

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNER MİL KEÇELERİNİN DİNAMİK DAVRANIŞININ SONLU
ELEMENLAR YÖNTEMİYLE ANALİZİ**

Mustafa Kubilay ERDOĞAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Makine Teorisi ve Kontrol Yüksek Lisans Programı

Danışman

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Şubat, 2020

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÖNER MİL KEÇELERİNİN DİNAMİK DAVRANIŞININ SONLU
ELEMENLAR YÖNTEMİYLE ANALİZİ**

Mustafa Kubilay ERDOĞAN tarafından hazırlanan tez çalışması 05.02.2020 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, Makine Teorisi ve Kontrol Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Cihan DEMİR
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Cihan DEMİR, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Meral BAYRAKTAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Celaletdin ERGUN, Üye
İstanbul Teknik Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Cihan DEMİR sorumluluğunda tarafımda hazırlanan Döner Mil Keçelerinin Dinamik Davranışının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Mustafa Kubilay ERDOĞAN

İmza

Aileme, biricik eşime

ve

canım oğluma

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana destek olan, karşılaştığım tüm problemlerde beni yönlendiren ve çözüm bulmam için katkı sağlayan çok sevdiğim değerli danışman hocam sayın Doç. Dr. Cihan Demir'e, beni sürekli motive eden ve desteğini esirgemeyen canım eşim Zeynep Merve Erdoğan'a, analiz çalışmalarımda bilgi ve tecrübesiyle bana yardımcı olan sayın Osman Koç'a, deneysel çalışmalarımda şirket olanaklarından faydalanmamı sağlayan SUPTEK Yağ Keçeleri San. ve Tic. A.Ş. 'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Mustafa Kubilay ERDOĞAN

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	viii
KISALTMA LİSTESİ	ix
ŞEKİL LİSTESİ	x
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 Giriş	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	6
1.3 Hipotez.....	6
2 Döner Mil Keçesinin Yapısı	8
2.1 Döner Mil Keçesinin Çeşitleri.....	8
2.2 Döner Mil Keçesinin Bileşenleri	10
2.2.1 Kauçuk Elastomeri.....	10
2.2.2 Metal Çember	11
2.2.3 Garter Yayı.....	11
3 Sızdırmazlık Parametreleri	13
3.1 Mil Özellikleri.....	13
3.2 Yuva Özellikleri.....	14
3.3 Çapsal Kuvvet	15
3.4 Geometri (α, β).....	15
3.5 Statik ve Dinamik Eksen Kaçıklığı	17
3.6 Akışkan Sıcaklığı	18

3.7 Basınç	19
4 Çalışma Şartlarının Modellenmesi	20
4.1 Kauçuk Malzeme Modeli	20
4.2 Isıl Model	24
4.3 Aşınma Modeli.....	26
4.3.1 Adhesiv Aşınma.....	27
4.3.2 Abrasiv Aşınma	29
4.3.3 Yorulma (Pitting) Aşınması.....	30
4.3.4 Erozyon Aşınması	30
4.3.5 Korozi Aşınma	31
5 Sonlu Elemanlar Modeli	32
5.1 Geometri.....	33
5.2 Temas Parametreleri	36
5.3 Ağ Yapısı.....	37
5.4 Sınır şartları.....	40
5.5 Isıl Genleşme Modeli	41
5.6 Archard Aşınma Model	42
6 Deneysel Çalışma	44
6.1 Deney Düzeneklerinin Özellikleri	44
6.1.1 Çapsal Yük Ölçme Cihazı	44
6.1.2 Döner Mil Keçesi Ömür Test Cihazı	46
6.2 Deneyde Kullanılan Keçeler.....	48
6.3 Deney Sonuçları.....	48
6.3.1 Çapsal Kuvvet Ölçüm Sonuçları.....	48
6.3.2 Aşınma Deneyleri Sonuçları	49
7 Sonuçlar ve Öneriler	58

7.1	Standart Keçenin Dinamik Eksen Kaçıklığı Olmadığı Durumda Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması	58
7.2	Standart Keçenin Dinamik Eksen Kaçıklığı Altında Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması	61
7.3	Tasarlanan Keçe ile Standart Keçenin Sonuçlarının Kıyaslanması	68
	Kaynakça	74
	Tezden Üretilmiş Yayınlar	76

SİMGE LİSTESİ

C01	Malzeme Karakteristik Katsayısı
C10	Malzeme Karakteristik Katsayısı
d	Malzeme Sıkıştırılmazlık Katsayısı
D	Mil Çapı
E	Elastisite Modülü
ϵ	Birim Şekil Değiştirme
F5	Yüzde Beş Uzamadaki Yay Kuvveti
F10	Yüzde On Uzamadaki Yay Kuvveti
H	Yumuşak Malzemenin Sertliği
I	İnvaryant
k	Boyutlu Aşınma Katsayısı
K	Boyutsuz Aşınma Katsayısı
L	Uzama Oranı
Lo	Çekme Cihazı Numunesinin İlk Boyu
m	Temas Basıncının Üssü
n	Kayma Hızının Üssü
Ra	Ortalama Yüzey Pürüzlülüğü
Rpm	Ortalama Maksimum Profil Pik Yüksekliği
Rz	Ortalama Maksimum Yükseklik
S	Kayma Mesafesi
V	Aşınan Hacim
Q	Temas Yüğü
α	Keçe Dudağının Yağ Tarafı ile Mil Arasındaki Aç
β	Keçe Dudağının Hava Tarafı ile Mil Arasındaki Aç
ν	Poisson Oranı
λ_1	Birinci Düzlem İçi Uzama
λ_2	İkinci Düzlem İçi Uzama
λ_3	Düzlem Dışı Uzama

KISALTMA LİSTESİ

ACM	Akrilik Kauçuk
AEM	Etilen Akrilik Kauçuk
DMK	Döner Mil Keçesi
EPDM	Etilen Propilen Dien Monomer
FKM	Florokarbon Kauçuk
HFA	A Sınıfı Zor Tutuşan Yağ
HFB	B Sınıfı Zor Tutuşan Yağ
HFC	C Sınıfı Zor Tutuşan Yağ
NBR	Nitril Kauçuk
PTFE	Politetrafloroetilen
RMA	Kauçuk Üreticileri Derneği
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
VMQ	Silikon Kauçuk

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	Döner mil keçesinin temel montajlı hali[18].....	8
Şekil 2.2	Döner mil keçesinin kesit görünüşü[18]	9
Şekil 2.3	Döner mil keçelerinin temel çeşitleri[18].....	10
Şekil 3.1	Sızdırmazlık parametreleri[18]	13
Şekil 3.2	Dış çap statik basınç dağılımı[18].....	15
Şekil 3.3	Keçe dudağında alfa ve beta açıları.....	16
Şekil 3.4	Keçe dudağı asimetrik basınç dağılımı.....	17
Şekil 3.5	Basınç altında keçe dudağının yapısı.....	19
Şekil 4.1	Tek eksenli çekme cihazı	23
Şekil 4.2	Gerilme-birim şekil değiştirme eğrisi.....	23
Şekil 4.3	Sıcaklığa bağlı olarak değişen ısı genleşme katsayısı	24
Şekil 4.4	Kauçuğun yağ ile temas halindeki sürtünme katsayısı	25
Şekil 4.5	Kauçuğun kuru ortamdaki sürtünme katsayısı.....	26
Şekil 4.6	Adhesiv aşınmanın oluşması [24]	27
Şekil 4.7	Kurşun kaleminden kağıda transfer olan karbon grafit[25].....	28
Şekil 4.8	Abrasiv aşınmanın oluşması	30
Şekil 4.9	Erozyon aşınmasının farklı biçimleri[23].....	31
Şekil 5.1	Isıl modelin dinamik analize ön koşul bağlantısı	33
Şekil 5.2	Aksisimetrik keçe geometrisi	34
Şekil 5.3	Standart üç boyutlu ve kesiti alınmış hali.....	34
Şekil 5.4	Titreşim için tasarlanan keçe geometrisi.....	35
Şekil 5.5	Titreşim altında aşınmayı azaltmak için tasarlanan keçe geometrisi.....	35
Şekil 5.6	Titreşim altında aşınmayı azaltmak için tasarlanan keçe detayı	36
Şekil 5.7	Standart keçenin eleman kalitesi	38
Şekil 5.8	Standart keçenin çarpıklığı.....	38
Şekil 5.9	Tasarlanan keçenin eleman kalitesi	39
Şekil 5.10	Tasarlanan keçenin çarpıklığı.....	39
Şekil 5.11	Standart keçenin sıcaklık dağılımı.....	41
Şekil 5.12	Tasarlanan keçenin sıcaklık dağılımı	42
Şekil 5.13	Modele girilen Ansys apdl komutu.....	43

Şekil 6.1	Çapsal yük ölçüm cihazı.....	45
Şekil 6.2	Çapsal yük ölçüm cihazının sabit-hareketli kısmı	45
Şekil 6.3	Döner mil keçesi ömür test cihazı	46
Şekil 6.4	Ömür test cihazı yağ haznesi ve mili	47
Şekil 6.5	Aşınmış keçe kesiti.....	49
Şekil 6.6	Aşınmış keçe kesit detayı.....	50
Şekil 6.7	Keçe termal kamera görüntüsü	50
Şekil 6.8	Keçe dudağının dönme devri-sıcaklık ilişkisi	51
Şekil 6.9	1000 dev/dak 'da çalışmış keçe kesiti.....	53
Şekil 6.10	1000 dev/dak 'da çalışmış keçe kesit detayı	53
Şekil 6.11	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (1.bölge).....	54
Şekil 6.12	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (1.bölge)	54
Şekil 6.13	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (2.bölge).....	55
Şekil 6.14	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (2.bölge)	55
Şekil 6.15	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (3.bölge).....	56
Şekil 6.16	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (3.bölge)	56
Şekil 6.17	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (4.bölge).....	57
Şekil 6.18	3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (4.bölge)	57
Şekil 7.1	Standart keçenin aşınma etkisiyle değişen temas basıncı	58
Şekil 7.2	Standart keçenin basıncının SEY ve deneysel olarak kıyaslanması	59
Şekil 7.3	Standart keçenin aşınan dudak yüzeyinin kıyaslanması.....	60
Şekil 7.4	Standart keçenin aşınan hacimlerinin kıyaslanması.....	60
Şekil 7.5	Standart keçenin sağ tarafından düğüm noktasının hareketi.....	62
Şekil 7.6	Standart keçenin sol tarafından düğüm noktasının hareketi.....	62
Şekil 7.7	Dört farklı kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi	63
Şekil 7.8	1. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi	64
Şekil 7.9	2. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi	64
Şekil 7.10	3. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi	65
Şekil 7.11	4. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi	65
Şekil 7.12	Düğüm noktasının aşınmış ve aşınmamış hareketi.....	66
Şekil 7.13	Aşınmaya ısı genleşmenin etkisi	66
Şekil 7.14	Dinamik eksen kaçıklığı altında mil hareketi	67
Şekil 7.15	Kesitleri üst üste konulmuş hali	68
Şekil 7.16	Üst üste konmuş kesitlerin detayı	69
Şekil 7.17	Yüksek aşınmaya maruz kalmış standart keçe dudağı	70

Şekil 7.18 Yüksek aşınmaya maruz kalmış standart keçe dudak detayı	70
Şekil 7.19 Yüksek aşınmaya maruz kalmış tasarlanan keçe dudağı.....	71
Şekil 7.20 Yüksek aşınmaya maruz kalmış tasarlanan keçe dudak detayı	71
Şekil 7.21 Yüksek aşınmaya maruz kalmış keçe tasarımlarının kıyaslanması	72
Şekil 7.22 Yüksek aşınmaya maruz kalmış keçe tasarımlarının kıyaslanması	73

TABLO LİSTESİ

Tablo 3.1 Önerilen mil yüzey pürüzlülük değerleri	14
Tablo 3.2 Önerilen maksimum toplam eksen kaçıklıkları[20]	18
Tablo 4.1 Mooney-Rivlin malzeme katsayıları	24
Tablo 4.2 Kauçuk malzemenin ısı değerleri	25
Tablo 5.1 Modellerin ağ yapılarının karşılaştırılması	40
Tablo 6.1 Çapsal kuvvet biriminin toleransları (DIN 3761-1)	46
Tablo 6.2 Deneyde kullanılan keçenin ölçüleri	48
Tablo 6.3 Çapsal kuvvet ölçüm sonuçları	48
Tablo 6.4 Aşınma deneyi sonuçları	51
Tablo 6.5 Dinamik eksen kaçıklığı deneyinin sonuçları.....	52
Tablo 7.1 Deplasman farklarının kıyaslanması	61

Döner Mil Keçelerinin Dinamik Davranışının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi

Mustafa Kubilay ERDOĞAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Cihan DEMİR

Sızdırmazlık çok eski zamanlardan beri ihtiyaç duyulan bir kavramdır. İnsanlar eski çağlarda deri, yün gibi malzemeleri kullanarak kendilerine sızdırmazlık çözümleri üretmişlerdir. Günümüzde ise makine elemanları sınıfına ait olan döner mil keçeleri çok sık kullanılan sızdırmazlık elemanlarından biridir. Döner mil keçeleri endüstri, otomotiv, savunma, beyaz eşya ve havacılık gibi birçok uygulamada yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu farklı uygulamaların değişik çalışma şartlarında sızdırmazlık ihtiyaçları mevcuttur. Bu yüzden keçeler birden çok parametreyi kapsayacak şekilde sızdırmazlık sağlamak zorunda kalabilmektedir. Bu çalışma kapsamında sıcaklık, aşınma ve dinamik eksen kaçıklığı(titreşim) parametrelerini dikkate alan kapsamlı bir sonlu elemanlar modeli Ansys' de kurulmuştur. Kauçuk malzeme modeli tek eksenli gerilme testinden elde edilen verilerle iki parametrelili Mooney-Rivlin katsayıları ile tanımlanmıştır. Kauçuk malzemenin yağ içindeki sürtünme katsayısı, ısı genleşme katsayısı, ısı iletkenlik, özgül ısı değerleri ve Archard aşınma katsayısı deneysel olarak elde edilmiştir. Sonlu elemanlar modeli iki ve üç boyutlu olarak oluşturulmuştur. Sıcaklık ve aşınma modeli iki ve üç boyutlu geometride oluşturulabiliyorken, dinamik eksen kaçıklığı sadece üç boyutlu geometride oluşturulabilmektedir. Keçe aşınma deneyinde, dinamik eksen kaçıklığı olmayan bir

mil kullanılmış ve termal kamera yardımıyla keçe dudağının mil devrine göre değişen sıcaklık grafiği elde edilmiştir. Bu sıcaklık sadece keçe ile mil sürtünmesinden kaynaklanan sıcaklık artışıdır. Deneyde ekstra bir sıcaklık girişi yapılmamıştır. Sıcaklığın keçe dudağında oluşturduğu etkiyi dikkate alabilmek için sıcaklık analizi sonucu, dinamik analize ön gerilme olarak verilmiştir. Sonrasında çapta 0,2 mm eksen kaçıklığı olan bir mil ile deneysel olarak keçe dudağının çevresel olarak nasıl aşındığı incelenmiştir. Her iki durum için Archard aynı aşınma katsayısı kullanılarak sonlu elemanlar programında doğrulama analizleri yapılmıştır. Doğrulan model üzerinden aşınma etkisini azaltmak adına keçe dudağı profilinde açı farkı oluşturulmuştur. Dinamik eksen kaçıklığı(titreşim) altında keçenin mili izleyebilme kabiliyetini arttırmak adına keçe dudağına yay gibi görev yapabilecek ince bir boğaz tasarlanmıştır. Sonrasında ise titreşim altında aşınma etkisini görebilmek için iki tasarım birleştirilmiştir. Analiz sonuçları incelendiğinde standart profilli keçenin titreşim altında mil izleme kabiliyetinin yavaş olduğu, yeni tasarlanan profilli keçenin ise hassas bir şekilde mili izleyebildiği görülmüştür. Bu yavaş dudak hareketi mil ile arasındaki temas basıncının anlık olarak yok olmasına ve muhtemel yağ kaçaklarına sebep olmaktadır. Standart profilli keçe ile tasarlanan keçe sonlu elemanlar modelinde zorlayıcı bir aşınmaya maruz bırakılmış ve tasarlanan keçenin, standart profilli keçeye göre daha geç aşınma başlangıcına sahip olduğu görülmüştür. Buna paralel olarak analiz sonucunda tasarlanan keçede aşınan dudak mesafesinin de daha az olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Döner mil keçesi, aşınma, titreşim, sonlu elemanlar yöntemi, dinamik eksen kaçıklığı

Analysis of Dynamic Behavior of Rotary Shaft Seals with Finite Element Method

Mustafa Kubilay ERDOĞAN

Department of Mechanical Engineering

Master Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Cihan DEMİR

Sealing is a concept that has been needed since time immemorial. In ancient times, people have produced sealing solutions using materials such as leather and wool. Nowadays, rotary shaft seals belonging to the class of machine elements are one of the most frequently used sealing elements. Rotary shaft seals are extensively used in industry, machinery, automotive, defense, white goods and aerospace applications. These different applications have sealing requirements under various operating conditions. Therefore seals may have to provide sealing to cover multiple parameters. In this study, a comprehensive finite element model is developed in Ansys considering temperature, wear and dynamic run-out (vibration) parameters. The rubber material model is defined by the two-parameter Mooney-Rivlin coefficients based on the data obtained from the uniaxial tensile test. The friction coefficient, thermal expansion coefficient, thermal conductivity, specific heat values and Archard wear coefficient of the rubber material are obtained experimentally. Finite element model is created as two and three dimensions. While the temperature and wear model can be created in two and three-dimensional geometry, dynamic run-out can only be created in three dimensional geometry. Because there is no third axis in two-dimensional geometry. In the durability test, a shaft without

dynamic axial misalignment is used and a temperature chart of the seal lip is obtained by using thermal camera related to different rotation speeds. This temperature is only the temperature increase caused by friction between shaft and seal. No extra temperature input is applied in the experiment. In order to take into account the effect of temperature in terms of thermal expansion in the seal lip, the result of temperature analysis is provided as a pre-stressed to the dynamic analysis. Then, a shaft with a totally 0.2 mm axial misalignment is experimentally investigated how to wear on the circumferential of the seal lip. For both cases, validation analyses are performed in the finite element program using the same Archard wear coefficient. Angle difference in the seal lip profile is created to reduce wear effect through the verified model. To increase the ability of the seal followability of the shaft under dynamic axial misalignment, a flex thickness of the seal profile is designed to act as a spring. Then two designs are combined to see the effect of wear under vibration. When the results of the analysis are examined, it is seen that the seal of the standard profile is slow to followability the shaft under vibration and the seal of newly designed is able to accurately follow the shaft. This slow lip behavior causes the loss of momentary contact pressure between the shaft and seal and possible oil leaks. The designed seal and standard profile seal are subjected to extra wear in the finite element model, and the designed seal has a later beginning of wear than the standard profile seal. In parallel, it is observed that the wearing lip distance is less in the designed seal as a result of the analysis.

Keywords: Rotary shaft seal, wear, vibration, finite element method, dynamic run-out

1.1 Literatür Özeti

Sızdırmazlık elemanlarının tarihi çok eskilere dayanmakta olup günümüzde hala birçok uygulamada kullanılmaktadır. Genel olarak sızdırmazlık elemanları iki ana başlığa ayrılabilir; bunlar statik ve dinamik sızdırmazlık elemanlarıdır. Statik sızdırmazlık elemanları olarak akla O-ringler, contalar gelirken, dinamik sızdırmazlık dendiğinde akla ilk olarak döner mil keçeleri (şaft keçeleri) gelmektedir.

Döner mil keçeleri başlıca otomotiv endüstrisi, çamaşır makineleri, su pompaları, redüktörler, savunma ve havacılık sanayi gibi çok geniş bir alanda farklı boyutlarda ve tiplerde kullanılmaktadır. Bu kullanım alanlarının genişliği keçelerin pek çok farklı sızdırmazlık ihtiyacına karşılık verebilir olmasını gerektirmektedir. Keçelerin sızdırmazlık işlevini etkin bir şekilde gerçekleştirebilmesi hem keçenin hem de keçenin monte edildiği yuvanın ve de çalışma ortamının uygun teknik şartlarda olmasını gerektirmektedir. Gereksinimlerin çok olması bir araştırma konusu olmasına sebep olmuştur. Genel olarak döner mil keçeleri mikro ve makro ölçekli olarak incelemişlerdir. Mikro ölçekli çalışmalar genelde keçe dudağı ile mil yüzeyi arasındaki topoloji, aradaki yağ filminin kalınlığı, keçenin yağ pompalama kabiliyeti gibi parametreler üzerine yapılmıştır. Makro ölçekli çalışmalar sistemin bütününe odaklanarak kurulmuş, modellerde ampirik formüller ve sonlu elemanlar programlarından faydalanılmıştır. Bu modellerin çoğunda temas basıncı (Çapsal Yük), sıcaklık, aşınma ve sürtünme kuvveti gibi parametrelere odaklanılmıştır.

Stakenborg ve Ostayen[1] DMK'nın temas yüzeyinin sıcaklık dağılımı üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel çalışmadan faydalanmışlardır. Bu yöntemin, temas yüzeyi çok az olan keçeler dışında faydalı olduğu ve temas yüzeyinde oluşan ısının önemli bir kısmının mil tarafından oluştuğunu ortaya koymuşlardır. C. Lee, C.Lin, R. Jian, C. Wen[2] çalışmalarında keçe

dudağı ile mil arasındaki sürtünmeden kaynaklanan ısıyı simüle etmişlerdir. Sürtünmeden dolayı oluşan ısının kauçuk dudakta oluşan termal deformasyona etkisi sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilmiştir. Analiz sonucunda keçe dudağının temas yüzeyinin küçük olmasından dolayı oluşan termal deformasyonun sınırlı kaldığı görülmüştür. S. Plath, S. Meyer, V. Wollesen[3] çalışmalarında DMK'nın sürtünme torkunu sıcaklık etkisini de dikkate alarak simüle etmişlerdir. Öncelikle sıcaklık dağılımı belirlenmiş ve sonrasında sürtünme torkunu da modele ilave etmişlerdir. G. Szabó, K. Váradi[4] çalışmalarında DMK'nın yağ, mil ve dış ortamlarla olan ısı alışverişini dikkate alarak kurdukları termal modeli, mekanik modelle birleştirerek keçenin temas basınçlarını elde etmişlerdir. Bu çalışmada sonlu elemanlar yönteminden yararlanılmışlardır. P. Pödra, S. Andersson[5] çalışmalarında aşınmanın ürün ömrünü etkileyen önemli bir faktör olduğunu vurgulayarak SEY yardımıyla önceden tahmin edilebilmesini amaçlamışlardır. Bunu elde etmek için disk üzerinde çelik bir milin dönmesi sonucu oluşan aşınmayı deneysel olarak ve Ansys ile simüle etmişlerdir. Z. Wang, D. Draper, T. Hodapp[6] PTFE malzemeli DMK'nın aşınmasını SEY ile analiz etmişlerdir. Çalışmada aşınma, elemanların sahip oldukları düğüm noktalarının yer değiştirmesi prensibine göre yapılmamıştır. Elemanlar pasife alınarak(öldürülerek) aşınma simüle edilmiştir. Bu yöntemin düğüm noktalarının ötelenmesi yöntemine göre bir avantajı vardır. Normalde elemanların ötelenmesi metodu elemanların rijitlik değerlerinin hızlı değişmelerine sebep olduğundan temas elemanlarının rijitlikleri de etkilenmekte ve programın hata verme ihtimali yüksek olmaktadır. Ancak eleman öldürme yönteminde rijitlik matrisleri değişmediğinden böyle bir durum söz konusu olmamaktadır. Eleman öldürme yönteminin diğer yöntemlere göre bazı zayıf noktaları da vardır. Aşınmanın gerçekçi olması eleman boyutuna doğrudan bağlıdır. Öldürülen elemanların aşınma miktarı ile aynı olması gerekmektedir. Ayrıca geometrinin aşınma adımları boyunca kendini güncellemesi için ABAQUS programına ek olarak FORTRAN dilinde "umeshmotion" altprogramını kullanmaları gerekmiştir. V. Hegadekatte, S. Kurzenha, N. Huber, O. Kraft[7] yine aynı ABAQUS alt programı yardımıyla dönen bir disk üzerinde çelik milin aşınması ile ilgilenmiş ve Archard katsayısını deneysel ve SEY ile elde etmişlerdir. Çalışmalarında tribometre yardımıyla Archard aşınma

katsayısı bulunmuştur. Deneysel veriler ile SEY sonuçları arasında aşınma katsayısı tayini açısından güzel bir uyum elde etmişlerdir.

Söderberg, S. Andersson[8] çalışmalarında yolcu araçlarındaki fren diskini aşınmasını simüle etmişlerdir. Aşınma modelinde tek taraflı aşınma dikkate alınmıştır. Frende kuru sürtünme etkisi altında oluşan temas basınçları elde edilmiştir. Aşınma modeli olarak Archard kullanılmış ve termoelastik etkiler dikkate alınmamıştır. N. Békési, K. Váradi[9] ileri-geri hareket eden pistonun keçesini aksisimetrik olarak Msc MARC programını kullanarak modellemişlerdir. Modellenen keçe geometrisinin mil eksenindeki noktalarının çok küçük olmasından dolayı bir metod geliştirilmiştir. Bu metotta aşınma adımıyla aşınan miktar kadar geometri ötelenmiş ve sonrasında ağ yapısı örülmüştür. Aşınmanın eleman boyutundan daha büyük olduğu durumlar için bu strateji geliştirilmiştir. L. Xin, P. Gaoliang, L. Zhe[10] çalışmalarında termal etkiyi de dikkate alarak O-ring' in dönen bir mil etrafındaki aşınmasını deneysel ve SEY ile elde etmişlerdir. Farklı devirlerde dönen milden oluşan ısı etkisini göstermişlerdir. Ayrıca O-ring' in mil yüzeyinde oluşturduğu temas basıncının aşınmanın etkisi ile azaldığını SEY ile ortaya koymuşlardır. D. Frölich, B. Magyar, B. Sauer[11] çalışmalarında ABAQUS programı yardımıyla SEY modeli oluşturmuşlardır. Bu modelde DMK'nın mil, yağ ve hava ile arasındaki ısı transferini dikkate alarak aşınma incelenmiştir. Malzeme modeli olarak Mooney-Rivlin seçilmiş ve katsayıları farklı sıcaklıklarda elde edilmiştir. Archard aşınma katsayısı, keçenin ömür test cihazına yerleştirilmesi ve belirli bir km döndürülmesi ve sonrasında aşınan hacmin bulunmasıyla matematiksel formülünden elde edilmiştir. Deneysel sonuçlar ile simülasyon arasında güzel bir uyum sağlanmıştır. J. F. Wenk, L. S. Stephens, S. B. Lattime, D. Weatherly[12] kapsamlı çalışmalarında ilk defa mikro ölçekte incelenen bir parametre olan yüzey pürüzlülüğünü, makro ölçekli aşınma modeline entegre ederek sonlu elemanlar programında analiz etmiştir. Yüzey pürüzlülük değerleri üç boyutlu yüzey pürüzlülük cihazından elde edilmiş ve sonlu elemanlar için ağ yapısı üreten programa aktarılmıştır. Bu yöntem sayesinde noktasal olarak ağ yapısı boyutlarında farklılık elde edilmiştir ve sonuç olarak temas basınçlarının pürüz noktalarına göre dağılımı elde edilmiştir. Modelde aşınma etkisinin çevresel ve aksiyel olarak farklılık göstermesi, keçenin yağ tarafı ile hava tarafının farklı aşınmasına sebep

olmuştur. Hava tarafının fazla aşınması keçenin yağı geri pompalama kabiliyetini arttırdığı da görülebilmektedir. Bundan önceki çalışmalarda mil ve kauçuk elastomeri pürüzsüz olarak düşülmüştür. Bu yöntem mikro ölçekli parametrenin de dâhil olmasından dolayı daha gerçekçidir. M. Stankovic, A. Marinkovic, A. Grbovic, Ž. Miškovic, B. Rosic, R. Mitrovic[13] PTFE malzemeli kaymalı yataklarda aşınma üzerine çalışmışlardır. Archard aşınma modelini kullanmışlar ve aşınma katsayısını deneysel olarak elde etmişlerdir. Malzeme sertliği, yatağa binen yük, belirli kayma mesafesi ve toplam aşınan hacmin bilinmesiyle aşınma katsayısı elde edilmiştir. Deneysel olarak yapılan bu çalışma aynı zamanda SEY ile de elde edilmiştir. Simülasyon sonucunda yatak temas basıncının beklenildiği gibi düştüğü görülmüştür. D. Liu, S. Wang, C. Zhang[14] çalışmalarında mikro ölçekli olarak sırasıyla akışkan, pürüzlülük teması, deformasyon, ısı ve aşınma modeli kurmuşlardır. Modelin analizinden elde edilen sonuçlar Archard aşınma modelindeki kuvvet parametresine entegre etmişlerdir. Mikro ölçekte yağ filmi kalınlığı, hidrodinamik basınç ve pürüzlülük temas basıncı parametreleri hesaplanarak tek parametreye indirgenmiştir ve Archard modeli güncellenmiştir. Bu sayede yağlama karakteristikleri de modele dâhil edilmiştir. SEY ile Archard aşınma modeli oluşturularak analiz yapılmıştır. Deneysel ile nümerik sonuçlar arasında uyum sağlanmıştır. D. Liu, S. Wang, C. Zhanga, M. M. Tomovic[15] 2018 yılında yaptıkları çalışmalarına mil yüzeyinin doku figürünü de ekleyerek yeni bir model oluşturmuşlardır. Altı farklı figürde ve farklı derinliklere sahip mil yüzeylerinin keçe performansına ve aşınmaya etkileri üzerinde çalışmışlardır. Önceki çalışmalarında olduğu gibi mikro ölçekli parametreler (yağ filmi kalınlığı, pürüzlülük yoğunluğu, hidrodinamik basınç dağılımı, akışkan yağ hareketi) hesaplanmış ve elde edilen son değer Archard modelindeki kuvvet değerine yazılmıştır. SEY ile aşınmanın bulunması da bu şekilde sağlanmıştır. Ancak mil yüzeyinde oluşturulan figürlerin aşınmanın yönüne etkisi SEY ile elde edilememiştir. Sadece toplam aşınma değeri bulunmuştur. Tek bir figürün aşınma, yağ geri pompalama kabiliyeti, sürtünme torku gibi parametrelerin tamamında pozitif etkisi olmamıştır. Figür derinliğinin artmasının aşınmayı azaltıcı etkisi olduğu gözlemlenmiştir.

M. Silvestri, E. Prati, A. Tasora[16] DMK' nın dinamik eksen kaçıklığı olan bir koşulda titreşimi üzerine çalışmışlardır. Bu çalışmalarında uzama ölçerler yardımıyla keçe dudağında olan yer değiştirmeleri elde etmişlerdir. Kauçuk malzemeyi prony serileri yardımıyla viskoelastik olarak tanımlamışlardır. SEY kullanarak da farklı frekanslarda keçe dudağındaki yer değiştirmeleri elde etmişlerdir. M. El Gadari, M. Belhaq[17] çalışmalarında keçeyi kütle-yay-damper elemanlara indirgeyerek matematiksel bir model oluşturmuşlardır. Modelde kauçuk elastomeri yay ve damper elemana, garter yayını yay elemana ve kauçuk elastomerin kütlesini de kütle elemana indirmişlerdir. Ayrıca mil ile kauçuk dudak arasında olan yağ filmini de yay ve damper elemana indirgeyerek seri bağlantı oluşturmuşlardır. Milde olan dinamik ya da statik eksen kaçıklıkları dudağa direk iletileceğinden dış kuvvet kabul edilmiştir. Sonuç olarak keçe dudağının yer değiştirmesi elde edilmiştir.

Bu çalışma, literatürde yapılan çalışmalardan deneysel ve sonlu elemanlar modeli olarak farklılıklar içermektedir.

Literatürde yapılan çalışmalarda;

Deneysel olarak: Kauçuk malzeme için Archard aşınma katsayısı genellikle aşınma test cihazlarında yağsız bir ortam için elde edilmiştir. Döner mil keçeleri için ise yağlı ortamda keçe ömür test cihazı kullanılarak bu katsayı elde edilmiştir.

Sonlu elemanlar modeli olarak: Kauçuk malzeme modeli deneysel olarak elde edilmiştir ve sonlu elemanlar programına tanıtılmıştır. Keçe dudağı ile mil arasındaki sürtünmeden kaynaklanan sıcaklık dağılımı modellenmiş ve daha sonrasında bu modele Archard aşınma etkisi de eklenerek model geliştirilmiştir. Geliştirilen bu modelde kullanılan aşınma katsayısı, eksen kaçıklığı olmayan bir milden deneysel olarak elde edilmiştir. Sonlu elemanlar programında bu aşınma katsayısı kullanılarak Archard aşınma modeli kurulmuş ve analiz sonuçları deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Bu çalışmada deneysel olarak öncelikle dinamik eksen kaçıklığı olmayan bir mil kullanılarak Archard aşınma katsayısı elde edilmiş ve sonrasında eksen kaçıklığına sahip bir mil kullanılarak keçenin çevresel olarak aşınma durumu incelenmiştir. Bu deney esnasında sürtünmeden dolayı oluşan sıcaklık artışı sonlu elemanlar

modelinde kullanılmak üzere termal kamera yardımıyla ölçülmüştür. Sonlu elemanlar modelinde dinamik eksen kaçıklığı olmayan bir mil kullanılarak aşınma katsayısı aynı literatürde olduğu gibi deneysel olarak elde edilmiştir. Elde edilen sıcaklık değerleri ile ısı analiz yapılmış ve dinamik analize ön koşul olarak eklenmiştir. Dinamik modele de elde edilen Archard aşınma katsayısı girilerek deney şartlarının aynısı simüle edilmiş ve sonuçlar kıyaslanmıştır. Sonrasında bu modelde eksen kaçıklığı oluşturulmuş ve deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Doğrulan sonlu elemanlar modelinde aşınma etkisini azaltmak için keçe profilinde beta açısında iyileştirme yapılmış ve titreşime daha hızlı cevap verebilecek bir keçe-boğaz profili oluşturulmuştur.

1.2 Tezin Amacı

Bu çalışma, sıcaklık etkisini dikkate alarak, döner mil keçelerinin aşınma davranışının dinamik eksen kaçıklığı (titreşim) altında deneysel ve sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilmesini ve bu model kullanılarak titreşim altında daha az aşınan bir keçe profili tasarlanmasını amaçlamaktadır. Bu amaç doğrultusunda, deneysel olarak elde edilen sürtünmeden kaynaklı sıcaklık ve Archard aşınma katsayısı yardımıyla Ansys programında sıcaklık, aşınma ve dinamik eksen kaçıklığı parametrelerini içeren bir matematiksel model kurulmuştur. Bu modelde kullanılan kauçuk malzemeye ait ısı parametreleri deneysel testlerden elde edilmiştir. Model yardımıyla dinamik eksen kaçıklığı altında daha az aşınmaya maruz kalacak bir keçe profili elde edilmeye çalışılmıştır.

1.3 Hipotez

Döner mil keçesinde aşınmayı içeren ve sonlu elemanlar yöntemi ile oluşturulan model üzerinde tanımlanmış parametrelerin, aşınma üzerindeki etkileri aşağıdaki şekilde beklenmektedir.

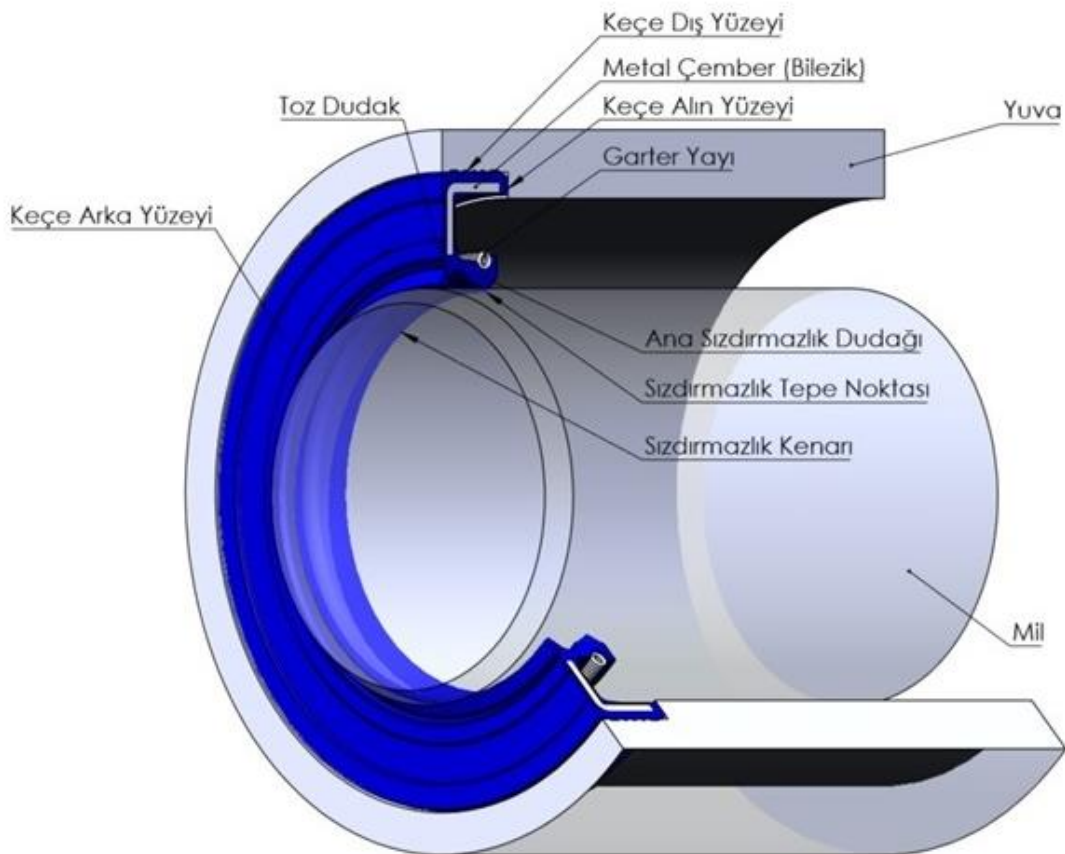
- I. Milde imalat ya da montaj gibi sebeplerden kaynaklanan eksen kaçıklığı keçe dudağına direk etki edecek ve keçe dudağının çevresel olarak her noktasına eşit etki ederek aşındıracaktır. Statik eksen kaçıklığında oluşan tek ekseninde daha fazla aşınma, bu analiz sonucunda beklenmemektedir.

- II. Keçe dudağının beta açısının artmasının aşınmayı azaltıcı etkiye sebep olması beklenmektedir.
- III. Aşınan keçe dudağının çapsal kuvvetinin azalması beklenmektedir.

Deneyssel olarak elde edilen Archard aşınma katsayısı kullanılarak Ansys programında ve deneyssel çalışmalar arasında benzer bir aşınma elde edilmesi ve yine sonlu elemanlar programında dinamik eksen kaçıklığı altında oluşacak aşınmanın tüm çevreye etki etmesi öngörülmektedir.

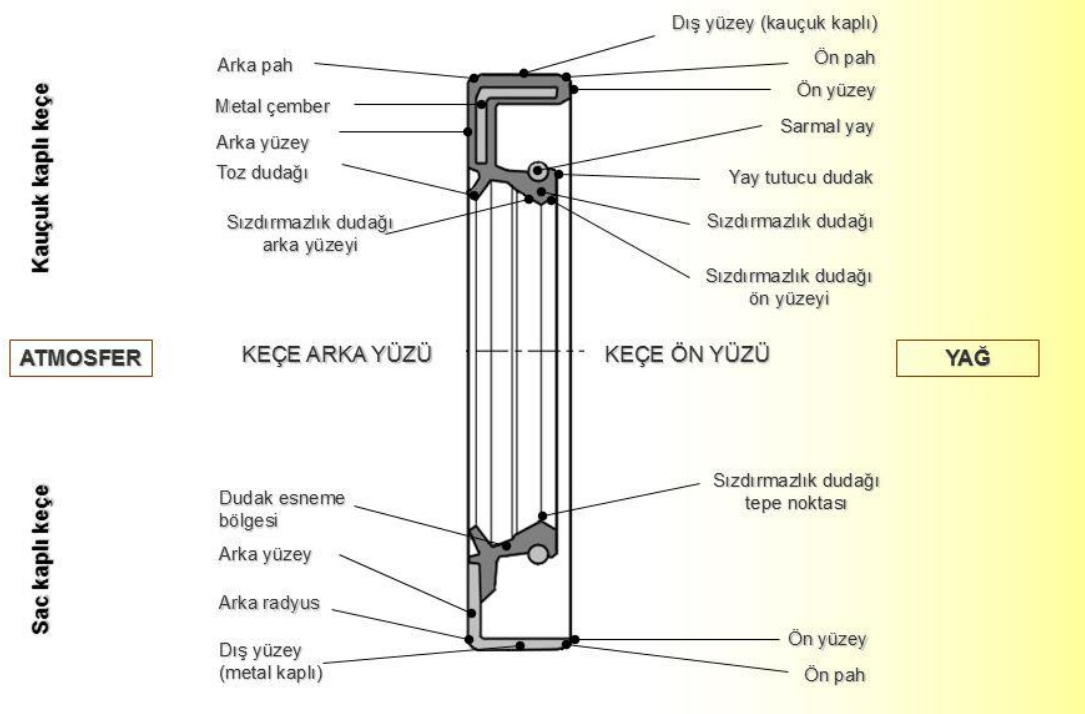
2.1 Döner Mil Keçesinin Çeşitleri

Döner mil keçeleri bir makine elemanı olup, endüstride (redüktörler, elektrik motorlar, iş makinaları), otomotiv sektöründe (krank, tekerlek, dişli kutusu, sübap), beyaz eşya, savunma ve havacılık sanayi gibi geniş ölçekli birçok uygulamada kullanılmaktadır. DMK dinamik bir tip sızdırmazlık elemanı olup, en genel hali Şekil 2.1'deki gibidir.



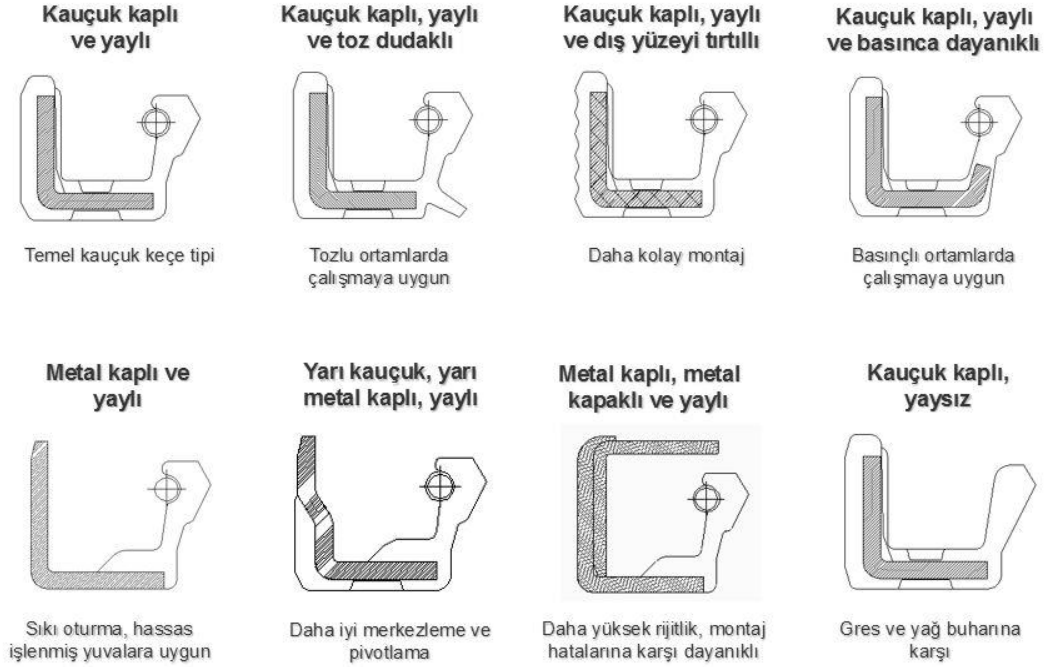
Şekil 2.1 Döner mil keçesinin temel montajlı hali[18]

Keçe, dış kısmından bir yuvaya çakılarak oturtulur ve iç kısmında dönen mile belirli bir sıkılık sağlayarak sızdırmazlık görevini yapar. Temel bir DMK' da kauçuk kısım, rijitlik sağlayan metal çember ve sıkılık etkisi veren garter yayı vardır. Şekil 2.2'de görülebileceği gibi keçenin geometrik yapısından dolayı kesiti tüm detaylarını verebilmektedir.



Şekil 2.2 Döner mil keçesinin kesit görünüşü[18]

Uygulama yerine göre çok farklı profillerde keçe çeşitleri mevcuttur. Şekil 2.3'de bazı keçe çeşitleri görülmektedir. Monte edileceği yuvanın işlenme hassasiyetine göre dış kısmı kauçuk kaplı ya da metal olabilmektedir. Genelde otomotiv endüstrisinde işleme kabiliyeti yüksek olduğu için dışı metal keçe tercih edilmektedir. Montaj yerinin konumuna göre keçenin ters çakılması zorunlu olduğu durumlarda kapaklı keçeler kullanılabilmektedir. Elektrik motorları gibi verimin yüksek olması istenen ve direkt olarak bir yağ sızdırmazlığı olmayan durumlarda garter yayının tork düşürücü etkisinden kurtulmak için yaysız keçeler de kullanılmaktadır. Tozun çok olduğu ortamlarda ana sızdırmazlık dudakının yanına bir de toz dudak eklenerek, dış ortamdan gelebilecek toz, çamur gibi partiküllerin ana sızdırmazlık dudakına ulaşması engellenir ve sızdırmazlık daha uzun süreli sağlanmış olur.



Şekil 2.3 Döner mil keçelerinin temel çeşitleri[18]

2.2 Döner Mil Keçesinin Bileşenleri

Döner mil keçeleri temelde üç bileşenden oluşur. Bunlar; kauçuk, metal çember ve garter yayıdır.

2.2.1 Kauçuk Elastomeri

Döner mil keçelerinde çevre koşullarına göre değişiklik gösteren bir parametre geometri, diğeri ise elastomerdir. Elastomerler yapıları gereği belirli sıcaklıklara dayanmaktadır. Bu durumda geometrik tasarımla birleştirilerek sistemin sınır şartlarını oluşturur. Aşağıda DMK’da sıkça kullanılan elastomerler gösterilmektedir;

- Nitril Butadien Kauçuk (NBR)
- Flurokarbon (FKM)
- Etilen Propilen Kauçuk (EPDM)
- Poliakrilik Kauçuk (ACM)
- Etilen Akrilik Kauçuk (AEM)
- Politetra Fluroetilen (PTFE)
- Silikon Kauçuk (VMQ)

Bu çalışma kapsamında NBR kauçuğundan üretilmiş keçe dikkate alınacaktır. NBR genel amaçlı endüstriye uygulamalarda en yaygın kullanılan malzemelerin başında gelir. Önerilen çalışma sıcaklığı -30 °C ile 100 °C arasındadır. Yağ ve yakıtlara karşı dayanımı ile birlikte fiyat açısından da uygun olan bir sentetik kauçuktur. Yakıtlarda sınırlı miktarda şişme gösterir; ancak şişmiş durumdayken bile fiziksel özelliklerini korur. Greslere karşı da dayanıklıdır. Kullanılan bazı katkı maddeleriyle ozona karşı dayanıklı hale getirilebilir.

NBR kauçuğu aşağıdaki kimyasallara karşı dayanıklıdır[19].

- Alifatik hidrokarbonlar (Propan, Bütan, Petrol kökenli yağlar, Mineral yağ ve gresler)
- HFA, HFB, HFC tipi akışkanlar
- Seyreltik asitler
- Alkali tuz solüsyonları (Düşük sıcaklıklarda)

2.2.2 Metal Çember

Keçelerde rijitlik sağlayan ve kauçuk ile yapışma yüzeyi oluşturan metal çemberdir. Dışı metal olan keçelerde direk yuva ile temas ederken, kauçuk kaplı keçelerde iç kısımda kalır. Keçenin dış çapı her zaman yuvadan büyük olduğu için, yuva yüzeyinde basınç oluşturarak (statik) sızdırmazlık sağlanır. Bu yüzey basıncının oluşabilmesi ve montaj sırasında kauçuğun deforme olmadan kalabilmesi için metal çember kullanılır. Genelde soğuk haddelenmiş sac kullanılır. Otomotiv keçelerinde konstrüksiyona göre kolay montaj ya da dış çapta farklı bir sızdırmazlık istenen durumlarda metal çember çok farklı haller alabilmektedir. Aks porya keçelerinin dışında montaj için gerekli delikler mevcuttur.

2.2.3 Garter Yayı

Döner mil keçelerinde sızdırmazlık temas basıncı üzerine kuruludur. Bu basınç, kauçuk dudağın milden küçük olmasından ve garter yayının sıkılığından gelmektedir. Kauçuk dudak sürtünme etkisiyle aşındıkça mil çapına doğru büyür. Bu noktada garter yayı devreye girerek temas basıncının korunmasına ya da minimum azalmasına yardımcı olur. Yayın %5 ve %10 uzatılmış halindeki kuvvetleri (F5,F10) dikkate alınıp, dudak tasarımına girdi teşkil eder. Sarım sayısına, tel çapı ile yay

(garter) apının oranı değiştirilerek yayın sertliği ayarlanabilir. Yay sertliğinin sıcaklık etkisiyle kauçuk dudak yumuşamaya başladığında rijitliğini koruyarak temas kuvvetinin değişmemesine etkisi buyktr. Genel endüstriyel keçelerde garter yayı yağ ile temas ettiğinden karbon çeliğinden üretilirken, çamaşır makinesi uygulaması gibi durumlardan paslanmaz çelikten üretilir. Temas kuvvetinin yarı etkisinin garter yanından geldiği söylenebilir.

SIZDIRMAZLIK PARAMETRELERİ

Şekil 3.1’de görülebileceği gibi sızdırmazlık parametreleri oldukça geniştir. Ancak sadece ilgili olanları açıklanacaktır.



Şekil 3.1 Sızdırmazlık parametreleri[18]

3.1 Mil Özellikleri

DMK’da sızdırmazlık dudakları mil üzerinde çalışacağından, mil yüzey kalitesi keçe performansına etki eder. Yüzey kalitesiyle birlikte, mil malzemesi, mil yüzey sertliği, boyutsal ve geometrik toleranslar da performansa etki eder. Mil malzemesi olarak genelde düşük karbonlu, dökme demir ve çelik türevleri kullanılır. Mil sertliği olarak 45 HRC değeri ve üstünde olması uygundur. Yüzey pürüzlülük değerleri olarak sadece ortalama yüzey pürüzlülüğü (Ra) yeterli değildir. Ortalama maksimum yükseklik (Rz) ve ortalama maksimum profil pik yüksekliği (Rpm) de önemlidir. Tablo 3.1’ de RMA (Rubber Manufacturers Association) tarafından önerilen değerler verilmiştir.

Tablo 3.1 Önerilen mil yüzey pürüzlülük değerleri

Ra	0,2 - 0,43 μm
Rz	1,65 - 2,9 μm
Rpm	0,5 - 1,25 μm

3.2 Yuva Özellikleri

Keçe dış çapı yuva dış çapından büyük olduğu için çakılarak montaj yapılır. Montaj sonrasında keçe dış çapında herhangi bir çizilme ya da deformasyon olmamalı ve keçe yuva içinde dönmemelidir. Yuva malzemesi ile keçe malzemesi arasında sıcaklık etkisiyle oluşacak genleşme açısından uyum olmalıdır. Dış çapı kauçuk keçeler genleşmeden dolayı oluşan dış çap basınç düşüşünü dış çapı metal olan keçelere göre daha kolay absorbe edebilirler. Alüminyum malzemeden yapılan keçelerde dış çapta oluşan genleşme farkının etkisini yok etmek adına keçe dış çapına O-ring konulmaktadır. Genleşme farkı, Şekil 3.2’de görülebileceği gibi keçe dış çapında olan statik sızdırmazlığın sürdürülebilmesi açısından önem arz etmektedir ve keçe dış çapı ile yuva arasında olan bu basınç sağlandığı sürece sızdırmazlık açısından bir problem olmayacaktır. Yüzey kalite toleransı olarak H8 önerilmektedir. Keçe monte edilirken zarar görmemesi açısından 15° - 30° pah yapılmalı ve yuva köşelerinde çapak olmamalıdır. Yuva eksenini ile keçe eksenini arasında statik bir eksen kaçıklığının olmamasına dikkat edilmelidir. Bu durum keçede çevresel olarak eşit olmayan yani tek eksende fazla olan aşınmaya sebep olacak ve sızdırmazlık problemleri ortaya çıkacaktır.



Şekil 3.2 Dış çap statik basınç dağılımı[18]

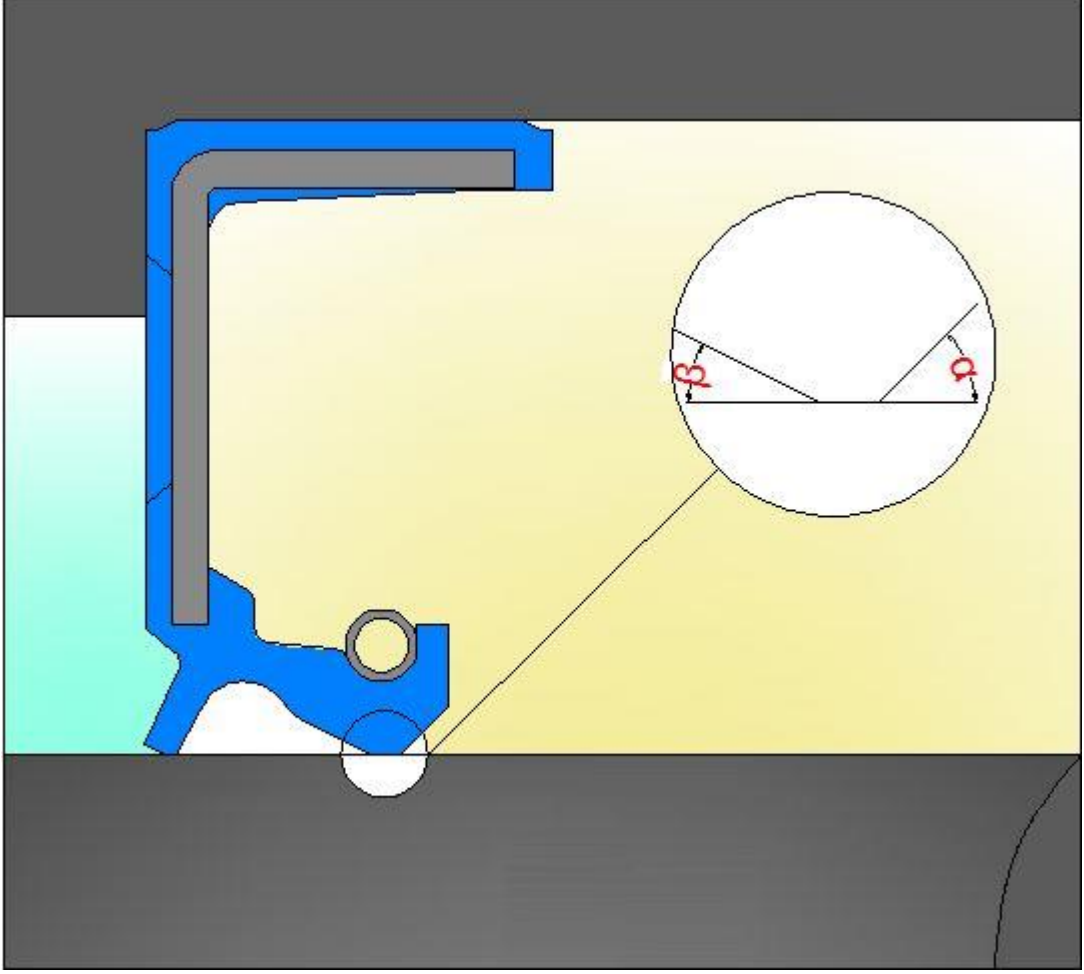
3.3 Çapsal Kuvvet

Keçenin mile montajından sonra, iç çap sıklığı ve garter yayının uyguladığı kuvvetten dolayı mil çevresinde oluşan çizgisel basınca çapsal kuvvet denir. Sızdırmazlık açısından önemli bir parametredir. Keçe dudağında aşınma etkisi ile çapsal kuvvet azalır belli bir süre sonra keçede yağ kaçaklarının görülmesine sebep olur. Genel endüstriyel keçelerde 0,1-0,15 N/mm ve PTFE keçelerde 0,9-1 N/mm olması tavsiye edilmektedir[20].

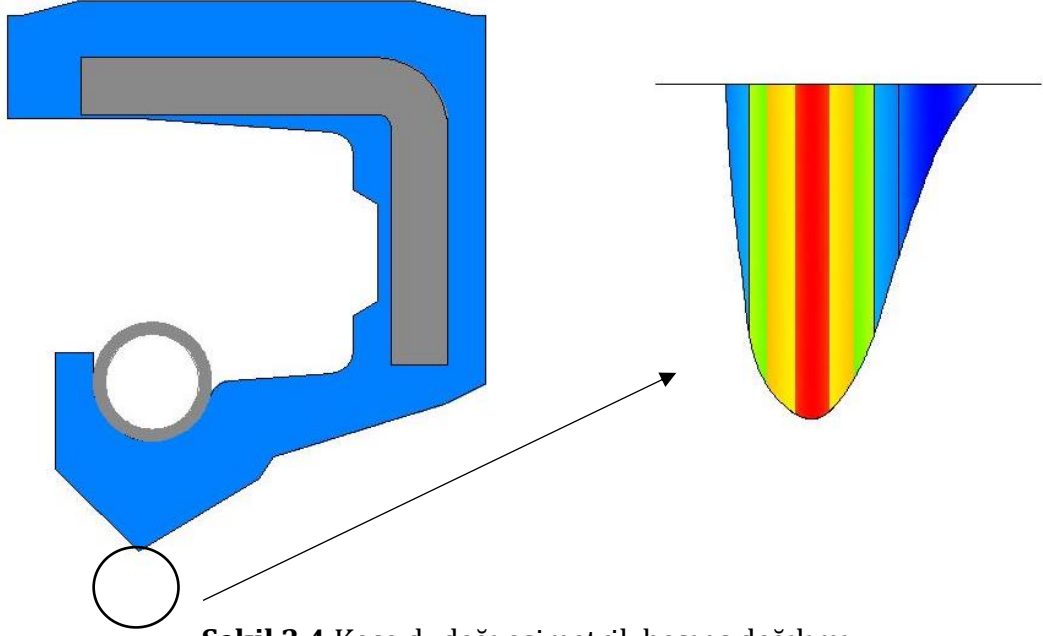
3.4 Geometri (α, β)

Döner mil keçelerinin çok çeşitli kesit (profil) tasarımları mevcuttur. Bu tasarımlarda dikkat edilecek önemli bir sızdırmazlık parametresi de alfa ve beta açılarıdır. Şekil 3.3’de görülebileceği gibi yağ ile temasın olduğu bölgede keçenin mil ile yaptığı açı alfa, dış ortamın olduğu bölgede mil ile yaptığı açı da beta olarak isimlendirilmektedir. Bu açılar yaylı halde keçe dudağının mile geçtikten sonra elde edilecek açı değerleridir. Alfa açısı genelde 40° - 60° arasında, beta açısı da 20° - 35° arasında istenmektedir. Keçenin dış ortamdaki havayı yağ tarafına atabilmesi, diğer bir

deyişle keçenin pompalama yapabilmesi için $\alpha > \beta$ olması gerekmektedir. Bu koşulun sağlanmadığı durumlarda keçenin yağ kaçağının olması muhtemeldir. Şekil 3.4’ de görülebileceği gibi dudakta pompalamanın olması için gerekli asimetrik basınç alfa ve beta açılarının farklılığından kaynaklanmaktadır.



Şekil 3.3 Keçe dudagında alfa ve beta açıları



Şekil 3.4 Keçe dudağı asimetrik basınç dağılımı

3.5 Statik ve Dinamik Eksen Kaçıklığı

Eksen kaçıklığı keçe uygulamalarında statik ve dinamik olarak ikiye ayrılabilir. Statik eksen kaçıklığı, mil merkezi ile yuva merkezi arasında olan mesafe olarak tanımlanır. Bu fark keçe profilinde bir bölgenin daha çok aşınmasına ve bu aşınan bölgenin tam karşısında olan dudak bölgesinin mil ile temasının kesilmesine sebep olur. Bu durum, kısa sürede yağ kaçağının görülmesine sebep olabilir. Statik eksen kaçıklığının 0,25 mm den az olması önerilmektedir.

Dinamik eksen kaçıklığı, mil geometri eksenini ile mil ağırlık merkezinin arasında olan mesafedir. Bu durum, milin esnemesi, dengesizlikler yüzünden oluşan titreşim ve talaşlı imalat sırasında milin merkezden kaçık işlenmesi gibi hatalardan kaynaklanmaktadır. Dinamik eksen kaçıklığından dolayı mil farklı devirlerde farklı dudak noktalarına temas edecektir. Bu keçe dudağının profilinin ve malzemesinin esnek hareket edebilmesine göre farklı tepkiler verecektir. Statik eksen kaçıklığının aksine eşit aşınma durumu gözlemlenecektir. Tablo 3.2’de 76.2 mm çapından olan bir mil için farklı devirlerinde izin verilen toplam (statik + dinamik) eksen kaçıklıkları gösterilmiştir[21]. Tahmin edilebileceği gibi mil devri arttıkça müsaade edilen toplam eksen kaçıklığı değeri düşmektedir.

Tablo 3.2 Önerilen maksimum toplam eksen kaçıklıkları[21]

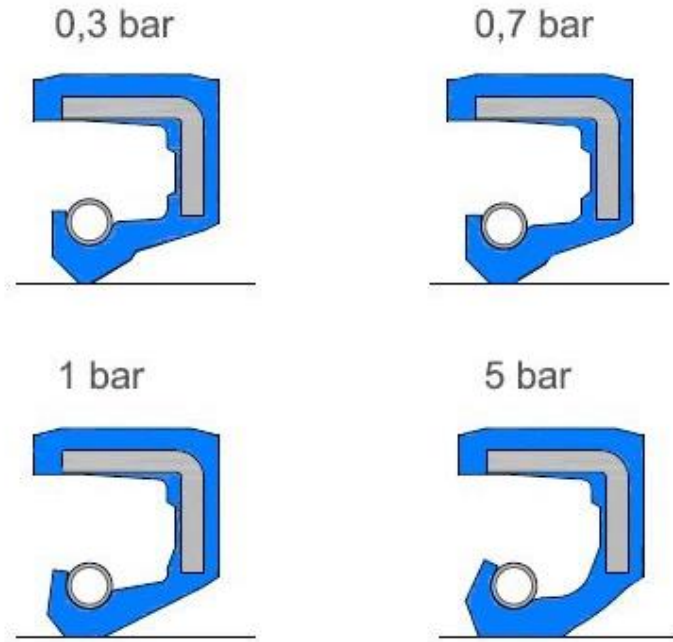
Maksimum Mil Devri (dev/dak)	Toplam Eksen Kaçıklığı (mm)
95	0,635
191	0,508
891	0,381
1910	0,254
2546	0,203
3820	0,178

3.6 Akışkan Sıcaklığı

DMK'da sıcaklığın en yüksek olduğu nokta keçe dudağının mile temas ettiği bölgedir. Bu bölgenin sıcaklığı çevrede bulunan akışkanın sıcaklığından bu bölgeye transfer edilen ısı ile sürtünmeden dolayı oluşan sıcaklıktan meydana gelir. Dolayısıyla akışkan sıcaklığı keçe performansı ve ömrü açısından kontrol altından tutulması gereken bir parametredir. Mil devrinin artması ile akışkanın iç ve dış sürtünmelerden dolayı sıcaklığı artar. Bu artış keçenin yağ pompalama kabiliyetine sınır şartlarının aşılmaması koşuluyla fayda sağlar. Ancak sıcaklığın artması elastomerin uzun sürede sertleşmesine sebep olur. Sertlik artışı da keçede mil izleme kabiliyetinde ve dudak esnekliğinde azalmalara neden olur. Bu istenmeyen bir durumdur. Akışkan sıcaklığının kontrol edilemediği durumlarda elastomerin çeşidine göre üst sıcaklık limitlerin aşılmadığından emin olunması gerekmektedir. Elastomerlerin limiti aşıldığında keçe dudağının çapsal yükünde azalma ve yüksek devirlere çıkıldığında da erken yağ kaçaklarının oluşmasına sebep olur. Örneğin, NBR malzemeli bir keçe maksimum 100 C° - 110 C° sıcaklıklarında çalıştırılmalıdır. Bu da akışkan sıcaklığının bu değerlerin altında olması gerektiğine işaret etmektedir. Mil çapına göre farklılık göstermekle birlikte akışkan sıcaklığı maksimum 70 C° - 80 C° sıcaklıklarda olmalıdır denebilir.

3.7 Basınç

Endüstride kullanılan standart keçeler için önerilen maksimum basınç değeri 0,5 bar dır. Basınç keçelerinde ise bu değer 5-10 bar değerindedir. Basınç keçelerinin dudak profilleri endüstriyel keçelere göre daha kısa ve kalındır. Bu tasarımın bir artısı da basınç altında dudağın terse dönmesine engel olmaktır. Metal çember ile kauçuğun yapıştığı alan da arttırılarak kauçuğun basınç etkisiyle metalden ayrılmasına engel olunur. Standart keçelerin dudakları ince olduğu için yüksek bir basınç gelmesi durumunda mil ile temas noktası artacak ve kontrolsüz yüksek bir aşınmaya maruz kalacaktır. Şekil 3.5'te bu durum gösterilmiştir. Ancak basınç keçelerinde dudak daha rijit davranarak bu duruma engel olunmaktadır



Şekil 3.5 Basınç altında keçe dudağının yapısı

Önceki bölümlerde DMK'nın temel yapısına ve sızdırmazlığa etki eden parametrelere değinilmişti. En basit haliyle döner mil keçesi üç elemandan oluşmaktadır ve bunlar; metalden oluşan yay ve çember, kauçuktan oluşan keçe dudağıdır. Yay ve çember çelik malzeme türevlerinden oluşurken, kauçuk malzemede sonsuz sayıda reçeteden oluşturulabilme imkânı söz konusudur. Çeliğin sahip olduğu özellikler standart haline getirilebilirken kauçuk malzeme için bu durum söz konusu olmayıp, her kauçuk reçetesi birbirinden ayrı özelliklere sahip olabilmektedir.

Keçenin çalışma şartları gereğince sürtünmeden kaynaklı açığa çıkan ısı söz konusudur. Bu durum keçede farklı bölgelerin değişik sıcaklıklarda olmasına neden olmaktadır. Keçe dudağı, keçenin dış çapına göre daha yüksek sıcaklığa maruz kalmaktadır. Bu yüzden ısıl etkilerin de modele katılması gerekmektedir. Yine aynı şekilde sürtünme kaynaklı keçe dudağında aşınma söz konusudur. Aşınma, keçenin sızdırmazlığı açısından hayati öneme sahiptir. Aşınan bir keçe dudağında zaman ilerledikçe mil üzerine uygulanan çapsal kuvvette azalma olmaktadır. Bu kuvvet azalması direk olarak keçe ömrüne ve kullanıldığı yere göre makine ömrüne de direk etki etmektedir. Çalışma kapsamında aşınma parametresini de içerecek kapsamlı bir model oluşturulmuştur.

4.1 Kauçuk Malzeme Modeli

Metalik malzemelerin aksine, kauçuk ve türevi malzemelerin gerilme-birim şekil değiştirme grafiğini tanımlamak için Poisson oranı (ν) ve Elastisite modülü / Young modülü (E) yeterli değildir. Çünkü bu tür malzemelerde lineer elastik bir bölge yoktur ve Hooke kanunu geçerli değildir. Kauçuk malzemeler hiperelastik malzeme olarak kabul edilirler ve doğrusal olmayan (Non-linear) gerilme-birim şekil değiştirme davranışı sergilerler. Çok yüksek oranda (%700) elastik deformasyonlara maruz kalabilirler ve kuvvet kaldırıldığında eski hallerine gelirler.

Neredeyse hiç sıkıştırılmaz kabul edilirler. Ansys ve diğer sonlu elemanlar programları içinde de tanımlı birçok hiperelastik malzeme modelleri mevcuttur. Bu modellerin bazıları aşağıda gösterilmiştir.

- Neo-Hookean
- Arruda-Boyce
- Mooney-Rivlin (2, 3, 5, 9 Terimli)
- Yeoh (1, 2, 3 Terimli)
- Ogden (1, 2, 3 Terimli)
- Gent
- Blatz-Ko
- Polinomik (1, 2, 3 Terimli)

Bu malzeme modelleri uygulamaya göre doğruluk göstermektedir. Keçe uygulamalarında genellikle uygun sonuçlar veren Mooney-Rivlin (2 Terimli) kullanılmıştır ve bu tez kapsamında da Mooney-Rivlin (2 Terimli) malzeme modelden faydalanılmıştır. Hiperelastik malzemelerin gerilme-birim şekil değiştirme arasındaki ilişkileri birim şekil değiştirme potansiyel enerjisini (Strain energy density function) esas almaktadır. Birim şekil değiştirme potansiyel enerjisi (W), uzama oranı(λ) ve invaryantlarla(I) tanımlanabilmektedir. Uzama oranı (λ) tek eksenli çekme cihazında uzamadan sonraki boyun, ilk boya oranı olarak tanımlanmaktadır:

$$\lambda = \frac{L}{L_0} = \varepsilon + 1 \quad (4.1)$$

İnvaryantlar, koordinat sisteminden bağımsız gerilmeleri ölçmek için kullanılmaktadır. Birim şekil değiştirme potansiyel enerjisini tanımlamak için üç yönlü uzama oranları ($\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$) kullanılır. Bu üç yönlü uzamada λ_1 ve λ_2 düzlemdeki uzamaları ifade ederken, λ_3 düzlem dışı uzamayı ifade etmektedir. Üç yönlü uzama invaryantları (4.2), (4.3) ve (4.4) eşitliklerinde tanımlanmıştır.

$$I_1 = \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \quad (4.2)$$

$$I_2 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 + \lambda_2^2 \lambda_3^2 + \lambda_3^2 \lambda_1^2 \quad (4.3)$$

$$I_3 = \lambda_1^2 \lambda_2^2 \lambda_3^2 \quad (4.4)$$

İzotropik ve sıkıştırılmaz kabul edilen malzeme için $I_3=1$ ' dir. Birim şekil değiştirme potansiyel enerjisi, uzama oranı ve invaryantların fonksiyonudur[22]. Literatürde döner mil keçeleri için genelde Mooney-Rivlin modeli kullanılmıştır.

Mooney-Rivlin malzeme modeli:

$$W = c_{10}(I_1 - 3) + c_{01}(I_2 - 3) + \frac{1}{d}(J - 1)^2 \quad (4.5)$$

Denklemde;

W: Birim şekil değiştirme potansiyel enerjisi

I_1, I_2 : Birinci ve ikinci invaryantları

d: Malzeme sıkıştırılmazlık katsayısı

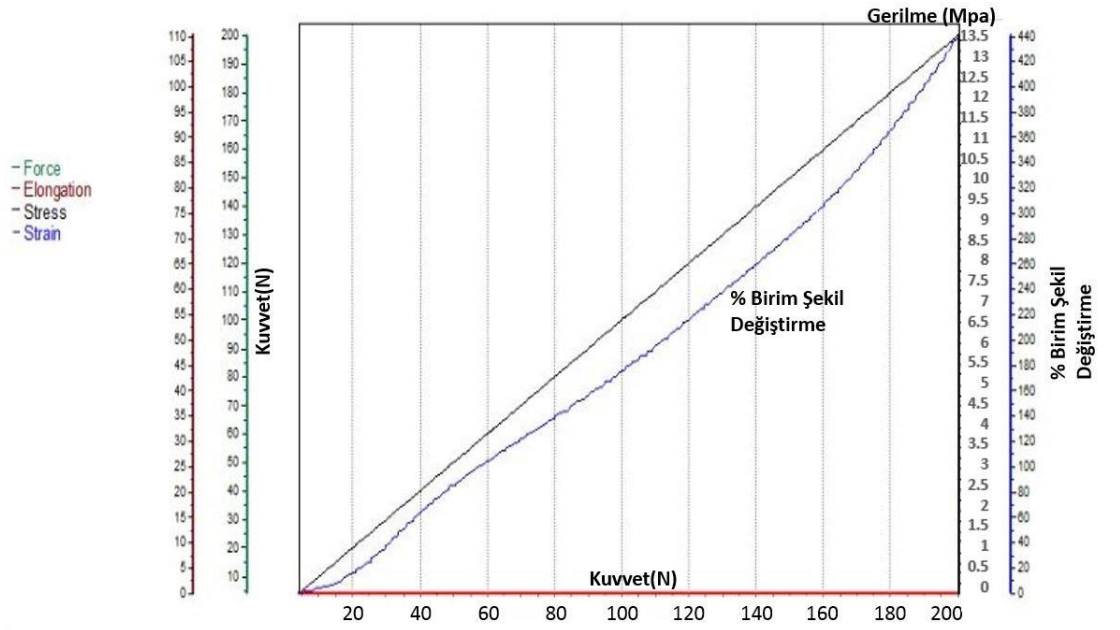
c_{10}, c_{01} : Malzeme karakteristik katsayıları

J: Elastik hacim oranı

İfade etmektedir. Mooney-Rivlin modelinde malzeme sıkıştırılmaz ve izotropik kabul edilir. Bu tez kapsamında Şekil 4.1' de görülebileceği gibi tek eksenli çekme cihazı kullanılarak gerilme-birim şekil değiştirme grafiği (Şekil 4.2) elde edilmiş ve değer Ansys programına girilip eğri uyumlatılarak malzeme katsayıları (c_{10}, c_{01}) elde edilmiştir. Tablo 4.1' de Mooney-Rivlin malzeme katsayıları görülmektedir.



Şekil 4.1 Tek eksenli çekme cihazı



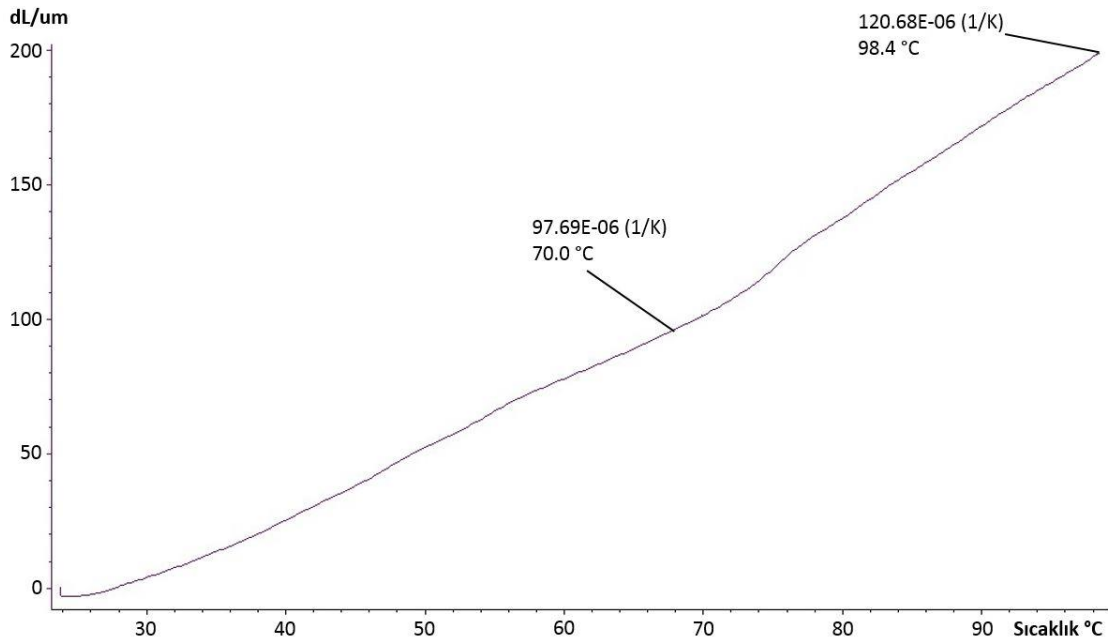
Şekil 4.2 Gerilme-birim şekil değiştirme eğrisi

Tablo 4.1 Mooney-Rivlin malzeme katsayıları

C_{10}	0,87 MPa
C_{01}	0,06 MPa

4.2 Isıl Model

Kauçuk malzemenin sürtünmeden oluşan ısı etkisi ile genişlemesini simüle etmek için sonlu elemanlar programına ısıl genişleme katsayısının tanımlanması gerekmektedir. Bu amaçla kauçuk malzeme akredite laboratuvarlarda çeşitli testlere tabi tutulmuştur ve Şekil 4.3’de de görülebileceği gibi sıcaklığa bağlı olarak değişen ısıl genişleme katsayısı grafiği elde edilmiştir.



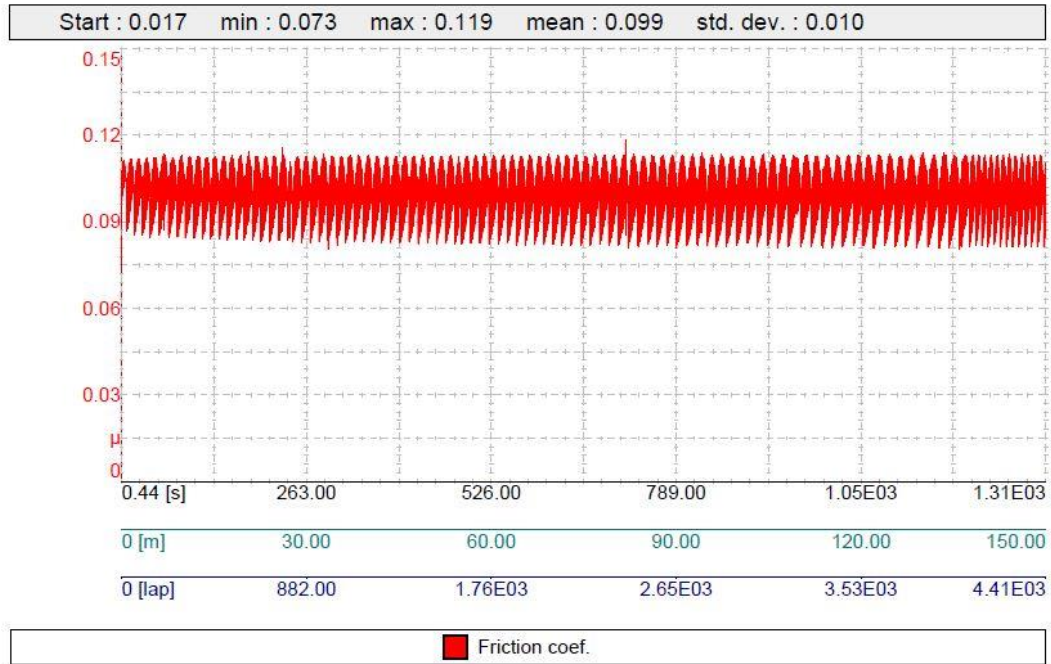
Şekil 4.3 Sıcaklığa bağlı olarak değişen ısıl genişleme katsayısı

Deneyler, verilerin doğruluğu açısından üçer numune kullanılarak elde edilmiş ve ortalaması alınmıştır. Elde edilen ısıl parametreler Tablo 4.2’de verilmiştir. Ayrıca yine deneysel olarak yağlı ortamda kauçuk ile mil arasındaki sürtünme katsayısı ve kuru ortamda kauçuk ile mil arasındaki sürtünme katsayısı elde edilmiştir. Şekil 4.4’te yağ ile temaslı ve Şekil 4.5’te ise kuru ortamdaki sürtünme katsayısı

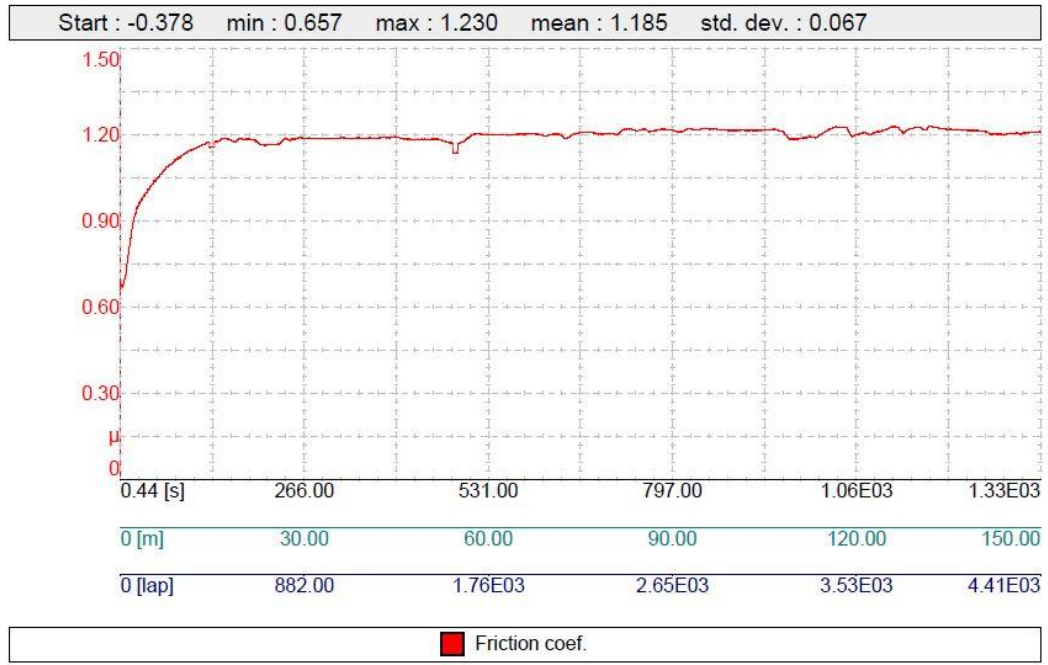
görülmektedir. Tahmin edilebileceği üzere, yağlı ortamdaki katsayısı kuru ortama göre daha düşüktür.

Tablo 4.2 Kauçuk malzemenin ısı değerleri

Isıl parametre	Değer	Standart	Birim
Isıl İletkenlik	0,3682	ISO 22007-2	W / mK
Isıl Yayılm	0,2878	ISO 22007-2	mm^2 / s
Hacimsel Isıl Kapasite	1,286	ISO 22007-2	MJ / m^3K
Özgül Isı	1071	ISO 22007-2	J / KgK
Isıl Genleşme (62 °C)	82E-06	ASTM E831	$1 / K$
Sürtünme Katsayısı	0.099	ASTM D1894	-



Şekil 4 4 Kauçuğun yağ ile temas halindeki sürtünme katsayısı



Şekil 4.5 Kauçuğun kuru ortamdaki sürtünme katsayısı

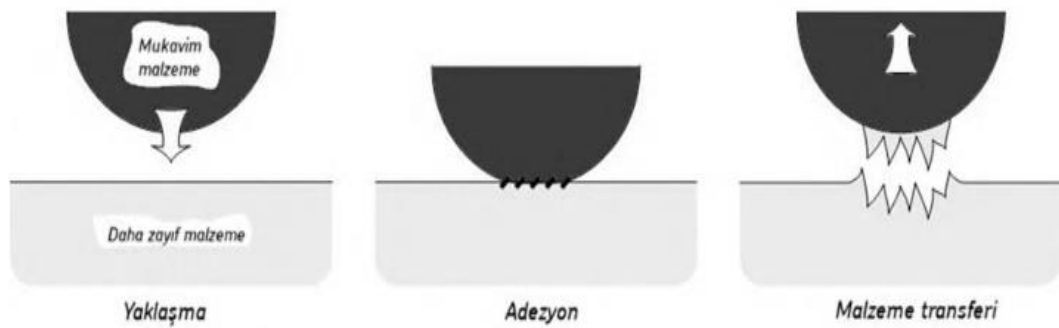
4.3 Aşınma Modeli

Aşınma temas eden yüzeylerden mekanik etkiler sebebiyle malzeme kaybı olarak tanımlanabilir. Bu bir istenmeyen durumdur. Sistemlerin sürekliliği açısından aşınma tasarım aşamasında dikkate alınmalı ve kontrol altında tutulmalıdır. Aşınma makine parçalarının tasarlandığı ve imal edildiği hallerindeki toleranslarının değişmesine ve ömürlerinin azalmasına sebep olur. Dinamik hareketin olduğu hareket aktarım elemanı olarak kullanılan millerde, kaymalı ve rulmanlı yataklarda, fren balatalarında, motor pistonu ve silindirlerde, dişlilerde, türbin kanatlarında, mil etrafında dönen keçelerde ve daha birçok uygulamalarda sıklıkla görülebilmektedir. Aşınma, malzeme cinsi, yük miktarı, aşınma ortamı ve mekanizması, sürtünme esnasında oluşan yüzey film özellikleri, sıcaklık gibi parametrelerle sınırlı kalmamak kaydıyla birçok etkene bağlıdır[23]. Bu geniş kapsam triboloji bilimi içinde olup sürtünme ve yağlama ile birlikte üç temel başlığı kapsar. Sürtünme sayesinde iki yüzeyden açığa çıkan ısı bir enerji kaybı oluşur ve aşınmadan dolayı da tekrar geriye kazanılmayan kütle kaybı olur. Sürtünme ile aşınma arasında direkt bir ilişki kurmak mümkün değildir. Farklı malzemelerin arasındaki sürtünme kuvveti aynı olsa bile, aşınmaları kıyaslandığında 100 kat ve

üzerinde oranlar çıkabilir. Bunun sebebi aşınmanın sürtünmeye göre daha fazla parametreye bağlı olmasıdır. Ayrıca bir malzeme çiftinde tek tip aşınma durumu olabileceği gibi, zamana bağlı olarak bir ya da daha fazla aşınma mekanizması da aktif olabilir. Bu yüzden tek bir kurala indirgememek gerekmektedir. Aşınma kırılma mekaniği gibi hasar tiplerine kıyasla daha kontrol edilebilirdir. Yağlayıcı madde kullanımı, yüzey sertleştirme gibi önlemler alınarak azaltılabilir ancak asla yok edilemez. Aşınma türleri literatürde sınıflandırılması açısından farklılıklar göstermekle birlikte temelde beş çeşit olarak kabul edilebilir. Bunlar: Adhesiv, abrasiv, yorulma, korozyon ve erozyon aşınmasıdır.

4.3.1 Adhesiv Aşınma

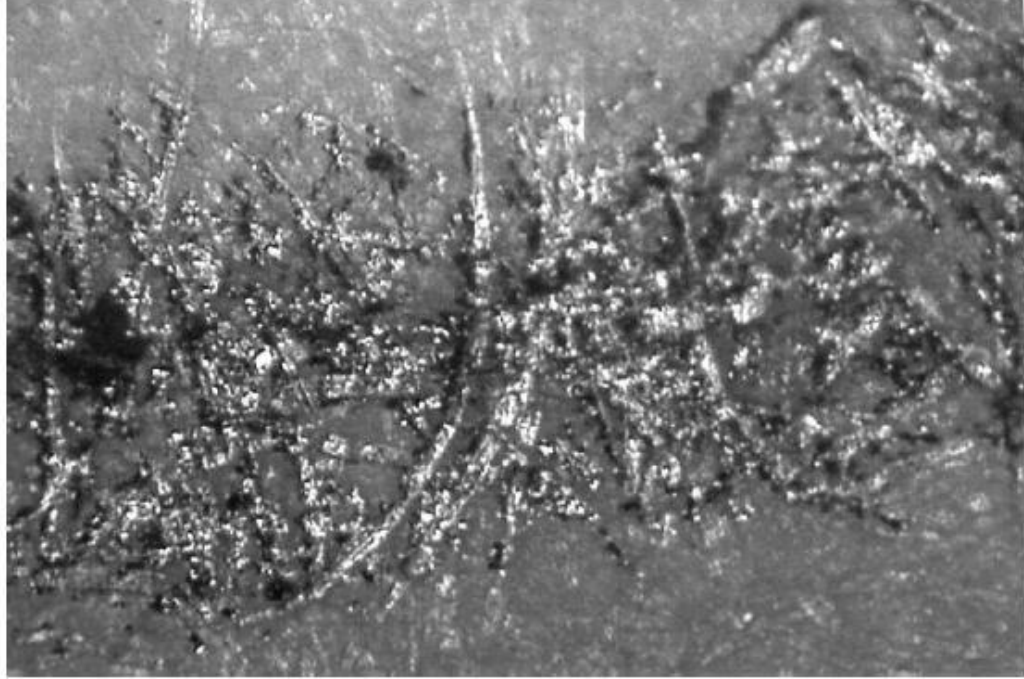
Birbirine temas eden cisimlerin temas yüzeylerinin kayma sürtünmesi yaparken soğuk kaynak ya da noktasal bağlanmalar sonucu yüzeyden malzeme kopması olarak tanımlanabilir. Temas halindeki yüzeylerin mikro yapıdaki yüzey pürüz tepelerine noktasal olarak çok yüksek basınç etki eder ve bu durum plastik deformasyona sebep olur. Noktasal olarak elastik bölgenin aşılması akma sınırının aşılmasına ve plastik bölgeye geçilmesine neden olur. Bu bölgede yüzeylerin birbirine sürtünmesi ile yapışma, kavrama ve sıvanıp kaynaşma meydana gelir. Şekil 4.6'da görülebileceği gibi kayma hareketi esnasında noktalar koparak malzeme kaybına yani aşınmaya sebep olur. Yüzeysel sertleştirme yöntemleri ve yağlama sürtünmeyi azaltır.



Şekil 4.6 Adhesiv aşınmanın oluşması [24]

Adhesiv aşınmaya örnek, günlük hayattan tanıdık olduğumuz ancak farkına varamadığımız kurşun kalemle yağda yazı yazmak ve tebeşirle tahtaya yazı

yazmaktır. Tebeşir kendinden daha sert olan tahtaya, kurşun kalemdeki grafit de daha pürüzlü bir yapıya sahip olan kâğıda transfer olur. Şekil 4.7’de görülebileceği gibi grafit kapıda plastik deformasyona uğrayarak yapışmıştır.



Şekil 4.7 Kurşun kalemde kâğıda transfer olan karbon grafit[25]

Adhesiv aşınmayı matematiksel olarak ifade eden en popüler formül Archard denklemdir. Archard denklemi:

$$V = K \frac{Q}{H} s \quad (4.5)$$

V: Aşınan hacim

K: Boyutsuz aşınma katsayısı

Q: Temas yükü

H: Yumuşak malzemenin sertliği

S: Kayma mesafesi

Bu denklemi daha kullanışlı hale getirmek için boyutsuz aşınma katsayısıyla malzeme sertliğini birleştirirsek;

$$V = kQS \quad (4.6)$$

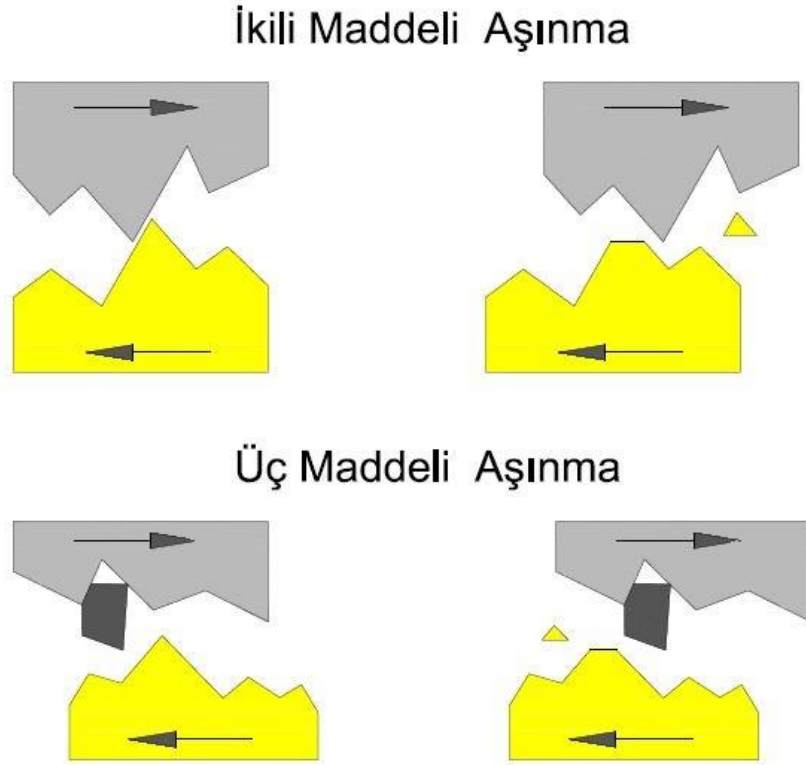
Şeklini alır ve deneysel olarak boyutlu aşınma katsayısı olan k' 'nın bulunması kolaylaşır. Bu çalışmada da Archard aşınma katsayısı deneysel olarak bulunmuştur.

k : Boyutlu aşınma katsayısı ($\frac{mm^3}{Nm}$)

$$k = \frac{K}{H} \quad (4.7)$$

4.3.2 Abrasiv Aşınma

Birbiri üzerinde kayan yüzeylerin arasına yüzeylerden daha sert aşındırıcı partiküllerin girmesi ve sert partiküllerin malzeme yüzeyinden parçacık kaldırılması olarak tanımlanabilir. Yağlayıcı içinde bulunan sert partiküller, türbin kanatlarından gelen akışkan içindeki partiküller, yataklarda dışarıdan giren toz parçacıklarının yatak malzemesini aşındırması, yağ öğütmeli çimento değirmenleri ve kum taşı değirmenlerinden oluşan aşınma abrasiv aşınmaya örnek olarak verilebilir[24]. Eğer aşınma olayı malzeme çifti arasındaki sertlik farkından meydana geliyorsa iki cisimli aşınma, ilave aşındırıcı partiküller de aşınmayı etkiliyorsa bu aşınma türü de üç cisimli aşınma olarak tanımlanmaktadır. Şekil 4.8' de abrasiv aşınma mekanizması gösterilmektedir.



Şekil 4.8 Abrasiv aşınmanın oluşması

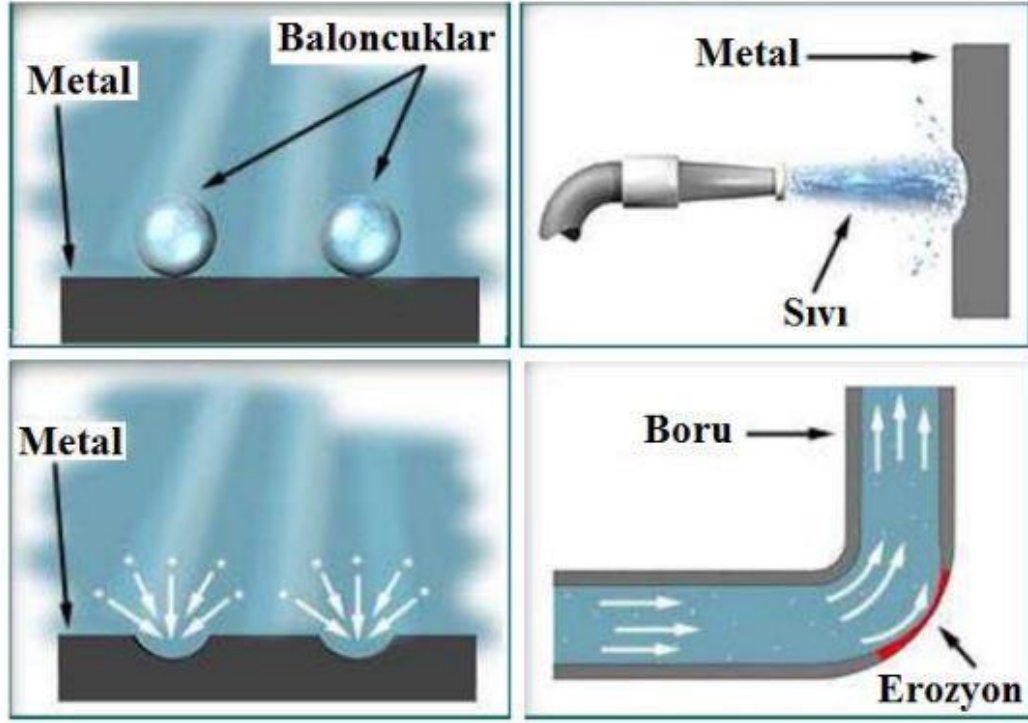
4.3.3 Yorulma (Pitting) Aşınması

Yorulma aşınması, noktasal veya çizgisel temas halinde olan yüzeylerin arasında meydana gelir. Dişli çarklar, rulmanlı yataklar ve kam mekanizmaları gibi birbirleriyle sürekli temas halinde olan yüzeylerde yaygın olarak görülen bir aşınma türüdür. Bu tür makine elemanlarında temas alanları çok küçük olduğundan temas yüzeylerinde Hertz basınçları oluşmaktadır. Bu basınçların etkisinde yüzeyin hemen altında kayma gerilmeleri meydana gelmektedir. Kayma gerilmelerinin maksimum olduğu noktada plastik deformasyon oluşmakta ve bu deformasyon zamanla yüzeye ilerleyerek yüzeyde çukurcuklar meydana gelmektedir. Çok küçük değme noktalarında değişken yük etkisi altında zamanla pul şeklinde malzeme parçacıkları yüzeyden ayrılarak, geriye çukurcuklar bırakırlar[24][23].

4.3.4 Erozyon Aşınması

Erozyon aşınması abrasiv aşınmaya benzer ancak bu aşınmadaki fark; akışkan içinde bulunan aşındırıcı partiküllerin yüksek hızlı hareket eden gazlar ve sıvılarla

yüzeye çarpması sonucu oluşan aşınmadır. Yüzeye çarpma biçimine, hızına, sıcaklığına, parçacık sertliğine göre yüzeyden farklı geometrilerde parçaların kopmasına sebep olur. Genellikle pompalarda, pervanelerde, fanlarda, nozullarda ve boru ve tüplerin dirsek kısımlarında görülmektedir. Şekil 4.9'da erozyon aşınmasının farklı biçimlerde oluşması görülmektedir.



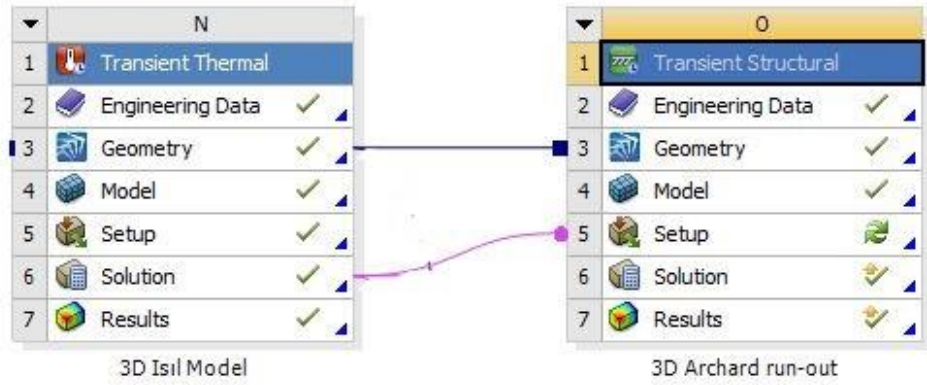
Şekil 4.9 Erozyon aşınmasının farklı biçimleri[23]

4.3.5 Korozi Aşınma

Aşınan yüzeyler, aynı zamanda korozi etkilere de maruz kalırsa bu durumda korozi aşınma oluşmaktadır. Kimyasal korozyon kendi başına oluşabildiği gibi, diğer aşınma türleriyle birlikte oluşabilir. Temas eden yüzeylerde görülen yüzey filmi tarafından oluşturulan kimyasal reaksiyonlar yüzey aşınmasını engellemektedir. Fakat oluşan yüzey filmi kırılabilir ve ara yüzey bağı zayıfsa ise sürtünme esnasında filmler çatlayarak yüzeyden ayrılır ve aşınma hızı artar[23].

SONLU ELEMENLAR MODELİ

Sonlu elemanlar yöntemi günümüzde farklı birçok mühendislik uygulamasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Katı cisimler mekaniği, ısı ve akışkan analizleri, elektromanyetik alan uygulama alanlarından bazılarıdır. Günümüzde deneysel yapılan çalışmalarda masraflarının çok artması, sonlu elemanlar yönteminin daha popüler olmasına sebep olmuştur. Sanal ortamda oluşturulan bu model aynı zamanda tasarıma da girdi teşkil ettiği için zaman açısından da fayda sağlamaktadır. Bu tez kapsamında sonlu elemanlar programı olarak Ansys Workbench kullanılmıştır. Ansys programında kauçuk malzemenin programa tanıtılması gerekmektedir. Kauçuk malzemenin gerilme-birim şekil değiştirme grafiğini programa tanıtmak için deneysel veriler elde edilmiş ve programda eğri uyumlatılarak iki terimli Mooney-Rivlin katsayıları elde edilmiştir. Kauçuğun ısıl değerlerinin ve sürtünme katsayısının elde edilmesi için de dış laboratuvarlardan faydalanılmıştır. Keçe dudağı ile mil arasında oluşan sürtünmeden kaynaklı ısı deneysel olarak termal kamera yardımıyla elde edilmiştir. Oluşan bu sıcaklığın ısıl genişmeye etkisi olmaktadır. Modelin daha gerçekçi olması için öncelikle ısıl model oluşturulmuş ve dinamik analize ön koşul olarak tanımlanmıştır (Şekil 5.1). Deneysel olarak elde edilen aşınma katsayısı programa tanıtılarak Archard aşınma modeli kurulmuştur. Dinamik eksen kaçıklığı altında aşınmanın modellenenebilmesi için de mil merkezi ile döner mafsallın arasında eksen kaçıklığı tanımlanmıştır. Sınır şartları ve kuvvetler de tanıtılarak dinamik eksen kaçıklığı altında aşınmanın simüle edildiği bir model oluşturulmuştur. Sonrasında bu model üzerinden farklı keçe geometrileri analiz edilmiş ve titreşim altında daha az aşınan keçe profilinin tasarımı yapılmıştır.

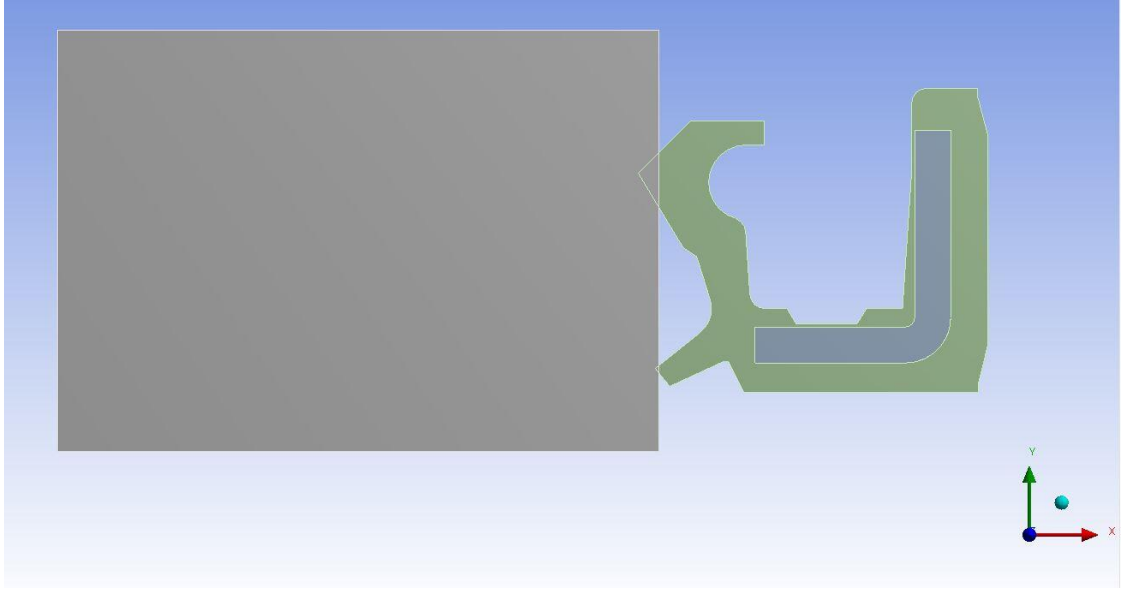


Şekil 5.1 Isıl modelin dinamik analize ön koşul bağlantısı

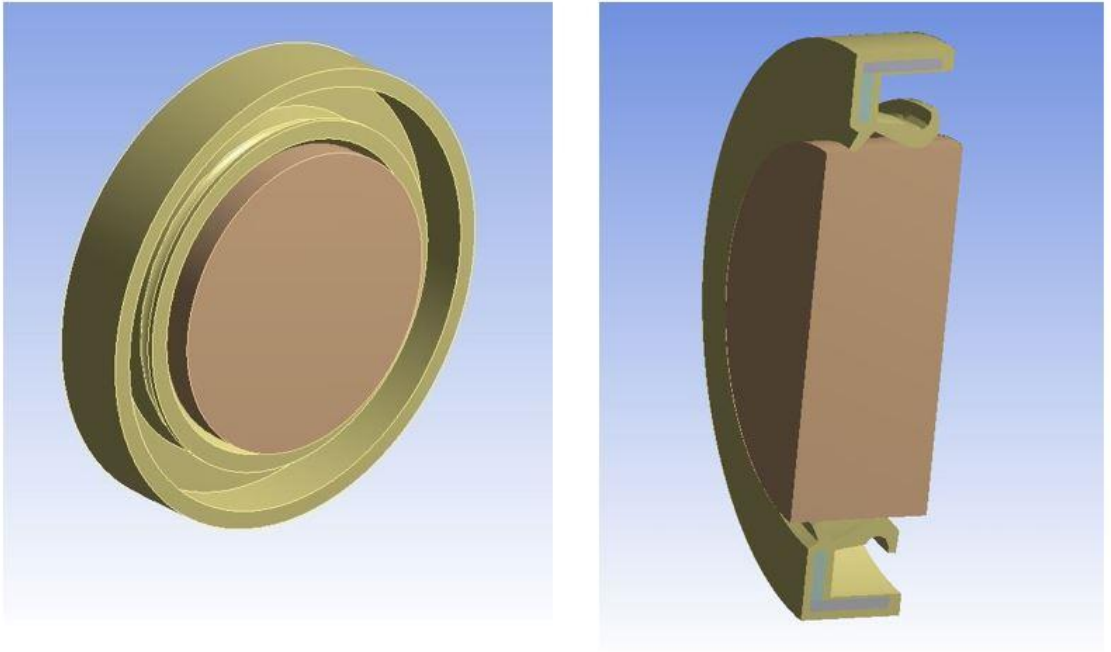
5.1 Geometri

Çalışma kapsamında deneylerde kullanılan standart profilli keçenin birebir çizimi yapılmıştır. Bu keçe endüstride sıkça kullanılan bir profile sahip olduğundan tercih edilmiştir. Keçe geometrisi hem iki boyutlu (aksisimetrik) hem de üç boyutlu olarak çizilmiştir. Şekil 5.2’de iki boyutlu geometri görülmektedir. Keçe kesitini bir eksen etrafında döndürerek keçe geometrisi elde edilebildiğinden iki boyutlu çizime müsaittir. İki boyutlu geometri üç boyuta göre analiz açısından ciddi bir süre kazancına sahiptir. Bunun en önemli etkenlerinden birisi çok daha az sayıda ağ yapısına sahip olmasıdır. İki boyutlu geometride aşınma etkisi tanımlanabilmekteyken, üçüncü eksen olmadığı için dinamik eksen kaçıklığı tanımlanamamaktadır. Bu yüzden Şekil 5.3’te görülebileceği gibi keçenin üç boyutlu hali çizilmiştir. Üç boyutlu geometride mil üzerine tanımlanmış döner mafsallara merkezine belirli bir eksen kaçıklığı uygulanmıştır. Bu sayede mil dönmeye başladığında eksen kaçıklığına sahip olmuştur.

Keçe iç çapının, mil çapından küçük olmasından dolayı her iki geometride de penetrasyon tanımlanmıştır. Şekil 5.2’de keçe dudağının penetrasyonu görülebilmektedir.

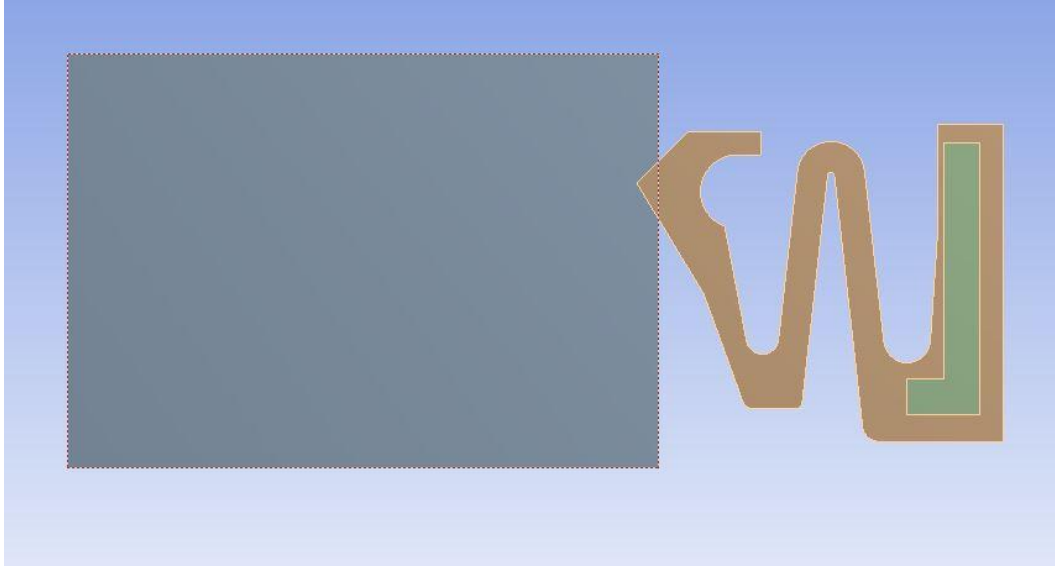


Şekil 5.2 Aksisimetrik keçe geometrisi



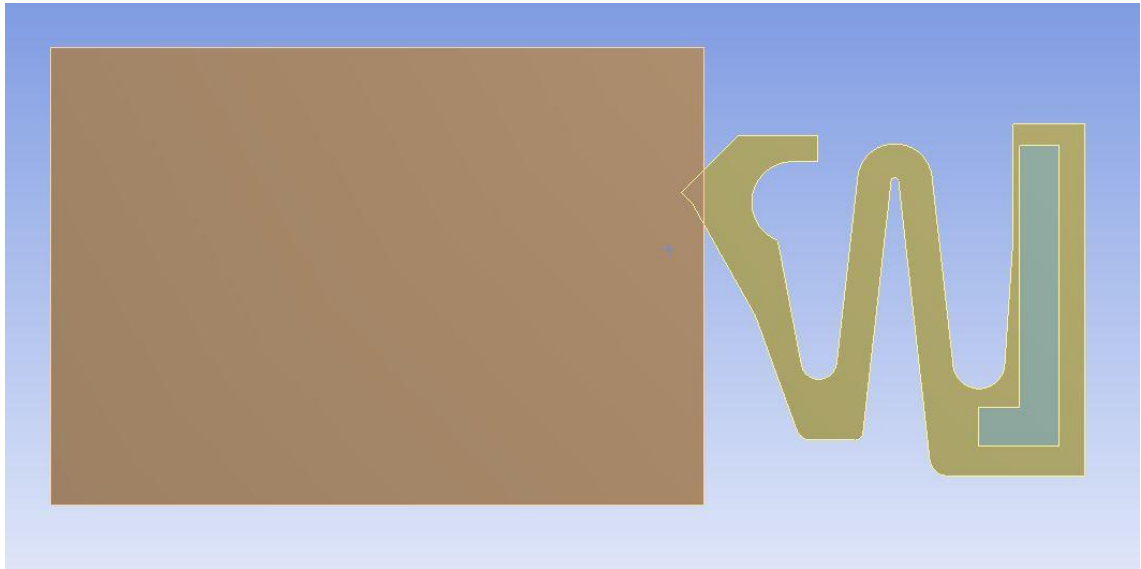
Şekil 5.3 Standart üç boyutlu ve kesiti alınmış hali

Üç boyutlu geometride çember ve kauçuk malzeme tek bir katıymış gibi ayarlanmıştır. Bu sayede yüzeylerin birbirine tam yapıştığını ifade eden ekstra temas tanımlamaya gerek kalmamıştır. Şekil 5.4'te titreşim altında çalışma için tasarlanmış keçe kesiti görülmektedir. Bu tasarımın dudak profili ve ölçüsü mevcut keçe ile aynı tutulmuş, sadece keçenin mil izleme kabiliyetini arttırmak için yay gibi görev yapan bir profil oluşturulmuştur.

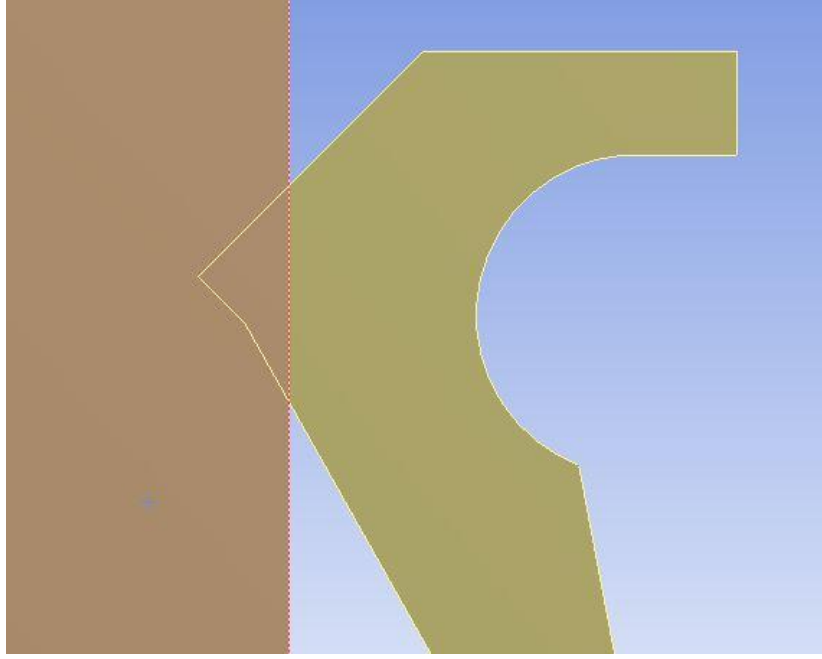


Şekil 5.4 Titreşim için tasarlanan keçe geometrisi

Titreşim için tasarlanmış profilin üzerine aşınmaya artı etki yapacak profil tasarlanmıştır. Bu profilde dudak beta açısı değiştirilerek mili keçeyi aşındırma yüzey alanında azalma sağlanmıştır. Şekil 5.5'te titreşim altında aşınmayı azaltacak profil ve Şekil 5.6'da da dudak detayı görülmektedir. Bu tasarımların tamamında keçenin imal edilebilir olmasına dikkat edilmiştir.



Şekil 5.5 Titreşim altında aşınmayı azaltmak için tasarlanan keçe geometrisi



Şekil 5.6 Titreşim altında aşınmayı azaltmak için tasarlanan keçe detayı

5.2 Temas Parametreleri

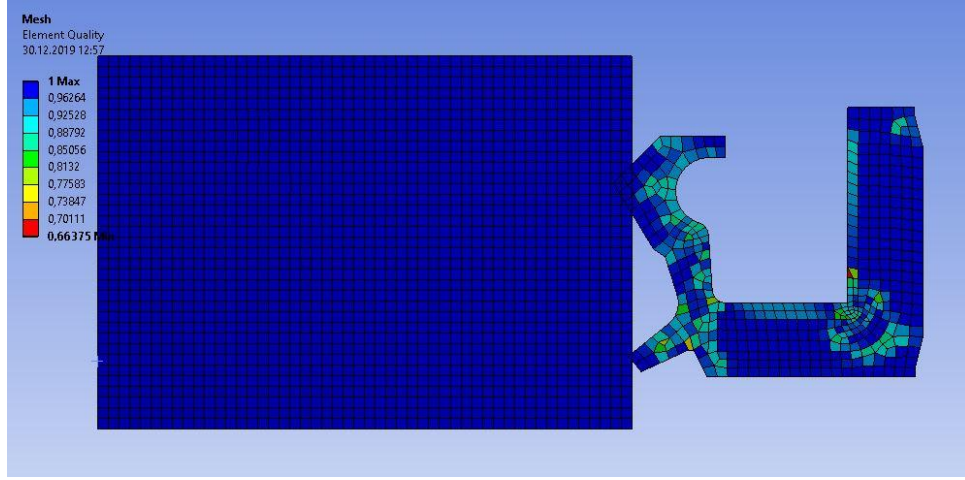
DMK'nın yapısı ve bu tez kapsamında olan problem gereğince analiz doğrusal olmayan bir türdedir. Sonlu eleman analizlerinde üç tip sebep sistemin doğrusallığını bozmaktadır. Bunlar; malzeme, temaslar ve büyük deformasyonların olma durumudur. Öncelikle kauçuk malzeme hiperelastik olarak tanımlanmıştır ve bu durumda malzeme açısından doğrusallığın bozulduğu söylenebilir. Mil ile keçe dudağı arasında sürtünme oluşmaktadır. Bu sürtünme Ansys programında da sürtünmeli temas olarak tanımlandığı için sistemin doğrusallığını bozan diğer bir parametrede bu temastır. Son olarak keçe dudak iç çapının mil çapından küçük olması modelde penetrasyona sebep olur. Penetrasyona sahip elemanlar kısa sürede yüksek yer değiştirmelere maruz kalacağından doğrusallığın bozulmasına neden olmaktadır. Bu durum analiz sırasında yakınsayamama, ani yer değiştirmeden dolayı elemanın hızlı bir şekilde yapısının bozulması gibi hatalara sebep olmaktadır. Bu hataların önüne geçebilmek için temas özelliklerinde hassas ayarlamalar yapılmıştır. Sürtünme katsayısı olarak laboratuvarlarda deneysel olarak elde edilen değer tanımlanmıştır. Aşınma etkisinin tek tarafta olduğu durum dikkate alınacağından temas davranışı asimetrik olarak seçilmiştir. Güncel hayatta

keçelerin kullanıldığı birçok uygulamada zamana bağlı olarak keçe dudağı aşınırken mil yüzeyinde de aşınma görülür. Mil yüzey sertleştirme işlemleri bu durumu azaltıcı etki yapsa da sıfıra indirgeyemez ancak bu tez kapsamında milin aşınmadığı kabul edilmiştir. Temas elemanlarının algılanmasını sağlamak adına düğüm noktası bazlı ve hedef elemana dik olacak şekilde algılama yöntemi seçilmiştir. Aşınma sırasında düğüm noktaları ötelenmesi için düğüm noktalarının algılanması metodunun kullanılması gerekmektedir. Eleman şekil değiştirmeleri de bu sayede mantıklı bir şekilde oluşmaktadır. Bir diğer önemli temas parametresi de penetrasyona sahip elemanların davranışı ile alakalıdır. Keçe dudağında olan bu elemanlar rampa fonksiyonu mantığıyla kademeli olarak ötelenmişlerdir. Bu sayede ani ve büyük deformasyonların önüne geçilmiştir. Bu seçeneğe ek olarak düğüm noktasının temas durumu tanımlanmıştır. Bu tanımlama analiz sırasında oluşan deformasyon hatalarına pozitif etki sağlamıştır. Son olarak kontağın rijitliği de ayarlanması gereken bir parametredir. Penetrasyona sahip bir elemanın fazla rijit davranması analiz sırasında hatalara sebep olmaktadır. Keçe dudağının mil yüzeyine kadar rampa fonksiyonu olarak kademeli hareket etmesi istendiği için temas rijitliğinin de bu harekete direnç göstermeyecek kadar yumuşak olması gerekmektedir. Tüm bu temas parametreleri ayarlanarak uygun sürtünmeli doğrusal olmayan temas davranışı elde edilmiştir.

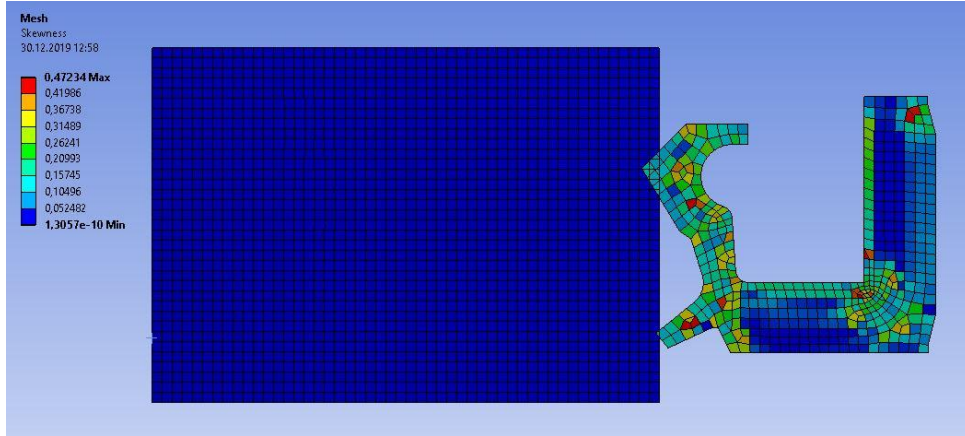
5.3 Ağ Yapısı

Ağ yapısı sonlu elemanlar programlarında analiz doğruluğu açısından önem arz etmektedir. Genel kural altı yüzlü elemanlar, dört yüzlü elemanlara göre daha doğru sonuçlar verir ancak geometriye göre her geometriye altı yüzlü elemanlar yerleştirilememektedir. Bu bölgelere mecburen dört yüzlü elemanlar yerleştirilmektedir. Dört yüzlü elemanlar kullanıldığında ikinci dereceden seçilmesi önerilmektedir. Bu tez kapsamında aşınma etkisi gözlemlendiği için ağ yapısı keçe dudağında çok küçük olarak ayarlanmamıştır. Archard aşınma modeli Ansys içinde eleman düğüm noktalarının ötelenmesi prensibine göre çalışmaktadır. Elemanlar çok küçük olduğunda aşınma etkisiyle eleman kendi boyutunun tamamını yok etmek zorunda kaldığından programda hataya sebep olmaktadır.

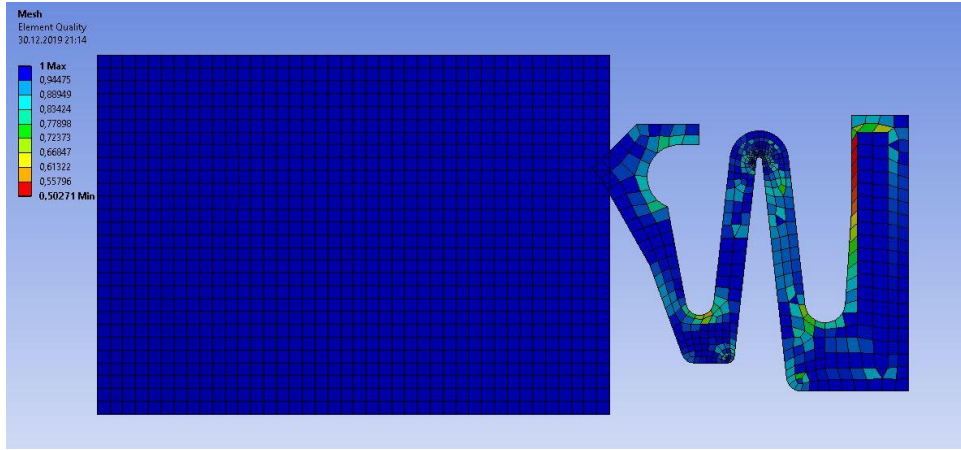
Bu yüzden eleman kalitesini ve çarpıklık değerlerini dikkate alacak şekilde ağ yapısı oluşturulmuştur. Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de standart keçenin eleman kalitesi ve çarpıklık değerleri görülmektedir. Şekil 5.9 ve Şekil 5.10’da da titreşim ve aşınma için tasarlanmış keçenin eleman kalitesi ve çarpıklığı görülmektedir.



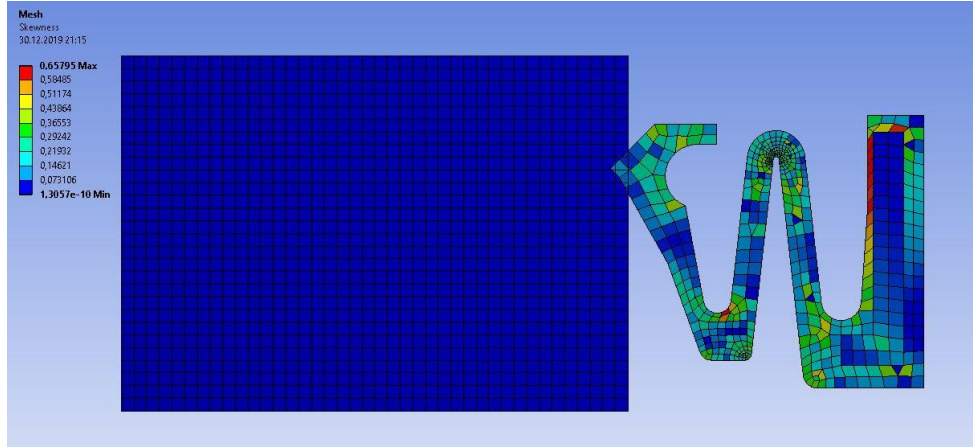
Şekil 5.7 Standart keçenin eleman kalitesi



Şekil 5.8 Standart keçenin çarpıklığı



Şekil 5.9 Tasarlanan keçenin eleman kalitesi



Şekil 5.10 Tasarlanan keçenin çarpıklığı

Tablo 5.1 Modellerin ađ yapılarının karşılaştırılması

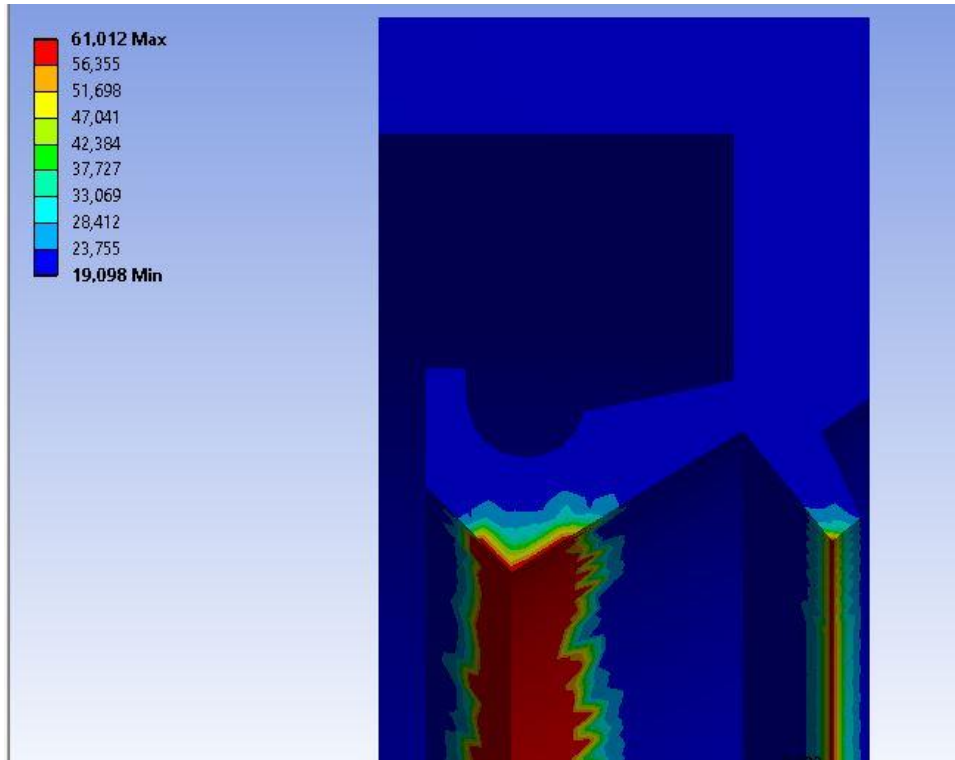
	Eleman Sayısı	Düğüm Noktası Sayısı	Eleman Kalitesi(Ortalama)	Çarpıklık (Ortalama)
Standart keçe Aksisimetrik	2156	6782	0.99	0.02
Standart keçe Üç boyutlu	60126	115927	0.80	0.29
Tasarlanan keçe Aksisimetrik	1643	5369	0.97	0.06
Tasarlanan keçe üç boyutlu	215412	50993	0.80	0.27

5.4 Sınır şartları

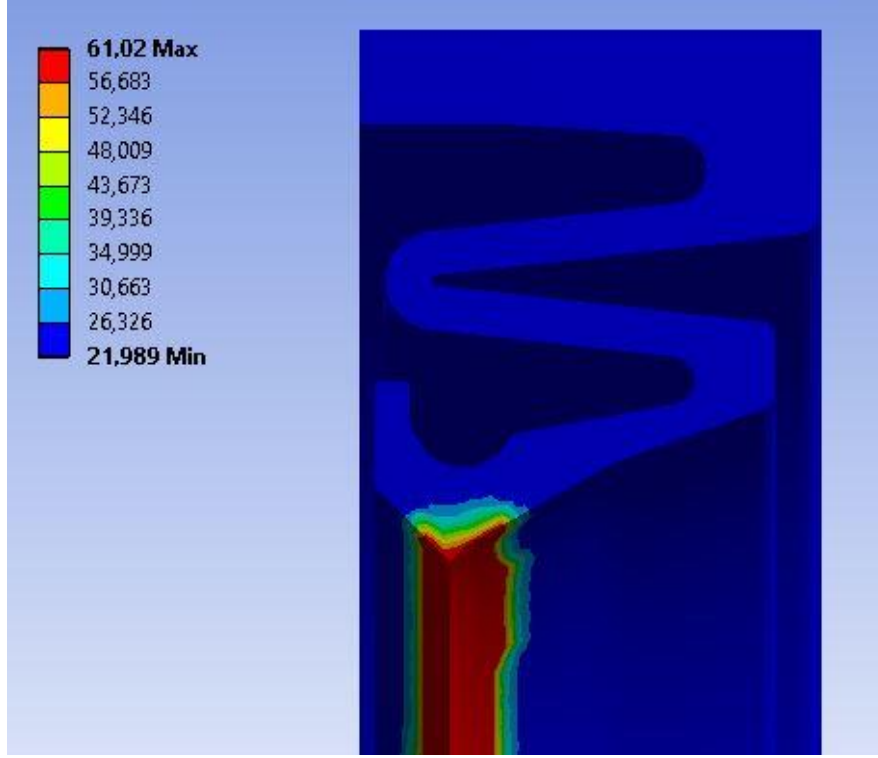
Sınır şartları modelde belirlenirken keçenin gerçekte maruz kaldığı şartlara uyum içinde olması sonlu elemanlar modelinin gerçeğe yakınlığı açısından önemlidir. Keçede kullanılan garter yayı takılmış ve çıkartılmış keçe numuneleri çapsal kuvvet ölçüm cihazı ile ölçülmüş ve yaylı ve yaysız hali arasındaki fark yay kuvveti olarak modele girilmiştir. Keçe montajı sırasında dış çaptan sıkı bir şekilde takılacağı yuvaya monte edilir. Bu montaj genelde pres ile yada malafa kullanarak çekiç ile vurma yöntemiyle yapılır. Dolayısıyla keçe dış çaptan yuvaya monte edildikten sonra hareket etmez. Bu yüzden modelde de dış çaptan sabit mesnet tanımlanmıştır. Mil merkezine döner bir mesnet tanımlanmıştır. Bu mesnetin koordinat merkezi ile milin koordinat merkezi arasında tek eksen 0,1 mm yarıçapta eksen kaçıklığı tanımlanmıştır. Bu değer çapta 0,2 mm'ye karşılık gelmektedir. Döner mafsala keçe çalışma şartlarını simüle edebilecek şekilde radyal hız tanımlanmıştır.

5.5 Isıl Genleşme Modeli

Keçenin dış etkilerden bağımsız, sadece sürtünmesinden kaynaklı oluşan sıcaklık özellikle keçe dudağının mile temas eden noktalarından ısıl genleşmelere sebep olmaktadır. Bu etki modelde dikkate alınmıştır. Keçe deneysel olarak döner mil test cihazına bağlanmış ve Şekil 6.8'deki grafik elde edilmiştir. Bu grafikteki maksimum sıcaklık değeri mil yüzeyinden keçe dudağına geçecek şekilde model kurulmuştur. Şekil 5.11 ve 5.12'de keçe dudaklarının sıcaklık dağılımı görülmektedir. İki keçenin de çözüm ağı farklılıklarını göz ardı edersek keçe sızdırmazlık dudağında aynı sıcaklık dağılımı olduğu söylenebilir. Bu ısıl modelin çözümü yapısal modele ön koşul olarak tanımlanmıştır. Isıl modeldeki kauçuk malzemenin özellikleri deneysel olarak elde edilen sonuçlardan elde edilmiştir.



Şekil 5.11 Standart keçenin sıcaklık dağılımı



Şekil 5.12 Tasarlanan keçenin sıcaklık dağılımı

5.6 Archard Aşınma Model

Ansys programında Archard aşınma etkisi standart bir modül yada seçim ile tanımlanamamaktadır. Tanımlayabilmek için temas tanımına Ansys klasikten gelen APDL komutunun girilmesi gerekmektedir. Bu komut kontağa tanımlandıktan sonra temas elemanlarda düğüm noktalarının ötelenmesi mantığına göre aşınma etkisi görülebilmektedir. Şekil 5.13'te girilen komutun içeriği görülmektedir. İlk komut Ansys'e Archard aşınma modelinin kullanılacağını ifade ediyor. Aşınma modeli programa bireysel programlanarak da tanımlanabiliyor. Ancak Archard keçe açısından en yaygın kullanılan aşınma modelidir. İkinci komutta ise aşınma için gerekli katsayılar tanımlanmaktadır. Bu katsayıların anlamları:

K: Archard aşınma katsayısı

H: Malzeme sertliği

m: Temas basıncının üssü

n: Kayma hızının üssü

olarak ifade edilebilir.

```

TB,WEAR,cid,,ARCD
TBDATA,1,K,H,m,n

```

Şekil 5.13 Modele girilen Ansys apdl komutu

6

DENEYSEL ÇALIŞMA

Sonlu elemanlar programında kurulan modelde elde edilen aşınmanın gerçek ortam ile kıyaslanması için deneysel çalışma yapılmıştır. Bu çalışmada ilk olarak dinamik eksen kaçıklığı olmayan bir mil kullanılarak keçe 5000 km mesafe çalışacak şekilde test edilmiştir. Test sonrasında aşınan keçe dudağı ölçülerek aşınan hacim hesaplanmıştır. (4.6) eşitliği yardımıyla Archard aşınma katsayısı bulunmuştur. Archard formülünde aşınma katsayısının bulunabilmesi için keçenin mile uyguladığı kuvvetin de bilinmesi gerekmektedir. Bu kuvvet değeri de çapsal yük ölçme cihazı ile deneysel olarak bulunmuştur. Sonlu elemanlar programında aşınmanın modellenebilmesi için Archard aşınma katsayısının tanıtılması gerekmektedir. İkinci deneyde ise dinamik eksen kaçıklığına sahip bir mil ile aynı şartlara sahip deney yapılmıştır. Bu deney sonucunda keçe dudağının 90'ar derece farkla dört bölgesinden kesitlere alınarak incelenmiştir.

6.1 Deney Düzeneklerinin Özellikleri

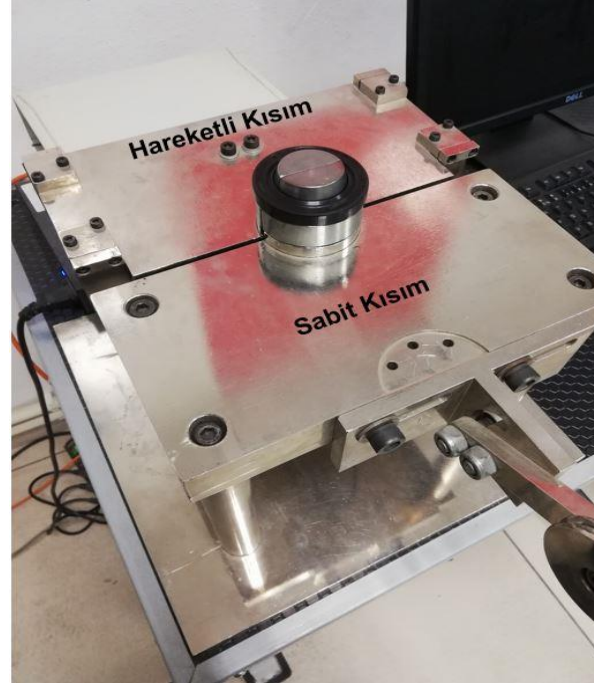
6.1.1 Çapsal Yük Ölçme Cihazı

Şekil 6.1'de görülen çapsal yük ölçme cihazı, keçelerin mil yüzeyine ne ölçüde basınç uyguladığının çizgisel eşdeğeridir. Birimi N/m dir. Mil çapı ile aynı olan malafaya keçe dudakları geçirilerek çapsal yük değeri ölçülür. Şekil 6.2'de görülebileceği gibi cihazın bir tarafı sabit, diğer tarafı ise hareketlidir ve yaprak yaylardan faydalanılarak kuvvet ölçümü yapılır. Bu kuvvet sensöründen alınan veri bilgisayar programında işlenerek sonucu verir. Kuvvet ölçümü yapılmadan önce 1 kg'lık yük ile kalibrasyonu yapılmaktadır. Sonrasında keçelerin mil çapları ile aynı ölçüde olan aparatlara takılarak ölçüm yapılır. Cihaz DIN3761-9 standardına uygun olarak tasarlanmıştır. Çapsal yük ölçümünde Tablo 6.1'de görülebileceği gibi tolerans aralığı oldukça geniştir. Bunun bir sebebi kauçuk malzemenin viskoz yapısı gereği zaman içerisinde şekil değiştirme isteğidir. Diğer bir sebep ise; keçe dudağının mile basma çizgisel bölgesi ile alakalıdır. Tam bir yüzey mil ile temas etmediği için

alandan bağımsız olan N/m birimi kullanılır. Ölçüm doğruluğu açısından keçeler üçer kere ölçülmüş ve ortalaması alınmıştır.



Şekil 6.1 Çapsal yük ölçüm cihazı



Şekil 6.2 Çapsal yük ölçüm cihazının sabit-hareketli kısmı

Tablo 6.1 Çapsal kuvvet biriminin toleransları (DIN 3761-1)

Mil Çapı D(mm)	Kauçuk Malzeme NBR, FPM, MVQ (% N)	Kauçuk Malzeme ACM (% N)
0-25	±40	±45
25-50	±35	±40
50 ve üzeri	±30	±35
Birimler ölçülen kuvvet (N) değerinin yüzde (%) toleranslarıdır.		

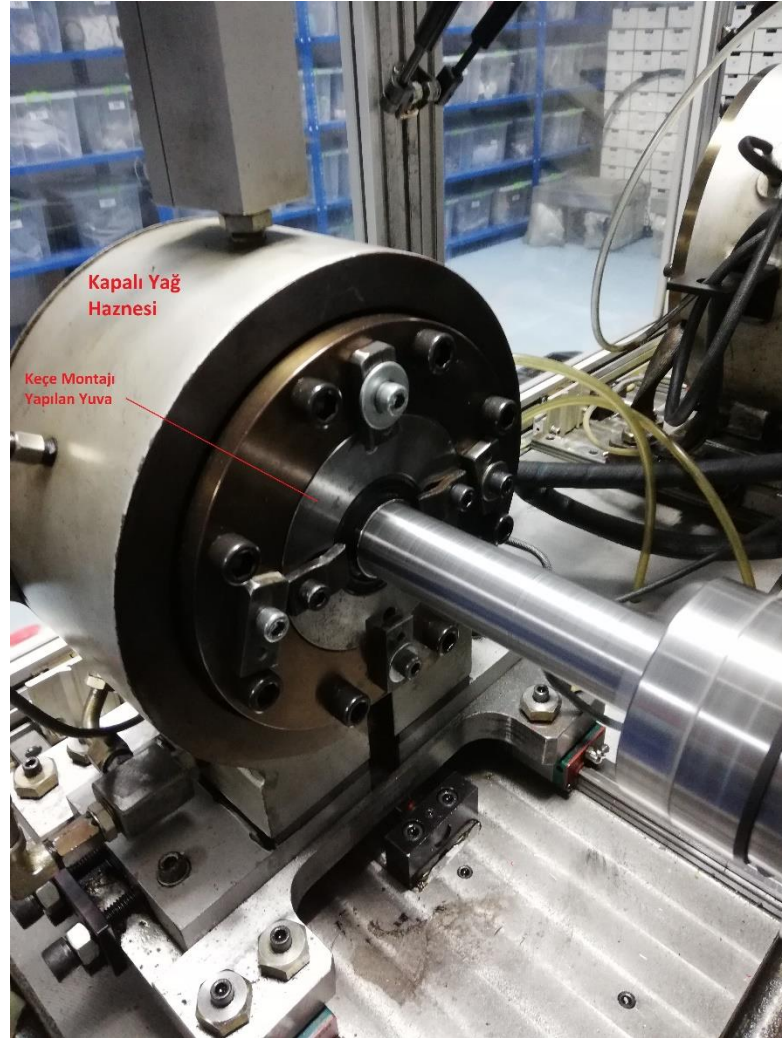
6.1.2 Döner Mil Keçesi Ömür Test Cihazı

Şekil 6.3’de görülebileceği üzere döner mil keçesi ömür test cihazı sağ ve sol olmak üzere iki üniteden oluşmaktadır. Ünitelerde sıcaklık, basınç, devir, statik eksen kaçıklığı gibi parametreler kontrol edilebilmektedir. Üniteler birbirinden bağımsız testler yapabilmektedir. Bu deney Suptek Yağ Keçeleri ve San. Tic. A.Ş.’ de yapılmıştır.



Şekil 6.3 Döner mil keçesi ömür test cihazı

Şekil 6.4’ de görülebileceği gibi keçe yuvaya monte edilerek yağ haznesine vidalanır. Yağ haznesinin yan tarafında olan saydam hortum ile haznedeki yağ seviyesi ayarlanabilir. Mil ve yuvadaki yüzey kalitesi ISO 286-2 standartlarına uygun olarak mil yüzeyi taşlanmış ve yuvada doğru montaj için pah yapılmıştır. Yuva yağ haznesine monte edilmiş ve dış çapından O-ringler yardımıyla sızdırmazlığı sağlanmıştır. Bu sayede olası yağ kaçağından tek seçenek keçeden oluşmaktadır. Mil cıvatalarla rulmanlı yuvaya monte edildikten sonra komparatör yardımıyla salgı kontrolü yapılır ve cıvata sıkılıklarıyla salgı azaltılır. Ayrıca yağ haznesi ölçek yardımıyla sağa ve sola kaydırılarak yuva eksenini ile keçe eksenini arasında statik eksen kaçıklığı ayarlanabilir. Bu tez çalışması kapsamında yapılan deneylerde statik eksen kaçıklığı olmayacak şekilde ayarlanmıştır.



Şekil 6.4 Ömür test cihazı yağ haznesi ve mili

6.2 Deneyde Kullanılan Keçeler

Deneyde kullanılan keçe endüstride sıkça kullanılan bir yağ keçesi olup özellikleri Tablo 6.2’de verilmiştir.

Tablo 6.2 Deneyde kullanılan keçenin ölçüleri

Mil Çapı Ø (mm)	40
Yuva Çapı Ø (mm)	62
Yaysız Yağ Dudak Ölçüsü Ø (mm)	38,92
Yaylı Yağ Dudak Ölçüsü Ø (mm)	38,56
Yaysız Çapsal Kuvvet (N)	13,26
Yaylı Çapsal Kuvvet (N)	29,97
Keçe Malzemesi	NBR

6.3 Deney Sonuçları

6.3.1 Çapsal Kuvvet Ölçüm Sonuçları

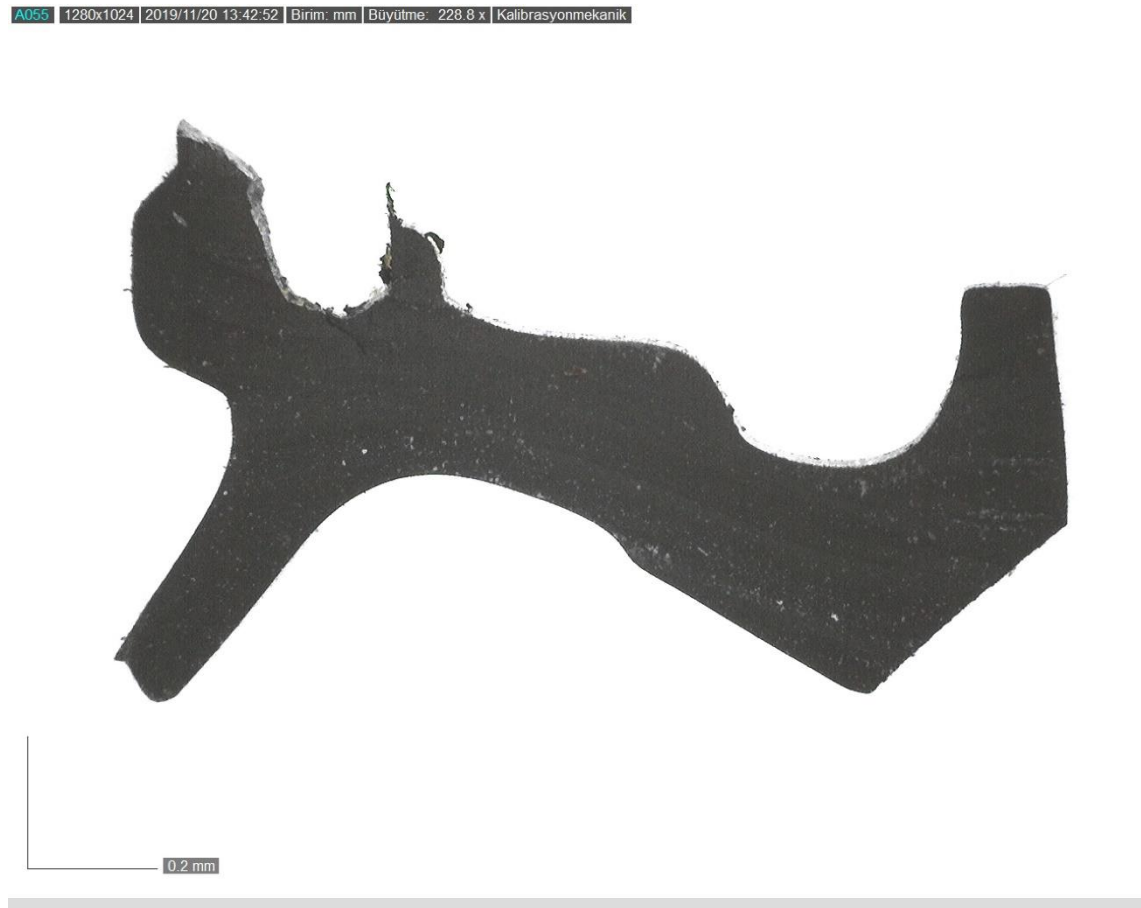
Tablo 6.3 Çapsal kuvvet ölçüm sonuçları

Keçe No	Yağ Dudak Yaysız İç Çap (Ø)	Yağ Dudak Yaylı İç Çap (Ø)	Yaysız Çapsal Kuvvet (N)	Yaylı Çapsal Kuvvet (N)
1	38,86	38,54	11,13	28,73
2	38,88	38,44	13,79	28,90
3	38,91	38,52	13,36	30,65
4	38,85	38,44	13,68	29,13
5	38,91	38,56	11,96	28,10
6	38,90	38,47	12,23	27,22
7	38,92	38,56	13,26	29,97
8	38,91	38,56	11,97	28,75
9	38,90	38,55	12,79	29,44

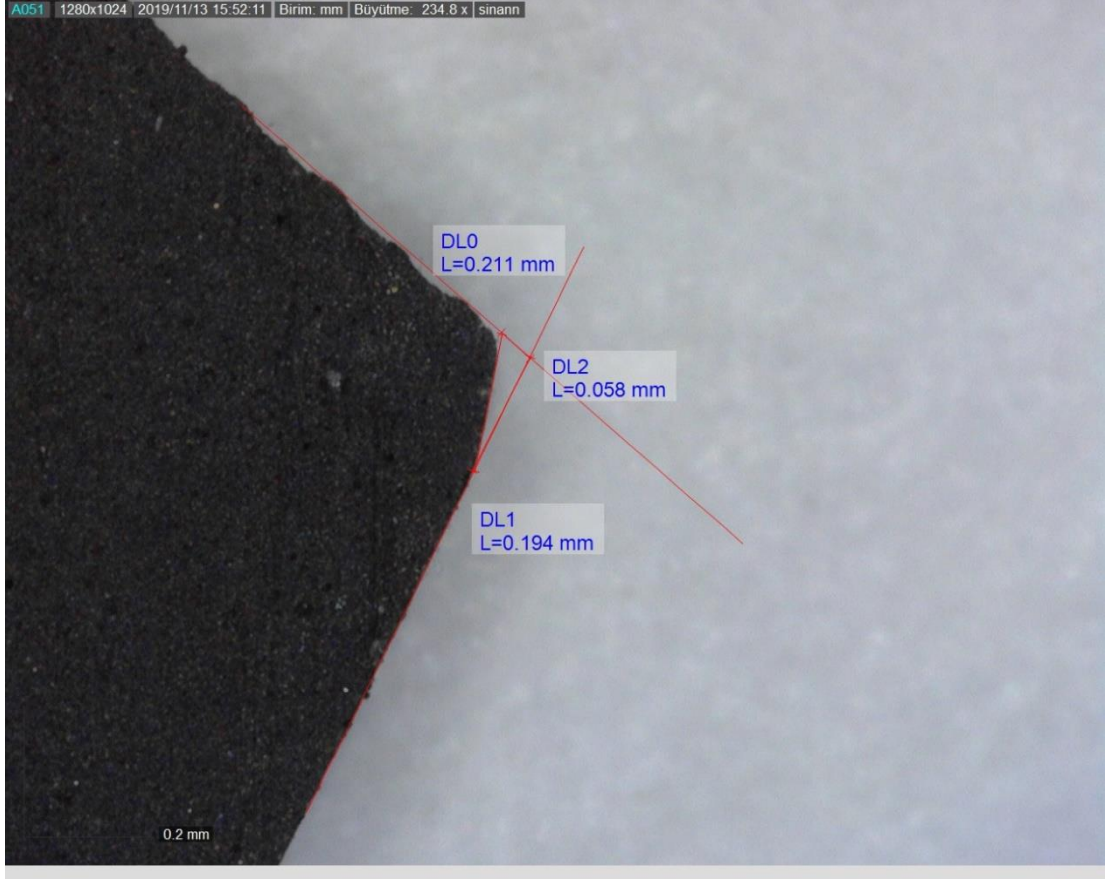
6.3.2 Aşınma Deneyleri Sonuçları

6.3.2.1 Archard Aşınma Katsayısının Bulunması

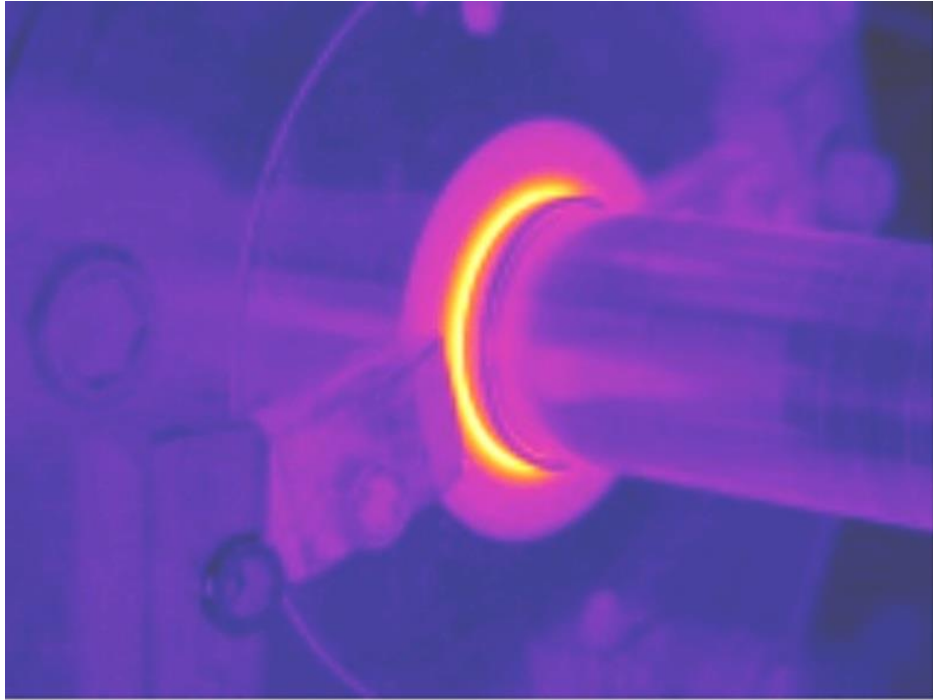
Ömür test cihazı kullanılarak aşınma deneyi yapılmış ve Archard aşınma katsayısı elde edilmiştir. Çalışma kapsamında yağ ile temasta olan keçe 5000 km test edilmiştir. Testten önce kecenin çapsal kuvvet değeri ölçülmüştür. Deney sonunda da Şekil 6.5'te ve Şekil 6.6'da aşınan kısmın detayı görüleceği üzere aşınan kısım mikroskop yardımıyla ölçülmüştür. Ölçüm sonrasında birebir çizilmiş Cad modelden aşınan kısmın hacmi elde edilmiştir. (4.6) eşitliği kullanılarak Archard aşınma katsayısı bulunmuştur. Deney esnasında ayrıca termal kamera ölçümü (Şekil 6.7) ile kecenin sıcaklık değişimi Şekil 6.8'de görülebileceği gibi elde edilmiştir. Tablo 6.4'de ölçüm ve hesap sonuçları özetlenmiştir.



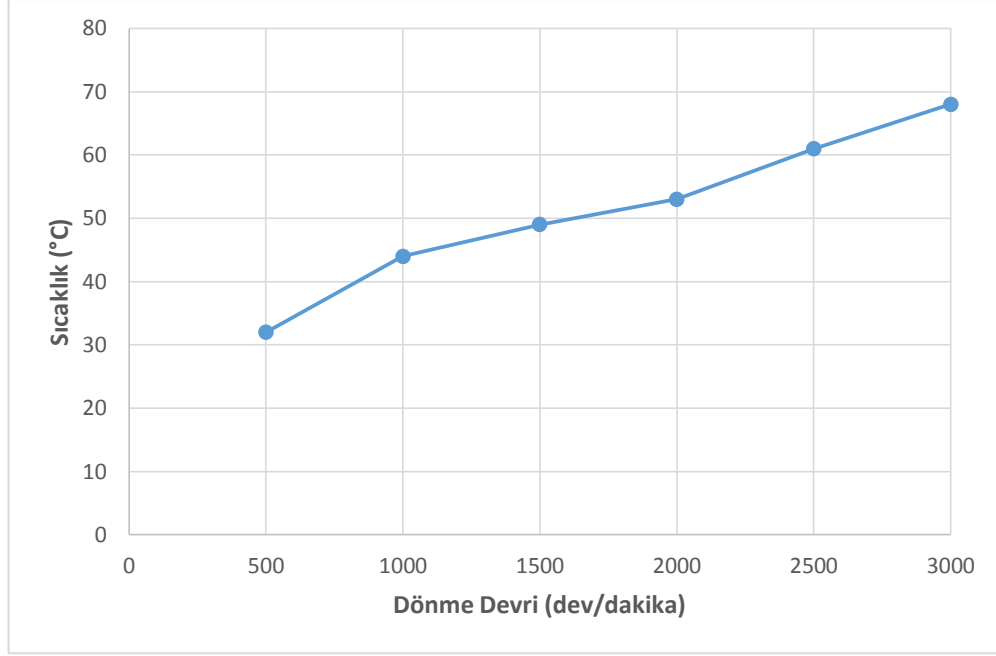
Şekil 6.5 Aşınmış keçe kesiti



Şekil 6.6 Aşınmış keçe kesit detayı



Şekil 6.7 Keçe termal kamera görüntüsü



Şekil 6.8 Keçe dudağının dönme devri-sıcaklık ilişkisi

Tablo 6.4 Aşınma deneyi sonuçları

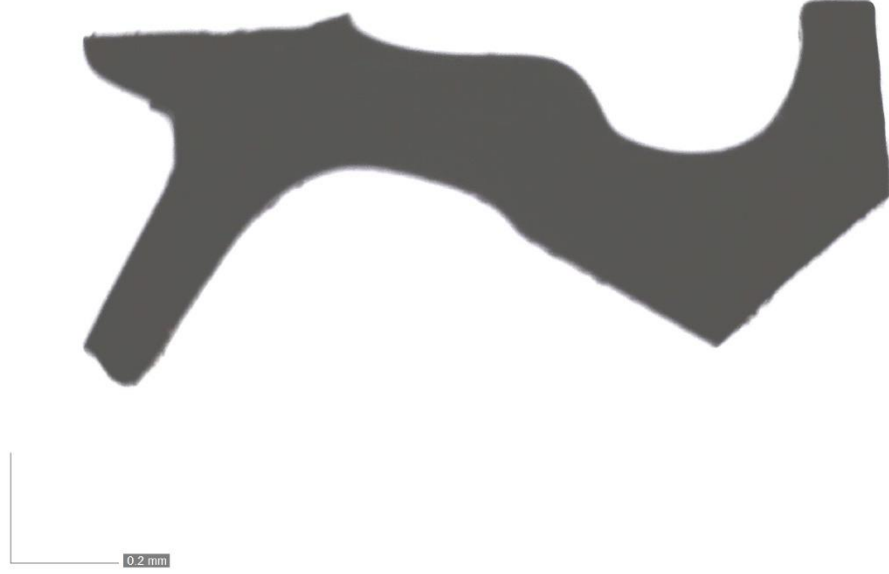
Toplam Test Mesafesi	5000 km
Dönme Devri	2500 devir/dakika
Yağ	Castrol 5W30
Yaylı Çapsal Kuvvet (Aşınma Öncesi)	29,97 N
Yaylı Çapsal Kuvvet (Aşınma Sonrası)	24,21 N
Yaylı İç Çap (Aşınma Öncesi)	Ø 38,56 mm
Yaylı İç Çap (Aşınma Sonrası)	Ø 38,73 mm
Archard Aşınma Katsayısı	$4,26 \times 10^{-6} \frac{mm^3}{Nkm}$

6.3.2.2 Dinamik Eksen Kaçıklığı Altında Aşınma

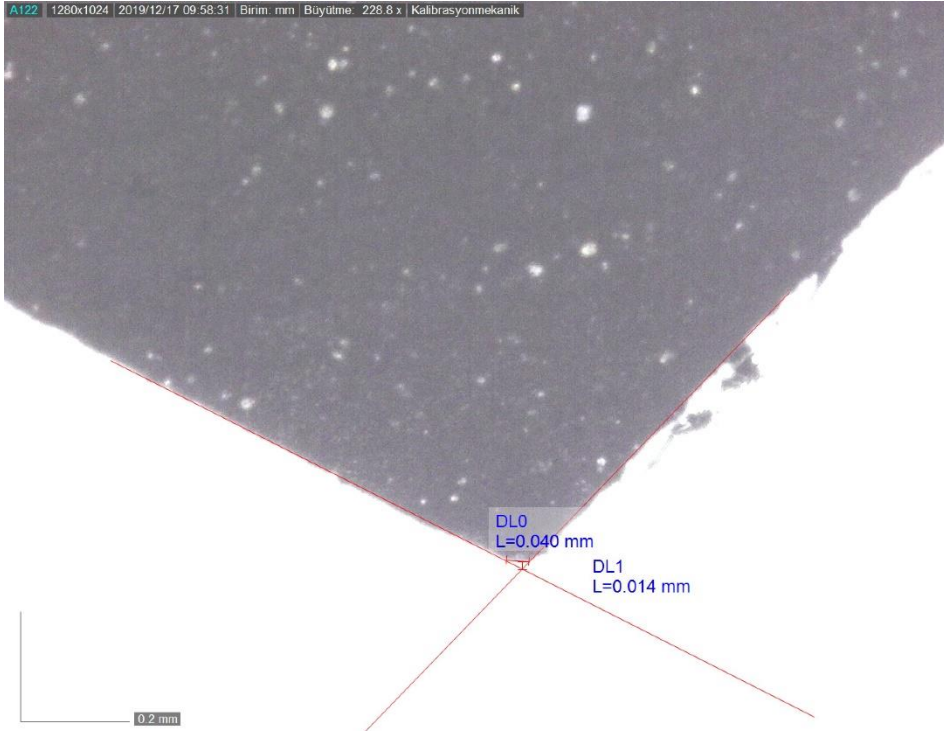
Ömür test cihazı kullanılarak aşınma deneyi yapılmış ve Archard aşınma katsayısı elde edilmiştir. Bu deneyde ise dinamik eksen kaçıklığına sahip mil ile deneysel çalışma yapılmıştır. Dinamik eksen kaçıklığı, milin ekseninin ömür test cihazına bağlandığı flanş ekseninden yarıçapta 0,1 mm ve toplamda 0,2 mm ötelenerek işlenme sonucunda elde edilmiştir. Bu şartlarda yağ ile temasta olan keçe farklı hızlarda 1000 km mesafe boyunca test edilmiştir. Test sonucunda keçe dudağının çevresel olarak farklı bölgelerinden profil kesilerek mikroskop altında kesit incelemesi yapılmıştır. Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da 1000 dev/dak hızında ve 1000 km mesafe çalışmış kesit görülmektedir. Kesit incelendiğinde neredeyse hiç aşınma olmadığı görülmektedir. Bu deney sonrasında aynı mesafe bu sefer 3000 dev/dak hızında test edilmiş ve sonrasında gözle görülebilecek düzeyde aşınma farkı elde edilmiştir. Keçe dudağının dört farklı bölgesinden kesitler alınmıştır. Şekil 6.11 ve 6.12'de birinci bölgeden, Şekil 6.13 ve 6.14'de ikinci bölgeden, Şekil 6.15 ve 6.16'da üçüncü bölgeden, Şekil 6.17 ve 6.18'de dördüncü bölgeden alınmış kesitler görülmektedir. Keçe uç noktasından aşınan yüzeye olan dik mesafe çevresel olarak çok değişmemiştir. Aradaki bu fark deneyde ve ölçümde olan belirsizliklerden kaynaklanmaktadır. Dinamik etki çevresel olarak her noktaya eşit bir şekilde etki etmektedir.

Tablo 6.5 Dinamik eksen kaçıklığı deneyinin sonuçları

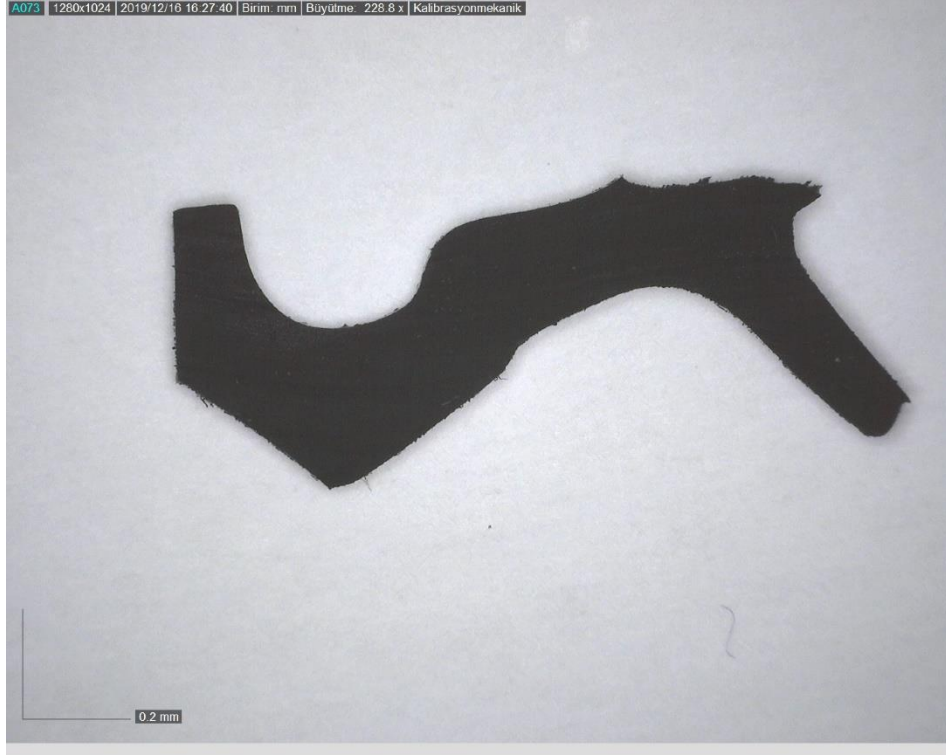
	Aşınan yüzeyin keçe dudağına göre açısı	Aşınan yüzeye olan mesafesi	Aşınan dudak mesafesi
Kesit 1	159°	0,1 mm	0,317 mm
Kesit 2	156°	0,091 mm	0,292 mm
Kesit 3	157°	0,093 mm	0,279 mm
Kesit 4	159°	0,093 mm	0,277 mm



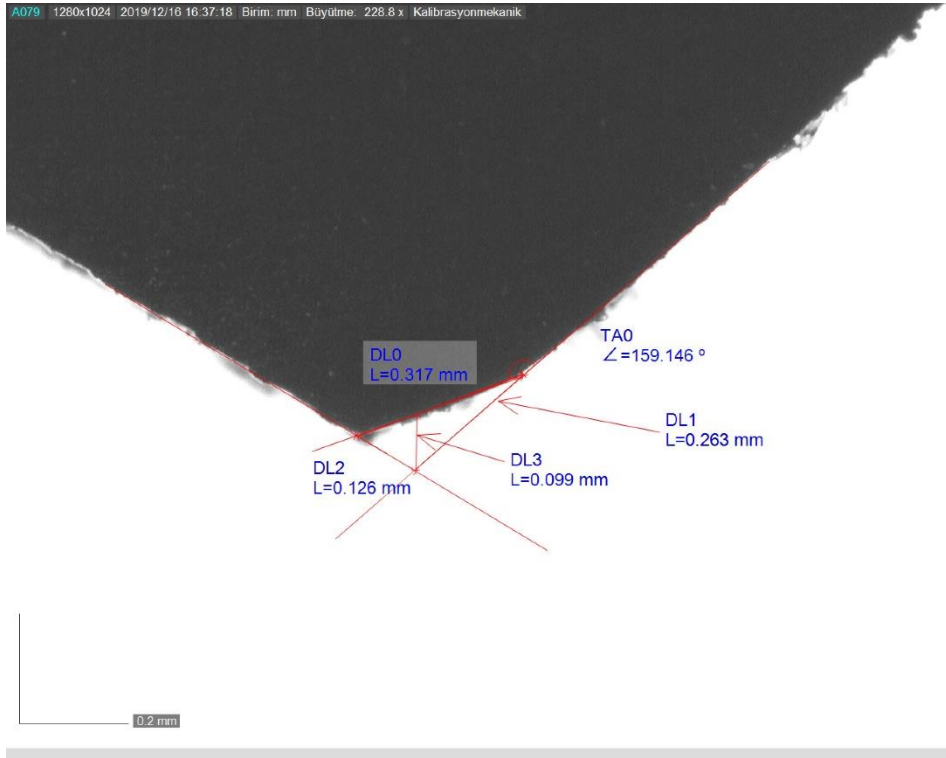
Şekil 6.9 1000 dev/dak 'da çalışmış keçe kesiti



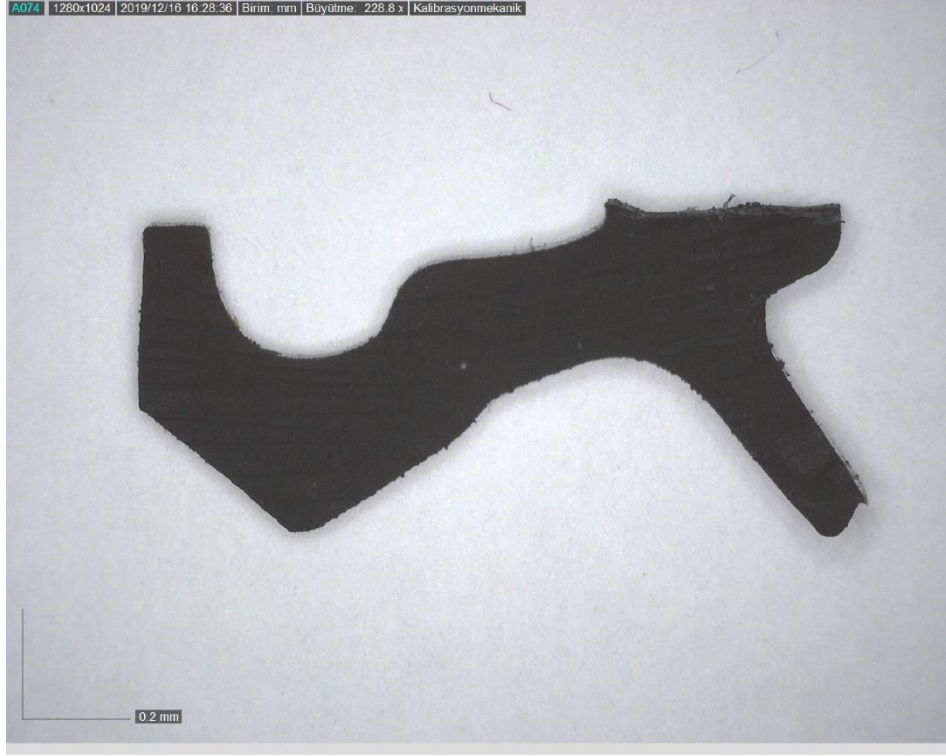
Şekil 6.10 1000 dev/dak 'da çalışmış keçe kesit detayı



Şekil 6.11 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (1.bölge)



Şekil 6.12 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (1.bölge)



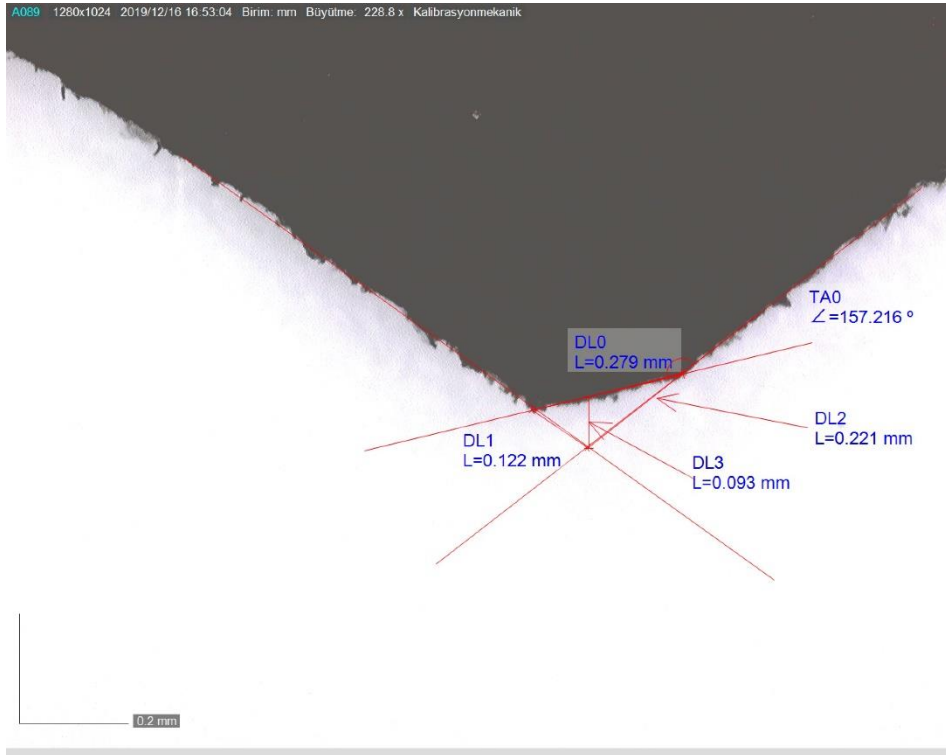
Şekil 6.13 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (2.bölge)



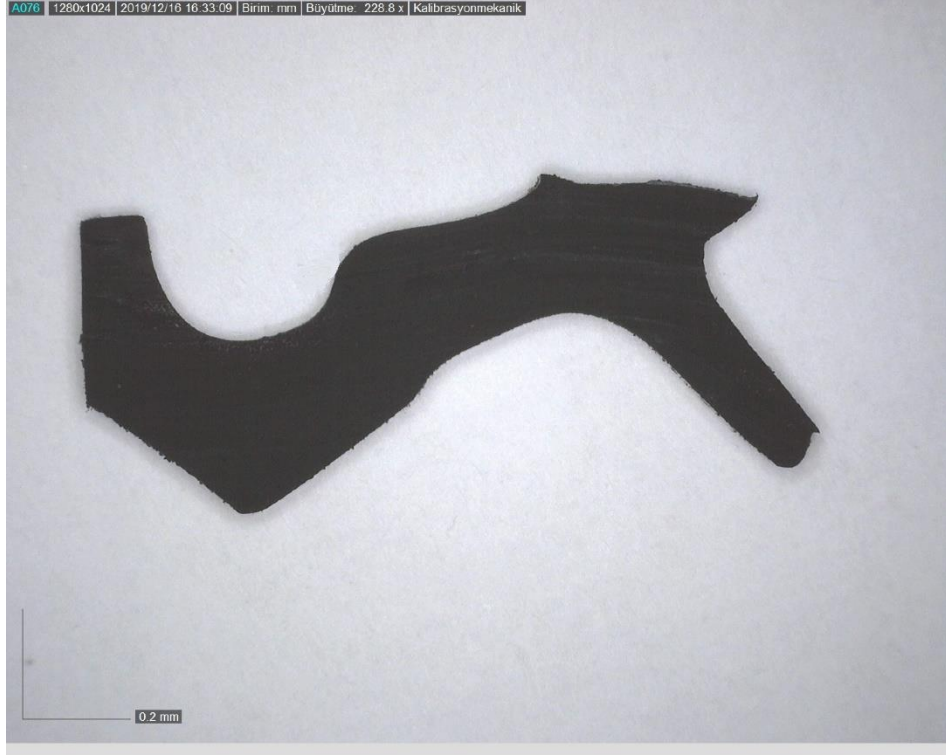
Şekil 6.14 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (2.bölge)



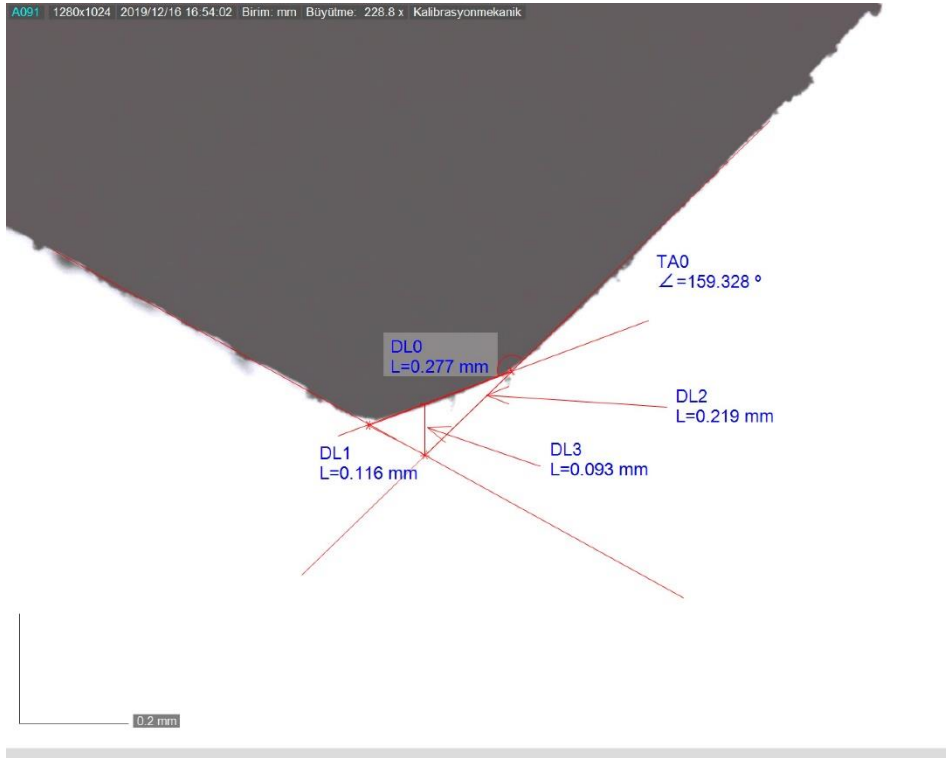
Şekil 6.15 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (3.bölge)



Şekil 6.16 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (3.bölge)



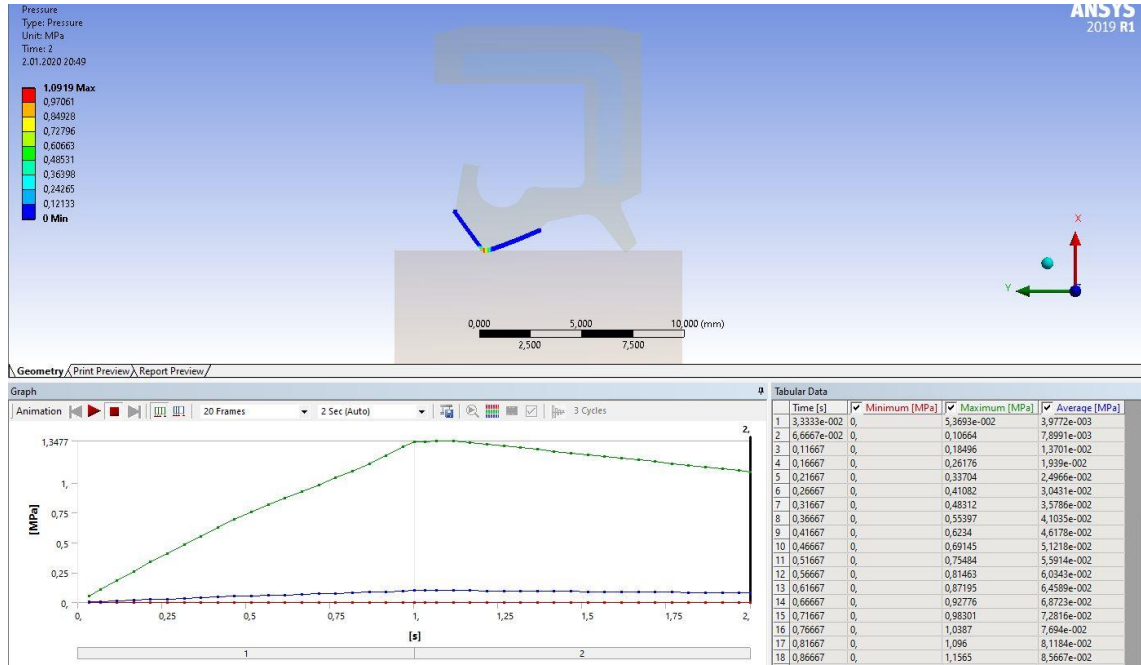
Şekil 6.17 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe (4.bölge)



Şekil 6.18 3000 dev/dak 'da çalışmış keçe detayı (4.bölge)

7.1 Standart Keçenin Dinamik Eksen Kaçıklığı Olmadığı Durumda Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

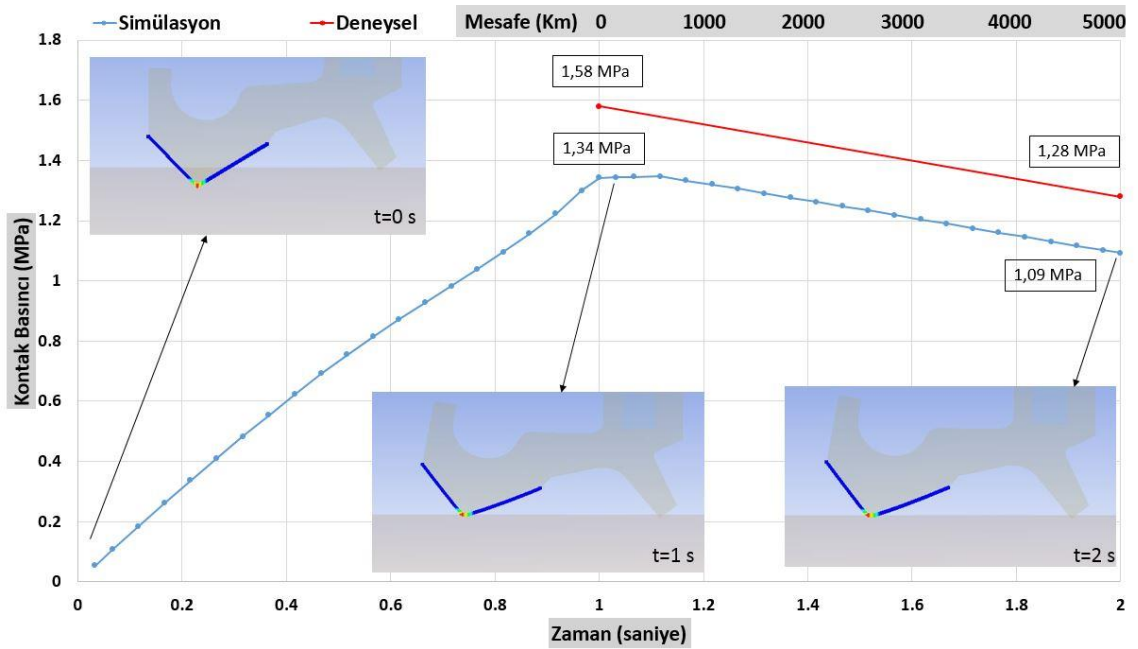
Deneysel olarak çapsal kuvveti ölçülen standart keçe, aşınmaya maruz bırakıldıktan sonra da çapsal kuvveti ölçülerek aşınma etkisiyle oluşan kuvvet kaybı elde edilmiştir. Sonrasında deneyde kullanılan keçenin ölçüleri birebir çizilerek sonlu elemanlar modeli kurulup çapsal kuvvetler kıyaslanmıştır. Sonlu elemanlar modelinde deneysel olarak elde edilen Archard aşınma katsayısı kullanılmıştır. Şekil 7.1’de aşınmaya maruz bırakılan keçenin temas basıncının değişimi görülmektedir.



Şekil 7.1 Standart keçenin aşınma etkisiyle değişen temas basıncı

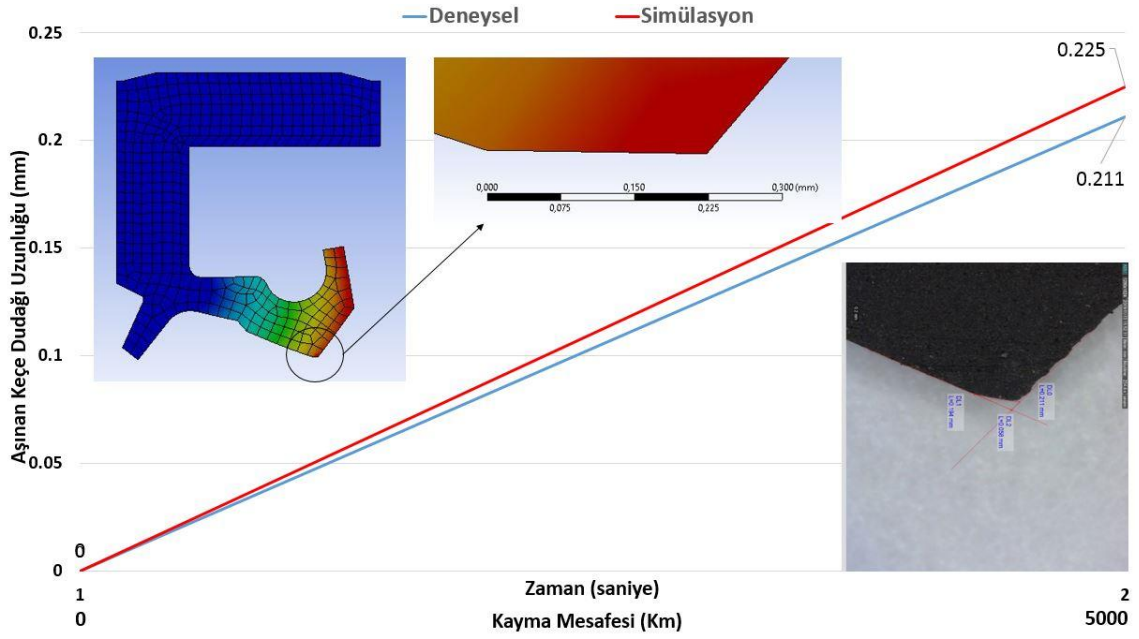
Şekil 7.2’de sonlu elemanlar sonuçları ile deneysel sonuçlarının kıyaslanmaktadır. Keçe dudağının mil ekseninden küçük olmasının modelde penetrasyona sebep olduğu daha önce belirtilmişti. Model bu penetrasyonun yok olduğu yani keçe

dudağının mil eksenine geldiği $t=1$ saniyeye kadar aşınma sıfır olarak ayarlanmıştır. Basıncı 1. saniyeye kadar doğrusal bir şekilde artmasının sebebi budur. Birinci saniyeden sonra aşınma etkisi oluşmaktadır ve ikinci saniyeye kadar basınç düşmektedir. Simülasyon sonuçlarına baktığımızda $t=1$. saniyede temas basıncı 1.34 MPa iken $t=2$.saniyede 1.09 MPa'ya düşmüştür. Deneysel olarak elde edilen sonuçlarda ise $t=1$.saniyede 1.58 MPa'dan $t=2$.saniyede 1.28 MPa'ya düşmüştür. Deneysel olarak elde edilen Archard aşınma katsayısı yardımıyla yapılan simülasyonun sonuçlarının çok benzer olması aşınma katsayısının deneysel olarak doğru bulunduğu işaretler. İki sonuçta da aşınma etkisiyle düşen temas basınç grafiğindeki eğim aynı kabul edilebilir. Bu iki sonuçta da aşınmanın doğrusal olduğunu göstermektedir. Deneysel verilerle sonlu elemanlar arasındaki fark, Tablo 6.1'de verilen 40 mm'lik mil çapı için $\% \pm 35$ [N] değeri dikkate alındığında makul bir hata payı olarak söylenebilir.



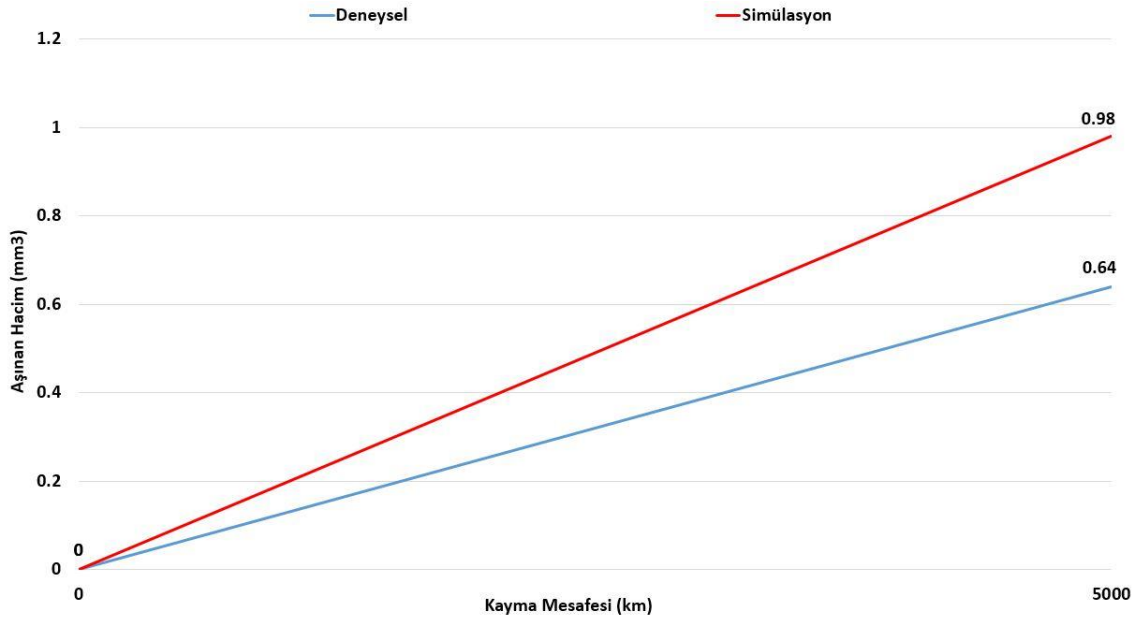
Şekil 7. 2 Standart keçenin basıncının SEY ve deneysel olarak kıyaslanması

Şekil 7.3'te aşınan keçe dudağının sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel olarak ölçülmüş dudak mesafesi görülmektedir. 5000 km mesafe boyunca çalışmış keçe dudağı deney sonunda 0,211 mm aşınmıştır. Archard aşınma katsayısı kullanılarak oluşturulan sonlu elemanlar modelinde ise 0,225 mm olarak elde edilmiştir. Sonuçlar birbirine yakın bulunmuştur.



Şekil 7.3 Standart keçenin aşınan dudak yüzeyinin kıyaslanması

Şekil 7.4’de aşınan hacimlerin kıyaslanması görülmektedir. Aşınan dudak mesafesi kıyaslandığında simülasyonun deneySEL verilerden fazla olması hacimsel sonuçlara da yansımıştır.



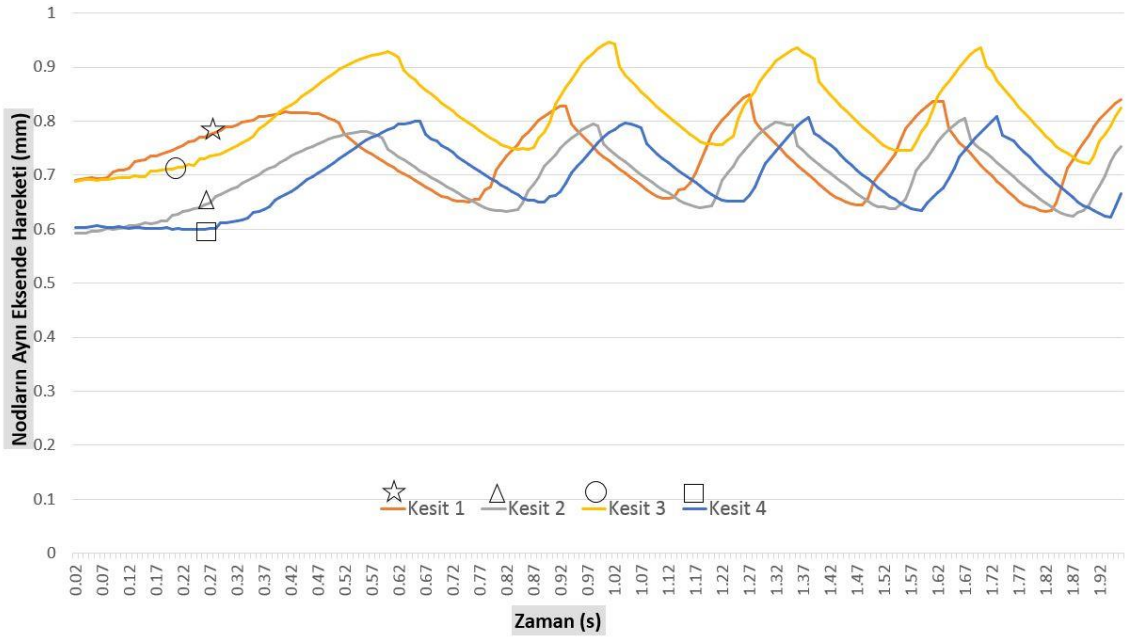
Şekil 7.4 Standart keçenin aşınan hacimlerinin kıyaslanması

7.2 Standart Keçenin Dinamik Eksen Kaçıklığı Altında Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Deneysel Sonuçlarının Karşılaştırılması

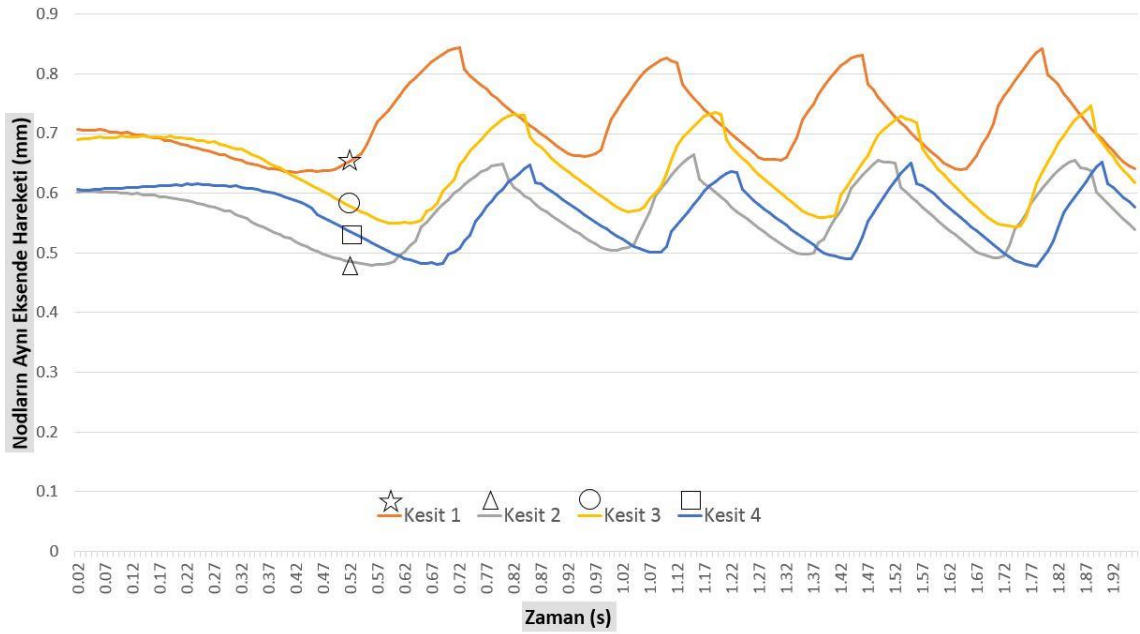
Deneyde kullanılan milin merkezi ile montaj edileceği bölge arasında 0,1 mm eksen kaçıklığı verilerek işlenmiştir. Bu sayede çapta 0,2 mm eksen kaçıklığı elde edilmiştir. Sonrasında keçenin 4 farklı bölgesinden kesit alınarak ölçümleri yapılmıştır. Sonlu elemanlar modelinde de uzakta koordinat eksenini tanımlanarak dönme bu eksene verilmiştir. Deneysel sonuçlar incelendiğinde keçe dudağının farklı bölgelerinden alınan kesitlerde en uç noktasının 0,091-0,099 mm arasında öteleniği görülebilmektedir. Alınan dört kesitte aşınma yüzeyinin keçe dudağı ile yaptığı açı 156°-159° arasında değişim göstermektedir. Bu açı ve mesafe farkları ölçüm ve deneysel hata payı olarak değerlendirilebilir. Sonlu elemanlar modelinden elde edilen sonuçlar Tablo 7.1’de kıyaslanmıştır. Sonuçlara bakıldığında aşınmanın eşit etki ettiği söylenebilir. Şekil 7.5’te ve Şekil 7.6’da sırasıyla keçenin sağ ve sol tarafında 4 farklı düğüm noktasının aynı ekseninde ötelenme durumları görülebilmektedir. İki grafikte de eksen kaçıklığı etkisi net bir şekilde mevcuttur. Aynı saniyede keçe dudağında farklı bölgelerde bulunan düğüm noktaları farklı konumlardadır. Mil eksen kaçıklığı etkisi ile eleman düğüm noktaları ötelenmiştir.

Tablo 7.1 Deplasman farklarının kıyaslanması

	Deneysel Deplasman Farkı	Simülasyon Deplasman Farkı	Hata Oranı (%)
Kesit 1	0,10	0,07	30
Kesit 2	0,095	0,08	15
Kesit 3	0,095	0,09	5
Kesit 4	0,09	0,08	11
Ortalama	0,095	0,08	15



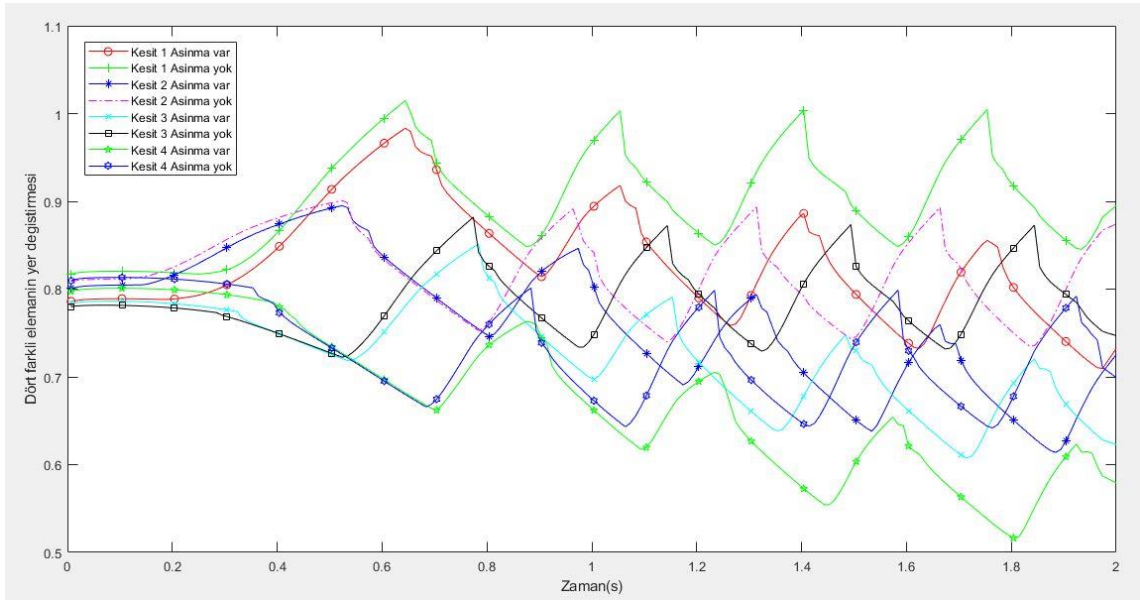
Şekil 7.5 Standart keçenin sağ tarafından düğüm noktasının hareketi



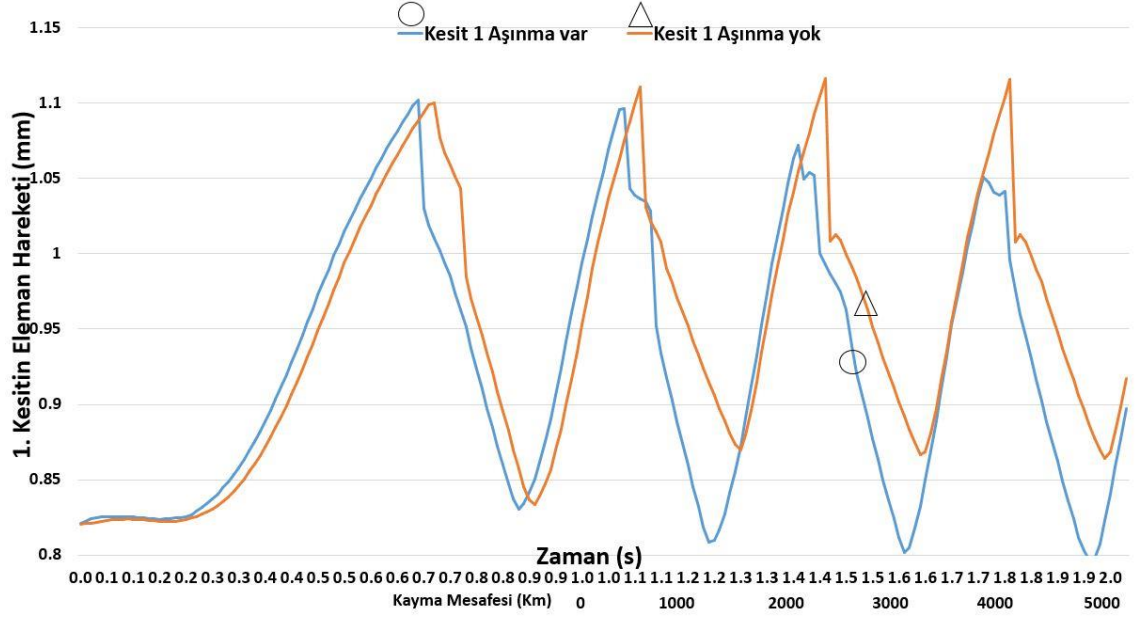
Şekil 7.6 Standart keçenin sol tarafından düğüm noktasının hareketi

Deneyssel olarak elde edilen Archard aşınma katsayısı, sınır şartları ve kuvvetler sonlu elemanlar modelde tanımlanarak deney şartlarının aynısı simüle edilmiştir. Şekil 7.7’de keçe çevresinin dört eşit bölgesinden seçilen elemanları aşınma öncesi ve aşınma sonrası konumları görülmektedir. Net bir şekilde aşınma etkisi ile konumlarının değiştiği ve dinamik eksen kaçıklığından dolayı dört farklı elemanın farklı zamanlarda zirve konumlarına geldikleri görülebilmektedir. Şekil 7.8-7.11’de

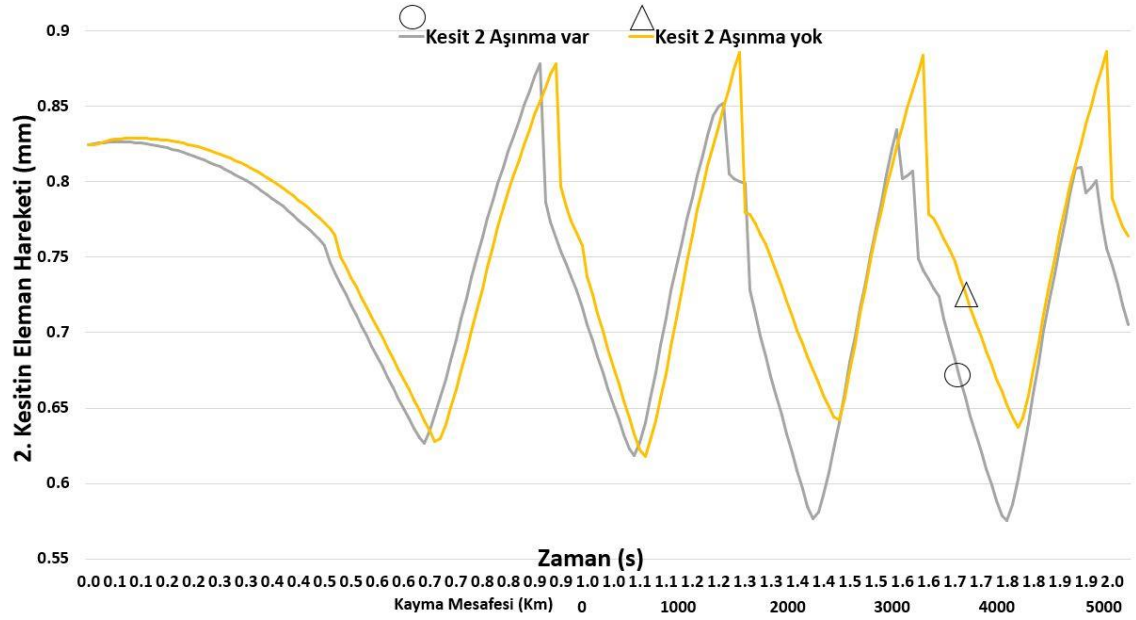
eleman konum değişimleri tek tek görülebilmektedir. Elemanların simülasyon sonunda aşınmamış konumları ile aşınmış konumları arasındaki mesafeleri aę yapısı 0,07-0,09 arasında değişmektedir. Deneysel verilerinse 0,091-0,099 arasında değiştii düşünöldüğünde değerlerin yakın çıktığı kabul edilebilir. Aynı şartlarda düğüm noktasının konum hareketi grafiğine bakıldığında ise yakın çıkan bu değerlerin aksine farklı bir sonuç çıkmıştır. Şekil 7.12’de düğüm noktasının hareketi görölmektedir. Aşınma ve aşınmanın olmadığı durum için neredeyse aynı grafik elde edilmiştir. Daha doğru sonuç için elemanın toplam şekil değiştirmesinin alınması gerekmektedir. Şekil 7.13’te ısı etkisi ile elemanların genleşmelerinin aşınmaya olan etkisi görülebilmektedir. Bu grafik sıcaklığın aşınmaya etkisi olarak düşünölmemeli, sadece sıcaklık etkisi ile elemanları genleşmesinin olup olmama durumunun aşınmaya etkisi olarak düşünölebilir. Literatürden de bu etkinin düşük sıcaklıklarda sınırlı etkisi olacağı bilinmektedir.



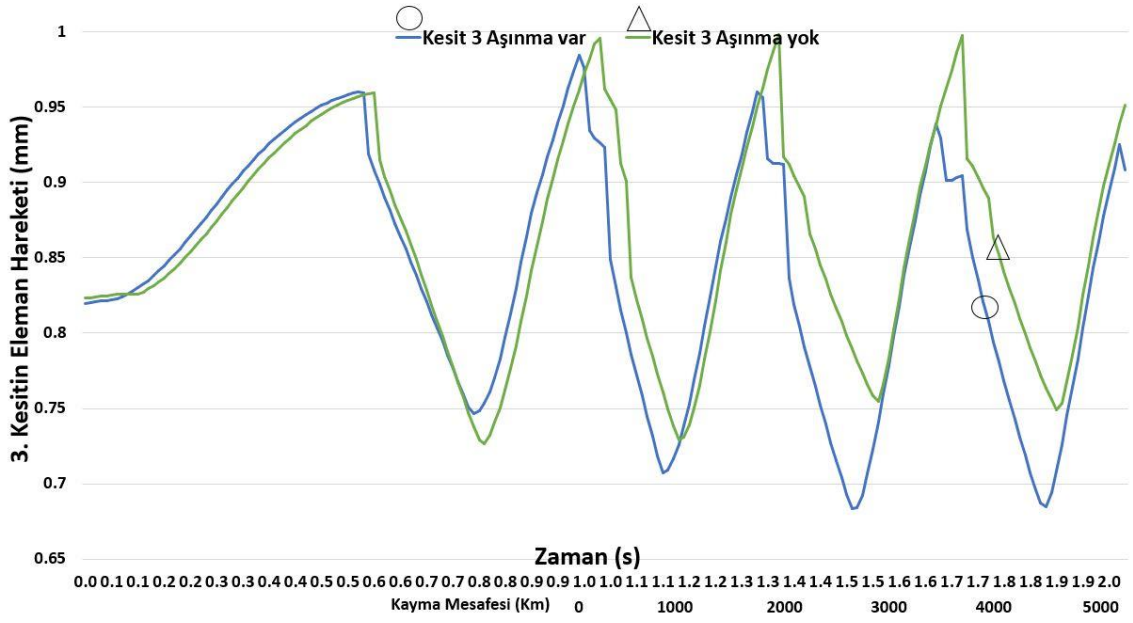
Şekil 7.7 Dört farklı kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi



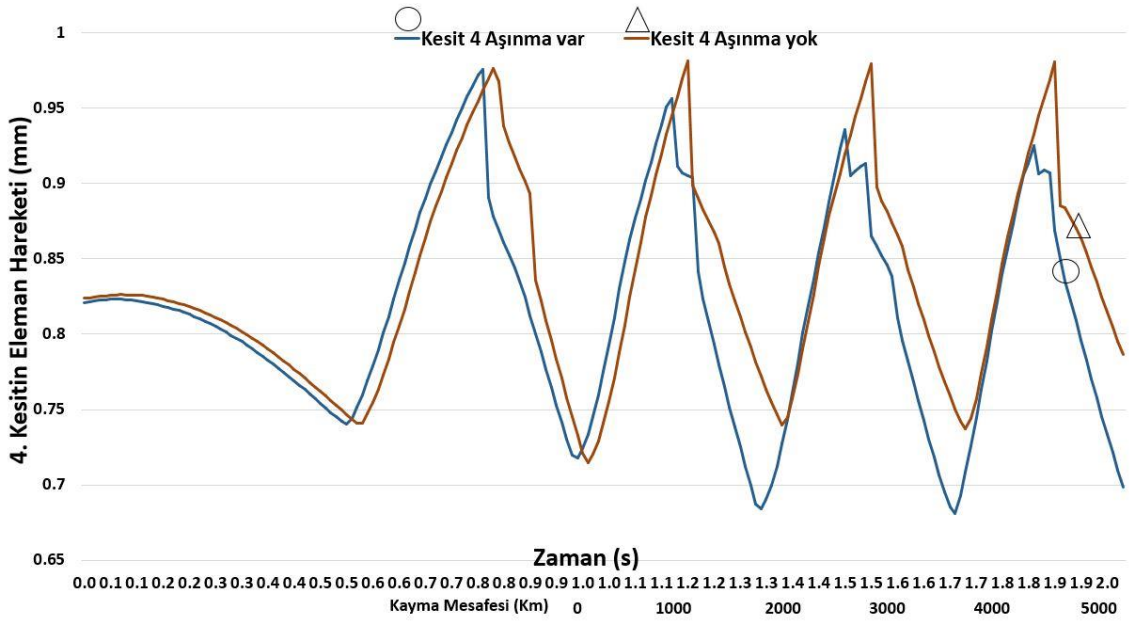
Şekil 7.8 1. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi



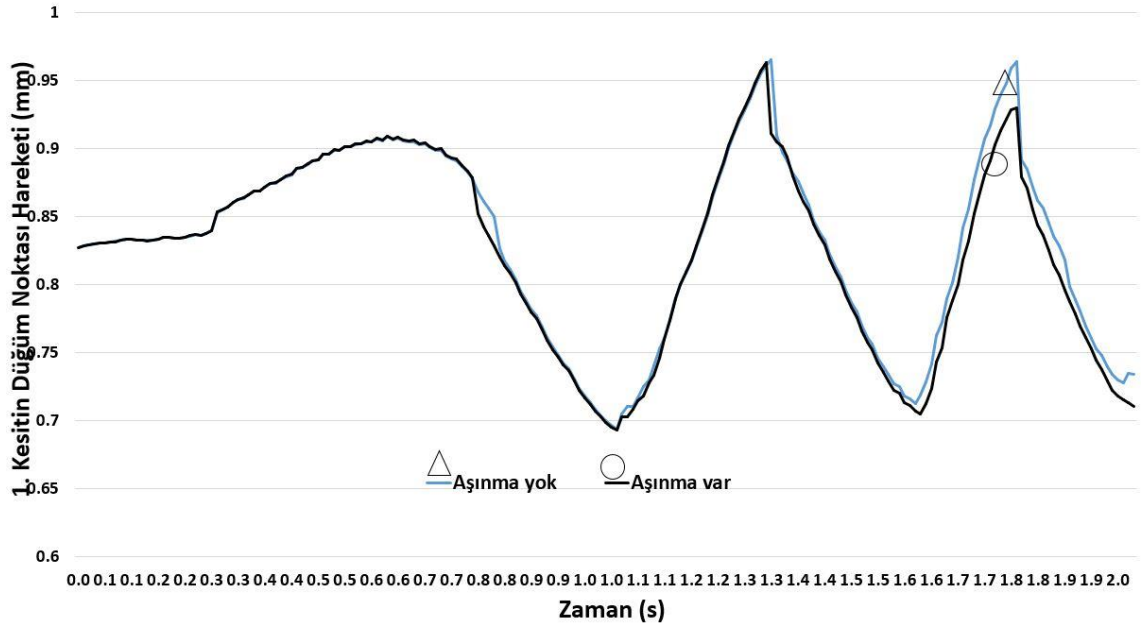
Şekil 7.9 2. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi



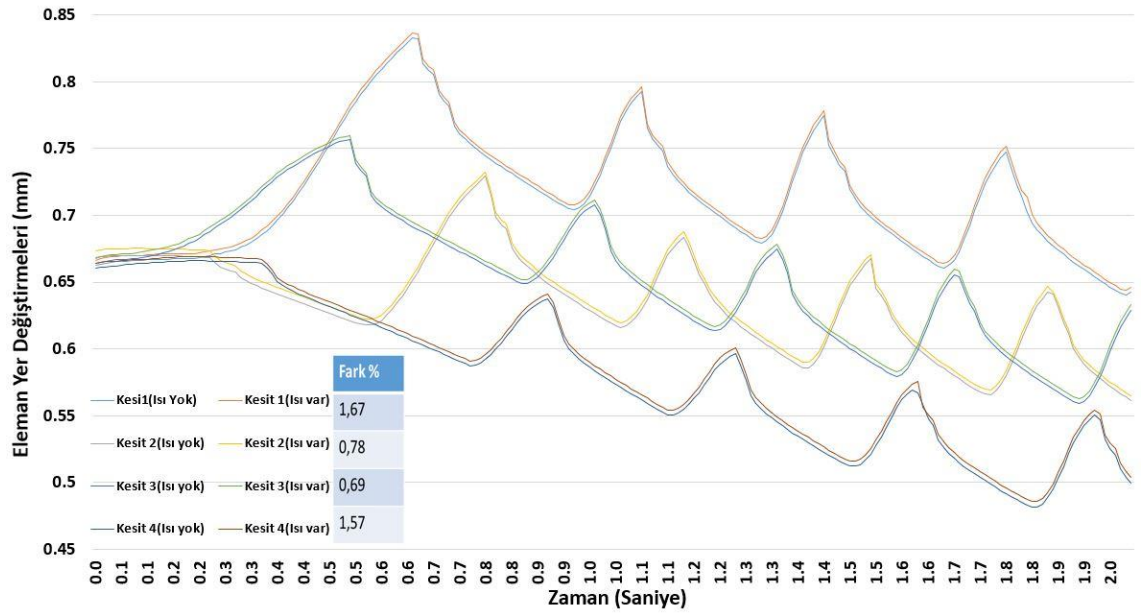
Şekil 7.10 3. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi



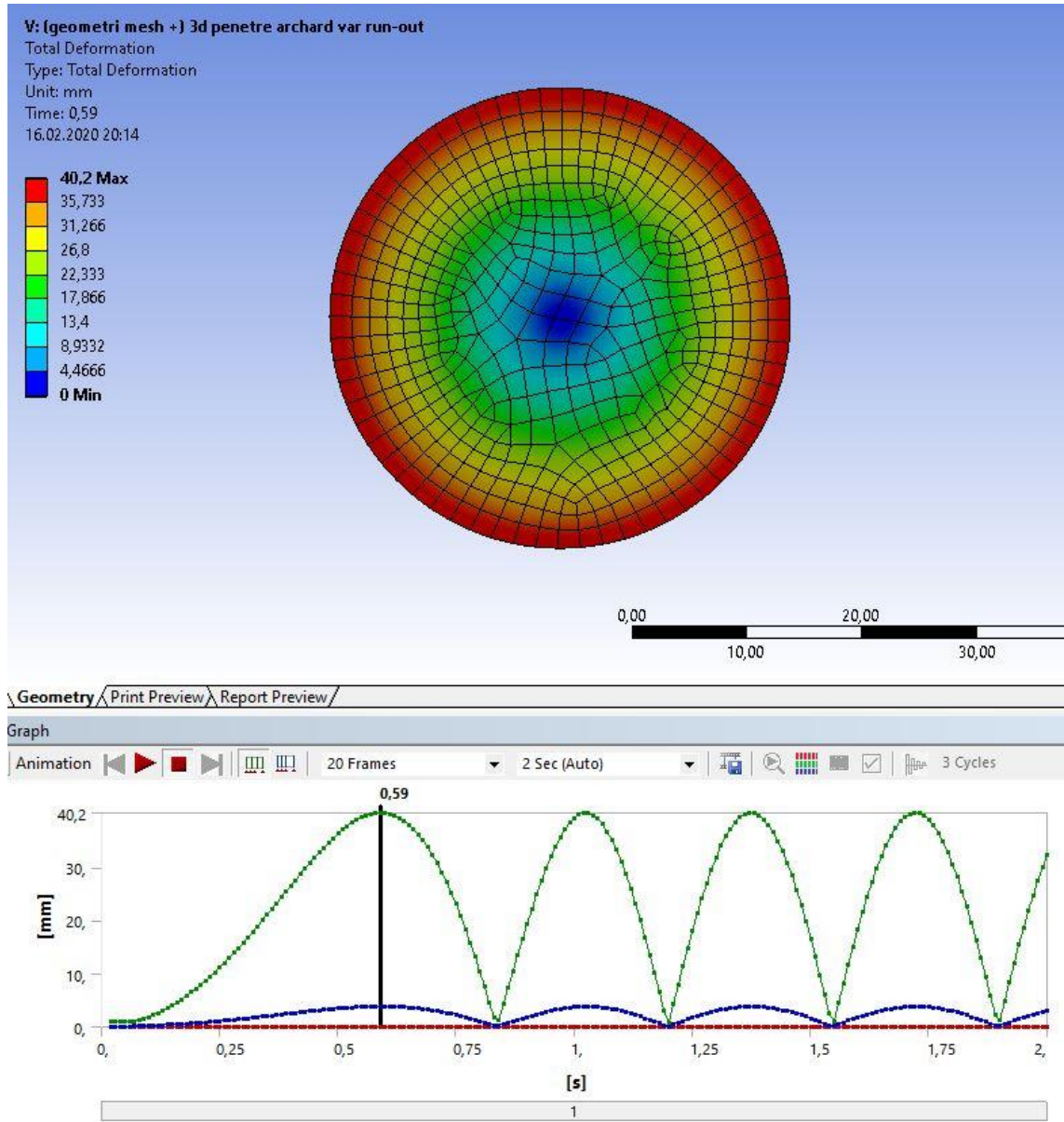
Şekil 7.11 4. Kesitin aşınmış ve aşınmamış eleman hareketi



Şekil 7.12 Dügüm noktasının aşınmış ve aşınmamış hareketi



Şekil 7.13 Aşınmaya ısı genleşmenin etkisi



Şekil 7.14 Dinamik eksen kaçıklığı altında mil hareketi

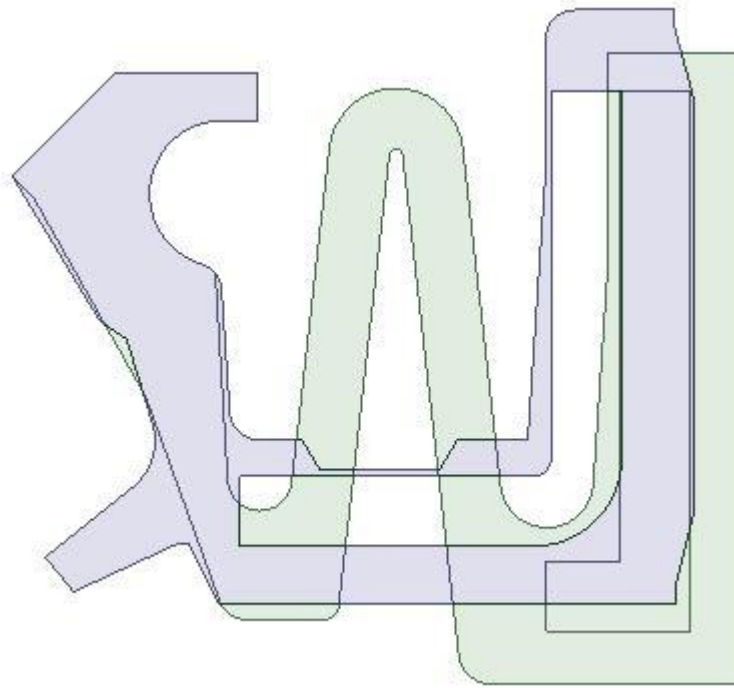
Şekil 7.14'de görülebileceği gibi toplamda 0,2 mm eksen kaçıklığı mil çapına eklendiğinde 40,2 mm olmaktadır. Dinamik eksen kaçıklığı altında mil çevresinin tümü 40,2 mm yer değiştirmiştir. Keçe dudağı da mil hareketine bağlı olarak yer değiştireceğinden eksen kaçıklığı keçe dudağına çevresel olarak eşit etki etmektedir. Bu durum da çevresel eşit aşınmaya sebep olmaktadır. Deneysel çalışmada çevresel olarak eşit aşınma olmaması deneysel sapmalardan, sonlu elemanlar analizinde ise ağ yapısı farklılıklarından meydana gelmektedir.

7.3 Tasarlanan Keçe ile Standart Keçenin Sonuçlarının Kıyaslanması

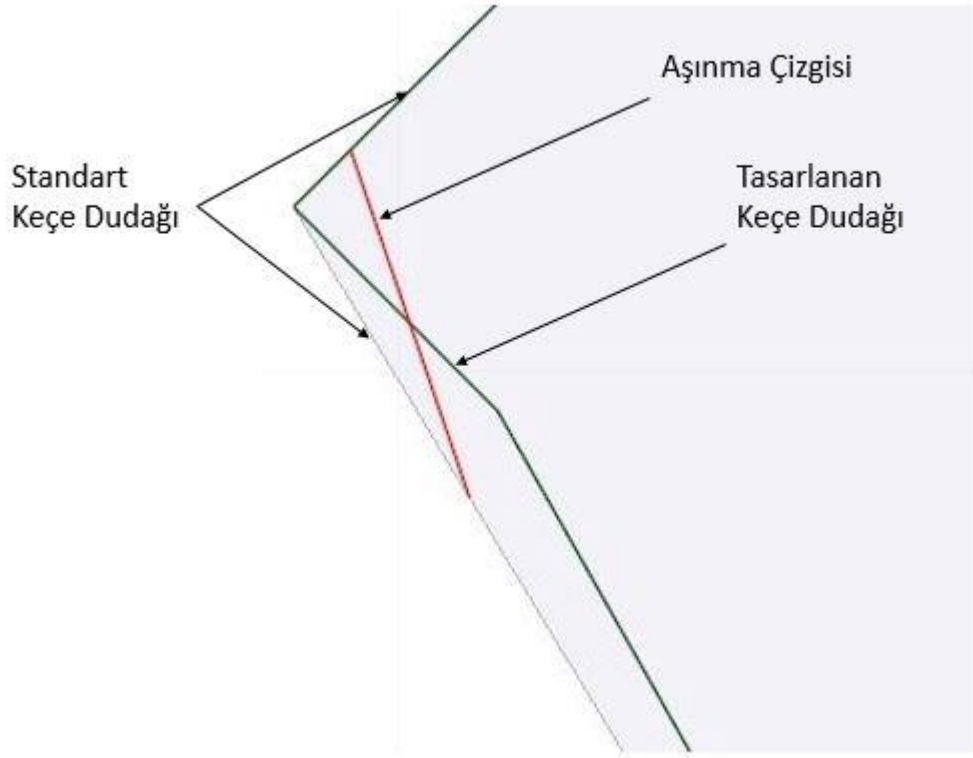
Tasarlanan keçe profiliyle iki parametrede standart keçe profiline göre iyileştirme sağlanmıştır. Bunlar;

- Aşınmanın azaltılması
- Titreşim altında çalışma koşulunda mil izleme kabiliyetinin artırılması

Şekil 7.15'te standart keçe ile tasarlanmış keçe kesitlerinin üst üste konulmuş hali görülmektedir. Burada görülebileceği gibi dudak boğaz profili aynı tutulmuştur. Şekil 7.16'da da dudak detayı görülmektedir. Kırmızı çizgi aşınma çizgisidir. Standart tasarımda keçenin beta açısı tarafından aşınma gerçekleştikçe yüzey alanı artarak devam etmektedir. Yeni tasarımda ise yüzey alanı kırmızı çizginin neredeyse yarısına gelmektedir ve bu açı farkından yararlanılarak aşınmada azalma elde edilmiştir. Bu daha dik olan beta açısının uzunluğu ayarlanarak dudaktaki aşınma etkisi azaltılabilir.



Şekil 7.15 Kesitleri üst üste konulmuş hali

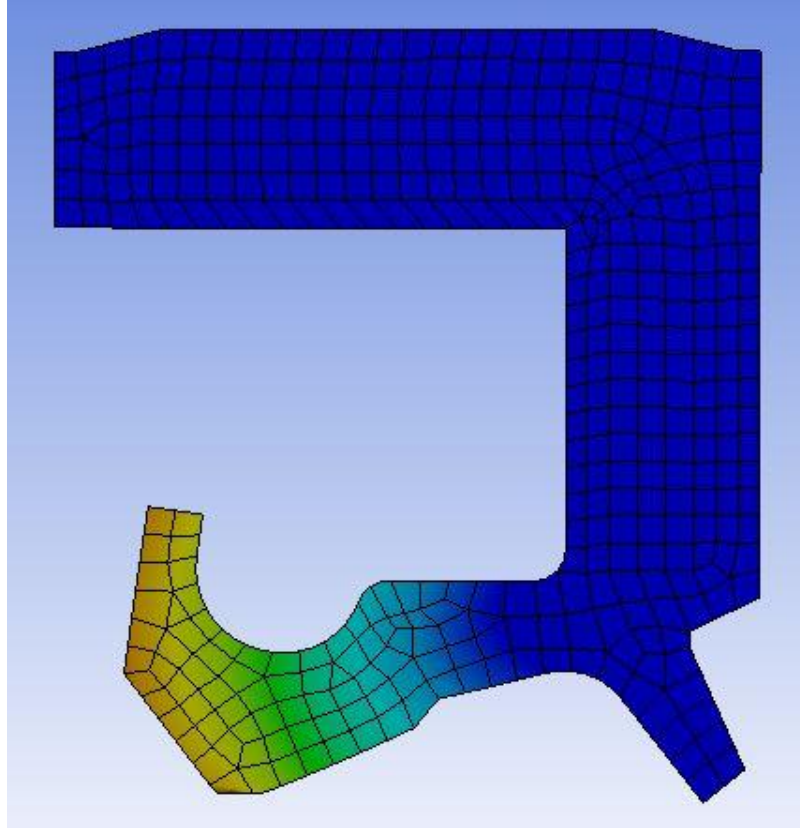


Şekil 7.16 Üst üste konmuş kesitlerin detayı

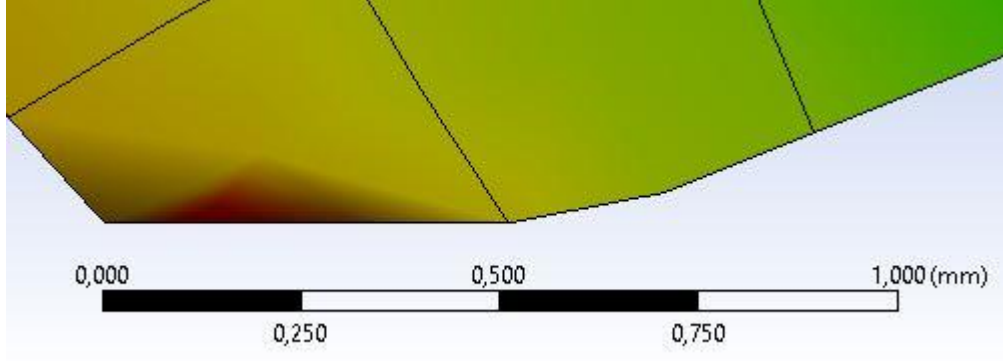
Bu iki kesit sonlu elemanlar programında aynı sınır şartları ve kuvvetler altında, aşınmayı daha net kıyas edebilmek adına Archard aşınma katsayısı normalden fazla olacak şekilde arttırılarak analiz edilmiştir. Şekil 7.17 ve 7.18’de standart keçe ve dudak detayı, Şekil 7.19 ve 7.20’de de yeni tasarlanmış keçenin dudak detayı görülmektedir. Sırasıyla standart keçe ve tasarlanan keçe dudaklarına baktığımızda; standart keçe dudağının 0,5 mm aşındığı buna karşın tasarlanan keçe dudağının 0,375 mm aşındığı görülmüştür.

Şekil 7.21’e bakıldığında standart keçenin 1. saniyeden itibaren basıncı düşmektedir. Bu basınç düşüşü keçe dudağının aşındıkça artan yüzey alanından kaynaklanmaktadır. Ancak yeni tasarım profile bakıldığında 6. saniyeden sonra aşınmanın kuvvetli etkisi görülmektedir. Keçe profil tasarımında dikleştirilen dudak açısının uzunluğu arttırılarak aşınma etkisinin görülme süresi arttırılabilir. Bu durum keçe ömrüne doğrudan etki etmektedir. Çünkü temas basıncı düştükçe keçe sızdırmazlık görevini yapmakta zorlanmaktadır. Analiz sonucunda yeni tasarımın

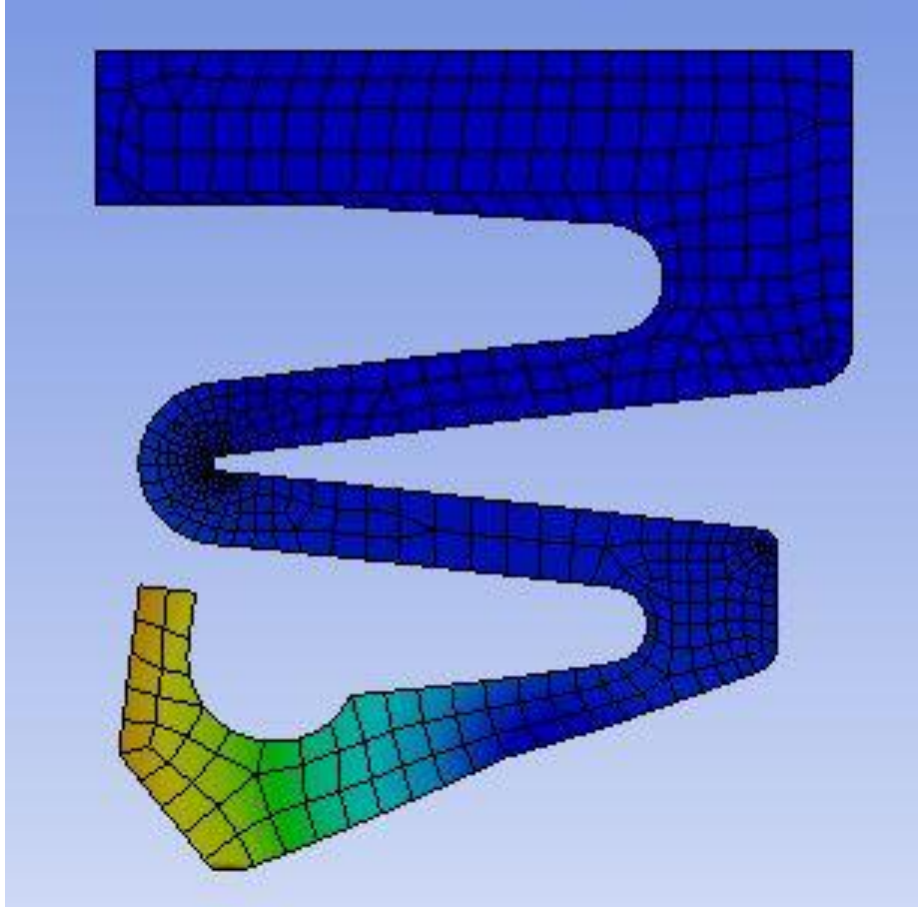
temas basıncı 0,25 MPa' ya düşerken, standart keçede 0,22 MPa olarak elde edilmiştir.



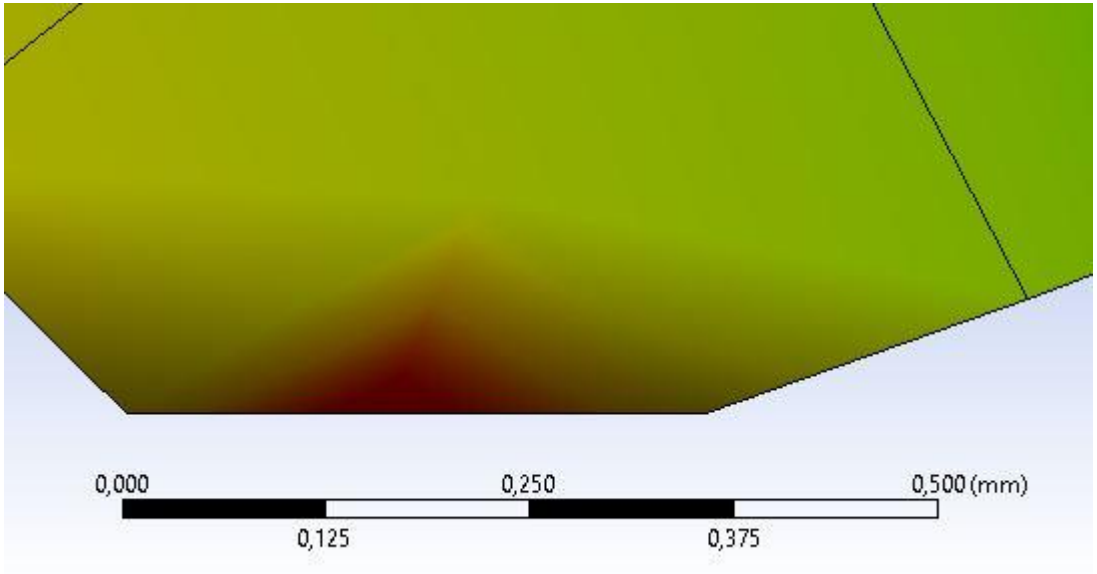
Şekil 7.17 Yüksek aşınmaya maruz kalmış standart keçe dudağı



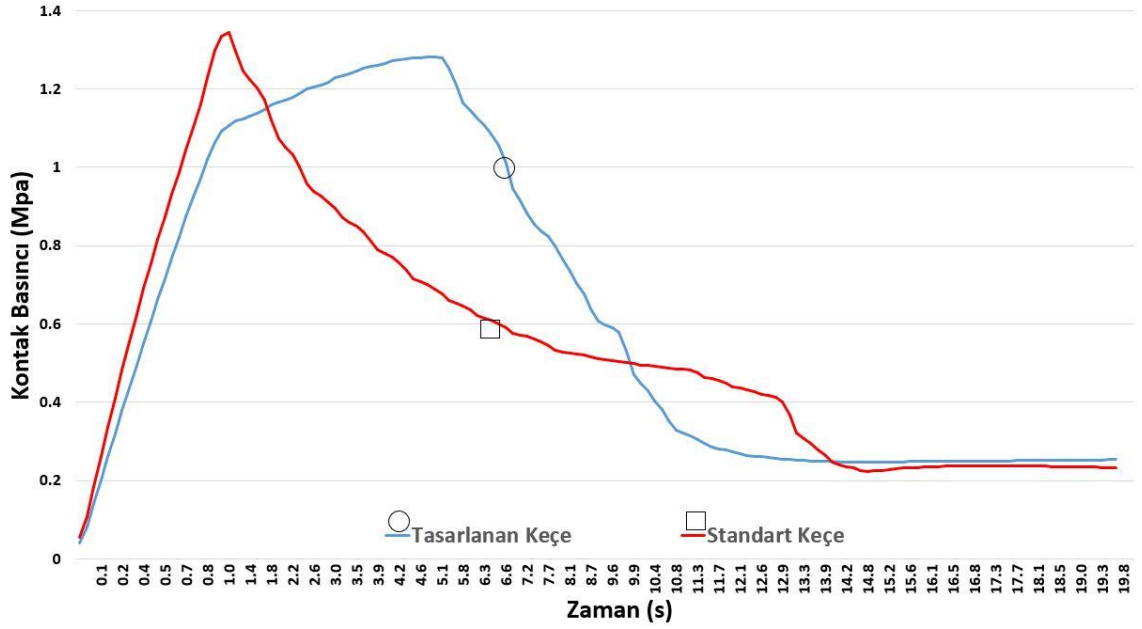
Şekil 7.18 Yüksek aşınmaya maruz kalmış standart keçe dudak detayı



Şekil 7.19 Yüksek aşınmaya maruz kalmış tasarlanan keçe dudağı

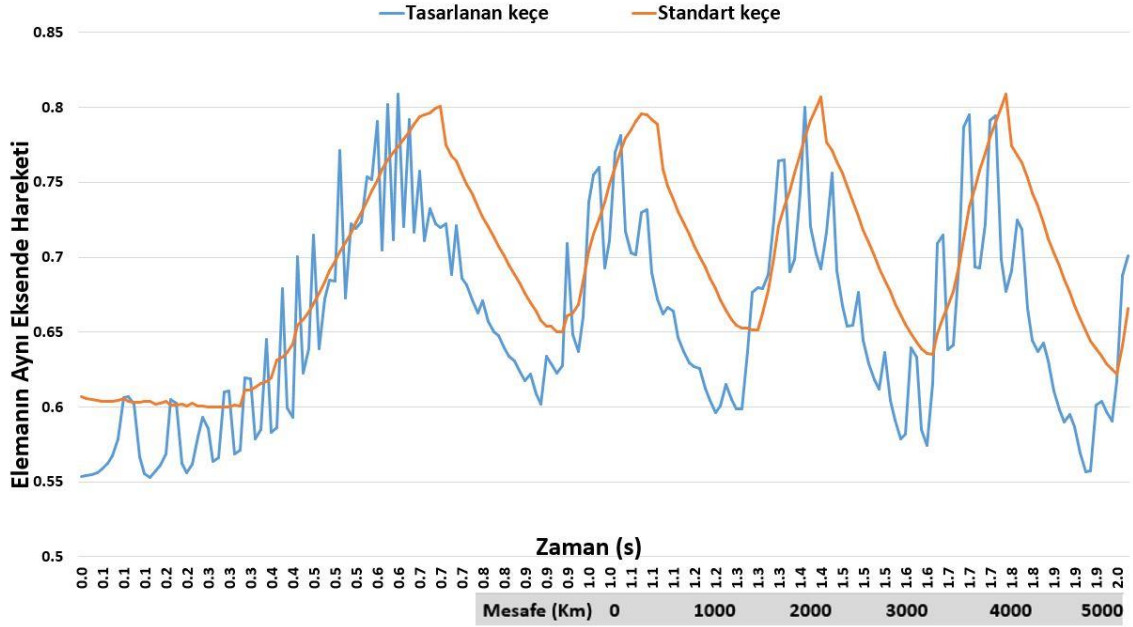


Şekil 7. 20 Yüksek aşınmaya maruz kalmış tasarlanan keçe dudak detayı



Şekil 7.21 Yüksek aşınmaya maruz kalmış keçe tasarımlarının kıyaslanması

Tasarlanan keçe profilinde dikkate alınan bir diğer nokta da titreşim altında keçe dudağının mil yüzeyini izleyebilme kabiliyetidir. Bu parametre sızdırmazlık açısından önem arz etmektedir. Çünkü keçe dudağının mil yüzeyinde oluşturduğu temas basıncı milisaniye bazında bile olsa kesilirse, noktasal olarak yağ kaçaqlarına sebep olur. Titreşimin yani mil devrinin artması sonucunda noktasal olan bu yağ kaçaqlarının miktarı artmaya devam edecektir. Şekil 7.22’de tasarlanan ve standart keçenin aynı yerinden alınmış düğüm noktasının hareketi görülmektedir. Tasarlanan keçenin grafiğine bakıldığında dalgalanmaların olduğu görülebilmektedir. Bu dalgalanmalar milin titreşim hareketine karşı verdiği titreşim cevabının hassasiyetinden kaynaklanmaktadır. Standart tasarımda titreşimlere daha kaba bir şekilde cevap vermektedir. Tasarlanan keçe grafiğinde tekrarlı yükün alt sınırına baktığımızda 0,6 mm seviyesine ve yükler tekrarlandıkça daha da alt limitlere doğru gittiği görülebilmektedir. Ancak aynı noktada standart profil keçe 0,65 mm seviyesinde kalmıştır. Tam bu düğüm noktası hareketinin olduğu saniyede mil 0,6 mm seviyesindeyken standart profil keçe 0,65 mm seviyesinde olarak mil ile dudağı arasında 0,05 mm boşluğun oluşmasına sebep olmaktadır. Bu durum keçe de kısmı yağ kaçaqlarına ve titreşimin ve aşınmanın etkisi altında da zaman ilerledikçe daha ciddi yağ kaçaqlarına sebep olacaktır.



Şekil 7.22 Aynı eksenlerdeki elemanın iki farklı tasarımda yer değiştirmesi

Özetle, keçe temas basıncı hem deneysel olarak hem de simülasyon sonuçlarında aşınma etkisiyle azalmıştır. Keçe dudağının beta açısında yapılan değişiklik aşınma etkisini azaltmış ve aşınmaya başlama zamanını ötelemiştir. Temas basıncı sızdırmazlığa direkt etki ettiğinden dolayı aşınma etkisiyle düşüşü kontrol altında tutulmalıdır. Bu model keçe dudak tasarımlarında aşınma ömrünün kontrol altında tutulabilmesi için kullanılabilir. Dinamik eksen kaçıklığına maruz kalmış bir keçede hem deneysel olarak hem de simülasyon sonuçlarında çevresel olarak eşit aşınma olduğu görülmüştür. Eksen kaçıklığı çevresel olarak keçe dudağına etki etmiş ve eşit aşındırmıştır. Ayrıca tasarlanan keçe profilinin, standart keçeye göre titreşime daha hassas cevap verebildiği ve bu durumda mil ile temas kabiliyetini ifade ettiğinden sızdırmazlığı pozitif etki yapabileceği görülebilmektedir. Tasarlanan keçe profili dinamik eksen kaçıklığı altında aşınma etkisi analiz edildiğinde standart keçeye göre daha az aşınmış ve mili daha hassas bir şekilde izleyebilmiştir.

-
- [1] M. J. L. Stakenborg and R. A. J. Ostayen, "Radial lip seals, thermal aspects," *Tribol.Des.Mach.Elem*, pp. 79–88, 1989.
 - [2] C. Y. Lee, C. S. Lin, R. Q. Jian, and C. Y. Wen, "Simulation and experimentation on the contact width and pressure distribution of lip seals," *Tribol. Int.*, vol. 39, no. 9, pp. 915–920, 2006.
 - [3] S. Plath, S. Meyer, and V. M. Wollesen, "Friction torque of a rotary shaft lip type seal - A comparison between test results and finite element simulation," *Mechanika*, vol. 4, no. 4, pp. 55–59, 2005.
 - [4] G. Szabó and K. Váradi, "Thermal-Mechanical Coupled FE Analysis for Rotary Shaft Seals," *Mod. Mech. Eng.*, vol. 08, no. 01, pp. 95–110, Feb. 2018.
 - [5] P. Põdra and S. Andersson, "Simulating sliding wear with finite element method," *Tribol. Int.*, vol. 32, no. 2, pp. 71–81, 1999.
 - [6] Z. Wang, D. Draper, and T. Hodapp, "Radial Lip Seal Simulation Using ANSYS Non-Standard Procedures," *Int. ANSYS Conf.*, 2006.
 - [7] V. Hegadekatte, S. Kurzenhäuser, N. Huber, and O. Kraft, "A predictive modeling scheme for wear in tribometers," *Tribol. Int.*, vol. 41, no. 11, pp. 1020–1031, 2008.
 - [8] A. Söderberg and S. Andersson, "Simulation of wear and contact pressure distribution at the pad-to-rotor interface in a disc brake using general purpose finite element analysis software," *Wear*, vol. 267, no. 12, pp. 2243–2251, 2009.
 - [9] N. Békési and K. Váradi, "Wear simulation of a reciprocating seal by global remeshing," *Period. Polytech. Mech. Eng.*, vol. 54, no. 2, pp. 71–75, 2010.
 - [10] L. Xin, P. Gaoliang, and L. Zhe, "Prediction of seal wear with thermal-structural coupled finite element method," *Finite Elem. Anal. Des.*, vol. 83, pp. 10–21, 2014.
 - [11] D. Frölich, B. Magyar, and B. Sauer, "A comprehensive model of wear, friction and contact temperature in radial shaft seals," *Wear*, vol. 311, no. 1–2, pp. 71–80, 2014.
 - [12] J. F. Wenk, L. S. Stephens, S. B. Lattime, and D. Weatherly, "A multi-scale finite element contact model using measured surface roughness for a radial lip seal," *Tribol. Int.*, vol. 97, pp. 288–301, 2016.
 - [13] M. Stanković, A. Marinković, A. Grbović, Ž. Mišković, B. Rosić, and R. Mitrović, "Determination of Archard's wear coefficient and wear simulation of sliding bearings," *Ind. Lubr. Tribol.*, vol. 71, no. 1, pp. 119–125, 2018.
 - [14] D. Liu, S. Wang, and C. Zhang, "A multiscale wear simulation method for rotary lip seal under mixed lubricating conditions," *Tribol. Int.*, vol. 121, no. July, pp. 190–203, 2018.

- [15] D. Liu, S. Wang, C. Zhang, and M. M. Tomovic, "Numerical study of the effects of textured shaft on the wear of rotary lip seals," *Tribol. Int.*, vol. 138, no. May, pp. 215–238, 2019.
- [16] M. Silvestri, E. Prati, and A. Tasora, "Numerical Analysis of Sealing Conditions in Elastomeric Rings," *AIMETA Int. Tribol. Conf.*, no. September 2004.
- [17] M. El Gadari and M. Belhaq, "Dynamic behaviour of rotary lip seal," *MATEC Web onf.*, no. August, 2014.
- [18] "Suptex Eğitim Notları," 2016.
- [19] A. Arevyan, "Sızdırmaz Elemanlar," in *Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri*, İstanbul: TMMOB Makina Mühendisleri Odası, 2010, p. 102.
- [20] A. goleman daniel, B. Richard, and Mckee, *Seals and sealing handbook*, Forth. UK, 1995.
- [21] L. A. Horve, *Shaft Seals For Dynamic Applications*. CRC Press, 1996.
- [22] M. Y. Erkek, N. Kaya, C. Güven, "Kauçuk burçların hiperelastik modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemi ile analizi," *Uludağ Univ. J. Fac. Eng.*, vol. 20, no. 1, p. 65, 2015.
- [23] T. Varol, "Aşınma Deneyi Föyü," Karadeniz Teknik Üniversitesi. 2016.
- [24] V. Temiz, "Triboloji." İstanbul Teknik Üniversitesi.
- [25] K. G. Budinski, *Friction, wear and erosion atlas*. 2014.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

İletişim Bilgisi: m.kubilay.erdogan@gmail.com

Konferans Bildirileri

1. M.K. ERDOĞAN, Doç. Dr. Cihan DEMİR Döner Mil Keçelerinde Kontak Yükünün Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Elde Edilmesi, 4. Uluslararası Mühendislik, Mimarlık ve Tasarım Kongresi, 4. Tam ve Özet Metin Kitabı, S. No: 974 -981, 2019.