Journal Bearings. *Trans. ASME J. Lub. Tech.* 103, 150-156.
- Meruane, V., & Pascual, R. (2008). Identification of Nonlinear Dynamic Coefficients in Plain Journal Bearings. *Tribology International*, 41(8), 743-754.

- McCallion, H., Yousif, F., & Lloyd, T. (1970). The Analysis of Thermal Effects in a full Journal bearing. *Journal of Lubrication Tech*, 92(4), 578-587.
- McCallion, H., & Lotfi, M. (1992). Tensile Surface Stresses and Fatigue in Plain Journal Bearings. *Tribology international*, 25(4), 247-257.
- Mey, S. A. (1993). Reevaluation of the Al-Zn system. *International Journal of Materials Research*, 84(7), 451-455.
- Mısırcı, M. (1990). *Statik ve Dinamik Yük Altında Çalışan Salınım Hareketli Kaymalı Yataklar*. İ.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, İstanbul.
- Mojaver, R., & Shahverdi, H. R. (2011). Relationship Between Cooling Rate, Microstructure Features and Wear Behavior in End-Chill Cast Zn-27% Al alloys Containing More than 2% Cu. *Wear*, 271(11-12), 2899-2908.
- Mori, H., Yabe, H., & Fujita, Y. (1968). On the Separation Boundary Condition for Fluid Lubrication Theories of Journal Bearings. *ASLE Transactions*, 11(3), 196-203.
- Mott, R. L., Vavrek, E. M. & Wang, J. (2004). *Machine Elements in Mechanical Design*. NY: Pearson.
- Mughrabi, H. (2015). Microstructural Mechanisms of Cyclic Deformation, Fatigue Crack Initiation and Early Crack Growth. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, A373, 20140132.
- Murphy, S. (1980). Solid-Phase Reactions in the Low-copper Part of the Al-Cu-Zn System. *International Journal of Materials Research*, 71(2), 96-102.
- Murphy, S., & Savaşkan, T. (1984). Comparative Wear Behaviour of Zn-Al-based Alloys in an Automotive Engine Application. *Wear*, 98, 151-161.
- Muskat, M., & Morgan, F. (1943). Studies in Lubrication. XI. Temperature Behavior of Journal Bearing Systems. *Journal of Applied Physics*, 14(5), 234-244.
- Muzakkir, S. M., Lijesh, K. P., & Hirani, H. (2015). Failure Mode and Effect Analysis of Journal Bearing. *International Journal of Applied Engineering Research*, 10(16), 36843-36850.
- Mwanza, M. C., Joyce, M. R., Lee, K. K., Syngellakis, S., & Reed, P. A. S. (2003). Microstructural Characterization of Fatigue Crack Initiation in Al-based Plain Bearing Alloys. *International Journal of Fatigue*, 25(9-11), 1135-1145.
- Natsumeda, S., & Someya, T. (1987). Negative Pressures in Statically and Dynamically Loaded Journal Bearings. In *Tribology Series*, 11, 65-72.
- Nayak, N., Rane, S., & Kushwaha, R. (2020). Wear Study and EHD Lubrication Analysis on Connecting Rod Big End Bearings of off-highway Application Engine. *Lubrication Science*, 32(5), 218-229.

- Negrete, J., YH, Z., & Torres-Villasenor, G. (1994). Effect of Copper Modification on Impact Strength of Zinc-aluminum Alloys. *Materials Transactions, JIM*, 35(5), 332-335.
- Norton, R. L. (2010). *Machine Design*. London, UK: Prentice Hall.
- Nový, F., Bokůvka, O., Vicen, M., Nikolić, R., Činčala, M., & Medvecká, D. (2022). Fatigue Damage Initiation Mechanisms in Bearing Steel. *Materials Today: Proceedings*, 62, 2637-2640.
- Nuruzzaman, D. M., Khalil, M. K., Chowdhury, M. A., & Rahaman, M. L. (2010). Study on Pressure Distribution and Load Capacity of a Journal Bearing Using Finite Element Method and Analytical Method. *International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering*, 10(5), 1-8.
- Odabaşioğlu, H. A. *Kimyasal Bileşimin Çinko-Alüminyum Alaşımlarının Yorulma Özelliklerine Etkisi*, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Pateriya, A., Mittal, N. D., & Pradhan, M. K. (2021). Investigations of Wear in Journal Bearings Due to Lubricant Contamination. *Turkish Online Journal of Qualitative Inquiry*, 12(9), 3351.
- Petroff, N., P. (1883). Friction in Machines and the Effects of the Lubricant. *Eng. J.*, 71, 228-279.
- Potekhin, B. A., Il'yushin, V. V., & Khristolyubov, A. S. (2009). Effect of Casting Methods on the Structure and Properties of Tin Babbit. *Metal Science & Heat Treatment*, 51(7), 16-21.
- Prasad, B. K., Patwardhan, A. K., & Yegneswaran, A. H. (1996). Dry Sliding Wear Characteristics of Some Zinc-aluminium Alloys: A Comparative Study with a Conventional Bearing Bronze at a Slow Speed. *Wear*, 199(1), 142-151.
- Prasad, B. K., Das, S., Jha, A. K., Modi, O. P., Dasgupta, R., & Yegneswaran, A. H. (1997). Factors Controlling the Abrasive Wear Response of a Zinc-based Alloy Silicon Carbide Particle Composite. *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 28(4), 301-308.
- Prasad, B. K. (2000). Effect of Microstructure on the Sliding Wear Performance of a Zn-Al-Ni Alloy. *Wear*, 240(1-2), 100-112.
- Prashad, H. (1988). The Effects of Viscosity and Clearance on the Performance of Hydrodynamic Journal Bearings. *Tribology Transactions*, 31(2), 303-309.
- Prata, A. T., Ferriera, R. T. S. S., Mile, D. E. B., & Bortoli, M. G. D. (1988). Dynamically Loaded Journal Bearings: Finite Volume Method Analysis. *Int. Compressor Eng. Conf. West Lafayette*, 34-41.
- Pratt, G. C. (1973). Materials for Plain Bearings. *International Metallurgical Reviews*, 18(2), 62-88.

- Pola, A., Tocci, M., & Goodwin, F. E. (2020). Review of Microstructures and Properties of Zinc Alloys. *Metals*, 10(2), 253.
- Pürçek, G. (2000). *Çinko-Alüminyum Esaslı Alaşımlardan Üretilen Kaymalı Yatakların Statik ve Dinamik Yük Altındaki Tribolojik Özelliklerinin İncelenmesi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Trabzon.
- Pyttel, B., Schwerdt, D., & Berger, C. (2011). Very High Cycle Fatigue-Is There a Fatigue Limit. *International Journal of Fatigue*, 33(1), 49-58.
- Radil, K., Howard, S., & Dykas, B. (2008). The Role of Radial Clearance on the Performance of Foil Air Bearings. *Tribology transactions*, 45(4), 485-490.
- Raimondi, A. A., & Boyd, J. (1958). A Solution for the Finite Journal Bearing and Its Application to Analysis and Design: II. *ASLE Transactions*, 1(1), 175-193.
- Raimondi, A. A., & Boyd, J. (1958). A solution for the Finite Journal Bearing and Its Application to Analysis and Design: III. *ASLE Transactions*, 1(1), 194-209.
- Reynolds, O. (1886). Iv. On The Theory of Lubrication and Its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Including an Experimental Determination of The Viscosity of Olive Oil. *Philosophical transactions of the Royal Society of London*, (177), 157-234.
- Richard, H. A., & Sander, M. (2016). *Fatigue Crack Growth*. Berlin: Springer.
- Rollez, D., Pola, A., & Prenger, F. (2015). Zinc Alloy Family for Foundry Purposes. *World Of Metallurgy*, 68(6), 354-358.
- Ronen, A., & Malkin, S. (1983). Investigation of Friction and Wear of Dynamically Loaded Hydrodynamic Bearings with Abrasive Contaminants. *Journal of Lubrication Tech.*, 105(4), 559-567.
- Sakamoto, H., Toyama, K., & Hirakawa, K. (2000). Fracture Toughness of Medium-high Carbon Steel for Railroad Wheel. *Materials Science and Engineering: A*, 285(1-2), 288-292.
- Santos, N. D. S. A., Roso, V. R., & Faria, M. T. C. (2020). Review of Engine Journal Bearing Tribology in Start-stop Applications. *Engineering Failure Analysis*, 108, 104344.
- Savaşkan, T. (1980). *The Structure and Properties of Zinc-aluminium Based Bearing Alloys*, Aston University, Doctoral Thesis, Birmingham.
- Savaşkan, T., & Murphy, S. (1987). Mechanical Properties and Lubricated Wear of Zn-25Al-Based alloys. *Wear*, 116(2), 211-224.
- Savaşkan, T., Torul, O., & Çuvalcı, H. (1988). Çinko-Alüminyum Alaşımlarının İy Yapı ve Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi, 5. *Metalurji Kongresi*, s. 784-799. Ankara.
- Savaşkan, T., & Murphy, S. (1990). Decomposition of Zn-Al Alloys on Quenching. *Materials Science and Technology*, 6(8), 695-704.

- Savaşkan, T., & Turhal, M. Ş. (1997). Çinko-Alüminyum Alaşımlar İçin Mukavemet Arttırma Yöntemleri. *Mühendis ve Makine*, 38, 32-38.
- Savaşkan, T., Aydın, M., & Odabaşıoğlu H. A. (2001). Fatigue Behaviour of Zn-Al Casting Alloys. *Materials Science and Technology*, 17(6), 681-685.
- Savaşkan, T., Pürçek, G., & Murphy, S. (2002). Sliding Wear of Cast Zinc-based Alloy Bearings under Static and Dynamic Loading Conditions. *Wear*, 252(9-10), 693-703.
- Savaşkan, T., Pürçek, G., & Hekimoğlu, A. P. (2003). Effect of Copper Content on the Mechanical and Tribological Properties of ZnAl27-based Alloys. *Tribology Letters*, 15, 257-263.
- Savaşkan, T., & Aydın, M. (2004). Fatigue Behaviour of Monotectoid-based Zn-Al-Cu Alloys in 3.5% NaCl and 1% HCl solutions. *Materials Characterization*, 52(4-5), 269-278.
- Savaşkan, T., Hekimoğlu, A. P., & Pürçek, G. (2004). Effect of Copper Content on the Mechanical and Sliding Wear Properties of Monotectoid-based Zinc-aluminium-copper Alloys. *Tribology International*, 37(1), 45-50.
- Savaşkan, T., & Bican, O. (2005). Effects of Silicon Content on the Microstructural Features and Mechanical and Sliding Wear Properties of Zn-40Al-2Cu-(0-5) Si Alloys. *Materials Science and Engineering: A*, 404(1-2), 259-269.
- Savaşkan, T., & Alemdağ, Y. (2008). Effects of Pressure and Sliding Speed on the Friction and Wear Properties of Al-40Zn-3Cu-2Si Alloy: A Comparative Study with SAE 65 Bronze. *Materials Science and Engineering: A*, 496(1-2), 517-523.
- Savaşkan, T., & Alemdağ, Y. (2010). Effect of Nickel Additions on the Mechanical and Sliding Wear Properties of Al-40Zn-3Cu alloy. *Wear*, 268(3-4), 565-570.
- Savaşkan, T., & Tan, H. O. (2014). Fatigue Behaviour of Al-25Zn-3Cu alloy. *Materials Science and Technology*, 30(8), 938-943.
- Senkathir, S., Raj, A. A., Shyamsunder, R., Kameshwaran, J., & NS, N. A. (2020). Selection of Suitable Material for Journal Bearing by Tribology. *Int. J. Recent Technol Eng.*, 8, 4392-4399.
- Schaffrath, G. (1970). Theoretical Investigations into Plain Bearings with Gap Geometry Under Dynamic Load. *Combined National Farm, Construction & Industrial Machinery and Powerplant Meetings*, 700718, p. 1-20, Milwaukee.
- Schijve, J. (2009). Fatigue Damage in Aircraft Structures, not Wanted, but Tolerated, *International Journal of Fatigue*, 31(6), 998-1011.
- Schmid, S. R., Hamrock, B. J., & Jacobson, B. O. (2013). *Fundamentals of Machine Elements*. Boca Raton: CRC Press.
- Schmid, S., Hahn, M., Issler, S., Bacher-Hoechst, M., Furuya, Y., Mehner, A., ... & Zoch, H. W. (2014). Effect of Frequency and Biofuel E85 on Very High Cycle Fatigue

Behaviour of the High Strength Steel X90CrMoV18. *International Journal of Fatigue*, 60, 90-100.

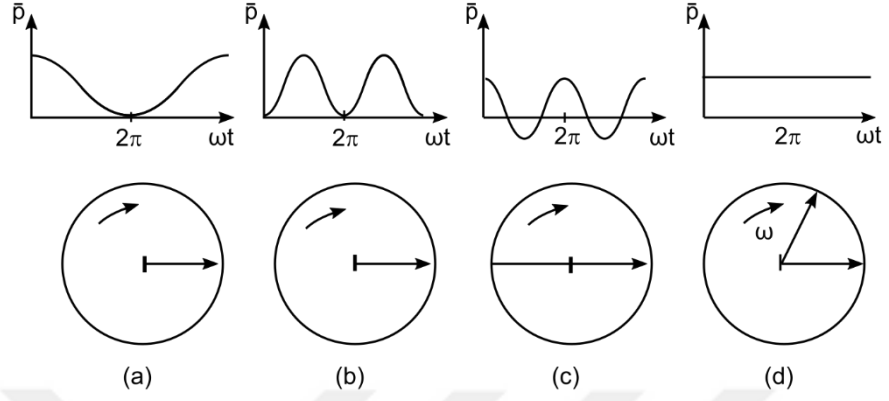
- Scott, D. (1973). Bearing Failures Diagnosis and Investigation. *Wear*, 25(2), 199-213.
- Sfyris, D., & Chasalevris, A. (2012). An Exact Analytical Solution of the Reynolds Equation for the Finite Journal Bearing Lubrication. *Tribology International*, 55, 46-58.
- Shahmohamadi, H., Rahmani, R., Rahnejat, H., Garner, C., & Balodimos, N. (2016). Thermo-hydrodynamic Analysis of Nano-lubricant Flow with Carbon Nano-particles in Tribological Contacts, 43rd Leeds-Lyon Symposium on Tribology, Leeds.
- Shigley, J. E., & Mischke, C. R. (2004). *Standard Handbook of Machine Design*, Boston: McGraw-Hill Education.
- Shenoy, B. S., Pai, R. S., Rao, D. S., & Pai, R. (2009). Elasto-Hydrodynamic Lubrication Analysis of Full 360 Journal Bearing Using CFD and FSI Techniques. *World Journal of Modelling and Simulation*, 5(4), 315-320.
- Sikora, J., Klopocki, J. & Majewski, W. (2000). Research on Fatigue Resistance of Metal Hydrodynamic Journal Bearings. *Journal of KONES. International Combustion Engines*, 7(1-2), 458-462.
- Sikora, J., Klopocki, J., Majewski, W., & Kurzych, K. (2007). Some Problems of Slide Bearing Material Fatigue Evaluation. *Journal of KONES Powertrain and Transport*, 14(4), 427-432.
- Singh, P., Mishra, R. K., Singh, B., & Gupta, V. (2024). Mechanical and Tribological Properties of Zinc-Aluminium (ZA-27) Metal Matrix Composites: A Review. *Advances in Materials and Processing Technologies*, 11 (1), 73-91.
- Skaltsas, D., & Papadopoulos, C. I. (2024). Calculation of Operational Parameter Variation of Infinitely Long Slider Bearings with Stochastic Roughness. *Tribology International*, 194, 109475.
- Someya, T. (2003). On the development of Negative Pressure in Oil Film and the Characteristics of Journal Bearing. *Meccanica*, 38(6), 643-658.
- Someya, T., Mitsui, J., Esaki, J., Saito, S., Kanemitsu, Y., Iwatsubo, T., ... & Kanki, H. (2013). *Journal Bearing Databook*. Heidelberg: Springer-Verlag GmbH.
- Sous, C., Wünsch, H., Jacobs, G., & Broeckmann, C. (2016). Prediction of Fatigue Limit of Journal Bearings Considering a Multi-axial Stress State. *Industrial Lubrication and Tribology*, 68(3), 430-438.
- Stachowiak, G., & Batchelor, A. W. (2013). *Engineering Tribology*. London: Butterworth-Heinemann.
- Stephens, R. I. (2001). Fatigue Design Criteria. *Encyclopedia of Materials: Science and Technology*, 2910-2918.

- Suresh, S., & Ritchie, R. O. (1984). Propagation of Short Fatigue Cracks. *International metals reviews*, 29(1), 445-475.
- Suresh, S., Sugimura, Y., & Tschegg, E. K. (1992). The growth of a Fatigue Crack Approaching a Perpendicularly oriented, Bimaterial Interface. *Scripta Metallurgica et Materialia*, 27(9), 1189-1194.
- Suresh, S. (1998). *Fatigue of Materials*. Cambridge: Cambridge University Press.
- Şenaslan, F. (2016). *Yaşlandırma Süresinin Zn-27Al-1Cu Alaşımının Yapı ve Mekanik Özelliklerine Etkisi*. K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Şenaslan, F., & Aydın, M. (2018). Effect of Quench-Ageing on Microstructural Evolution and Damping Behaviour of Zn-27Al-1Cu Alloy. *ISLAC'18, 1st International Symposium on Light Alloys and Composite Materials*, Karabük.
- Tan, O. (2013). *Al-25Zn-3Cu Alaşımının Yorulma Özelliklerinin İncelenmesi*, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Tauvirrahman, M., Jamari, J., Bagir, M., Caesarendra, W., & Paryanto, P. (2022). Elastohydrodynamic Behavior Analysis on Water-lubricated Journal Bearing: A study of Acoustic and Tribological Performance Based on CFD-FSI Approach. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 44, 1-19.
- Tauvirrahman, M., Jamari, J., Susilowati, S., Pujiastuti, C., Setiyana, B., Pasaribu, A. H., & Ammarullah, M. I. (2022). Performance Comparison of Newtonian and Non-Newtonian Fluid on a Heterogeneous Slip/No-slip Journal Bearing System Based on CFD-FSI method. *Fluids*, 7(7), 225.
- Tevrüz, T. (2015). *Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri*. İstanbul: Çağlayan Kitapevi.
- Tijun, C., Jian, L., & Yuan, H. (2009). Casting Fabrication of in Situ Al₃Ti-Al Composites and Their Wear Behaviors. *Research & Development*, 6, 319-327.
- Tower, B. (1883). First Report on Friction Experiments. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 34(1), 632-659.
- Tung, S. C., & McMillan, M. L. (2004). Automotive Tribology Overview of Current Advances and Challenges for the Future. *Tribology international*, 37(7), 517-536.
- Turhal, M. Ş., & Savaşkan, T. (2003). Relationships Between Secondary Dendrite Arm Spacing and Mechanical Properties of Zn-40Al-Cu Alloys. *Journal of Materials Science*, 38, 2639-2646.
- Türk, A., Durman, M., & Kayali, E. S. (2007). The Effect of Manganese on the Microstructure and Mechanical Properties of Zinc-Aluminium Based ZA-8 Alloy. *Journal of Materials Science*, 42, 8298-8305.

- Ünlü, B. S., & Atik, E. (2010). Evaluation of Effect of Alloy Elements in Copper Based CuSn10 and CuZn30 Bearings on Tribological and Mechanical Properties. *Journal of Alloys and Compounds*, 489(1), 262-268.
- Valkonen, A. (2009). *Oil film Pressure in Hydrodynamic Journal Bearings*. Helsinki University of Technology, Doctoral Thesis, Helsinki.
- Vencl, A., & Rac, A. (2014). Diesel Engine Crankshaft Journal Bearings Failures: Case Study. *Engineering failure analysis*, 44, 217-228.
- Vencl, A., Šljivić, V., Pokusová, M., Kandeve, M., Sun, H., Zadorozhnaya, E., & Bobić, I. (2021). Production, Microstructure and Tribological Properties of Zn-Al/Ti Metal-metal Composites Reinforced with Alumina Nanoparticles. *International Journal of Metalcasting*, 15, 1402-1411.
- Vierendeels, J., Lanoye, L., Degroote, J., & Verdonck, P. (2007). Implicit Coupling of Partitioned Fluid-structure Interaction Problems with Reduced Order Models. *Computers & structures*, 85(11-14), 970-976.
- Wang, J. K., & Khonsari, M. M. (2008). Effects of Oil Inlet Pressure and Inlet Position of Axially Grooved Infinitely Long Journal Bearings. Part I: Analytical Solutions and Static Performance. *Tribology International*, 41(2), 119-131.
- Wang, J. K., & Khonsari, M. M. (2008). Effects of Oil Inlet pressure and Inlet Position of Axially Grooved Infinitely Long Journal Bearings. Part II: Nonlinear Instability Analysis. *Tribology International*, 41(2), 132-140.
- Wang, Y., Jacobs, G., Zhang, S., Klinghart, B., & König, F. (2024). Lubrication Mechanism Analysis of Textures in Journal Bearings Using CFD Simulations. *Industrial Lubrication and Tribology*, 77(1), 2-14.
- Weihsmann, P.R. (1979). Bearing Failure Analysis. *Pollution Engineering*, Vol. II, (3), 53-55.
- Wilson, R. W., & Shone, E. B. (1983). The Diagnosis of Plain Bearing Failures. *Tribology Series*, 8, 80-131.
- Wollmann, T., Nitschke, S., Klauke, T., Behnisch, T., Ebert, C., Füßel, R., & Gude, M. (2022). Investigating the Friction, Wear and Damage Behaviour of Plain Bearing Bushes of the Variable Stator Vane System. *Tribology International*, 165, 107280.
- Xie, Z., Jiao, J., & Wrona, S. (2023). The Fluid-Structure Interaction Lubrication Performances of a Novel Bearing: Experimental and Numerical Study. *Tribology International*, 179, 108151.
- Xu, F., Ding, N., Li, N., Liu, L., Hou, N., Xu, N., Guo, W., Tian, L., Xu., H., Wu., C-M., Wu., X. & Chen, X. (2024). Study on Coupling Transient Mixed Lubrication and Time-Varying Wear of Main Bearing in Actual Operation of Low-speed Diesel Engine. *Tribology International*, 191, 109159.

- Yahraus, W. A. (1987). Rating Sleeve Bearing Material Fatigue Life in terms of Peak Oil Film Pressure. *SAE transactions*, 96(3), 861-869.
- Yani, I., Basri, H., & Marsil, H. I. (2015). Fatigue Life Prediction in Journal Bearing. *International Journal on Smart Material and Mechatronics*, 2(1), 34-37.
- Zahavi, E. (2019). *Fatigue Design: Life Expectancy of Machine Parts*. Boca Raton: CRC press.
- Zengin, H. (2019). *Bakır Katkısının Zn-27Al Alaşımının Yorulma Dayanımına Etkisi*, K.T.Ü., Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon.
- Zernin, M. V., Mishin, A. V., Rybkin, N. N., & Shil'ko, S. V. (2014). Hydrodynamic Analysis of Friction Bearings, Part 1: Consideration of Noncylindrical Working Surfaces. *Journal of Friction and Wear*, 35, 396-406.
- Zhu, X., Liu, F., Wang, S., & Ji, S. (2021). The Development of Low-Temperature Heat-Treatable High-Pressure Die-Cast Al-Mg-Fe-Mn Alloys with Zn. *Journal of Materials Science*, 56, 11083-11097.
- Zhu, Y. H., & Goodwin, F. E. (1993). Influence of Rare Earth Element Additions on Phase Transformations in the Zn-27% Al Alloy. *Journal of Materials Research*, 8(12), 3043-3049.
- Zhu, Y. H., & Goodwin, F. E. (1995). Microstructures of Thermomechanically Treated Eutectoid Zn-Al alloy (II). *Journal of Materials Research*, 10(8), 1927-1932.
- Zhu, Y. H., Hernandez, R. M., & Banos, L. (1999). Phase Decomposition in Extruded Zn-Al based Alloy. *Journal of Materials Science*, 34, 3653-3658.
- Zhu, Y. H. (2004). General Rule of Phase Decomposition in Zn-Al Based Alloys (II)-On Effects of External Stresses on Phase Transformation. *Materials Transactions*, 45(11), 3083-3097.

8. EKLER



- (a) Sinüs formulu 4π periyotlu titreşimli yük
(b) Sinüs formulu 2π periyotlu titreşimli yük
(c) 2π periyotlu tam değişken yük
(d) Çevresel dönen yük

EK Şekil 1. Beyaz metal alaşımlı yataklara uygulanan yük örnekleri (Lang, 1977)

ÖZGEÇMİŞ

İlköğrenimini İstanbul Hacı Mehmet Cingil İlköğretim Okulu'nda tamamladıktan sonra, 2005 yılında Plevne Yabancı Dil Ağırlıklı Lisesi'nden mezun oldu. 2009 yılında Afyon Kocatepe Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Resmi ve Konstrüksiyonu Öğretmenliği bölümünde lisans eğitimini tamamladı ve 2012 yılında Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği bölümünde yüksek lisans derecesi aldı. 2013 yılında Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Mühendisliği alanında doktora eğitimine başladı. 2021 yılında Karabük Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünde ikinci lisans eğitimini tamamladı. Ayrıca Erdar Kaplan'ın uluslararası hakemli dergilerde yayınlanmış 4 adet makalesi ve 9 adet uluslararası bildirisi bulunmaktadır. Bu çalışmalardan, doktora tezi kapsamında yapılan çalışmaları kapsayanları aşağıda verilmiştir. Erdar KAPLAN, 2012 yılından bu yana Gümüşhane Üniversitesi Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nde öğretim görevlisi olarak görev yapmaktadır.

Kaplan E., Şüküroğlu E. E., Çuvalcı O. (2021). Investigation of characterization and tribological behavior of composite oxide coatings doped with h-BN and graphite particles on ZA-27 alloy by micro-arc oxidation. *Journal of Adhesion Science and Technology*, 35 (12), 1305-1319.

Duman M. S., Kaplan E., Çuvalcı O. (2018). Stress analysis and fatigue behavior of PTFE-Bronze layered journal bearing under real-time dynamic loading. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 295 (1), 012024.

Kaplan, E., Çuvalcı O. (2021). Statik yüklü kaymalı yataklarda elastik deformasyonun akışkan-katı etkileşimi (AKE) ile analizi. *International Online Conference Engineering and Natural Sciences*, 5-7 Eylül, Gümüşhane, Turkey.

Kaplan, E., Çuvalcı O. (2021). Radyal kaymalı yataklarda hidrodinamik yağlamanın hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) ile analizi. *International Online Conference Engineering and Natural Sciences*, 5-7 Eylül, Gümüşhane, Turkey.