

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**YÜREK MEKANİZMALARINDA AŞINMA VE ELASTOHİDRODİNAMİK
YAĞLAMA**

İLKNUR KESKİN

**DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
KONSTRÜKSİYON PROGRAMI**

**DANIŞMAN
PROF. DR. ATILLA BOZACI**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜREK MEKANİZMALARINDA AŞINMA VE ELASTOHİDRODİNAMİK
YAĞLAMA**

İlknur KESKİN tarafından hazırlanan tez çalışması 04.01.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Prof. Dr. Atilla BOZACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Prof. Dr. Atilla BOZACI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Özgen Ü. ÇOLAK
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. M. Sait YÜCENUR
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Talat TEVRUZ
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ferhat DİKMEN
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Dinamik sistemler için ömür tahmininde, birçok parametrenin yanı sıra aşınma çok önemli bir faktördür. Dolayısıyla böyle bir sisteme etkiyen kuvvetlerin tespit edilerek aşınmaya etkisini ortaya konan bir matematik model oluşturabilmek önemli bir adım olmalıdır. Geliştirilen bu matematik modelden yola çıkarak, belirlenen bir süre sonunda araştırılan yüzeyde ortaya çıkabilecek aşınma derinliği önceden tahmin edilebilir. Bu tahmin yüzeyler üzerinde aşınmayı engelleyebilmek ya da en aza indirebilmek adına bazı önlemler alınmasına yardımcı olacaktır.

Bu çalışmada eş çalışan yürek-izleyici yüzeylerindeki aşınma, kuvvet parametresi ön plana alınarak modellenmiştir.

Çalışmalarımı değerlendirip yönlendiren değerli hocam Prof. Dr. Atilla Bozacı'ya, deney çalışmalarında hiçbir yardımı esirgemeyen Sn. Mustafa Eser ve Şahin Metal'e, Sn. Erdoğan Küçükservi ve Doğaner Makine'ye ölçüm konusundaki yardımlarından ötürü Sn. Mesut Bulut ve Bilgin Makine'ye, Carl Zeiss Türkiye'ye, yol gösterici eleştirilerinden ötürü hocalarım Prof. Dr. Özgen Ü. Çolak, Prof. Dr. Talat Tevruz, Doç. Dr. Ferhat Dikmen ve Doç. Dr. Sait Yücenur'a, çalışma arkadaşlarım Yrd. Doç. Dr. Meral Bayraktar, Uzman Seyhan Özen ve Uzman Umut Kınıt'a ve hayatımın her anında yanımda olan sevgili aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Ocak, 2012

İlknur KESKİN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	ix
KISALTMA LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xii
ÇİZELGE LİSTESİ	xiv
ÖZET	xv
ABSTRACT	xvii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	5
1.3 Orjinal Katkı.....	6
BÖLÜM 2.....	7
YÜREK MEKANİZMALARI.....	7
2.1 Yürek Mekanizması Çeşitleri ve Sınıflandırılması	8
2.2 Hareket Diyagramları	12
2.2.1 Doğrusal Hareket	12
2.2.2 Basit Harmonik hareket.....	13
2.2.3 Parabolik veya Sabit İvmeli Hareket	15
2.2.4 Sikloid Hareket Eğrisi	16
2.3 Yürek Tasarımı.....	17
2.3.1 Düşük Hız Yürekler	18
2.3.2 Yüksek Hız Yürekler.....	18
BÖLÜM 3	23
AŞINMA	23
3.1 Aşınma Parametreleri	24
3.1.1 Malzeme Seçimi	25

3.1.2 Pürüzlülük	25
3.1.3 Sertlik	25
3.1.4 Yüzey İşlemleri	25
3.1.5 Yağlama	26
3.1.6 Temas Geometrisi	26
3.1.7 Çevre	26
3.1.8 Zaman	26
3.2 Aşınma Çeşitleri	26
3.2.1 Adhezyon Aşınması	28
3.2.2 Abrasyon Aşınması	29
3.2.3 Yorulma Aşınması	30
3.2.4 Korozyon Aşınması	31
3.2.5 Erozyon Aşınması	31
3.2.6 Termal Aşınma	31
3.3 Aşınmanın Modellenmesi	33
3.4 Aşınma Haritalarının Elde Edilmesinde Kullanılan Parametreler.....	36
3.5 Tasarlanan Deney Düzeneği.....	38
3.6 Matematik Model	42
3.6.1 Kinematik Analiz	45
3.6.2 Dinamik Analiz	46
3.6.3 Basit Harmonik Harekete Sahip Yüreğin Aşınmasının Matematik Modeli	46
3.6.4 Sikloidal Harekete Sahip Yüreğin Aşınmasının Analitik Modeli	48
BÖLÜM 4	49
DENEYSEL ÇALIŞMADA İZLENEN YOL, DENEY SONUÇLARI İLE MATEMATİK MODEL KULLANILARAK HESAPLANAN AŞINMA DEĞERLERİNİN POLAR OLARAK İFADESİNDE KULLANILAN YÖNTEM.....	49
4.1 İzleyici Hareketinin Basit Harmonik Hareket Olduğu DurumdakiDinamik Analiz	50
4.1.1 Yüreğin Devir Sayısı 350 d/dak.	50
4.1.2 Yüreğin Devir Sayısı 610 d/dak.	54
4.1.3 Yüreğin Devir Sayısı 1000 d/dak.	58
4.2 İzleyici Hareketinin Sikloidal Hareket Olduğu Durumdaki DinamikAnaliz	62
4.2.1 Yürek Devir Sayısı 350 d/dak.	62

4.2.2	Yürek Devir Sayısı 610 d/dak.	64
4.2.3	Yürek devir sayısı 1000 d/dak.	66
4.3	Bilgisayar Simülasyonu.....	68
BÖLÜM 5	73
ELASTOHİDRODİNAMİK YAĞLAMA	73
5.1	Hamrock – Dowson Yaklaşımı.....	76
5.2	Yürek malzemesinin pirinç olduğu durumdaki film kalınlığı hesabı	78
5.2.1	Yuvarlanma Hızı (n=350 d/dak)	78
5.2.2	Yuvarlanma Hızı (n=610 d/dak)	79
5.2.3	Yuvarlanma Hızı (n=1000 d/dak)	81
5.3	Film kalınlığının kuvvete göre değişimi.....	82
BÖLÜM 6	85
SONUÇ VE ÖNERİLER	85
6.1	İzleyiciye Basit Harmonik Hareket Veren Yürek Mekanizması	85
6.2	İzleyiciye Sikloidal Hareket Veren Yürek Mekanizması.....	93
KAYNAKLAR	102
EK-A	106
YÜREĞİN ET KALINLIĞININ VE İZLEYİCİNİN REZONANS KONTROLÜ	106
A-1	Yürek Et Kalınlığının Belirlenmesi	106
A-2	Geri Getirme Yayı Seçimi, İzleyici Titreşimleri ve Rezonans.....	106
EK-B	109
YÜREĞİN HER TURDAKİ AŞINMA DERİNLİĞİ VE TOPLAM AŞINMA DERİNLİĞİ FORMÜLÜNÜN ÇIKARILIŞI	109
EK-C	112
YÜREĞİN İZLEYİCIYE YAPTIRDIĞI FARKLI FARKLI HAREKET EĞRİLERİ İÇİN AŞINMA DERİNLİĞİ VE TOPLAM AŞINMA DERİNLİĞİ İFADELERİ	112
C-1	Basit Harmonik Hareket Durumunda	112
C-2	Sikloidal Hareket Durumunda	113
EK-D	114
SİKLOİDAL PROFİLE AİT HESAPLANMIŞ VE ÖLÇÜLMÜŞ AŞINMA DERİNLİKLERİ	114
D-1	PTFE Malzemeye Sahip Profil (350 d/dak)	114
D-2	PTFE Malzemeye Sahip Profil (610 d/dak)	116
D-3	PTFE Malzemeye Sahip Profil (1000 d/dak)	117
D-4	Pirinç Malzemeye Sahip Profil (350 d/dak).....	119
D-5	Pirinç Malzemeye Sahip Profil (610 d/dak)	120
D-6	Pirinç Malzemeye Sahip Profil (1000 d/dak).....	122

ÖZGEÇMİŞ..... 124

SİMGE LİSTESİ

a	İvme (m/sn^2)
b	Yüreğin genişliği
b'	Çizgisel değme için temas genişliğinin yarı uzunluğu (m)
d	Yaydaki çökme miktarı (mm)
d ₀	Başlangıçta verilen ön yükleme nedeniyle yayda oluşan çökme (mm)
e	Kaçıklık (mm)
E	Eşdeğer elastik modülü (N/m^2)
E _i	İzleyici malzemesinin elastik modülü (N/m^2)
E _y	Yürek malzemesinin elastik modülü (N/m^2)
F _{ön}	Ön yükleme kuvveti (N)
F _{yay}	Yay kuvveti (N)
F _a	Atalet kuvveti (N)
F _{top}	Toplam kuvvet (N)
G	Boyutsuz malzeme parametresi
g _E	Boyutsuz elastisite parametresi
g _H	Boyutsuz film kalınlığı parametresi
g _v	Boyutsuz viskozite parametresi
h	Aşınma derinliği (mm)
h _{min}	Minimum film kalınlığı (m)
H	İzleyici stroğu (mm)
H	Boyutsuz film kalınlığı
k	Yay katsayısı (N/mm)
K	Aşınma oranı (mm^3 / Nmm)
L	Çizgi değme için silindirin boyu (m)
n	Yüreğin devir sayısı
N	Yüreğin toplam devir sayısı
R	Yürek yarıçapı (mm)
R	Eşdeğer yarıçapların eğrilik toplamı (m)
R ₀	Aşınmış yürek yarıçapı (mm)
s(θ)	Farklı açılarda yüreğin izleyiciye yaptırdığı hareket yolu (mm)
s(θ)'	Farklı açılarda yüreğin izleyiciye yaptırdığı hareketin hızı (mm/sn)
s(θ)''	Farklı açılarda yüreğin izleyiciye yaptırdığı hareketin ivmesi (mm/sn^2)
U	Boyutsuz hız

u_r	Yuvarlanma hızı
W	Boyutsuz yük
x_c	Yürek profilinin apsisi (mm)
y_c	Yürek profilinin ordinatı (mm)
μ	Yağlayıcının viskozitesi (N.s/m ²)
n_i	İzleyici malzemesinin poisson oranı
n_y	Yürek malzemesinin poisson oranı
α	Viskozite basınç katsayısı (m ² /N)
ω	Yüreğin açısal hızı (rad /sn)
β	Yüreğin belirlenmiş bir hareket için taradığı açı (derece)
θ	Yürek açısı (derece)

KISALTMA LİSTESİ

CMM	Coordinate Measuring Machine
EHL	Elastohydrodynamic Lubrication

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1	Yüreğin şekline göre sınıflandırma[29]	9
Şekil 2.2	Yürek ve izleyicinin temas şeklinin kuvvet kapalı olduğu sınıflandırma[29]... 9	
Şekil 2.3	Yürekve izleyicinin temas şeklinin şekil kapalı olduğu sınıflandırma [29]	10
Şekil 2.4	İzleyici uzvuna göre sınıflandırma [29]	11
Şekil 2.5	Farklı yürek ve izleyici örnekleri [29]	11
Şekil 2.6	Yüreğin izleyiciye yaptırdığı doğrusal hareket [29].....	12
Şekil 2.7	Yüreğin izleyiciye yaptırdığı basit harmonik hareket [29]	13
Şekil 2.8	Hareket (a), hız (b) ve ivme (c) diyagramı	14
Şekil 2.9	Yüreğin izleyiciye yaptırdığı parabolik hareket [29]	15
Şekil 2.10	Hareket, hız ve ivme diyagramı [29]	16
Şekil 2.11	Yüreğin izleyiciye yaptırdığı sikloidal hareket [29]	16
Şekil 2.12	Hareket, hız ve ivme diyagramı [29]	17
Şekil 2.13	Düşük hızlı yürekler için hareket eğrisi [29].....	18
Şekil 2.14	Yüksek hızlı yürekler için hareket eğrisi [29]	19
Şekil 2.15	Beklemeli harekete sahip yüreğin hareket eğrisi [29].....	19
Şekil 2.16	İzleyici yol haritasının bekleme-hareket-bekleme şeklinde olduğu durum .	20
Şekil 2.17	İzleyici yol haritasının bekleme-hareket şeklinde olduğu durum[29]	20
Şekil 2.18	İzleyici uzvunun hareketini beklemesiz olarak yaptığı durum [29]	21
Şekil 2.19	Santrik toparlaklı radyal yük için hareket eğrisinin çıkarılışı [29]	22
Şekil 3.1	Bir tribolojik sistemin elemanları [31]	24
Şekil 3.2	Aşınma zaman eğrisi [31]	27
Şekil 3.3	Aşınma çeşitleri [31]	28
Şekil 3.4	Deneylerde kullanılan yürek profillerinden biri	38
Şekil 3.5	Deney düzeneğinin konstrüktif detayı	40
Şekil 3.6	Deney düzeneği.....	41
Şekil 3.7	Yürek profili (a), İzleyici geometrisi (b)	42
Şekil 3.8	Analitik model için iki konfigürasyon örneği	43
Şekil 3.9	Basit kaçık eksenli dairesel bir yüreğe ait tanımlama	44
Şekil 4.1	Kuvvetlerin yürek açısına göre değişimi (350 d/dak için)	54
Şekil 4.2	Kuvvetlerin yürek açısına göre değişimi (610 d/dak için)	58
Şekil 4.3	Kuvvetlerin yürek açısına göre değişimi (1000 d/dak için)	62
Şekil 4.4	Kuvvetlerin yürek dönme açısına göre değişimi(sikloidal hareket-350 d /dak)	64

Şekil 4.5	Kuvvetlerin yürek dönme açısına göre değişimi (sikloidal hareket-.....610 d /dak)	66
Şekil 4.6	Kuvvetlerin yürek dönme açısına göre değişimi(sikloidal hareket-1000 d /dak)	68
Şekil 4.7	Bilgisayar simülasyonu için tanımlama	70
Şekil 5.1	Basit harmonik profilli yüreğin farklı devir sayılarında oluşan film	
kalınlıkları	83
Şekil 5.2	Sikloidal profilli yüreğin farklı devir sayılarında oluşan film kalınlıkları.....	84
Şekil 6.1	PTFE malzemeye sahip basit harmonik profilli yüreğin farklı devirsayılarındaki hesaplanan aşınma derinliği.....	86
Şekil 6.2	PTFE malzemeye sahip basit harmonik profilli yüreğin farklı devirsayılarındaki ölçülen aşınma derinliği	86
Şekil 6.3	Basit harmonik profilli yüreğin (PTFE, 350 d/dak. ve 150000 tursonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	87
Şekil 6.4	Basit harmonik profilli yüreğin (Pirinç, 350 d/dak. ve 150000 tursonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	88
Şekil 6.5	Basit harmonik profilli yüreğin (PTFE, 610 d/dak. ve 150000 tursonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	89
Şekil 6.6	Basit harmonik profilli yüreğin (Pirinç, 610 d/dak. ve 150000 tur.....sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	90
Şekil 6.7	Basit harmonik profilli yüreğin (PTFE, 1000 d/dak. ve 150000 tursonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	91
Şekil 6.8	Basit harmonik profilli yüreğin (Pirinç, 1000 d/dak. ve 150000 tur	
sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	92
Şekil 6.9	PTFE malzemeye sahip sikloidal profilli yüreğin farklı devir sayılarındakihesaplanan aşınma derinliği.....	93
Şekil 6.10	PTFE malzemeye sahip sikloidal profilli yüreğin farklı devir sayılarındakillen aşınma derinliği	94
Şekil 6.11	Sikloidal profilli yüreğin (Pirinç, 350 d/dak. ve 150000 tur sonundaki)bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili	95
Şekil 6.12	Sikloidal profilli yüreğin (PTFE, 350 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili	96
Şekil 6.13	Sikloidal profilli yüreğin (PTFE, 610 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	97
Şekil 6.14	Sikloidal profilli yüreğin (Pirinç, 610 d/dak. ve 150000 tur sonundaki)bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	98
Şekil 6.15	Sikloidal profilli yüreğin (PTFE, 1000 d/dak. ve 150000 tur sonundaki)bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	99
Şekil 6.16	Sikloidal profilli yüreğin (Pirinç, 1000 d/dak. ve 150000 tur sonundaki)bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)	100

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4.1 Her 5° lik yürek açısı için ilk turda oluşan kuvvetler (n=350 d/dak).....	50
Çizelge 4.2 Farklı yürek açıları için ilk turda oluşan kuvvetler (n=610 d/dak).....	54
Çizelge 4.3 Farklı yürek açıları için ilk turda oluşan kuvvetler (n=1000 d/dak).....	58
Çizelge 4.4 Sikloidal profilli yüreğin farklı açılarında oluşan kuvvetler (ilk devir için)...	62
Çizelge 4.5 Sikloidal profilli yüreğin farklı açılarında oluşan kuvvetler (ilk devir için)...	64
Çizelge 4.6 Sikloidal profilli yüreğin farklı açılarında oluşan kuvvetler (ilk devir için)...	66

YÜREK MEKANİZMALARINDA AŞINMA VE ELASTOHİDRODİNAMİK YAĞLAMA

İlknur KESKİN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Doktora Tezi

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Atilla BOZACI

Dinamik sistemler için ömür tahmini tasarımcılar açısından teknik ve ekonomik sebeplerden dolayı oldukça önemlidir. Eş çalışan yüzeylerin aşınması da ürün ömrünü etkileyen kritik bir faktördür. Aşınmanın kendisi kesinlikle sıradan bir olay olmasına rağmen aşınma teorisi ve mekanizması sistemin malzeme özelliklerini, çalışma şartlarını (yük, hız, v.s.), değme geometrisini, yüzey pürüzlüğünü ve çevresel faktörleri (yağlama, sıcaklık, v.s.) kapsayan çok kompleks bir olgudur. Ancak bu kadar çok bileşeni bir matematik model üzerinde ele almak mümkün değildir. Literatürde, yürek yüzeyinde sadece yay kuvvetinin sebep olduğu aşınmayı modelleme çalışmaları mevcuttur.

Bu çalışmada, yürek mekanizmasını etkileyen yay ve izleyicinin ivmelenmesinden doğan atalet kuvvetleri de göz önüne alınarak bir matematik modelleme çalışması yapılmıştır.

Archard'ın aşınma denklemi mevcut duruma adapte edilmiş ve kuru şartlarda aşınma derinliğini kuvvet ve zaman değişkenine bağlı olarak verebilen bir matematik model kurulmuştur. Aynı mevcut şartlar için deneysel çalışmalar PTFE malzemeye sahip yürek profili için yapılmış ve aşınan yürek profilinin farklı açılardaki aşınma derinliği CMM yardımıyla belirlenmiştir. Deneysel olarak belirlenen sonuçlar matematik modelin ortaya koyduğu teorik verilerle karşılaştırılmış ve modelin güvenilir olduğu

görülmüştür.

Aynı çalışmalar pirinç malzemedan imal edilen yürek profili için de uygulanmış ve güvenilir bir model olduğu burada da görülmüştür. Daha sonra aynı çalışmanın yağlı şartlarda yapılması durumunda ortaya çıkacak olan elastohidrodinamik yağlama durumuna göre kuvvet bileşenin film kalınlığı üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Muhtelif elastohidrodinamik rejimler için elde edilmiş olan film kalınlığı bağıntıları incelenmiş, bu bağıntılardaki sabit kuvvet varsayımı yerine bu çalışmadaki değışken kuvvet göz önüne alınarak film kalınlıkları tahmin edilmeye çalışılmıştır.

Bu tez çalışmasındaki yaklaşım bir yüreğin kullanım ömrü boyunca ortaya çıkabilecek aşınma derinliğini önceden tahmin etme özelliğine sahiptir.

Anahtar Kelimeler: Yürek, izleyici, aşınma, aşınma katsayısı, elastohidrodinamik yağlama

**WEAR OF CAM MECHANISMS AND ELASTOHYDRODYNAMIC
LUBRICATION**

İlknur KESKİN

Department of Mechanical Engineering

PhD. Thesis

Advisor: Prof. Dr. Atilla BOZACI

Life prediction for dynamic systems is very important for machine designers in terms of technical and economical reasons. Wear of co-working surfaces is a critical factor affecting the life of the product. Although wear is definitely an ordinary event, the mechanism and theory of wear are very complex phenomenon of the system which includes material properties, operating conditions (load, speed, etc.), contact geometry, surface roughness, and environment (lubrication, temperature, etc.). However, it is not possible to deal with so many components on a mathematical model. The modelling studies which involves the wear arised surface of the cam by considering only spring forces effects are present in the literature.

In this study, the mathematical model has been formed by considering inertia forces arising from the spring affecting cam mechanism and acceleration of the follower.

Archard's wear equation has been adapted to the current situation and a mathematical model which reveals the depth of wear depending on the force and time variable has been established in dry conditions. For the same existing conditions, experimental studies have been performed for PTFE cam profile and then wear depth of the worn cam profile have been determined by CMM for different angles. Experimental results were compared with the theoretical data that as a mathematical model put forward and was seen a reliable model.

The same studies have been also applied to cam profile that made of brass by this way the reliability of the model has been presented. Then, in the case of performing the same studies for lubricated conditions, the effect of force component on the film thickness has been investigated. Film thickness relations that obtained for a variety of elastohydrodynamic regimes were examined. Instead of the assumption of constant force in this statements the film thickness has been predicted by considering variable force in this study.

The approach in this thesis study enables to predict wear depth during lifetime of the cam.

Key words: Cam, follower, wear, wear coefficient, elastohydrodynamic lubrication

1.1 Literatür Özeti

Aşınmanın modellenmesi ve bu sayede makine elemanının muhtemel aşınma seyrinin önceden tahminine yönelik araştırmalar yıllardır yapıla gelen bir uğraştır. Literatürde bu konuda yapılmış pek çok araştırma vardır. Lakin modellerin çoğu korelasyon esaslı olup, üzerinde deneme yapılan sisteme ciddi olarak bağlıdır. Yani her model, sadece üzerinde kurulduğu sisteme has sonuçlar verecektir. Kurulan modele göre bir genelleme yapmak mümkün olamamaktadır. Aşınma modellerinin bu karakterinden ötürü, aşınma parametreleri ve sabitlerinde pek çok çeşitliliğe yol açmıştır. Bu da hali ile bilim adamları arasında bir uzlaşmaya ulaşmayı zorlaştırmakta, herkes nerede ise kendine ait bir model ortaya koymaktadır. Bu nedenle aşınma tahmini modelleri mevcut hali ile tüm aşınma problemlerine çözüm getirmekten uzak görünmektedir. Bütün bunlardan çıkan genel sonuç ise modelleme çalışmalarının mekanik sistem esaslı olması ve deneylerle desteklenmesi gerektiğidir. Sadece malzemeye, yağlayıcıya veya aşınma mekanizmasına bağlı kendi başına bir modelleme arzu edilen değerlendirmeyi mümkün kılmamaktadır [1].

Cheng, yürek ve izleyici aşınmasını yük, hız ve malzeme özellikleri itibariyle ele aldığı çalışmasında tüm bu kompleks faktörlerin neticesi olarak ortaya çıkan yüzey yorulmasını yürek ve izleyici sisteminin arızalarında en baskın neden olarak ortaya koymuştur [2].

Bell vd. [3], izleyici üzerindeki aşınmayı basit bir aşınma prosesi olarak elastohidrodimik ve sınır yağlama geçişini kinematik bir analizle ifade etmişlerdir.

Fries ve Rogers yürek ve izleyici değmelerinde bazı basit aşınma simülasyonları oluşturmuşlardır. İzleyicinin devrini göz önünde bulundurmamışlar ve izleyici üzerinde bir noktanın yüreğin bir devri boyunca karşı yzeeye karşı kaydığı mesafenin hertzien değme genişliğine orantılı olduğunu söylemişlerdir. Basıncı standart Hertzian teorisine benzer bir yaklaşımla hesaplamışlardır [4]. Cheng vd. [5], yürek ve yuvarlanmalı izleyicinin aşınmasını deneysel ve analitik olarak incelemişlerdir.

Heisen-Chung Meng, 1994'de Michigan niversitesinde yapmış olduğu doktora çalışmasında 1957 ve 1992 yılları arasında yapılmış, aşınma denklemleri içeren 5325 yazar sayısına sahip toplam 5466 modelleme çalışması incelemiş, buradaki denklemleri 2 kategori halinde toparlamış ve toplamda 182 adet aşınma denklemi kullanıldığı bilgisine ulaşmıştır [6], [7], [8], [9], [10], [11].

Hugnell ve Andersson [12] yürek ve izleyici temasındaki ılımlı aşınmayı yüreğin dönme sayısının bir fonksiyonu olarak simüle etmişlerdir. Hugnell vd. (1996), izleyicinin basınç dağılım hesabını sonlu elamanlar analizi ile yapmışlardır [13].

Soejima, M. vd. [14] sürtünme ve aşınma karakteristiklerine değme yükünün, yüreğin dönme hızının, malzeme ve yağlayıcı özelliklerinin etkisini araştırmışlardır. Sawyer vd. [15] aşınma modelinin fiziksel verilerini doğrulamak için bir test düzeneği geliştirmişlerdir.

Shigley ve Uicker [16] çoğu basit mekanizmalar için yerdeğiştirmeyi, kayma hızlarını ve değme yüklerini tahmin edebilmek için kapalı form çözümler geliştirdiler.

Soejima, Wakuri ve Ejima [17], yürek ve iticisinin yağlanmasıdaki gelişmeler deneysel bir çalışmayla ortaya konulmuştur. Sonuçlar öncelikle malzeme kombinasyonuna göre tartışılmış. Maksimum değme yüklerinde yürek ve iticisinin farklı malzemeleri için ortaya çıkan aşınmaları karşılaştırılmıştır. İtici malzemesi olarak aşınma direnci en çoktan aza doğru soğuk dökme demir, sinterlenmiş metal ve silikon nitrat şeklinde sıralandı. Yürek malzemesi olarak da sertleştirilmiş sünek dökme demirin, sertleştirilmiş çeliğe göre daha fazla aşınma direncine sahip olduğu sonucuna varılmış. Yine yürek malzemesi olarak sertleştirilmiş çeliğin, sertleştirilmiş sünek dökme demire göre daha düşük sürtünme katsayısına sahip olduğu belirlenmiş. İtici malzemesi olarak

da soğuk dökme demirin, sürtünme katsayısının diğerlerine göre daha düşük olduğu sonucuna varılmıştır.

Diğer bir değerlendirme ham petrole ve katkılarına bağlı olarak yapılmıştır. Aşınma sıklıkla viskozitenin düşük olduğu durumlarda daha fazladır fakat sürtünme katsayısının yağ katkısına da bağlı olduğu gösterilmiştir.

Son olarak da yağ deliğinin konumuna bağlı olarak yağlama ele alınmıştır. Yağ deliğinin yürek profili üzerindeki yerinin, yağın yürek yüzeyini beslemesi açısından önemli olduğu ve farklılıklar gösterdiği gözlenmiştir.

Blanchet ve Sawyer [18] aşınmanın basit bir çizgi taşıma boyunca olduğu basit bir mekanizma için kapalı form analitik bir ifade geliştirmişlerdir. Bu ifadeler belirli problem tipleri ve ayrıcalıklarına bağlı diğer yaklaşımlardan daha az yaygındırlar.

Son on beş yıldan beri aşınmaya ait çalışmalar nümerik ve sonlu eleman metodlarını içermektedir. Aşınma tahminine yönelik bu modeller Archard'ın aşınma denklemini esas almaktadır.

Podra ve Andersson [19], [20] bir düzleme karşı kayan yarı küresel bir pinin aşınma tahminini sonlu elemanlar yöntemini kullanarak yapmışlardır.

Soejima, Ejima, Wakuri ve Kitahara [21] yürek ve iticisi için yağlamanın geliştirilmesi ile ilgili çalışmalar yapmışlardır. İçten yanmalı motorun yürek ve iticisi arasındaki yağlamayı geliştirmek için malzemenin ve yağ viskozitesinin etkileri ve sürtünmeye katkısı ve aşınma karakteristikleri, sabit bir dönme hızında, artan değme yükü etkisinde bir test donanımıyla incelenmiştir. Yürek milinin yağ deliği vasıtasıyla yağ miktarının sürtünmenin azalması ve aşınmanın önlenmesi üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Malzemenin sürtünmesinin azalması ya da aşınmanın önlenmesi üzerindeki etkisi, yürek ve iticisinin malzemelerinin kombinasyonuna bağlı olduğunu görmüşlerdir.

Son olarak yürek yüzeyinin yağ deliğindeki yağ miktarı yağlamanın gelişiminde etkili olduğu, yağ deliği sübabın açık olmasına bağlı olarak yürek profilinin yanı ve omuzu arasında konumlandırıldığında etkinin en büyük olduğu gözlenmiştir.

Sonuç olarak yürek malzemesi olarak her ne kadar mineral yağ SAE30 için yüksek sürtünme vermesine rağmen sertleştirilmiş sünek dökme demir, sertleştirilmiş S48C

çeliğe göre daha üstün aşınma direnci gösterir. İtici malzemesi olarak sert sinterlenmiş metal ve silikon nitrat seramik soğuk dökme demire göre hem aşınma direnci yüksektir hem de sertleştirilmiş S48C çelik yürek kullanıldığında daha düşük sürtünme direnci verir. Yağın viskozitesinin SAE10W dan 80N ye azaldığı durumda aşınma daha kolay gerçekleşir. Fakat sürtünme yağ ilavesine bağlıdır. Yüreğin yağ deliğinden yağ ilavesi yağlamayı iyileştirir.

Michalski vd. [22], bir dizel motora ait izleyici ve kam aşınmasını malzemelerin özellikleri açısından incelemiştir.

Soejima, Ejima, Uemori ve M.Kawasaki [23] hazırladığı yayında motor yağının içindeki karbon kirlenmesinin yürek ve iticisinin sürtünme ve aşınma karakteristiklerine olan etkisi dikkate alınmış. Daha önce içten yanmalı motorların sübap mekanizmalarının tribolojik problemleriyle ilgili bazı ölçümler yapılmış ve sürtünme ve aşınmayı, mekanizmayı, malzemeleri ve motor yağının özelliklerini iyileştirerek azaltmak gerektiği savunuluyordu. Son zamanlarda çok silindirli motorların yüksek değme yükleri yüzünden yürekler ve sübap mekanizmalarının yürek ve iticileri için teknik problemler çok daha ciddi boyutlara geldi. Yürek ve iticisinin karbon kirlenmesine maruz yağ ile yağlanması sonucu, sürtünmenin karbonsuz yağa oranla daha yoğun iniş çıkışlar kaydettiği ve zamanla yavaş yavaş düştüğü sonucuna varılmıştır.

Mehenny ve Taylor [24] yağlanmış bir otomobil yureği ve düz yüzeyli izleyicinin pürüzlü yüzeylerindeki çevresel etkileri incelemiştir.

Glovna ve Spikes [25] yürek ve izleyici hareketinin elastohidrodinamik film kalınlığı üzerindeki etkilerini incelemiştir.

Baş, Bıyıklıoğlu ve Çuvalcı [26] yürek ve iticisinin, farklı yük, hız ve yağlama şartlarında sürtünme davranışlarının araştırıldığı yeni bir test aparatı geliştirmişlerdir. Bilgisayar kontrollü sistem yürek ve iticisinin farklı yağ tipleri için sürtünme davranışlarına ait verileri daha hızlı toplamaya yardımcı olmuştur. Sonuçlar verilen katı, yay ve sürtünme kuvvetleri için elde edilmiş ve diğer çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Araştırmacılar genellikle yürek ve itici sistemin yürek kısmında mile sabitlenmiş torkmetre ile sürtünme momentinin ölçüldüğü konvansiyonel test aparatları kullanırlar. Yürek mili üzerindeki sürtünme momentini ölçen bu metotta yürek milini

yataklayan kaymalı yatak üzerindeki sürtünme olayı da ölçülür. Bu nedenle yürek ve itici arasındaki sürtünme momenti kaymalı yataktaki sürtünmeye de bağlı olarak beklenenden daha yüksek çıkar. Bu sürtünmeyi gerçek çalışma şartlarında ölçmek ve net sürtünme momentinden ayırt etmek zordur. Bu çalışmada bir ölçüm çubuğu kullanılarak yürek ve iticisinin kesişim noktasındaki sürtünme direk olarak ölçülmüştür.

Test aparatı bir sürücü ünitesi, bir ölçme ünitesi, bir yürek ve itici sistemi, bir yükleme ünitesi ve bir de yağlama ünitesi içermektedir. İki farklı yağlama sistemi kullanılmıştır. Bunlardan birincisi sistemin kaymalı yataklar gibi çalışan parçalarının daha önceden yağlandığı ve bir hidrolik pompa tarafından tahrik edilen şeklindedir. İkinci yağlama ünitesi yürek ve iticinin değme bölgesini yağlar. Bu sistem yağ şişelerinden borulara doğru, yürek ve iticinin kesişim bölgesindeki sürtünme özelliklerini test etmek için 10 yollu ve 6 pozisyonlu dizayn ve imal edilen kontrol valfine gelen 5 farklı yağ içerir.

Daha sonra yay kuvvetleri de dikkate alınarak bilinen sürtünme katsayısının ampirik formülleri sonucu ve hata analizi de dikkate alınarak yüreğin farklı açılarında sürtünme katsayıları bulunuyor. Yürek açısının 30° ve 150° olduğu konumlarda sürtünme kuvvetinin ve dolayısıyla katsayısının maksimum değere ulaştığı gözleniyor. Bulunan sonuçlar daha önce bu konuda yapılmış çalışmalarla karşılaştırılıyor ve benzer sonuçlara ulaşıldığı gözleniyor. Buna ek olarak yürek ve iticisinin aşınma özelliklerinin de tanımlanabileceği ve farklı yürek profilleri için sonuçların tekrarlanabileceği söyleniyor.

Dickrell vd. [27] dairesel profilli bir yüreğin aşınmasını analitik, deneysel ve bilgisayar simülasyonu olarak incelemiş, tahmindeki hata yüzdesini hesaplamıştır. Aşınmayı kuvvet bileşeni açısından ele almış, atalet kuvvetini ihmal edilebilir boyutlarda sınırlandırmış ve sadece yay kuvvetinin etkisini dahil etmiştir. Analitik yaklaşımda Archard'ın aşınma prensibi benimsenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Aşınma, tribolojinin üzerinde en çok araştırma yapılan konularından biridir ve istenmeyen bir olgudur. Teknik ve ekonomik sebeplerden dolayı aşınmayı ortadan kaldırmak veya en aza indirebilmek için muhtemel oluşabilecek aşınmayı önceden

tahmin edebilmek gerekir. Literatürde aşınmayı çok farklı yönlerden ele alan birçok çalışma mevcuttur. Ancak bir sistem üzerinde yapılan araştırma, başka bir sistem üzerine tam olarak uyarlanamamaktadır. Bu çalışmada bir yürek mekanizmasının, yürek yüzeyinde de oluşabilecek aşınması sistemin kinematik ve dinamik analizleri yapılarak kuvvet bileşenine ve zamana bağlı olarak belirlenmeye çalışılmıştır. Bunun için yüreğin her 5°'lik dönme açısında aşınma derinliğini hesaplayabileceğimiz bir matematik model oluşturulmuş bu modelin doğruluğu, deney sonuçlarıyla karşılaştırılarak test edilmiştir.

1.3 Orjinal Katkı

Literatürde yürek ve izleyici çiftinin aşınmasını araştıran pek çok çalışma mevcuttur. Ancak bu çalışmaların büyük bir çoğunluğunda nümerik çözüm yöntemleri kullanılmıştır. Bu çalışmada ise aşınma derinliğinin analitik olarak hesaplandığı bir matematik model kurulmuştur. Daha önce deneysel olarak güvenilirliği test edilmiş, teorik bir çalışmada kurulan matematik modelde işlemi basitleştirebilmek adına, kuvvet bileşenlerinden sadece yay kuvveti göz önüne alınmıştır[27]. Bu çalışmada yay kuvveti ile birlikte atalet kuvvetinin de etkisi modele dahil edilmiş, gerçek koşullara yaklaşılmış, geliştirilen matematik model yapılan deneysel çalışmaların verileri ile karşılaştırılarak güvenilirliği kanıtlanmıştır.

BÖLÜM 2

YÜREK MEKANİZMALARI

Yürek mekanizmaları esas olarak, istenilen belirli bir hareketi gerçekleştirmek üzere profili özel olarak şekillendirilmiş *yürek* denilen makine elemanı ile bu elemandan bir yüksek eleman çifti üzerinden hareket alıp istenilen hareketi gerçekleyen, *izleyici* den oluşur [28]. Yürekler, tasarımcının öngördüğü hareketi basit bir yolla ve tam istendiği şekilde sağlayabilen, makine elemanlarının en etkin mekanizmalarından biridir. Yürek-izleyici mekanizmaları yapıları bakımından basittirler, az sayıda eleman içerirler, az yer kaplarlar ve ölçülendirilmeleri kolaydır. Dahası herhangi bir izleyici hareketini elde etmek zor değildir. Bu sebeplerle yürek mekanizmaları makine tasarımında çok yoğun kullanılırlar Genel anlamda üç boyutlu uzaysal ve iki boyutlu düzlemsel olarak da ikiye ayrılabilirler. Düzlemsel yürek mekanizmaları geniş anlamda ele alındığı takdirde yüksek eleman çiftine ihtiyaç duyan mekanizmalardır. Dar anlamda ele alınırsa, yüksek eleman çiftini ihtiva eden elemanlardan birinin tahrik uzvu olma halidir. Yürek denilen bu uzuv esas itibariyle arzu edilen hareket kanununu verecek şekilde şekillendirilmiş, belirli bir profile sahip levhadan ibarettir. Yürek kendi düzlemine dik bir eksen etrafında dönecek şekilde sabit uzva yataklanmış olup, dönme hareketi yüreğe göre hareket eden uzvun hareketine, örneğin; gidip gelme veya sarkaç hareketine vs. dönüştürülür. Hareket esnasında, yürek ile tahrik edilen uzuv doğrudan doğruya temasta olabilirler.

Yürekler tekstil makinesi, baskı makineleri, patlamalı ya da yanmalı motorlarda emme ve egzoz subaplarının açılıp kapatılmasında ve tarım ekipmanları gibi geniş kapsamda kullanım alanına sahiptirler. Genellikle yürekler özel olarak belirlenmiş bir hareketi izleyici vasıtasıyla mekanik bileşenlere çıkış olarak vermek üzere kullanılırlar. Bu

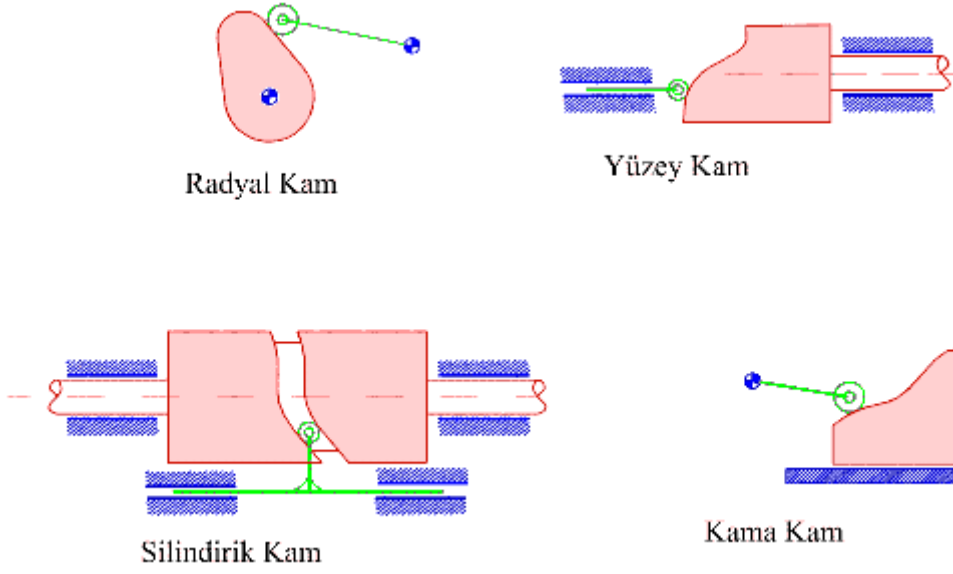
hareket çoğunlukla karmaşık ve çoğunlukla kusursuz zamanlama gerektirir. En büyük avantajları, başka tip mekanizmalarla yapılması güç olan, düzensiz, alışılmamış hareketlerin gerçekleştirilmesi için imkân sağlamalarıdır. Bütün bu avantajlarının yanında bazı dezavantajları da vardır. Yürek profilinin imalatı büyük hassasiyet gerektirir. Çünkü profiledeki hatalar izleyicinin hareketinde istenmeyen sapmalara neden olur. Yürek ile izleyici arasındaki temas, yüksek eleman çiftinden dolayı çizgisel olduğundan büyük yükler taşınmaz ve aşınma problemleri ortaya çıkar. Ayrıca hareket iletimi sırasında izleyicinin yürek ile temasının sürekliliğini sağlamak için mekanizmaya eklenen yaylar ise titreşim problemlerine sebep olur[28].

Özellikle, subap açıp kapama için kullanılan yürek mekanizmalarında kendini daha belirgin olarak gösteren bu durum nedeniyle, belirli dönemlerde ayar ve kontrollerin yapılması gerekir. Yüreğin hareketi izleyici sistemi üzerine direk değme ya da yüksek eleman çifti olarak nakledilir. Yürek ve izleyici çifti arasındaki değme çoğunlukla yüksek sıcaklık, az ya da yağlamasız ve yüksek değme gerilmeleri gibi yıpratıcı etkilere neden olur. Değme şartları yürek sisteminin performansında çarpıcı şekilde etkilidir. Genellikle yürek sistemleri yürek ve izleyicisinin aşınması dikkate alınmadan özel uygulamalar için yürek şekli ve izleyici performans kriterinin optimum memnuniyeti dikkate alınarak dizayn edilirler. Yürek ve izleyici yüzeylerinin aşınması başlangıçta öngörülen performans (hareket, zamanlama ya da dinamik kontrol) kriterlerinin bozulmasıyla sonuçlanacaktır.

2.1 Yürek Mekanizması Çeşitleri ve Sınıflandırılması

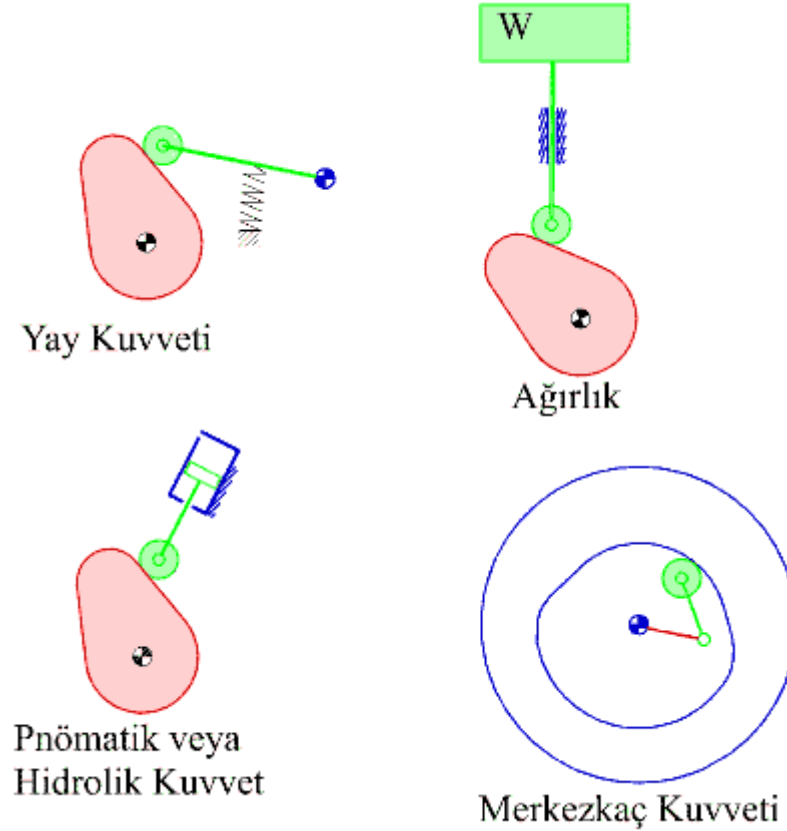
En basit yapı olarak bir serbestlik dereceli yürek mekanizmaları üç uzuvlu bir kinematik zincirden oluşur. Mekanizmanın serbestlik derecesinin bir olması için zincirde yürek çiftinin dışında bulunan diğer kinematik çiftlerin serbestlik derecesinin de bir olması gerekir. Bu durumda, diğer kinematik çiftler kayar veya döner mafsallı olabilirler. Genel olarak yürek çiftini oluşturan her iki yüzeyde farklı bir eğri olabilir ise de, imalat kolaylığından dolayı yüzeylerden biri bir doğru veya dairedir. Daire olarak kendi eksenini etrafında dönebilen bir toparlak yerleştirilerek kayma sürtünmesi dönme sürtünmesine dönüştürülür [29].

Yürek mekanizmalarının sınıflandırılmasında üç değişik kriter kullanılır.



Şekil 2.1 Yüreğin şekline göre sınıflandırma[29]

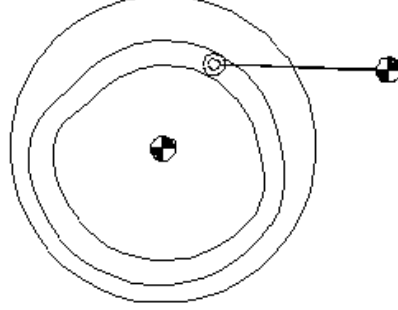
Yüreğin şekline göre, radyal, yüzeysel, silindirik, kama, konik, küresel veya üç boyutlu olarak Şekil 2.1 de görüldüğü gibi sınıflandırılmaları mümkündür[29].



Şekil 2.2 Yürek ve izleyicinin temas şeklinin kuvvet kapalı olduğu sınıflandırma[29]

Yürek ile izleyicinin temas şekline göre yürek çiftleri **kuvvet kapalı** veya **şekil kapalı**

olarak sınıflandırılabilir. Şekil 2.2 de görüldüğü gibi kuvvet kapalı yürek çiftleri daha yaygın olup yürek çifti yüzeyine etkiyen normal kuvvetin ne şekilde oluştuğuna göre sınıflandırılabilir (yay, ağırlık, pnömatik, santrifüj, vb)[29].



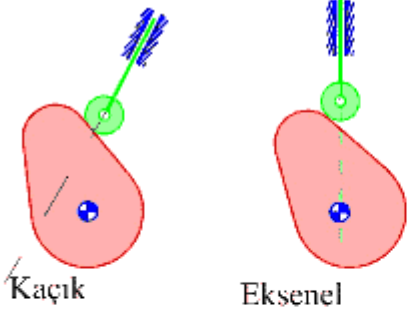
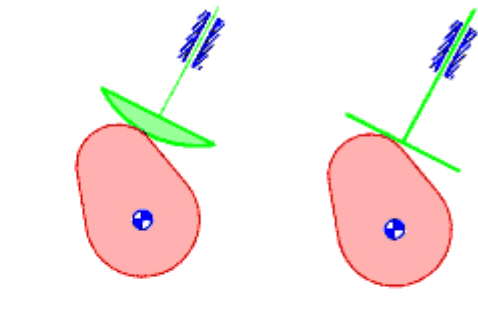
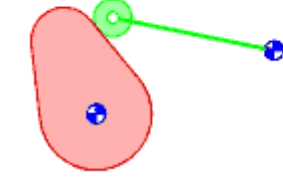
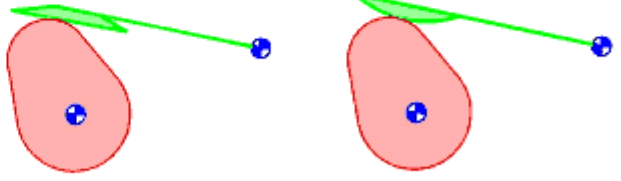
Şekil 2.3 Yrekve izleyicinin temas şeklinin şekil kapalı olduğu sınıflandırma [29]

Şekil kapalı yüreklerde uzuvlar iki noktadan temas ederler ve kinematik çiftlerin teması için ek bir kuvvete ihtiyaç yoktur.

İzleyici uzuv olarak adlandıracağımız, genellikle basit geometrik yapıya sahip kinematik elemanı olan uzuv ise Şekil 2.4 de görüldüğü gibi iki değişik şekilde sınıflandırılır:

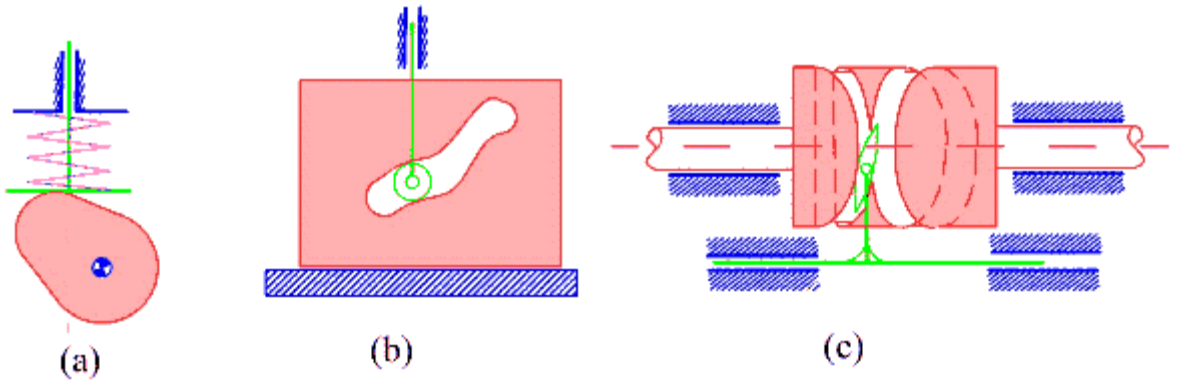
1. Kinematik elemanın geometrik şekline göre, düz yüzeyli, toparlaklı, küresel izleyiciler,
2. İzleyici uzvun hareket şekline bağlı olarak, öteleyen veya salınan izleyicilerdir.

Ayrıca, teleme yapan izleyiciler kaık veya aksenel olarak da ayrılırlar.

Öteleme yapan izleyici	 Kaçık Eksenel	
Salınan izleyici	 Toparlaklı	 Silindirik veya küresel Düz yüzey

Şekil 2.4 İzleyici uzvuna göre sınıflandırma [29]

Bir yürek mekanizmasını tanımlarken yukarıda verilmiş olan sınıflandırmalardan mümkün olduğunca fazlası verilmeye çalışılır: eksenel öteleme yapan, düz-yüzeyle izleyicili, kuvvet kapalı radyal yürek (Şekil 2.5a), toparlaklı öteleme yapan izleyicili, şekil kapalı, kamalı yürek (Şekil 2.5b) veya öteleme yapan silindirik izleyicili silindirik yürek (Şekil 2.5c)'deki gibi sınıflandırılabilir[29].



Şekil 2.5 Farklı yürek ve izleyici örnekleri [29]

2.2 Hareket Diyagramları

Uygulamada çok sayıda farklı hareket eğrileri kullanılmaktadır. Burada genel özellikleri açıklayan temel hareket eğrileri ele alınacaktır.

2.2.1 Doğrusal Hareket

$$s = C t$$

Yürek için sabit açısal hız (w) kabul edilir ise:

$$s = C\theta / w \text{ dir.}$$

H= Strok boyu

β = yüreğin tüm hareket sırasında döndüğü açı ise:

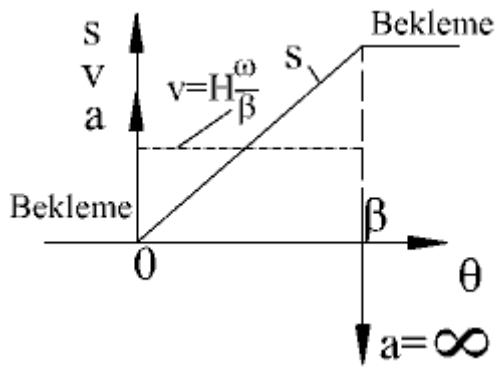
$s=0$ iken $\theta= 0$ ve $s = H$ iken $\theta= \beta$ sınır şartları kullanılarak:

$$s = H \frac{\theta}{\beta} \quad (2.1)$$

$$v = H \frac{\omega}{\beta} \quad (2.2)$$

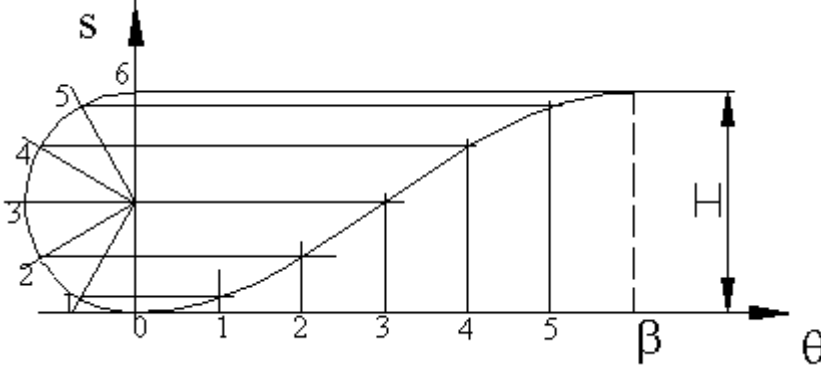
$a=0$, ancak başlangıç ve bitiş noktalarında $a= \infty$ olacaktır

Şekil 2.6'da hareket, hız ve ivme grafiği gösterilmiştir. Uç noktalarda ivmenin sonsuz olması bu tip bir eğrinin düşük hızlarda bile kullanılmasına müsaade etmemektedir. Ayrıca bu eğri yürek eğrisi olarak çizildiğinde, süreksizlik hareket diyagramında görüldüğü gibi yürek profilinde de olacaktır[29].



Şekil 2.6 Yüreğin izleyiciye yaptırdığı doğrusal hareket [29]

2.2.2 Basit Harmonik hareket



Şekil 2.7 Yüreğin izleyiciye yaptırdığı basit harmonik hareket [29]

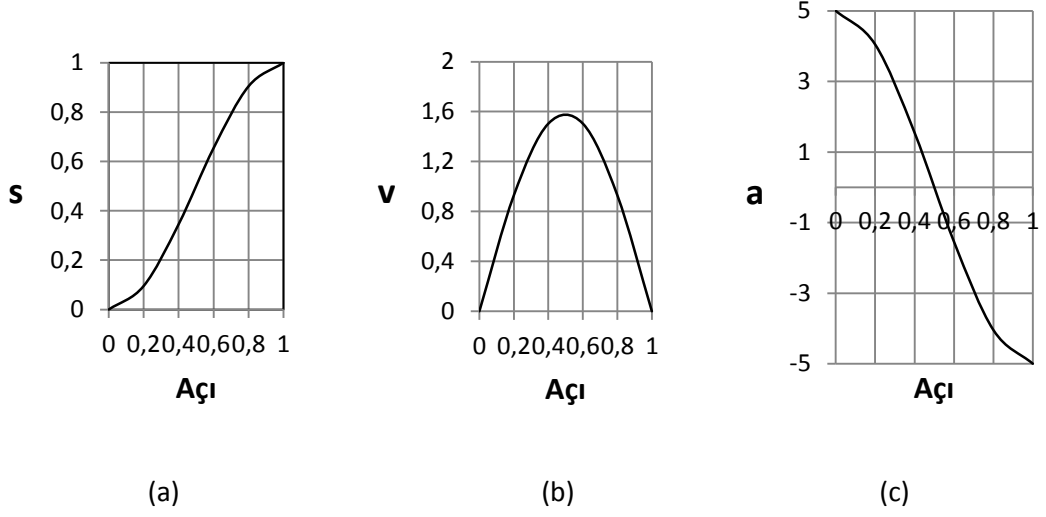
Tasarımı kolay ve sürekli bir hareket olmasından dolayı basit harmonik hareket bilhassa düşük veya orta hızlı yüreklerde çok sıkça kullanılan bir harekettir. Geometrik olarak basit harmonik hareket Şekil 2.7'de gösterildiği gibi, bir daire üzerinde bulunan noktaların s öteleme eksenine projeksiyonu ile elde edilir. Çapı toplam öteleme stroğuna eşit yarım daire yürek yükselme açısı bölümü kadar bölümlere ayrılır ve daire üzerinde alınan her noktanın dikey eksene projeksiyonu sırasında yüreğin belirlenen aralık kadar döndüğü öngörülür. Şekilden anlaşılacağı gibi, hareket başlangıç ve bitişte daha yavaş, orta noktalarda daha hızlı olacaktır. Bu tüm bekleme-hareket-bekleme için kullanılan eğrilerde aranılan özelliktir[29]. Basit harmonik hareketin denklemi:

$$s = \frac{1}{2}H \left(1 - \cos\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right) \right)$$

$$V = \frac{1}{2} \frac{H\pi\omega}{\beta} \sin\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right)$$

$$a = \frac{1}{2}H \left(\frac{\pi\omega}{\beta}\right)^2 \cos\left(\frac{\pi\theta}{\beta}\right)$$

(2.3)



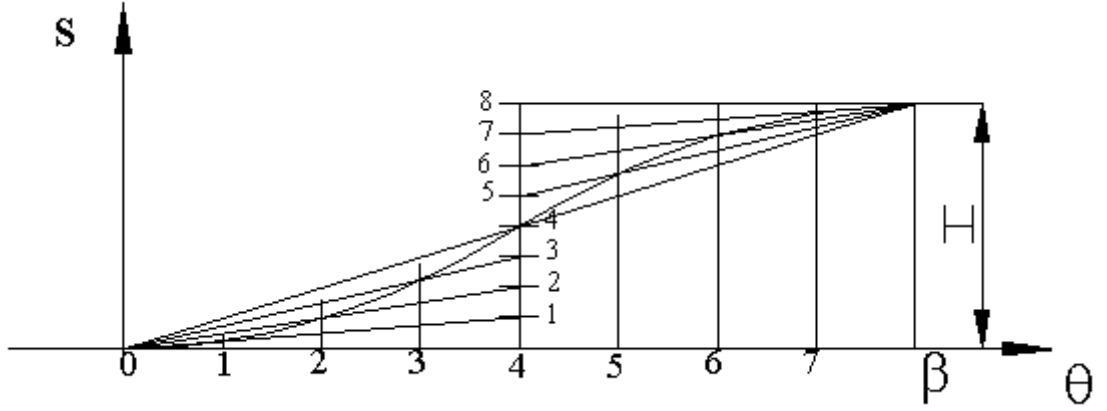
Şekil 2.8 Hareket (a), hız (b) ve ivme (c) diyagramı

Hız ve ivme diyagramları Şekil 2.8’de görülmektedir ve maksimum hız ve ivme değerleri:

$$v_{\max} = \frac{1}{2} H \frac{\pi \omega}{\beta}, \quad a_{\max} = \frac{1}{2} H \left(\frac{\pi \omega}{\beta} \right)^2 \quad (2.4)$$

dir.

2.2.3 Parabolik veya Sabit İvmeli Hareket



Şekil 2.9 Yüreğin izleyiciye yaptırdığı parabolik hareket [29]

Parabolik harekette hareketin ilk yarısında izleyici sabit bir ivme ile hızlandırılırken ikinci yarısında sabit bir eksi ivme ile yavaşlatılır. Bu hareket eğrisini grafik olarak çizmek için izleyici yükselişi ile yüreğin dönme açılarını eşit sayılara bölmemiz gerekir. Yükseliş bölümlerini orta noktada bir dikey doğru üzerinde gösterelim. O başlangıç noktasından dikey doğru üzerinde bulunan 1,2,3 ve 4 noktalarına çizilen doğrular ile yürek dönme açısı bölümlerinden çizilen dikey doğruların kesiştiği noktalar bu parabol üzerinde bulunan noktalardır. Hareketin ikinci yarısı için O yerine O' noktası kullanılarak aynı işlem tekrarlanır[29].

İzleyicinin hareketi, hızı ve ivmesi yürek dönme açısına göre:

$0 < \theta < \beta/2$ aralığında

$\beta/2 < \theta < \beta$ aralığında

$$s = 2H \left(\frac{\theta}{\beta} \right)^2$$

$$s = H \left[1 - 2 \left(1 - \frac{\theta}{\beta} \right)^2 \right]$$

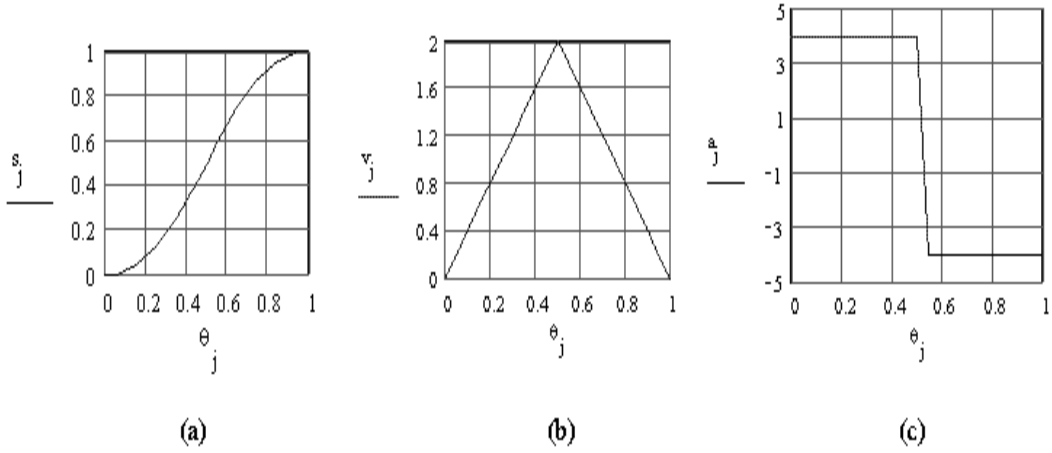
$$v = 4H\omega \left(\frac{\theta}{\beta^2} \right)$$

$$v = 4H \frac{\omega}{\beta} \left(1 - \frac{\theta}{\beta} \right)$$

$$a = 4H \left(\frac{\omega}{\beta} \right)^2$$

$$a = -4H \left(\frac{\omega}{\beta} \right)^2$$

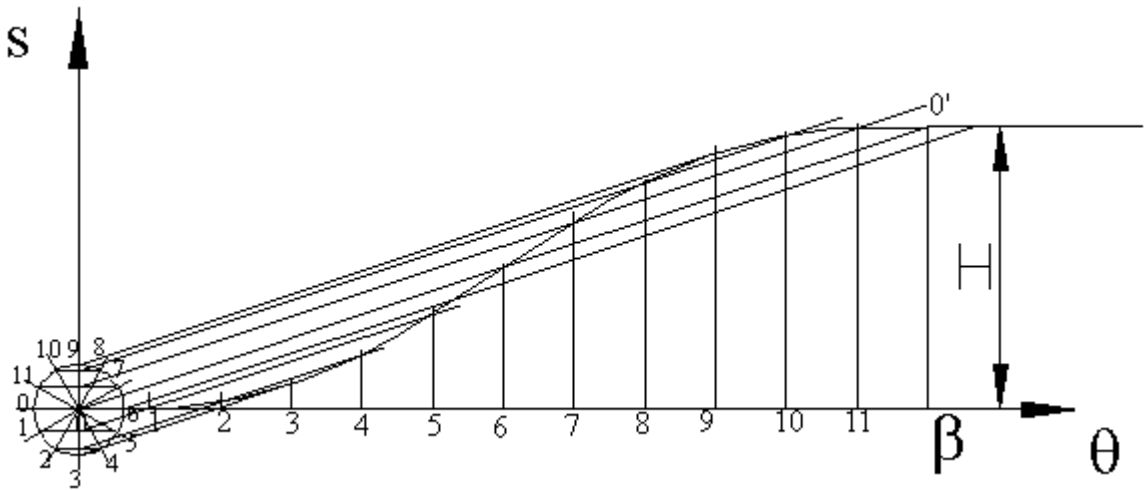
(2.5)



Şekil 2.10 Hareket, hız ve ivme diyagramı [29]

İvme her konumda belirli bir değer alırsa da, ivme değişimi (sadme) sonsuz olacaktır. Hareket, hız ve ivme diyagramları Şekil 2.10'da gösterilmektedir.

2.2.4 Sikloid Hareket Eğrisi



Şekil 2.11 Yüreğin izleyiciye yaptırdığı sikloidal hareket [29]

Eğer bir daire bir doğru üzerinde yuvarlanır ise, daire çemberi üzerinde bir nokta sikloid eğrisini çizer. İzleyicide sikloid hareketi elde etmek için çevresi H veya çapı H/π olan, merkezi ise OO' doğrusu üzerinde bulunan daire çizilir. Daire çemberi ve yürek yükseliş açısı aynı sayıda eşit aralıklara bölünür. Bu daire üzerinde bulunan bir noktadan (örneğin 1 noktası) çizilen yatay doğrunun dikey eksenini kestiği noktadan OO' ye paralel çizilen doğru ile aynı noktaya karşı gelen yatay eksen üzerindeki noktadan (1 noktası)

çizilen dikey doğrunun kesiştiği nokta yükselme eğrisi üzerinde bir noktayı belirler[29].

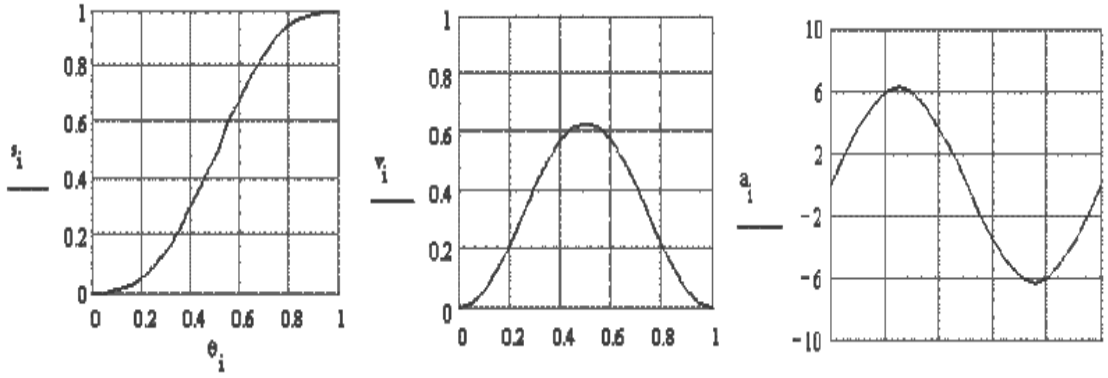
Analitik olarak hareket, hız ve ivme eğrileri :

$$s = \frac{H}{\pi} \left[\frac{\pi\theta}{\beta} - \frac{1}{2} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \right]$$

$$V = \frac{H\omega}{\pi\beta} \left[1 - \cos\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right) \right]$$

$$a = \frac{2H\pi\omega^2}{\beta^2} \sin\left(\frac{2\pi\theta}{\beta}\right)$$

(2.6)



Şekil 2.12 Hareket, hız ve ivme diyagramı [29]

Şu ana kadar açıklanmış olan eğriler arasında sikloid hareket eğrisi en iyi dinamik özelliklere sahip yürek sistemini verebilecektir. İvme her noktada sınırlı olup başlangıç ivmesi de sıfırdır. Bu en az titreşim, gürültü oluşturan bir yürek sistemini vereceğinden genellikle tavsiye edilir. Ancak bu özelliklere erişilebilmesi için yüreğin çok hassas imal edilmesi şarttır[29].

2.3 Yürek Tasarımı

Kinematik olarak yürek tasarımı, istenilen bir hareket için gerekli yürek profilinin belirlenmesidir. Tasarım açısından yürekler iki değişik guruba ayrılırlar:

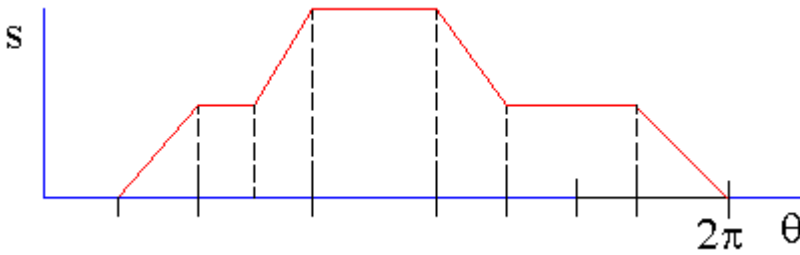
2.3.1 Düşük Hız Yürekler

Bu yürekler için kinematik tasarım düşünülecek olan tek kriter olabilir. Atalet kuvvetleri ihmal edilebilir. Yüzey kalitesi pek önemli olmadığından bu tür yürekler çok ucuza üretilebilir (örneğin bir saç presinde basılarak pul gibi veya plastik enjeksiyon yöntemi ile imal edilmeleri mümkündür). Bu tür uygulamalarda, yürekler döner ve kayar mafsallı mekanizmaların yerine kullanılarak hareketli parça sayısı azaltılabilir. Yürek profili sadece kinematik açıdan tasarlanabilirse de yüzey profilinin sürekli olması sağlanmalı ve bağlama açısı tasarım sırasında göz önüne alınmalıdır. Bu tür yürek tasarımına örnek olarak oyuncaklar, ölçüm aletleri, göstergeler ve evlerde kullanılan dikiş makinaları yürekleri gösterilebilir[29].

2.3.2 Yüksek Hız Yürekler

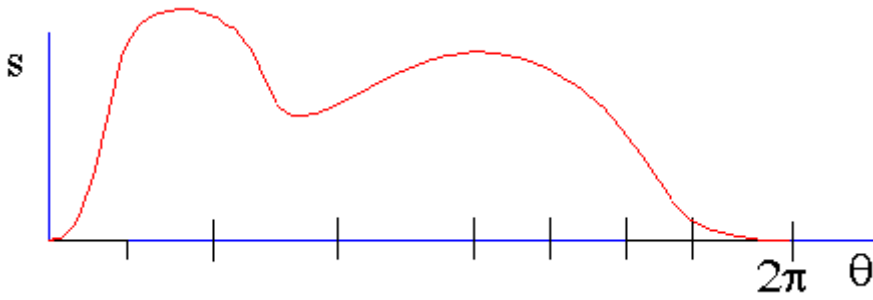
Yüksek hızda, büyük kütlelerin bulunduğu durumlarda ve esnek sistemlerde kullanılan yürek mekanizmaları (tüm bu sistemlere yüksek hız yürek diyeceğiz), sadece kinematik tasarım yapılması ve istenilen her hareketin elde edilebilmesi mümkün değildir. Sistemin dinamiği kinematığından çok daha önemlidir. Örneğin içten yanmalı motorlarda motor hızı 6000 devir/dakikaya kadar çıkabildiği düşünülür ise, sipopun 0.05 saniye içinde açılması gerekecek ve çıkış uzvunda gereken ivme yerçekimi ivmesinin çok üstünde değerler alacaktır.

Burada yürek mekanizmalarının dinamiği incelenmeyecektir. Ancak bu tür yüreklerin kinematik tasarımında göz önüne alınması gerekli hususlar irdelenecektir. Çünkü yüksek hızda yürekler kullanılırken hareket eğrisi üzerinde belirli sınırlamalar getirilmesi gereklidir[29].



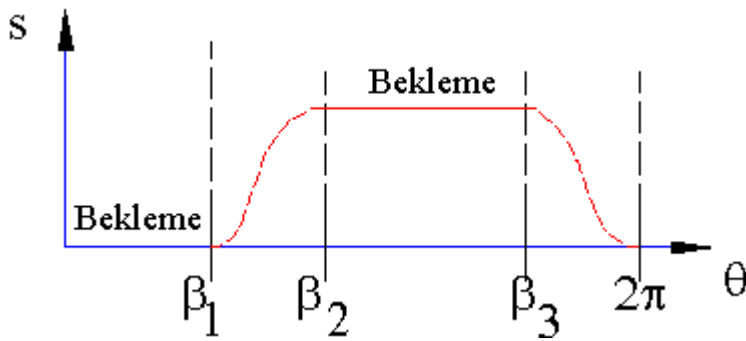
Şekil 2.13 Düşük hızlı yürekler için hareket eğrisi [29]

Düşük hızda yürekler için hareket diyagramı istenilen herhangi bir eğri olabilir. Buna tipik bir örnekler otomat yürekleri, dikiş makinesi yürekleri veya oyuncaklarda kullanılan yüreklerdir. Genel olarak yüreğin bir tam dönmesi ile hareket tekrarlanır. Tipik bir örnek vida gibi küçük parçaların seri işlenmesinde kullanılan otomat yürekleridir. Hareket diyagramları Şekil 2.13’de gösterildiği gibi çizilebilir.



Şekil 2.14 Yüksek hızlı yürekler için hareket eğrisi [29]

Yürek hareket diyagramının $s=f(\theta)$ ($0 < \theta < 2\pi$) fonksiyonu verilmiş olabilir. Düşük hızlarda bile bu eğrilerin yüreklerle elde edilmesinde sorunlar çıkabilir (sürekli olmayan hareket ve eğimin belirli bir değerden fazla olması sorun yaratabilir).

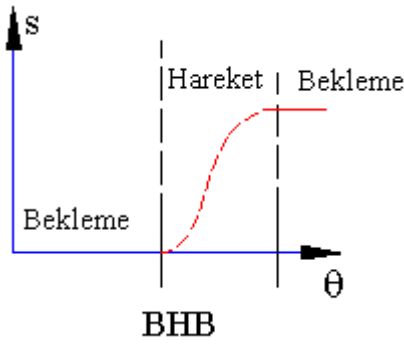


Şekil 2.15 Beklemeli harekete sahip yüreğin hareket eğrisi [29]

Yüreklerin çoğunlukla kullanıldığı alanlarda çıkış uzvu için beklemeli hareket istenir. Örneğin içten yanmalı motorlarda motor sipoblarının kapalı durması, belirli bir konumdan sonra süratle açılmasını ve bir süre açık kalmasını, bu beklemeden sonra ise süratle kapanması istenilir. Bu gereksinim Şekil 2.15’de gösterildiği gibi olabilir.

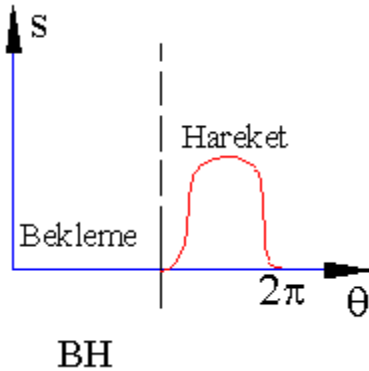
Bu tip bir uygulamada genellikle (β_2, β_3) aralığı ile $(0, \beta_1)$ aralığının oldukça geniş olması, sipobun açılıp kapanması için geçen sürelerin ise mümkün olduğunca az olması istenilir. Ancak, örneğin (β_1, β_2) aralığı daraltılır ise, bu kısımda eğimin artması ve dolayısı ile izleyicide hız ve ivmenin artmasını gerekir. Hareketin tümü için baktığımızda, genel olarak üç çeşit hareket şekli belirleyebiliriz.

1. *Bekleme-Hareket-Bekleme* (BHB): İzleyici uzuv durağan bir konumdan başlayarak hareket eder tekrar beklemeye girer. Benzer bir BHB geri dönüş içinde olacaktır



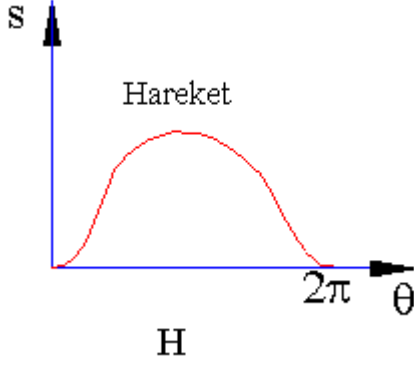
Şekil 2.16 İzleyici uzvunun yol haritasının bekleme-hareket-bekleme şeklinde olduğu durum [29]

2. *Bekleme-Hareket* (BH): Bekleme durumundan başlayan hareket salınım yaparak tekrar bekleme konumuna gelir. İzleyici uzvun hareketi yön değiştirecektir.



Şekil 2.17 İzleyici uzvunun yol haritasının bekleme-hareket şeklinde olduğu durum[29]

3. *Hareket*: Hiç bir bekleme olmayan yürek hareketidir. Bu yürek hareketleri arasında en az istenilen tiptir. Kolaylıkla bu tür yüreklerin yerine bir krank-biyel veya dört çubuk mekanizmaları kullanılabilir (Bu tür harekete sahip yürekler genellikle eksantrik olan dönen bir dairedir).



Şekil 2.18 İzleyici uzvunun hareketini beklemesiz olarak yaptığı durum [29]

İstenilen hareket eğrisini verecek olan yürek profilinin grafik olarak belirlenmesi Şekil 2.19'da gösterilmekte olan santrik toparlaklı radyal yürek için açıklanacaktır. Yürek profilini belirlemek için ilk olarak belirli bir toparlak çapı ve temel dairesi çapı belirlenmelidir. Temel dairesi yarıçapı (r_t) değeri kinematik olarak bağlama açısına göre bulunur. Toparlak çapı (r_t) ise genel olarak yüreğe gelen yükler belirlendikten sonra Hertz temas gerilimi göz önüne alınarak belirlenir. Burada her iki değer bilindiği varsayılacaktır. Yarıçapı r_t+r_t olan bölüm dairesini çizelim. Hareket eğrisini ve bölüm dairesini aynı sayıda eşit aralıklarda bölelim (şekilde 30° aralıklar ele alınmıştır. Uygulamada, bilhassa yükseliş ve geri dönüş kısımlarında, bu aralığın istenilen hassasiyetin elde edilebilmesi için çok küçük seçilmesi gereklidir). Yürek profilinin belirlenmesinde kinematik yer değişim uygulanır. Bunun için yürek sabit olarak kabul edilecek ve sabit uzuv yüreğin dönme yönünün tersine bağlı konumlar aynı kalacak şekilde döndürülecektir. Örneğin şekilde, yüreğin 30° saat yelkovanına ters yönde dönmesi bu kinematik yer değişim ile, sabit uzvun 30° saat yelkovanı yönünde dönmesidir ve izleyici eksen bu durumda dikey ile 30° açı yapmaktadır. Yürek ile izleyici arasında aynı bağlı konumun korunabilmesi için bu arada izleyicinin bu yeni eksen yönünde hareket eğrisinde gösterilen s_1 kadar yukarıya öteleme yapması gerekir (İlk

BÖLÜM 3

AŞINMA

Aşınmanın çok karmaşık olmasından dolayı birçok tanımı yapılmaktadır. 1953’de yayımlanan DIN 50320’ de aşınma; malzeme yüzeylerinden, mekanik nedenlerle parçacıkların ayrılması sonucu, istenmeyen malzeme kaybı olarak tanımlanmaktadır. Bu tanıma göre; yüzeylerin talaş kaldırılarak işlenmesi, taşlanması, parlatılması veya makine parçalarının alıştırılması gibi işlemler aşınma olayı olarak kabul edilmemektedir. Bunun nedeni, istenilerek ve kontrollü olarak meydana getirilmiş olmasıdır. Kimyasal, termik, elektriksel veya fiziki nedenlerle eskime veya yüzeyden büyük parçaların kırılarak ayrılması da aşınma olayı olarak düşünülmemektedir.

Mekanik sistemlerin enerji kayıplarının en aza indirilmesi için yaygın olarak kullanılan yağlamalı sürtünme veya kuru sürtünme sırasında ortaya çıkan aşınma olayının analizini sağlayan yeni bir bilim dalına gereksinim sonucunda triboloji bilimi ortaya çıkmıştır. Triboloji, bir izafi hareket içinde bulunarak birbirlerine etki eden yüzeylerin ve bunlarla ilgili olayların bilimi veya tekniği şeklinde ya da sürtünme, aşınma ve yağlama konularında ve bunların aralarındaki bağlantıları üzerine yapılan araştırmalar ve teknik uygulamalar bilimi olarak tarif edilmektedir. İçinde aşınma ve sürtünme olaylarının meydana geldiği teknik sistemlere ise “Tribolojik sistem” adı verilmektedir.

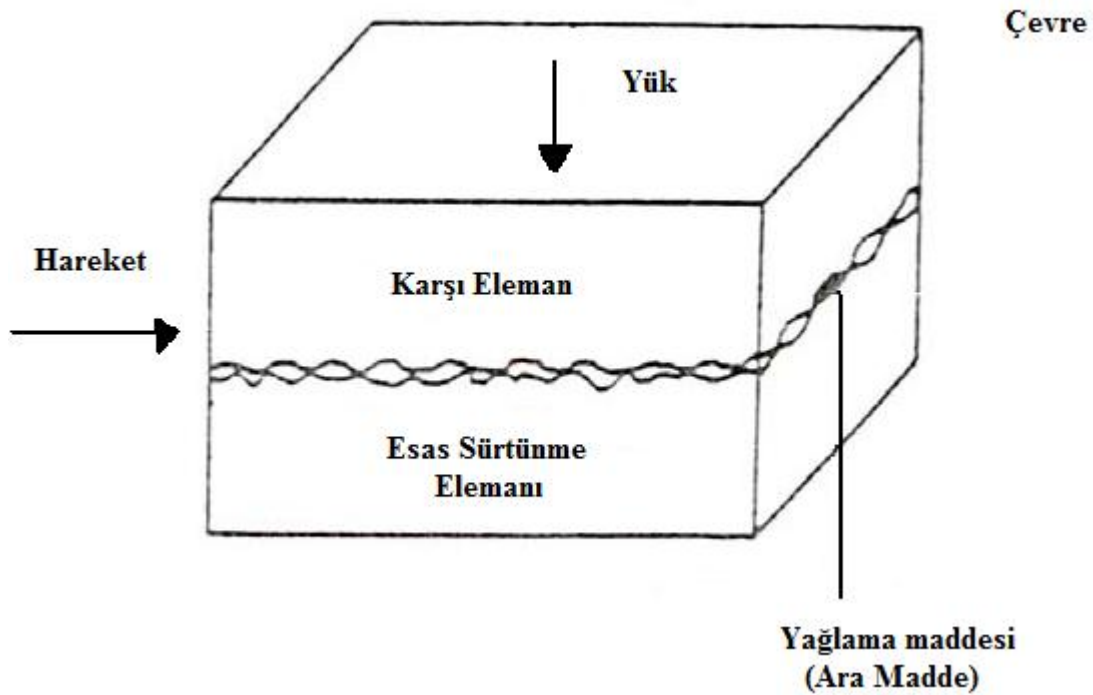
1976’ da yeniden düzenlenen DIN 50320’ ye göre aşınmanın yeni tanımı şöyle verilmektedir. Aşınma; katı cisim yüzey bölgesinden tribolojik zorlanma sonucu sürekli ilerleyen malzeme kaybıdır. Burada, aşınmanın; malzeme değişimi, şekil değişimi veya küçük malzeme parçacıklarının koparak ayrılması şeklinde meydana geleceğine dikkat çekilmiştir. Aşınmanın bir başka tanımında tribolojik sistemi oluşturan eleman ve faktörlerin karşılıklı etkileşimlerinin ortak bir ürünü olarak mekanik, kimyasal ve

elektrokimyasal etkenlerin tribolojik sistem içinde karşılıklı etkileşimle aşınmayı meydana getirdiğini belirtmiştir.

Aşınma olayını, olaya etki eden faktörlerin bileşik etkilerini göz önüne alarak incelemek gerekir. Yani aşınma bir sistem bütünlüğü içinde ele alınmalıdır. Aşınma özelliği veya mukavemeti, sertlik veya çekme mukavemeti gibi kesin bir malzeme özelliği değil, bir sistem özelliğidir [30].

3.1 Aşınma Parametreleri

Aşınma olayında beş parametre gözlenir. Bunlar; 1. Ana malzeme (aşınan), 2. Aşındıran, 3. Ara malzeme, 4. Hareket, 5. Yükür. Ayrıca sıcaklıkta altıncı parametre olarak eklenebilir (Şekil 3.1).



Şekil 3.1 Bir tribolojik sistemin elemanları [31]

Aşınan ve aşındıran malzeme birlikte "aşınma çifti" olarak tanımlanır. Aşınma çifti arasındaki "ara malzeme" sert taneli, sıvı, gaz ve buhar halinde olabilir. Aşınma parçacıkları da, ara malzeme gibi etki yaparak aşınma olayına katılabilirler. Aşınma çifti ile ara malzemeye birlikte "aşınma kombinasyonu" denilir. Aşınma çifti arasındaki izafi hareket, aşınmanın çeşidini belirtir. Aşınma olayı sırasında bunların büyüklüğü, yönü ve

süresi (zaman ve kayma yolu) ve hız ile sıcaklık değişimi tespit edilir. Yük statik, dinamik ve darbe şeklinde olabilir. Aynı zamanda, büyüklük ve yönü de değişebilir. Pratikte genellikle birçok aşınma çeşidi, bir arada etki yaptıklarından dolayı buna “kombine aşınma” da denilmektedir.

Aşınmayı olayını etkileyen diğer faktörleri incelersek,

3.1.1 Malzeme Seçimi

Aşınma dayanımını arttırmak için birbiriyle temas halinde çalışan parçaların malzemeleri farklı seçilmelidir. İki farklı malzemenin birbiriyle kaynak yapabilme özelliği kötü olduğundan adhezyon aşınmasını önlemede olumlu yönde katkıda bulunacaktır.

3.1.2 Pürüzlülük

Genelde yüzey pürüzlülüğü arttıkça kontak noktaları (yükü taşıyacak olan gerçek alan) azaldığı için aşınma miktarı artacaktır. Bunun aksine pürüzsüz sayılabilecek bir yüzeyde aşınma artıklarının kalabilmesi ve sürtünen iki yüzeyin arasındaki çekim kuvvetinin fazla olması da adhezyon ve abrazyon aşınmalarını arttıracaktır.

3.1.3 Sertlik

Diğer faktörler sabit kalmak üzere sertliğin artırılması aşınma miktarını azaltır. Sertleştirilmemiş malzemenin yüzeyinde deformasyon sertleşmesine maruz mikro bölgeler oluşur. Bu bölgelerin duktilitesi azalır ve kolayca kopar. Aşınma dayanımını arttırmak için alaşımlandırmayla veya ısıl işlemlerle yüzey sertleştirilmelidir.

3.1.4 Yüzey İşlemleri

Yüzeyde kimyasal, elektro-kimyasal veya termo-kimyasal metotlarla oluşturulacak tabakalar birlikte çalışan iki metal arasındaki sürtünme katsayısını ve tutunabilme özelliğini azaltıcı etki yaptıkları için, aşınmaya karşı olumlu yönde katkıda bulunurlar. Bu işlemlerde elde edilecek reaksiyon tabakası metal matrisine rijit bir şekilde tutunarak çeşitli çalışma şartlarında yüzeyden koparak abrazyon etkisi oluşturmamalıdır.

3.1.5 Yağlama

Aşınmaya karşı alınabilecek en ekonomik ve kolay tedbirdir. Yağlayıcı maddenin görevi sürtünen yüzeyler arasındaki metal-metal sürtünmesi yerine sıvı-metal sürtünmesini sağlamaktır. Kullanılan yağlayıcılar yağlama özelliğini uzun süre muhafaza edebilecek ve mümkün olduğu kadar yüksek sıcaklıklara kadar yağlama görevini sürdürebilecek niteliklere sahip olmalıdır.

3.1.6 Temas Geometrisi

Sürtünme elemanlarının temas geometrisi aşınma miktarını etkiler. Aşınma artıklarını iki yüzey arasından dışarı çıkarmaları kolaylaştıkça parçaların abrazyon aşınması azalır.

3.1.7 Çevre

Aşınma miktarına diğer bir etkende çevredir. Atmosferde bulunan oksijen yüzeyde koruyucu oksit tabakası oluşturur. Ortam olarak soy gaz (argon v.b) kullanıldığında oksit oranı azalacaktır. Bu oksit tabakalarının koparılmasıyla metal metal teması oluşur ve parça adhezyon aşınmasına uğrar. Ayrıca atmosferdeki bağıl nem oranı da aşınmayı etkilemektedir. Bağıl nem oranı arttıkça sürtünme katsayısı azalmakta, dolayısıyla aşınma miktarı düşmektedir.

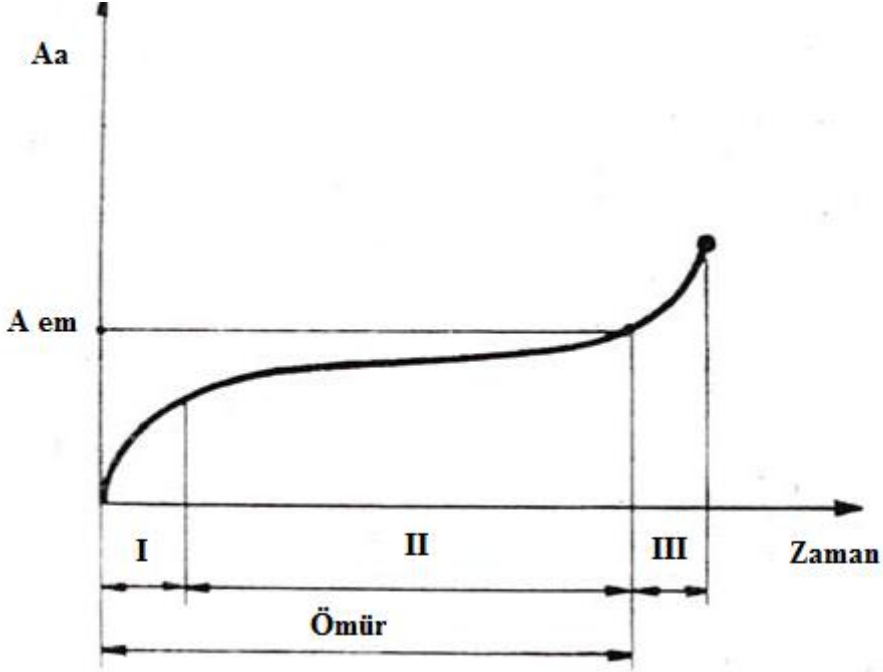
3.1.8 Zaman

Metal yüzeyinin yorulması ve deformasyon sertleşmesi devir sayısına, frekansa ve toplam zamana bağlıdır. Dolayısıyla yüzeyin aşınması zaman, frekans ve devir sayısının fonksiyonu olmaktadır. Anlaşılacağı gibi aşınma olayının pek çok değişkeni mevcuttur. Bu yüzden aşınmanın kontrolü ve ona karşı alınacak tedbirler oldukça güçtür [32].

3.2 Aşınma Çeşitleri

Aşınmanın sınıflandırılması birkaç değişik yolla yapılabilmektedir. Aşınmanın miktarına göre ılımlı aşınma şiddetli aşınma olarak sınıflandırılacağı gibi mekanik, kimyasal ve termal olarak da sınıflandırılabilir.

Pratik bakımdan aşınma olayları zamanla gelişen ve aniden meydana gelen aşınma olmak üzere iki gruba ayrılabilir. Zamanla meydana gelen aşınma Şekil 3.2’de gösterilmiştir. Görüldüğü gibi olay üç safhadan ibarettir.



Şekil3.2 Aşınma zaman eğrisi [31]

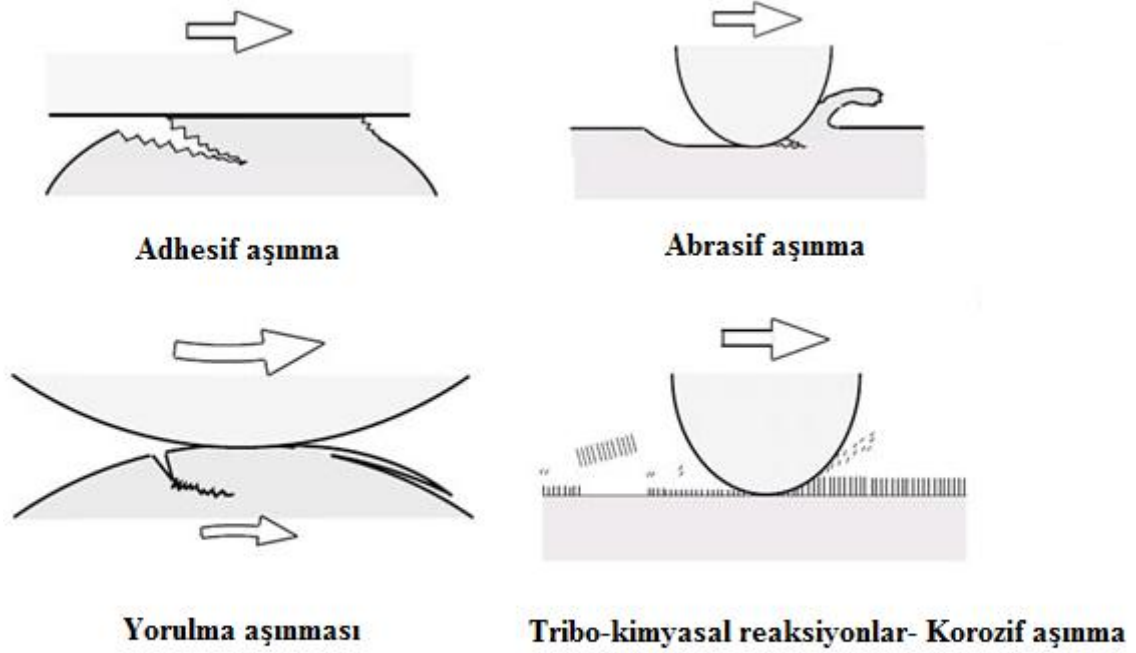
Birinci safhada (I,alışma dönemi), yani parçaların ilk çalışması sırasında şiddetli bir aşınma meydana gelir. Rodaj denilen bu safha parçaların birbirine alıştırılma safhasıdır.

İmalatın devamı olarak sayılabilecek bu safha parçanın daha sonraki aşınmasını büyük ölçüde etkiler. Bu nedenle parçaların rodajın iyi yapılması ve kısa sürede gerçekleştirilmesi önemlidir. Genellikle rodaj, yüksüz ve normal hızdan daha küçük hızlarda yapılır. Rodajın iyi ve kısa sürede tamamlanması için özel yağlar kullanılır.

İkinci safha (II), esas çalışma sırasındaki aşınmayı gösterir. Aşınma hızı oldukça artan üçüncü safhaya (III), şiddetli aşınma bölgesi denir.

Aniden meydana gelen aşınmada, parçaların yüzeyleri birden bire bozulur veya bazı hallerde birbirine kilitlenir çalışmaz duruma gelir. Genellikle eş çalışan malzemelerin seçiminde yapılan hatalardan veya yağlamanın yetersiz olmasından meydana gelir [33].

İkinci sınıflandırmada göz önüne alınan husus parçanın maruz kaldığı etkilerdir. Adhezyon, abrazyon, yorulma mekanik aşınma çeşitleridir. Korozyon ve erozyon ise kimyasal aşınma çeşitleridir.



Şekil 3.3 Aşınma çeşitleri [31]

3.2.1 Adhezyon Aşınması

Birbirleriyle temas halinde ve bağlı harekete sahip parçalardan birinden diğerine malzeme transferi olarak tanımlanır. Malzeme transferinin sebebi ise kontak halindeki noktada yüksek basınçtan dolayı oluşan soğuk kaynak bölgelerinin meydana gelmesi ve çalışma esnasında bunların kopmasıdır(Şekil 3.3).

Adhezyon aşınması ile ilgili deneylerden elde edilen sonuçlar şu şekilde sıralanabilir:

- Adhezyon aşınması, benzer veya kolay alaşım yapabilen malzemeler arasında meydana gelmektedir.
- Olay, yüzeylerin izafi hızına ve normal kuvvete bağlıdır. Pratik bakımdan nispeten yüksek hızlarda ve yüklerde görülen bir aşınma şeklidir.

- Oksit veya nemden oluşan doğal tabakanın aşınma üzerinde etkisi büyüktür. Temiz yüzeylerde aşınma daha küçük hızlarda ve yüklemelerde ortaya çıkar.
- Yağlamanın etkisi çok büyüktür. Yüzeyle yapışmış yağ tabakası adhezyon aşınmasını büyük ölçüde önler.
- Yüzeylerden birinin sertliği diğerine göre büyük ise, kaynak bağlarını kopması yumuşak malzemedede olur ve yumuşak malzeme, sert malzemenin yüzeyine taşınır.
- Kalay (Sn), selenyum (Se), arsenik (As) ve tellür (Te) gibi metallerde adhezyon aşınması görülmemiştir.
- Yüzeyler arasında sert malzeme parçacıkları, yani abrazyon aşınması meydana getirecek koşullar bulunuyorsa adhezyon aşınması oluşmaz. Bu nedenle adhezyon aşınması, yüzeyler arasında abrazif bir etkenin bulunmaması halinde oluşan bir aşınma türü olarak ifade edilmektedir.

Adhezyon aşınmasını önlemek için alınması gereken önlemler:

- Eş çalışacak malzeme çiftleri uygun seçilmelidir.
- İyi bir yağlama yöntemi sağlanmalı ve uygun yağlayıcı maddeler ile katkıları kullanılmalıdır.

3.2.2 Abrazyon Aşınması

İki yüzeyin arasında bulunan dışarıdan girmiş veya sürtünen malzemelerden kopmuş minyatür sert parçacıklardan dolayı çalışma esnasında oluşan aşınma tipine abrazyon aşınması denir. Bu sert parçacıklar yumuşak olan yüzeye gömülür ve karşı malzemeyi aşındırır. Abrasiv aşınmanın iki cisimli ve üç cisimli olmak üzere iki temel tipi vardır. İki cisimli abrasiv aşınma, pürüzlü bir yüzeyin veya sabit aşındırıcı taneciklerin hareketi ile yüzeyden malzemenin kaldırılmasıdır. Bu abrasiv aşınmanın en basit modelidir(Şekil 3.3).

Bu mekanizmada rijit olarak destekli sert tanecikler veya sert pürüzler daha yumuşak olan metal yüzeyinin karşısında basınç ve izafi hareketin sonucunda metal yüzeyinde yivler oluşturur.

Üç cisimli abrasiv aşınma ise yuvarlanma ve kayma hareketi yapabilen aşındırıcı taneciklerin yüzeyden malzeme kaldırmasıdır. Burada sert yüzey üçüncü bir cisimdir. Genellikle aşınmanın çok küçük bir partikülüdür. Bu mekanizmada aşındırıcı tanecikler, iki metal ara yüzey arasında metal yüzeylerin birbirlerine göre izafi hareketleri sonucunda iki metalde de yivler oluşturmak sureti ile aşınma olayı gerçekleşir. Üçüncü cisim olarak araya giren toz, mineral taneleri, çizilme sonunda serbest hale geçen mikro talaşlar veya parçalanmış oksit tabakaları olabilir. Üç cisimli abrasiv aşınma, aşınmayı hızlandırır. Başlangıçta aşınma mekanizması, ara yüzeyde tutunmuş olan aşındırıcı partiküllerle oluşan bir adhesiv aşınmadır. Üç cisimli abrasiv aşınmadaki aşınma oranı iki cisimli abrasif aşınmaya göre daha düşüktür. Bunun sebebi hareketli taneciklerin uygulama zamanının %90'ını kesme etkisi meydana getirmeden yuvarlanma eğiliminde olmasıdır.

Abrasyon aşınmasını önlemek için alınacak önlemler:

- Yüzeyler setleştirilmelidir.
- Dışarıdan sert maddelerin yüzeyler arasına girmesi iyi bir sızdırmazlık tertibatıyla önlenmelidir.
- Makinalar ve sistemler talaştan ve diğer pisliklerden sık sık temizlenmelidir.

3.2.3 Yorulma Aşınması

Genellikle, dinamik zorlanma sonucunda temas yüzeyinin altında ve yüzeye yakın yerlerde, iç yapının yorulması sonucu hasara uğraması sonucu, yüzeyden yer yer ayrılmalar olmasıdır(Şekil 3.3). Dişli ve rulmanlarda görülen pitting olayı bu çeşit bir aşınmadır. Deney ve tecrübeler göstermiştir ki, pitting oluşumunda malzemenin doğal sertliği önemli rol oynar. Doğal sertlikteki malzemelerde, örneğin çeliklerde pitting meydana gelmektedir. Bu aşınma türü yumuşak malzemelerde görülmemektedir. Yorulma aşınmasını önlemek için en önemli tedbir temas yüzeylerinin sertleştirilmesidir [33].

3.2.4 Korozyon Aşınması

Malzemenin çevre ile kimyasal ve elektrokimyasal olarak etkileşiminden dolayı oluşan aşınma tipidir. Yüzeyde korozyona karşı koruyucu bir tabak oluşturulmazsa korozif ortamda aşınma kaçınılmazdır(Şekil 3.3).

3.2.5 Erozyon Aşınması

Sıvı veya gaz içerisinde çalışan bir makina parçasına ortamda bulunan katı parçacıkların ve sıvı damlalarının yaptığı darbelerden dolayı yüzeyde malzeme kaybıdır.

3.2.6 Termal Aşınma

Sıcaklık etkisi ile atomik hareket hızlanır. Malzemenin yumuşaması ve erimesi nedeni ile atomik aşınma gerçekleşir. Termal şok ve yüksek sıcaklıkta oksidasyon da termal aşınmaya neden olur [26].

Aşınma olayı aşınan bir malzemenin kendisine ait bir özellik değildir. Buna bir izah getirecek olursak aşınma; malzeme özellikleri, çalışma şartları (yük, hız), kontak geometrisi, yüzey pürüzlülüğü ve çevre (yağlayıcı, sıcaklık) den oluşan bir sistemin kompleks etkileşimlerinden doğan bir sonuçtur. Burada görüldüğü üzere malzeme özellikleri olayın küçük bir parçasıdır fakat bütünü değildir. Bu nedenle aşınmanın etkin olduğu yerlerde malzeme seçimi önemli olmakla birlikte her şey demek değildir. Bu yüzden belli bir malzeme çifti için verilen çalışma şartlarının değişmesi ile logaritmik olarak değişebilmektedir. Bu şekilde dağınık bir değişimle de biz makine dizaynında aşınma özelliklerini göz önünde tutmak istersek çok güçlük altında kalırız. Bilinen uygulama aynı şartlar altında malzemelerin simülasyon aşınma deneyleri uygulanarak bir sıralamaya tabi tutup en uygun olanını tercih etmek şeklindedir. Eğer çalışma şartları (yük, hız) ve aşınma arasında lineer bir ilişki varsa bu işe yarar. Fakat kimyasal ve çevre etkileri altında ise -ki mühendislik uygulamalarının hemen hepsi bu şekildedir, aşınma modunda değişiklikler meydana gelir ve lineer bir bağıntı tesis etmek mümkün olmaz. Aynı zamanda malzeme değişimi de sayılması güç denecek kadar farklılıklar doğurur. Alaşım miktarındaki küçük bir değişim, imalat işlemindeki ufak bir farklılık aşınma karakteristiğini büyük oranda etkiler ve değiştirir. Bu nedenle literatürde

malzeme karakteristiklerinin çok dağınık olduğu görülür.

Aşınmanın önemli olduğu ve dikkate alındığı makine sistemlerinde endüstrinin şu andaki tipik uygulaması gerçek parçayı belirli bir malzemedan imal edip yerine taktıktan sonra sistem bir müddet çalıştırılarak alınan datalarla, o malzemenin sonuçları parçanın başka bir malzemedan yapılıp aynı işlemlerin sonucunda elde edilen dataları karşılaştırma şeklindedir ki gerçeğe en uygun sonucu bu verir. Fakat bu durumda maliyet ve zaman mefhumları dikkate alınmamaktadır. Bunların dikkate alınması ile çok az bir malzeme türü denenebilir. O durumda ne yapılacaktır. Buna uygun başka bir çözüm aranması gerekecek. Bu çözüm ucuz, kolay, zaman bakımından uygun ve pek çok malzeme alternatifini değerlendirebilecek bir yöntem olmalı. Yani gerçek çözümden fedakarlıkta bulunup simülasyon yapma yöntemi ki bu durumda işin içine triboloji bilimi girmektedir.

Tribologların ortaya koydukları çözümlerden en etkin olanı aşınma haritaları yöntemidir. Fakat bu yöntemde aşınma problemine tam olarak çözüm demek değildir. Sadece farklı malzemeler arasında kıyas yapabilme imkanı veya malzeme değişmediği halde çalışma şartları değişince malzemenin nasıl davranacağına ait bir fikir vermektedir. Aşınma haritaları konseptine girmeden önce aşınmanın değişik yönlerine ve aşınma türlerine bakmakta yarar olacaktır.

Literatürde pek çok aşınma mekanizması ve türleri tanımlanmıştır. Aşınmanın tür ve mekanizmaları zaman zaman iç içe giren iki kavramdır çoğunlukla. Fakat bu detaya takılmadan kabaca bakılacak olursa metallerde geçerli olan aşınmanın gerçekleşme yolları: deformasyon, adezyon, abrasyon, yorulma, delaminasyon, kırılma, korozyon, gerilmeli korozyon ve oksidasyon şeklinde sayılabilir.

Genel bir sınıflandırma ile bunlara fiziksel ve kimyasal olaylar ve bunların karışımı denebilir. Çoğu zaman ise olayı daha da karmaşık hale getiren bu mekanizmaların iki veya daha fazlası aynı anda etkin olabilip, bir birlerini teşvik etme ve hızlandırmaları söz konusudur. Bu yüzden toplam aşınmanın hangi nedenden kaynaklandığını ortaya koymak çok daha detaylı analizleri gerektirecek, zahmetli ve masraflı bir hal alacaktır. Ola ki bu elde edildi o zaman çözüm aşamasına gelindiğinde bir türe uygun olan çözüm diğer tür için zararlı ve tehlikeli olabilmektedir. Örnek olarak sistemimizde abrasyon,

yorulma ve adezyon aşınmalarının aynı oranlarda etkin olduğunu varsayalım. Abrasyon aşınmasının en etkin çözümü malzemenin sertliğini artırmaktır. Bu durumda malzeme gevrekleşecek ve yorulma açısından riskli hale gelecektir. Ayrıca sert malzeme karşı yüzeyde adezyon aşınmasını hızlandıracaktır. Kabaca verilmeye çalışılan bu örnekte görüldüğü üzere bir mekanizmanın çözümü diğer mekanizmanın ortaya çıkmasına neden olacaktır.

3.3 Aşınmanın Modellenmesi

Aşınma kesinlikle karışık olmayan, sıradan bir olgu olmasına karşılık aşınma teorisi ve mekanizması oldukça karmaşıktır. Çok miktarda yayınlanmış bireysel deneylere dayanan yayınlar olmasına rağmen yük, hız ve malzeme sabitleri arasında empirik ilişkiye dayanan bağıntılar yeterli değildir. Aşınma spesifik şartları içeren kompleks faktörlerin sonucudur. Yürek malzemesinin özellikleri, eşleşme malzemeleri ve operasyon şartlarının kombinasyonu farklı aşınma tiplerine sebep olur[1].

Metallerde aşınmanın modellenmesi ve buna bağlı tahmin yöntemi araştırmaları yıllardır yapıla gelen bir uğraştır. Literatürde buna pek çok örnek vardır[34]. Lakin modellerin ekserisi korelasyon esaslı olup, üzerinde deneme yapılan sisteme ciddi olarak bağlıdır. Yani kurulan bir model sadece belirli bir geometriye sahip, belirli bir malzeme çifti için, belirli operasyon aralıklarında ve özel çevre ve yağlayıcıya has sonuçlar verecektir. Buna dayalı olarak bir genelleme yapmak mümkün olamamaktadır. Aşınma modellerinin bu karakterinden ötürü, aşınma parametreleri ve sabitlerinde pek çok çeşitliliğe yol açmıştır. Bu da hali ile bilim insanları arasında uzlaşmaya ulaşmayı zorlaştırmakta, herkes nerede ise kendine ait bir model ortaya koymaktadır. Bu nedenle aşınma tahmini modelleri mevcut hali ile tüm aşınma problemlerine top yekün çözüm getirmekten uzak görünmektedir. Bütün bunlardan çıkan genel sonuç ise modelleme çalışmalarının mekanik sistem esaslı olması gerektiğidir. Malzemeye, yağlayıcıya veya aşınma mekanizmasına bağlı kendi başına bir modelleme arzu edilen değerlendirmeyi mümkün kılmamaktadır. Bu tarz hareket edilse bile gene bazı etkiler işe karışıp sonuçların genellenmesini zorlaştırmaktadır. Bu etkiler aşınma test sisteminin rijitliği ve titreşim sönümlenme kapasitesi gibi etkilerdir. Bunlara bağlı tüm operasyon parametreleri belirli ve kontrol altında tutulması halinde daha anlamlı ve işe

yarar sonuçlara ulaşılabilecektir. Bir açıdan buna tasarım oryantasyonlu modelleme denebilir ve aşınma mekanizmalarını tanımlama becerisi ve bilgisini zorunlu kılar. Bunların ışığında aşınma mekanizmaları haritalarına bakmakta yarar vardır[1].

Malzemelerin aşınmasının ölçülmesi ve anlaşılması oldukça karmaşık ve zor bir görevdir. Genel olarak bilinen malzemenin aşınması yüke, hıza, sıcaklığa, zamana, geometriye, yüzey pürüzlülüğüne, ortamın oksijen miktarına, yağlayıcı kimyasına ve malzemenin yüzey kompozisyonuna bağlıdır. Bu kadar faktöre bağlı olan bir sonucun ise sınıflanması ve anlaşılması buna bağlı olarak modellenmesi önünde büyük engeller söz konusudur. Bunların birde seramik malzemeler gibi ileri malzemelerde uygulamaya kalkmak daha da zordur. Bunun yapılabilmesi için güçlü bir metodolojiye gereksinim vardır. Bu problem aşınmanın sınıflanması ve türlerinin belirlenmesinde de kendini gösterir. Bu nedenle genelde aşınma deneyleri tek bir değişkenin zamana bağlı olarak etkisini ölçme şeklinde gerçekleşir. Birden fazla değişkenin etkilerini anlamak tek bir deneyle nerdeyse mümkün değildir. Bir çalışma parametresi altındaki hakim aşınma mekanizması diğer parametre altında geçerliliğini yitirebilir. İşte anlatılmaya çalışılan bu tür zorlukların çözümleri araştırıldığında tribologlar tarafından düşünülen en etkin olanı aşınma haritaları yöntemi olmuştur. Bu ise gene uzun ve zorlu zahmetlere katlanması demektir [1].

Aşınma süreci bir dinamik süreç gibi birçok parametreye bağlı olarak gelişim gösterebilir ve bu sürecin tahmini başlangıç değer probleminde olduğu gibidir. Aşınma oranı genel bir denklemlerle tanımlanabilir [14].

$$\frac{dh}{ds} = f(\text{yük, hız, sıcaklık, malzeme parametreleri, yağlayıcı ...})$$

Burada h aşınma derinliği (m) ve s kayma mesafesi (m) dir. Literatürde birçok aşınma modeli kullanılmıştır. Bunların matematiksel ifadeleri basit empirik ilişkilerden, fiziksel kavram ve tanımlamalara dayanan karmaşık denklemler şeklinde sınıflandırılabilir[35],[36]. Özel parametre ve değerler içerir ve yalnız bir özel durum için geçerlidir ve her duruma adapte edilemez. Bu nedenle bu modellerin çok azı pratikte aşınmayı tahmin etmek için kullanılır.

Mekanik anlamda pek çok aşınma mekanizması mevcut olduğu için aşınma haritaları bunları sınıflandırmak amacıyla da kullanılabilir. Burada bağımlı değişken aşınmadır. Bağımsız değişken ise, iki kategoriye ayrılabilir: sürekli değişkenler (hız, yük, sıcaklık ve zaman) ve süreksiz değişkenler (kuru, reaktif olan yağlayıcı, olmayan yağlayıcı, çevre). Verilen bir malzeme çifti için sabit süreksiz değişken altında 5 farklı üç boyutlu aşınma haritası elde edilebilir[1]. Bunlar

- Aşınma, hız, yük
- Aşınma, hız, sıcaklık
- Aşınma, hız, zaman
- Aşınma, yük, sıcaklık
- Aşınma, yük, zaman

Süreksiz değişkenlerinde değiştiği göz önüne alındığında 20 farklı aşınma haritası ortaya çıkacaktır. Yani kuru aşınmada 5, reaktif yağlayıcı altında 5, reaktif olmayan yağlayıcı altında 5 ve 5 tanede aynı çevre ve kontaminasyon şartları altında. Çoğu zaman bir malzeme çiftinin aşınma davranışını anlamak üzere bunların hepsine gerek olmayabilir. Aralarından çalışma şartlarını en tipik temsil edenler seçilerek yaklaşık olarak sonuca gitmek tercih edilir.

Her bir süreksiz şart altında verilen malzeme çiftinin aşınma karakteristikleri bilimli şartlar altında transformasyon gösterecektir. Mesela tribo-kimyasal reaksiyon, oksit oluşumu, plastik deformasyon ve kırılma gibi. Bu dönüşümlerin yaşandığı hız ve yük noktaları da süreksiz değişken değiştikçe değişirler. Pek çok deneyde oluşan dönüşümler bazen kontrollü olarak bazen de kontrolümüz dışında gerçekleşir. Aşınma sonuçlarındaki tutarsızlıkları bu şekilde açıklamak mümkün olduğu gibi bu nedenlerle teorik aşınma modellerinin kurulmasının da ne kadar zahmetli ve kısır olacağı aşikardır. Bir tek malzeme çiftinin tüm aşınma durumları tanımlandığında görülecektir ki tek bir aşınma modeli tüm aşınma şartlarını izah etmeye ve o malzeme çiftinin aşınma durumunu tahmin etmeye yetmeyecektir. Öyleyse her bir çalışma şartında ayrı ayrı aşınma modeli kurmak ancak gerçekçi fakat zahmetli bir yaklaşımdır denilebilir[1].

3.4 Aşınma Haritalarının Elde Edilmesinde Kullanılan Parametreler

Çelikler için kapsamlı bir aşınma sınıflandırmasını, geniş oranda yükler ve kayma hızları için Lim ve Ashby vermişlerdir [37]. Bu bilim adamlarının metotlarını kısmen izah edelim. Aşınma haritalarında etken değişkenlerden elde edilen normalize edilmiş parametrelere dayanılmaktadır. Adı geçen normalize parametreler daha sonra izah edilecektir. Bu bilim adamları pim-disk deney sisteminin deney parametrelerinden hareketle pürüz tepelerindeki flaş sıcaklıkları (anlık sıcaklık) hesaplayıp "çeliklerin kuru kayma aşınmasında hakim tesir sıcaklık değişimidir" tezinden hareketle değişik aşınma bölgeleri tespit etmişlerdir. Sonra bulunan değerleri tek bir grafik üzerine taşıyınca sonuçların belli bölgelerde yoğunlaştıklarını görüp buna dayalı olarak aşınma sınıflandırmasına gitmişlerdir. Fakat bu sonuçlara bakıldığında bu aşınma bölgelerinin daha çok ileri derecede aşınma bölgesine oturduğu görülmektedir. Gerçek mühendislik uygulamalarında ise kabul edilebilir aşınma değerleri logaritmik olarak bir derece altındadır ki 10 defa daha düşük anlamına gelir [1].

Onların çalışmalarının temelinde basitleştirilmiş ve sayıca çok fazla, kuru şartlarda yapılmış pin on disk deneylerinden alınmış verilere dayandırılarak düzenlenmiş aşınma denklemleri vardır. Boyutsuz aşınma oranı $\tilde{\theta}$, boyutsuz normalize edilmiş basınç \tilde{p} ve boyutsuz normalize edilmiş hızın \tilde{v} bir fonksiyonu olarak aşağıdaki gibi tanımlanmıştır [35].

$$\tilde{\theta} = \frac{V}{A.S} \quad , \quad \tilde{p} = \frac{F_N}{A.H} \quad \text{ve} \quad \tilde{v} = \frac{v.r_0}{a_0} \quad (3.1)$$

Burada V aşınma hacmi (m³), A görünen değme alanı (m²), ve r₀ değme yarıçapı (m), F_N normal yük (N), H değme noktasındaki daha yumuşak malzemenin sertliği (N/m²), v bağıl kayma hızı (m/sn) ve a₀ malzemenin termal yayılımı (m²/sn). Ani sıcaklıklar aşınmada önemli rol oynar, ısı dağılım katsayısı $\alpha_{12}=0,5$ alınır. Ani değme sıcaklığı olan 700°C'nin üstünde ise oksidonal aşınma mekanizması hakim olacaktır. Bu sıcaklık limitinin altında aşınma kanununun yük ile lineer ilişkili, hızdan ise bağımsız olduğu kanıtlanmıştır.

En sık kullanılan lineer aşınma denkleminde $\tilde{\theta}=k. \tilde{p}$, aşınma hacmi normal yüke orantılıdır. Bu model daha çok Archard aşınma kanunu olarak anılır ve temel formu ilk

olarak Holm tarafından yayınlanmıştır. Bu model deneysel gözlemlere dayandırılmış aşağıdaki formda ifade edilmiştir. (3.1) den

$$\tilde{\theta} = k. \tilde{p} \quad \frac{V}{A.s} = k. \frac{F_N}{A.H}$$

Buradan

$$\frac{V}{s} = k. \frac{F_N}{H} \quad (3.2)$$

Aşınma katsayısı k teori ve deneyler arasında tutarlılık sağlamak için tanımlanmış bir katsayıdır.

Çelikler için önerilen değerler

$$\tilde{p} < 3.10^{-4} \text{ ise } k = 5.10^{-5}$$

$$\tilde{p} > 3.10^{-4} \text{ ise } k = 5.10^{-3} \text{ dir.}$$

Bununla beraber özel bir değme için k 'nın gerçek değeri genellikle deneysel olarak tanımlanır ve daima 1'den daha küçüktür.

Mühendislik yaklaşımlarında aşınma derinliği, aşınma hacminden daha ilgi çekicidir. Archard [38] (3.2)'nin her iki tarafını görünen değme alanına bölmeyi önerir.

$$\frac{V}{s.A} = \frac{h}{s} = k. \frac{F_N}{H.A} = K.p$$

Burada h aşınma derinliği (m), K boyutlu aşınma katsayısı (Pa^{-1}) ve p normal değme basıncı (Pa), s kayma mesafesi (m) dir.

Sawyer [39], basit bir kam ve izleyici çifti için, Archard'ın aşınma sabitini kullanarak, değmenin koordinat eksenini (s) boyunca basınç dağılımının p_s ile verildiği iki boyutlu çizgi değme şeklinde hareket eden diferansiyel bir eleman için aşınma derinliğinin artış değeri için bir ifade geliştirdi. Bu ifade (3.3) eşitliğinde verildi. K Archard aşınma sabiti, L değmenin uzunluğu, b genişliği, F_n ise normal yüküdür.

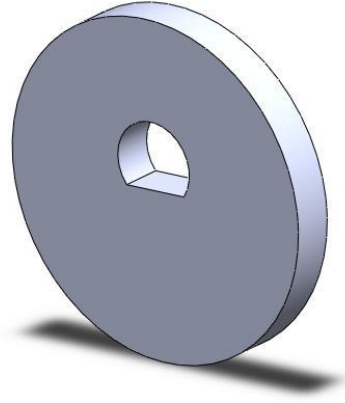
$$\frac{dh}{ds} = K.p_s$$

$$dh = K \cdot p_s \cdot ds$$

$$h = K \cdot \int_0^L p_s \cdot ds = K \cdot \frac{F_n}{b} \quad (3.3)$$

3.5 Tasarılan Deney Düzenegi

Analitik ifadeler, bilgisayar simülasyonu ve deneysel aparatların geliştirilmesi şeklindeki tamamlayıcı yaklaşımların kullanılmasıyla, basit bir, iki boyutlu yüreğin aşınması sonucu geometrisi geliştirilebilir.



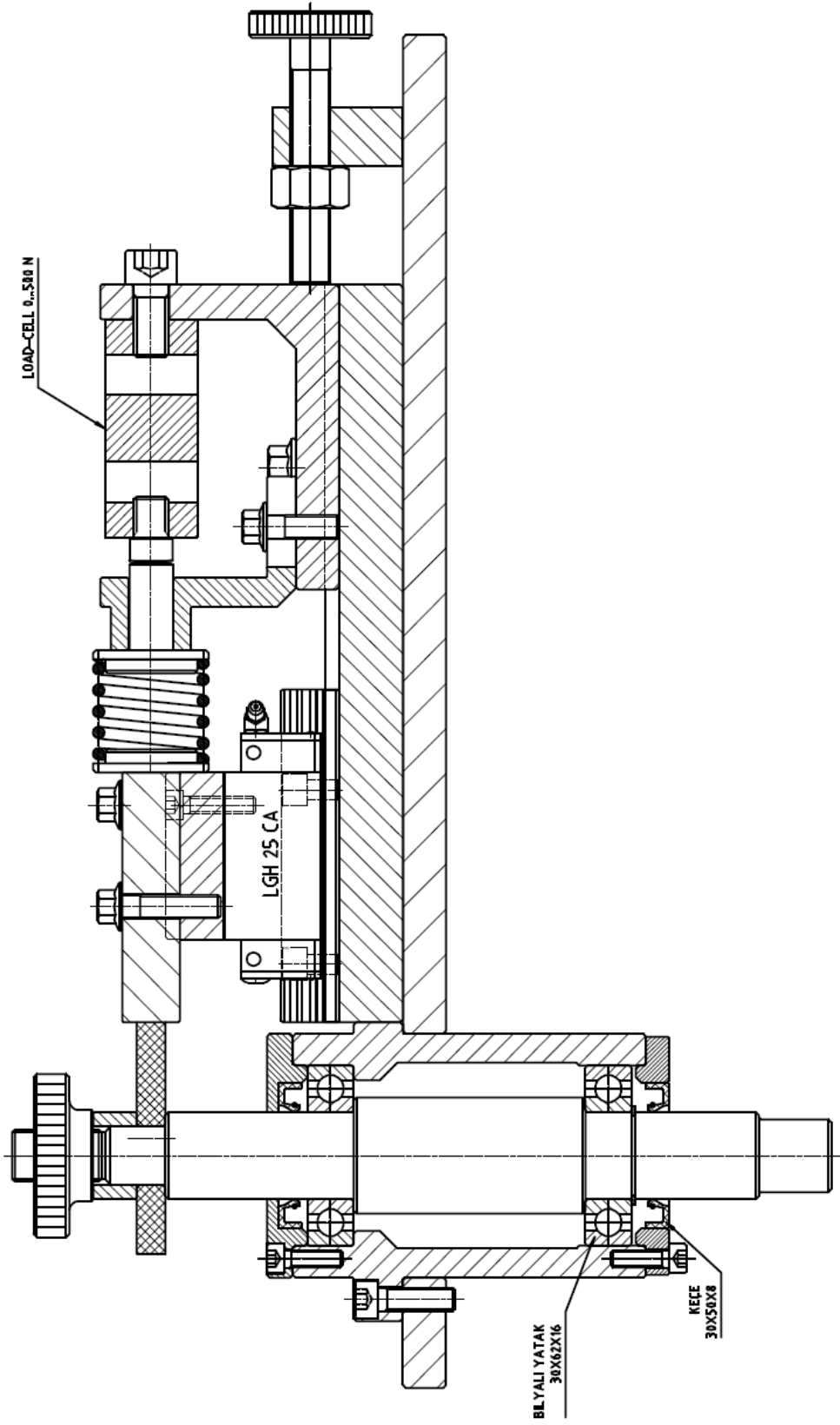
Şekil 3.4 Deneysel olarak kullanılan yürek profillerinden biri

Yürek ve izleyici test donanımı mekanizmasının aşınma ve yük bileşeninin niteliğini ortaya koymak için geliştirildi. Donanımın ayrıntılı konstrüksiyonu Şekil 3.5’de görülmektedir. Deney düzeneginin üç boyutlu görüntüsü de Şekil 3.6’dadır. İlk aşındırılan yürek PTFE bloktan işlenmiştir. Dairesel yürek 40 mm yarıçapa, 10 mm kalınlığa ve 6 mm kaçıklığa sahiptir. İzleyici HSS çeliğinden imal edilmiştir. İzleyici yüzeyinin arkasına gerekli normal kuvveti sağlamak için yay katsayısı 20 N/mm olan bir tane bası yayı yerleştirilmiştir. Yüreğin izleyici ile ilk teması, yürek yarıçapının minimum değer aldığı ve yüreğin dönme açısını başlangıç kabul ettiğimiz 0° noktasındadır. Başlangıçta yüreğe yay vasıtasıyla 30 N luk bir ön yükleme kuvveti tatbik edilir. Elektrik motorunun hızı 1365 d/dk dır, motorla yürek mili arasındaki hareket iletimi kayış kasağı düzenegi ile sağlanmış ve bir inverter vasıtasıyla da devir sayılarının

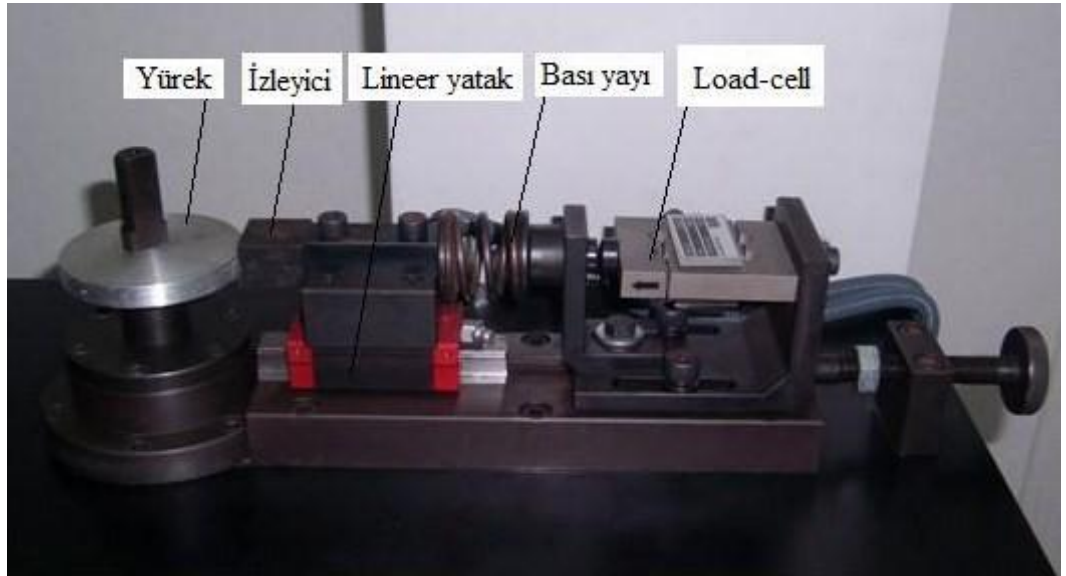
değiştirilebilmesi mümkün olmuştur. İzleyici ve lineer yatak yaklaşık 1274 gr'lık kütleyle sahiptir. Atalet kuvvetinin etkisini görebilmek için izleyici kütlesi büyük ve çalışma hızları da artan aralıklarda (350 d/dak, 610 d/dak, 1000 d/dak) tutulmuştur.

Yürek ve izleyici yüzeyleri için malzeme sertliği farklılığı maksimum düzeyde seçilmiş bu nedenle izleyici aşınması ihmal edilmiştir.

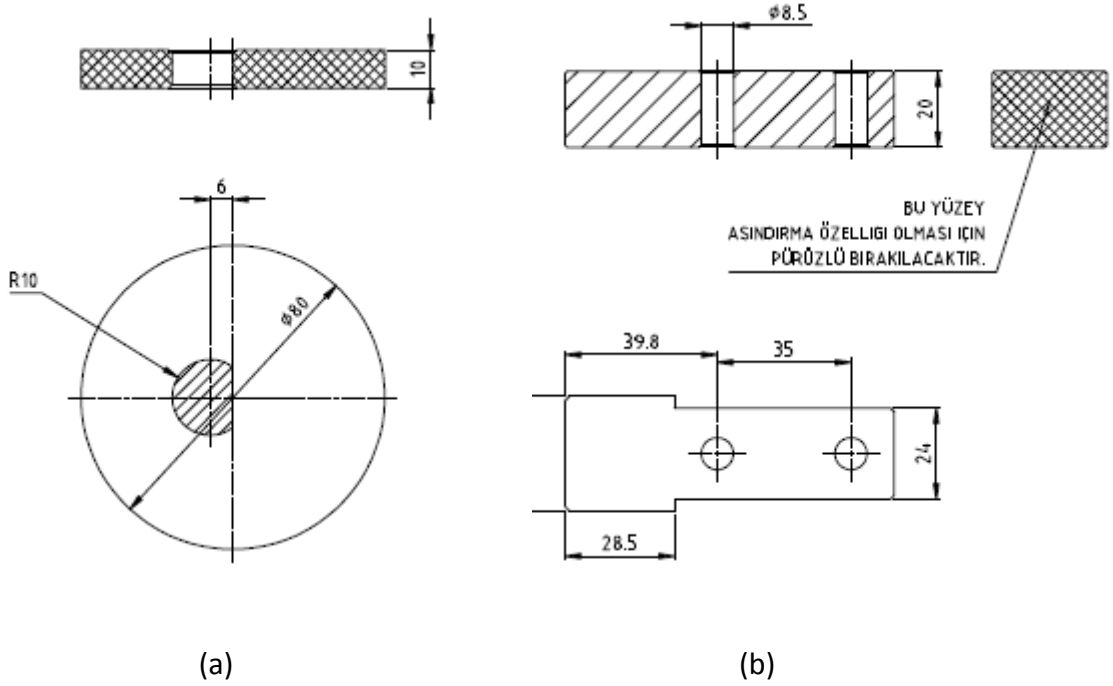
Amaç yürek profilinin farklı devir sayıları için, belirlenen tur sayıları sonunda oluşan aşınmış profillerini belirlemektir. Yüksek hız çeliği (HSS) üzerindeki PTFE numune için aşınma oranı (K) deneysel olarak pin-on-disk aparatında 10 cm/sn lik kayma hızı altında ve ortalama 10 MPa lık değme basıncında deneysel olarak $18,02 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^3 / \text{Nm}$, aynı şartlardaki pirinç malzeme için de $23,20 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^3 / \text{Nm}$ olarak tespit edilmiş hesaplanmasında Archard denklemi [40] vasıtasıyla kullanılmıştır.



Şekil 3.5 Deney düzeneğinin konstrüktif detayı



Şekil 3.6 Deney düzeneği



Şekil 3.7 Yürek profili (a), İzleyici geometrisi (b)

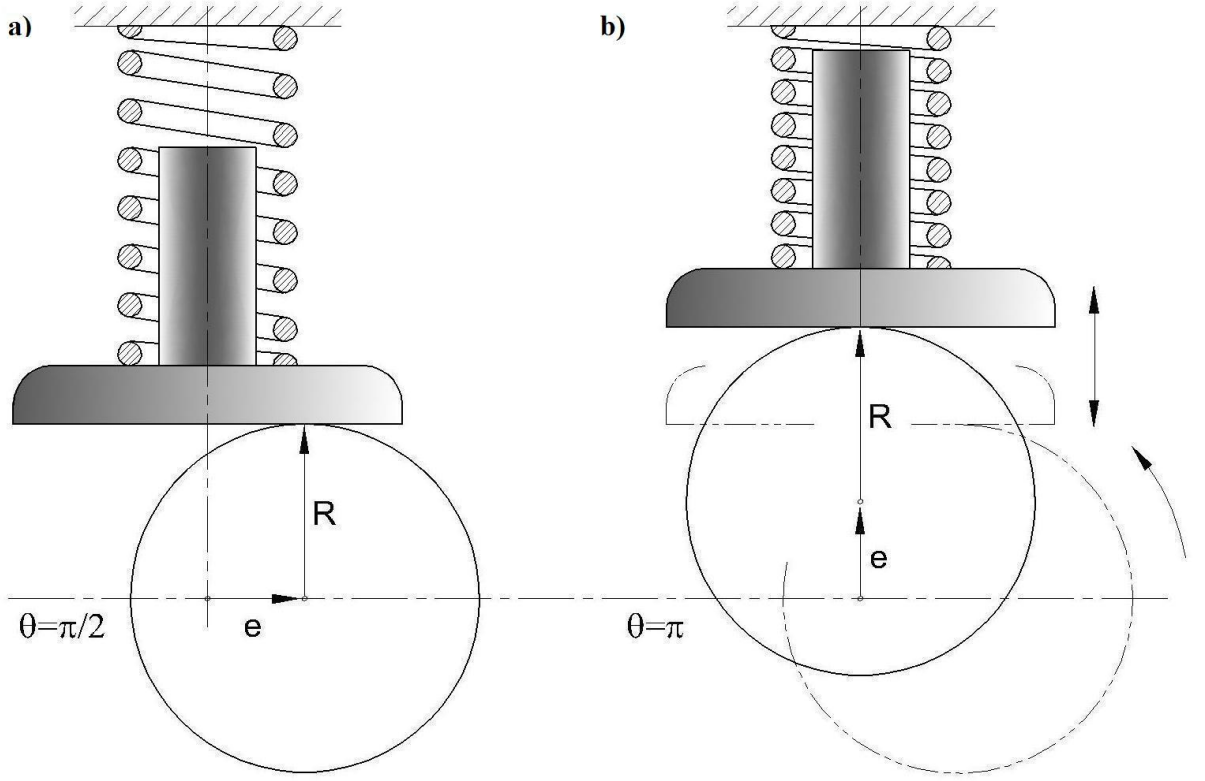
3.6 Matematik Model

Bu çalışmada öncelikle düz yüzeyli bir izleyici üzerinde dönen kaçık merkezli bir dairesel yüreğin aşınması, geometri ve değme yükünün birlikte ele alınmasıyla, analitik olarak ortaya konulmak istenmektedir. Yürek ve izleyici mekanizması düz yüzeyli bir izleyiciye karşılık 2 boyutlu bir diskin yuvarlanması olarak işlev görmektedir. Yüreğin geometrik merkezi R yarıçaplı daire olup dönme merkezi geometri merkezinden e kadar kaçıktır ve yürek genişliği $b=10$ mm dir. Sistemin toplam aşınmasının yürek tarafında olacağı kabul edilecektir (örneğin izleyicinin aşınması göz ardı edilecektir). Bütün devirler için değme şartları, sabitlenmiş koordinat sistemine uyacak şekilde açılal koordinatlar kullanılarak ifade edilecek.

Düz yüzeyli izleyici ve eksantrik yataklanmış dairesel bir yürek için profil Şekil 3.7 ve 3.8 de gösterilmektedir.

Eksantrik dairesel kam ile düz yüzeyli izleyici için kapalı denklem (3.4)' de gösterildiği ve şekil 3.10 da gösterildiği gibidir.

$$\vec{p} = \vec{e} + \vec{R} = e \cdot \cos \theta \cdot i + e \cdot \sin \theta \cdot j + R \cdot j \quad (3.4)$$



Şekil 3.8 Analitik model için iki konfigürasyon örneği (a) aşınma yürek yarıçapı boyunca ilerler (b) aşınma yürek yarıçapı ve kaçıklık vektörü boyunca ilerler

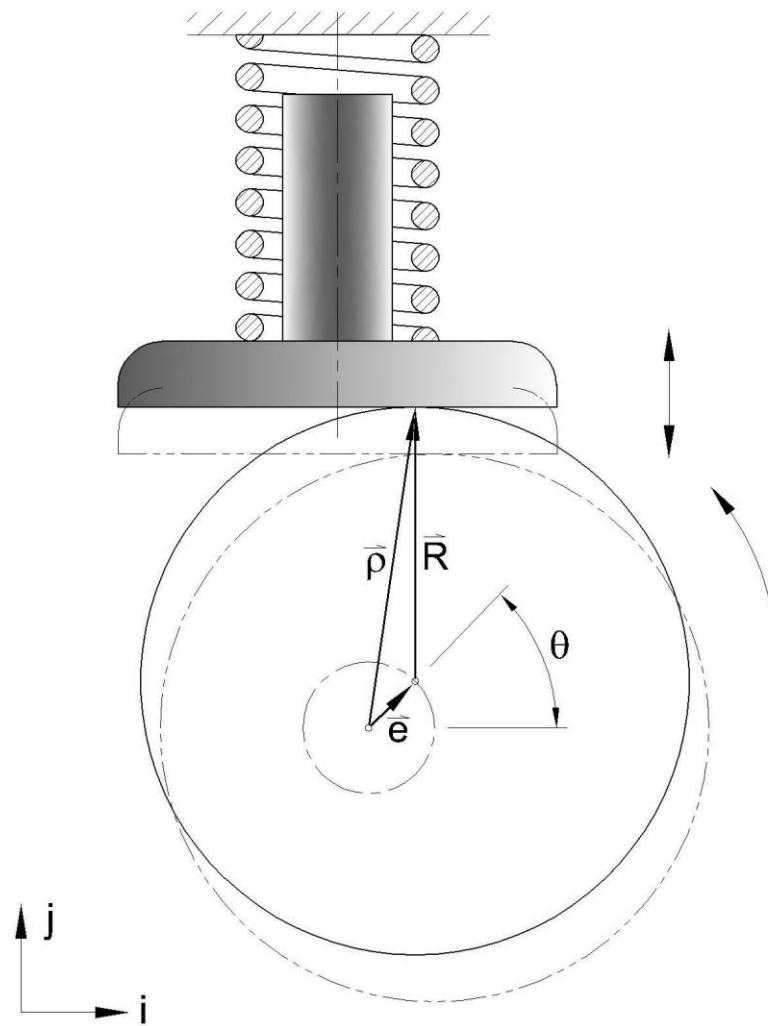
Bu denklemde \vec{p} vektörü yüreğin dönme merkezinden izleyici üzerindeki değme noktasıdır. \vec{e} dönme merkezinden yüreğin geometri merkezinedir ve \vec{R} ise geometri merkezinden izleyici üzerindeki değme noktasına olan radyal kuvettir. Birim vektörler i ve j şekil 3.10 da gösterildiği gibidir. Dairesel yürek için varsayımlar bütün yürek yüzeyi için aşınmanın yürek üzerinde iki özel yerde tanımlanacağı şeklindedir. Bu özel noktalar Şekil 3 de görüldüğü gibi $\theta = \pi/2$ ve $\theta = \pi$ dir. Önceki çalışmaların modellerinde yürek üzerindeki her yerdeki aşınma derinliği değme çizgisinden içe doğru dik olarak ifade edilmiştir. $\theta = \pi/2$ için yay yerdeğişimi d_0 olarak ve yay kuvveti $F_{\text{yay}} = k \cdot d_0$ belirtilir. Ancak bu d_0 ifadesinin içinde başlangıçta yaya verilen ön yükleme neticesindeki sıkışma miktarı da vardır. Aşınma derinliği çizgisi için kullanılan ifade $h_1 = K \cdot F_n / b$, $\theta = \pi/2$ da ilk ve ikinci devir aşınma derinliği, yüreğin izleyiciye yaptırdığı hareketin basit harmonik olması durumunda (3.9) ve (3.10) eşitliğinde, sikloidal olması durumunda ise (3.14) ve (3.15) de verilmiştir. Buradaki F_n ifadesi en genel yaklaşımdır.

Yüreğin izleyiciye yaptırdığı harekete bağlı olarak d_0 ve a ile ifade ettiğimiz ivme değerleri her durum için şekillenecektir.

Dickrell vd.[21] yaptıkları çalışmada aşınmanın matematik modelini kolaylaştırmak adına atalet kuvvetini 0,5 N olacak şekilde, izleyici kütlelerini ve yürek hızını minimum düzeyde tutmuş ve atalet kuvvetinin etkisini ihmal etmiştir. Bu çalışmada ise atalet kuvvetinin etkisi de matematik modele dahil edilmiştir.

Yüreğe etkiyen normal kuvvetlerin toplamı (3.5)'de verilmiştir.

$$F_n = F_0 + k \cdot s + m \cdot a \quad (3.5)$$



Şekil 3.9 Basit kaçık eksenli dairesel bir yüreğe ait tanımlama

Yüreğin ilk turu sonunda oluşan aşınma derinliği (3.3)'deki F_n ifadesinin yerine (3.5)

eşitliğin yazılması sonucu (3.6)'daki gibi yazılabilir.

$$h_1 = K \cdot \frac{F_o + k \cdot s + m \cdot a}{b} \quad (3.6)$$

3.6.1 Kinematik Analiz

Çoğu kritik hesaplamalı aşınma metodu kinematik problemin çözümüne dönüşür. Bu tanımlama yukarıda bahsedildiği gibi yüksek eleman çiftlerinin kinematik analizlerinin ortaya konulmasıyla ifade edilmiştir. Yürek ve izleyici arasındaki değme noktasının pozisyonunun doğruluğu oldukça önemlidir. Bununla birlikte dinamik analizin doğruluğu da eşit derecede önemlidir. Örneğe değme kuvveti güvenilir bir çözüm metodunda oldukça önemlidir.

Yürek mekanizmasında problem yüreğe verilen bir giriş hareketi sonucunda izleyicinin çıkış hareketini bulma işidir. Bununla birlikte profil sentezleri için çeşitli analitik ve geometrik metotlar geliştirilmiştir. Yüksek eleman çiftli mekanizmalarda kinematik analiz problemlerinin çözümü değme yüzeylerinin basit geometrileri için bulunabilir. Yüreğin istenen bir ivme-zaman bağıntısını icra edebilmesi için yüreğin büyük bir hassasiyet ile imal edilmesi gerekir. Kinematik analiz problemlerinin çözümünde nümerik tekniklere başvurmak gereklidir. Teorik olarak bu ivmeler ya çift grafik türev yöntemi ile veya yerdeğiştirme-zaman çiziminden adım adım sonlu farklar metodu ile elde edilirler. Bu nedenle tasarım sırasında bu eğrileri bilinen bir matematiksel eğri almanın izleyicinin hız ve ivmesinin belirlenmesi açısından önemli faydaları vardır. Bunun için çeşitli matematiksel eğriler kullanılacak ve bu eğrilerin seçim kriterleri açıklanmaya çalışılacaktır. Bütün yürek numunelerinin profilleri de aşağıda verilen hareket eğrilerini verecek şekilde tasarlanmıştır.

Yürek ile mekanizmanın tahrik edilen uzvu olan izleyicinin hareketi arasındaki fonksiyonel ilişki hareket kanunu, bu hareket kanununu gösteren eğri ise hareket diyagramı olarak adlandırılır. Uygulamada en çok kullanılan hareket eğrileri basit harmonik, sikloidal ve polinomdur. Bu hareket eğrilerine ait kinematik analiz daha önce bölüm 2.2'de verilmiştir. Biz de çalışmamızda kullandığımız yürek profillerini beklemesiz ve bilinen hareket eğrilerini verecek şekilde seçtik [41], [42],[43].

3.6.2 Dinamik Analiz

Değme kuvveti, F_N yayın ön yüklemesine, yayın katılığına, stroğa ve izleyici ivmesine bağlıdır. Daha öncede (3.5)' de ifade edildiği gibi yüreğin izleyiciye yaptırdığı harekete bağlı olarak farklı açılardaki oluşan kuvvetler, atalet kuvvetleri de dahil edilerek aşağıda genelleştirilmiştir [44], [45].

$$F_N = F_{\dot{on}} + F_{yay} + F_a$$

Burada yay kuvveti ve atalet kuvvetinin hesabında yüreğin izleyiciye yaptırdığı hareketin kinematığı önemli olduğundan her durum için farklı denklemler kullanılacaktır. İlk yürek profili numunesi izleyiciye basit harmonik hareket yaptıracak şekilde seçilmiştir. Buradan hareketle

$$F_N = k \cdot d + k \cdot s + m \cdot a \quad (3.7)$$

şeklinde ifade edilebilir. İfade basit harmonik hareket eğrisine sahip yürek profili için düzenlenecek olursa

$$F_N = k \cdot d + k \cdot e \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta \quad (3.8)$$

olur.

Aynı ifade sikloidal hareket eğrisine sahip yürek profili için de

$$F_N = k \cdot d_0 + k \cdot H \cdot \left(\frac{Q}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2Q \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \left(\sin 2Q \cdot \frac{2}{\pi} \right) \cdot H \quad (3.9)$$

şeklinde olur.

3.6.3 Basit Harmonik Harekete Sahip Yüreğin Aşınmasının Matematik Modeli

Yüreğin izleyiciye yaptırdığı hareketin basit harmonik hareket olması durumunda daha öncede ilgili bölümde ifade edildiği şekliyle

$$s(\theta) = e \cdot (1 - \cos\theta) \quad (3.10)$$

$$s(\theta)' = e \cdot \sin\theta \quad (3.11)$$

$$s(\theta)'' = e \cdot \cos\theta \quad (3.12)$$

$$d_0 = d + s(\theta) = d + e \cdot (1 - \cos\theta)$$

$$a = \omega^2 s(\theta)''$$

Her bir tur için aşınma derinliği

$$h_1 = \frac{K}{b} (k \cdot (d_0 + e \cdot (1 - \cos\theta)) + m \cdot e \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta) \quad (3.13)$$

$$h_2 = \frac{K}{b} (k \cdot (d - h_1) + (e - h_1)(1 - \cos\theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta(e - h_1)) \quad (3.14)$$

.

.

.

Şeklinde devam ederken her bir tur sonucu oluşan aşınma derinliği (3.15)'deki şekliyle basitleştirilmiş ve ortaya konmuştur.

$$h_N = h_1 \left[1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta) \right]^{n-1} \quad (3.15)$$

İstenen tur sayısı için oluşan toplam aşınma derinliğini veren ifade de (3.16)'da verilmiştir.

$$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N = h_1 \cdot \frac{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta) \right)^n}{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta) \right)} \quad (3.16)$$

$\theta = 0$ da \vec{R} vektörü her bir devir sayısı için ve bu devirdeki toplam aşınma için ilk yarıçap vektörü R_0 'ın bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir. Bu nedenle yüreğin merkezinden değme noktasına olan \vec{R} radyal vektörünün büyüklüğü istenen her bir devir sayısı için (3.17)'deki gibi ifade edilebilir.

$$R = R_0 - \sum_{N=1}^n h_N = R_0 - h_1 \cdot \frac{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta) \right)^n}{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta) \right)} \quad (3.17)$$

3.6.4 Sikloidal Harekete Sahip Yüreğin Aşınmasının Analitik Modeli

Yürek profilinin izleyiciye sikloidal hareket yaptırması durumunda;

Yüreğin ilk turu sonrası oluşan aşınma derinliği (3.18) ile hesaplanabilir.

$$h_1 = \frac{K}{b} \left(k(d_0 + H \cdot (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \cdot (\sin 2\theta \cdot \frac{2}{\pi}) \right) \cdot H \quad (3.18)$$

Yüreğin ikinci turu sonrası oluşan aşınma derinliği (3.19) ile hesaplanabilir.

$$h_2 = \frac{K}{b} \left(k((d_0 - h_1) + (H - h_1) (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \cdot (H - h_1) \cdot \sin 2\theta \cdot \frac{2}{\pi} \right) \quad (3.19)$$

Yüreğin istenilen herhangi bir tur sonrası oluşan aşınma derinliği (3.20) ile hesaplanabilir.

$$h_n = h_1 \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta \right) \right)^{n-1} \quad (3.20)$$

Benzer şekilde toplam aşınma derinliğini veren bağıntı (3.21) olarak ifade edilebilir.

$$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N = h_1 \frac{1 - \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta \right) \right)^n}{1 - \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta \right) \right)} \quad (3.21)$$

Yüreğin herhangi bir tur sayısı neticesinde aşınması sonucu küçülerek oluşan yeni yarıçapı (3.22) bağıntısı ile hesaplanabilir.

$$R = R_0 - \sum_{N=1}^n h_N = R_0 - h_1 \frac{1 - \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta \right) \right)^n}{1 - \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta \right) \right)} \quad (3.22)$$

DENEYSEL ÇALIŞMADA İZLENEN YOL, DENEY SONUÇLARI İLE MATEMATİK MODEL KULLANILARAK HESAPLANAN AŞINMA DEĞERLERİNİN POLAR OLARAK İFADESİNDE KULLANILAN YÖNTEM

Deneylerde PTFE(teflon) ve pirinç olmak üzere farklı iki malzeme kullanılmıştır. Testler bu malzemelerden imal edilmiş olan yürek profillerinin izleyiciye yaptırmış oldukları iki tanımlı hareket için (basit harmonik hareket ve sikloid hareket) yapılmıştır. Her iki yürek malzemesi, her iki tanımlı hareket için üç farklı hız kademesinde aşınma deneylerine tabi tutulmuştur. Bu hız kademeleri (yüreğin dönme hızı) 350 d/dak, 610 d/dak ve 1000 d/dak olarak belirlenmiştir. Cihaz desteği Bilgin Makine Kalıp ve Carl Zeiss Türkiye tarafından sağlanmıştır. Yürek profillerinin her 5° aralıktaki çap değerleri aşındırma işlemine maruz kalmadan önce, CMM cihazlarında kayıt altına alındı. Her bir durum için, belirlenen toplam tur sayısı (150.000) sonunda aşındırılan yürek profillerin çevresi boyunca her 5 de CMM de daha önce kayıt altına alınan yürek yarıçaplarının başlangıç değerlerinden çıkarılarak hesaplanan aşınma derinliği belirlenmiştir. Daha sonra ölçülen bu aşınma derinliği değerleri ile kurulan matematik modelle hesaplanan aşınma değerleri karşılaştırılmıştır. Daha sonra, değerler polar olarak yürek profili geometrisine 4.3 de ifade edildiği gibi aktarılmış ve görsel olarak profilin aşınmadan önceki şekli, matematik modelle hesaplanmış tahmini şekli ve deneyden sonraki aşınmış şekli ifade edilmiştir. Hata oranları belirlenerek matematik modelin gerçeğe ne kadar yakın değerler verdiği araştırılmıştır. Yararlanılan koordinat ölçüm cihazları (CMM) onbinde bir hassasiyete sahiptir. Profillerden bazılarına ait hesaplanmış ve ölçülmüş aşınma derinlikleri tablo olarak Ek D'de verilmiştir.

4.1 İzleyici Hareketinin Basit Harmonik Hareket Olduğu Durumdaki Dinamik Analiz

4.1.1 Yüreğin Devir Sayısı 350 d/dak.

Yüreğin dönme hareketine başladığı, izleyici üzerindeki ilk temas noktası, yarıçap değerinin minimum olduğu nokta olarak belirlendi. Bu noktada yüreğe bir bası yardımıyla 30 N'luk bir ön yükleme verildi. Yüreğin her 5 dönmede maruz kaldığı yay kuvveti ve atalet kuvveti toplamı aşağıda ifade edildiği gibi hesaplandı. Daha önce (3.5)' de ifade edildiği gibi yüreğin ilk turunda etkin olan toplam kuvvet aşağıdaki gibi hesaplandı. Çizelge 4.1 de yüreğin her 5 dönüşünde oluşan kuvvetler verilmiştir.

Toplam kuvvet

$$F_N = F_{\text{ön}} + F_{\text{yay}} + F_a$$

$$F_N = F_{\text{ön}} + k \cdot e \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot \omega^2 \cdot e \cdot \cos\theta \quad (4.1)$$

Ön yükleme

$$F_{\text{ön}} = 30 \text{ N}$$

Yay katsayısı

$$k = 20 \text{ N/mm}$$

kaçıklık

$$e = 6 \text{ mm}$$

açısal hız

$$\omega = \frac{\pi \cdot 350}{30} = 36,65 \text{ rad/sn}$$

Çizelge 4.1 Her 5° lik yürek açısı için ilk turda oluşan kuvvetler (n=350 d/dak)

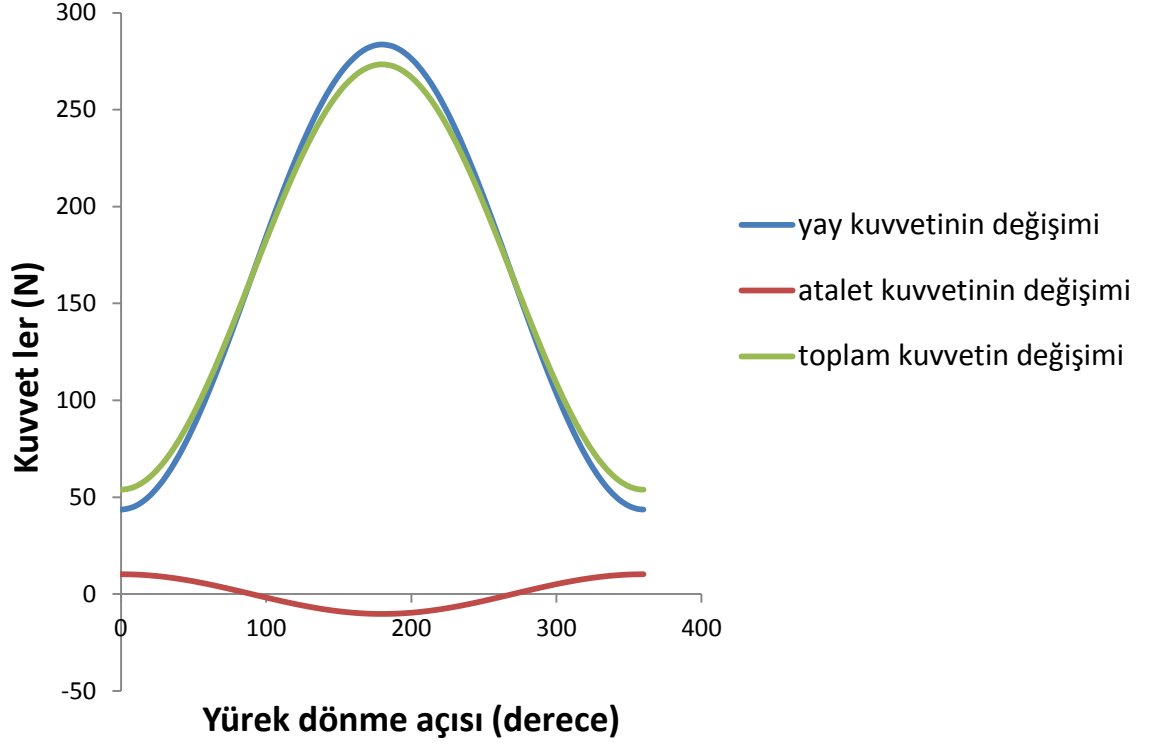
Yürek açısı (derece)	Yay kuvveti (F _{ön} =30 N)(N)	Atalet kuvveti(N)	Toplam kuvvet(N)
0	30,000	10,269	40,269
5	30,457	10,230	40,686
10	31,823	10,113	41,936
15	34,089	9,919	44,008

20	37,237	9,649	46,886
25	41,243	9,307	50,550
30	46,077	8,893	54,970
35	51,702	8,412	60,113
40	58,075	7,866	65,941
45	65,147	7,261	72,408
50	72,865	6,601	79,466
55	81,171	5,890	87,061
60	90,000	5,134	95,134
65	99,286	4,340	103,626
70	108,958	3,512	112,470
75	118,942	2,658	121,599
80	129,162	1,783	130,945
85	139,541	0,895	140,436
90	150,000	0,000	150,000
95	160,459	-0,895	159,564
100	170,838	-1,783	169,055
105	181,058	-2,658	178,401
110	191,042	-3,512	187,530
115	200,714	-4,340	196,374
120	210,000	-5,134	204,866
125	218,829	-5,890	212,939
130	227,135	-6,601	220,534
135	234,853	-7,261	227,592
140	241,925	-7,866	234,059

145	248,298	-8,412	239,887
150	253,923	-8,893	245,030
155	258,757	-9,307	249,450
160	262,763	-9,649	253,114
165	265,911	-9,919	255,992
170	268,177	-10,113	258,064
175	269,543	-10,230	259,314
180	270,000	-10,269	259,731
185	269,543	-10,230	259,314
190	268,177	-10,113	258,064
195	265,911	-9,919	255,992
200	262,763	-9,649	253,114
205	258,757	-9,307	249,450
210	253,923	-8,893	245,030
215	248,298	-8,412	239,887
220	241,925	-7,866	234,059
225	234,853	-7,261	227,592
230	227,135	-6,601	220,534
235	218,829	-5,890	212,939
240	210,000	-5,134	204,866
245	200,714	-4,340	196,374
250	191,042	-3,512	187,530
255	181,058	-2,658	178,401
260	170,838	-1,783	169,055
265	160,459	-0,895	159,564

270	150,000	0,000	150,000
275	139,541	0,895	140,436
280	129,162	1,783	130,945
285	118,942	2,658	121,599
290	108,958	3,512	112,470
295	99,286	4,340	103,626
300	90,000	5,134	95,134
305	81,171	5,890	87,061
310	72,865	6,601	79,466
315	65,147	7,261	72,408
320	58,075	7,866	65,941
325	51,702	8,412	60,113
330	46,077	8,893	54,970
335	41,243	9,307	50,550
340	37,237	9,649	46,886
345	34,089	9,919	44,008
350	31,823	10,113	41,936
355	30,457	10,230	40,686
360	30,000	10,269	40,269

Çizelgenin grafiğe dönüştürülmesi şekil 4.1 deki gibidir.



şekil 4.1 Kuvvetlerin y¼rek açısına g¼re değişimi (350 d/dak i¼in)

4.1.2 Y¼reęin Devir Sayısı 610 d/dak.

Deney şartları değiştirilmeden y¼reęin devir sayısı 610 d/dak 'ya ¼ıkarılmıřtır. Bu durumda da y¼reęin her 5 derecelik d¼n¼ř¼ne tekab¼l eden kuvvetler ¼izelge 4.2 de verilmiştir. Bu kuvvetlerin grafik ¼zerinde ifadesi de şekil 4.2'deki gibidir.

a¼ısal hız

$$\omega = (\pi \cdot 610) / 30 = 63,879 \text{ rad/sn}$$

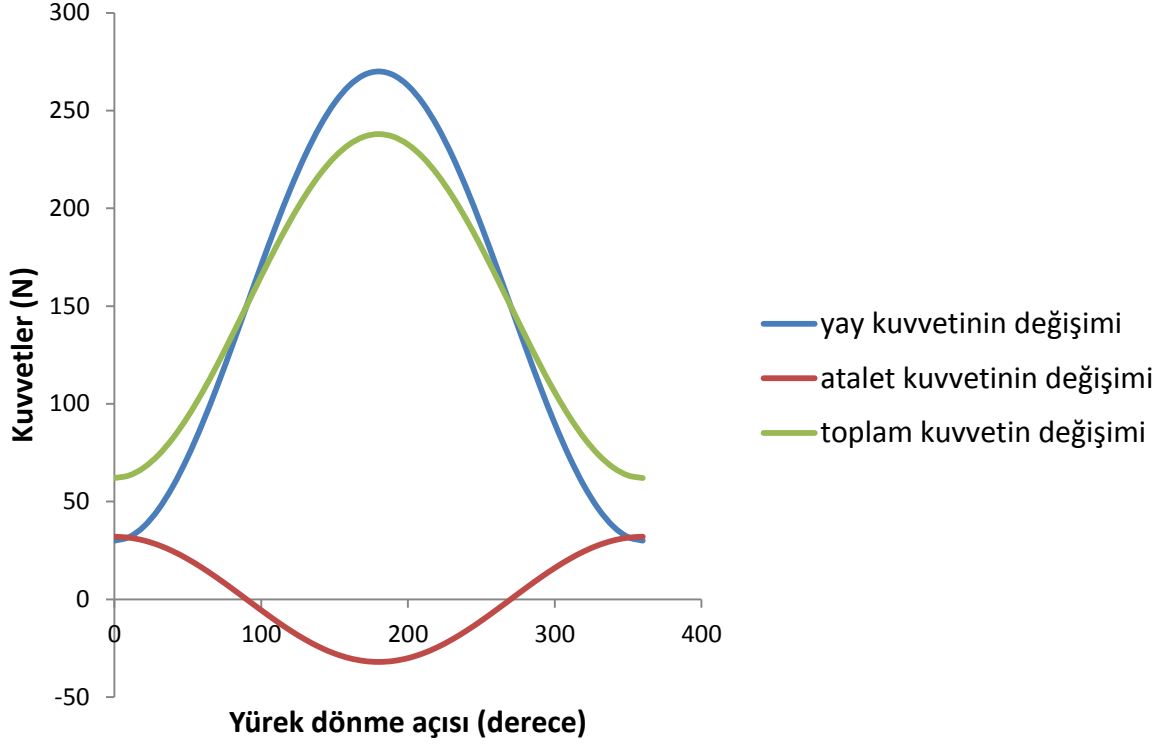
¼izelge 4.2 Farklı y¼rek açıları i¼in ilk turda oluşan kuvvetler (n=610 d/dak)

Y¼rek açısı (derece)	Yay kuvveti ($F_{\text{n}}=30 \text{ N}$) (N)	Atalet kuvveti(N)	Toplam kuvvet(N)
0	30,00	31,19	61,19
5	30,46	31,07	61,53
10	31,82	30,72	62,54
15	34,09	30,13	64,22

20	37,24	29,31	66,55
25	41,24	28,27	69,51
30	46,08	27,01	73,09
35	51,70	25,55	77,25
40	58,07	23,89	81,97
45	65,15	22,06	87,20
50	72,87	20,05	92,92
55	81,17	17,89	99,06
60	90,00	15,60	105,60
65	99,29	13,18	112,47
70	108,96	10,67	119,63
75	118,94	8,07	127,01
80	129,16	5,42	134,58
85	139,54	2,72	142,26
90	150,00	0,00	150,00
95	160,46	-2,72	157,74
100	170,84	-5,42	165,42
105	181,06	-8,07	172,99
110	191,04	-10,67	180,37
115	200,71	-13,18	187,53
120	210,00	-15,60	194,40
125	218,83	-17,89	200,94
130	227,13	-20,05	207,08
135	234,85	-22,06	212,80
140	241,93	-23,89	218,03

145	248,30	-25,55	222,75
150	253,92	-27,01	226,91
155	258,76	-28,27	230,49
160	262,76	-29,31	233,45
165	265,91	-30,13	235,78
170	268,18	-30,72	237,46
175	269,54	-31,07	238,47
180	270,00	-31,19	238,81
185	269,54	-31,07	238,47
190	268,18	-30,72	237,46
195	265,91	-30,13	235,78
200	262,76	-29,31	233,45
205	258,76	-28,27	230,49
210	253,92	-27,01	226,91
215	248,30	-25,55	222,75
220	241,93	-23,89	218,03
225	234,85	-22,06	212,80
230	227,13	-20,05	207,08
235	218,83	-17,89	200,94
240	210,00	-15,60	194,40
245	200,71	-13,18	187,53
250	191,04	-10,67	180,37
255	181,06	-8,07	172,99
260	170,84	-5,42	165,42
265	160,46	-2,72	157,74

270	150,00	0,00	150,00
275	139,54	2,72	142,26
280	129,16	5,42	134,58
285	118,94	8,07	127,01
290	108,96	10,67	119,63
295	99,29	13,18	112,47
300	90,00	15,60	105,60
305	81,17	17,89	99,06
310	72,87	20,05	92,92
315	65,15	22,06	87,20
320	58,07	23,89	81,97
325	51,70	25,55	77,25
330	46,08	27,01	73,09
335	41,24	28,27	69,51
340	37,24	29,31	66,55
345	34,09	30,13	64,22
350	31,82	30,72	62,54
355	30,46	31,07	61,53
360	30,00	31,19	61,19



Şekil 4.2 Kuvvetlerin yürek açısına göre değişimi (610 d/dak için)

4.1.3 Yüreğin Devir Sayısı 1000 d/dak.

Deney şartları değiştirilmeden yüreğin devir sayısı 1000 d/dak 'ya çıkarılmıştır. Bu durumda da yüreğin her 5 derecelik dönüşüne tekabül eden kuvvetler Çizelge 4.3 de verilmiştir. Bu kuvvetlerin grafik üzerinde ifadesi de Şekil 4.3'deki gibidir.

açısal hız

$$\omega = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,719 \text{ rad/sn}$$

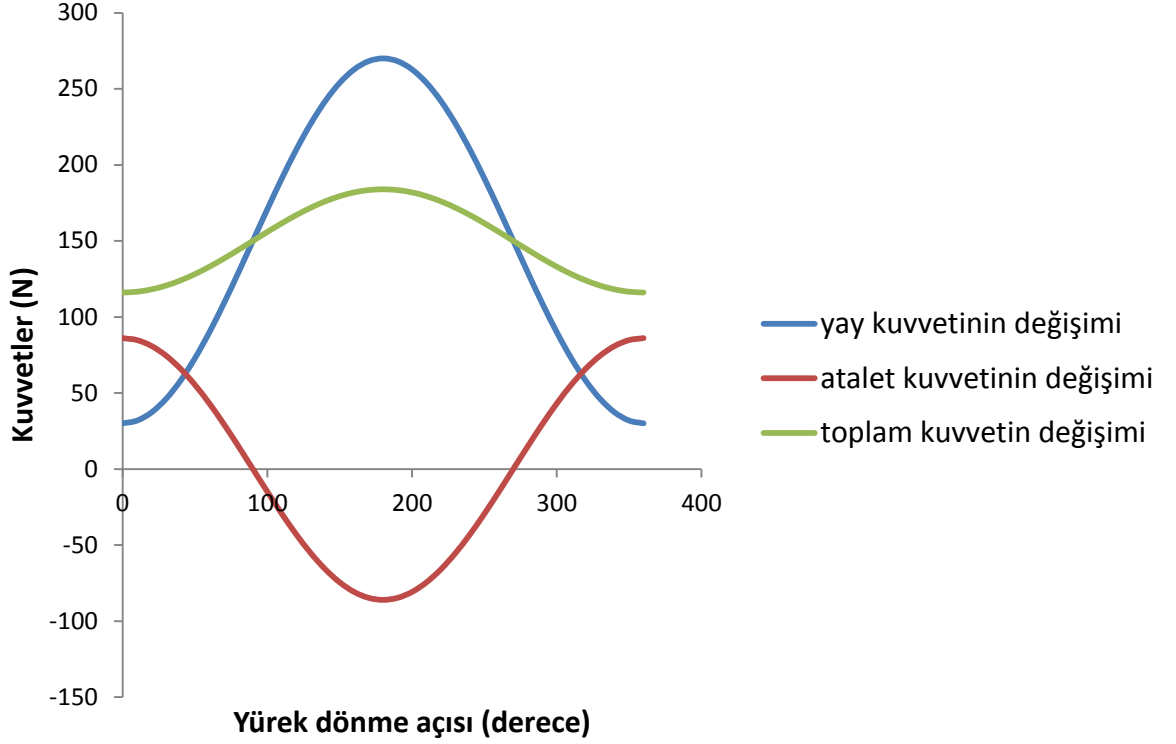
Çizelge 4.3 Farklı yürek açıları için ilk turda oluşan kuvvetler (n=1000 d/dak)

Yürek açısı (derece)	Yay kuvveti ($F_{\text{ön}}=30 \text{ N}$) (N)	Atalet kuvveti(N)	Toplam kuvvet(N)
0	30,00	83,83	113,83
5	30,46	83,51	113,96
10	31,82	82,55	114,38
15	34,09	80,97	115,06

20	37,24	78,77	116,01
25	41,24	75,97	117,22
30	46,08	72,60	118,67
35	51,70	68,67	120,37
40	58,07	64,21	122,29
45	65,15	59,27	124,42
50	72,87	53,88	126,75
55	81,17	48,08	129,25
60	90,00	41,91	131,91
65	99,29	35,43	134,71
70	108,96	28,67	137,63
75	118,94	21,70	140,64
80	129,16	14,56	143,72
85	139,54	7,31	146,85
90	150,00	0,00	150,00
95	160,46	-7,31	153,15
100	170,84	-14,56	156,28
105	181,06	-21,70	159,36
110	191,04	-28,67	162,37
115	200,71	-35,43	165,29
120	210,00	-41,91	168,09
125	218,83	-48,08	170,75
130	227,13	-53,88	173,25
135	234,85	-59,27	175,58
140	241,93	-64,21	177,71

145	248,30	-68,67	179,63
150	253,92	-72,60	181,33
155	258,76	-75,97	182,78
160	262,76	-78,77	183,99
165	265,91	-80,97	184,94
170	268,18	-82,55	185,62
175	269,54	-83,51	186,04
180	270,00	-83,83	186,17
185	269,54	-83,51	186,04
190	268,18	-82,55	185,62
195	265,91	-80,97	184,94
200	262,76	-78,77	183,99
205	258,76	-75,97	182,78
210	253,92	-72,60	181,33
215	248,30	-68,67	179,63
220	241,93	-64,21	177,71
225	234,85	-59,27	175,58
230	227,13	-53,88	173,25
235	218,83	-48,08	170,75
240	210,00	-41,91	168,09
245	200,71	-35,43	165,29
250	191,04	-28,67	162,37
255	181,06	-21,70	159,36
260	170,84	-14,56	156,28
265	160,46	-7,31	153,15

270	150,00	0,00	150,00
275	139,54	7,31	146,85
280	129,16	14,56	143,72
285	118,94	21,70	140,64
290	108,96	28,67	137,63
295	99,29	35,43	134,71
300	90,00	41,91	131,91
305	81,17	48,08	129,25
310	72,87	53,88	126,75
315	65,15	59,27	124,42
320	58,07	64,21	122,29
325	51,70	68,67	120,37
330	46,08	72,60	118,67
335	41,24	75,97	117,22
340	37,24	78,77	116,01
345	34,09	80,97	115,06
350	31,82	82,55	114,38
355	30,46	83,51	113,96
360	30,00	83,83	113,83



Şekil 4.3 Kuvvetlerin yürek açısına göre değişimi (1000 d/dak için)

4.2 İzleyici Hareketinin Sikloidal Hareket Olduğu Durumdaki Dinamik Analiz

Aynı deney şartları yüreğin izleyiciye sikloidal hareket yaptırdığı durumda tekrarlandı.

Bu durumda kuvvetler aşağıdaki gibi hesaplandı.

$$F_N = F_{ön} + F_{yay} + F_a$$

$$F_N = F_{ön} + k \cdot H \cdot \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta \right) + m \cdot \omega^2 \cdot \left(\sin 2\theta \cdot \frac{2}{\pi} \right) \cdot H \quad (4.2)$$

4.2.1 Yürek Devir Sayısı 350 d/dak.

Sikloidal hareket yapan yüreğe farklı dönme açılarında etkiyen kuvvet bileşenleri

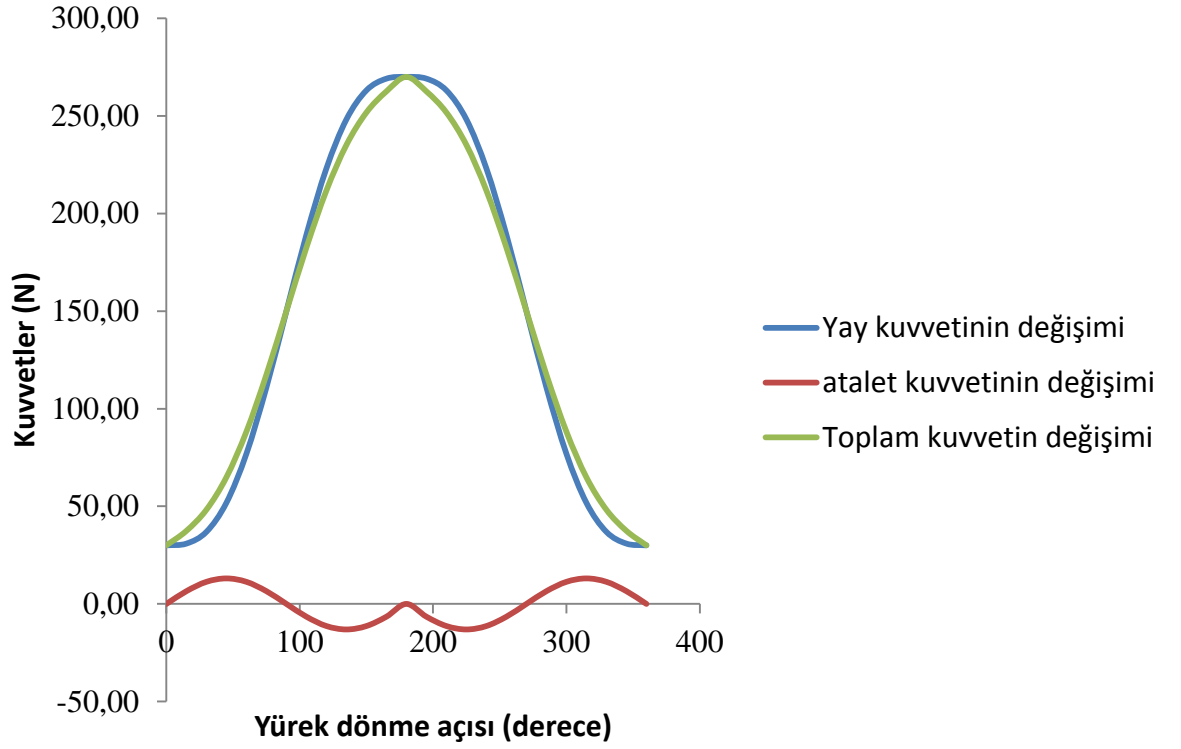
Çizelge 4.4' de verilmiştir.

Çizelge4.4 Sikloidal profilli yüreğin farklı açılarında oluşan kuvvetler (ilk devir için)

Yürek dönme açısı (derece)	Yay kuvveti ($F_{ön}=30 \text{ N}$)(N)	Atalet kuvveti(N)	Toplam kuvvet(N)
0	30,00	0,00	30,00

15	30,90	6,54	37,44
30	36,92	11,32	48,24
45	51,80	13,07	64,88
60	76,92	11,32	88,24
75	110,90	6,54	117,44
90	150,00	0,00	150,00
105	189,10	-6,54	182,56
120	223,08	-11,32	211,76
135	248,20	-13,07	235,12
150	263,08	-11,32	251,76
165	269,10	-6,54	262,56
180	270,00	0,00	270,00
195	269,10	-6,54	262,56
210	263,08	-11,32	251,76
225	248,20	-13,07	235,12
240	223,08	-11,32	211,76
255	189,10	-6,54	182,56
270	150,00	0,00	150,00
285	110,90	6,54	117,44
300	76,92	11,32	88,24
315	51,80	13,07	64,88
330	36,92	11,32	48,24
345	30,90	6,54	37,44
360	30,00	0,00	30,00

Bu kuvvetlerin grafik üzerinde gösterimi Şekil 4.4'deki gibidir.



Şekil 4.4 Kuvvetlerin yürek dönme açısına göre değişimi (sikloidal hareket-350 d /dak)

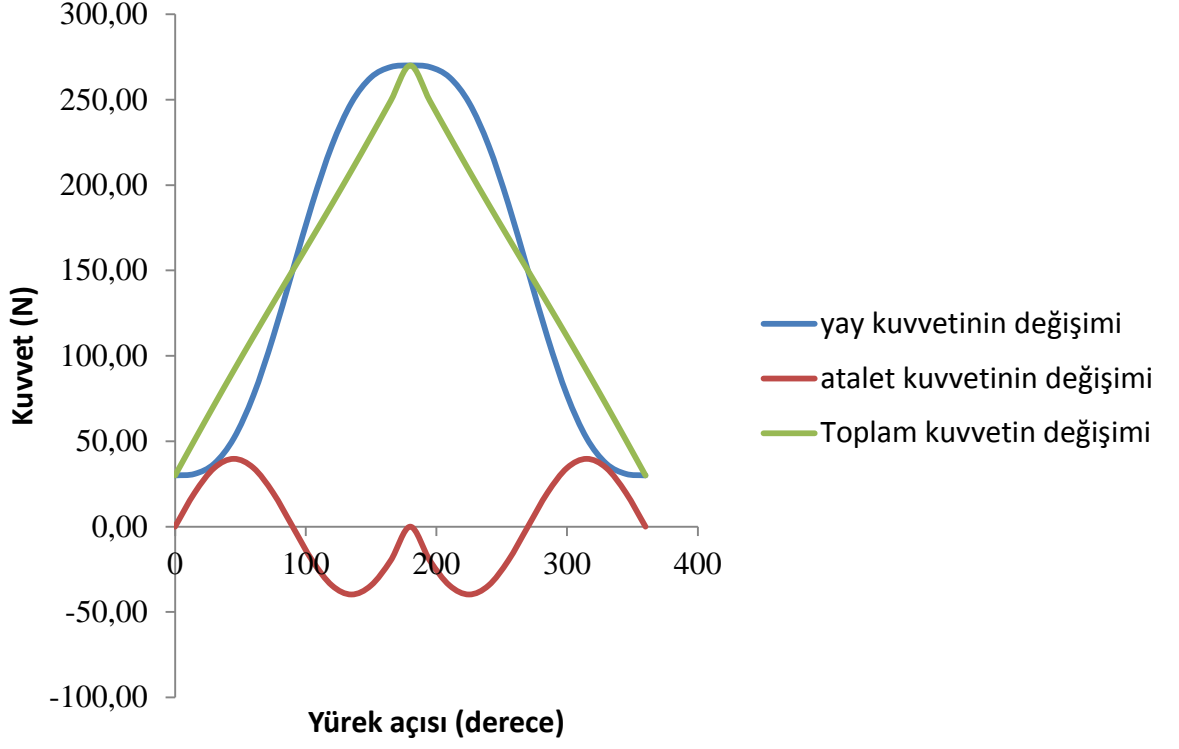
4.2.2 Yürek Devir Sayısı 610 d/dak.

Çizelge 4.5 Sikloidal profilli yüreğin farklı açılarında oluşan kuvvetler (ilk devir için)

Yürek dönme açısı (derece)	Yay kuvveti ($F_{ön}=30$ N) (N)	Atalet kuvveti(N)	Toplam kuvvet(N)
0	30,00	0,00	30,00
15	30,90	19,86	50,76
30	36,92	34,39	71,31
45	51,80	39,71	91,52
60	76,92	34,39	111,31
75	110,90	19,86	130,76
90	150,00	0,00	150,00

105	189,10	-19,86	169,24
120	223,08	-34,39	188,69
135	248,20	-39,71	208,48
150	263,08	-34,39	228,69
165	269,10	-19,86	249,24
180	270,00	0,00	270,00
195	269,10	-19,86	249,24
210	263,08	-34,39	228,69
225	248,20	-39,71	208,48
240	223,08	-34,39	188,69
255	189,10	-19,86	169,24
270	150,00	0,00	150,00
285	110,90	19,86	130,76
300	76,92	34,39	111,31
315	51,80	39,71	91,52
330	36,92	34,39	71,31
345	30,90	19,86	50,76
360	30,00	0,00	30,00

Bu kuvvetlerin grafik üzerinde gösterimi Şekil 4.5'deki gibidir.



şekil 4.5 Kuvvetlerin y¼rek d¼nme açısına g¼re değişimi (sikloidal hareket-610 d /dak)

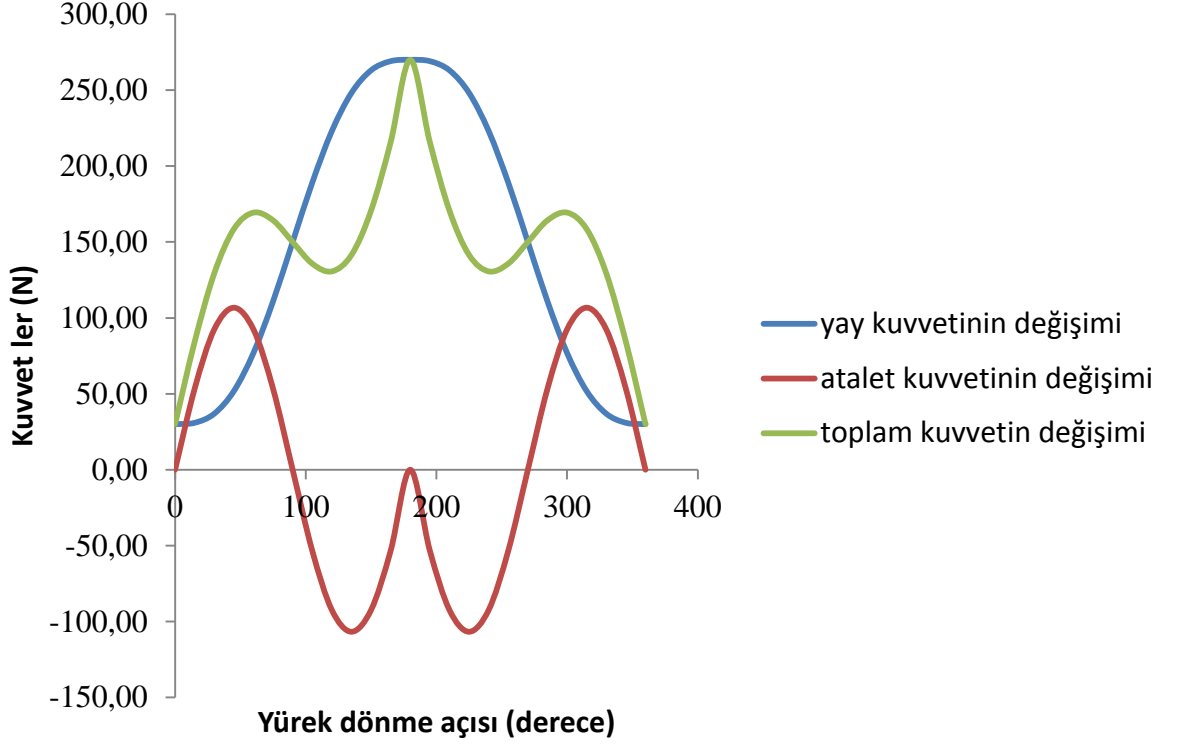
4.2.3 Y¼rek devir sayısı 1000 d/dak.

Çizelge 4.6 Sikloidal profilli y¼reęin farklı açılarında oluşan kuvvetler (ilk devir için)

Y¼rek d¼nme açısı (derece)	Yay kuvveti ($F_{\text{n}}=30$ N) (N)	Atalet kuvveti(N)	Toplam kuvvet(N)
0	30,00	0,00	30,00
15	30,90	53,37	84,27
30	36,92	92,43	129,35
45	51,80	106,73	158,53
60	76,92	92,43	169,35
75	110,90	53,37	164,27
90	150,00	0,00	150,00
105	189,10	-53,37	135,73
120	223,08	-92,43	130,65

135	248,20	-106,73	141,47
150	263,08	-92,43	170,65
165	269,10	-53,37	215,73
180	270,00	0,00	270,00
195	269,10	-53,37	215,73
210	263,08	-92,43	170,65
225	248,20	-106,73	141,47
240	223,08	-92,43	130,65
255	189,10	-53,37	135,73
270	150,00	0,00	150,00
285	110,90	53,37	164,27
300	76,92	92,43	169,35
315	51,80	106,73	158,53
330	36,92	92,43	129,35
345	30,90	53,37	84,27
360	30,00	0,00	30,00

Bu kuvvetlerin grafik şeklinde gösterimi Şekil 4.6 deki gibidir.



Şekil 4.6 Kuvvetlerin yürek dönme açısına göre değişimi(sikloidal hareket-1000 d /dak)

4.3 Bilgisayar Simülasyonu

Burada yüreğin aşınmadan önceki, deneyden sonraki ve matematik model ile tahmini olarak ortaya çıkacak profilini polar olarak ifade etmemize yardımcı olacak sistem hakkında bilgi verilmeye çalışılacaktır. Şekil 4.7'de düz yüzeyli izleyici ile yürek teması tanımlanmıştır. Sabitlenmiş koordinat sistemi (X,Y) , yüreğe ait koordinat sistemi (x,y) , (X,Y) ve (x,y) arasındaki açısal pozisyon θ , temel daire yarıçapı R_b ve değme noktası c .

Bu yaklaşımda ani dönme merkezi teoremi ya da Arnould-Kennedy ani dönme merkezi teoremi kullanılır. Teorem verilen herhangi iki ani dönme merkezini (düzlemsel hareket) ifade eder. Üçüncü ani dönme merkezi iki bilinen ani dönme merkezine bir çizgi bağlantısı üzerinde düşmelidir. İki boyutlu yürek ve düz yüzeyli izleyici örneği için yürek ve zemin arasındaki ani dönme merkezi $IC_{k,z}$ yüreğin dönme merkezinde (sabitlenmiş koordinat sisteminin (X,Y) orjini) yer alır. izleyici ve zeminin ani dönme merkezi $IC_{i,z}$ dikey izleyici yüzeyinden hareket yönüne oldukça uzakta yer alır. Bu nedenle yürek ve izleyici arasındaki ani dönme merkezi $IC_{k,i}$ yalnızca X eksenı boyunca bir yerde olabilen iki geçici merkeze bağlanan bir çizgi üzerinde yer almalıdır.

(4.3)'de izleyicinin hızı verilmiştir ve (4.4)'de değme noktasının (X_c), X koordinatı, (4.5)'de ise değme noktasının (Y_c) Y koordinatı verilmiştir. $\dot{s}(\theta)$ zamana bağımlı değişken s 'nin türevi ve $s'(\theta)$ θ 'ya bağlı s 'nin geometrik türevidir.

$$\dot{s}(\theta) = \omega.s'(\theta)$$

(4.3)

$$X_c.\omega = \dot{s}(\theta) = \omega.s'(\theta), \quad X_c = s'(\theta) \quad (4.4)$$

$$Y_c = R_b + s(\theta) \quad (4.5)$$

Bu koordinatlar sabitlenmiş koordinat sisteminde parametrelerle izah edilmiştir. Yürek yüzeyinin anlamlı bir şekilde tanımlanması için kurulan sistem taşıma koordinat sisteminde yeniden parametrelerle izah edilmelidir. Değme koordinatlarının dizilişinde yüreğin dönüş yönü saat yönü için pozitif kabul edilir. Sonuç olarak bu koordinatlara taşınan koordinat sisteminde (x, y) matris formunda ifade edilebilir.

$$\begin{bmatrix} x_c \\ y_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta & \sin \theta \\ -\sin \theta & \cos \theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_c \\ Y_c \end{bmatrix}$$

(4.6) Yürek ve izleyici birlikte meşlenir ve her ikisinin de yüzeyleri aşınır. Değme noktasındaki aşınmanın derinliği Archard's aşınma denklemi kullanılarak tahmin edilir. Tipik olarak izleyici ile yürek arasındaki tutunma bir yayla sağlanır. Sabit bir yürek hızı için değme kuvveti (F_n) (4.7)' de verilmiştir, burada F_0 ön yükleme kuvveti, k yay sabiti, $s(Q)$ izleyici hareketi, m ise izleyicinin kütlesidir ve w yüreğin açısal hızıdır.

$$F_n = F_0 + k.s'(\theta) + m.\omega^2.s''(\theta) \quad (4.7)$$

Burada izleyici aşınması ihmal edilebilir, yalnızca yürek yüzeyindeki geometrik değişiklik dikkate alınır. Yürek yüzeyine dik olan aşınma olayına göre bir aşınma dairesinden sonra yeni yürek yüzeyi (4.8) ve (4.9)'da ifade edildiği gibidir. Yüzey tanjant vektörü x_c' ve y_c' nin i ve j komponentlerine sahiptir.

$$\bar{x}_c = x_c + \Delta \frac{y_c'}{\sqrt{(x_c')^2 + (y_c')^2}} \quad (4.8)$$

$$x'_c = -\sin \theta.X_c + \cos \theta.Y_c$$

$$y'_c = -\cos \theta.X_c - \sin \theta.Y_c$$

(4.4)'den

$$X_c = s'(\theta) = e.\sin \theta$$

(4.5)'dan

$$Y_c = R_b + e.(1 - \cos \theta)$$

$$\begin{aligned} x_c &= \cos \theta.e.\sin \theta + \sin \theta.(R_b + e(1 - \cos \theta)) \\ &= \cos \theta.\sin \theta.e + \sin \theta.R_b + e.\sin \theta - \sin \theta.\cos \theta.e = (R_b + e).\sin \theta \end{aligned} \quad (4.10)$$

$$x'_c = (R_b + e).\cos \theta \quad (4.11)$$

$$\begin{aligned} y_c &= -\sin \theta.e.\sin \theta + \cos \theta.(R_b + e(1 - \cos \theta)) \\ &= -\sin^2 \theta.e + R_b.\cos \theta + e.\cos \theta - \cos^2 \theta.e \\ &= -e(\sin^2 \theta + \cos^2 \theta) + (R_b + e).\cos \theta = (R_b + e).\cos \theta - e \end{aligned} \quad (4.12)$$

$$y'_c = -(R_b + e).\sin \theta \quad (4.13)$$

$$(x'_c)^2 + (y'_c)^2 = (R_b + e)^2.\cos^2 \theta + (R_b + e)^2.\sin^2 \theta = (R_b + e)^2(\cos^2 \theta + \sin^2 \theta) = (R_b + e)^2$$

(4.8)'den

$$\bar{x}_c = (R_b + e).\sin \theta + \Delta.\frac{-(R_b + e).\sin \theta}{\sqrt{(R_b + e)^2}} = [(R_b + e) - \Delta]\sin \theta$$

$$\bar{x}_c = [(R_b + e) - \Delta]\sin \theta \quad (4.14)$$

(4.9)'dan

$$\bar{y}_c = (R_b + e).\cos \theta - e - \Delta.\frac{(R_b + e).\cos \theta}{\sqrt{(R_b + e)^2}} = [(R_b + e) - \Delta]\cos \theta - e$$

$$\bar{y}_c = [(R_b + e) - \Delta] \cos \theta - e \quad (4.15)$$

Bu tanımlamayı da yaptıktan sonra her malzeme için ayrı olmak üzere, yüreğin her 5° lik açısındaki, analitik hesap yoluyla hesaplanan ve deney sonucu ölçüm yoluyla belirlenen aşınma derinlikleri neticesindeki son yürek profilleri Şekil 6.3, Şekil 6.4, Şekil 6.5, Şekil 6.6, Şekil 6.7, Şekil 6.8'de verilmiştir.

Hareketin sikloidal eğri olması durumunda;

(4.6)'dan

$$x_c = \cos \theta \cdot X_c + \sin \theta \cdot Y_c$$

$$y_c = -\sin \theta \cdot X_c + \cos \theta \cdot Y_c$$

$$x'_c = -\sin \theta \cdot X_c + \cos \theta \cdot Y_c$$

$$y'_c = -\cos \theta \cdot X_c - \sin \theta \cdot Y_c$$

(4.4) ve (4.5)'den

$$X_c = s'(\theta) = \frac{H}{180} \left(1 - \frac{180}{\pi} \cos 2\theta\right)$$

$$Y_c = R_b + H \cdot \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta\right)$$

$$x_c = \cos \theta \cdot \frac{H}{180} \left(1 - \frac{180}{\pi} \cos 2\theta\right) + \sin \theta \cdot \left(R_b + H \cdot \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta\right)\right) \quad (4.16)$$

$$y_c = -\sin \theta \cdot \frac{H}{180} \left(1 - \frac{180}{\pi} \cos 2\theta\right) + \cos \theta \cdot \left(R_b + H \cdot \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta\right)\right) \quad (4.17)$$

Aynı şekilde sikloidal profilli yüreğin bilgisayar simülasyonu sonucu elde edilmiş gösterimi Şekil 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, 6.15 ve 6.16'da verilmiştir.

ELASTOHİDRODİNAMİK YAĞLAMA

Elastohidrokinamik yağlama değme yüzeylerindeki elastik deformasyonun hesaba katıldığı ve viskozite-basınç etkisinin önemli olduğu durumlardaki hidrodinamik yağlama formudur[49]. Yağlayıcı içinde meydana gelen basınç 0,5 Gpa ve 4,0 Gpa ve minimum film kalınlığı 10^{-7} m mertebesindedir. Yüksek basınçtan ötürü yağlayıcı piezoviskoz özellikler sergiler. Çoğu yağlayıcılarda viskozite artan basınçla beraber hızlı bir şekilde artar. Bununla birlikte yüksek basınçlara sebep olan büyük yüklerin uygulanması değme yüzeylerinde önemli bölgesel deformasyonlara sebep olur. Deformasyonun etkisi yağ filminin biçimini değiştirir. Çünkü film yüzeyi basınç profilini belirler ve EHL değme problemlerinin çözümü yağlama ve elastik deformasyon denklemlerinin aynı zamanda ele alındığı ifadelerdir[46].

EHL normalde uygun olmayan yani birbirleriyle geometrik uyumluluğu olmayan yüzeylerin temasında ortaya çıkan bir yağlama formudur. Bu değmeler bir çizgi boyunca ya da bir noktada temas ederler. Bu nedenle EHL çalışmalarında değme yüzeylerinin karmaşık geometrisini göz önüne almak gerekir. Genellikle film kalınlığı ve değme bölgesi, birbirine temas eden yüzeylerin eğrilik yarıçaplarına az da olsa benzetilir. Değme bölgesindeki iki yüzeyin geometrisi doğru bir şekilde parabollerle birbirine yaklaştırılabilir. Yağın olmadığı yük altındaki Hertzien değmesinde, değme bölgesinin biçimi esas olarak azalmış eğrilik yarıçapı oranına bağlıdır. Bu bölge genellikle eliptik parametrelerle tanımlanan elipstir.

20. yüzyılın ortalarında triboloji alanındaki en büyük gelişmelerden biri EHL değme problemlerinin tanımlanması ve kavranılmasıdır. İlk olarak H.M.Martin 1916'da düzlem-silindir geometrisini analiz etmiştir. Martin yüksek gerilimli EHL değmelerde oluşan sürekli bir hidrodinamik filmin mevcudiyetiyle ilgili çalışmalarında elde ettiği sonuçlar deneysel sonuçlardan farklı olmuştur. Bu nedenle de yaklaşık yirmi yıl boyunca yağlanmış uyumlu yüzeyler üzerindeki teorik çalışmalardan olumlu sonuçlar elde edilememiştir. Martin analizini sınırlayan kabuller yapmıştır. Bunlar:

1.Sabit yağlayıcı viskozitesi

2.Katı sınırlı yüzeyler

Klasik hidrodinamik teoride ilk ilerleme 1936'da W.Peppler'in değmelerde elastik deformasyon oluşumunu farketmesiyle gerçekleşmiştir. Bu gelişme esnasında Peppler bir hata yapmıştır ve basıncın yağlamanın olmadığı değmelerdeki Hertz basıncını aşmaması gerektiğini düşünmüştür. İkinci ilerleme ise 1945'de Gatcombe'nin akışkan viskozitesinin basınçla değişimini çalışmalara dahil etmesiyle gerçekleşmiştir. EHD yağlama üzerinde ilk çalışan Rus bilim adamı A.M.Ertel dir. Daha sonra onun çalışma arkadaşı Grubin devam etmiştir Nihayet 1949 yılında A.N.Grubin hem elastik deformasyonun hem de basınca bağlı viskozitenin etkisini hesaplara dahil ederek ilk başarılı sonucu elde etmiştir. Grubin, yağlanmış dişliler ve yürekler gibi uyumsuz yüzeylere sahip makine elemanlarının giriş bölgesindeki analizlerine yüzeylerin elastik deformasyonunu ve yağın viskozite-basınç karakteristiklerini de dahil ederek düzenlemiştir. Onun çalışması büyük yükler altında elastik deformasyonlara maruz kalmış yüzeylerdeki yağlanmış değmelerin, kuru değmelerde oluşan yüzeylerle aynı kabul edildiği varsayımına dayanmaktadır. Ortaya çıkardığı en önemli sonuç EHL sonucunda oluşan film kalınlığının hidrodinamik teoride öngörülenden bir iki derece daha büyük olduğudur. Ayrıca Grubin basıncın Hertzien zonunun çıkış bölgesinin yakınında dikkate değer ikinci bir maksimum çıkış yaptığını göstermiştir. EHL değmenin bu karakteristikleri hidrodinamik ve elastik denklemlerin de çözüme dahil edilmesiyle Petrusевич (1951) tarafından da teyit edilmiştir[48]. O zamandan beri EHL değme problemleri hakkındaki bir sürü araştırma teorik ve deneysel verilerle yapıldı. Houpert ve Hamrock EHL çizgi değme için büyük basınç değişimleri olması şartıyla nümerik

dengein geliştirilebileceğini ve elastik deformasyonun doğru olarak saptanabileceğini gosterdi. Cheng, Grubin'in basitleştirilmiş EHL dairesel nokta problemini ilk ortaya koyan araştırmacıdır. Daha sonra özellikle endüstride vuku bulan gerçek EHL nokta problemlerini ozmek için çeşitli teknikler geliştirildi. EHL değme probleminin bulunmuş ozmleri temelde serbest sınırlı kısmi diferansiyel denklemler içerir.

Viskozite-basınç karakteristiklerinden ötürü (Roelands,1966) yükleme şartları nümerik ozmlerin başarısında fazlasıyla önemli rol oynar[48]. Genellikle nümerik dengesizliğin meydana gelmediği, düşük yük durumlarında (maksimum basının 0,5 GPa dan küçük olduğu) rahatlıkla ele alınabilir. Büyük yük kapasiteleri (maksimum basının 2-3 GPa olduğu) nümerik ozmleri sıklıkla dengesiz yapar. Geçen yirmi yılda, bu durumla daha sık karşılaşılan endüstride araştırmacılar etkili ve güçlü bir ozm metodu bulmak için girişimlerde bulundular. Çeşitli ozm yöntemleri geliştirildi. Bu yöntemlerin ozm metodlarında sonlu farklar (FD) ve Gauss-Seidel (GS) iterasyonu benimsenmiştir. EHL izgi ve nokta değme problemlerini ozmek için 1980 lerin sonunda Lubrecht [50], FD yaklaşımı ve GS şemasını içeren Multigrid (MG) metodunu ilk defa ortaya koydu. Daha sonra Lubrecht ve Ioannides [51], elastik deformasyonu değerlendirmek için çok basamaklı multi-integrasyon (MLMI) metodunu oluşturdu. Venner [52] onu daha sağlıklı yapan tek yaklaşım olan bir çizgi gevşeme şeması geliştirerek onların çalışmasına devam etti. Metodun kendi başına başarısı uygun gevşeme faktörlerinin seçimine bağlı olmasına rağmen önemli bir nümerik araç olan birleştirilmiş MG/MLMI tekniği farklı EHL nokta değme problemlerinde oldukça sık kullanıldı. Ehret vd. [53], Nurgat [54], basınç noktalarına karşılık gelen film kalınlığı ve serbest sınır bölgesini içeren EHL değme problemlerini eş zamanlı ozmek için FD metoduyla Newton-Raphson iterasyon şemasının kullanıldığı bir sistem yaklaşımı kullanıldı. Bisset and Glander [55], Lee ve Hamrock [56], Hsiao ve Hamrock [57], bazı çizgi ve nokta değme problemlerini bu ozm metodunu kullanarak ozd.

EHL nokta değme problemleri içindeki büyük bir zorluk negatif basınçlardan sakınılabilen yerlerdeki yağlayıcı akışının çıkışındaki varsayılan Reynolds sınır şartına bağlıdır ve basınç gradyenleri sifıra eşit olmalıdır. Bu serbest sınır bir önceki bilinmeyendir. EHL değme problemlerinin ozmnde, bir nokta yükten oluşan tek bir elastik yüzey deformasyonuyla alakalı olan çeşitli teknikler mevcuttur. Bazı

çalışmalarda üzerinde basınçların eşit dağıtıldığı eşit uzaklıktaki dikdörtgen biçimli gritler kullanılmıştır. Bunun yerine iki doğrusal interpolasyon fonksiyonu ve eşit uzaklıkta olmayan dikdörtgen biçimli gritlerin kullanıldığı çalışmalar da mevcuttur. Evans ve Snidle [59], sadece tekil gridler için basınç dağılımını yaklaşık olarak ifade eden ikinci dereceden polinom fonksiyonunu benimsemişlerdir.

Bu nonlinear problemin bir noktadaki uyumu sadece nümerik çözümlerin tam sonuçtan çok uzak olmadığı durumda başarılı olabilir. Basınç profili, film kalınlığı değer ve film biçimi hakkındaki ilk bilgi kullanılabilir değildi. EHL çizgi değmeler için iyi bir ilk tahmin genellikle mümkündür. EHL nokta değmeler için aynı şartlar altında Hertzien değerinin bir çözümlerini iterasyon işlevini başlatmak için gerekli olabilir. Hertzien basıncı genelde EHL değerindeki basınçtan daha büyüktür. Yürek ve izleyicisi arasındaki değerme geometrisinin uygunsuz olması nedeniyle değerme bölgesinde çok yüksek sıvı filmi basıncı ve gerilme oluşur. Bu nedenle yağ filminin kalınlığının hesabında değerme bölgesindeki elastik deformasyonlarında dahil edilmesi gerekmektedir.

5.1 Hamrock – Dowson Yaklaşımı

Eliptik değerelerde minimum film kalınlığına ait dört farklı yağlama rejimi öne sürülmüştür[49], [58].

Çizgi değer için ;

$$\text{Boyutsuz film kalınlığı} \quad H = h_o / R \quad (5.1)$$

$$\text{Boyutsuz yük} \quad W = F / E' . R . L \quad (5.2)$$

$$\text{Boyutsuz hız} \quad U = \eta_o . u_r / E' . R \quad (5.3)$$

$$\text{Boyutsuz malzeme parametresi} \quad G = \alpha . E' \quad (5.4)$$

Boyutsuz film kalınlığı parametresi

$$g_H = \left(\frac{W}{U} \right) \cdot H \quad (5.5)$$

Boyutsuz viskozite parametresi

$$g_V = \frac{G.W^{3/2}}{U^{1/2}} \quad (5.6)$$

Boyutsuz elastisite parametresi

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} \quad (5.7)$$

$$g_H = \psi(g_V, g_E, \kappa) \quad (5.8)$$

- i) **İzoviskoz – katı rejim** :Bu rejimde yüzeylerin elastik deformasyonu, yüzeyleri ayıran yağlayıcı film kalınlığının önemsiz bir parçasıdır ve değme bölgesindeki maksimum basınç akışkan viskozitesini önemli miktarda arttıramayacak kadar düşüktür. Hidrodinamik yataklarda ve eksenel yataklarda bu durumla karşılaşmak mümkündür. Bu klasik hidrodinamik yağlamanın rejimidir.

$$g_V = 0, g_E = 0$$

$$\rightarrow g_H = 4,9 \quad (5.9)$$

- ii) **Piezoviskoz – katı rejim** : Değme bölgesindeki basınç o kadar yüksektir ki değme ile birlikte akışkan viskozitesinde önemli bir artış olur. Yüzeylerin deformasyonu akışkan film kalınlığının önemsiz bir kısmıdır. Orta yüklü silindirik ve konik bilyalılarda ve bazı piston-silindirler arasında görülür.

$$g_V \neq 0, g_E = 0$$

$$\rightarrow g_H = 1,66.g_V^{2/3} \quad (5.10)$$

- iii) **İzoviskoz – elastik rejim** : Bu rejimde cisimlerin elastik deformasyonu onları ayıran akışkan film kalınlığının önemli bir parçasıdır. Değme bölgesinde akışkanın viskozitesini etkileyecek kadar yüksek bir basınç söz konusu değildir. İnsan ve hayvanların sinovial akışkanla yağlanan eklemleri örnek verilebilir. Bu rejimde genellikle yumuşak elastohidrodinamik yağlama söz konusudur.

$$g_e \neq 0, g_v = 0$$

$$\rightarrow g_{H \min} = 3,01 \cdot g_E^{0,8}$$

(5.11)

- iv) **Piezoviskoz – elastik rejim** : Bu rejimde cisimlerin elastik deformasyonu onları ayıran akışkan film kalınlığının önemli bir kısmıdır ve değme ile oluşan basınç o kadar yüksektir ki değme ile akışkan viskozitesini önemli ölçüde artırır. Bu rejimde sert elastohidrodinamik yağlama söz konusudur.

$$g_E \neq 0, \quad g_V \neq 0$$

$$\rightarrow g_{H \min} = 2,65 \cdot g_V^{0,54} \cdot g_E^{0,06} \quad (5.12)$$

5.2 Yürek malzemesinin pirinç olduğu durumdaki film kalınlığı hesabı

Yürek malzemesi HSS için

İzleyici malzemesi Pirinç için

$$E_y = 208 \text{ Gpa}$$

$$E_i = 106 \text{ Gpa}$$

$$\text{Poisson oranı} = 0,324$$

$$\text{Poisson oranı} = 0,3$$

- Eşdeğer yarıçap

$$R = 40 \text{ mm}$$

- Eşdeğer elastiklik modülü

$$\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left[\frac{1-\nu_1^2}{E_i} + \frac{1-\nu_2^2}{E_y} \right] \rightarrow E = 156 \text{ Gpa}$$

5.2.1 Yuvarlanma Hızı (n=350 d/dak)

350 d/dak için

$$u_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,04 \cdot 350}{60} = 1,466 \text{ m/sn}$$

Hertzien değme bölgesinin yarı uzunluğu

$$b' = \sqrt{\frac{\left(\frac{W}{L}\right) \cdot R}{\pi \cdot E}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{F}{10}\right) \cdot 40}{\pi \cdot 156 \cdot 10^9}} = 2,857 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{F} \text{ mm}$$

Maksimum hertzien değme basıncı

$$p_H = \sqrt{\frac{(F/L).E}{2.\pi.R}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{F}{10}\right).156.10^9}{2.\pi.40}} = 7878 \sqrt{F} \text{ N/mm}^2$$

Boyutsuz hız

$$U = \eta_0 . \mu_r / E' . R = \frac{0,04.1,466}{156.10^9.0,04} = 9,397.10^{-12}$$

Boyutsuz malzeme parametresi

$$G = \alpha . E' = 2,1.10^{-8} . 156.10^9 = 3276$$

Boyutsuz yük

$$W = F / E' . R . L = \frac{F}{156.10^9.0,04.0,01} = 1,6.10^{-8} . F$$

Boyutsuz viskozite parametresi

$$g_V = \frac{G.W^{3/2}}{U^{1/2}} = \frac{3276.(1,6.10^{-8}F)^{3/2}}{(9,397.10^{-12})^{1/2}} = 2,164.10^{-3} . F^{3/2}$$

Boyutsuz elastisite parametresi

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} = \frac{1,6.10^{-8} . F}{(9,397.10^{-12})^{1/2}} = 5,219.10^{-3} . F$$

Elastik-viskoz rejim için boyutsuz film kalınlığı

$$g_{Hmin} = 2,65 . g_V^{0,54} . g_E^{0,06} = 7,036.10^{-2} (F^{0,81} + F^{0,06})$$

Minimum film kalınlığı

$$H_{min} = \frac{g_{Hmin}}{W} . U = 4,132.10^{-5} . \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F}$$

Boyutlu film kalınlığı

$$h_{min} = H_{min} . R = 1,652.10^{-6} . \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F} \text{ m}$$

5.2.2 Yuvarlanma Hızı (n=610 d/dak)

610 d/dak için

$$u_r = \frac{2. \pi. R. n}{60} = \frac{2. \pi. 0,04. 610}{60} = 2,555 \text{ m/sn}$$

Hertzien değme bölgesinin yarı uzunluğu

$$b' = \sqrt{\frac{(W/L).R}{\pi.E}} = \sqrt{\frac{(F/10).40}{\pi.156.10^9}} = 2,857.10^{-6} \cdot \sqrt{F} \text{ mm}$$

Maksimum hertzien değme basıncı

$$p_H = \sqrt{\frac{(F/L).E}{2.\pi.R}} = \sqrt{\frac{(F/10).156.10^9}{2.\pi.40}} = 7878 \sqrt{F} \text{ N/mm}^2$$

Boyutsuz hız

$$U = \eta_0 \cdot u_r / E' \cdot R = \frac{0,04.2,555}{156.10^9 \cdot 0,04} = 1,637.10^{-11}$$

Boyutsuz malzeme parametresi

$$G = \alpha \cdot E' = 2,1.10^{-8} \cdot 156.10^9 = 3276$$

Boyutsuz yük

$$W = F / E' \cdot R \cdot L = \frac{F}{156.10^9 \cdot 0,04 \cdot 0,01} = 1,6.10^{-8} \cdot F$$

Boyutsuz viskozite parametresi

$$g_V = \frac{G \cdot W^{3/2}}{U^{1/2}} = \frac{3276 \cdot (1,6.10^{-8} F)^{3/2}}{(1,637.10^{-11})^{1/2}} = 1,638.10^{-3} \cdot F^{3/2}$$

Boyutsuz elastisite parametresi

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} = \frac{1,6.10^{-8} \cdot F}{(1,637.10^{-11})^{1/2}} = 3,954.10^{-3} \cdot F$$

Elastik-viskoz rejim için boyutsuz film kalınlığı

$$g_{Hmin} = 2,65 \cdot g_V^{0,54} \cdot g_E^{0,06} = 5,94.10^{-2} (F^{0,81} + F^{0,06})$$

Minumum film kalınlığı

$$H_{min} = \frac{g_{Hmin}}{W} \cdot U = 6,085.10^{-5} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F}$$

Boyutlu film kalınlığı

$$h_{min} = H_{min} \cdot R = 2,434.10^{-6} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F} \text{ m}$$

5.2.3 Yuvarlanma Hızı (n=1000 d/dak)

1000 d/dak için

$$u_r = \frac{2 \cdot \pi \cdot R \cdot n}{60} = \frac{2 \cdot \pi \cdot 0,04 \cdot 1000}{60} = 4,188 \text{ m/sn}$$

Hertzien değme bölgesinin yarı uzunluğu

$$b' = \sqrt{\frac{\left(\frac{W}{L}\right) \cdot R}{\pi \cdot E}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{F}{10}\right) \cdot 40}{\pi \cdot 156 \cdot 10^9}} = 2,857 \cdot 10^{-6} \cdot \sqrt{F} \text{ mm}$$

Maksimum hertzien değme basıncı

$$p_H = \sqrt{\frac{\left(\frac{F}{L}\right) \cdot E}{2 \cdot \pi \cdot R}} = \sqrt{\frac{\left(\frac{F}{10}\right) \cdot 156 \cdot 10^9}{2 \cdot \pi \cdot 40}} = 7878 \sqrt{F} \text{ N/mm}^2$$

Boyutsuz hız

$$U = \eta_0 \cdot u_r / E' \cdot R = \frac{0,04 \cdot 4,188}{156 \cdot 10^9 \cdot 0,04} = 2,685 \cdot 10^{-11}$$

Boyutsuz malzeme parametresi

$$G = \alpha \cdot E' = 2,1 \cdot 10^{-8} \cdot 156 \cdot 10^9 = 3276$$

Boyutsuz yük

$$W = F / E' \cdot R \cdot L = \frac{F}{156 \cdot 10^9 \cdot 0,04 \cdot 0,01} = 1,6 \cdot 10^{-8} \cdot F$$

Boyutsuz viskozite parametresi

$$g_V = \frac{G \cdot W^{3/2}}{U^{1/2}} = \frac{3276 \cdot (1,6 \cdot 10^{-8} F)^{3/2}}{(2,685 \cdot 10^{-11})^{1/2}} = 1,282 \cdot 10^{-3} \cdot F^{3/2}$$

Boyutsuz elastisite parametresi

$$g_E = \frac{W}{U^{1/2}} = \frac{1,6 \cdot 10^{-8} \cdot F}{(2,685 \cdot 10^{-11})^{1/2}} = 3,088 \cdot 10^{-3} \cdot F$$

Elastik-viskoz rejim için boyutsuz film kalınlığı

$$g_{Hmin} = 2,65 \cdot g_V^{0,54} \cdot g_E^{0,06} = 51,39 \cdot 10^{-3} (F^{0,81} + F^{0,06})$$

Minimum film kalınlığı

$$H_{min} = \frac{g_{Hmin}}{W} \cdot U = 8,624 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F}$$

Boyutlu film kalınlığı

$$h_{min} = H_{min} \cdot R = 3,45 \cdot 10^{-6} \cdot \frac{F^{0,81} + F^{0,06}}{F} \text{m}$$

5.3 Film kalınlığının kuvvete göre değişimi

Yukarıda film kalınlığının kuvvete bağlı olarak değişimini gösteren ifade verilmiştir. Artık yüreğin izleyiciye yaptırdığı tanımlı hareketlere göre (basit harmonik ve sikloidal) oluşacak kuvvet değerleri denklemdaki yerini aldığı anda, yüreğin her farklı dönme açısı için izleyici ile arasında oluşacak film kalınlığını belirlemek mümkün olmaktadır. Kuvvet ifadesi daha önceki bölümlerde de ifade edildiği gibi, basit harmonik hareket için

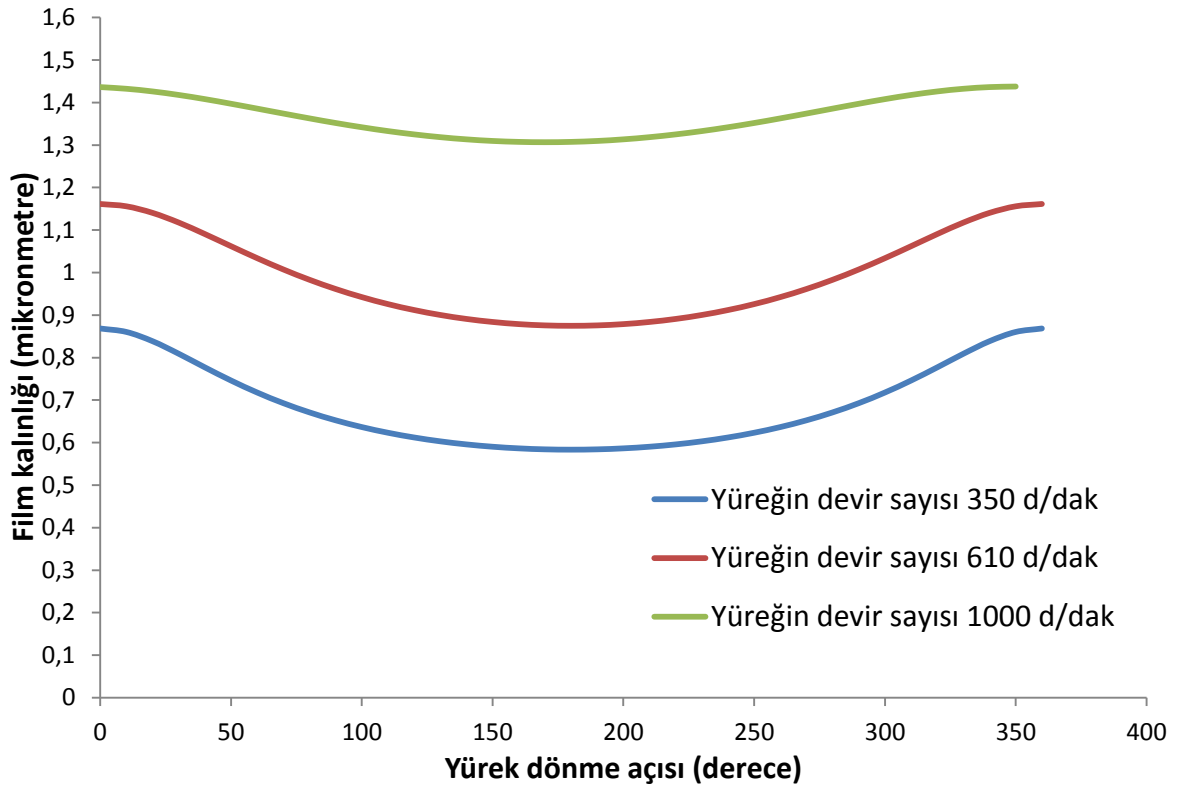
$$F_N = k \cdot d + k \cdot e \cdot (1 - \cos\theta) + m \cdot e \cdot w^2 \cdot \cos\theta ,$$

Sikloidal hareket için

$$F_N = k \cdot d_0 + k \cdot H \cdot \left(\frac{Q}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2Q \right) + m \cdot w^2 \cdot \left(\sin 2Q \cdot \frac{2}{\pi} \right) \cdot H$$

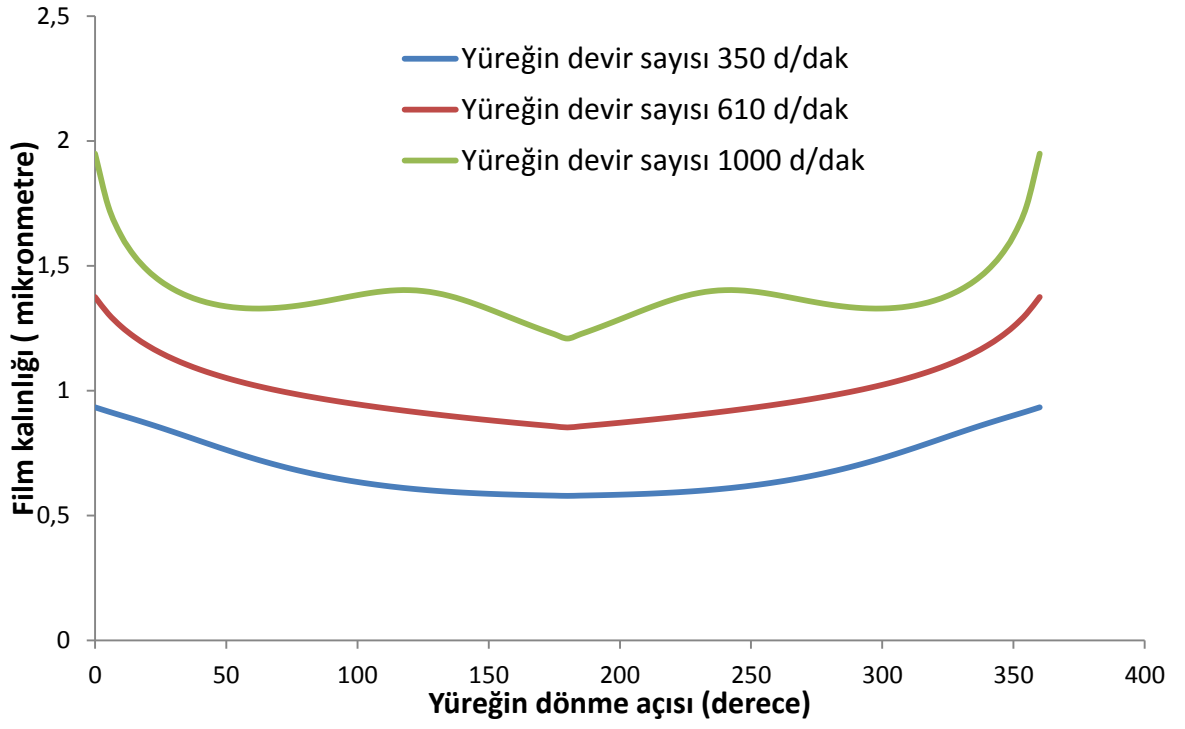
şeklindedir.

Öncelikle basit harmonik harekete sahip yüreğin izleyici ile arasında, farklı dönme açılarında oluşacak film kalınlığı değerleri 350, 610 ve 1000 d/dak için Şekil 5.1 de verilmiştir.



Şekil 5.1 Basit harmonik profilli yüreğin farklı devir sayılarında oluşan film kalınlıkları

Sikloidal profile sahip yürek için de aynı işlemler yapıldığında temas noktasındaki yürek ve izleyici arasında oluşacak elastohidrodinamik yağ filmi kalınlığı Şekil 5.2 de gösterilmiştir.



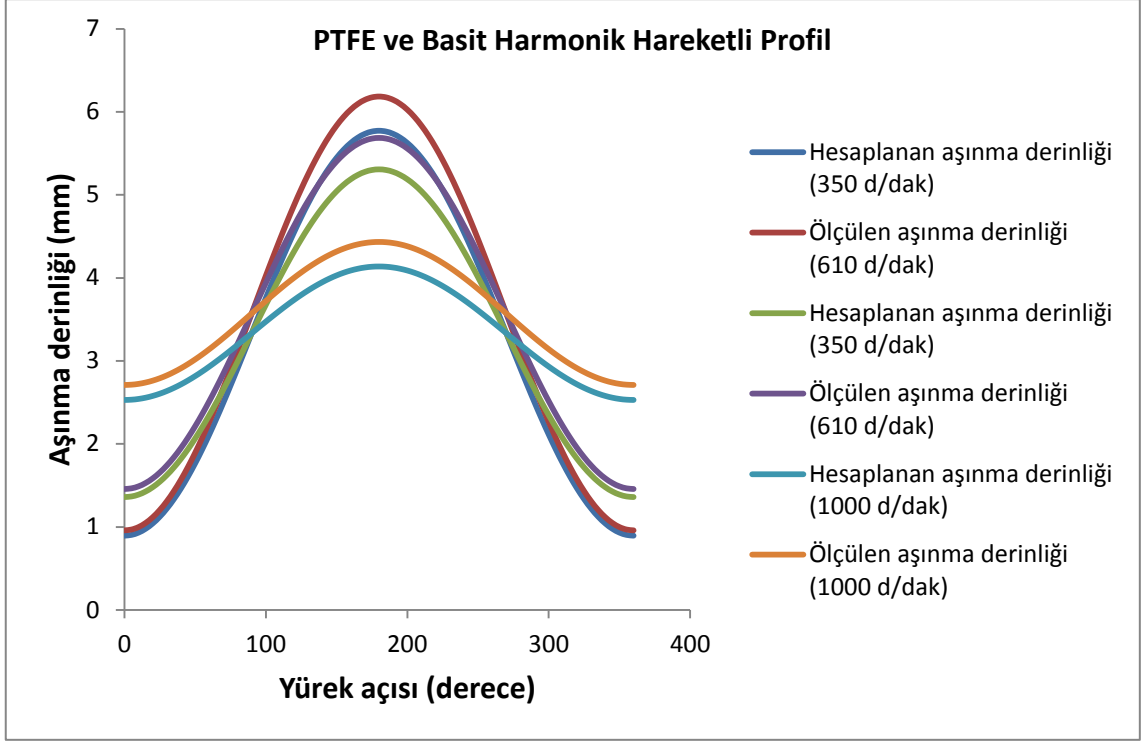
Şekil 5.2 Sikloidal profilli yüreğin farklı devir sayılarında oluşan film kalınlıkları

SONUÇ VE ÖNERİLER

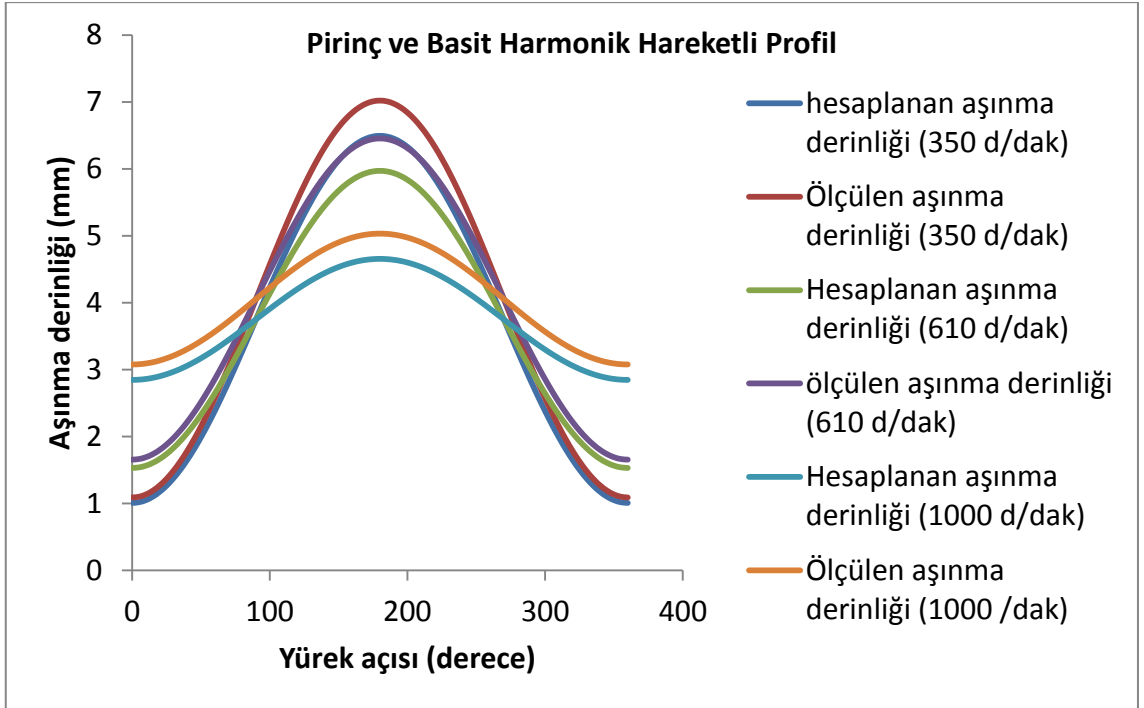
Bu çalışmada daha önce de belirtildiği gibi aşınma, yük ve zaman bileşeni ele alınarak modellenmiştir. Yüreğin toplam tur sayısı takip eden aşınma deneyleri için sabit tutulmuş ancak aynı deney şartları için yürek profilinin iki farklı malzemesi ve yüreğin farklı devir sayılarında aşınma testleri tekrarlanmış ve aşınma derinliği ölçülmüştür. Ölçülen aşınma derinliği analitik hesaplarla karşılaştırılmıştır. Matematik model yoluyla hesaplanan ve CMM de ölçüm yoluyla belirlenen aşınma derinlikleri polar olarak Şekil 6.3, 6.4, 6.5, 6.6,6.7, 6.8, 6.11, 6.12, 6.13, 6.14, 6.15 ve 6.16'da ifade edilmiştir.

6.1 İzleyiciye Basit Harmonik Hareket Veren Yürek Mekanizması

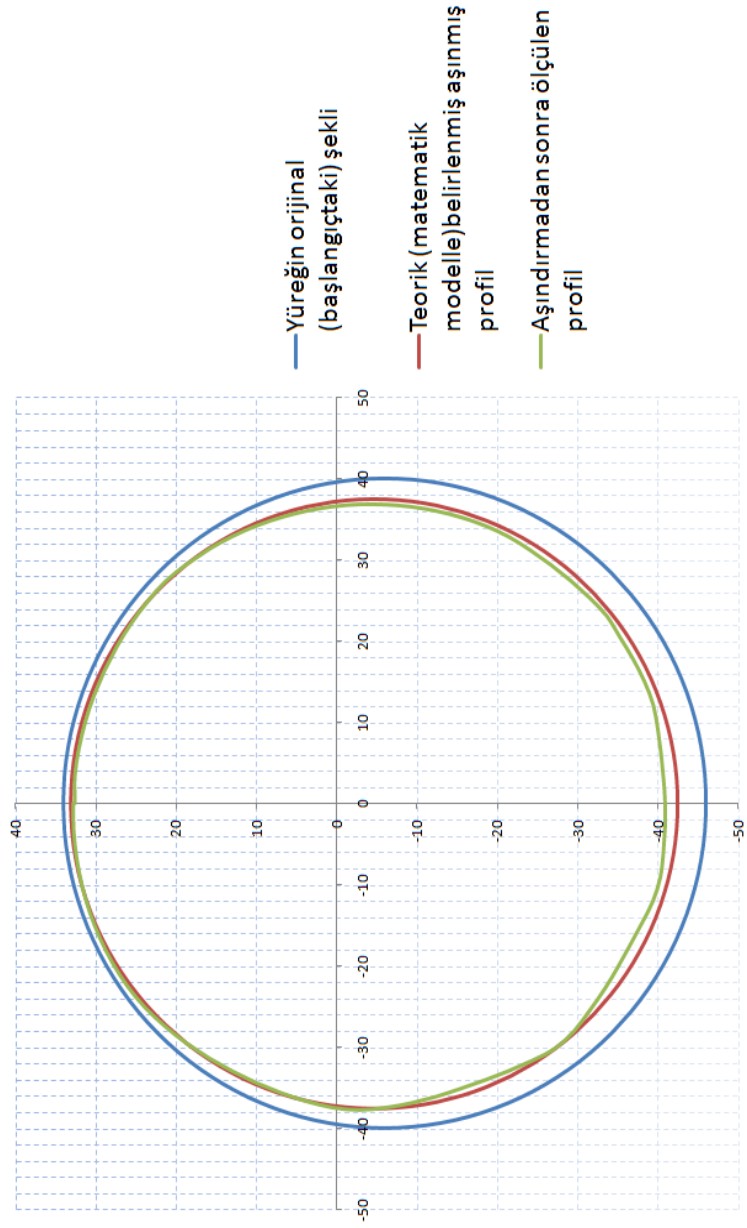
Basit harmonik hareket veren bir yürek profilinin aşınması üç farklı yürek devri için karşılaştırılmış ve Şekil 6.1 ve Şekil 6.2 de bu durum grafik olarak da ifade edilmiştir.



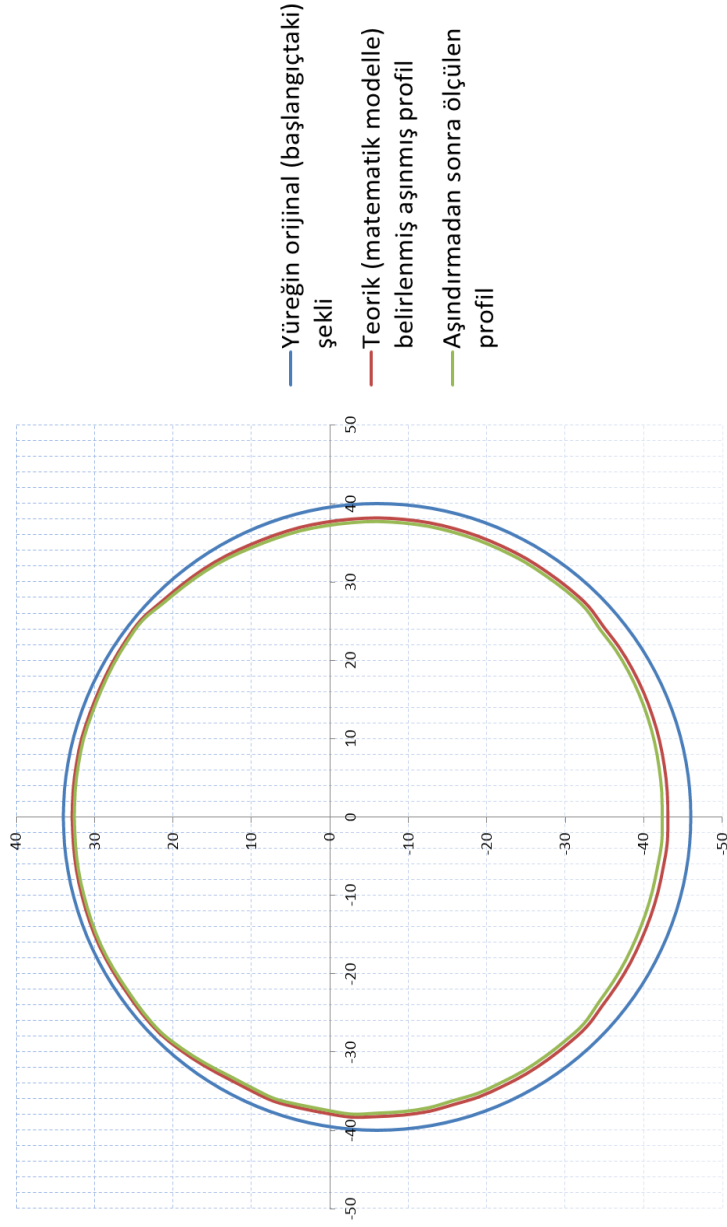
Şekil 6.1 PTFE malzemeye sahip basit harmonik profilli yüreğin farklı devir sayılarındaki hesaplanan aşınma derinliği



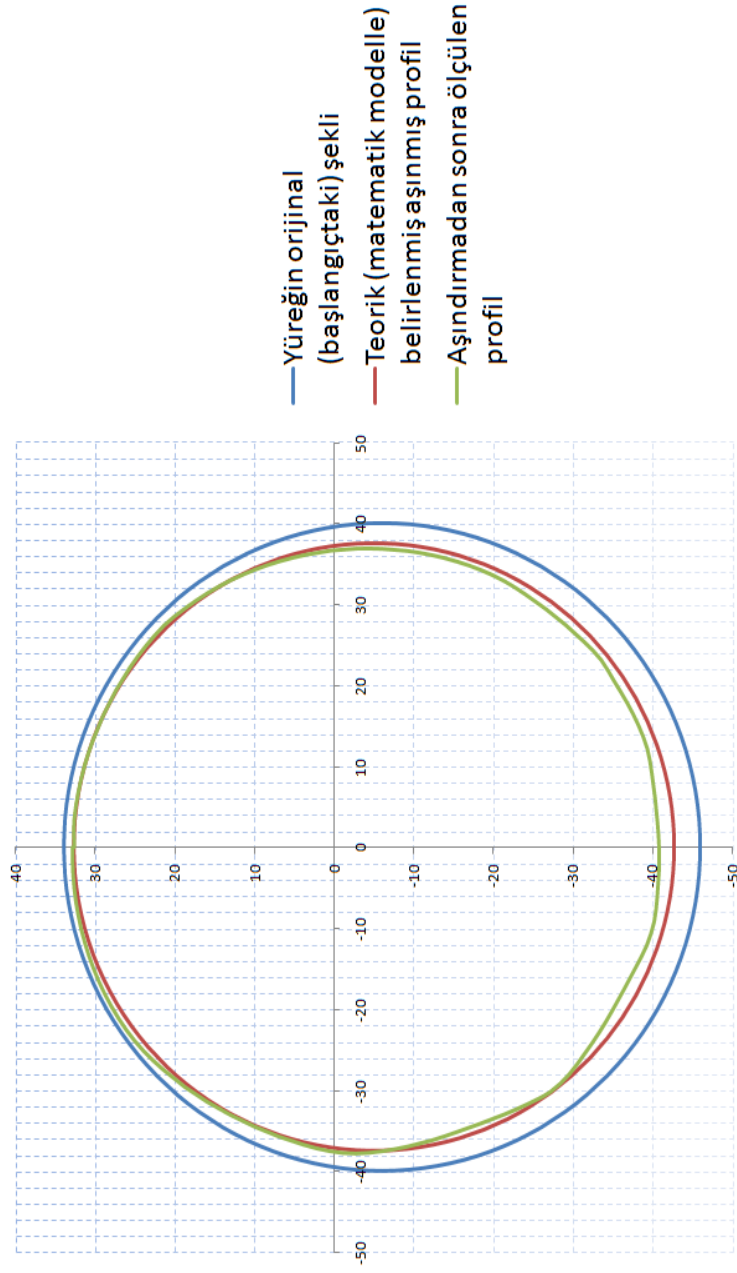
Şekil 6.2 PTFE malzemeye sahip basit harmonik profilli yüreğin farklı devir sayılarındaki ölçülen aşınma derinliği



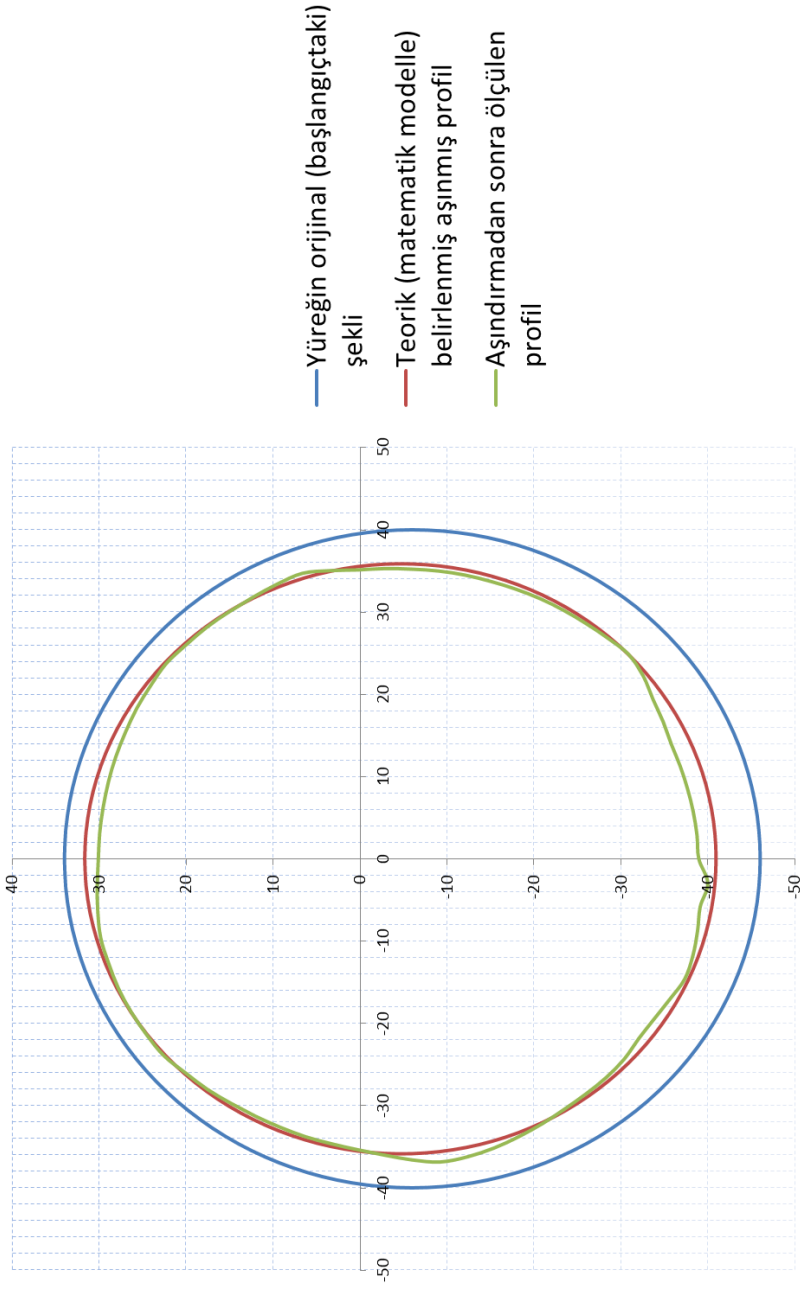
Şekil 6.3 Basit harmonik profilli yüreğin (PTFE, 350 d/dak. ve 15000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



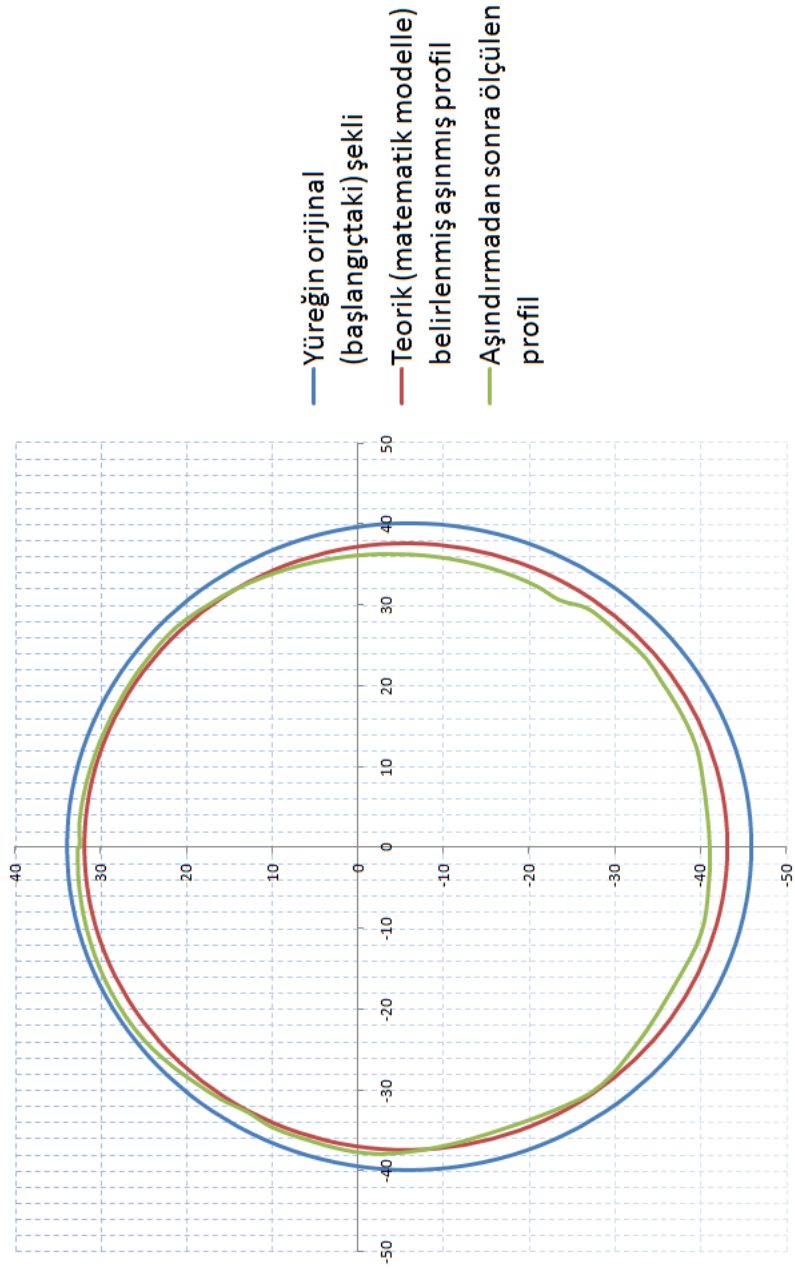
Şekil 6.4 Basit harmonik profilli yüreğin (Pirinç, 350 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



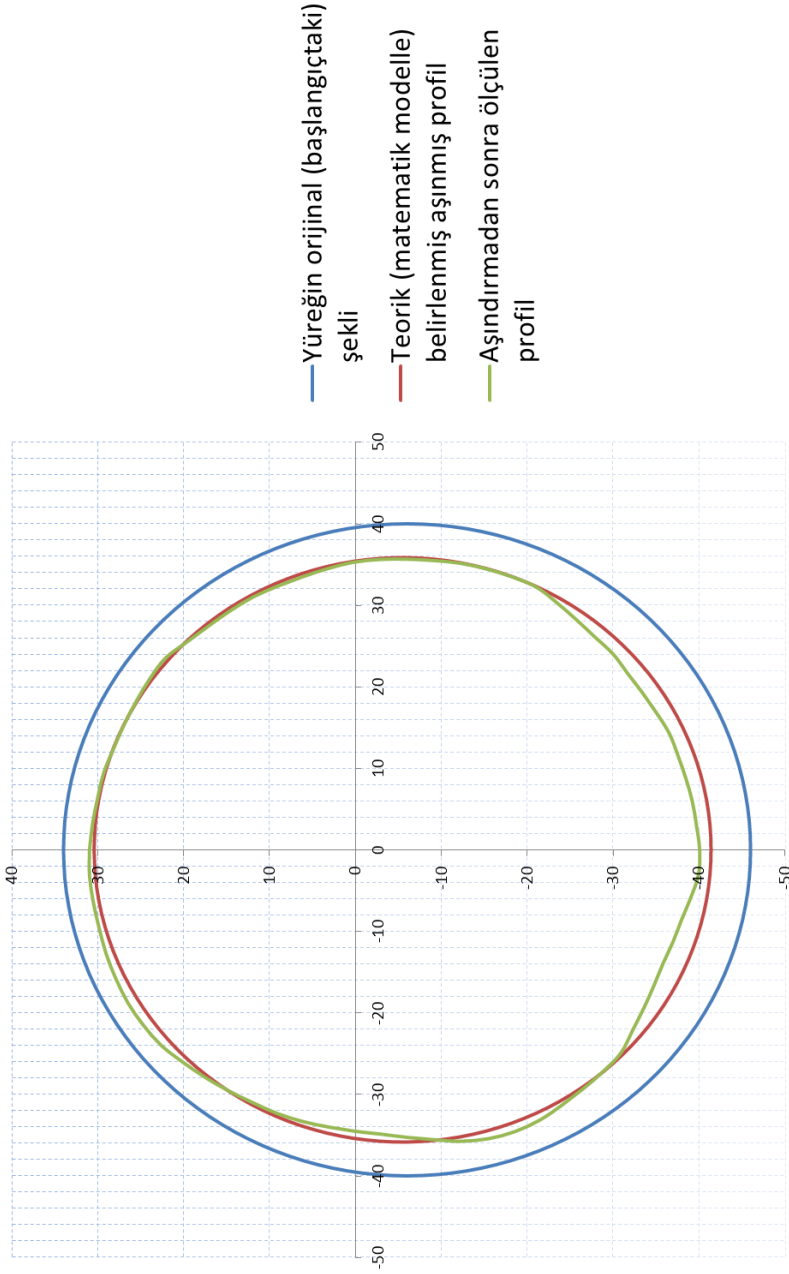
Şekil 6.5 Basit harmonik profilli yüreğin (PTFE, 610 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



Şekil 6.6 Basit harmonik profilli yüreğin (Pirinç, 610 d/dak. ve 15000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



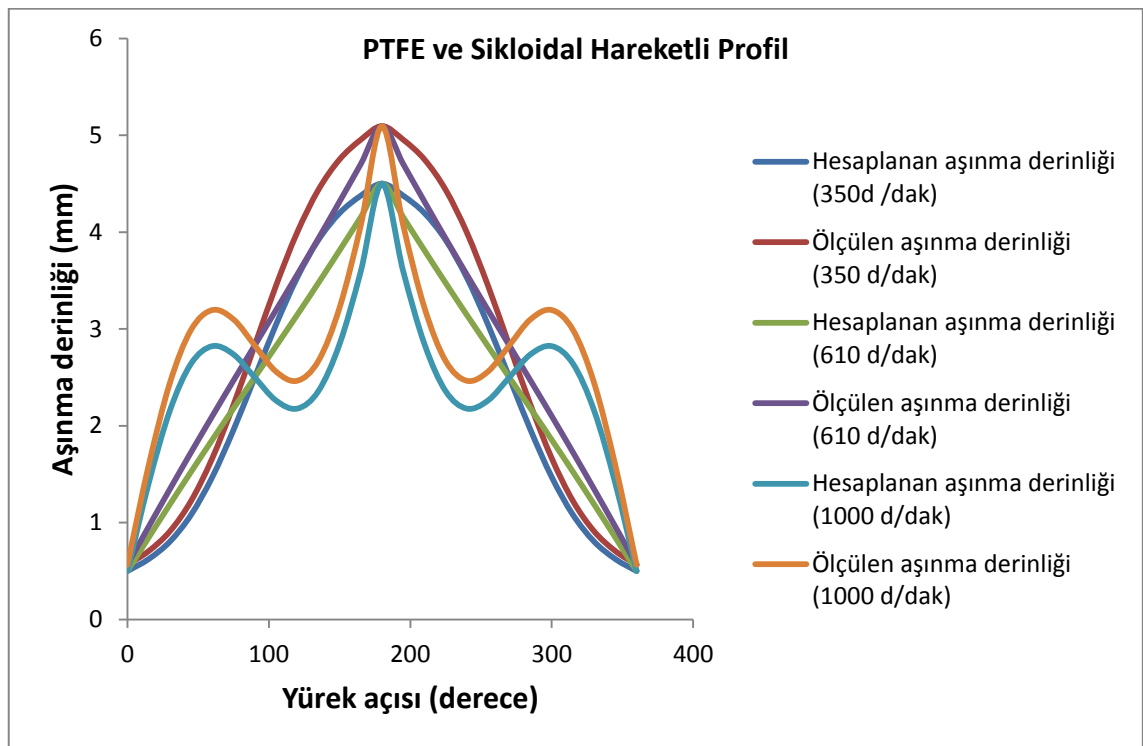
Şekil 6.7 Basit harmonik profilli yüreğin (PTFE, 1000 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



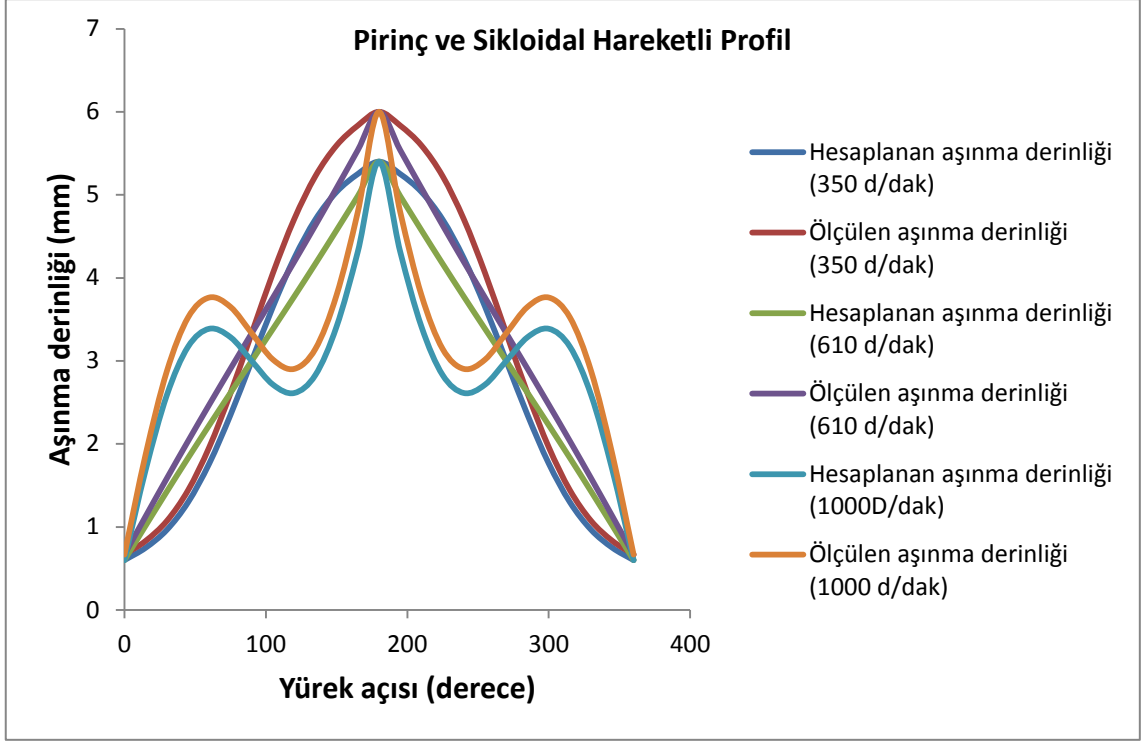
Şekil 6.8 Basit harmonik profilli yüreğin (Pirinç, 1000 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)

6.2 İzleyiciye Sikloidal Hareket Veren Yürek Mekanizması

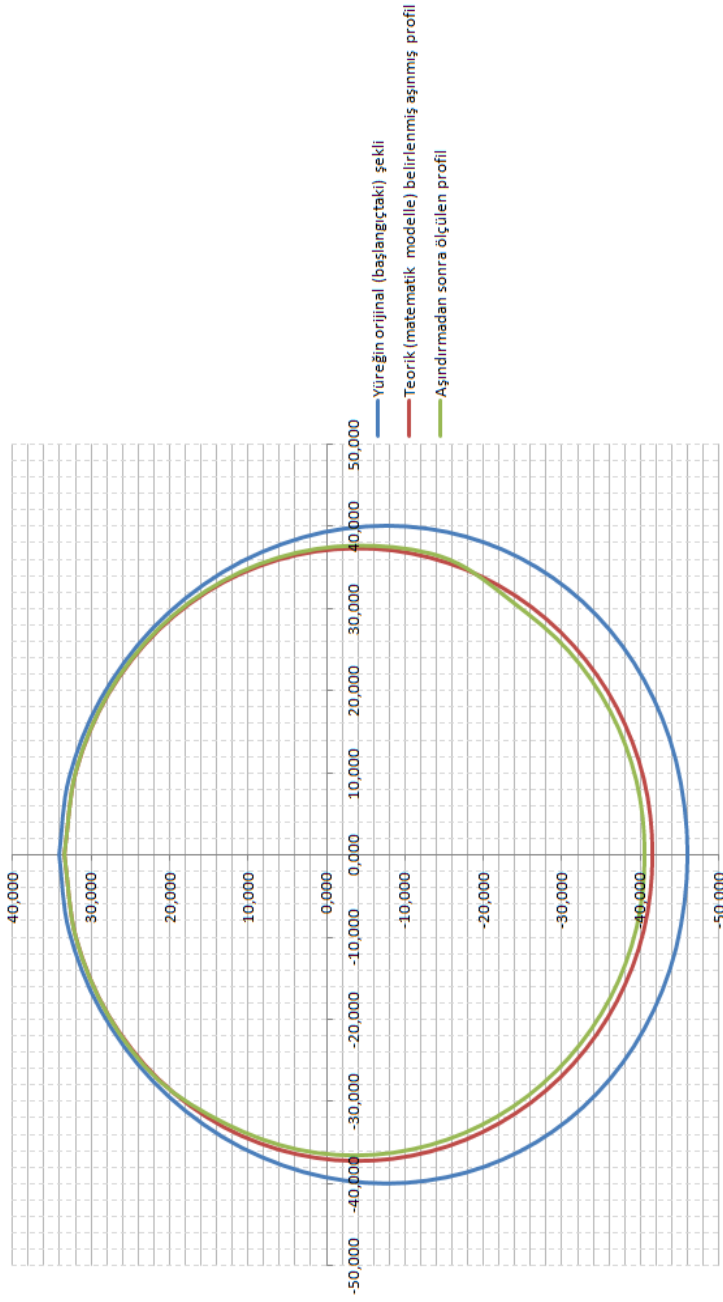
Sikloidal hareket veren bir yürek profilinin aşınması üç farklı yürek devri için karşılaştırılmış, devir sayısının artması aşınmanın maksimum olduğu açılarda toplam aşınma derinliğini değiştirmemiştir. Ayrıca yürek profili üzerinde iki farklı noktada da devir sayısındaki artışın aşınma derinliğini değiştirmedeği görülmüştür. Bu durum devir sayısındaki artışın atalet kuvvetinin değişmesine sebep olduğu ve bu profile özel ivmenin 90 ve 270 derecelerde sıfıra eşit olması nedeniyle toplam kuvveti değiştirmedeği gerekçesiyle açıklanmıştır ve bu durum Şekil 6.9 ve Şekil 6.10'da grafik üzerinde görünmektedir..



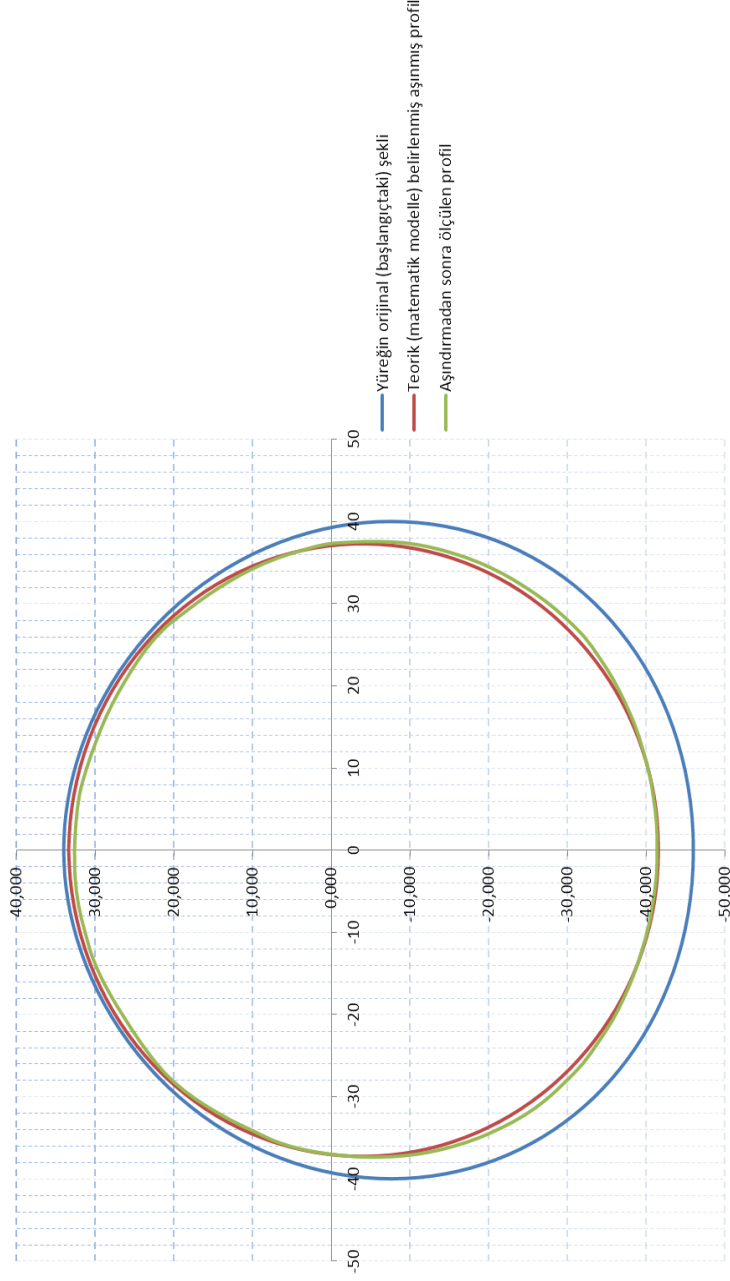
Şekil 6.9 PTFE malzemeye sahip sikloidal profilli yüreğin farklı devir sayılarındaki hesaplanan aşınma derinliği



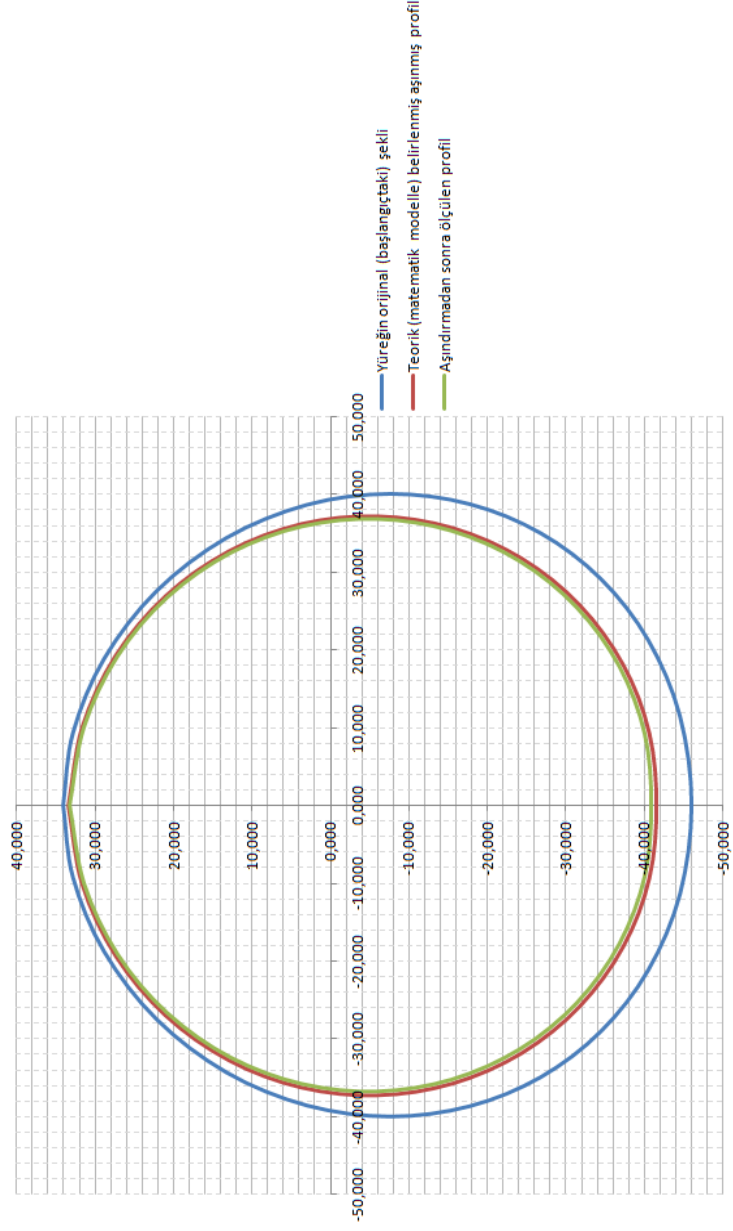
Şekil 6.10 PTFE malzemeye sahip sikloidal profilli yüreğin farklı devir sayılarındaki ölçülen aşınma derinliği



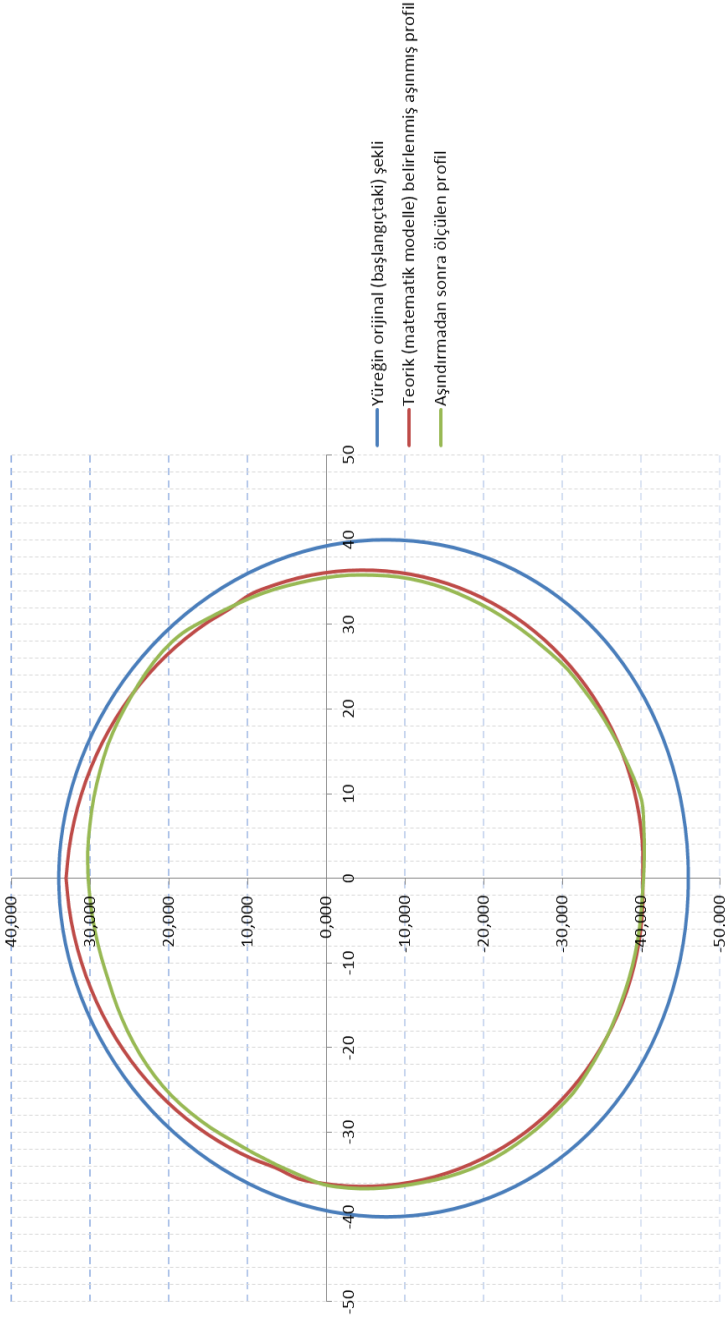
Şekil 6.11 Sikloidal profilli yüreğin (Pirinç, 350 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili



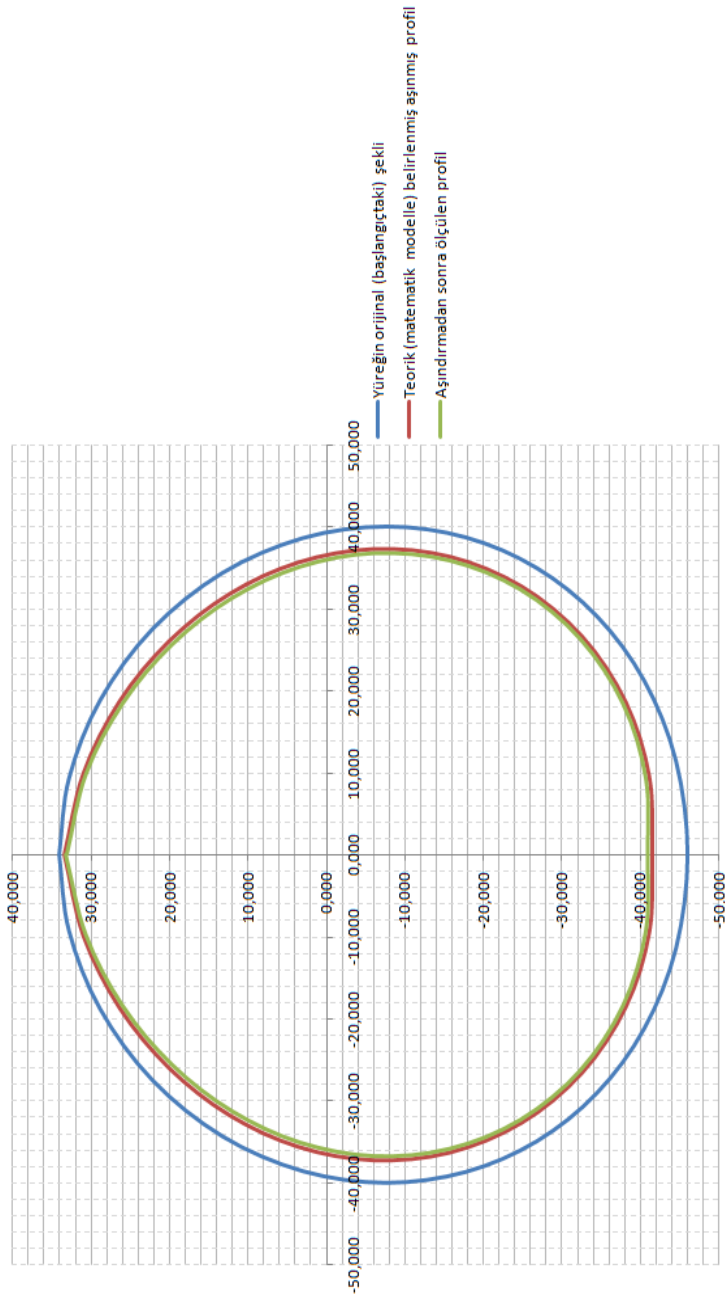
Şekil 6.12 Sikloidal profilli yüreğin (PTFE, 350 d/dak. ve 15000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili



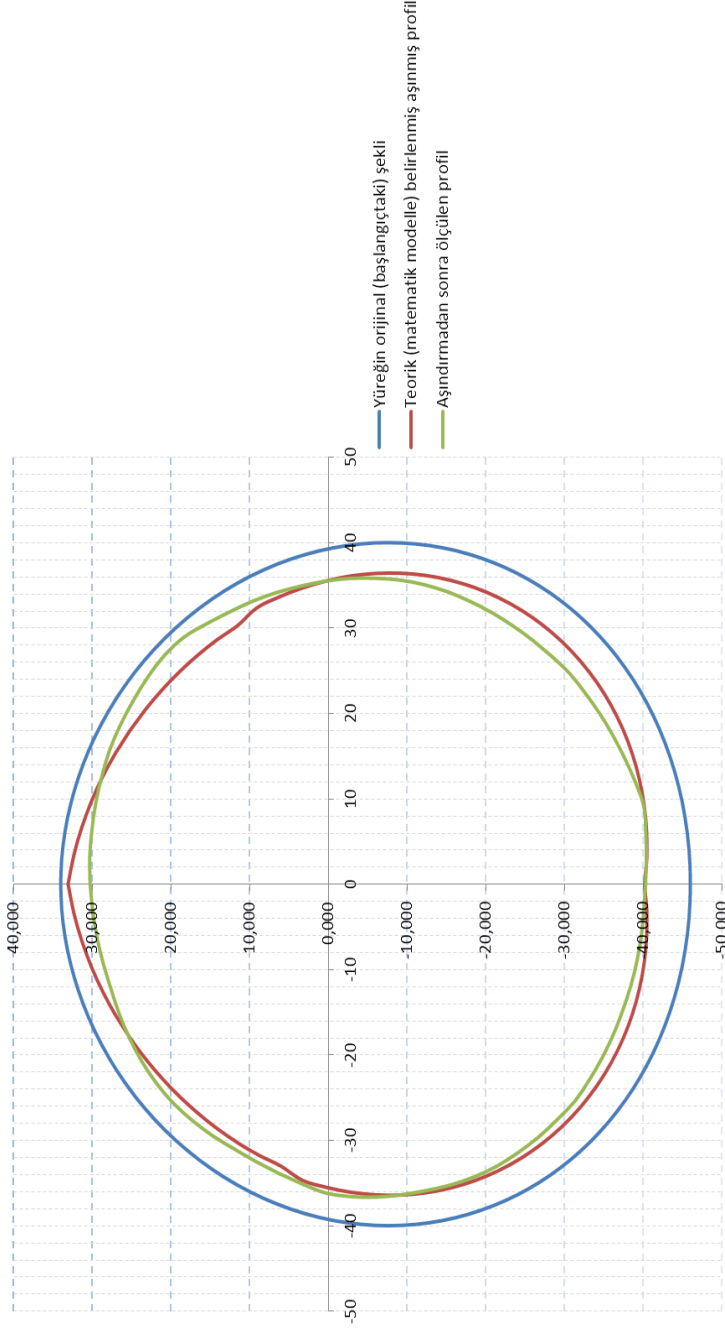
Şekil 6.13 Sikloidal profilli yüreğin (PTFE, 610 d/dak. ve 15000 tur sonundaki bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



Şekil 6.14 Sikloidal profilli yüreğin (Pirinç, 610 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



Şekil 6.15 Sikloidal profilli yüreğin (PTFE, 1000 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)



Şekil 6.16 Sikloidal profilli yüreğin (Pirinç, 1000 d/dak. ve 150000 tur sonundaki) bilgisayar simülasyonu sonucu yürek profili)

Her iki yürek profili malzemesi için de sonuçlar incelendiğinde matematik modelle hesaplanan ve aşındırma deneyi sonucunda ortaya çıkan aşınma derinliği değerleri arasındaki fark ortalama % 5 oranındadır. Yürek profili üzerinde aşınmanın maksimum olduğu açılarda bu farkın en fazla % 10-15 mertebesinde olduğu görülmüştür. Deney Şartlarının ve aşınmış profillerin ölçüm hassasiyetlerinin iyileştirilebilmesi bu farkı daha da azaltacaktır. Bu sonuçlar oluşabilecek aşınma derinliğini tahmin edebilme özelliğini kazandırma açısından kabul edilebilir sınırlar içinde kalmaktadır. Bu nedenle, ortaya konan bu matematik model farklı malzeme çiftleri yada farklı devir ve tur sayılarında oldukça faydalı olabilecektir. Literatürde, matematiksel işlemleri kolaylaştırabilmek adına kuvvet bileşeninin sadece yay kuvvetinden ibaret olduğu, bu nedenle de atalet kuvvetinin etkisini ihmal edilebilir boyutlarda sınırlayan Şartlar için geçerli modeller mevcuttur. Ancak bu çalışmada atalet kuvvetinin etkisi de modele dahil edilmiş ve sınırlarını daha geniş tutabileceğimiz Şartlar için de kullanılabilecek bir model geliştirilerek çalışma bir adım öteye taşınmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Özmen, Y., (2004). "Makine elemanlarının Tribolojik Hasarları ve Uygun Malzeme Seçimi", Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 2004(1):31-37.
- [2] Chen , F.Y., (1982). A text Book on Mechanics and Design of Cam Mechanisms, Pergamon Press.
- [3] I Bell, J.C., vd., (1985). "Prediction of Automotive Valve Train Wear Patterns with Simple Mathematical Models", 1985, Proceedings of the 12 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 6-9 September 1985, Lyon, France.
- [4] Fries, R.H. ve Rogers, C.A., (1988). "Predictions of Cam Wear Profiles", Proceedings of the 15 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 6-9 September 1988, Leeds.
- [5] Cheng vd., (1994). "Wear and Life Prediction of Cam Roller Follower", SAE, 940822:468-479.
- [6] Meng, H., (1994). "Wear Modeling: Evaluation and Categorization of Mear models", Ph.D., The University of Michigan.
- [7] Czichos, H., (1978). "Tribology- a System Approach to the Science and Technology of Friction, Lubrication and Wear, Elseiver.
- [8] Jain, V.K. ve Bahadur, S., (1980). Development of a Wear Equaition for Polymer-Metal Sliding in Terms of the Fatigue and topography of the Sliding Surfaces", Wear:237-248.
- [9] Kar, M.K. ve Bahadur, S. (1980). "Estimation of Wear Particle Thickness in Polymer-Metal Sliding", Wear:105-112.
- [10] Lacey, P.ve Torrance, A.A., (1991). "The calculation of Wear Coefficients for Plastic Contacts",Wear145:367-383.
- [11] Rabinowicz, E., (1965). Friction and Wear of Materials, New York, Wiley.
- [12] Hugnell, A., Andersson, S., (1994). "Simulating Follower Wear in a Cam-Follower Contact", Wear, 179:101-107.
- [13] Hugnell,B.-J. A., Björklund, S. ve Andersson, S., (1996). "Simulation of the Mild Wear in a Cam-Follower Contact with Follower Rotation",Wear, 199:202-210.

- [14] Soejima, M., vd., (1994). "Experimental Studies on Friction and Wear of Cam and Tappet", JSAE Review, 23:140-146.
- [15] Dinc, O.S., Cromer, R. ve Calabrese, S.J., (1995). "Redesigning Mechanical Systems for Low Wear Using System Dynamics Modeling", Journal of tribology, 35:1-8.
- [16] Shigley, J.E. ve Uicker, J.J., (1995),. "Theory of Machines and mechanisms", McGraw-Hill
- [17] Soejima, M., Wakuri, Y. Ve Ejima, Y., (1997). "Experimental Studies on Improvement of Lubrication for Cam and Follower", JSAE Review, 18:301-305.
- [18] Blanchet, T.A., (1997). "The Interaction of Wear and Dynamics of a Simple Mechanism", Journal of Tribology, 119:597-599.
- [19] Podra, P. ve Andersson, S., (1999). "Simulating Sliding Wear With Finite Element Method", Tribology International, 32:71-81.
- [20] Podra, P. ve Andersson, S., (1999). "Finite Element Analysis Wear Simulation of a Conical Spinning Contact Considering Surface Topography", Wear, 224:13-21.
- [21] Soejima, M., Ejima, Y., Wakuri, Y. Ve Kitahara, T., (1999). "Improvement of Lubrication for Cam and Follower", Tribology Transactions 42:755-762.
- [22] Michalski, J., Marszalek, J. Ve Kubiak, K., (2000). "An Experimental Study of Diesel Engine Cam and Follower Wear with Particular Reference to the Properties of the Materials", Wear, 240:168-179.
- [23] Soejima, M., Ejima, Y., Uemori, K. Ve Kawasaki, M., (2001). "Studies on Friction and Wear Characteristics of Cam and Follower: Influences of Soot Contamination in Engine Oil", JSAE Review, 23:113-119.
- [24] Mehenny ve Taylor, (2001). "Analysis of the influence of cam surface waviness on the lubrication of an automotive cam and flat faced follower, in: Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem, Elsevier.
- [25] Glovnea, R.P. ve Spikes, H.A., (2001). "The Influence of Cam Follower Motion on Elastohydrodynamic Film Thickness, in: Tribology Research: From Model Experiment to Industrial Problem" Elsevier, 485-493.
- [26] Baş, H., Bıyıklıoğlu, A. ve uvalcı, H., (2003). "A New Test Apparatus for The Tribological Behavior of Cam mechanisms", Experimental Techniques, 27:28-32.
- [27] Dickrell III, D.J., Dooner, D. B. ve Sawyer, W. G., (2003). "The Evolution of Geometry for a Wearing Circular cam: Analytical and Computer Simulation With Comparison to Experiment", Journal of Tribology, 125:187-192
- [28] Koser, K., Demir, A., (2008). Yürek Mekanizması Notları ve Proje Konuları.
- [29] Söylemez, E., Ortadoğu Teknik Üniversitesi, Mekanizma Tekniği Ders Notları, <http://ocw.metu.edu.tr/mod/resource/view.php?id=1124>, 1 Kasım 2010.

- [30] Axen, N., Hogmark, S., Jacobson, S. (2001). Modern Tribology Handbook. Friction and Wear Measurement Techniques.
- [31] Eş, M.,(2004). Dişli Çark Malzemelerinin Aşınma Karakteristiklerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [32] Özmen, Y., Aksoy, T., Can, A.Ç. (1991). “Aşınmaya Etki Eden Faktörler ve Aşınmanın Azaltılması İçin Alınabilecek Tedbirler”, 4. Denizli Malzeme Sempozyumu 24-26 Nisan 1991, Denizli.
- [33] Akkurt, M., (1980). Makina Elemanları, Cilt 2, İ.T.Ü. Makine Fakültesi Matbaası, İstanbul.
- [34] Ling, F.F. ve Pan, C.H.T.,(1987), Approaches to Modeling of Friction and Wear, Springer-Verlag, New York.
- [35] Halling, J., (1983).“Towards a Mechanical Wear Equation”, ASME Trans. J. of Tribology, 105:212-220.
- [36] Hutchings, I.M.,(1992), Tribology:Friction and Wear of Engineering Materials.
- [37] Lim, S.C. ve Ashby, M.F., (1987). Wear Mechanism Maps, Acta Metal, 1-24.
- [38] Archard, J.F., (1980). Wear Theory and Mechanism, ASME Wear Control Handbook.
- [39] Sawyer, W. G., (2003). “Wear Predictions for a Simple-Cam Including the Coupled Evolution of Wear and Load”, Lubrication Engineering, 57:31-36.
- [40] Engineering-abc.com, <http://www.tribology-abc.com/sub24.htm>, 20 Mart 2011.
- [41] Waldron, K.J. ve Kinzel, G.L., (2004). Kinematics, Dynamics and Design of Machinery, John Wiley & Sons, New York.
- [42] Dyson, A., (1980). “Kinematics and Wear Patterns of Cam and Finger Follower Valve Gear, Tribol. Int., 121-131.
- [43] Purmer, P.D., ve Berg, W., (1985), “Measurement of Camshaft Wear-Wear and Kinematics of Overhead Camshafts, SAE, 850442:232-241.
- [44] Gecim, B.A.,”Lubrication and Fatigue Analysis of a Cam and Roller Follower”, Proceedings of the 15 th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 6-9 September 1988, Leeds:91-100
- [45] Rothbart, H.R., (2003). Cam Design Handbook, McGraw-Hill, New York.
- [46] Cameron, A., (1966), The Principles of Lubrication, Cambridge University Press, Cambridge, U.K.
- [48] Lacobson, B. O.,(1991). Rheology and Elastohydrodynamic Lubrication, Tribology Series, 19, Elsevier Science Publishing Company, U.S.A.
- [49] Hamrock, B. J., Jacobson, B., Schmid, S.R. (1999), Fundamentals of Machine Elements, The McGraw-Hill Companies, USA.

- [50] Lubrecht, A. A., (1987). "The numerical solution of lubricated line and point contact problem using multigrid techniques", PhD thesis, University of Twente, Enschede, The Netherlands.
- [51] Lubrecht, A. A., Ioannides, E., (1991). "A Fast Solution of the Dry Contact Problem and the Associated Sub-Surface Stress Field, Using Multilevel Techniques", *Journal of Tribology*, 113:128-133.
- [52] Venner, C.H., "Multilevel Solution of the EHL Line and Point Contact Problems, PhD thesis, University of Twente , Enschede, The Netherlands.
- [53] Ehret, P., Dowson, D., Taylor, C.M. ve wang D., (1997). "Analysis of Isothermal Elastohydrodynamic Point Contacts Lubricated by Newtonian Fluids Using Multigrid Methods", *Proc. Instn Mech. Engrs. Part C, Journal Mechanical Engineering Science*, 211(7):493-508..
- [54] Nurgat, E. (1997). "Numerical Methods in Lubrication Modelling, PhD Thesis, University of Leeds, United Kingdom.
- [55] Bisset, E., Glander, D., (1988). " A Highly Accurate Approach That Resolves The Pressure Spike of Elastohydrodynamic Lubrication", *Journal of Tribology, ASME*, 110(2):241-246.
- [56] Lee, R.T., Hamrock, B., (1989). "Squeeze and Entrainment Motion in Nonconformal Line Contacts", Part II Elastohydrodynamic Lubrication, *Journal of Tribology, ASME*, 111(1):8-16.
- [57] Hsiao, H.S., Hamrock, B.J., (1992). "A complete Solution for Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Line Contact Using The Circular Non-Newtonian Fluid Model", *Journal of Tribology*, 114:540-552.
- [58] E. Richard Booser, *Society of Tribologists and Lubrication Engineers*, (2007), *Tribology Data Handbook*, CRC Press.
- [59] Evans, H. P., ve Snidle, R. W., (1982). "The Elastohydrodynamic Lubrication of Point Contacts at Heavy Loads", *Proceedings of The Royal Society*, 382:183-199.

YÜREĞİN ET KALINLIĞININ VE İZLEYİCİNİN REZONANS KONTROLÜ

A-1 Yürek Et Kalınlığının Belirlenmesi

Yüreklerde et kalınlığı b değeri için bir standart bulunmamakla birlikte bu değer yaklaşık olarak taban dairesi yarıçapı ve strok değeri toplamının %15 i kadar alınabilir. Buradan

$$b \cong (R_b + H) \cdot 0,15 = (34+12) \cdot 0,15 = 6,9 \text{ mm}$$

A-2 Geri Getirme Yayı Seçimi, İzleyici Titreşimleri ve Rezonans

Yürek mekanizmalarında geri getirme yayının görevi hareketin her anında izleyici ile yürek arasında teması sağlamak ve böylece izleyicinin yürek profilinden ayrılmasını engellemektir. Eğer izleyici yürek profilinden ayrılırsa hem hareket kanunu kesintiye uğrar hem de tekrar temas halinde istenmeyen sert çarpmalar oluşur. İzleyicinin yürekten ayrılması olayına sıçrama denir. Yürekle izleyici arasında oluşan bağ kuvveti F_c , geri getirici yayın uyguladığı kuvvet $F_{yay} = ky$, izleyicinin atalet kuvveti $m\ddot{y}$ olduğu düşünülür ve kuvvetlerin eşitliği yazılırsa,

$$m\ddot{y} + ky = F_c$$

bulunur. Bu kuvvet eşitliği denklemi yürek, izleyici ve yaydan oluşan sistemin basit ve kullanışlı hareket denklemidir. Bağ kuvvetinin periyodik olacağı düşünülürse, tahrik hareketinin dairesel frekansı yüreğin dönme açısal hızı ω olacaktır. Bu dairesel frekans izleyici yay sisteminin tabii frekansına eşit,

$$\omega = \sqrt{\frac{k}{m}}$$

olduğunda rezonans ortaya çıkacak ve sıçrama yani ayrılma gerçekleşecektir. Bu olay izleyici ivmesinin en büyük değere yakın ve negatif olduğu durumlarda oluşur. Rezonanstan kaçınmak için k yayı ile izleyici kütlesi m uygun seçilerek rezonans değerinin %10 altında veya üstünde olacak şekilde tasarım yapılabilir. O halde izleyici kütlesi ve geri getirici yay seçiminde,

$$\sqrt{\frac{k}{m}} < 0.9 \omega$$

$$\sqrt{\frac{k}{m}} > 1.1 \omega$$

ölçütleri kullanılmalıdır. Burada önemli bir noktaya işaret etmek gerekir. Bir yürek mekanizmasının izleyicisi, tasarım gereği zincirleme başka hareketli elemanlara örneğin inip kalkan bir kola, bağlı ise bu durumda m olarak yazılan kütle sadece izleyicinin kütlesi olmaz. Yüreğin açısal hızı;

350 d /dak için

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 350}{30} = 36,65 \text{ rad/sn}$$

$$\omega \cdot x = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{20000}{1,274}} = 125,29$$

$$x=3,41$$

610 d /dak için

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 610}{30} = 63,88 \text{ rad/sn}$$

$$\omega \cdot x = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{20000}{1,274}} = 125,29$$

$$x=1.96$$

1000 d /dak için

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30} = \frac{\pi \cdot 1000}{30} = 104,72 \text{ rad/sn}$$

$$\omega \cdot x = \sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{\frac{20000}{1,274}} = 125,29$$

x=1,2

YÜREĞİN HER TURDAKİ AŞINMA DERİNLİĞİ VE TOPLAM AŞINMA DERİNLİĞİ FORMÜLÜNÜN ÇIKARILIŞI

Yüreğin birinci devri sonundaki aşınma derinliği

$$h_1 = \frac{K}{b} (k \cdot d_0 + k \cdot e + m \cdot a)$$

$$h_1 = \frac{K}{b} (k \cdot d_0 + k \cdot (1 - \cos\theta) \cdot e + m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta \cdot e)$$

İşlemi basitleştirmek için bazı tanımlamalar yaparsak

$$C = \frac{K}{b}$$

$$B = (1 - \cos\theta)$$

$$A = m \cdot \omega^2 \cdot \cos\theta$$

Yüreğin birinci devri sonundaki aşınma derinliği aşağıdaki şekilde basitleşir

$$h_1 = C \cdot (k \cdot d_0 + k \cdot B \cdot e + A \cdot e)$$

Yüreğin ikinci devri sonundaki aşınma derinliği

$$h_2 = C \cdot [k(d_0 - h_1) + kB(e - h_1) + A \cdot (e - h_1)]$$

Şeklinde ifade edilebilir

$$h_2 = C \cdot [k(d_0 - C \cdot k \cdot d_0 - C \cdot k \cdot e \cdot B - C \cdot A \cdot e + B \cdot e - B \cdot C \cdot k \cdot d_0 - B^2 \cdot k \cdot e \cdot C - B \cdot C \cdot A \cdot e) +$$

$$A \cdot e - A \cdot C \cdot k \cdot d_0 - A \cdot C \cdot k \cdot e \cdot B - A^2 \cdot C \cdot e]$$

$$h_2 = C[k.d_0 - C.k^2.d_0 - C.k^2.e.B - C.k.A.e + k.B.e - B.C.k^2.d_0 - B^2.K^2.e.C - k.B.C.A.e$$

$$+ A.e - A.C.k.d_0 - A.C.k.e.B - A^2.C.e]$$

$$h_2 = C.[-C.k.d_0(k + B.k + A) - C.A.e(k + B.k + A) - k.e.B.C(k + B.k + A) + e(A + B.k) + k.d_0]$$

$$h_2 = C.[-(C.k.d_0 + C.A.e + k.e.B.C)(k + B.k + A) + e(A + B.k) + k.d_0]$$

$$h_2 = C[-h_1(k + B.k + A) + e(A + B.k) + k.d_0]$$

$$h_2 = -C.h_1(k + B.k + A) + C.A.e + C.e.B.k + C.k.d_0$$

$$= h_1(1 - C(k + B.k + A))$$

$$h_2 = h_1(1 - \frac{K}{b}(k + k(1 - \cos \theta) + m.\omega^2.\cos \theta))$$

Yüreğin üçüncü devri sonundaki aşınma derinliği

$$h_3 = C[k.(d_0 - (h_1 + h_2)) + k.B.(e - (h_1 + h_2)) + A.(e - (h_1 + h_2))]$$

$$h_1 + h_2 = h_1 + h_1(1 - C(k + B.k + A)) = 2.h_1 - C.k.h_1 - C.B.k.h_1 - C.A.h_1$$

$$h_3 = C.[k.(d_0 - 2.h_1 + C.k.h_1 + C.B.k.h_1 + C.A.h_1) + k.B.(e - 2.h_1 + C.k.h_1 + C.B.k.h_1 + C.A.h_1) + A.(e - 2.h_1 + C.k.h_1 + C.B.k.h_1 + C.A.h_1)]$$

$$h_3 = C[k.d_0 - 2.k.h_1 + C.k^2.h_1 + C.B.k^2.h_1 + C.A.k.h_1 + k.B.e - 2.k.B.h_1 + k^2.B.C.h_1 + k^2.B^2.C.h_1 + C.B.k.A.h_1 + A.e - 2.A.h_1 + A.C.k.h_1 + A.C.B.k.h_1 + C.A^2.h_1]$$

$$h_3 = h_1 + h_1(-2.C.k + C^2.k^2 + C^2.B.k^2 + C^2.A.k - 2.C.B.k + k^2.B.C^2 + k^2.B^2.C^2 + C^2.B.k.A - 2.A.C + A.C^2.k + A.C^2.B.k + C^2.A^2)$$

$$h_3 = h_1(1 - 2.C.k + C^2.k^2 + 2.C^2.B.k^2 + 2.C^2.A.k - 2.C.B.k + k^2.B^2.C^2 + 2.C^2.B.k.A - 2.A.C + C^2.A^2)$$

$$h_3 = h_1(1 - C(k + B.k + A))^2$$

Buradan

Aşınma derinliği

$$h_n = h_1 \left(1 - \frac{K}{b} (k + k(1 - \cos \theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta)\right)^{n-1}$$

3 turun sonunda oluşan toplam aşınma derinliği

$$\Delta h = h_1 + h_2 + h_3$$

$$\Delta h = h_1 + h_1(1 - C(k + B \cdot k + A)) + h_1(1 - C(k + B \cdot k + A))^2$$

$$\Delta h = h_1(1 + (1 - C(k + B \cdot k + A)) + (1 - C(k + B \cdot k + A))^2)$$

$$\sum_{k=1}^n r^{k-1} = 1 + r + r^2 + r^3 + \dots + r^{n-1} = \frac{1-r^n}{1-r} \quad (r \neq 1)$$

İfadesinden

$$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N = h_1 \frac{1 - (1 - C(k + B \cdot k + A))^n}{1 - (1 - C(k + B \cdot k + A))}$$

Yerine yazarsak

Toplam aşınma derinliği

$$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N = h_1 \cdot \frac{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos \theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta)\right)^n}{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos \theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta)\right)}$$

YÜREĞİN İZLEYİCİYE YAPTIRDIĞI FARKLI FARKLI HAREKET EĞRİLERİ İÇİN AŞINMA DERİNLİĞİ VE TOPLAM AŞINMA DERİNLİĞİ İFADELERİ

Genel aşınma derinliği formülü

$$h_n = h_1(1 - C(k + k.B + A))^{n-1}$$

Toplam aşınma derinliği formülü

$$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N = h_1 \cdot \frac{1 - (1 - C(k + k.B + A))^n}{1 - (1 - C(k + k.B + A))}$$

$$h_1 = C \cdot (k \cdot d_0 + k \cdot B \cdot e + A \cdot e)$$

$$C = \frac{K}{b} \text{ her durum için aynı}$$

B ve A ise izleyicinin yapmış olduğu hareket türüne göre değer alır.

C-1 Basit Harmonik Hareket Durumunda

$$B = (1 - \cos \theta)$$

$$A = m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta$$

Buradan

$$h_1 = \frac{K}{b} (k \cdot d_0 + k \cdot (1 - \cos \theta) \cdot e + m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta \cdot e)$$

$$h_n = h_1 \left(1 - \frac{K}{b} (k + k(1 - \cos \theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta)\right)^{n-1}$$

$$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N = h_1 \cdot \frac{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos \theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta)\right)^n}{1 - \left(1 - \frac{K}{b} (k + k \cdot (1 - \cos \theta) + m \cdot \omega^2 \cdot \cos \theta)\right)}$$

C-2 Sikloidal Hareket Durumunda

$$B = \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2 \cdot \pi} \sin 2\theta\right)$$

$$A = \frac{2}{\pi} \sin 2\theta \cdot \omega^2 \cdot m$$

Buradan

$$h_1 = \frac{K}{b} (k \cdot d_0 + k \cdot \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2 \cdot \pi} \sin 2\theta\right) \cdot H + \frac{2}{\pi} \sin 2\theta \cdot \omega^2 \cdot m \cdot H)$$

$$h_n = h_1 \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta\right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \sin 2\theta\right)\right)^{n-1}$$

$$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N = h_1 \frac{1 - \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta\right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta\right)\right)^n}{1 - \left(1 - \frac{K}{b} \left(k + k \left(\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta\right) + m \cdot \omega^2 \cdot \frac{2}{\pi} \sin 2\theta\right)\right)}$$

**SİKLOİDAL PROFİLE AİT HESAPLANMIŞ VE ÖLÇÜLMÜŞ AŞINMA
DERİNLİKLERİ**

D-1 PTFE Malzemeye Sahip Profil (350 d/dak)

SİKLOİDAL HAREKETE SAHİP PTFE PROFİL İÇİN (350 d/dak)		
YÜREĞİN DÖNME AÇISI (DERECE)	HESAPLANAN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm) $h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N$ $= h_1 \frac{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta))^n}{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \sin 2\theta))}$	ÖLÇÜLEN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)
0	0,626	0,545
15	0,776	0,676
30	0,991	0,862
45	1,311	1,140
60	1,741	1,514
75	2,247	1,955
90	2,776	2,415

105	3,268	2,843
120	3,682	4,566
135	3,998	4,957
150	4,216	5,228
165	4,358	5,404
180	4,458	5,428
195	4,358	5,404
210	4,216	5,228
225	3,998	4,957
240	3,682	4,566
255	3,268	4,053
270	2,776	3,442
285	2,247	2,787
300	1,741	2,158
315	1,311	1,140
330	0,991	0,862
345	0,776	0,676
360	0,626	0,545

D-2 PTFE Malzemeye Sahip Profil (610 d/dak)

SİKLOİDAL HAREKETE SAHİP PTFE PROFİL İÇİN (610 d/dak)		
YÜREĞİN DÖNME AÇISI (DERECE)	HESAPLANAN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm) $h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N$ $= h_1 \frac{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta))^n}{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \sin 2\theta))}$	ÖLÇÜLEN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)
0	0,626	0,714
15	1,053	1,200
30	1,465	1,670
45	1,849	2,108
60	2,196	2,503
75	2,502	2,853
90	2,776	3,164
105	3,030	3,454
120	3,281	3,740
135	3,545	4,041
150	3,830	4,366
165	4,137	4,716
180	4,458	5,082
195	4,137	4,716
210	3,830	4,366

225	3,545	4,041
240	3,281	3,740
255	3,030	3,454
270	2,776	3,164
285	2,502	2,853
300	2,196	2,503
315	1,849	2,108
330	1,465	1,670
345	1,053	1,200
360	0,626	0,714

D-3 PTFE Malzemeye Sahip Profil (1000 d/dak)

SİKLOİDAL HAREKETE SAHİP PTFE PROFİL İÇİN (1000 d/dak)		
YÜREĞİN DÖNME AÇISI (DERECE)	HESAPLANAN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)	ÖLÇÜLEN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)
	$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N$ $= h_1 \frac{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta))^n}{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \sin 2\theta))}$	
0	0,626	0,840
15	1,748	1,992
30	2,657	3,029
45	3,203	3,651

60	3,341	3,808
75	3,144	3,584
90	2,776	3,164
105	2,430	2,770
120	2,272	2,590
135	2,405	2,742
150	2,858	3,258
165	3,581	4,082
180	4,458	5,082
195	3,581	4,082
210	2,858	3,258
225	2,405	2,742
240	2,272	2,590
255	2,430	2,770
270	2,776	3,164
285	3,144	3,584
300	3,341	3,808
315	3,203	3,651
330	2,657	3,029
345	1,748	1,992
360	0,626	0,840

D-4 Pirinç Malzemeye Sahip Profil (350 d/dak)

SİKLOİDAL HAREKETE SAHİP PİRİNÇ PROFİL İÇİN (350 d/dak)		
YÜREĞİN DÖNME AÇISI (DERECE)	HESAPLANAN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm) $h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N$ $= h_1 \frac{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta))^n}{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \sin 2\theta))}$	ÖLÇÜLEN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)
0	0,7512	0,654
15	0,9312	0,8112
30	1,1892	1,0344
45	1,5732	1,368
60	2,0892	1,8168
75	2,6964	2,346
90	3,3312	2,898
105	3,9216	3,4116
120	4,4184	5,4792
135	4,7976	5,9484
150	5,0592	6,2736
165	5,2296	6,4848
180	5,3496	6,6336
195	5,2296	6,4848
210	5,0592	6,2736

225	4,7976	5,9484
240	4,4184	5,4792
255	3,9216	4,8636
270	3,3312	4,1304
285	2,6964	3,3444
300	2,0892	2,5896
315	1,5732	1,368
330	1,1892	1,0344
345	0,9312	0,8112
360	0,7512	0,654

D-5 Piriç Malzemeye Sahip Profil (610 d/dak)

SİKLOİDAL HAREKETE SAHİP PİRİNÇ PROFİL İÇİN (610 d/dak)		
YÜREĞİN DÖNME AÇISI (DERECE)	HESAPLANAN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)	ÖLÇÜLEN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)
	$h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N$ $= h_1 \frac{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta))^n}{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \sin 2\theta))}$	
0	0,7512	0,8568
15	1,2636	1,44
30	1,758	2,004
45	2,2188	2,5296

60	2,6352	3,0036
75	3,0024	3,4236
90	3,3312	3,7968
105	3,636	4,1448
120	3,9372	4,488
135	4,254	4,8492
150	4,596	5,2392
165	4,9644	5,6592
180	5,3496	6,0984
195	4,9644	5,6592
210	4,596	5,2392
225	4,254	4,8492
240	3,9372	4,488
255	3,636	4,1448
270	3,3312	3,7968
285	3,0024	3,4236
300	2,6352	3,0036
315	2,2188	2,5296
330	1,758	2,004
345	1,2636	1,44
360	0,7512	0,8568

D-6 Pirinç Malzemeye Sahip Profil (1000 d/dak)

SİKLOİDAL HAREKETE SAHİP PİRİNÇ PROFİL İÇİN (1000 d/dak)		
YÜREĞİN DÖNME AÇISI (DERECE)	HESAPLANAN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm) $h_{top} = \sum_{N=1}^n h_N$ $= h_1 \frac{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \cdot \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \cdot \sin 2\theta))^n}{1 - (1 - \frac{K}{b} (k + k (\frac{\theta}{180} - \frac{1}{2\pi} \sin 2\theta)) + m \cdot \omega^2 \frac{2}{\pi} \sin 2\theta))}$	ÖLÇÜLEN AŞINMA DERİNLİĞİ (mm)
0	0,7512	1,008
15	2,0976	2,3904
30	3,1884	3,6348
45	3,8436	4,3812
60	4,0092	4,5696
75	3,7728	4,3008
90	3,3312	3,7968
105	2,916	3,324
120	2,7264	3,108
135	2,886	3,2904
150	3,4296	3,9096
165	4,2972	4,8984
180	5,3496	6,0984
195	4,2972	4,8984
210	3,4296	3,9096

225	2,886	3,2904
240	2,7264	3,108
255	2,916	3,324
270	3,3312	3,7968
285	3,7728	4,3008
300	4,0092	4,5696
315	3,8436	4,3812
330	3,1884	3,6348
345	2,0976	2,3904
360	0,7512	1,008

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : İlknur KESKİN
Doğum Tarihi ve Yeri : 08.08.1977 Üsküdar
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : keskin@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	2004
Lisans	Makine Müh.	Yıldız Teknik Üniversitesi	1999
Lise	Fen	Halide Edip Adıvar Lisesi	1994

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2000-	Yıldız Teknik Üniversitesi	Araştırma Görevlisi

YAYINLARI

Uluslararası Hakemli Dergilerde Yayınlanan Makaleler

1. Demir, O., **Keskin, I.**, Cetin, S., (2011), "Modelling and Control of a Nonlinear Half-vehicle Suspensiyon System: a Hybrid Fuzzy Logic Approach", Nonlinear Dynamics,(Kabul edildi).

Ulusal Hakemli Dergilerde Yayınlanan Makaleler

1. Azeloğlu, O., **Keskin, İ.**, Bayraktar, M., "Zincir Baklasında Yük Altında Oluşan Gerilmelerin Sonlu Elemanlar Yöntemi ve Fotoelastisite Yöntemiyle İncelenmesi", Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 2008 (4), 41-48.

Uluslararası Bilimsel Toplantılarda Sunulan ve Bildiri Kitabında Yayınlanan Bildiriler

1. **Keskin, I.**, Bayraktar, M., Azeloglu, O., "Elastohydrodynamic Lubricant Film Forming of Different Bearings", 11th International Conference Research/Expert Conference `Trends in the Development of Machinery and Associated Technologies` (TMT 2007), 05-09 September 2007, Hammamet, TUNISIA.
2. **Keskin, I.**, Bayraktar, M., "The Expectation of the Society from a Mechanical Engineer and the Efficiency of the Education", SEFI 34th Annual Conference on Engineering Education and Active Students, June 28-july 01, 2006, Uppsala, SWEDEN.
3. Bayraktar, M., **Keskin, I.**, "The Importance of Training at Mechanical Engineering Education in YTU (Turkiye) and in the World", SEFI 34th Annual Conference on Engineering Education and Active Students, June 28-july 01, 2006, Uppsala, SWEDEN.

Ulusal Bilimsel Toplantılarda Sunulan ve Bildiri Kitabında Yayınlanan Bildiriler

1. Bozacı, A., **Keskin, İ.**, "Bilyalı Eğik (Omuzlu) Rulmanlarda Değme Analizi ve Elastohidrodinamik Yağ Filminin Oluşumu", 3. Makina Tasarım ve İmalat Teknolojileri Kongresi (MATIT 2005), 16-17 Eylül 2005, KONYA.
2. Bozacı, A., **Keskin, İ.**, "Türkiye'de ve Dünyada Triboloji Eğitimi", 5. Ulusal Makina Mühendisliği ve Eğitim Sempozyumu, 07-08 Kasım 2003, İSTANBUL.