

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇAMAŞIR MAKİNESİNDE MEKANİK KAYIPLARIN ÖLÇÜLMESİ İÇİN
TEST DÜZENEĞİ GELİŞTİRİLMESİ VE ÖLÇÜMLER**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Sarp DEDEKÖY

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

OCAK 2015

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇAMAŞIR MAKİNESİNDE MEKANİK KAYIPLARIN ÖLÇÜLMESİ İÇİN
TEST DÜZENEĞİ GELİŞTİRİLMESİ VE ÖLÇÜMLER**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Sarp DEDEKÖY
503101510**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK

OCAK 2015

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101510 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Sarp DEDEKÖY**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**ÇAMAŞIR MAKİNESİNDE MEKANİK KAYIPLARIN ÖLÇÜLMESİ İÇİN TEST DÜZENEĞİ GELİŞTİRİLMESİ VE ÖLÇÜMLER**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İpek BAŞDOĞAN
Koç Üniversitesi

Teslim Tarihi : **15 Aralık 2014**

Savunma Tarihi : **12 Ocak 2015**

Aileme ve nişanlıma,

ÖNSÖZ

Yüksek lisans çalışmalarımı yürüten, değerli fikirleri ile çalışmalarına her noktasına yön veren, hiçbir zaman desteğini esirgemeyen özellikle tez aşamasında beni her zaman daha iyi ve daha doğruya yönlendiren ve tez süresince gösterdiği sabırla hayatımın her anında, karakterini örnek aldığım kıymetli danışman hocam Sn. Prof. Dr. Kenan Yüce ŞANLITÜRK'e teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Bu tez çalışmasında Arçelik A.Ş test ekipmanları ve mevcut bilgisayar programları kullanılmıştır. Bu olanakları sağlayan Yapısal Tasarım 1 takımı çalışanlarına, başta ekip lideri Sn Barış Tekdemir olmak üzere Uğur Şimşek, Ergin Metin, İlkan Erdem ve tüm tork laboratuvar çalışanlarına teşekkür ederim.

Son olarak benim bu günlere gelmemde en büyük pay sahibi zor günlerimde bana tezimi yazma enerjisi veren ve beni koşulsuz destekleyen ailem ve nişanlıma sonsuz teşekkürü borç bilirim.

Ocak 2015

Sarp DEDEKÖY

Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xiii
ŞEKİL LİSTESİ.....	xv
ÖZET.....	xix
SUMMARY.....	xxi
1 GİRİŞ.....	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Çamaşır Makinasının Tarihçesi ve Genel Bilgi.....	2
1.3 Problem.....	4
1.4 Literatür Araştırması.....	4
1.4.1 Çamaşır makinasını simule eden test düzeneği.....	5
1.4.2 Rulman test düzeneği.....	6
1.4.3 Yağ keçeleri.....	17
1.5 Amaç ve Kapsam.....	28
2 TEORİ.....	29
2.1 Titreşim Teorisi.....	29
2.1.1 Serbestlik derecesi.....	31
2.1.2 Titreşim analizi.....	32
2.2 Sonlu Elemanlar Teorisi.....	35
2.2.1 Sonlu elemanlar yönteminde gerilme ve gerinme hesapları.....	36
2.2.2 Enerji yöntemi ile sonlu elemanlar yöntemi.....	38
2.2.3 Lagrange yöntemi ile sonlu elemanlar.....	39
3 MEKANİK KAYIPLARIN ÖLÇÜMÜ İÇİN TEST DÜZENEGİ TASARIMI.....	41
3.1 Giriş.....	41
3.2 Rulman Yuvası Tasarımı.....	41
3.3 Test Düzeneği Tasarımı.....	49
3.4 Kasnak Adaptör Tasarımı ve Torkmetrenin Entegrasyonu.....	57
3.5 Kasnak Tasarımı.....	58
3.6 Adaptör Tasarımı.....	58
3.7 Torkmetre Seçimi.....	60
4 TASARLANAN TEST DÜZENEGİNİN MODELLENMESİ, ANALİZİ VE ÜRETİME UYGUNLUĞU.....	65
4.1 Çamaşır Makinesinin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	65
4.2 Bilgisayar Ortamında Tasarlanan Modelin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	68
4.2.1 Rulmanların üzerine gelen kuvvetler ve seçilen rulmanların uygunluğu.....	72
4.2.2 Çamaşır makinesi dururken yapılan modal analiz.....	81

4.2.3	Çamaşır makinesi çalışırken yapılan modal analiz	84
4.3	Üretilen Test Düzeneginin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi	85
4.4	Üretilen Rulman Yuvasının ve Milin Uygunluğu.....	88
5	DENEYSEL TESTLER,ÖLÇÜMLER VE SONUÇLARIN	
	DEĞERLENDİRİLMESİ	91
5.1	Çamaşır Makinası Üzerinde Yapılan Testler.....	91
5.2	Test Düzenegi Üzerinde Yapılan Testler	95
5.3	Torkmetre Kullanmadan Sürtünme Torkunun Ölçüm Yöntemi.....	116
6	SONUÇLAR VE GENEL DEĞERLENDİRİLME.....	121
	KAYNAKLAR.....	123
	EKLER	125
	ÖZGEÇMİŞ.....	141

KISALTMALAR

Ar-ge	: Araştırma-geliştirme
BF	: Büyütme Faktörü
C	: Santigrat
Ç.Dudaklı	: Çift dudaklı
D.siz	: Dengesiz
Hz	: Hertz
Ek	: Kinetik enerji
Ep	: Potansiyel enerji
Fd	: Dengesiz kuvvet
FKM	: Fluorocarbon kauçuk
FRF	: Frequency response function
h	: Keçe dudağının et kalınlığı
HNBR	: Hidrojen nitril kauçuk
J	: Kütlesel atalet momenti
L	: Lagrange Denklemleri
mm	: Mili metre
Mf	: Sürtünme momenti
MPa	: Mega pascal
Mrol	: Yuvarlanma momenti
NBR	: Nitril kauçuk
Nm	: Newton.metre
ORT	: Ortalama
P.çelik	: Paslanmaz çelik
Ra	: Ortalama pürüzlülük
Rb	: Büyük rulmana gelen kuvvet
RAM	: Rulmanlar arası mesafe
Rb	: Büyük rulmana gelen kuvvet
Rk	: Küçük rulmana gelen kuvvet
Rmax	: Maksimum pürüzlülük değeri
RY	: Rulman yuvası
rpm	: devir/dakika
rpm/s	: (devir/dakika)\saniye
Rz	: Orta nokta yüksekliği
SE	: Sonlu elemanlar
ω_m	: Motor mili açısal hızı
ω_n	: Doğal frekans
ω_t	: Tahrik grubu açısal hızı
Ts	: Dönme sürtünme momenti
μ_s	: Sürtünme katsayısı

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 1.1	Test edilen yağların tipi [8].....	8
Çizelge 1.2	Test edilen yağların fiziksel özellikleri [8].....	9
Çizelge 1.3	Test koşulları [8].	11
Çizelge 1.4	Kovan ölçüleri [9].	15
Çizelge 1.5	Keçe tolerans standartları.	20
Çizelge 1.6	Mil çapı toleransı [12].	21
Çizelge 1.7	Test düzeneğinin gelişimi.	27
Çizelge 4.1	Farklı devirler için 1 kg dengesiz yükün merkez kaç kuvveti.	74
Çizelge 4.2	Şekil 4.13'deki veriler.	74
Çizelge 4.3	Rulman hesabında kullanılan değerler.	75
Çizelge 4.4	Rulmanların üzerine gelen kuvvet.	75
Çizelge 4.5	Rulmanların üzerine gelen statik kuvvet.	76
Çizelge 4.6	Mevcut kullanılan rulmanların basic load ratings cr (KN).....	77
Çizelge 4.7	Test Rulmanlarının uygunluğu.	77
Çizelge 4.8	Statik yük altında test rulmanlarının direngenlik değerleri.	78
Çizelge 4.9	Dinamik yük altında test rulmanlarının direngenlik değerleri.....	78
Çizelge 4.10	Dört farklı analizin girdileri.	79
Çizelge 4.11	4 durum için rulman yuvası ile mil arası bağlantı.	80
Çizelge 4.12	Dört farklı durumun modal analiz sonuçları.....	81
Çizelge 4.13	Titreşim testi sonuçları.	87
Çizelge 4.14	Değişen devirlerde jiroskop etkisi.....	88
Çizelge 4.15	Farklı devirler için büyütme faktörü.	88
Çizelge 5.1	1200 rpm'de sabit açısal hızda yapılan tork testleri.	93
Çizelge 5.2	600 rpm'de sabit açısal hızda yapılan tork testleri.....	93
Çizelge 5.3	3 dudaklı keçenin etkisi.	93
Çizelge 5.4	5 Kg kütleinin atalet etkisi.	94
Çizelge 5.5	1kg dengesiz kütleinin 1200 rpm'de etkisi.	94
Çizelge 5.6	1kg dengesiz kütleinin 600 rpm'de etkisi.	94
Çizelge 5.7	1kg dengesiz kütleinin etkisi.....	95
Çizelge 5.8	Test koşulları.....	97
Çizelge 5.9	Test koşulu 1 ölçüm sonuçları.	98
Çizelge 5.10	Test koşulu 2 ölçüm sonuçları.	100
Çizelge 5.11	Test koşulu 3 ölçüm sonuçları.	101
Çizelge 5.12	Test koşulu 4 ölçüm sonuçları.	102
Çizelge 5.13	Test koşulu 5 ölçüm sonuçları.	104
Çizelge 5.14	Test koşulu 5'e ek olarak tambur önü açık.	105
Çizelge 5.15	Test koşulu 6 ölçüm sonuçları.	106
Çizelge 5.16	Test koşulu 6'nın B tipi motor ile ölçüm sonuçları.....	107
Çizelge 5.17	Test koşulu 8 ölçüm sonuçları.	109
Çizelge 5.18	Test koşulu 9 ölçüm sonuçları.	111
Çizelge 5.19	Test koşulu 10 ölçüm sonuçları.	112
Çizelge 5.20	Test koşulu 11 ölçüm sonuçları.	113

Çizelge 5.21 Dengesiz yük ve amortisörün etkisi.....	114
Çizelge 5.22 Test sonuçlarının karşılaştırılması.	115

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Çamaşır makinelerinin tarihsel gelişimi [2].	3
Şekil 1.2	Uğur Macit'in geliştirdiği test düzeneği [4].	5
Şekil 1.3	Test düzeneği [5].	6
Şekil 1.4	Onur Çakmak test düzeneği [6].	7
Şekil 1.5	Ahmad ghanbari ve sohrab khanmohamadi test düzeneği [7].	8
Şekil 1.6	Massimo Del Din ve Elisabet Kassfeldt test düzeneği [8].	10
Şekil 1.7	Tork ölçüm ekipmanı [8].	10
Şekil 1.8	Kirli yağ için sürtünme torku ve kütle kaybı grafikleri [8].	11
Şekil 1.9	Temiz yağ için sürtünme torku ve kütle kaybı grafikleri [8].	12
Şekil 1.10	Test düzeneği şematik gösterimi [9].	13
Şekil 1.11	Arom bağlantısı [9].	14
Şekil 1.12	Deneylerde kullanılan kovan tasarımı [9].	14
Şekil 1.13	Viorel PALEU ve Daniel NELIAS test düzeneği [11].	16
Şekil 1.14	Viorel PALEU ve Daniel NELIAS test düzeneği [11].	17
Şekil 1.15	Yağ keçelerinin tarihçesi [26].	18
Şekil 1.16	İki dudaklı keçenin şematik gösterimi [26].	19
Şekil 1.17	Keçe malzemelerinin aşınma direnci [26].	21
Şekil 1.18	Keçe ve mil ölçüleri [26].	22
Şekil 1.19	Radyal kuvvetin zamana göre değişimi.	23
Şekil 1.20	Yay eksenel pozisyonu.[26]	23
Şekil 1.21	Radyal basıncın bileşenleri.[21].	25
Şekil 1.22	Din 3761 part 9'a göre yapılan test düzeneği [20].	26
Şekil 1.23	Tek strain gauge kullanarak radyal kuvvet ölçümü [21].	26
Şekil 1.24	Yeni keçe radyal kuvveti ölçüm test düzeneği [19].	27
Şekil 2.1	Düzenli periyodik hareket.	29
Şekil 2.2	Harmonik hareketin enerji değişimi [23].	30
Şekil 2.3	Dairenin alanının üçgen parçalara bölünmesi [28].	35
Şekil 3.1	Rulman yuvası.	42
Şekil 3.2	Mevcut rulman yuvası kesit görüntüsü.	42
Şekil 3.3	Rulman yuvalarının sabitleneceği platform.	43
Şekil 3.4	Tahrik grubu komponentleri.	43
Şekil 3.5	Tahrik grubu kesit görüntüsü.	44
Şekil 3.6	Versiyon 1 rulman ve keçe yuvalarının fiziksel özellikleri.	44
Şekil 3.7	İki adet rulmanın yataklanabildiği rulman yuvası versiyon 2.	45
Şekil 3.8	Oturağa sabitlenen iki adet rulmanın yatakları versiyon 3.	46
Şekil 3.9	Rulman yuvasının test düzeneğine montaj çalışması.	47
Şekil 3.10	Rulman ve keçe yuvası versiyon 4.	47
Şekil 3.11	Keçe ve rulman yuvası versiyon 5.	48
Şekil 3.12	Keçe ve rulman yuvası soldan görünümü ve malzeme bilgisi.	49
Şekil 3.13	Tasarlanan ilk test düzeneği versiyon 1.	49
Şekil 3.14	Test düzeneği tasarımı versiyon 3.	50
Şekil 3.15	Test düzeneği versiyon 3 arkadan görünümü.	51
Şekil 3.16	Versiyon 3 test düzeneğinin kesit görüntüsü.	52
Şekil 3.17	Versiyon 4 test düzeneği.	52
Şekil 3.18	Test düzeneği versiyon 4 kesit görüntüsü.	53
Şekil 3.19	Test düzeneği versiyon 5.	54

Şekil 3.20 Test düzeneğinin statik dengesi ve fiziksel özellikleri.	55
Şekil 3.21 Test düzeneği kesit görüntüsü.	56
Şekil 3.22 Rulman yuvası montajı.	57
Şekil 3.23 Kasnağın önden ve arkadan görünümü.	58
Şekil 3.24 Adaptör.	59
Şekil 3.25 Torkmetre adaptör tambur mili bağlantısı.	59
Şekil 3.26 Torkmetre çeşitleri [25].	60
Şekil 3.27 Torkmetrenin kasnağa montajı [25].	60
Şekil 3.28 Torkmetre teknik özellikleri [25].	61
Şekil 3.29 Çoklu kanal sinyal koşullandırıcı ekranı [25].	61
Şekil 3.30 Torkmetre ile oturak arasındaki bağlantı.	62
Şekil 3.31 Test düzeneğinde dönen kütlelerin atalet momenti.	62
Şekil 4.1 Titreşim test ekipmanları.	66
Şekil 4.2 Çamaşır makinesi ve test düzeneği kordinat düzlemi.	66
Şekil 4.3 İvme y tahrik –y ekseninde çamaşır makinesi titreşim testi sonuçları	67
Şekil 4.4 İvme –x tahrik –x ekseninde makinesi titreşim testi sonuçları.	67
Şekil 4.5 Test düzeneği katı model mesh tipi.	68
Şekil 4.6 Tahrik grubunun noktasal kütle olarak modele eklenmesi.	69
Şekil 4.7 İç konstrüksiyon modal analiz.	69
Şekil 4.8 7. moda karşılık gelen mod şekli.	70
Şekil 4.9 Dış konstrüksiyonun modellenmesi.	71
Şekil 4.10 Yayların modelde kullanılması.	71
Şekil 4.11 Rulman bushing elemanı.	72
Şekil 4.12 Büyük rulman ile tambur merkezi arası mesafe.	73
Şekil 4.13 Tambur milinin şematik gösterimi.	74
Şekil 4.14 Bearinx programı koordinat düzlemi.	79
Şekil 4.15 Motorun kütleli nokta olarak modellenmesi.	81
Şekil 4.16 Torkmetrenin kütleli nokta olarak modellenmesi.	82
Şekil 4.17 Test düzeneği mesh tipi.	82
Şekil 4.18 Çamaşır makinesi dururken yapılan modal analiz.	83
Şekil 4.19 Test düzeneğinin modal analiz sonuçları.	84
Şekil 4.20 Çamaşır makinesinin açısal hızı 1600 rpm iken yapılan modal analiz meshi.	85
Şekil 4.21 Çamaşır makinesinin açısal hızı 1600 rpm iken yapılan modal analiz sonuçları.	85
Şekil 4.22 Test düzeneği y doğrultusu titreşim ölçüm sonucu.	86
Şekil 4.23 Test düzeneği x doğrultusu frf analizi.	86
Şekil 4.24 Jiroskop etkisi.	87
Şekil 4.25 Devir büyütme faktörü grafiği.	88
Şekil 4.26 Rulman yuvası gerilme analizi.	89
Şekil 4.27 Tambur mili gerilme analizi.	89
Şekil 4.28 Tambur mili shear moment diagramı.	90
Şekil 5.1 Test koşulu 1’de çekilen elektrik gücü [Watt].	97
Şekil 5.2 Test koşulu 1’deki tork ihtiyacı [Nm].	98
Şekil 5.3 Test koşulu 1 güç kayıplarının yüzdesel gösterimi.	99
Şekil 5.4 Test koşulu 2’de çekilen elektrik gücü.	99
Şekil 5.5 Test koşulu 1’de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	100
Şekil 5.6 Test koşulu 2 güç kayıplarının yüzdesel gösterimi.	100
Şekil 5.7 Test koşulu 3’de çekilen elektrik gücü.	101
Şekil 5.8 Test koşulu 3’de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	101

Şekil 5.9	Test koşulu 4'te tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	102
Şekil 5.10	Test koşulu 5'de çekilen elektrik gücü [Watt].	103
Şekil 5.11	Test koşulu 5'de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	103
Şekil 5.12	Test koşulu 5 güç kayıpların yüzdesel gösterimi.	104
Şekil 5.13	Test koşulu 6'da çekilen elektrik gücü [Watt].	105
Şekil 5.14	Test koşulu 6'da tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	105
Şekil 5.15	Test koşulu 6 güç kayıpların yüzdesel gösterimi.	106
Şekil 5.16	Test koşulu 7'de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	107
Şekil 5.17	Test koşulu 6 ve B tipi motor güç kayıpların yüzdesel gösterimi.	108
Şekil 5.18	Test koşulu 8'de çekilen elektrik gücü [Watt].	108
Şekil 5.19	Test koşulu 8'de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	109
Şekil 5.20	Test koşulu 8 harcanan gücün dağılımı.	110
Şekil 5.21	Test koşulu 9'da çekilen elektrik gücü ve harcanan toplam enerji.	110
Şekil 5.22	Test koşulu 9'da tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	111
Şekil 5.23	Test koşulu 9 harcanan gücün dağılımı.	111
Şekil 5.24	Test koşulu 10'da çekilen elektrik gücü ve harcanan toplam enerji.	112
Şekil 5.25	Test koşulu 10'da tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	112
Şekil 5.26	Test koşulu 11'de çekilen elektrik gücü ve harcanan toplam enerji.	113
Şekil 5.27	Test koşulu 11'de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].	113
Şekil 5.28	Test düzeneğininde dengesiz yük ve amortisör varken harcanan gücün dağılımı.	114
Şekil 5.29	Açısal hız zaman grafiği.	116
Şekil 5.30	Açısal hız ölçülerek hesaplanan tork-devir grafiği.	119
Şekil A.1	Tork test düzeneği.	126
Şekil A.2	Rulman yuvası.	127
Şekil A.3	Keçe yuvası.	127
Şekil A.4	Yağ keçesi.	128
Şekil A.5	A tipi pano ve kablo grubu.	128
Şekil A.6	B tipi pano ve kablo grubu.	129
Şekil A.7	Amortisör.	130
Şekil A.8	Sistemdeki amortisör ve yaylar.	130
Şekil A.9	Adaptör.	131
Şekil A.10	Tambur kapağı.	131
Şekil D.11	Tambur mili teknik resmi.	136
Şekil D.12	Burç teknik resmi.	137
Şekil D.13	Mil grubu teknik resmi.	138
Şekil D.14	Rulman yuvası teknik resmi.	139

ÇAMAŞIR MAKİNESİNDE MEKANİK KAYIPLARIN ÖLÇÜLMESİ İÇİN TEST DÜZENEĞİ GELİŞTİRİLMESİ VE ÖLÇÜMLER

ÖZET

Günümüzde; evlerde kullanılan çamaşır makineleri daha az enerji tüketen, daha fazla çamaşır yıkayabilen, maliyeti ve gürültü seviyesi düşük, daha az su harcayan bir hale getirilmeye çalışılmaktadır. Bu yüzden çamaşır makinesi üreticileri rekabet ortamında ayakta kalabilmek için ürün geliştirmeye giderek daha çok önem vermektedir. Enerji tüketimini azaltmak için özellikle çamaşır makinesinin tahrik grubundaki komponentler (keçe,rulman,elektrik motoru,amortisör,tambur deseni) üzerinde iyileştirme çalışmalarının yapılması gerekmektedir. Tahrik grubundaki her komponentin farklı varyasyonları bulunmaktadır. Bu durumda bütün kombinasyonlar için prototip üreterek test yapmaya dayalı klasik ürün geliştirme yöntemleri yüksek maliyetli olacaktır. Bu yüzden tahrik grubundaki komponentlerin ve elektrik motorunun kolay bir şekilde montaj ve demontajına olanak sağlayan bir test düzeneğine ihtiyaç duyulmuştur. Bu test düzeneğinin maliyeti yüksektir; bu yüzden bilgisayar destekli ortamda tasarlanırken mühendislik açısından her türlü detayın doğru bir şekilde hesaplanması gerekir. Aynı zamanda test düzeneği çamaşır makinesinin dinamik özelliklerini simule etmesi gerektiğinden, sonlu elemanlar yöntemiyle analiz edilmesi gerekmektedir. Test düzeneğinde yapılacak testlerin gerçeğe yakın olabilmesi için test düzeneğinin dinamik davranışının çamaşır makinesinin dinamik davranışına denk veya yakın olması gerekir. Bu yüzden referans alınan çamaşır makinesine titreşim testleri uygulanmıştır. Çamaşır makinesinde tamburun kazana göre hareket ettiği doğal frekanslar elde edilmiştir. Test düzeneğinin doğal frekansı, bu elde edilen değere denk olacak şekilde bilgisayar ortamındaki model revize edilmiştir Bilgisayar ortamındaki modelin dinamik özelliklerinin imal edilen test düzeneği ile aynı olabilmesi için model üzerinde pek çok detaya dikkat edilmiştir. Yapılacak testlerin çokluğu nedeniyle, test edilecek komponentlerin kolay montaj ve demontaja uygun test düzeneği tasarlandı ve imal edildi. İkinci aşama olarak, torkmetre cihazı ile elde edilecek sürtünme kaynaklı tork

miktarının ve enerji kayıplarının doğruluğu tespit edilmiştir. Bunun için referans alınan çamaşır makinesinden torkmetre ile yapılan ölçüm değerleri ile test düzeneğinde torkmetre ile yapılan ölçüm değerlerinin denkliği kontrol edildi. Yapılan testler ile tahrik grubundaki komponentlerin, sistemin harcadığı toplam enerji ve tork miktarındaki payı elde edildi. Bu pay elde edilirken test düzeneğine önce rulman ve tambur mili takılarak sistemdeki rulmanların neden olduğu sürtünme torku tespit edildi. Daha sonra sırayla diğer komponentler sisteme eklenerek sistemin tork ihtiyacı ölçüldü. Her ölçümde bir önceki duruma göre sürtünme kaynaklı tork miktarında artış olmaktadır. Bu aradaki fark sisteme eklenen komponentin yarattığı ilave tork ihtiyacıdır. Test düzeneğinde ölçümler yapılırken saçınıklığın engellenmesi için her test koşulu için en az 10 adet olmak üzere testler çoklandırıldı. Tork metre ile sistemin tork ihtiyacını ölçerken sadece sistem sabit devirde dönerken ihtiyaç duyulan tork miktarı güvenilir bir şekilde ölçülebilmektedir. Değişken devirlerdeki tork değerlerinin aynı test sistemi üzerinde ölçülebilmesi için bir “Matlab” programı kullanılarak bir kod yazıldı. Ardından test düzeneği maksimum hıza ulaştığında tahriğin sistemden ayrılması sağlanarak sistem durana kadar açısal hız ölçüldü. Zamanın fonksiyonu olarak ölçülen sistemin açısal hız değerleri ve sistemin atalet özellikleri kullanılarak sisteme etkiyen sürtünme kaynaklı tork değerleri zamanın ve acisal hızın fonksiyonu olarak elde edilmiştir. Bu testler sonucunda özellikle harcanan toplam enerjide yüksek paya sahip olan komponentler üzerinde alternatif değişiklikler yapıldı. Bu değişiklikler ve öneriler harcanan toplam enerji ve sistemin tork ihtiyacını sistematik bir şekilde minimize edimesine imkan tanımaktadır. Sonuç olarak, teknoloji ile gelişmekte olan çamaşır makinası tahrik grubu komponentlerinin ve elektrik motorlarının enerji tüketimini belirlemek ve azaltmak için kullanılacak bir test düzeneği bu tez kapsamında geliştirilmiş ve kullanıma sokulmuştur.

DEVELOPMENT A TEST RIG IN ORDER TO MEASURE THE MECHANICAL DISSIPATION OF TORQUE AND MEASURES

SUMMARY

It is becoming increasingly more important to design washing machines consuming less energy and water. Furthermore, customers are demanding these machines to have more laundry capacity, to be economic and producing less noise. Consequently, washing machine producers are trying to come up with solutions to satisfy customer demands so as to survive in a competitive environment. In order to lessen energy consumption, washing algorithms of programs of washing machines are revised and developed. Therefore, washing programs which are washing garments with consuming less amount of water, in a lower temperature with a prolonged duration are created by algorithmic changes. As a result, nowadays washing machine programs which are washing at the A level by only consuming seventy percent less than A+++ energy level are produced. However, algorithmic revisions could enhance only that much energy saving which are closer to limits and to get more saving, mechanical dissipations of washing machines should be reduced. In order to reduce energy consumption, improvements need to be made specifically on components within the excitation group (seal, ball bearing, electromotor, silencer, drum pattern). There are different variations for each component in the excitation group. It is well known that, it will be too costly to use classical product development methods based on designing, prototyping and testing prototypes for all possible combinations. Therefore, a special test rig is required, which will enable easy assembly and disassembly for electromotor and components within the excitation group. As the test rig needs to represent the dynamics of a washing machine, this test rig needs to be designed using the state-of-the-art design tools such as finite element method. In order to have realistic results, the dynamic behavior of the test rig should be quite similar to the dynamic behavior of the washing machine. Therefore, the fundamental characteristics of a washing machine are identified first using vibration tests. Natural

frequencies of the excitation group (drum, tub, electric motor assembly) are determined experimentally. Then the finite element model of the washing machine is revised to make the natural frequencies predicted by the model as close as possible to the experimental values. Various details in the model of the test rig need to be included in order to bring the dynamic behaviour of the numerical model closer to that of the washing machine. Another criteria during the design of the test rig is that it should allow easy assembly and disassembly of the components as the tests to be done are numerous. The finite element model is used to simulate various possible design options. Various models are created, analysed and the mechanical components of the final design are produced and a test rig is built.

Once the test rig is operational, some preliminary tests are carried out in order to validate the performance of the test rig. To do this, the torque requirement of a washing machine is measured using a torque meter installed on a washing machine first. Then the torque requirements of the test rig are also measured when similar components are used in the test rig. After getting very similar results from washing machine and test rig measurements, more detailed torque measurements using the test rig are carried out so as to establish the amount of torque requirement (or energy consumption) of the individual components of the washing machine. In order to do so, the ball bearing and the drum shaft are assembled first to determine the frictional torque caused by the ball bearings itself in the system. After that, other components are added to the system to measure the amount of additional frictional torque needed in the system.

In other words, as more components are added to the system, the amount of frictional torque is increased relative to the previous case, difference being due to the added component. For each case, the measurements are repeated at least 10 times for averaging purposes. It is shown that the test rig developed is capable of measuring the frictional torque safely at steady state condition at constant speed using the torque meter. However, a special test procedure is developed in this thesis in order to obtain the frictional torque requirement as a function of rotational speed using the same test rig, but without the need for a torque meter. According to this procedure, the system is accelerated to the maximum rotational speed first. Then the belt between the electric motor and the pulley is removed and the rotational speed is measured until the system stops. A code is developed using by Matlab program. Frictional torque is then obtained by processing the angular speed as a function of time and the inertia of system using a Matlab code developed for this purpose. Following such tests, various combinations of components are tested so as to identify their contributions to the energy consumption of the washing machine. These measurements and the resulting

suggestions allow for systematic minimization of the total energy consumption of the machine. The test rig developed in this thesis can also be used for quality control purposes.

1 GİRİŞ

1.1 Giriş

Günümüzde enerji kaynakları azalmaya başlamıştır. Bundan dolayı sürdürülebilir enerji kaynaklarının ve çevre ile dost makinaların önemi gittikçe artmıştır. Bu olguda bilinçlenen tüketici, çamaşır makinası satın alırken seçtiği modelin enerji sınıfına dikkat etmektedir. Çamaşır makinası grubundaki ar-ge çalışanlarına düşen görevlerden biri de makinaların enerji performansı seviyelerini yükseltmektir. Gelişen teknoloji sayesinde çamaşır makinesinin sıkma performansını arttırabilmek için tambur devri 1600 devir/dak açısız hızlara kadar çıkabilmektedir. Fakat yüksek açısız hız; sıkma verimini arttırırken, tahrik grubundaki komponentlerin mekanik enerji kaybının ve hava direncinin de artmasına neden olmaktadır. Enerji verimini sabit tutabilmek veya arttırabilmek için test düzeneğinde yapılan testler sonucu minimum enerji harcayan komponentlerin gruplanması ile oluşan tahrik grubuna sahip çamaşır makinası üretilmesi amaçlanmaktadır.

Bu tez çalışmasında torkmetre ile çamaşır makinasındaki mekanik kayıpların ölçülebileceği test düzeneği tasarlanacaktır. Bu test düzeneği dinamik olarak çamaşır makinasını simule etmelidir. Çamaşır makinası üzerinde yapılan titreşim ölçüm sonuçları ile bilgisayar ortamında hazırlanan test düzeneğinin sonlu elemanlar yönteminden faydalanarak yapılan model analizler sonuçları karşılaştırılıp test düzeneğinin çamaşır makinasını dinamik olarak simule ettiği teyit edilecektir. Bilgisayar ortamında yapılan analizlerin gerçeği yansıtabilmesi ancak test düzeneğinin doğru modellenmesi ve sisteme gelen kuvvetlerin doğru hesaplanması ile gerçekleşir. Modelin doğru kurulduğunu anlayabilmek için bilgisayar ortamındaki analiz ile test düzeneği üzerinde yapılan ölçüm sonuçlarının birbiriyle uyumlu olması gerekir. Bu aşamadan sonra, tork metre cihazının yardımı ile test düzeneği üzerinde farklı komponentlerin farklı versiyonları kullanılarak tork ve enerji kayıpları ölçüldü. Testlerin sağlığı için testlerin çoklandırılması önemlidir. Test düzeneğinde

yapılan çoklu testlerin faydası, enerji sınıfı yüksek çamaşır makinası üretilirken hangi komponentlerin kullanılması gerektiğinin bilinmesini sağlayacak olmasıdır.

1.2 Çamaşır Makinasının Tarihçesi ve Genel Bilgi

Kirli çamaşır, çamaşır makineleri icat edilmediği zamanlarda insanlar için en büyük sorunlardan bir tanesi olmuştur. Kıyafet, örtü ve perde gibi tekstiller kirlendiğinde bakteri ve mikroplardan arındırılması için temizlenmesi gerektiği anlaşılmıştır. Bu yüzden çamaşır makineleri günümüzde insanların ihtiyaç duyduğu araç ve gereçler arasında oldukça önemli bir yere sahip olmuştur.

İlk zamanlarda denizciler; dalgaların ve tuzun aşındırıcı etkisini fark ederek, çamaşırını suyun içine sarkıtıp yıkamanın farkına varmışlardır. Daha sonraki zamanlarda insanlar çamaşırını su kaynaklarına yakın yerlerde yıkamaya başlamışlardır. 1800' lü yıllara kadar kadınlar, kirli çamaşırını akarsu ve göl gibi su kaynakları kenarında zor ve zahmetli bir şekilde yıkamışlar ya da güç gerektiren bu işi para ile başkalarına yaptıрма yoluna gitmişlerdir.

Bu dönemlerde çok kirli çamaşırın iyi bir şekilde yıkanabilmesi için çamaşır gece boyunca su içinde bekletilir ve kirlerin yumuşaması sağlanırdı. Sonrasında ateşte kaynatılan suyun içine atılarak mikroplar yok edilirdi. Sabun ile çitilenecek lekeler çıkartılır ve bol suyla durulanırdı. Yorucu ve uzun süren bu işlemden sonra çamaşır asılarak kurutulması sağlanır, gerektiğinde kömür ile çalışan ütü ile kırışıklıklar giderilirdi. İlerleyen zamanlarda çamaşır yıkamaya yarayan cihazlar da geliştirilmiştir.

Döner tamburlu çamaşır makinesi fikrine ait alınan ilk patent 1782 yılında Henry Sidgier'e verilmiştir. Çamaşır yıkama ile ilgili alınan ilk Amerikan patenti ise 1797 yılında Nathaniel Briggs'e verilmiştir. Söz konusu bu patentin içeriği tam olarak bilinmemektedir. [1]

1906 yılında Alva John Fisher tarafından geliştirilen ilk elektrik motorlu çamaşır makinesi günümüzde kullanılan modern çamaşır makinelerinin temelini oluşturmaktadır. 1911 yılında motor tarafından tahrik edilen delikli tamburu bulunan kazanı metal bir çerçeveye oturtulmuş titreşimli çamaşır makineleri ortaya çıkmıştır.[2]



Şekil 1.1 Çamaşır makinelerinin tarihsel gelişimi [2].

Beatty Brothers of Fergus şirketi (Kanada), dönel karıştırma hareketi yapan krom nikel kaplamalı bakır kazanlı ilk makineyi üretmiştir. Maytag şirketi sonrasında bu teknolojiyi geliştirerek ABD’de uygulamıştır. Bu uygulamalar üstten yüklemeli makinelerin ilk örnekleridir. 1920’lerde Kanada’da üretilen bazı çamaşır makinelerinin elektrikli veya 14 gazlı su ısıtıcıları ile donatıldığı bilinmektedir. 1930’larda su tahliye pompalarının da makinelere eklenmesi ile otomatikleşmeye bir adım daha yaklaşmıştır. 1937 yılında ilk otomatik çamaşır makinesi Bendix şirketi tarafından üretilmiştir. 1940’lı yıllarda uzun ömürlü çelik kazanlı çamaşır makinelerinin üretimi başlamıştır. 1950’li yıllarda birçok Amerikan üretici, çeşitli kazalara neden olan merdaneli sıkma sistemini ortadan kaldıran yeni bir sistem uygulamaya başlamıştır. 1957 yılında General Electrics şirketi, yıkama sıcaklığı ve sıkma devirlerini kullanıcının kontrol edebileceği bir çamaşır makinesi üretmiştir. [1]

Günümüzde kullanımı yaygın olan otomatik çamaşır makinelerinde, çamaşırın türüne ve kir miktarına göre program seçimi ve sıcaklık ayarı gibi işlemleri (yıkama suyu ve deterjanı kendi alır, suyu ısıtır, tambur düzeni ile çamaşır yıkar, durulayıp sıkar) makine kendisi yapar. [3]

1.3 Problem

Günümüz koşullarının yoğun temposunda zamanın önemi tartışılmaz. Çamaşır makinası kullanıcıları, çamaşırılarını yıkadıktan sonra kurutma işlemi için de fazla zaman harcamak istemezler. Bunun için yıkanan çamaşırılarının makinadan daha kuru çıkabilmesi için çamaşır makinasının sıkma performansının da artırılması gerekmektedir. Ar-Ge mühendislerinin bu konuda ilk başvurdukları yöntem ise sıkma devrini arttırmaktır. Sıkma devrinin artması ile mühendisler aynı zamanda birçok problem ile yüzleşmektedir. Yüksek devirlere çıkabilmek için özellikle anlık ivmelerin yüksek olduğu durumlarda yüksek tork ve güç değerlerine gerek vardır. Yüksek devirlerde dengesiz kütlelerin oluşturduğu merkez kaç kuvveti artacağından, tahrik grubundaki komponentlerin neden olduğu sürtünme tork değeri, elektrik motorunun sistemin ivmelenmesi için verdiği tork değerinden fazla olabilir. Bu durumda çamaşır makinası istenilen devre çıkamaz ve çamaşır makinası sıkma fonksiyonunu gerçekleştiremez. Makinayı sıkma devrine çıkarabilmek için sisteme daha fazla güç vererek istenilen devre çıkarılması sağlanabilir, fakat bu da makinanın enerji sınıfının düşmesine sebep olacak ürünün rekabet gücünü azaltacaktır. Bu problemi çözmek için tahrik grubunu oluşturan komponentlerin yarattığı sürtünme torkunun iyi anlaşılması, azaltılması ve optimize edilmesi gerekmektedir. Mevcut bilgi birikimi, sürtünme kayıplarının güvenilir bir şekilde modellenmesine ve bu kayıpların analizlerle hassas olarak belirlenmesine imkan tanımamaktadır. Bu durum, bu tezin yapılma gerekçesini oluşturmaktadır: sürtünme kayıplarının deneysel yöntemlerle belirlenmesi gerekmektedir.

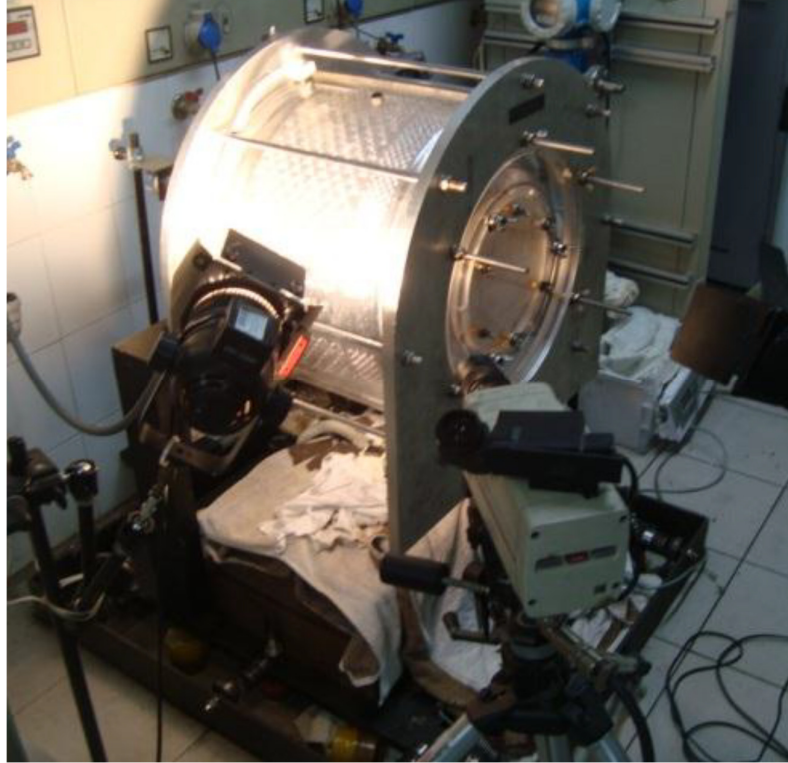
1.4 Literatür Araştırması

Mühendislik biliminde makinalarda titreşim çoğu zaman istenilen bir durum değildir. Yüksek açısız hızlarda çamaşırılarının tambur içerisinde homojen dağılımını sağlamak imkansızdır. Dengesiz kütlelerin yarattığı merkez kaç kuvveti çamaşır makinasını zorlamaktadır. Çamaşır makinasının doğal frekansı ile tahrik edilen frekansın çakışma durumu ise makinanın hareketinin genliklerini arttırmaktadır. Bu yüzden çamaşır makinası test düzeneği tasarlanırken test düzeneğinin doğal frekanları ve sistemde oluşabilecek dengesiz kütle hesapları önceden göz önünde bulundurulup, bu doğrultuda tasarım yapılmalıdır. Rulmanların ve yağ keçelerinin sürtünmeden dolayı

yarattığı enerji kayıplarının belirlenmesi ve ölçülebilmesi için yapılan mevcut çalışmalar ve test düzenekleri literatür araştırması kapsamında incelenmiştir.

1.4.1 Çamaşır makinasını simule eden test düzeneği

2013 yılında yüksek lisans öğrencisi Uğur Macit önden yüklemeli çamaşır makinelerinde, yüksek sıkma devirlerinde su uzaklaştırma performansının iyileştirilmesi konusunda tez çalışması gerçekleştirmiştir. Tez kapsamında çamaşır makinasını simule eden bir test düzeneği hazırlanmıştır.



Şekil 1.2 Uğur Macit'in geliştirdiği test düzeneği [4].

Şekil 1.2'de görülen test düzeneğinin L profilinden saplama vidaları ile yere sabitlenmiştir. Test düzeneğinin doğal frekansı yüksek olduğu için 500 kg ağırlık eklenerek sistemin doğal frekansı düşürülmüştür. Sistemin L profilinin dikey düzlemde olan hareketini engellemek için yay ve kauçuk malzemeler kullanılmıştır. Önden yüklemeli çamaşır makinası tahrik grubu mekanik kayıplarını ölçülmesi tez kapsamında tasarlanan test düzeneğinde sistemin titreşimini engellemek için sistemin yere sabitlenmemesi gerekmektedir. Aksi takdirde yapılan ölçümler çamaşır makinasının dinamiğini yansıtmayacaktır.

1.4.2 Rulman test düzeneği

Dönen makineler yataklanırken genelde rulmanlar kullanılır. Çamaşır makinesi tahrik gurubunda da bilyalı rulmanlar kullanılmaktadır. Literatürde rulmanlar hakkında çeşitli çalışmalar bulmak mümkündür. Rulmanlardaki tork kayıpları, üzerindeki statik ve dinamik yüklerin etkisi sonucu artmaktadır.

28 Ocak 2010 yılında S. P. S. Matharu, S. Sanyal ve D. S. Bal üç arkadaş Department of Mechanical Engineering, National Institute of Technology Raipur'da çok amaçlı verimli ve ucuz olacak şekilde geliştiren, rulman test düzeneğini tasarlamışlardır.[5] Bu test düzeneğinde ki amaçlardan bir tanesi de yağ filmi kalınlığının titreşime olan etkisidir.

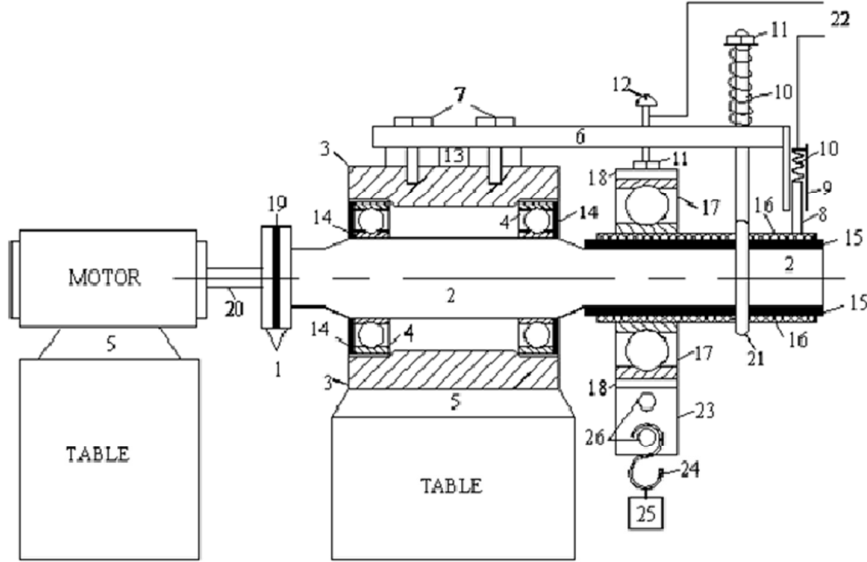


Figure 1. Schematic diagram of rolling element bearing test rig; 1, Coupling; 2, Test rig shaft; 3, Thick mild steel tube; 4, Supporting ball bearings; 5, Supporting stand; 6, Cantilever wooden plate; 7, Bolts; 8, Carbon brush; 9, Brush guide; 10, Helical spring; 11, Nuts; 12, Screw; 13, Spacer washer; 14, Bearing seal; 15, Insulating sleeve; 16, Mild steel sleeve; 17, Test ball bearing; 18, Bearing outer copper sleeve; 19, Rubber pad; 20, Motor shaft; 21, Brass ring; 22, Wires to electrical circuit; 23, Projection on copper sleeve; 24, Steel hook; 25, Suspended weight; 26, Holes for bolts.

Şekil 1.3 Test düzeneği [5].

Yapılan tez çalışmasında rulmana yük olarak doğrudan kuvvet uygulanmıştır. Aynı yöntem çamaşır makinesini temsil eden tork test düzeneğine aktarılacak istendiğinde, yapılan hesaplara göre küçük rulmana 1200 kg'lık kütle asmak gerekmektedir.

Haziran 2010 tarihinde ise Onur Çakmak İstanbul Teknik Üniversitesinde içinde motor ve rulman olan test düzeneği imalatını tez çalışmasında gerçekleştirmiştir. Bu çalışmanın amacı; yeni bir rulmanlı-rotor modeli oluşturmak ve bu sayede bu

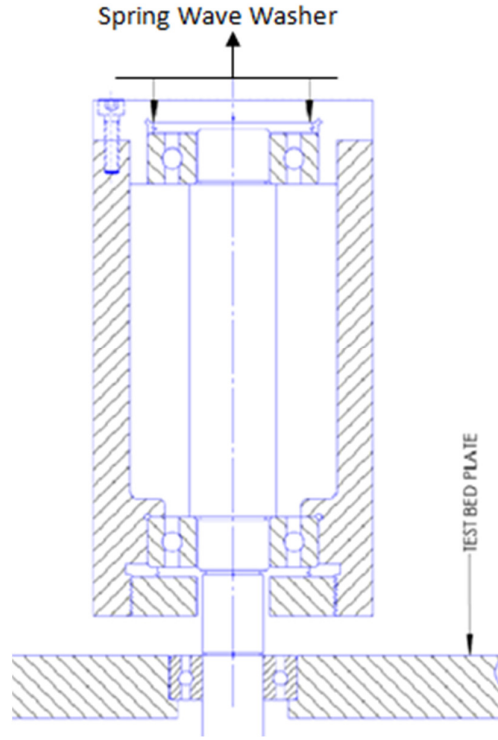
yapıların bir makinanın toplam titreşimleri üzerine etkilerini incelemektir. Değişik hızlara göre değişen rezonans karakterleri de çalışmada başarıyla incelenmiştir.[6]



Şekil 1.4 Onur Çakmak test düzeneği [6].

Şekil 1.4 'de Onur Çakmak'ın hazırlamış olduğu test düzeneği görülmektedir.

10 Temmuz 2006 tarihinde Ahmad Ghanbari ve Sohrab Khanmohamadi birlikte “A New Test Rig For Frictional Torque Measurement In Ball Bearings” adlı makale yayınlamıştır. Bu çalışmada amaç, dönen sistemlerdeki aksel ön yüklemeli açılmalı temalı rulmanların sürtünme torkuna olan etkisini deneysel olarak belirlemektir. Doğru rulmanı seçmek ya da özel bir rulmandan faydalanmak için performans taleplerinin ve çalışma limitlerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu araştırmalar rulmanın etkisinin tasarımına, kalitesine ve montajına bağlı olduğunu göstermektedir. Bu çalışmalar için Şekil 1.5'deki test düzeneği tasarlanmıştır. [7]



Şekil 1.5 Ahmad ghanbari ve sohrab khanmohamadi test düzeneği [7].

Massimo Del Din ve Elisabet Kassfeldt ikisi birlikte *Wear characteristics with mixed lubrication conditions in a full scale journal bearing* adlı makaleyi yayınlamışlardır. Bu makalede, mineral bazlı yağlara göre çevreye adapte edilmiş hidrolik yağlar daha az sürtünme torku oluşturabilir düşüncesi yer almaktadır.[8] Bu düşüncüyü doğrulamak için bu çalışma gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmanın amacı, dönen sistemlerde Çizelge 1.1’de görülen iki farklı yağ karışımının kıyaslanmasının yapılmasıdır.[8] Bu kıyaslama yapılırken çalışma koşulları olarak milin hızı (100,10 rpm), ortam sıcaklığı (+70 C ve 25 C derece) ve kirlilik durumuna göre test koşulları hazırlanıp; bu durumlar için testler ve ölçümler yapılmıştır. Yağ kalınlığını ölçmek, bu test düzeneğinde mümkün olmadığından dolayı sadece sürtünme torku ve kütle kaybı (aşınma) ölçülmüştür.

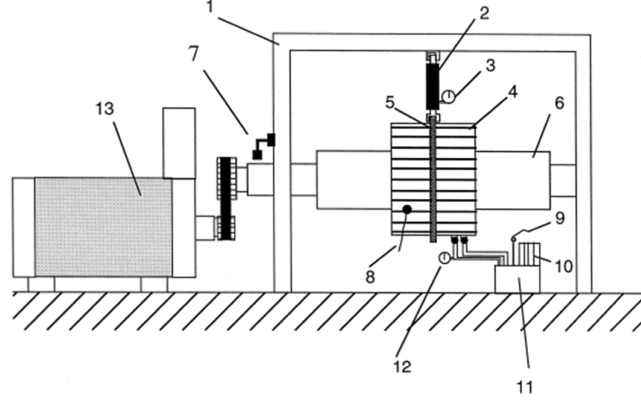
Çizelge 1.1 Test edilen yağların tipi [8].

Physical properties for test oils		
Notation	A	B
Base oil	Mineral	Rape seed-synth. ester
Viscosity + 25°C [mPas]	52	65
Viscosity + 70°C [mPas]	9	15
Viscosity index	101	213
Density + 15°C [kg/m ³]	874	928

Çizelge 1.2 Test edilen yağların fiziksel özellikleri [8].

#	Oil	T [°C]	n [rpm]	Debr.	Visc. [mPas]	e	h_{\min} [μm]	R_a [μm]	λ	m_{loss} [g]	$K \cdot 10^{-7}$	M_f [Nm]
1	A	+70	100	-	9	0.975	3.5	0.374	6.4	0.09	4.7	176
2	A	+25	100	-	52	0.880	16.8	0.496	26.4	0.02	1.0	271
3	A	+25	10	-	52	0.985	2.1	0.504	3.3	0.07	36.3	200
4	A	+70	10	-	9	0.997	0.4	0.481	0.6	1.13	586.2	205
5	B	+70	100	-	15	0.952	6.7	0.511	10.3	0.00	0	181
6	B	+25	100	-	65	0.852	20.7	0.504	32.2	0.00	0	123
7	B	+25	10	-	65	0.981	2.7	0.328	5.2	0.02	10.4	85
8	B	+70	10	-	15	0.994	0.8	0.359	1.5	0.13	67.4	160
9	B	+25	100	+	65	0.852	20.7	0.711	25.4	0.21	10.8	215
10	B	+70	100	+	15	0.952	6.7	0.862	7.1	0.04	2.1	215
11	B	+25	10	+	65	0.981	2.7	0.267	5.6	0.57	295.7	184
12	B	+70	10	+	15	0.994	0.8	0.259	1.7	0.00	0	297
13	A	+25	100	+	52	0.880	16.8	0.458	27.6	2.25	116.7	200
14	A	+70	100	+	9	0.975	3.5	0.389	6.3	0.84	43.6	190
15	A	+25	10	+	52	0.985	2.1	0.198	4.7	1.88	975.2	172
16	A	+70	10	+	9	0.997	0.4	0.114	1.0	0.21	108.9	374
17	B	+40	100	+	36	0.920	11.2	0.711	13.7	0.01	0.5	246
18	B	+40	10	+	36	0.989	1.54	0.473	2.5	0.19	98.5	139
19	B	+25	100	-	65	0.852	20.7	0.427	35.4	0.00	0	188
20	A	+25	100	+	52	0.880	16.8	0.603	23.2	-	-	262
21	A	+25	10	+	52	0.985	2.1	0.298	4.2	0.96	498.0	146
22	A	+70	100	+	9	0.975	3.5	0.359	6.5	0.86	44.6	270
23	A	+25	100	+	52	0.880	16.8	1.12	14.1	2.34	121.4	276

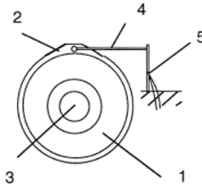
T = Oil temperature; h_{\min} = Minimum film thickness; m_{loss} = Weight loss of liner; n = Shaft speed; R_a = Surface roughness; K = Coefficient of wear; e = eccentricity; λ = Film thickness parameter; M_f = Friction torque.



- | | |
|-----------------------|----------------------------|
| 1. Frame | 8. Temperature gauge liner |
| 2. Hydraulic cylinder | 9. Temperature gauge oil |
| 3. Manometer | 10. Pump |
| 4. Bearing housing | 11. Tank |
| 5. Steel ring | 12. Manometer |
| 6. Shaft | 13. Motor with fan |
| 7. Tachometer | |

Şekil 1.6 Massimo Del Din ve Elisabet Kassfeldt test düzeneği [8].

Şekil 1.6'da şematik olarak gösterilen test düzeneği 4 ana parçadan oluşmaktadır. Bunlar; kafes, iki tane yivli mil kovani, şaft ve elektrik motorudur. Kafes sistemi profillerin kaynakla birleştirilmesi sonucu imal edilmiştir. Şaft iki tane oynak makaralı rulman kullanılarak kafese yataklanmıştır. Kayış kasnak sistemi kullanılarak mil elektrik motoru tarafından tahrik edilmektedir. Test edilcek rulman, milin orta kısmında yataklanmıştır. Üzerine yük, hidrolik silindir ile uygulanmaktadır. Rulman yuvasının üzerinde çelik halka bulunmaktadır. Bu çelik halka üzerinde bulunan strain gaugeler kullanılarak sürtünme torku ölçülmüştür. Şekil 1. 7'de tork test ölçüm ekipmanı şematik gösterilmiştir.



- | | |
|--------------------|-----------------|
| 1. Bearing housing | 4. Lever |
| 2. Steel ring | 5. Strain gauge |
| 3. Shaft | |

Şekil 1.7 Tork ölçüm ekipmanı [8].

Yağ, rulmana tanktan pompa ile aktarılmaktadır. Yağın sıcaklığı elektrikli sıcak yüzey ile ayarlanır. Rulman, montajındaki standartlara göre yağ filtrelerinden geçirilerek temizliği sağlanmaktadır. Test düzeneğindeki milin hızı, Şekil 1.6'da gösterilen 7 numaralı parça olan takometre ile ölçülmektedir. Çalışma koşulu ve yapılan test koşulları çizelge 1.3'deki gibi planlanmıştır.

Çizelge 1.3 Test koşulları [8].

Test Koşulu	Devir [rpm]	Yağ Sıcaklığı [°C]	Çalışma Saati[h]	Yük [KN]	Yağ Kirliliği
1	100	70	48	35	Kirli
2	100	25	48	35	Kirli
3	10	70	48	35	Kirli
4	10	25	48	35	Kirli
5	100	70	48	35	Temiz
6	100	25	48	35	Temiz
7	10	70	48	35	Temiz
8	10	25	48	35	Temiz

Bu test koşulları A ve B yağları için gerçekleştirilmiştir. A ve B yağlarının sürtünme torkuna ve kütle kaybına olan etkileri belirlenmiştir. Çalışma koşulunda mil hızı olarak düşük devirlere odaklanılmıştır.[8]

Kirletilmiş yağ için ölçüm Şekil 1.8'de belirtilmektedir.

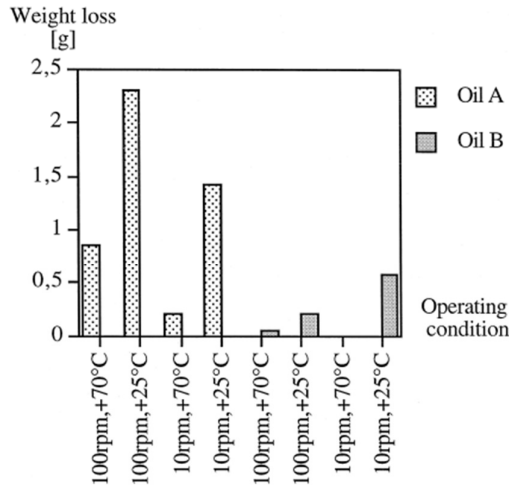


Fig. 4. Weight loss vs. operating condition for contaminated oil.

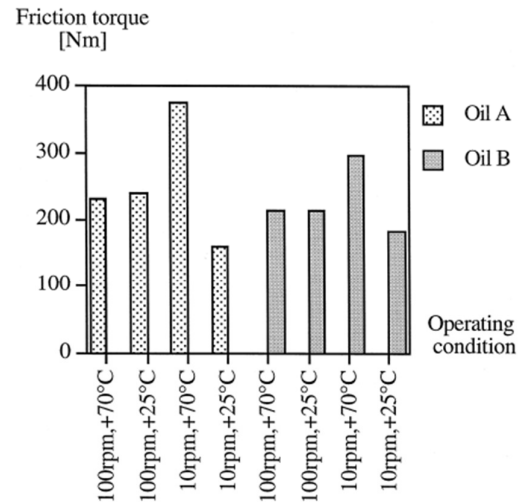


Fig. 6. Friction torque vs. operating condition for contaminated oil.

Şekil 1.8 Kirli yağ için sürtünme torku ve kütle kaybı grafikleri [8].

Temiz filtreden geçen yağ için ölçüm sonuçları Şekil 1.9'da görülmektedir.

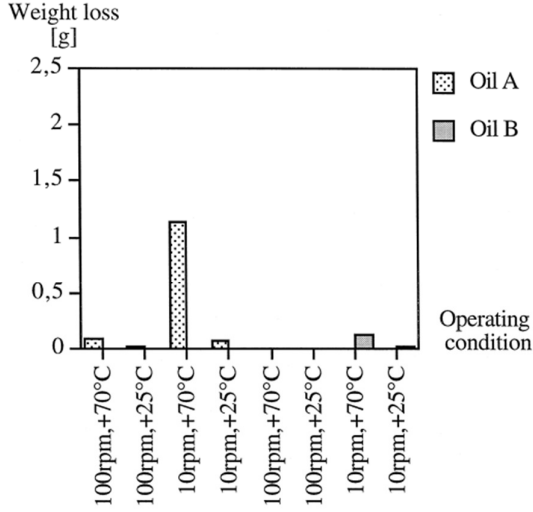


Fig. 3. Weight loss vs. operating condition for uncontaminated oil.

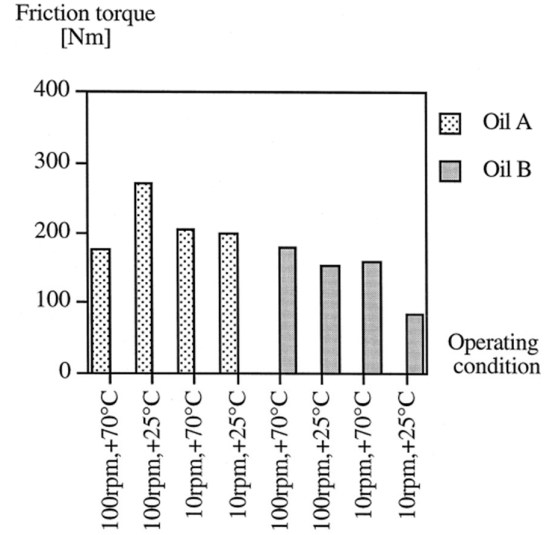
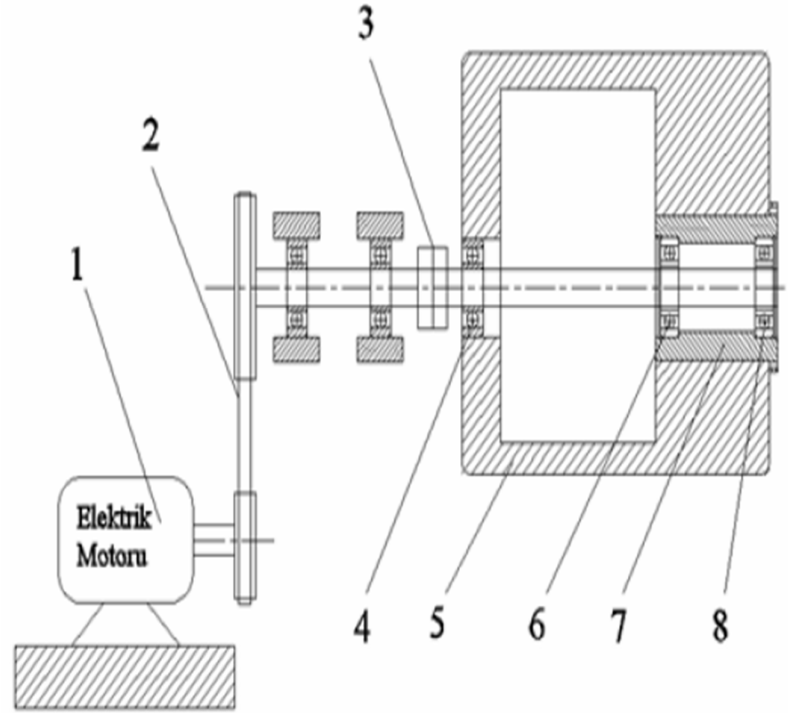


Fig. 5. Friction torque vs. operating condition for uncontaminated oil.

Şekil 1.9 Temiz yağ için sürtünme torku ve kütle kaybı grafikleri [8].

Sonuçlar, B tipi yağın sürtünme torku ve kütle kaybı açısından daha verimli ve çevreci bir yağ olduğunu göstermektedir.

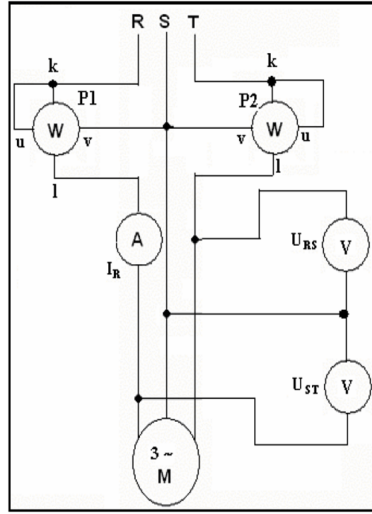
2006 Yılında Aslı Uysal tek sıra sabit rulmanlı yataklarda sürtünme kaybının deneysel olarak incelenmesi adlı tez çalışmasını gerçekleştirmiştir.[9] Yapılan bu tez çalışmasında, farklı sıklık değerlerinde yataklanan tek sıra sabit rulmanlardaki sürtünmeden kaynaklanan kayıplar ve sıcaklık artışları deneysel olarak incelenmiştir. Çalışmada deney numunesi olarak 6206 seri no lu rulmanlar kullanılmıştır. Deneyler bu çalışma için özel hazırlanmış deney setinde gerçekleştirilmiştir. Güç kaybı ölçümleri motordan çekilen akım değerinin tespitiyle yapılmıştır. Sıcaklık ölçümleri rulmanların dış bilezikleri üzerinden termokupul yardımıyla ölçülmüştür. Rulmanlarda sürtünmeden dolayı meydana gelen güç kaybının ölçümlerin yapılabilmesi için S.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü atölyesinde deney düzenegi hazırlanmıştır. Şekil 1.10'da sematik çizimi verilen bu deney seti esas olarak 1 nolu elektrik motoru ile 5 nolu redüktörden oluşmaktadır. Deney setinde kullanılan elektrik motoru 7,5 kW güç ve 1450 d/dak devir sayısına sahiptir. Elektrik motoru ile redüktör arasında kullanılan kayış kasnak mekanizmasının çevrim oranı ise 2' dir. [9]



1	Elektrik motoru (7,5 kW; 1450 d/dak)
2	Kayış kasnak mekanizması (i: 2)
3	Kaplin
4	Rulman
5	Redüktör
6	Test rulmanı
7	Kovan
8	Test rulmanı

Şekil 1.10 Test düzeneği şematik gösterimi [9].

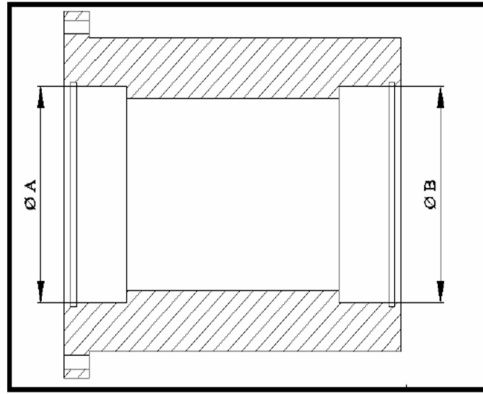
Ölçüm için kullanılan aром bağlantı devresinde iki wattmetre, bir ampermetre ve iki adette voltmetre bulunmaktadır. Devre şeması Şekil 1.11’ de verilmiştir. İki wattmetre metodu, dengeli üçgen veya yıldız bağlı yüklerde ve üç hatlı sistemlerde kullanılan metottur. İki wattmetrenin üç fazlı sisteme bağlantısı şekil 1.11’de gösterilmiştir.



Şekil 1.11 Arom bağlantısı [9].

Görüldüğü gibi üç fazlı sistemdeki toplam güç iki wattmetrede okunan güçlerin cebrik toplamına esittir.

Bu test sisteminde rulman tipi sabit fakat sıklığı değişken olacağından farklı sıklık sağlayacak farklı rulman yuvaları kullanılmalıdır. Bunun içinde kaset sistemine benzer kovan tasarımı gerçekleştirilmiştir.



Şekil 1.12 Deneylerde kullanılan kovan tasarımı [9].

Testlerde karşılaştırma amaçlı 6 adet kovanın ölçüleri çizelge 1.4 'de gösterilmiştir. Elde edilen değerlerle grafikler oluşturulmuştur. Alınan sonuçlara göre sıklık değerinin artmasıyla çekilen gücün ve rulman üzerindeki sıcaklığın arttığı gözlenmiştir.

Çizelge 1.4 Kovan ölçüleri [9].

Kovan No	A Yatağı Çapı (mm)	B Yatağı Çapı (mm)
1	62.000	62.000
2	61,998	61,998
3	61,996	61,996
4	61,994	61,994
5	61,992	61,992
6	61,99	61,99

Luc Houpert 1999 yılında yaptığı çalışmalarda dönme sürtünme momentini

$$M_r = 7.48 \cdot 10^{-7} \left(\frac{d}{2}\right)^{0.33} Q^{1.33} [1 - 3.519 \cdot 10^{-3} (k - 1)^{0.806}] \quad (1.1)$$

formülü belirlemiştir. Burada $k = R_y/R_x$, R_y ve R_x bilyaların dönme doğrultusu ve dönme yolu boyunca bilyaların eğrilik yarıçaplarına denktir. Bu formülde görüldüğü üzere sürtünme momenti sadece yüke ve geometriye bağlıdır. Sürtünme torkuna spin ve jiroskopik etkiler dahil edilmemiştir. Bu etkiler dahil edildiğinde

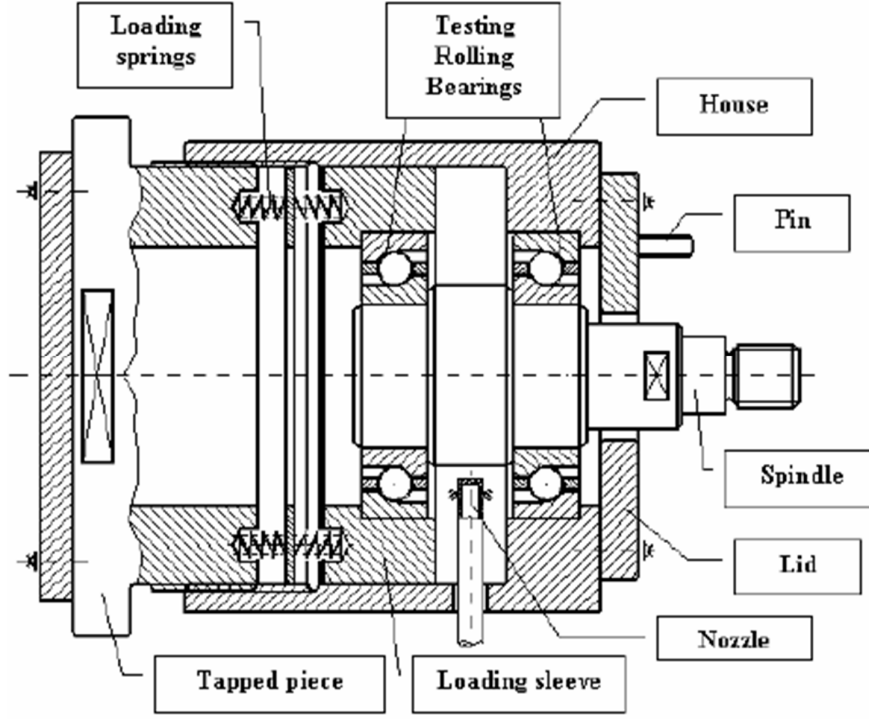
$$M_c = 0.08 \mu_s \frac{Q a_c^2}{R_d} \quad (1.2)$$

μ_s sürtünme katsayısıdır. Bu kat sayısı yağın tipine miktarına göre değişir. R_d deforme olan temas yüzeyinin yarı çapıdır. a_c kontak bölgesinin en büyük yarı eksenidir. [10]

Sonuç olarak yuvarlanma momenti (M_{rol});

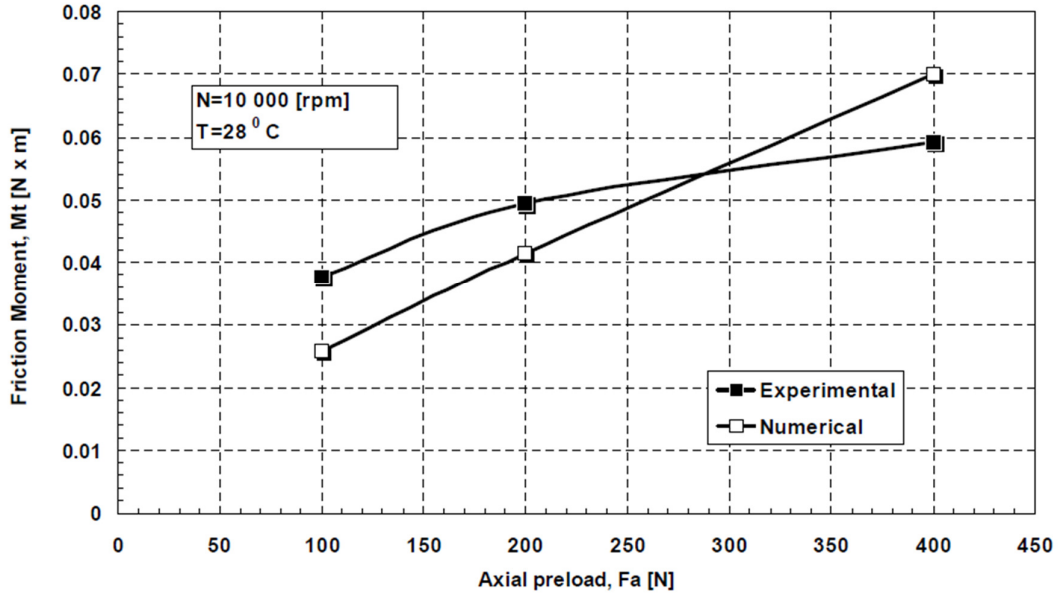
$$M_{rol} = M_c + M_r \quad (1.3)$$

Viorel PALEU ve Daniel NELIAS kerosene yağının hibrid bilyalı rulmanlarda kullanımı üzerine çalışmışlardır. Rulmanlar silisyum nitrit toplara sahiptir ve kerosen yağı kullanılmıştır. Rulmanlardaki sürtünme torkunu ölçebilmek için test düzeneği kurulmuştur. [11]

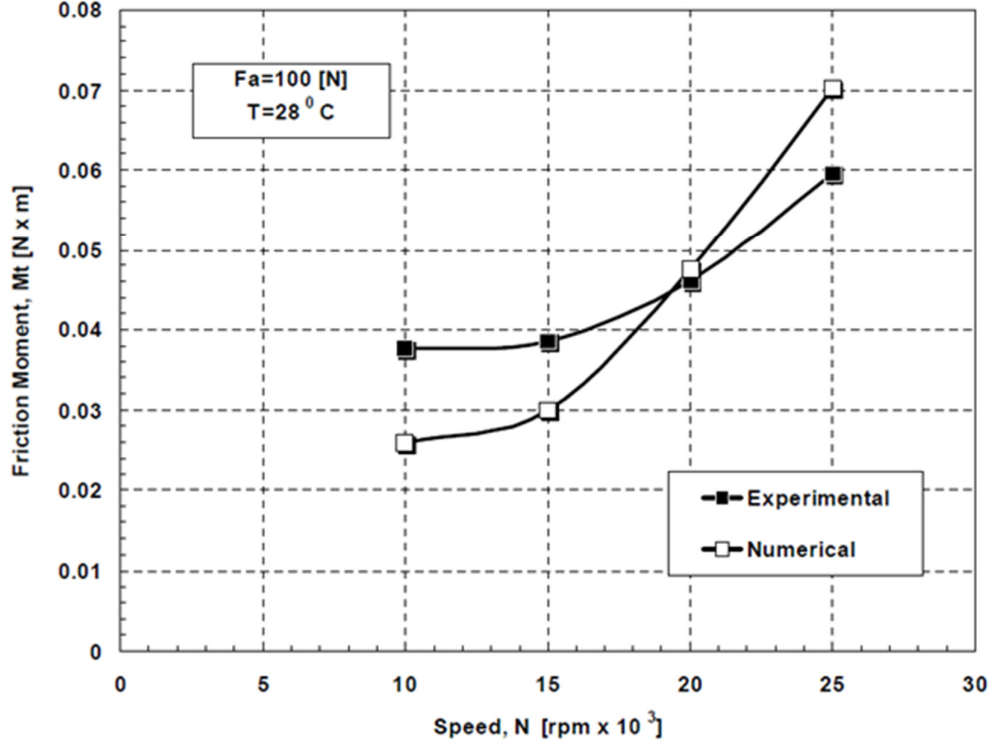


Şekil 1.13 Viorel PALEU ve Daniel NELIAS test düzeneği [11].

Teorik hesapla test düzeneğindeki ölçümler Şekil 1.14 ve Şekil 1.15’de birbirleri ile karşılaştırılmıştır.



Şekil 1.14 Ön yükleme tork grafiği [11].



Şekil 1.14 Viorel PALEU ve Daniel NELIAS test düzeneği [11].

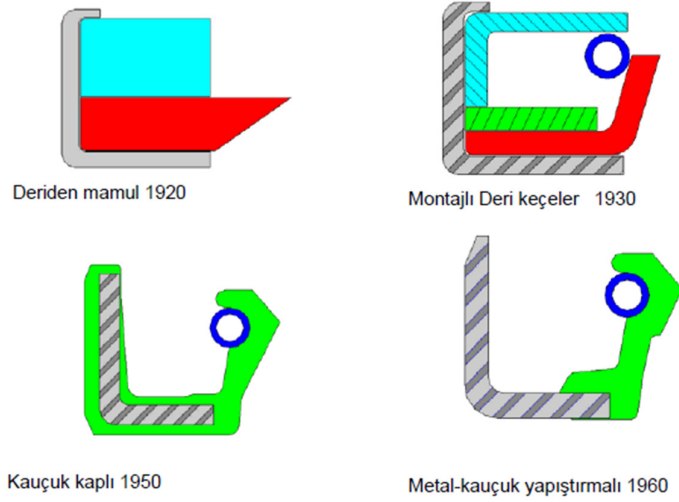
1.4.3 Yağ keçeleri

Çamaşır makinasındaki rulmanları, sıvı ve tozdan korumak için farklı tiplerde yağ keçeleri kullanılmaktadır. Yağ keçelerinin montajı ve mile uyguladığı radyal yükler hakkında literatürde çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Tokez firmasına ait olan kataloglarda bu konuyla ilgili çalışmalar mevcuttur.

18.yüzyıldaki endüstri devrimine kadar basit bir deri parçasının aksa sarılmasından ibaret olan sistem, salmastra şeklinde 19. yüzyıl başlarına kadar kullanılmış; mil hızının ve çalışma sıcaklıklarının artması ile 1927 yılında deriden mamul yağ keçeleri bulunmuştur. Mil salgılarına uyumlu olan bu sistem çakma kolaylığı ve kompakt olması nedeniyle oldukça tutulmuşsa da bu dizaynda en büyük değişim 1934 yıllarında derinin bir saç içinde sıkıştırılıp yay ilave edilmesi ile sağlanan devamlı yük ile sızdırmazlığı sağlamak olmuştur [26]. 1925'li yıllarda radyal yağ keçeleri geliştirilmiştir. O yıllarda makine ve otomotiv endüstrisi teknik proseslerde ihtiyaç vardı. Radyal yağ keçelerini günümüzde gelişimi devam etmektedir.

Gres sızdırmazlığı, yerini yağ sızdırmazlığına bırakması ile 1930'lu yılların sonunda Almanya'da ilk sentetik kauçuktan mamul yağ keçeleri kullanılmaya başlanmıştır.

1945'lerde kauçuğun saça yapıştırılması işlemi bulunan yeni kimyasallar ile daha da kolaylaşmış ve montajlı keçelerin yerini almıştır. Bulunan yeni sentetik kauçuklara ilave olarak yapılarındaki değişikliklerle yüzlerce çeşidi olan yağ keçeleri en önemli sızdırmazlık elamanlarından biridir. Şekil 1.15'de yağ keçelerinin gelişimi gösterilmiştir.

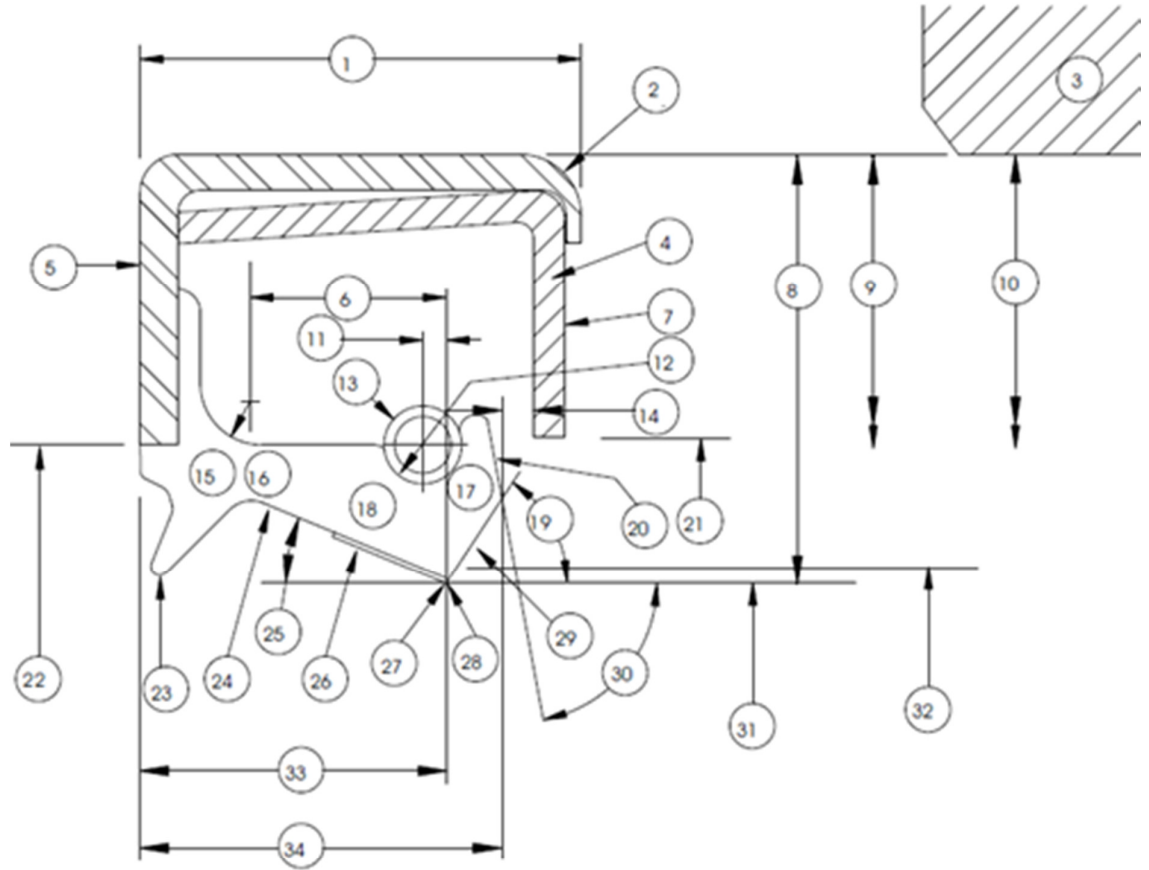


Şekil 1.15 Yağ keçelerinin tarihçesi [26].

Yağ keçelerinden iki temel fonksiyonu yerine getirmeleri beklenir.

Statik Sızdırmazlık : Keçe dış çapı statik olan yuvaya temas etmektedir. Sızdırmazlığın sağlanabilmesi için keçenin dış çapının yuvanın çapından büyük olması gerekir.

Dinamik Sızdırmazlık : Keçe dudağı ile dönen mil arasındaki dinamik (hareketli) sızdırmazlığı sağlamak için keçe üretilirken belli oranda küçük üretilen keçe dudağı , takılan yay ilavesi ile ,mili belli bir oranda sıkar. Toplam sıkılık sızdırmazlığı sağlayan radyal kuvveti oluşturur. Mile uygulanan basınç, değişik firmalar tarafından üretilen keçeler için de farklılık gösterse de yağ kaçağını önleyecek kadar yüksek, mili aşındırmayacak kadar düşük olmalıdır. Bu dengeyi etkileyen faktörler keçenin içindeki yayın katsayısı, radyal kuvvet ve mil keçe grubunun toleranslarıdır.



- | | |
|--------------------------|------------------------------------|
| 1 KEÇE GENİSLİĞİ | 18 MANSET |
| 2 DİS MUHAFAZA | 19 DUDAK İÇ AÇISI |
| 3 YUVA | 20 YAY TUTUCU DUDAK YÜZEYİ |
| 4 İÇ MUHAFAZA | 21 İÇ MUHAFAZA DELİK ÇAPI |
| 5 DİS YÜZEYİ | 22 DİS MUHAFAZA DELİK ÇAPI |
| 6 DUDAK UZUNLUĞU | 23 TOZ DUDAGI |
| 7 İÇ YÜZEYİ | 24 DUDAK DİS YÜZEYİ |
| 8 KEÇE KALINLIĞI | 25 DUDAK DİS AÇISI |
| 9 KEÇE DİS ÇAPİ | 26 KIRS (YALNIZ DİNAMİK KEÇELERDE) |
| 10 YUVA ÇAPİ | 27 TEMAS HATTI |
| 11 YAY EKSENEL POZİSYONU | 28 STATİK DUDAK |
| 12 YAY YUVASI | 29 DUDAK İÇ YÜZEYİ |
| 13 YAY | 30 YAY KORUMA DUDAK YÜZEYİ |
| 14 EKSENEL AÇIKLIK | 31 DUDAK İÇ ÇAPİ (YAYLI) |
| 15 TOPUK KİSMİ | 32 DUDAK İÇ ÇAPİ (YAYSIZ) |
| 16 ESNEME BÖLGESİ | 33 TEMAS HATTI YÜKSEKLİĞİ |
| 17 YAY KORUMA DUDAGI | 34 DUDAK YÜKSEKLİĞİ |

Şekil 1.16 İki dudaklı keçenin şematik gösterimi [26].

Keçenin hem dinamik hem de statik sızdırmazlığı sağlamak için Şekil 1.16'daki ölçülerin değerleri standartlara uygun olmalıdır. Keçe üretimi yapılırken aşağıda tabloda verilen standartlara [12] uygun olması gerekmektedir.

Çizelge 1.5 Keçe tolerans standartları.

Keçe Genisliği	Tolerans		Keçe İç Çapı Mil	Tolerans
10 mm'den küçük	±0.30		100 mm'den küçük	±0.50
10 mm'den büyük	±0.40		100 - 150	±0.65
			150 - 200	±0.75
Keçe Dış Çapı	Dışı Kauçuk Kaplı		Ovallık	Dışı Metal
	Düz Tip A	Oluklu (Tip G)		
50'den küçük	0.30	0.40	0.25	0.20
	0.15	0.20		0.10
50-80	0.35	0.45	0.35	0.23
	0.20	0.25		0.13
80-120	0.35	0.45	0.50	0.25
	0.20	0.25		0.15
120-180	0.45	0.60	0.65	0.35
	0.25	0.30		0.23

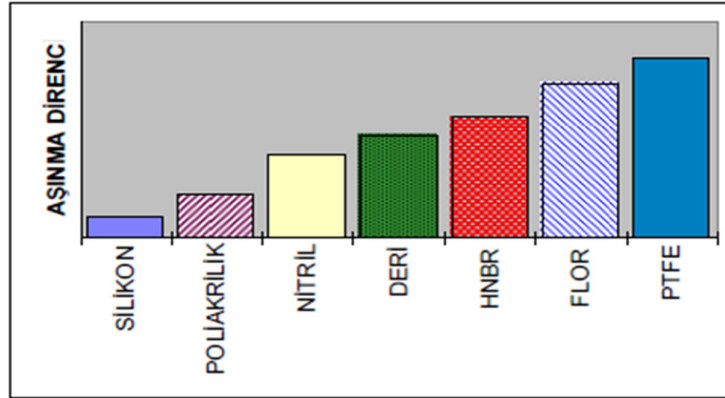
Çizelge 1.5'de keçe tolerans değerleri verilmiştir. Çizelge 1.5'deki değerlere ek olarak yağ keçesi dudağının yüzey kalitesi $Rz = 1$ ile $4 \mu m$ $Ra = 0.20$ ile $0.8 \mu m$ $R_{maks} = 6.3 \mu m$ olmalıdır. Burada Ra ortalama pürüzlülük değeri, Rz orta nokta yüksekliği R_{maks} maksimum pürüzlülük değeridir. Temas bölgesinde torna veya taşlama izleri kesinlikle olmamalıdır. Yüksek devirdeki hızlarda kullanılan keçeler için yüzey sertliği 55 HRC ve sertleştirme derinliği en az 0.3 mm olmalıdır. Sızdırmazlık keçesinin kullanılacağı mil Çapı çizelge 1.6'daki toleranslara göre imal edilmelidir. Keçenin montajının düzgün olması için milin uçlarına pah kırılması yada yuvarlatılması önerilmektedir.

Çizelge 1.6 Mil çapı toleransı [12].

Mil Çapı	Tolerans
1.3 - 3 dahil	+0.00 - 0.06
3 - 6 dahil	+0.00 - 0.075
6 - 10 dahil	+ 0.00 - 0.09
10 - 18 dahil	+ 0.00 - 0.11
18 - 30 dahil	+ 0.00 - 0.13
30 - 50 dahil	+ 0.00 - 0.16
50 - 80 dahil	+ 0.00 - 0.19
80 - 120 dahil	+ 0.00 - 0.22

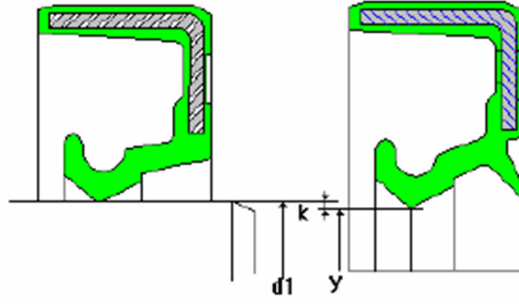
Mil dış çapı 30-40 mm arasında olan millerin ucuna 1,5 mm yarı çapında yuvarlatılma yapılması önerilmektedir. Keçe yuvasının yüzey kaliteside $Ra=3,2 \mu\text{m}$, $R_{\text{max}}=12,5 \mu\text{m}$ olarak verilmistir. Tolerans değeri ise $+0.054 \text{ mm}$ 'dir. [12]

Keçe temas yüzeyine gelen radyal yükün şiddeti arttıkça keçenin aşınma miktarı artacaktır. Aşınma keçenin malzemesi ile doğrudan ilişkilidir .



Şekil 1.17 Keçe malzemelerinin aşınma direnci [26].

Şekil 1.17'e göre PTFE aşınma miktarı en az silikon ise aşınma miktarı en fazla olan maddedir. Radyal Kuvvet keçe seçimi ve montajında en önemli parametrelerden biridir. Şekil 1.18 'de belirtilen d_1 mil çapı, y ise yaylı dudak çapıdır. Keçe mile geçirilirken k değeri kadar genişleyip mile geçer ve mile baskı uygular. Mil çevresinden merkeze doğru dudağın yaptığı etkinin toplamına radyal kuvvet denir.



Şekil 1.18 Keçe ve mil ölçüleri [26].

Radyal kuvvetin keçenin mile temas ettiği yüzeye bölünürse radyal basınç elde edilir.[26]

$$Pr = \frac{Fr}{d1x\pi h} \quad (\text{N/m}) \quad (1.4)$$

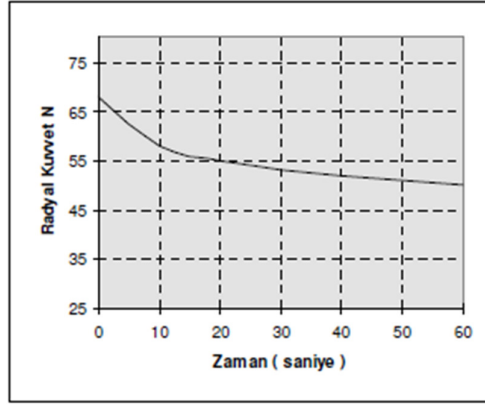
Bu formüle yay kuvveti ve malzeme elastikiyet modülünde ilave edilirse

$$Pr = kxExs + \frac{Fy}{d1x\pi} \quad (\text{N/m}) \quad (1.5)$$

$$[Pr - (kxExs)]x d1 x \pi = Fy \quad (\text{N/m}) \quad (1.6)$$

Burada s şekil faktörüdür Fy yayın radyal yüküdür E ise elastomer malzemenin elastikiyet modülüdür.

Zaman içerisinde çalışma şartları ve keçenin tipine göre radyal kuvvet azalacaktır. Bunun nedeni sıcaklık ile oluşan aşınma ,elastomer malzemelerde dinlenmenin olması ve elastomerlerin belli bir sıvıyı emerek doyma noktalarına kadar şişmeleri sonucunda radyal kuvvette azalma gerçekleşir. Örnek olarak, Şekil 1.30'da görüldüğü gibi çalışma başlangıcından ilk 10 saniye sonra radyal kuvvet yaklaşık % 20 azalabilmektedir [26]. Yay olmadığı takdirde keçede oluşan radyal kuvvetin zamanla azalışı Şekil 1.19'a göre daha fazladır. Bu yüzden çamaşır makinası gibi uzun süre çalışacak ortamlarda radyal kuvvet yay kuvveti ile desteklenmesi gerekmektedir.

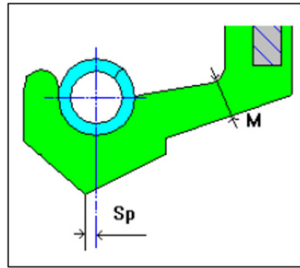


Şekil 1.19 Radyal kuvvetin zamana göre değişimi.

Radyal yük en basit şekilde,

$$F_r = F_y + F_d \quad (1.7)$$

İfade edilir. Burada F_y yayın radyal ve F_d ise dudağın oluşturduğu radyal kuvvettir. Keçe tasarımında radyal yükün keçe dudağının üzerinde düzgün dağılmasını Şekil 1.20'deki M ve S_p ölçülerinin değerleri etkiler.



Şekil 1.20 Yay aksel pozisyonu.[26]

Keçenin yarattığı sürtünme torkunu (momentini) aşağıdaki denklemden elde edebiliriz

$$T_{keçe} = D_1 \times F_s \quad (1.8)$$

$$F_s = F_n \times \mu \quad (1.9)$$

μ = Sürtünme katsayısı

F_n = Normal Kuvvet

F_s = Keçenin oluşturduğu teğetsel sürtünme kuvveti

Burada $T_{keçe}$ keçenin oluşturduğu dönme sürtünme momentidir.

D1= Mil yarı çapı

Fr = Keçenin oluşturduğu radyal kuvvettir.

Torku azaltmak için keçenin oluşturduğu teğetsel sürtünme kuvvetini azaltmak gerekmektedir. Bunun içinse basıncı azaltmak gerekmektedir. Dr.-Ing Eberhard Bock, Dipl.-Ing. Rolf Vogt ve Dipl.-Ing. Peter Schreiner, hidrolikpompa ve motorlarda sızdırmazlık için yeni radyal mil keçeleri geliştirmiştir. Radyal dudak geometrilerinde yapılan değişimler ile daha etkin yağlama sağlanmış ve keçenin ömrü arttırılmıştır. Sızdırmazlık dudağının esnekliği arttırılarak temas bandı üzerindeki basınç azaltılmıştır [13].

James Walker, Philip Embury ve James Armour yaptıkları çalışmada, ağır çalışma koşullarında dönel sızdırmazlık elemanlarının performansına elastomer malzemenin etkilerini araştırmışlardır [14]. Nitril (NBR), florakarbon (FKM) ve hidrojen nitril (HNBR) malzemeleri kullanılarak aşınma direnci, ısı iletkenlik, sürtünme katsayısı değerleri ölçülmüş daha sonrada dudaktaki aşınma ve çatlaklar incelenmiştir. Denejde sistemin basıncı 0,05 bar olarak ayarlanmıştır ve 330 mm çaplı paslanmaz çelik bir mil döndürülmüştür. Sonuç olarak FKM de dudakta hiç çatlak görülmemişken, NBR'de HNBR'ye göre daha fazla çatlak olduğu görülmüştür. En fazla sızdırmazlık NBR de en az sızdırmazlık ise HNBR de tespit edilmiştir.

Richard F. Salant ve Dawei Shen, radyal dudaklı keçelerin davranışına mil yüzey pürüzlülüğünün hidrodinamik etkilerini araştırmışlardır [15,16]. Teorik olarak hidrodinamik ve elastohidrodinamik analizler sonucunda , yüzey pürüzlülüğünün dudaklı keçelerin performansını önemli derecede etkilediği görülmüştür. Pürüzlülüklerin, ortalama film kalınlığına, yük taşıma kabiliyetine ve pompalama etkisinin artmasına neden olduğu, bu çalışmalar sonucunda ortaya çıkmıştır.

Yakut Kerküklü (2008), farklı malzemelerden yapılmış radyal dudaklı keçelerin performansına, yüzey pürüzlülük değerlerinin etkilerini araştırmıştır. Bu amaçla bir deney düzeneği hazırlanmış ve çalışmalar yapılmıştır [17]. Deneysel çalışmanın yapılacağı düzenekte tahrik elemanı olarak, dönme hızı 8000 rpm'e kadar çıkabilen bir motor kullanılmıştır. Keçelerin çalışma sırasında meydana gelen yağ kaçağı hassas bir terazi kullanılarak ölçülmüştür. Ayrıca keçelerden alınan numunelerin yüzey filmleri optik mikroskop kullanılarak çekilmiştir. Takdim edilen bu çalışmada kesin yargıya varılacak sonuçlar elde edilememiştir.

Keçe sıcaklığının rejim haline gelinceye kadarki çalışması sonucunda kaba pürüzlü disklerle çalışan florokarbon keçede yağ kaçağı gözlenirken, soldan taşlanmış aynı pürüzlülük değerindeki disk için yağ kaçağı gözlenememiştir. Burada pürüz yönlenmesiyle mikro pompalama etkisinden söz edilebilir. 22 saatlik çalışma sonucunda da soldan taşlanmış disklerle çalışan nitril, florokarbon ve silikon keçelerde soldan taşlanmış disklerle çalışan keçeler kıyaslandığında sağdan pürüzlü disklerle çalışan keçelerde mikro pompalama etkisinin fazla olduğu söylenebilir [18].

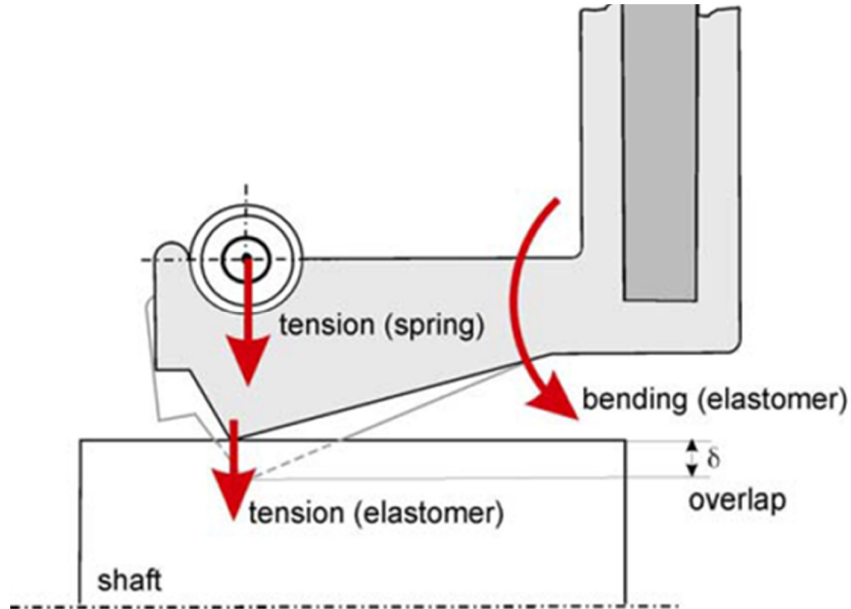
Yağ keçeleri elastomer malzemeden yapıldığı için radyal kuvvet sabit değildir. Zamanla değişkenlik gösterir. Radyal kuvvet çalışma koşuluna göre değişkenlik gösterir ve bu yüzden genel bir formülle radyal kuvveti tahmin etmek zordur [18].

Radyal kuvvet şekil 1.21'deki 3 farklı etki nedeni ile oluşan kuvvetlerin toplamına eşittir [19].

Yayın yarattığı gerilim radyal basınca etkileyen faktörlerden bir tanesidir. Yaya 2,5 N'luk ön yükleme yapılmıştır. Yayın katsayısı $K = 0.1 \text{ N/mm}$ 'dir. Yayın toplam radyal basınca etkisi oda sıcaklığında % 50'dir. Elastomerin yarattığı gerilimin radyal basınca etkisi oda sıcaklığında yaklaşık % 40'dır.

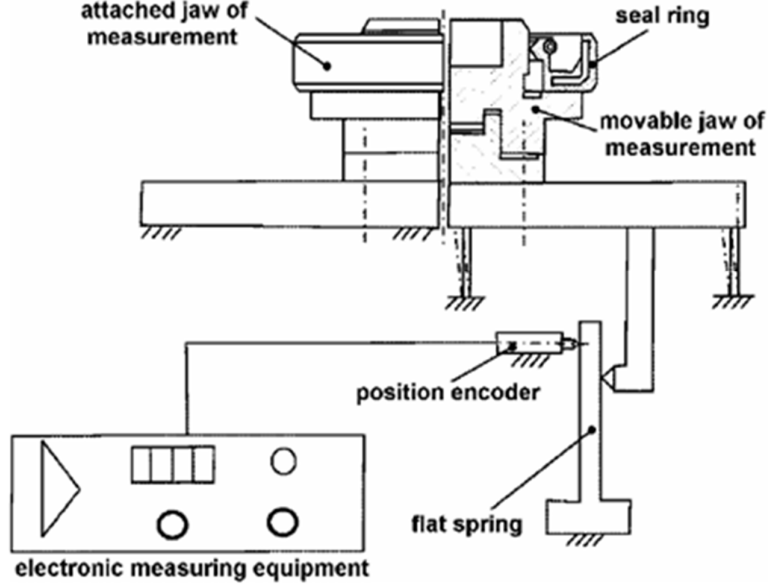
Elastomer malzemenin eğiliminin radyal basınca etkisi yaklaşık % 10'dur [27].

Bu etkiler oda sıcaklığı için geçerlidir. Sistem çalışırken sürtünmeden dolayı sıcaklık artacaktır.



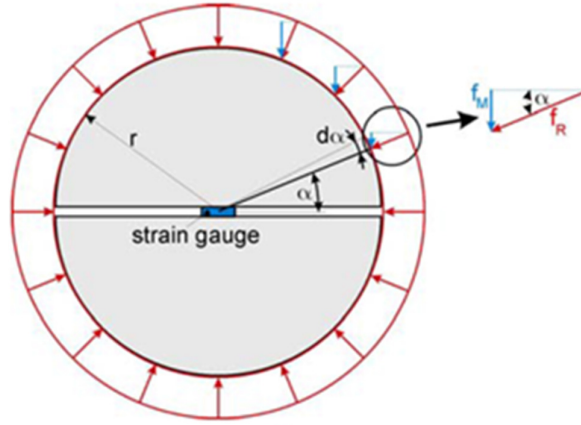
Şekil 1.21 Radyal basınca bileşenleri.[21].

Sıcaklık artınca aşınma artar. Sıcaklık, zaman ve yağlama bölgesi, yukarıda bahsedilen etkilerin miktarını değiştirir. Diğer önemli bir parametre termal genişlemedir. Metal malzeme ile elastomer malzemenin sıcaklık karşısında hacimsel değişimi farklıdır. Sıcaklık arttıkça keçe dudagının mile temas ettiği yüzey alanı değişir [20]. Yağ keçelerinde radyal kuvveti ölçebilmek için test düzenekleri imal edilmiştir.



Şekil 1.22 Din 3761 part 9'a göre yapılan test düzenegi [20].

Şekil 1.22'de test düzenegi şematik olarak gösterilmiştir. Bu test düzeneginin ölçüm konusunda gerçeği yansıtmaya ve farklı çalışma koşullarını simule edebilme becerisi düşüktür.



Şekil 1.23 Tek strain gauge kullanarak radyal kuvvet ölçümü [21].

Şekil 1.23’de F_r milin çapına dik olan radyal kuvveti oluştururken f_m ise strain gauge’lerin ölçtüğü F_r ’nin bileşenlerinden birtanesi ölçmektedir.

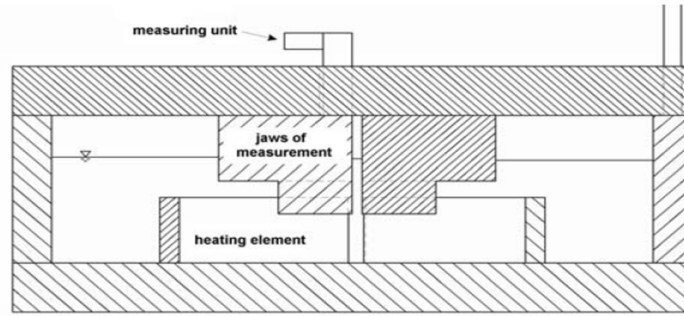
$$F_M = \int_0^\pi f_m \sin(\alpha) r d\alpha = 2r f_r \quad (1.10)$$

$$F_R = \int_0^{2\pi} f_r r d\alpha = 2\pi r f_r \quad (1.11)$$

$$F_R = \pi F_M \quad (1.12)$$

Yukarıdaki denklemlerde strain gauge F_r ’nin bileşenlerinden birtanesi ölçtüğü için hesap hatası ortaya çıkmıştır. Bu hesap hatasını ortadan kaldırmak için Wüstenhagen, G bitane yerine iki tane strain gauge kullanmıştır [22].

Hanna Keitzel, Stefan Meyer ve Volkert Wollesen(2005) DIN 3761’e uyumlu yağ keçelerinde radyal kuvvetin ölçümünü iyileştirme çalışması gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmayı yaparken sıcaklığın ve yağın etkilerini modellemelerinde dikkate almışlardır [19].



Şekil 1.24 Yeni keçe radyal kuvveti ölçüm test düzeneği [19].

DeneySEL radyal kuvvet ölçüm düzeneğini etkileyen parametrelerin ayarlanabildiği bir test düzeneği tasarlanmıştır. Din 3761 part 9’a göre yapılan test düzeneğine göre geliştirilmiş bir test düzeneğidir. İki test düzeneğindeki farklılıklar aşağıdaki çizelge 1.7’de belirtilmiştir.

Çizelge 1.7 Test düzeneğinin gelişimi.

	Din 3761 part 9’a göre yapılan test düzeneği	Yeni test düzeneği
Sıcaklık	Sadece Oda Sıcaklığı	150 ile oda sıcaklığı arası
Ortam	Hava	Her tip yağ, hava, su

1.5 Amaç ve Kapsam

Bu çalışmanın amacı önden yüklemeli çamaşır makinesinde mekanik kayıpların azaltılabilmesine yönelik olarak test düzeneği geliştirmek ve farklı komponentlerin enerji tüketiminin deneysel olarak belirlenmesine imkan sağlamaktır.

Bu amaca yönelik olarak bu tez çalışmasında bölüm 1’de literatür araştırması yapılmıştır, benzer çalışmalar ve test düzenekleri incelenmiştir. Bölüm 2’de titreşim teorisi ve sonlu elamanlar teorisinden bahsedilmiştir. Bölüm 3’de test düzeneği tasarım sürecinin bilgisayar ortamında nasıl ilerlediğinden, tasarım kriterlerinden ve torkmetre seçimindeki kriterlerden bahsedilmiştir. Ayrıca tasarlanan test düzeneğini kullanacak kişinin, test düzeneğini algılayabilmesi için test düzeneği kullanma kılavuzu bölüm 3’e eklenmiştir.

Tasarlanan model yapılan analizler sonucunda geliştirilmiştir. Bölüm 4’de bu analizler açıklanmıştır. Analizler yapılırken modelin nasıl oluşturulduğu aşama aşama gösterilmiştir. Ayrıca test düzeneğinin üretilebilir olduğunu ispatlayan analizlerden de bahsedilmiştir. Test düzeneği imal edilerek tezin en önemli amacı gerçekleştirilmiştir. Bölüm 5’de çamaşır makinesinde ve imal edilen test düzeneğinde yapılan sürtünme momenti (sürtünme torku) ölçüm test sonuçları değerlendirilmiştir. Bu testler sonucunda sürtünme momenti yaratan komponentler hakkında değerlendirmeler yapılmıştır.. Ayrıca, bölüm 5’de torkmetre kullanmadan sürtünme momentinin gerçeğe yakın bir şekilde ölçülebilmesi için farklı bir yöntem önerilmiş ve uygulanmıştır. Bu yöntem, torkmetre kullanmadan mil hızına bağlı olarak sürtünme momentinin ölçülmesini olanaklı hale getirmiştir.

2 TEORİ

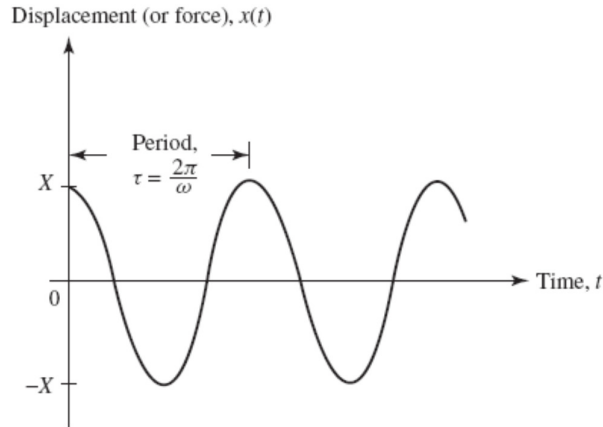
2.1 Titreşim Teorisi

Titreşim, dinamiğin bir alt kolu olup tekrarlanan hareketler ile ilgilenir.

Hayatımızda titreşim olmadan iletişim kuramayız. Örneğin kulağımız sesleri kulak zarının titremesi ile algılar. Ses, dil ve ses tellerinin titreşmesi sonucu ortaya çıkmaktadır. Titreşim mekanik yapılarda genelde istenmeyen bir durumdur. Örneğin uçak gövdesindeki titreşimler yorulmaya neden olur ve sonuç olarak hasara yol açar. Deprem kaynaklı titreşimler binalarda çatlaklara ve hasarlara sebep olabilir.

Titreşim, cisimlerin sabit bir referans eksene veya nominal bir pozisyona (denge konumu) göre tekrarlanan hareket olarak ifade edilir. Titreşim her yerde mevcut olan ve mühendislik tasarımlarının yapısını etkileyen bir olgudur. Titreşim karakteristikleri mühendislik tasarımları için belirleyici faktör olabilir. Titreşim bazen zararlı olabilir ve kaçınılmalıdır; bazen de oldukça yararlıdır ve istenilir. Her iki durumda da titreşimin nasıl analiz edileceği, ölçüleceği ve kontrol edileceği mühendislik için önemli bir bilgidir.

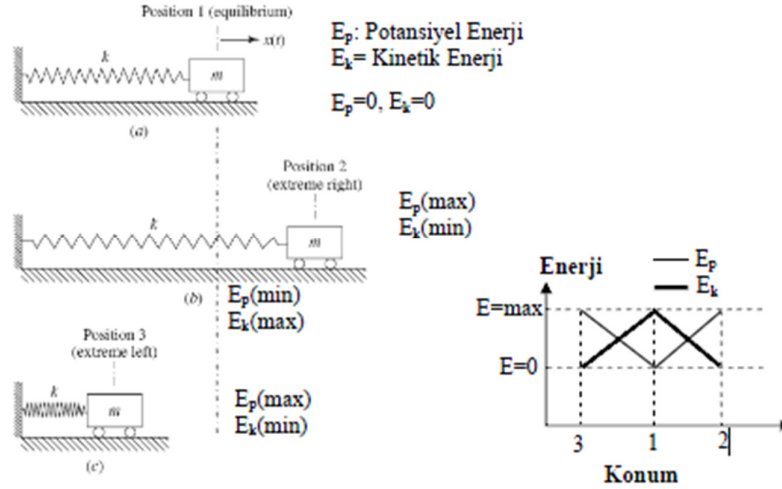
Titreşim teorisi cisimlerin ve ilgili kuvvetlerin salınımlı hareketleri ile ilgilidir. Şekil 2.1’de görülen salınımlı hareket “Harmonik Hareket” olarak adlandırılır ve aşağıdaki formül ile ifade edilir [23].



Şekil 2.1 Düzgün periyodik hareket.

$$x(t) = X \cos \omega t \quad (2.1)$$

Şekil 2.1’de X hareketin genliği, ω hareketin frekansı ve t hareketin zamandır. Titreşim olayı potansiyel enerjinin kinetik enerjiye, kinetik enerjinin ise potansiyel enerjiye dönüşümünü içermektedir. Bu nedenle titreşim yapan sistemler, potansiyele enerji ve kinetik enerji depolayan elemanlara sahip olmalıdır. Potansiyel enerji depolayan elemanlar yay veya elastik elemanlar, kinetik enerji depolayan elemanlar ise kütle veya atalet elemanlarıdır. Elastik elemanlar potansiyel enerji depolar ve bu enerjiyi atalet elemanına kinetik enerji olarak geri verir. Şekilde bir kütle yay sisteminin denge konumu etrafındaki hareketi görülmektedir. Şekil 2.5’de yay ile zemine bağlanmış kütle denge konumunda görülmektedir. Kütle, verilen ilk yer değiştirme ile 2 numaralı konumuna getirilmiştir. 2 konumunda yayın en uzamış halde olduğu ve dolayısı ile yayda depolanan potansiyel enerjinin en yüksek düzeyde olduğu, bu konumda kütle sıfır hıza sahip olduğu için ise kinetik enerjinin sıfır olduğu bilinmektedir. Kütle 2 konumundan serbest bırakıldığında, m kütlesi 1 konumuna doğru artan bir hızla hareket eder. Kütle 1 konumuna geldiğinde yay uzamamış boyuna ulaşır ve depoladığı potansiyel enerjiyi tamamen m kütlesine aktarmıştır. Bu konumda enerjinin korunumu prensibine göre kütle kinetik enerjisinin hızı dolayısıyla en büyük değerine ulaşır.



Şekil 2.2 Harmonik hareketin enerji değişimi [23].

Titreşim yapan sistemlere uygulanan başlangıç zorlaması, kütleye uygulanan başlangıç deplasmanı ve/veya hızı şeklinde olabilir. Bu başlangıç girdisi sisteme potansiyel ve/veya kinetik enerji kazandırılmasına neden olur. Bu başlangıç girdisi

sistemi serbest titreşim olarak adlandırılan salınımlı bir harekete sürükler. Serbest titreşim anında potansiyel ve kinetik enerji arasında bir değişim söz konusudur. Eğer sistem konservatif/korunumlu (conservative) ise sistemin potansiyel ve kinetik enerjisinin toplamı sabittir ve zamana göre değişimi sıfırdır. Bu durumda sistem, teorik olarak sonsuza kadar titreşir. Pratikte ise titreşim yapan sistemlerde sönüm veya sistemi çevreleyen ortamdan kaynaklanan sürtünme (örneğin hava direnci) mevcuttur ve bu etkiler, hareket sırasında sistemin enerjisini kaybetmesine sebep olur. Sönüm etkisi sistemin toplam enerjisinin sürekli olarak azalmasına ve sıfırlanmasına (hareketin sonlandığı nokta) sebep olur. Eğer sisteme sadece ilk hareket şartları ile (yer değiştirme/hız) girdi sağlanmış ise ortaya çıkan salınımlı hareket sonunda sonlanacaktır. Bu şekildeki başlangıç girdilerine “Geçici Zorlama” (transient excitation) ve sonuç olarak ortaya çıkan harekete ise “Geçici Hareket” (transient motion) adı verilir. Eğer sistem belirli bir genlikteki cevapta tutulmak isteniyor ise sürekli bir dış kaynak ile uyarılmalıdır.

2.1.1 Serbestlik derecesi

Bir sistemin serbestlik derecesi, sisteme ait her parçanın herhangi bir t anındaki konumlarını tanımlayabilmek için gerekli olan minimum bağımsız koordinat sayısıdır. Şekil 2.5’deki yay, kütle sistemindeki kütle için sadece x koordinatı ile ifade edilebilir, dolayısıyla yay kütle sistemi tek serbestlik derecelidir. Şekil 2.6’da verilen basit sarkacın hareketi de θ koordinatı ile ifade edilebilir. Bununla birlikte sarkaç hareketi x ve y koordinatları ile de tanımlanabilir. Fakat x ve y koordinatları arasında ‘ $x^2+y^2=l^2$ ’ bağıntısı da vardır. Bu denklem bir kısıtlamadır. X ve Y birbirinden bağımsız değildir. Dolayısı ile basit sarkaç sistemi tek serbestlik derecelidir.

Çok serbestlik dereceli bir sistem yay ve sönümleyiciler ile ayrılmış noktasal kütlelerden oluşan bir sistem olarak düşünülebilir. Bu durumda sistem parametreleri ayırık ve sonlu sayıdadır. Bu tip sistemler topaklanmış parametrelili (lumped-parameter), ayırık (discrete) veya sonlu-boyutlu (finite-dimensional) sistemler olarak adlandırılır.

Diğer taraftan sürekli sistemlerde kütle, elastiklik (flexibility) ve sönüm; sistem üzerine dağılmış durumdadır. Titreşim sırasında sonsuz sayıdaki noktasal kütleler birbirlerine göre farklı hareketler yapabilir. Bu tip sistemlere dağıtılmış (distributed),

sürekli (continuous) veya sonsuz boyutlu (infinite-dimensional) sistemler adı verilir. Sürekli sistemler için temel bir örnek ankastre kiriştir. Kiriş, sonsuz sayıda maddesel kütleye sahiptir ve bunun sonucu olarak kiriş hareketini (çökmesini) ifade edebilmek için sonsuz sayıda koordinata ihtiyaç vardır. Bu sonsuz sayıdaki koordinat, kirişin elastik çökme eğrisini oluşturur. Birçok mekanik ve yapısal sistem sürekli esneklik ve kütle dağılımına sahiptir ve sonsuz serbestlik derecesine sahiptir.

2.1.2 Titreşim analizi

Bir titreşim sistemi cevabı zorlamalara (excitations) ve sistem parametrelerine (kütle,direnç ve sönüm) bağlı olan dinamik bir sistemdir. Zorlama ve cevap zamana bağlıdır.

Titreşim analizi belirtilen bir dış zorlamaya bağlı olarak sistem cevabının belirlenmesidir. Bu analiz matematik modelleme, hareket denklemlerinin oluşturulması (derivation of the governing equations of motion), hareket denklemlerinin çözümü ve sistem cevabının yorumlanması aşamalarını içerir.

Matematiksel modellemenin amacı hareket denklemlerini oluşturmak amacı ile sisteme ait tüm önemli karakteristik özellikleri sunmaktır. Matematik model, sistem özelliklerine göre lineer veya lineer olmayan biçimde olabilir. Eğer sisteme ait matematik model lineer ise süper pozisyon prensibi uygulanabilir. Lineer sistemlerde $f_1(t)$ ve $f_2(t)$ şeklindeki bağımsız girdilere verilen cevap sırasıyla $x_1(t)$ ve $x_2(t)$ ise, $f(t)=f_1(t)+f_2(t)$ şeklindeki bir girdiye karşılık sistem cevabı $x(t)=x_1(t)+x_2(t)$ dir. Matematik model oluşturulduktan sonra, dinamik prensipleri hareket denklemini oluşturmak amacı ile kullanılır. Bu amaçla tüm dış zorlamaları, reaksiyon kuvvetlerini ve atalet kuvvetlerini içerecek şekilde kütlelere ait Serbest Cisim Diyagramları oluşturulur. D'Alembert prensibi, Newton'un 2. yasası, Lagrange veya Hamilton prensibi gibi yöntemler hareket denklemlerini oluşturmak amacı ile kullanılır. Sistem cevabını analitik (closed-form) veya nümerik olarak elde etmek amacı ile hareket denklemleri değişik yöntemler kullanılarak çözülür ve sonuç olarak sisteme ait yer değiştirme (displacement), hız (velocity) veya ivme (acceleration) cevapları elde edilir.

Tek serbestlik derecesine sahip sönümsüz sistemlerin matematik modeli:

$$m\ddot{x} + kx = F(t) \quad (2.2)$$

Eğer sistemi tahrik eden kuvvet yok ise,

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (2.3)$$

Çözümün devamında,

$$x(t) = Xe^{i\omega t} \quad (2.4)$$

$$f(t) = Fe^{i\omega t} \quad (2.5)$$

(2.4) ve (2.5)'deki eşitlikler (2.2)'deki eşitliğe eklenirse;

$$(k - \omega^2 m)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (2.6)$$

FRF(Frequency response function) modelin cevabı $\alpha(\omega)$

$$\alpha(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m)} \quad (2.7)$$

Aynı zamanda $\alpha(\omega)$, $H(\omega)$ olarak da ifade edilebilir.

FRF sisteminin bu formunda parametrenin tahrik edilen fonksiyona cevabı yerdeğiştirme olarak verilmiştir.

Viskoz sönümle olduğu durumda,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.8)$$

$$(-\omega^2 m + i\omega c + k)Xe^{i\omega t} = Fe^{i\omega t} \quad (2.9)$$

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{X}{F} = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i\omega c} = \frac{1}{\sqrt{((k - \omega^2 m)^2) + \omega^2 c^2}} \quad (2.10)$$

FRF analizinin alternatif formlarından birisi hareketlilik(mobility)'dir.

$$Y(\omega) = \frac{Ve^{i\omega t}}{Fe^{i\omega t}} = \frac{V}{F} \quad (2.11)$$

$$v(t) = \dot{x}(t) = Ve^{i\omega t} = i\omega e^{i\omega t} \quad (2.12)$$

Buradan,

$$Y(\omega) = \omega \alpha(\omega) \quad (2.13)$$

Aynı yöntemle ivmelenme (accelerance) formu;

$$A(\omega) = \frac{A}{F} = -\omega^2 \alpha(\omega) \quad (2.14)$$

Bu tez çalışmasında ivme ölçer ve özel bir çekiç yardımı ile bu yöntem kullanılarak sistemin doğal frekansları elde edilmiştir.

$$\frac{1}{H(\omega)} = \text{Dinamik Direngenlik}$$

$$\frac{1}{Y(\omega)} = \text{Mekanik Direnç}$$

$$\frac{1}{A(\omega)} = \text{Hissedilen Kütle}$$

Çok serbestlik derecesine sahip sönümsüz sistemlerde durum;

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (2.15)$$

(2.15)'deki eşitlikde $[M]$ ve $[K]$ matrisleri kare matrisleridir. $\{f(t)\}$ ve $\{x(t)\}$ matrisleri ise bir sütuna sahip matrislerdir.

Tahriğin olmadığı durumda kuvvet sıfırda denktir.

$$([K] - \omega^2[M])\{X\}e^{i\omega t} = 0 \quad (2.16)$$

$$\det |[K] - \omega^2[M]| = 0 \quad (2.17)$$

Sistem sahip olduğu derece kadar doğal frekansa sahiptir.

Sistemin özdeğerleri ω^2 doğal frekansını $[\Psi]$ ise mod şeklini gösterir.

$$[\Psi]^T[M][\Psi] = [m_r] \quad (2.18)$$

$$[\Psi]^T[K][\Psi] = [k_r] \quad (2.19)$$

Burada m_r modal kütle, k_r modal direngenliktir.

Sönümlü sistemlerde ise orantılı sönüm varsayımı yapılarak;

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{f\} \quad (2.20)$$

$$[C] = \beta[K] \quad (2.21)$$

$$[\Psi]^T[C][\Psi] = [c_r] \quad (2.22)$$

$$\omega_r' = \overline{\omega_r} \sqrt{1 - \zeta_r^2}; \quad \overline{\omega_r}^2 = \frac{k_r}{m_r} \quad \zeta_r = \frac{c_r}{2\sqrt{k_r m_r}} = \frac{1}{2} \beta \overline{\omega_r} \quad (2.23)$$

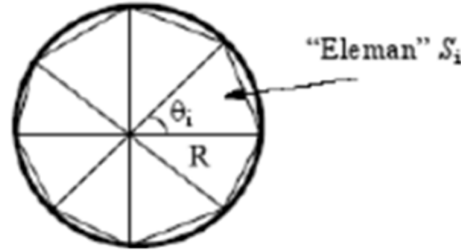
$$a_r = \zeta_r \overline{\omega_r} = \frac{\beta}{2} \quad (2.24)$$

Genel ifade şekli

$$A_{jk}(\omega) = \sum_{r=1}^N \frac{(\Psi_{jr})(\Psi_{kr})}{(k_r - \omega^2 m_r) + i(\omega c_r)} \quad (2.25)$$

2.2 Sonlu Elemanlar Teorisi

Doğada rijit malzeme bulunmadığından bütün yapılar sonsuz sayıda serbestlik derecesine sahiptir. Karmaşık yapıların matematik modelini oluşturabilmek için bu yapıları küçük parçalar halinde modelleme fikri sonlu elemanlar yöntemini oluşturur. Şekil 2.7'deki örnek, sonlu elemanlar metodunun mantığının çok basitleştirilmiş bir açıklamasını göstermektedir.



Şekil 2.3 Dairenin alanının üçgen parçalara bölünmesi [28].

$$\text{Bir üçgenin alanı } S_i = \frac{1}{2} R^2 \sin \theta_i \quad (2.26)$$

$$\text{Dairenin yüsey alanı } \sum_{i=1}^N S_i = \frac{1}{2} R^2 N \sin\left(\frac{2\pi}{N}\right) \quad (2.27)$$

N sonsuza yakınsadığı zaman sonuç πR^2 'dir.

Dinamik çözümlerde parçalar sonlu elemanlara bölünüp, denklem 2.8'deki gibi eşitlik yardımı ile çözüm elde edilir.

Bilgisayar ortamında analiz yaparken sonlu elemanlar yöntemi kullanılır. Gelişen teknoloji sayesinde süper bilgisayarlar ile çok sayıda denklemin ve özdeğer problemlerinin çözümü kısa sürede mümkündür. Bununla birlikte gerçeğe daha yakın sonuçlar elde edilmektedir.

Yapısal analizler için SE yönteminin geliştirilmesi genellikle enerji prensipleri kullanılarak yapılır. Yapısal analizlerde genellikle belli tahrikler ve sınır şartlarının etkisindeki yapıda olan gerilme ve elemanları deplasmanlarla ilgilenilir. Bunun için öncelikle gerilme, gerinme ve deplasman arasındaki ilişki incelenmelidir.

2.2.1 Sonlu elemanlar yönteminde gerilme ve gerinme hesapları

$P(x_0, y_0, z_0)$ noktasına sahip bir malzemenin deformasyon sonucu $P(x, y, z)$ noktasına gitsin

$\delta = \delta(x, y, z)$ δ deplasman vektörüdür.

$$\delta = \begin{cases} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{cases} \quad (2.28)$$

$u(x, y, z)$ x eksenindeki yer değiştirme,

$v(x, y, z)$ y eksenindeki yer değiştirme,

$w(x, y, z)$ z eksenindeki yer değiştirmedir.

$$u = x - x_0 \quad (2.29)$$

$$v = y - y_0 \quad (2.30)$$

$$w = z - z_0 \quad (2.31)$$

$\epsilon_x, \epsilon_y, \epsilon_z =$ normal birim şekil değiştirme strain

$\gamma_{xy} = \gamma_{yx}, \gamma_{xz} = \gamma_{zx}, \gamma_{yz} = \gamma_{zy}$, kayma birim şekil değiştirme

$$\epsilon_x = \frac{du}{dx}, \epsilon_y = \frac{dv}{dy}, \epsilon_z = \frac{dw}{dz} \quad (2.32)$$

$$\gamma_{xy} = \gamma_{yx} = \frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx} \quad (2.33)$$

$$\gamma_{xz} = \gamma_{zx} = \frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx} \quad (2.34)$$

$$\gamma_{yz} = \gamma_{zy} = \frac{dv}{dz} + \frac{dw}{dy} \quad (2.35)$$

Yukarıdaki büyüklükler kayma açılarıdır.

Kayma birim şekil değiştirmeleri ise,

$$\epsilon_{xy} = \epsilon_{yx} = \frac{1}{2} \gamma_{xy} \quad (2.36)$$

$$\epsilon_{xz} = \epsilon_{zx} = \frac{1}{2} \gamma_{xz} \quad (2.37)$$

$$\epsilon_{yz} = \epsilon_{zy} = \frac{1}{2} \gamma_{yz} \quad (2.38)$$

$\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ normal gerilmelerdir.

$\tau_{xy} = \tau_{yx}, \tau_{xz} = \tau_{zx}, \tau_{yz} = \tau_{zy}$ kayma gerilmeleridir.

Genelleştirilmiş Hooke Kanunu,

$$\epsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (2.39)$$

$$\epsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_z}{E} \quad (2.40)$$

$$\epsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \nu \frac{\sigma_x}{E} - \nu \frac{\sigma_y}{E} \quad (2.41)$$

ν poisson oranıdır. G kayma modülü $= \frac{E}{2(1+\nu)}$ dir.

$$\gamma_{xy} = \frac{1}{G} \tau_{xy} \quad (2.42)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{1}{G} \tau_{yz} \quad (2.43)$$

$$\gamma_{xz} = \frac{1}{G} \tau_{xz} \quad (2.44)$$

Gerilme ve gerinme arasındaki ilişki;

$$\{\sigma\} = \begin{Bmatrix} \sigma_{xx} \\ \sigma_{yy} \\ \sigma_{zz} \\ \sigma_{xy} \\ \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} \end{Bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} (1-\nu) & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & (1-\nu) & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & (1-\nu) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{2}(1-2\nu) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_{xx} \\ \varepsilon_{yy} \\ \varepsilon_{zz} \\ \varepsilon_{xy} \\ \varepsilon_{yz} \\ \varepsilon_{zx} \end{Bmatrix} = [D]\{\varepsilon\} \quad (2.45)$$

$\delta = \delta(x, y, z) = d(x, y, z) = [D]$ deplasman vektörüdür.

Yukarıda gerilme ve gerinme arasındaki ilişki açıklanmıştır. Sonlu elemanlar teorisi kullanılarak hesap yapılırken gerilme ve gerinmesi hesaplanacak malzeme sonlu sayıda elemana bölünür. Birim elemanın deplasmanlarına interpolasyon fonksiyonları ve nodal deplasmanlar kullanılarak sonuca yakınsanır.

$$\{d\} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [N]\{q\} \quad (2.46)$$

Burada [N] şekil fonksiyonları matrisini, [q] ise nodal deplasman vektörünü ifade etmektedir. Gerinme ve gerilme vektörleri bu yakınsamaya göre yazılırsa;

$$\{\varepsilon\} = [\partial]\{d\} = [\partial][N]\{q\} = [B]\{q\} \quad (2.47)$$

$$\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\} = [D][B]\{q\} \quad (2.48)$$

elde edilir. Burada [B] gerinme şekil fonksiyonları matrisidir [24].

2.2.2 Enerji yöntemi ile sonlu elemanlar yöntemi

Enerjinin korunumu yasası kullanılarak sistemlerin ve yapıların denge eşitlikleri yazılabilir. Bir sistemin toplam enerjisinin artış hızı sisteme verilen güce eşittir.

$$\frac{dE_t}{dt} = P_{net} \quad (2.49)$$

Burada E_t sistemin toplam enerjisidir. P_{net} sisteme verilen net güçtür.

$$P_{net} = \sum P_g - \sum P_v - \sum P_d = \pi r^2 \quad (2.50)$$

$\sum P_g$ sisteme verilen mekanik güçlerin toplamı,

$\sum P_v$ sistemin dışarıya verdiği mekanik güçlerin toplamı,

$\sum P_d$ sönümleyici elemanlardan dışarıya atılan ısı güçlerinin toplamıdır.

$$E_k = \frac{1}{2} m \dot{x}^2, E_p = \frac{1}{2} k x^2, E_t = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} k x^2 \quad (2.51)$$

$$P_{net} = F(t)\dot{x} - c\dot{x}\dot{x} \quad (2.52)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} k x^2 \right) = F(t)\dot{x} - c\dot{x}\dot{x} \quad (2.53)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (2.54)$$

2.2.3 Lagrange yöntemi ile sonlu elemanlar

Enerji yönteminde olduğu gibi bu yöntemde de kinetik ve potansiyel enerjiler göz önünde bulundurulur.

Sanal işin etkisi ise dış kuvvetlerin ve sönüm kuvvetlerinin etkisinden oluşmaktadır.

Lagrange ifadesi kinetik enerji ile potansiyel enerjinin farkından oluşur.

$$L = E_k - E_p \quad (2.55)$$

Lagrange denklemleri için q_i bu sistemin i . genel koordinatını, Q_i ise bu koordinata etki eden kuvvetlerin toplamını ifade etsin.

Buna göre hareket denklemi;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{E_k}{dq_i} - \frac{E_p}{dq_i} \right) - \frac{E_k}{dq_i} + \frac{E_p}{dq_i} = Q_i \quad (2.56)$$

Kinetik enerjide genel koordinatın hızı terimi potansiyel enerjide ise genel koordinat terimi olduğu durumda;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{E_k}{dq_i} \right) + \frac{E_p}{dq_i} = Q_i \quad (2.57)$$

Genel kuvveti elde etmek için (Q_i) dış zorlanmaların ve sönümleyici kuvvetlerin etkisi dikkate alınır.

Sanal iş için $\delta W = Q_i \delta q_i$ ifadesi kullanılır.

3 MEKANİK KAYIPLARIN ÖLÇÜMÜ İÇİN TEST DÜZENEĞİ TASARIMI

3.1 Giriş

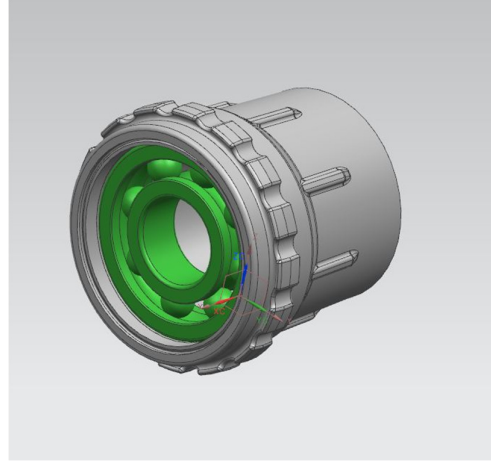
Test düzeneği tasarlanırken literatür araştırmasında bahsedilen test düzenekleri yol gösterici olmuştur. Tek seferde test koşullarına dayanabilen, ucuz ve amacına uygun test düzeneğini tasarlamak zordur. Bu yüzden bilgisayar ortamında “Uni Graphics” adlı program kullanılarak üç boyutlu modelleme yapılmıştır. Bu kapsamda birden fazla test düzeneği tasarlanmış, yapılan analizler sonucunda tasarlanan modeller arasından sadece bir tanesi üretime uygun görülmüştür.

Tasarım yaparken test düzeneği içerisinde, çamaşır makinesi tahrik grubunu meydana getiren komponentlerin hepsinin olması gerekmektedir. Bu yüzden tüm komponentlerin bilgisayar ortamında üç boyutlu modelleri oluşturulmuştur. Rulman, keçe ve yaylar standart parçalardır. Standart parçaların 3 boyutlu modelleri model havuzundan çekilmiştir. Diğer komponentler ise test düzeneğine uygun olarak tasarlanmıştır.

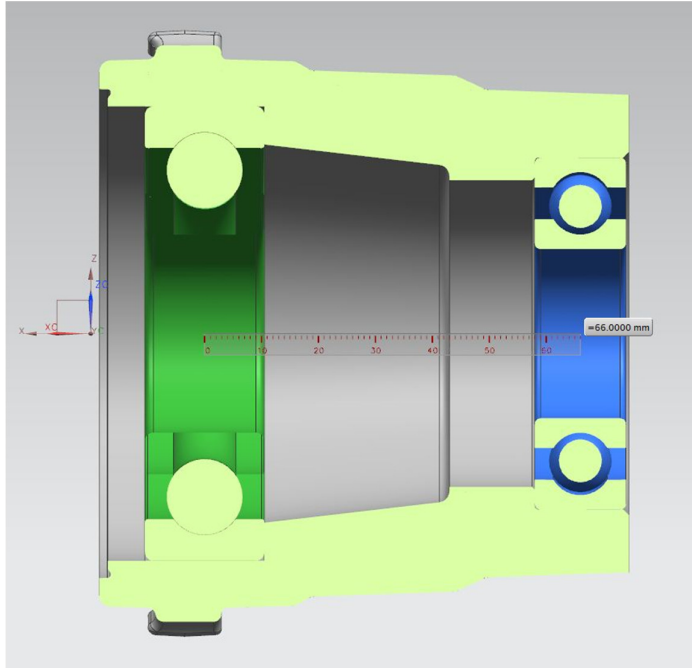
3.2 Rulman Yuvası Tasarımı

Çamaşır makinelerinde tambur grubunun (tambur, tambur mili, flanş, burç ve kasnak) yataklanması rulmanlar ve rulman yuvası sayesinde olur. Rulmanlar, Şekil 3.1’de modeli görünen rulman yuvasına monte edilir. Kazan üretilirken rulman yuvası kazan kalıbına eklenir. Kalıptan çıkan ürün kazan ve rulman yuvasının gruplanmış halidir. Test düzeneği için rulman yuvası tasarlanırken mevcut çamaşır makinesindeki rulman yuvası referans alınmıştır. Rulman yuvası tasarlanırken 5 farklı versiyon tasarlanmış ve versiyon 5’in imalatı uygun görülmüştür.

Şekil 3.1 ve şekil 3.2’de görünen mevcut rulman yuvası, üretilen çamaşır makinesinin çamaşır kapasitesine ve çamaşır makinasının maksimum sıkma devri gibi parametrelere göre değişkenlik gösterir.

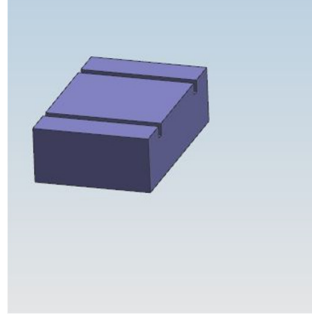


Şekil 3.1 Rulman yuvası.



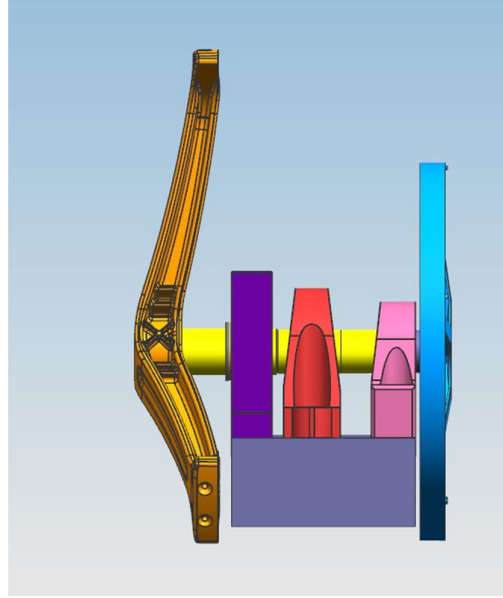
Şekil 3.2 Mevcut rulman yuvası kesit görüntüsü.

Şekil 3.2 'de görüldüğü gibi bu çalışmada kullanılan rulman yuvası için rulmanlar arası mesafe 66 mm'dir. Yeşil renk ile gösterilen rulman 6307 kodlu büyük rulmandır ve önüne yağ keçesi montaj edilir. Mavi renk ile gösterilen rulman ise 6206 kodlu küçük rulmandır. Çamaşır makinesinde kazana monte edilen rulman yuvasının, test düzeneğinde monte edilebileceği bir yer gerekmektedir. Bunun için şekil 3.3'de görülen rulman yuvalarının montaj edilebileceği bir platform tasarlanmıştır. Bu platformdaki 'u' şeklindeki kanallar sayesinde rulmanlar arası mesafe ayarlanabilir.



Şekil 3.3 Rulman yuvalarının sabitleneceği platform.

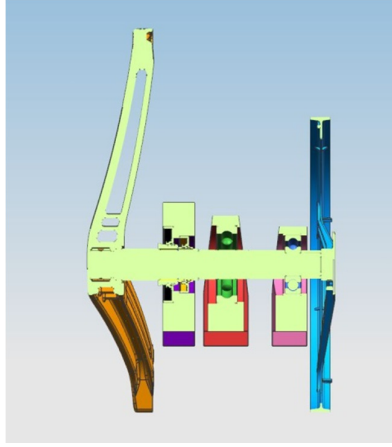
Platformun ölçüleri genişlik 225 mm, yükseklik 70 mm, derinlik ise 45 mm'dir. Rulmanlara gelen yük miktarının yüksek olmasından dolayı rulman yuvalarının mukavemetinin yüksek olması gerekmektedir. Bu yüzden rulman yuvalarının et kalınlığı mukavemet açısından güvenli olacak şekilde seçilmiştir. Şekil 3.4'de rulman çifti ve keçeyi yataklamak için 3 adet rulman yuvası platformun üzerine monte edilmiştir.



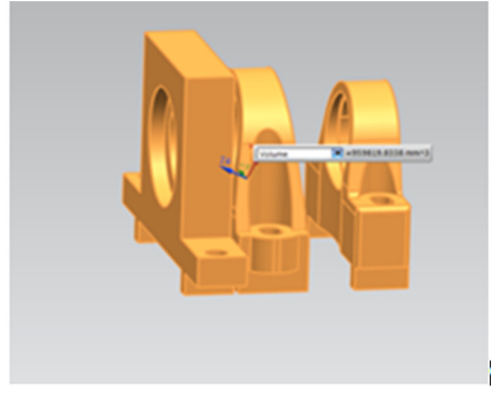
Şekil 3.4 Tahrik grubu komponentleri.

Şekil 3.4'de görüldüğü üzere oturağın minimum derinliği k_y ile küçük r_y arası mesafe kadardır. Bu mesafeyi belirleyen değerlerden biri şekil 3.5'de belirtildiği gibi rulmanlar arası mesafedir. Ram en az 66 mm olmalıdır. Flanşın oturaktan en az 15 mm uzak olması ve oturağın kasnaktan 10 mm uzak olması gerekmektedir. Bu durumda milin uzunluğu 250 mm'yi geçmektedir. Mil boyunun uzun olması

dengelessiz kütlenin yarattığı momentin artmasına neden olur. Bu durum rulmanlara gelen kuvveti artacaktır.



Şekil 3.5 Tahrik grubu kesit görüntüsü.



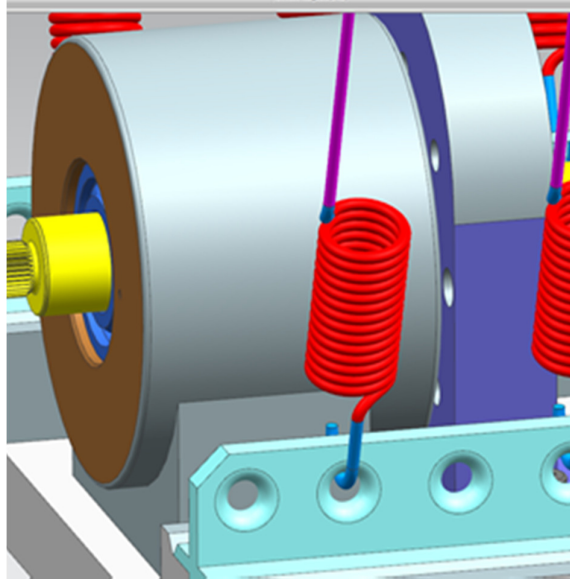
Information Units	kg - mm
Density	= 0.000007831
Volume	= 959819.833787864
Area	= 166829.706698761
Mass	= 7.516003583
First Moments	
Mx, My, Mz	= 2373.515392484, 1193.986253028, -1853.058283868
Center of Mass	
Xcbar, Ycbar, Zcbar	= 315.794872394, 158.859191564, -246.548350243
Moments of Inertia (WCS)	
Ix, Iy, Iz	= 672879.827020944, 1237065.266530612, 966449.633599262
Moments of Inertia (Centroidal)	
Ixc, Iyc, Izc	= 26335.673335252, 30652.813245576, 27229.952210548

Şekil 3.6 Versiyon 1 rulman ve keçe yuvalarının fiziksel özellikleri.

Şekil 3.6’da belirtilen keçe ve rulman yuvalarının maliyeti, gereken işçilik yüzünden yüksek olacaktır. Bunlara ek olarak 3 adet yuvanın kullanımı sistemin ağırlığını arttırmaktadır. Bu yüzden 3 adet ayrı rulman yuvası kullanımı fizibil bulunmamıştır.

Yukarıda bahsedilen nedenlerden dolayı yeni rulman yuvası tasarımına karar verilmiştir. Yeni rulman yuvası tasarımı yapılırken rulman çiftinin çamaşır

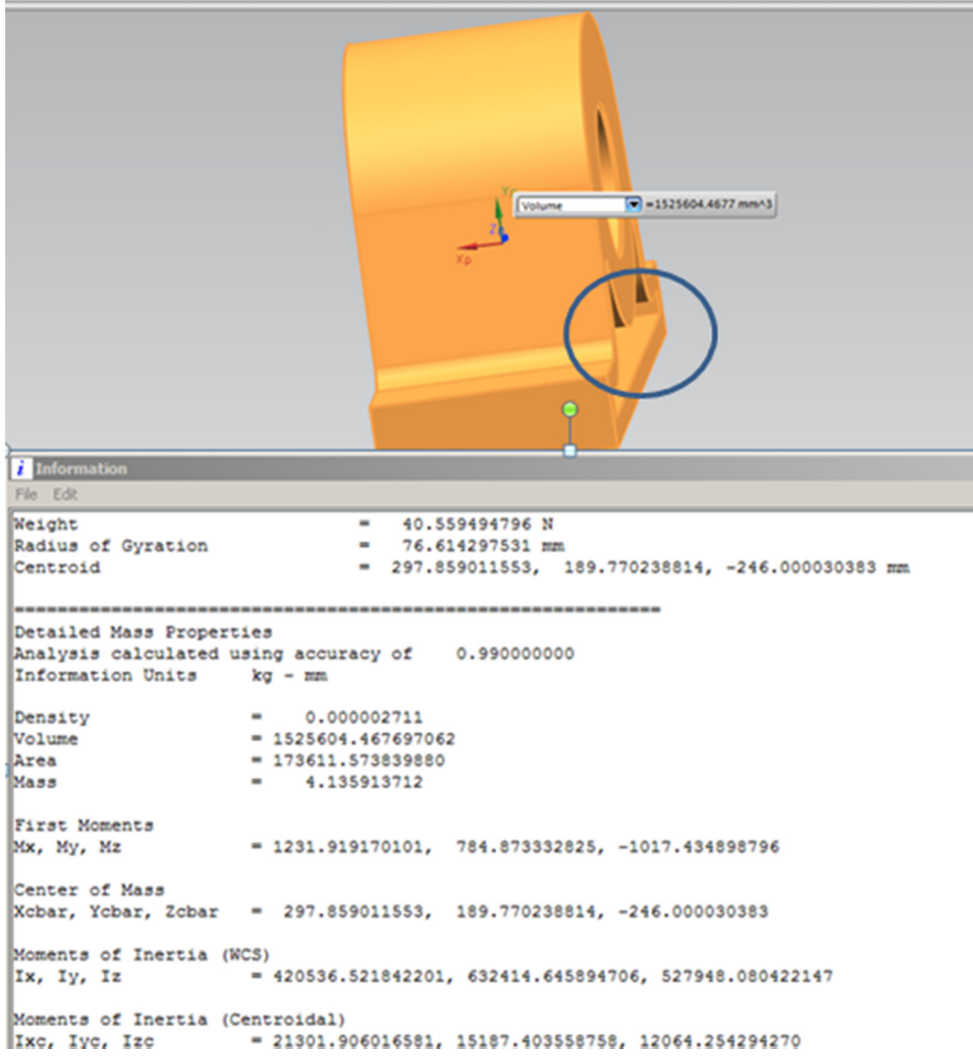
makinasında olduğu gibi, tek rulman yuvasında yataklanması amaçlanmıştır. Şekil 3.7’de görünen rulman yuvası, mevcut rulman yuvasının iç kısmı ile aynı tasarıma sahip, dış kısmı ise kazan gibi bir komponente entegre olmadığı için düzdür. Rulman yuvasının dış kısmında girinti çıkıntı olmaması üretimini kolaylaştırmaktadır.



Şekil 3.7 İki adet rulmanın yataklanabildiği rulman yuvası versiyon 2.

Bu sistemde rulman yuvası şekil 3.7’de mavi parça olan keçe yuvasına sabitlenir. Keçe yuvası ise altındaki oturağa monte edilir. Keçe yuvasının rijid olması gerektiği için derinliği en az 20 mm olmalıdır. Bundan dolayı ilk test düzeneğindeki gibi mil uzunluğu artar. Milin uzunluğunu azaltabilmek için rulman yuvasını, keçe yuvasına sabitlemek yerine oturağa sabitlenmesi gerektiğine karar verilmiştir.

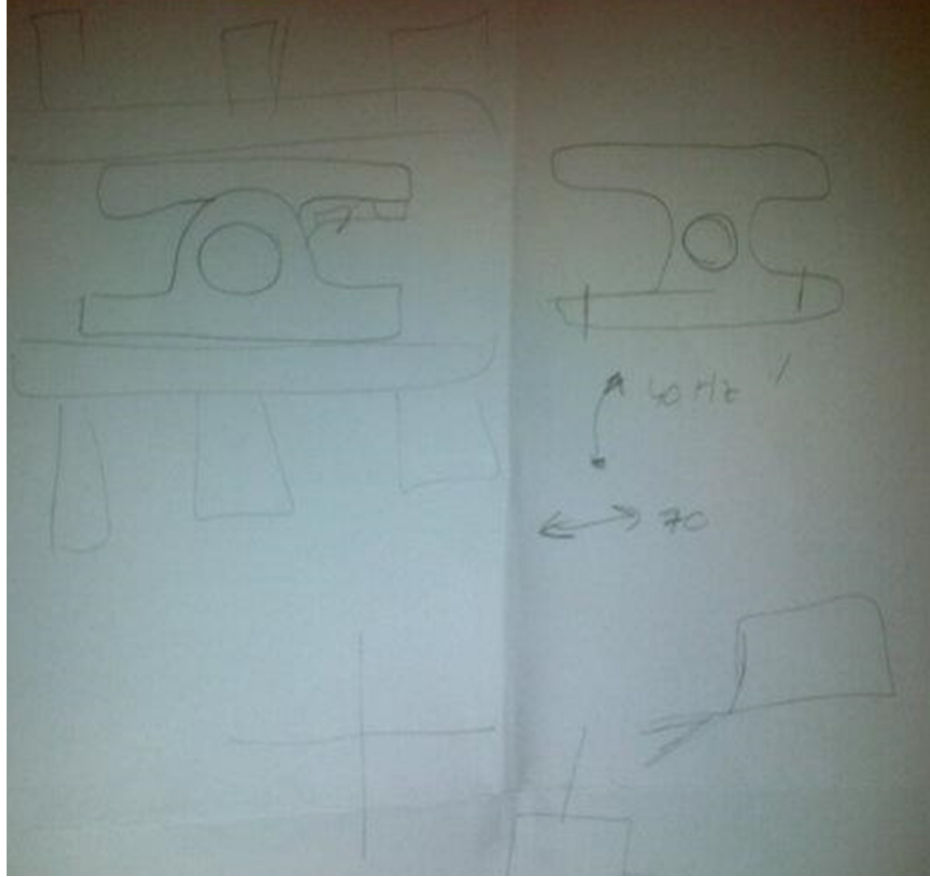
Keçe yuvasının ise rulman yuvasına monte edilebilen ve simit şeklinde olması gerektiğine karar verilmiştir. Keçe yuvasının iç çapının ölçüsü ve tolerans değerleri, mevcut çamaşır makinesindeki rulman yuvasında, keçenin monte edildiği bölümün ölçü ve tolerans değerlerine denk alınmıştır. Versiyon 3 ‘de rulman yuvasının hafif olabilmesi için malzeme olarak alüminyum kullanılmıştır. Şekil 3.8’de mavi halkanın içinde gözüken kısım rulman yuvasını hafifletmek için yapılan boşaltmalardır. Versiyon 3’ün dezavantajı rulman yuvasının üst kısmı serbest kalmaktadır, yani rulman yuvası test düzeneğine sadece oturak kısmından montaj edilebilmektedir. Bu durum rulman yuvasının esnek davranmasına neden olabilecek bir faktördür. Test düzeneğinin doğal frekansını ve mod şekillerini etkileyen en önemli faktörlerden bir tanesi rulman yuvasıdır.



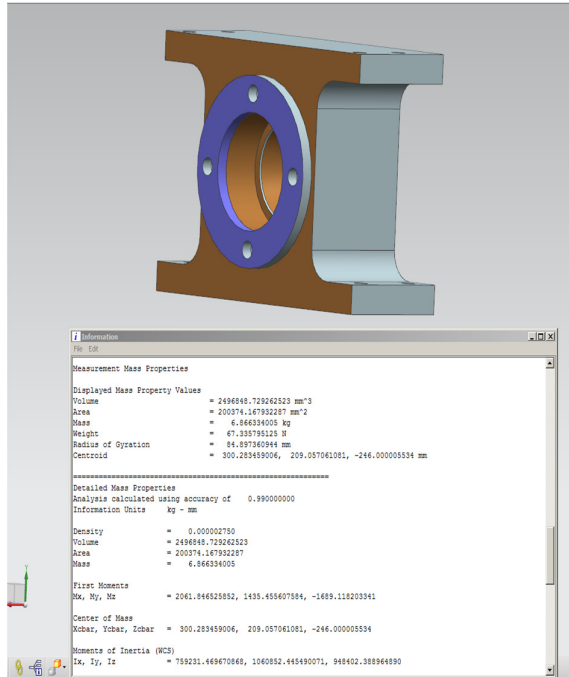
Şekil 3.8 Oturağa sabitlenen iki adet rulmanın yatakladığı rulman yuvası versiyon 3.

Çamaşır makinesi şekil 4.2’de belirtilen y, z düzlemine göre simetriktir. Tamburun kazana göre izafi hareketini yaratan bu modların frekansları simetrinin etkisi ile birbirine yakındır. Rulman yuvasının üst tarafının serbest olması, tamburun kazana göre yukarı ve aşağı hareketine neden olan doğal frekansın düşmesine neden olmaktadır. Şekil 3.9’da rulman yuvasındaki yeni tasarım taslak hali görülmektedir.

Bu taslak sonunda Şekil 3.10’da versiyon 4 olarak tasarlanan rulman yuvasının amacı, yukarıda bahsedilen doğal frekansın artmasını sağlamaktır. Şekil 3.9’da rulman yuvasının sadece oturağa değil aynı zamanda iç konstrüksiyona monte edilebilmesi ile ilgili taslak çizim sunulmuştur. Bu çalışmadan önce tamburun kazana göre hareketine neden olan doğal frekansları 40 ve 70 Hz’dir. Yani aradaki fark 30 Hz’dir.

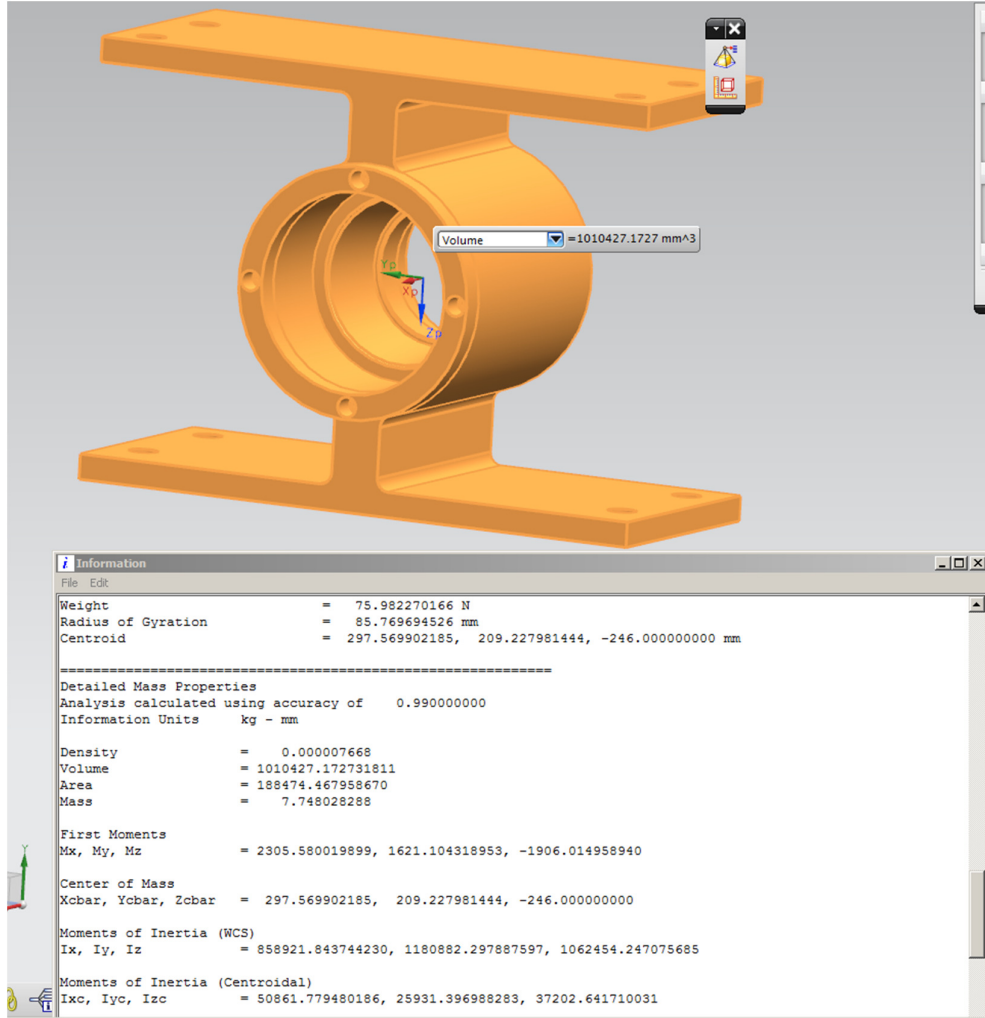


Şekil 3.9 Rulman yuvasının test düneğine montaj çalışması.



Şekil 3.10 Rulman ve keçe yuvası versiyon 4.

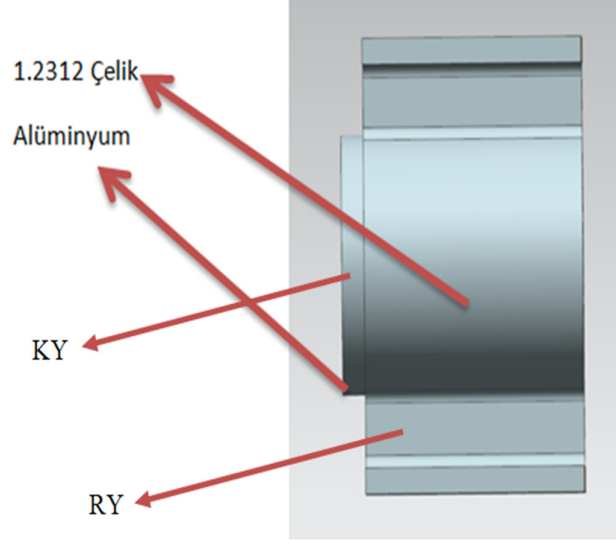
Şekil 3.10'da görülen versiyon 4'de rulman yuvası x, z düzlemine göre simetriktir. Rulman yuvasının üst taraftan vida somun ile bağlanması, tamburun kazana göre yukarı aşağı (Y eksenindeki) hareketini azaltır. Ancak versiyon 4'de bile rulman yuvası simetrik olmasına rağmen, yapılan analizler sonucunda tamburun kazana göre hareket ettiği doğal frekanslarının değerleri çamaşır makinesinde olduğu kadar yakın değildir. Şekil 3.11'de görülen versiyon 5'de çamaşır makinasındaki rulman yuvası referans alınarak yeni rulman yuvası tasarlanmıştır.



Şekil 3.11 Keçe ve rulman yuvası versiyon 5.

Şekil 3.11'de rulman ve keçe yuvasının fiziksel özellikleri de gösterilmiştir. Versiyon 5, test düzeneğinde kullanılan versiyondur. Şekil 3.12'de belirtildiği gibi rulman yuvası malzemesi olarak plastik kalıp çeliği keçe yuvası olarak alüminyum kullanılmıştır. Kalıp çeliğinin özgül ağırlığı 20 °C'de 7,85 kg/dm³'tür.

Kükürt içeriğinden dolayı çok iyi işlenebilir malzemedir. Malzemenin talaşlı imalata elverişli olması yekpare olarak imal edilmesini mümkün kılmıştır.

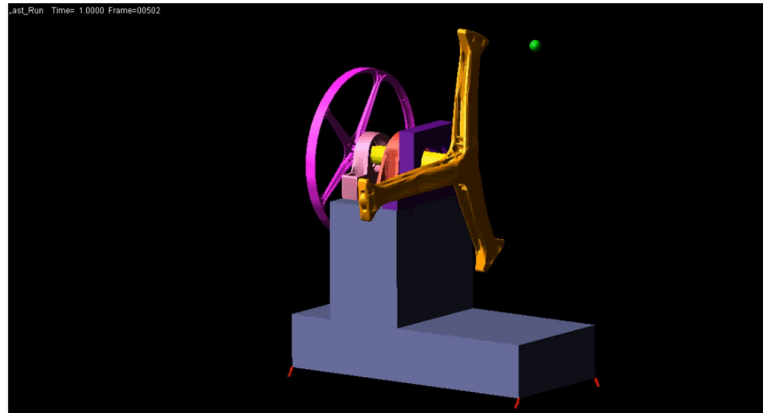


Şekil 3.12 Keçe ve rulman yuvası soldan görünümü ve malzeme bilgisi.

Keçe yuvası 4 adet M8 vida ile rulman yuvasına monte edilmiştir. Keçe yuvası ile rulman yuvası arasındaki eksen kaçıklığını engellemek için keçe yuvasına 8 mm'den büyük, 10 mm çapında delikler delinmiştir. Rulman yuvasının test düzeneğine montajı için M12'lik vidaya uygun 4 adet delik açılmıştır.

3.3 Test Düzeneği Tasarımı

İlk test düzeneği tasarlanırken Onur Çamak'ın test düzeneğinden esinlenmiştir [6].

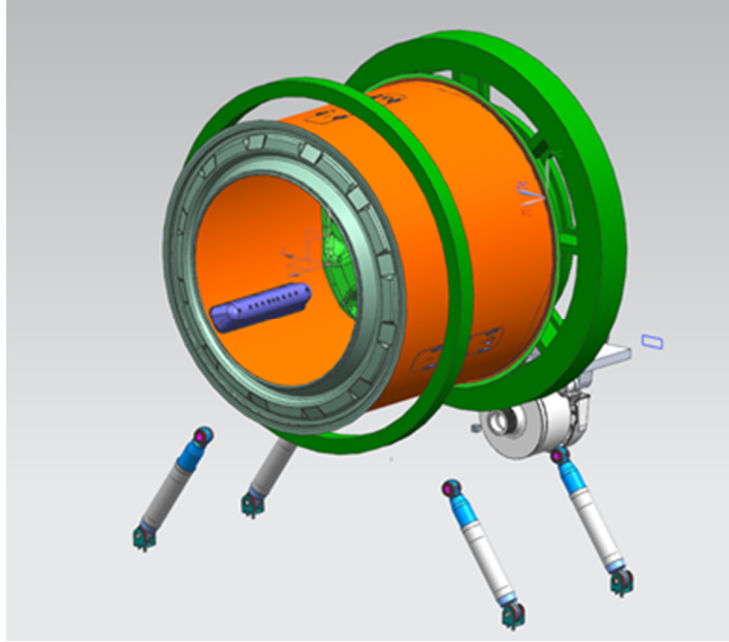


Şekil 3.13 Tasarlanan ilk test düzeneği versiyon 1.

Şekil 3.13'deki yeşil nokta, tamburun içindeki dengesiz yükü temsil etmektedir. Konum olarak ise tamburun sacına temas edecek ve z ekseninde (şekil 4.2'deki eksen

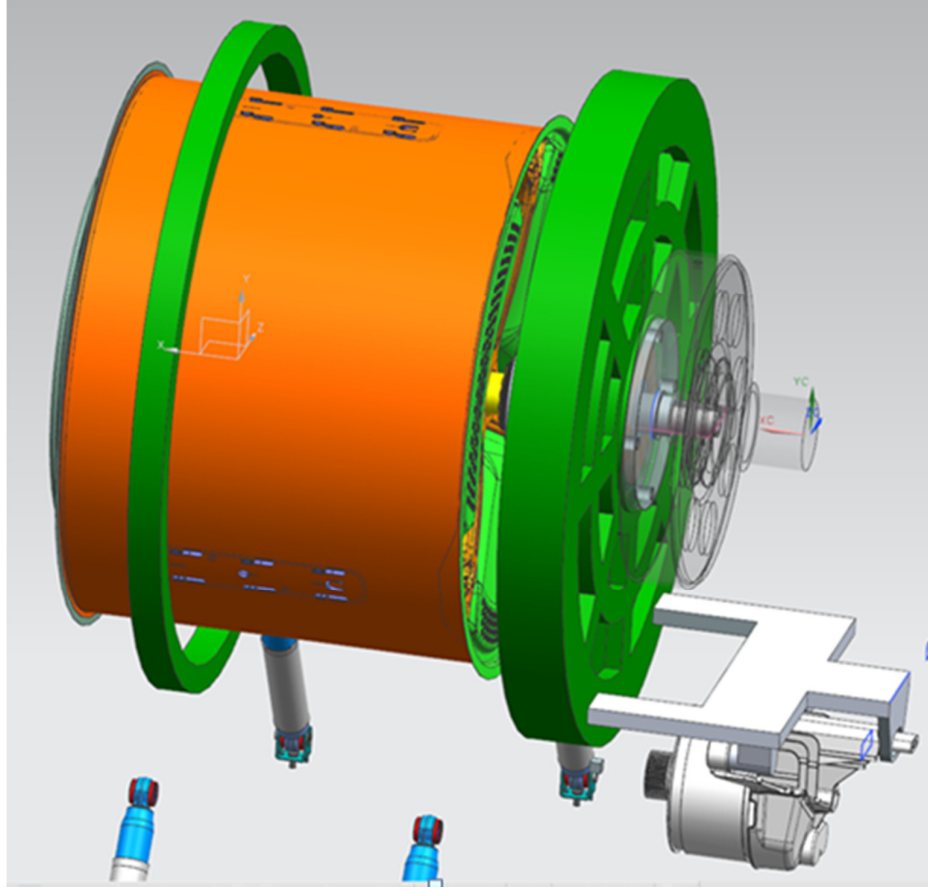
takımı) tamburun ortasında olacak şekilde konumlandırılmıştır. Oturağın altına ise sönümleyici kauçuk malzemeler yerleştirilmesi öngörülmüştür. Şekil 3.13’de test düzeneği komponentleri rijid kabul edilip, kinematik analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda sistemin sabit kalamadığı ve devrildiği gözlemlenmiştir. Bu analizlerden sonra Şekil 3.7’deki gibi tasarlanan test düzeneği versiyon 2’dir. Bu test düzeneğinin iç konstrüksiyonunun (aynı çamaşır makinesinde kazan grubunun gövdeye asılması gibi) yaylar ile rijid bir yapıya asılmasına karar verilmiştir. Test düzeneği versiyon 2 için şekil 3.12’de gözüken ve yere temas eden L şeklindeki oturma Şekil 3.3 deki gibi oturağa dönüşmüştür. Oturağın üzerine monte edilecek tahrik grubu 6 adet yay yardımı ile çamaşır makinesindeki gövdeyi simule eden konstrüksiyona asılması planlanmıştır. Ancak versiyon 2’deki oturağın ve rulman yuvasının problemlili olmasından dolayı üretimi fizibil değildir.

Versiyon 3 olarak yeni bir test düzeneği tasarlanırken Uğur Macit’in [4] tezinde kullanılan alüminyum yapılara benzer yapıların kullanılmasına karar verilmiştir. Şekil 3.14, Şekil 3.15 ve Şekil 3.16’da versiyon 3 olarak tasarlanan test düzeneği gösterilmiştir.



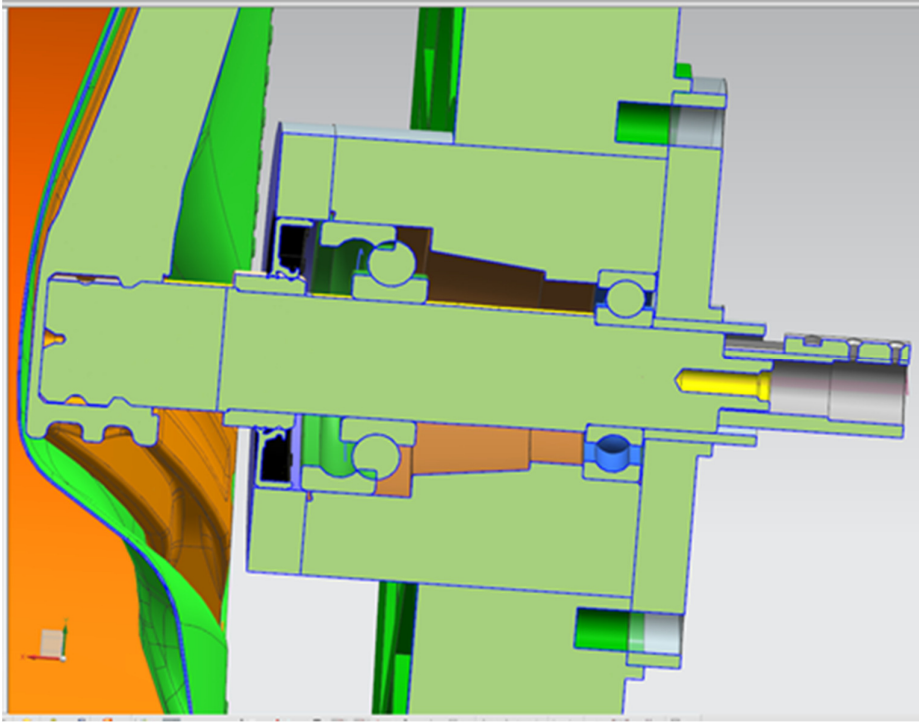
Şekil 3.14 Test düzeneği tasarımı versiyon 3.

Bu test düzeneğinde kazanı temsil eden iki adet alüminyum disk bulunmaktadır. Bu disklerden tamburun ön kısmındaki simit formundadır. İç çapı ise 550 mm’dir. Tamburun arka kısmında bulunan disk test düzeneğinin mukavemetini arttırabilmesi için et kalınlığı ön taraftaki diske göre fazladır. Arka disk çamaşır makinasında olduğu gibi federler ile desteklenmiştir.

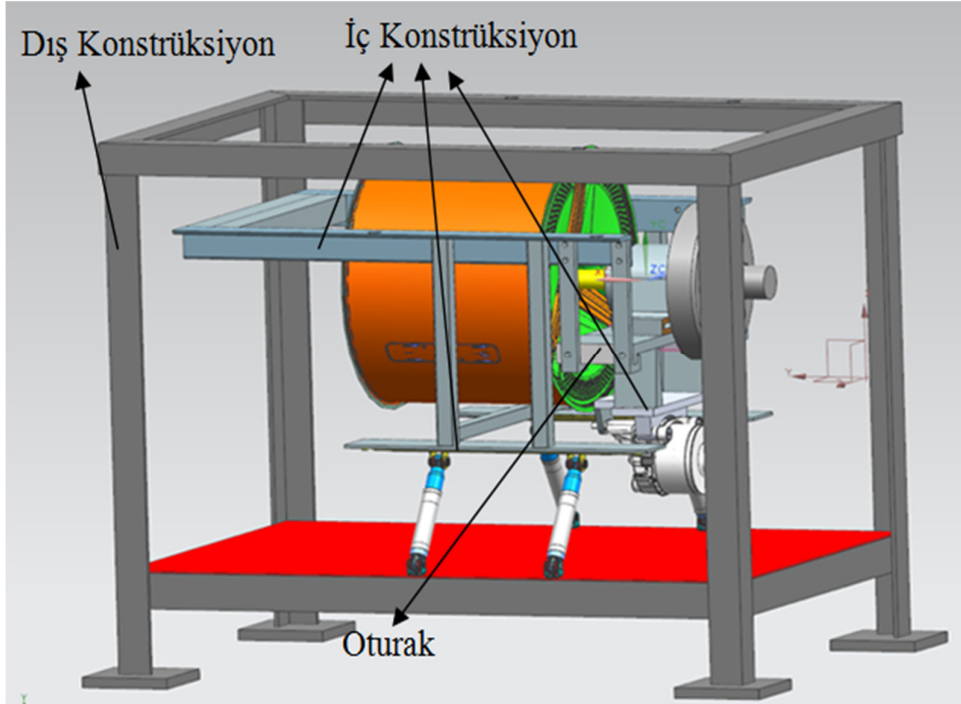


Şekil 3.15 Test düzeneği versiyon 3 arkadan görünümü.

Şekil 3.15’de federler detaylı bir şekilde gözükmemektedir. Şekil 3.15 ‘de aynı zamanda U şeklinde motor tutucu bulunmaktadır. Motor tutucunun U şeklide olmasının nedeni, kasnak ile elektrik motoru arasından kayışın geçebilmesi için boşluk olması gerektiğindendir. Bu test düzeneği için motor tutucu tasarımının geliştirilmesi gerekmektedir. Şekil 3.16’da kesiti alınan rulman yuvası detaylı olarak görülmektedir. Burdaki rulman yuvası kaset sistemi gibidir. M10 vidalar ile kazanın arkasına rulman yuvası monte edilmektedir. Bu test düzeneğinin maliyeti yüksek olacağından dolayı, tasarımı bu noktada durdurulmuştur. Eğer devam etseydi alüminyum daireler alümiyum profiller ile birbirine bağlanacaklardı. Bu profillerden de yaylar ile sistem dış konstrüksiyona asılacaktı. Bu aşamada üretilen test düzeneğinin; iç konstrüksiyon,dış konstrüksiyon,ve tahrik grubu olmak üzere 3 ana gruptan oluşması gerektiğine karar verilmiştir. Şekil 3. 17 ve 3.18’de, 3 ana gruptan meydana gelen ilk tasarım görülmektedir. İç konstrüksiyon ile dış konstrüksiyon birbirlerine 4 adet yay ile bağlanırlar. Tahrik grubu ise iç konstrüksiyona rulmanlar sayesinde yataklanır.



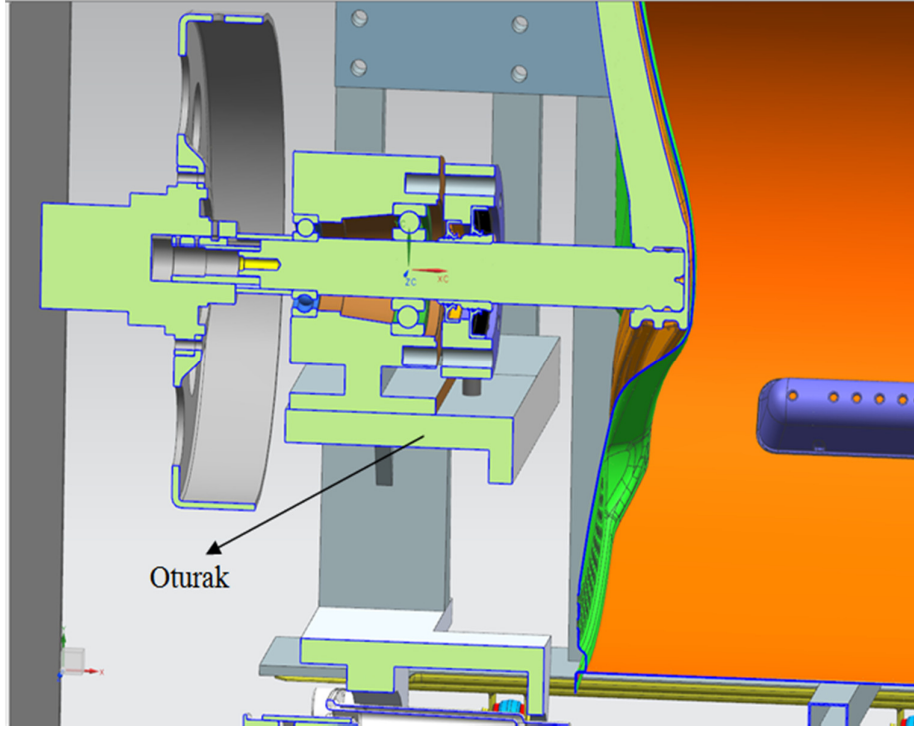
Şekil 3.16 Versiyon 3 test düzeneğinin kesit görüntüsü.



Şekil 3.17 Versiyon 4 test düzeneği.

Bu test düzeneğinde çamaşır makinesindeki gövdeyi temsil eden dış konstrüksiyon kullanılmıştır. Dış konstrüksiyonun son hali Şekil 3.17’de görülmektedir. Şekil 3.17’de görülen amortisörleri monte edebilmek için yapılan ve kırmızı renk ile gösterilen sac plaka ek maliyet getireceği için kaldırılmıştır. Bunun yerine amortisörler 60x60x8 kesitli 1220 mm uzunluğundaki L profillere monte edilmesi kararlaştırılmıştır. Çamaşır makinesindeki kazanı temsil eden iç konstrüksiyonda kullanılan elemanlar, çeşitlilik gösterdiği için üretimi zorlaştırmaktadır. İç konstrüksiyonu basitleştirebilmek için buradaki parçaların ortaklaştırılmasına karar verilmiştir. Bu test düzeneğinde oturak ve oturağı tutuan malzemeler içi dolu ve alüminyum olarak tasarlanmıştır. Bu parçaların alüminyum olarak tasarlanmasının nedeni, ağırlığı azaltıp sistemin ağırlık merkezinin 4 adet askı yayının arasında kalmasını sağlamaktır. Versiyon 4 olarak tasarlanan test düzeneğinin iç konstrüksiyonunda malzeme olarak ancak alüminyum kullanılırsa test düzeneğinin statik dengesi sağlanabilir. Statik denge iç konst

Malzeme olarak alüminyum kullanılması sistemi hafifletmekte, fakat maliyeti arttırmaktadır.



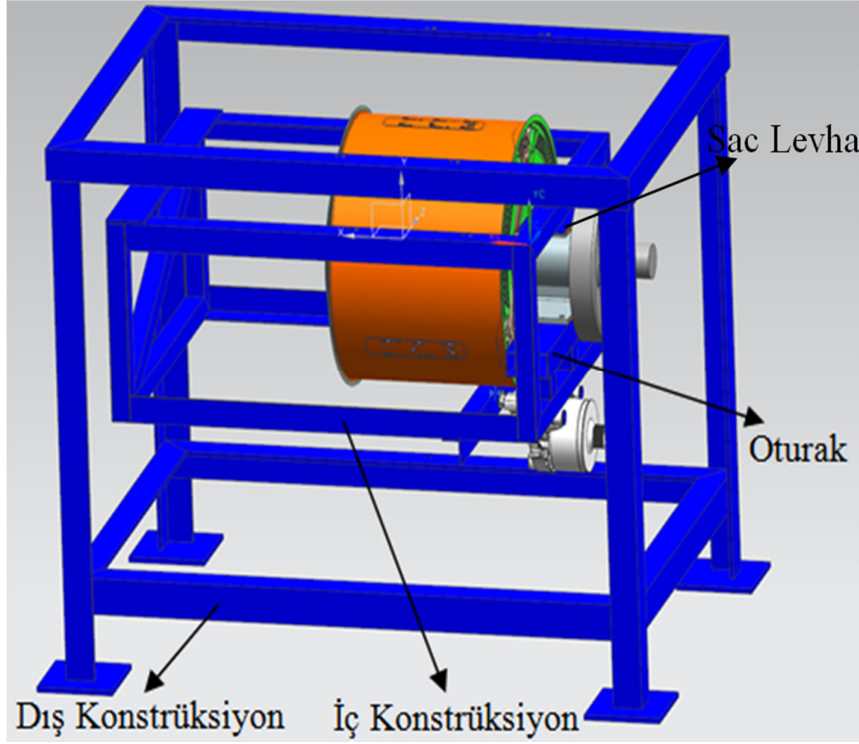
Şekil 3.18 Test düzeneği versiyon 4 kesit görünütüsü.

Şekil 3.18’de görüldüğü üzere alüminyum oturak L kesitine sahiptir ve içi doludur. Alüminyum oturak iç konstrüksiyona bağlayabilmek için standart dışı dört adet kanca şeklinde parça kullanılmıştır. Alüminyumun, çeliğe kaynak ile bağlantısı

olmayacağından vida ile bağlantı sağlanmıştır. Versiyon 4'ün motor tutucusunun maliyeti yüksektir.

Versiyon 5 olarak tasarlanan test düzeneği bölüm 3.8'de tanıtılan test düzeneğidir. Yani test düzeneğinin üretime hazır, son hali versiyon 5'dir.

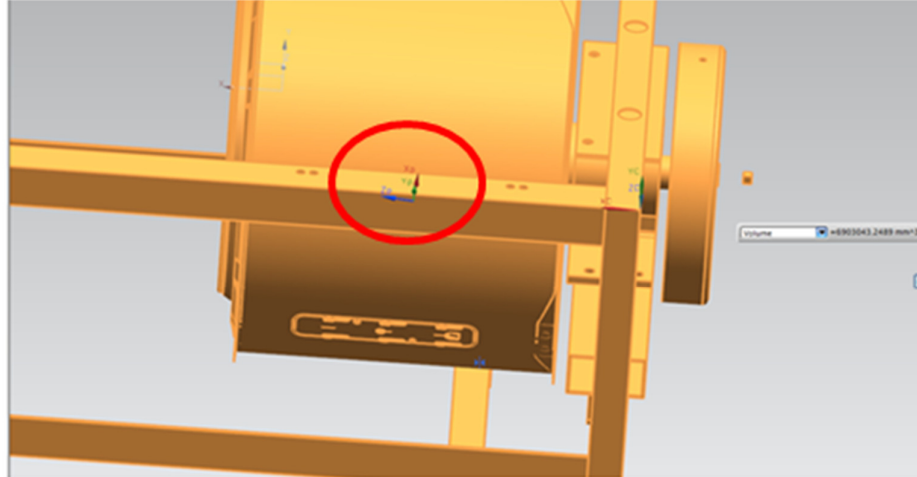
Versiyon 5'in imalatı için hem ucuz hem de üretim süreci basittir. Şekil 3.19 ve 3.20'de test düzeneğinin genel görünüşleri verilmiştir.



Şekil 3.19 Test düzeneği versiyon 5.

Şekil 3.19'da görüldüğü gibi bu tasarımda iç konstrüksiyon oldukça basit bir geometriye sahiptir. İç ve dış konstrüksiyon malzeme olarak çelik profillerin kaynakla birleştirilmesi sonucu imal edilmiştir. İç konstrüksiyon imal edilirken öncelikle 40x40x2 mm'lik profillerden meydana gelen 378 mm yüksekliğinde ve 666 mm genişliğinde iki adet dikdörtgen çerçeve üretilir. Bu çerçeveler 4 adet 50x50x4 uzunluğu 820 mm olan L profil yardımı ile birbirine bağlanır. Bu iki dikdörtgen çerçevenin birine 586 mm uzunluğunda 90x50x3.20 mm kesitinde oturak ve tahrik grubu monte edilir. Diğer çerçevenin boş olması sayesinde çerçevenin köşelerine temas eden kare profil kaynaklanır. Böylelikle sistemin mukavemeti artırılmış olur. Tambur, iç konstrüksiyonun geometrik olarak merkezinde değildir. Bunun nedeni sistemin statik olarak dengesini sağlayabilmektir. Statik olarak sistemin dengede

olmaması demek keçenin milin yüzeyine temas eden yüzey alanın değişmesi, rulmanların üzerine gelen kuvvetin değişmesi, kayış gerginliğinin değişmesi ve aerodinamik kayıpların değişmesi gibi sürtünme torkunu etkileyen bir çok faktörün değişmesi anlamına gelmektedir. Test düzeneğinin çamaşır makinesindeki mevcut durumu temsil edememesi yapılan testlerin anlamsız hale gelmesine neden olacaktır. Çamaşır makinesi üretilirken statik denge ne kadar önemli ise, bu test düzeneği içinde statik denge o kadar önemlidir. Sistemin yere paralel durabilmesini (sağa sola yukarı aşağıya yatıklığın olmamasını) garanti altına alabilmek için sağ ve sol tarafta iki adet olmak üzere toplam 2 yerine 4 adet yay kullanılmıştır. Dengeyi sağlayabilmek için tamburun önündeki dikdörtgen çerçevenin üzerinde sac levha bulunmaktadır. Bu sac levha çamaşır makinesinde statik dengeyi ve rijitliği arttırmak için kullanılan denge ağırlığı gibidir. Bu sac levhanın konumu, tambur merkezinden uzaktadır. Bunun nedeni sistemin ktle merkezinin 4 adet yayın geometrik merkezi ile çakışmasını sağlamaktır. Sac levhanın ağırlığı sistemin rijitliğini etkileyebilecek bir ağırlığa sahip değildir.. şekil 3.20’de sistemin statik dengesi ve dış konstrüksiyon hariç sistemin ağırlığı ktle atalet momenti gibi özellikler verilmiştir.

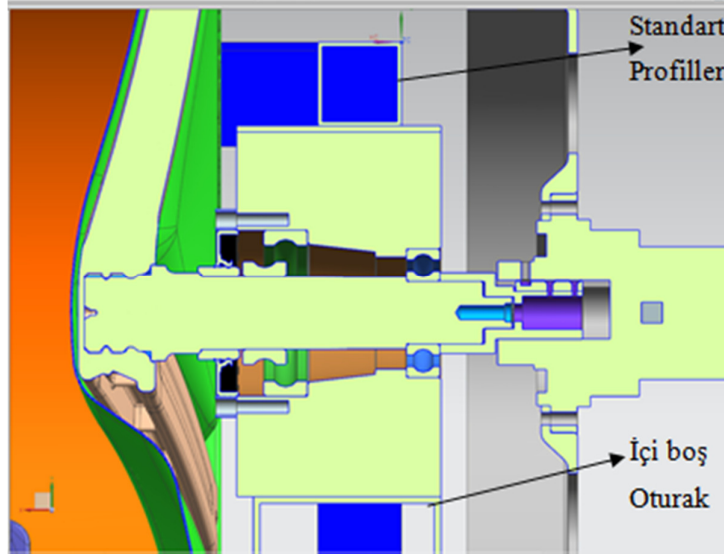


Information Units	kg - mm
Density	= 0.000007684
Volume	= 6903043.248865233
Area	= 5491743.344750316
Mass	= 53.040409435
First Moments	
Mx, My, Mz	= 13889.259706826, -10098.526782886, 17666.403829546
Center of Mass	
Xcbar, Ycbar, Zcbar	= 261.861849386, -190.393077476, 333.074424156
Moments of Inertia (WCS)	
Ix, Iy, Iz	= 11060192.729421083, 17504825.496265020, 12801487.129137034

şekil 3.20 Test düzeneğinin statik dengesi ve fiziksel zellikleri.

Şekil 3.20’de görüldüğü gibi sistemin ağırlık merkezi askı yaylarının tam ortasındadır. Sistemin ağırlık merkezinin askı yayların arasında herhangi bir noktada olması iç konstrüksiyonun yere paralel pozisyonda olması için yeterlidir. Ancak askı yaylarının geometrik olarak merkezinin, sistemin ağırlık merkezi ile çakıştığı zaman, yaylarda oluşan kuvvet eşit olarak dağılır. Askı yaylarına gelen kuvvetin eşit olarak dağılması sistemin doğal frekansı hesaplanırken ve tork ölçümü yapılırken doğru verilerin alınması için önem taşımaktadır.

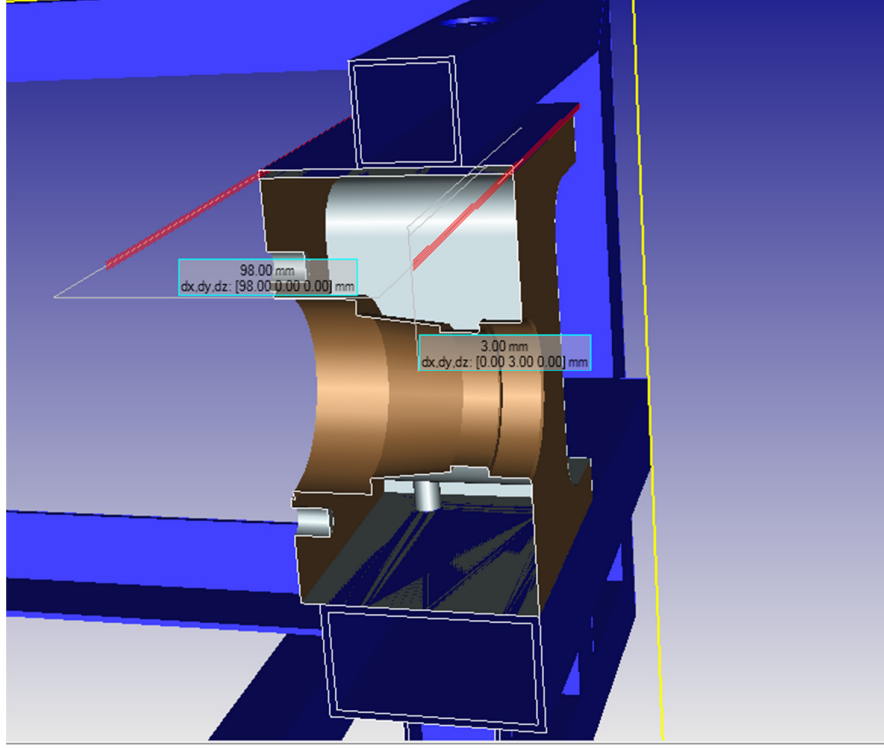
Çamaşır makinasında kazanın dengesiz kütleinin oluşturduğu kuvvet ve momentlerden zarar görmemesi için kazan arkasında federler kullanılarak kazanın rijitliği artırılmıştır. Test düzeneğinde kazanı temsil eden iç konstrüksiyon, malzemesinin çelik olması ve geometrik olarak ataletin artırılması sağlanarak kazandan daha dayanıklı bir yapı haline getirilmiştir.



Şekil 3.21 Test düzeneği kesit görüntüsü.

Şekil 3.21’de gözüktüğü üzere oturak kısmı ve dikdörtgeni oluşturan yapılar içi boş profillerdir. Bu profiller hesaplanırken standart profiller kullanılmıştır. Şekil 3.22’de görüldüğü gibi rulman yuvası 4 sağ, 4 sol olmak üzere toplam 8 adet metrik, 12 vida ile iç konstrüksiyona sabitlenmiştir. Rulman yuvasının üst tarafını monte edebilmek için 40x40x2 mm’lik kare profilde yeterli alan bulunmamaktadır. Bunun için kare profilin altına 98 mm genişliğinde 3 mm kalınlığında sac levha kaynaklanmıştır. Montaj esnasında rulman yuvasının yüksekliği kritik önem taşır. 175 mm’den farklı bir ölçüde üretildiği takdirde rulman yuvası montaj edilemez. Bunu engellemek için

rulman yuvası oturağa ve sac levhaya monte edildikten sonra, sac levha kare profile kaynak edilmiştir.



Şekil 3.22 Rulman yuvası montajı.

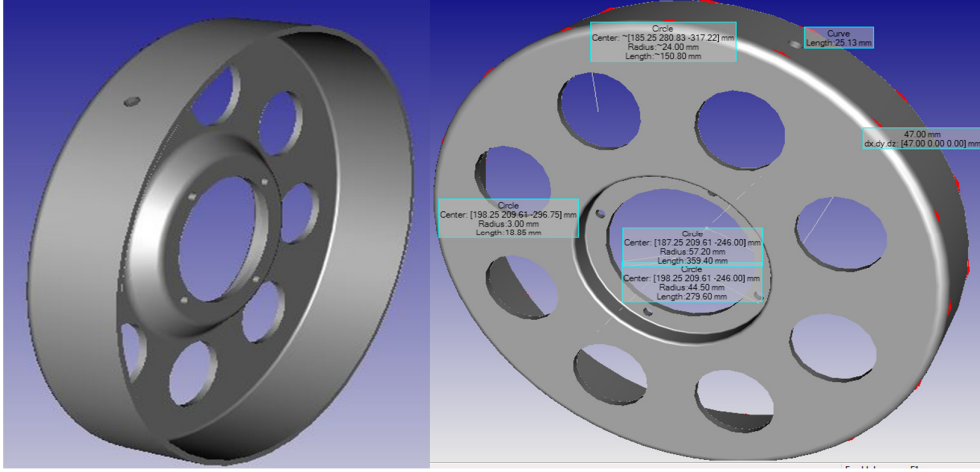
Montaj esnasında rulman yuvasının yüksekliği kritik önem taşır. 175 mm'den farklı bir ölçüde üretildiği takdirde rulman yuvası montaj edilemez. Bunu engellemek için rulman yuvası oturağa ve sac levhaya monte edildikten sonra, sac levha kare profile kaynak edilmiştir.

3.4 Kasnak Adaptör Tasarımı ve Torkmetrenin Entegrasyonu

Çamaşır makinesinde olduğu gibi test düzeneğinde de dönme hareketi elektrik motorundan kayış kasnak yardımı ile mile iletilir. Mevcut çamaşır makinesinden farklı olarak test düzeneğinde kasnak ile tambur mili arasında tork metre ve adaptör vardır. Torkmetrenin görevi strain gaugeler yardımı kasnaktan tambur miline aktarılan torku ölçmektir. Tork metre seçimi yapılırken tork metrenin hassasiyeti, hata payı gibi teknik özelliklere göre torkmetre seçilmiştir. Seçilen torkmetreye uygun kasnak tasarımı yapılması gerekmektedir.

3.5 Kasnak Tasarımı

Çevrim oranının değişmemesi için çamaşır makinasındaki kasnak çapı değiştirilmemiştir. Test düzeneğindeki kasnağın çapı 300 mm'dir. Kasnağın göbek kısmına tork metrenin monte edilebilmesi için delik delinmiştir. Şekil 3.22'de tork metrenin montajına göre tasarlanan kasnak gözükmektedir.



Şekil 3.23 Kasnağın önden ve arkadan görünümü.

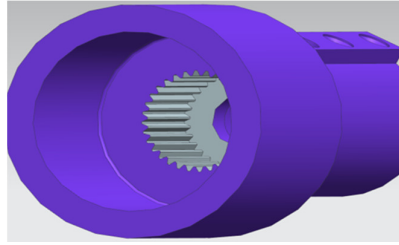
Kasnağın ortasındaki 48 mm'lik 8 adet delik kasnağı hafifletmek için yapılmıştır. Bu delikler aynı zamanda kasnağın test düzeneğine monte etme ve kayışı kasnağa takma işlemlerinde kolaylık sağlamaktadır. Kasnağın derinliğini 47 mm'dir. Kasnağın derinliği mevcut kasnağa göre 30 mm daha fazladır. Bunun nedeni, torkmetre ve adaptör, kasnağın -z yönünde ötelenmesine neden olur. Kayışın elektrik motorun miline takıldıktan sonra kasnağa temas edebilmesi için bu derinlik şarttır. Kasnak imal edilirken yekpare olarak imal edilmektedir. Alüminyum diskten içi boşaltılarak üretildiği için titreşim nedeniyle kayışın oturduğu yüzeyler pürüzlü olabilmektedir. Doğru ölçümler alabilmek için kasnağın kayışın temas ettiği yüzey, mevcut kasnak ile aynı pürüzlülük seviyesinde olması gerekmektedir. Torkmetre kasnağa 4 adet M3 vida ile bağlanmaktadır. Eksen kaçıklığını engellemek için kasnakta 115 mm çapında ara kademe bulunmaktadır. Bu sayede eksen kaçıklığı engellenmiş olunur.

Kasnağın tepesinde 4 mm çapındaki delik, adaptörü tambura monte edebilmek için kullanılan özel tornivadanın geçebilmesi için açılmıştır.

3.6 Adaptör Tasarımı

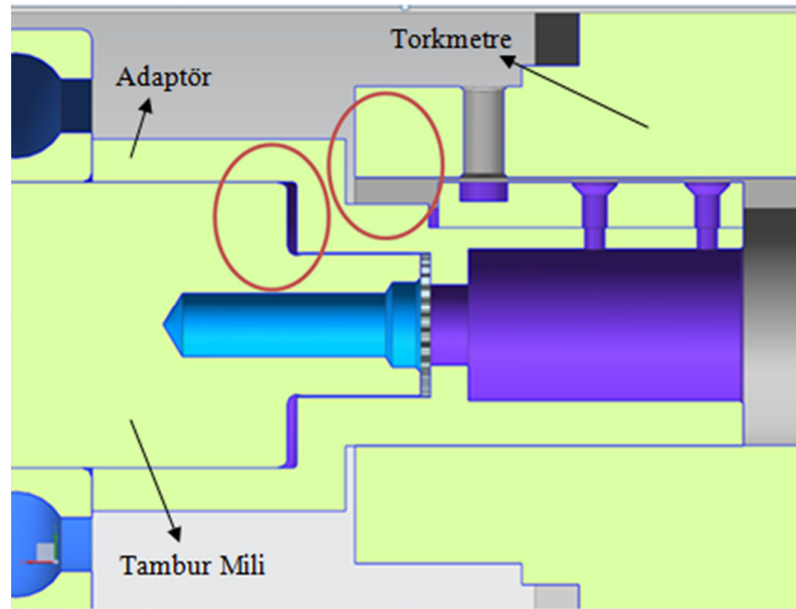
Tork metreden tambur miline dönme hareketini aktaran parçaya adaptör adı verilmiştir. Adaptörün sabit kalması dönme hareketini aktardığı için zordur.

Adaptörün torkmetrede sabit kalabilmesi için torkmetre içine kama kanalı açılmıştır. Adaptör içinde bulunan kamanın üzerine 3 adet vida deliği açılmıştır. Bunlardan iki tanesi kamayı adaptöre bağlamak için kullanılır. Bu delikler M2.5 yada M3'e uygun vidaya göre açılmalıdır. Üçüncü delik ise adaptörü torkmetreye bağlamak için açılmıştır. Adaptörün içine mile takılması için açılan bronz kanalı 15x17f boyutunda DIN 5481'e göre yapılmıştır.



Şekil 3.24 Adaptör.

Şekil 3.24'de açılan bronz kanalı gözükmektedir. Ölçülerin hassas olması gerektiği için tel erezyon yöntemi kullanılarak üretim yapılmıştır. Dönme hareketinin akışı, motor mili, kayış, kasnak torkmetre, adaptör, tambur mili, flanş ve tambur şeklinde devam etmektedir. Dönüş esnasında rulman iç bileziği dönmektedir. Bu yüzden adaptörün sadece rulmanın iç bileziğine temas etmesi gerekmektedir.



Şekil 3.25 Torkmetre adaptör tambur mili bağlantısı.

Şekil 3.25'de kırmızı daire içinde gösterilen kısımda, adaptör ile tambur mili arasında ve adaptör ile torkmetre arasında birer milimetre boşluk bırakılmıştır. Bunun nedeni adaptörün üretim esnasında tasarlanan ölçülere göre uzun yada kısa

olması durumunda adaptör, rulmanın iç bileziğine temas etmesini garanti altına almak içindir.

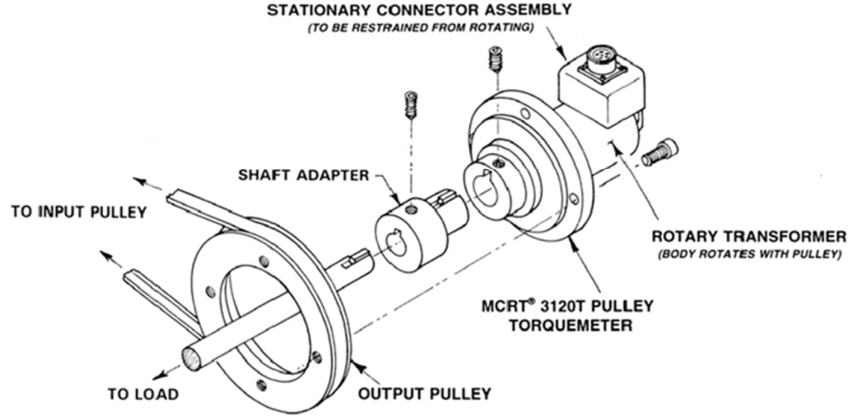
3.7 Torkmetre Seçimi

Torkmetrenin ölçüm hassasiyeti ve ölçüm yapabileceği maksimum tork değeri, torkmetre seçimini etkileyen faktörlerdir. Bunun için dönen özel amaçlı tork güç çeviricileri üretimi yapan 'S.Himmelstein and Company' firmasının sensörü kullanılmıştır. Şekil 3.26'da gözüken bu özel tasarımların şaft, tekerlek ve kasnağa uygun modelleri bulunmaktadır. Yapılan test düzeneğinde kasnaktan sonrasının tork kaybının ölçülmesi hedeflendiğinden, kasnak içine entegre edilebilen torkmetre seçilmiş ve kullanılmıştır.










Şekil 3.26 Torkmetre çeşitleri [25].

MCRT® 3120TA & 31200T Pulley/Sprocket Torquemeter Installation With Shaft Adapter



Şekil 3.27 Torkmetrenin kasnağa montajı [25].

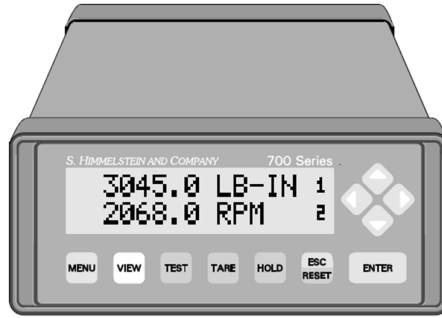
Şekil 3.27'deki resim firmanın kataloğundan alınmıştır. Test düzeneğinde torkmetre ile adaptör arasındaki bağlantı şekil 3.27'de gözüken vida sayesinde olur. Mil ile adaptör arasındaki bağlantı ise adaptör üzerinde açılan 15x17f DIN 5481'e göre açılan bronz kanalı sayesinde sağlanır.

							
	► MORE INFO	► MORE INFO	► MORE INFO	► MORE INFO	► MORE INFO	► MORE INFO	► MORE INFO
Title	MCRT 28550T and 28551T Spline Drive Rotating Torque Transducers	MCRT 48550V & 48551V Spline Drive Rotating Torque Transducers	MCRT 3120T & 31200T Pulley Style Torque Transducers	MCRT 27800T Series Wheel Torquemeters (Torque Wheels)	MCRT 27800V Series DC Operated Wheel Torquemeters (Torque Wheels)	MCRT 48000P Series Horsepower/kWh Meters	MCRT 49000P Series Horsepower/kWh Meters
Model	28550T	48550V	31200T	27800T	27800V	48000P	49000P
Description	AND Flange & Spline	AND Flange & Spline	Pulley	Automotive Wheel	Automotive Wheel	Flanged, Shaft	Flanged, Shaft
Range (N-m)	1,130	1,130	170	11,300	11,300	452,000	226,000
Range (lbf-in)	10,001.343	10,001.343	1,504.627	100,013.427	100,013.427	4,000,537.063	2,000,268.532
Mechanical Overload	200%	200%	250%	1000%, 200%	1000%, 200%	200%	400%
Accuracy	±0.1	±0.1	±0.1 & ±0.25	±0.1	±0.1	±0.1 & ±0.05	±0.1 & ±0.05
Speed	15,000	15,000	7,500	2,000	2,000	15,000	15,000
Output Signal	mV/V	±10 Vdc, ±5 Vdc	mV/V	mV/V	±10 Vdc, ±5 Vdc	±10 Vdc, ±5 Vdc, RS232	±10 Vdc, ±5 Vdc, RS232
Overrange	ext. amplifier dependent	133%	ext. amplifier dependent	ext. amplifier dependent	133%	150%	150%
Compatible Display	Z01, Z11, Z21	Z03, Z23	Z01, Z11, Z21	Z01, Z11, Z21	Z03, Z23	Z03, Z33	Z03, Z33
Specification Sheet	B765	B7403	B7620	B7800	B7801	B7404	B7404

Şekil 3.28 Torkmetre teknik özellikleri [25].

Maksimum ölçülebilinen tork kapasitesi 200 lbs.inch'dir, metrik birim olarak 22.596 Nm'dir. Tork ölçüm hassasiyeti şekil 3.28'de belirtildiği üzere ± 0.1 'dir. Ölçülen değerlerin hassasiyeti $T_{\max} \times \frac{0.1}{100} = \pm 0.0226$ Nm aralığı vardır.

Torkmetre ile ölçülen verilerin bilgisayara aktarımı şekil 3.29'daki cihaz yardımı ile gerçekleştirilir.



Şekil 3.29 Çoklu kanal sinyal koşullandırıcı ekranı [25].

Şekil 3.29'daki cihazın üzerindeki 'TARE' tuşu değerleri sıfırlamaya yarar. Test düzeneğinde ölçüme başlamadan önce mutlaka tare tuşuna basılması gerekmektedir. Aksi takdirde kasnak takıldıktan sonra sistem üzerinde oluşan tork değeri, ölçülen değere eklenmiş olur. Cihazın arkasında bulunan COM RS232 çıkışı sayesinde veriler bilgisayara aktarılır. Aynı zamanda iki adet kanal çıkışı bulunur. Bunlardan bir tanesi devir, diğeri ise tork verilerini toplamak içindir. Ölçülen tork değerlerinin sistemde oluşabilecek statik elektrik yüklerinden olumsuz etkilenmemesi için şekil 3.30'daki kırmızı halka ile gösterilen metal sac parça kullanılarak torkmetre ile test düzeneğinin oturağı arasında temas sağlanmıştır.



Şekil 3.30 Torkmetre ile oturak arasındaki bağlantı.

Torkmetre ile ölçülen tork değeri kasnakta mil aktarılan tork değeridir.[Nm]

$$\text{Net Tork} = T_{\text{Ölçülen}} = T_{\text{Sürtünme}} + J\alpha \quad (3.1)$$

$$\text{Tambura Uygulanan Net tork} = T_{\text{Ölçülen}} - T_{\text{Sürtünme}} = J \cdot \alpha \quad (3.2)$$

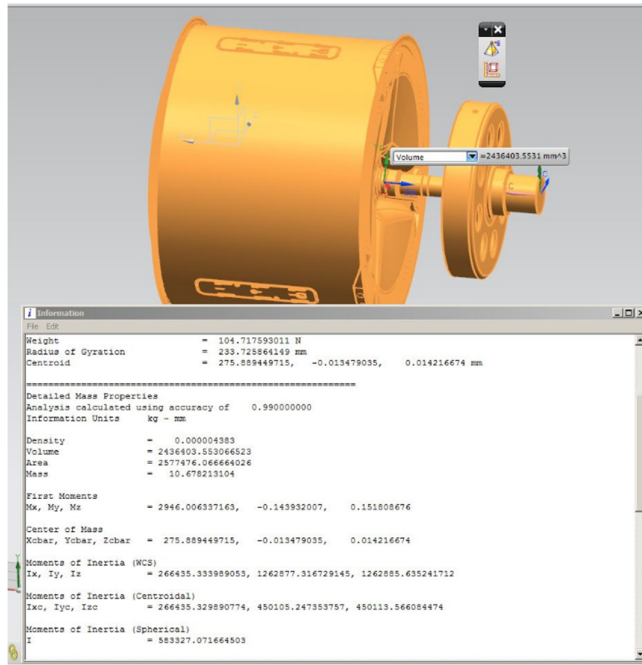
J= Sistemin dönme eksenine göre kütleli atalet momentidir.

Şekil 3.31’de test düzeneğinin dönme eksenine göre kütleli atalet momentini

belirtmiştir. α , sistemin açısal hızının zamana göre değişimi yani açısal ivmesidir.

Sistem sabit açısal hızda dönerken, $\alpha = 0$ olacağından,

$$\text{Ölçülen tork değeri} = T_{\text{Ölçülen}} = T_{\text{Sürtünme}} \quad (3.3)$$



Şekil 3.31 Test düzeneğinde dönen kütleli atalet momentini.

Tezin hedeflerine ulaşması için torkmetre içindeki straingaugeler yardımı ile aktarılan torkun güvenilir bir şekilde ölçülmesi gerekmektedir. Torkmetre ile okunan değerlerden faydalanarak devir-tork, devir-zaman, tork-zaman, güç-zaman, güç-tork grafikleri elde edilebilmektedir. Elde edilen verilerin senkronize olabilmesi için tork ile devir aynı cihaz üzerinden (torkmetre) ölçülür.

Ts sistem dönerken sürtünme kuvvetleri sonucu sistemde oluşan torku (sürtünme momenti) ifade etmektedir. Sürtünme momenti nedeni ile mekanik enerji ısı enerjisine dönüşmektedir. Çamaşır makinesinde enerji verimi yüksek makineler üretmek için sürtünme momentinin ölçülmesi ve minimize edilmesi gerekmektedir.

Ts'yi oluşturan parametreler :

- Yağ keçesinin burca teması sonucu oluşan sürtünme kuvveti,
- Rulmanlarda oluşan sürtünme kuvveti,
- Amortisörlerin hareketi sonucu oluşan sürtünme kuvvetleri ve
- Aerodinamik kaynaklı Sürtünme kuvvetleri

Bölüm 5'te yapılan ölçümler sonucunda yukarıdaki sürtünme kuvvetlerinin T sürtünmeyi ne kadar etkilediği detaylı bir şekilde açıklanmıştır. Bölüm 5'de aynı zamanda sistemin çektiği akımdan tüketilen toplam enerji miktarı da hesaplanmıştır.

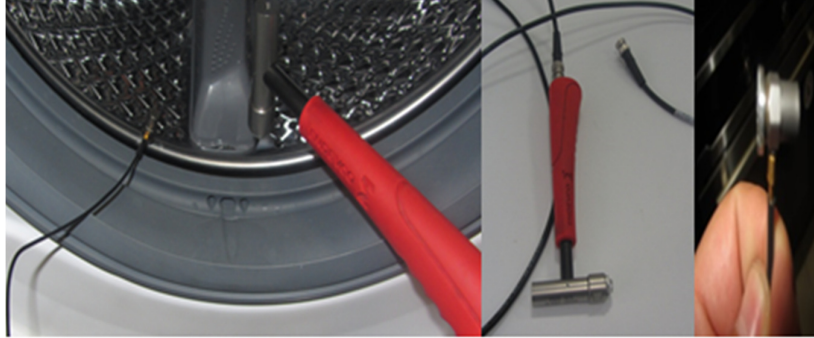
4 TASARLANAN TEST DÜZENEĞİNİN MODELLENMESİ, ANALİZİ VE ÜRETİME UYGUNLUĞU

Test düzeneğinin üretime uygun olduğunu kontrol etmek ve çamaşır makinesinin dinamik özelliklerini temsil ettiğini doğrulamak için sonlu elemanlar yöntemi ile (ANSYS programı kullanılarak) çeşitli analizler yapılmıştır. Modelleme ve tasarım süreçleri paralel işleyen süreçlerdir. Bölüm 3’de bahsedilen tasarım süreçlerinin herbiri yapılan modellemeler sonucunda geliştirilmiştir. Test düzeneğinde karşılaşılabilecek en büyük problem, sistemin test yapılması planlanan devirlerde rezonans problemine maruz kalmasıdır. Yüksek devirde dengesiz kütlelerin oluşturduğu merkezkaç kuvveti yüksek olduğu için sistem rezonansa girerse test düzeneği zarar görebilir. Test düzeneğinin maksimum açısal hızı 1600 rpm’dir ve yaklaşık 26.6 Hz’dir. Test düzeneği bu devirde sabit hızda belirli bir süre kaldığı için test düzeneğinin doğal frekanslarından herhangi bir tanesi bu frekans değerine yakın yada bu değerın katlarında olmaması gerekmektedir. Çamaşır makinesi ve test düzeneği tasarlanırken amaç etkin bir titreşim izolasyonu sağlamak, askı frekansı diye tabir edilen düşük frekanslardaki doğal frekanslardan yüksek açısal ivme ile geçmektir. Sistemde amortisör kullanılmasının amacı da söz konusu doğal frekanslardan geçerken titreşim genliklerini kontrol edebilmektir. Tamburun kazana göre izafi hareket ettiği moda karşılık gelen doğal frekans, test düzeneğinin çalışma frekans aralığına girebileceği veya yaklaşabileceği dikkat edilmesi gereken en önemli tasarım kriterlerinden birisidir. Bunun için öncelikle mevcut çamaşır makinesindeki durum tespit edilmelidir.

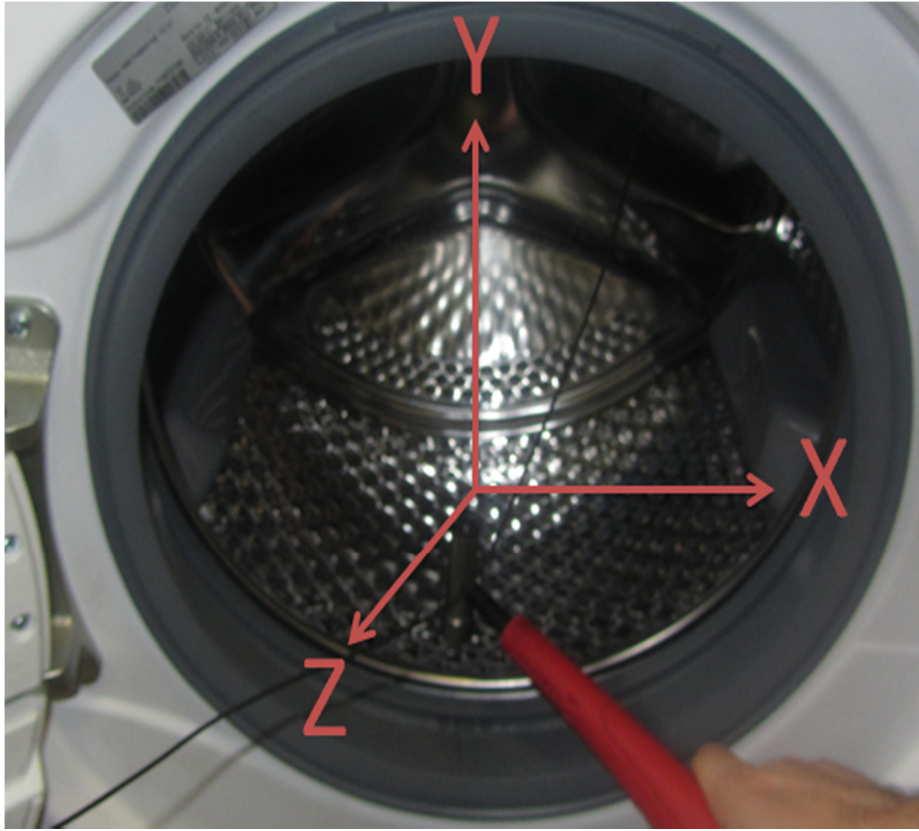
4.1 Çamaşır Makinesinin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Çamaşır makinesinin dinamik özellikleri belirlenirken, tamburun kazana göre izafi hareket ettiği moda karşılık gelen doğal frekanslar tespit edilmiştir. Bunun için referans alınan çamaşır makinesine titreşim testleri uygulanmış, çamaşır makinesinin doğal frekansları deneysel olarak belirlenmiştir. Şekil 4.1’de gözükten tambura ivme ölçer yapıstırılır. Tambura ivme ölçerin eksenı doğrultusunda kuvvet sensörlü özel

bir çekiç yardımıyla kuvvet uygulanır. Şekil 4.1’de titreşim ekipmanlarından ivme ölçer ve çekiç görülmektedir. Şekil 4, titreşim testi anında çekiç ile vuruş yapılırken çekilmiş bir fotoğraftır



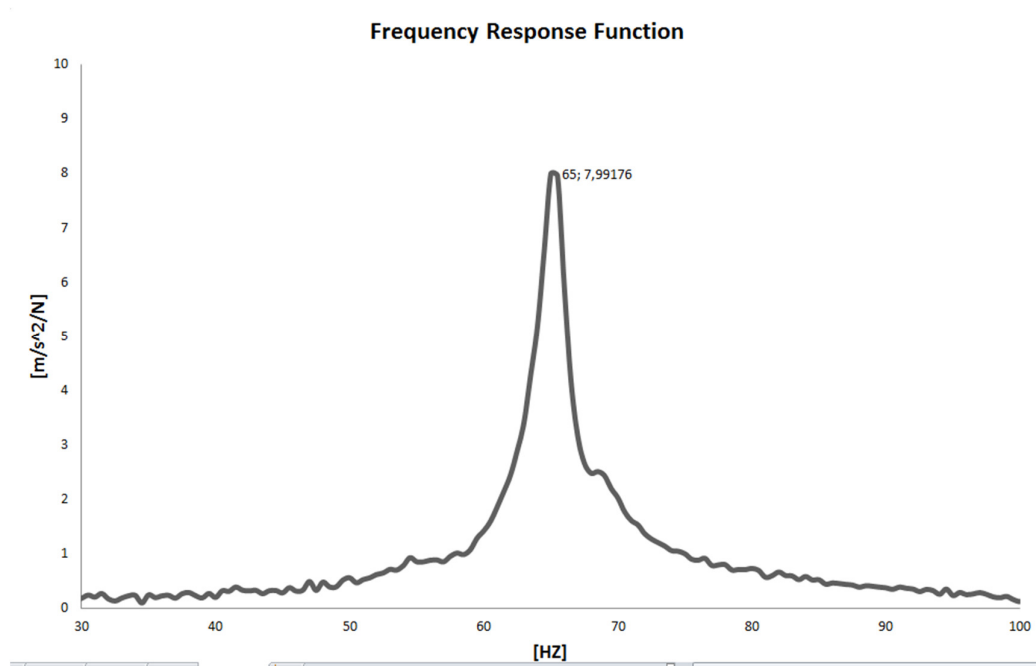
Şekil 4.1 Titreşim test ekipmanları.



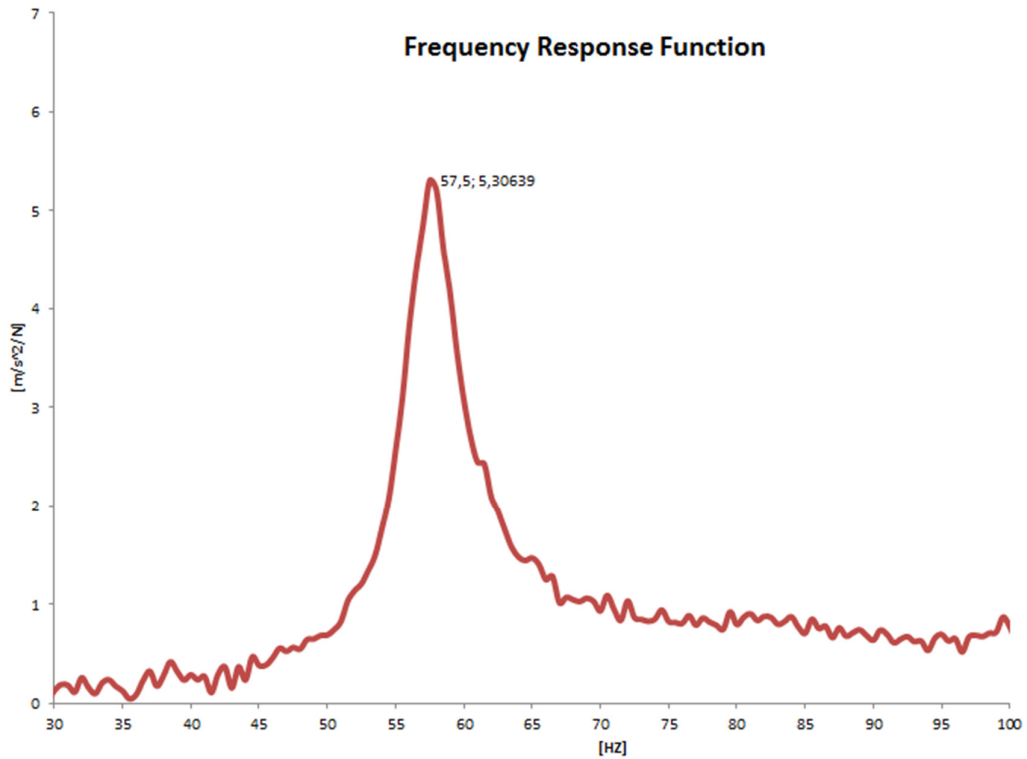
Şekil 4.2 Çamaşır makinesi ve test düzeneği kordinat düzlemi.

Şekil 4.2’de çamaşır makinesinde titreşim testi yapılırken, çekiç ve ivme doğrultularını ifade edebilmek için kullanılan kordinat sistemi şematik olarak gösterilmiştir. Bu kordinat düzlemi aynı zamanda test düzeneğinde kullanılan kordinat sistemidir. Şekil 4.1 ‘deki ölçümde ivme +y yönünü çekiç ise -y yönünü

göstermektedir. Aynı test ivme ile tahrik +y eksenini gösterirken ve -x yönünü gösterirken de yapılmıştır. Şekil 4.1'deki durum için sonuçlar şekil 4.3'deki grafikte sunulmuştur.



Şekil 4.3 İvme y tahrik -y ekseninde çamaşır makinesi titreşim testi sonuçları



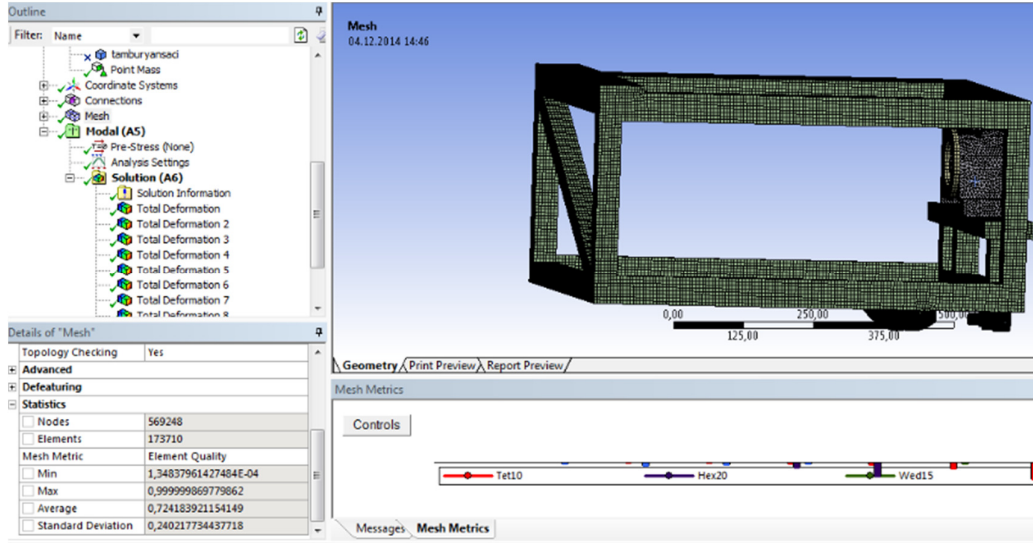
Şekil 4.4 İvme -x tahrik -x ekseninde makinesi titreşim testi sonuçları.

Şekil 4.4 ve 4.3’de tamburun kazana göre izafi hareket ettiği modlara karşılık gelen doğal frekanslar elde edilmiştir.

4.2 Bilgisayar Ortamında Tasarlanan Modelin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

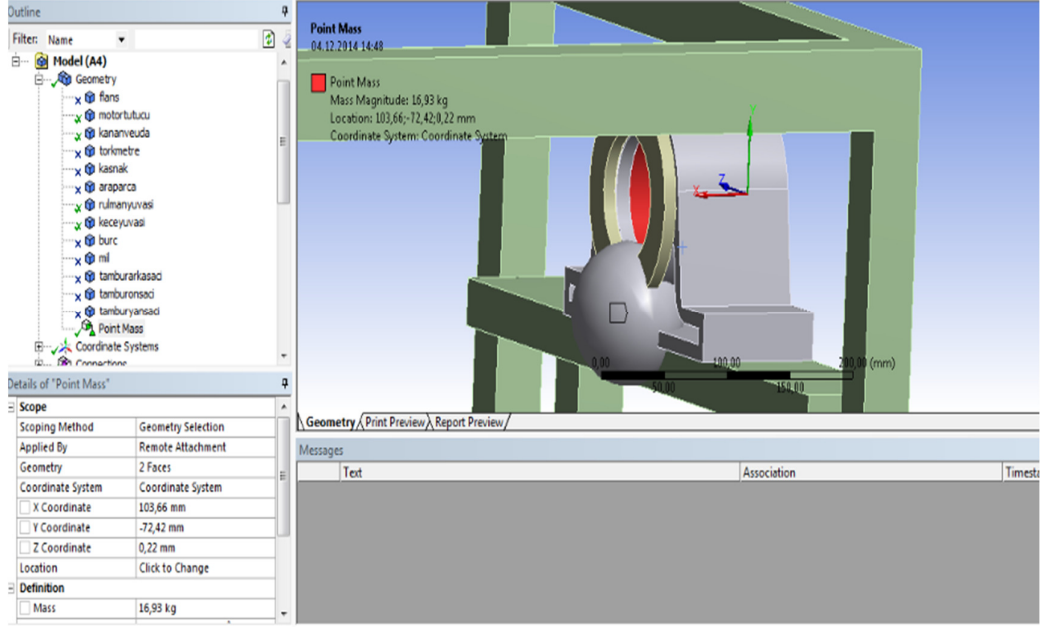
Bilgisayar ortamında tasarlanan test düzeneği ile ilgili analizler tasarım süresince model üzerinde sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılmıştır. Tasarlanan model analize aktarılırken bazı küçük detaylar ihmal edilmiştir. Örneğin parçalardaki yuvarlatmalar, sistemin dinamiğini etkilemeyen delikler, adaptörün içindeki bronz kanalı ve mildeki dişliler gibi karmaşık geometriler analiz modelinde dikkate alınmamıştır.

İç konstrüksiyon uzayda serbest olacak şekilde modal analizler yapılmıştır. Tasarım yapılırken test düzeneği katı olarak modellenmiştir. Katı olarak analize aktarılan modelin mesh bölümündeki eleman ve node sayısı fazla olduğundan sonlu elemanlar yöntemindeki matrislerin çözümleri zaman almaktadır. Şekil 4.5’deki analiz kişisel bir bilgisayarda yaklaşık 12 saat sürmüştür.



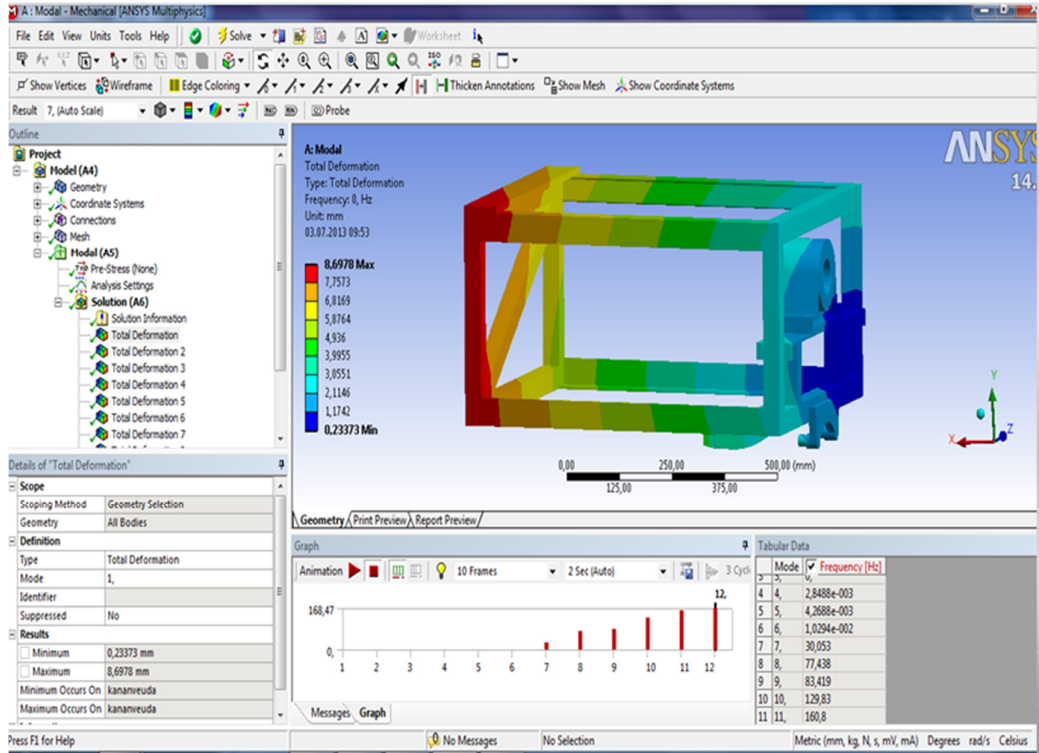
Şekil 4.5 Test düzeneği katı model mesh tipi.

Test düzeneği katı olarak modellendiği için node sayısı 569248, eleman sayısı 173710’dur. Eleman kalitesi 0,724 skewness değeri ise 0,333’dür. Tahrik grubu şekil 4.6’da görüldüğü gibi noktasal kütle olarak modellenmesine rağmen, analiz süresi 12 saati geçmiştir.

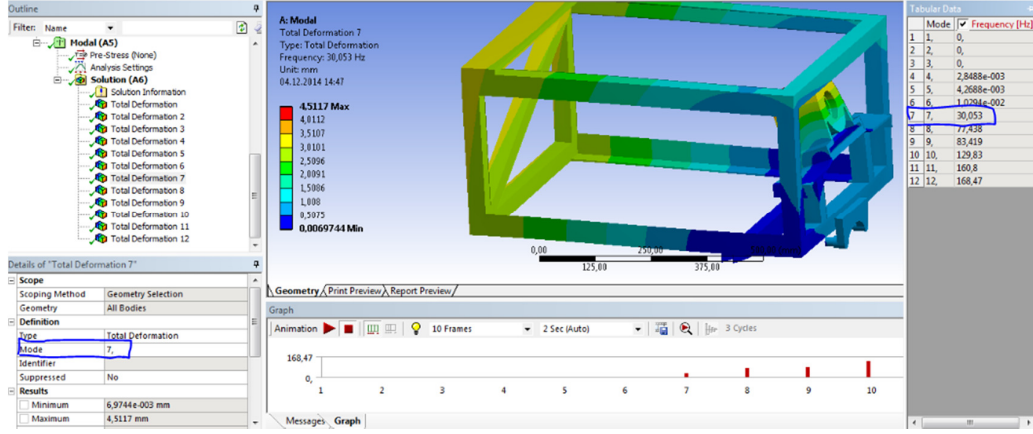


Şekil 4.6 Tahrik grubunun noktasal kütle olarak modele eklenmesi.

Bu analizde noktasal kütle, tahrik grubunu temsil etmiştir. Konum olarak tahrik grubunun ağırlık merkezinde olan ve rulman yuvasında rulmanların temas ettiği alana temas eden kütle olarak modellenmiştir.



Şekil 4.7 İç konstrüksiyon modal analiz.

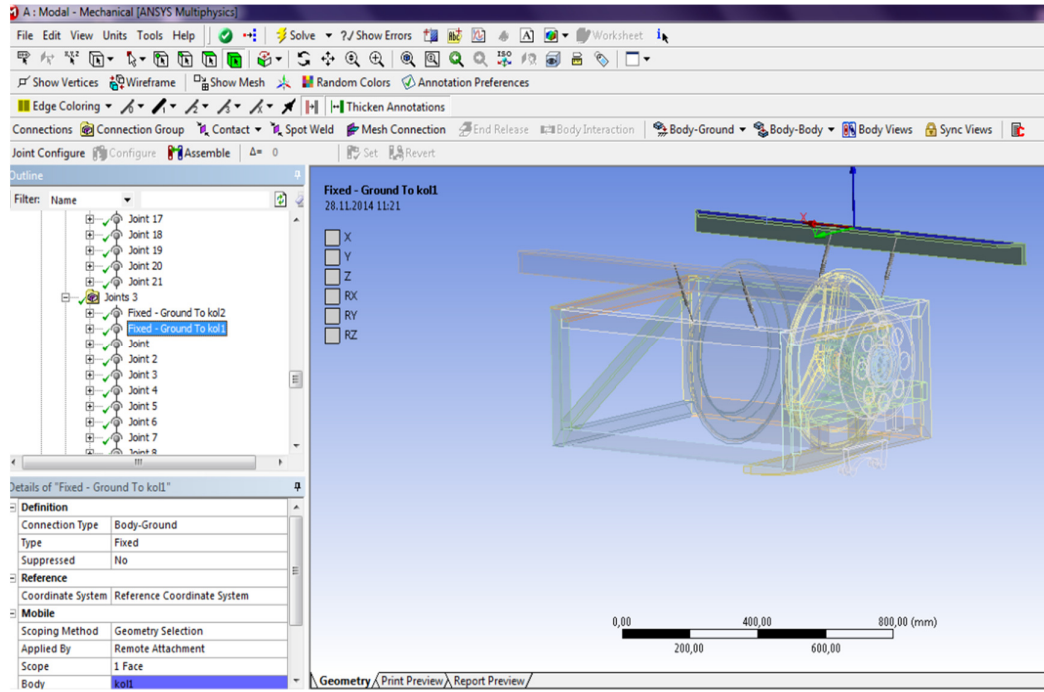


Şekil 4.8 7. moda karşılık gelen mod şekli.

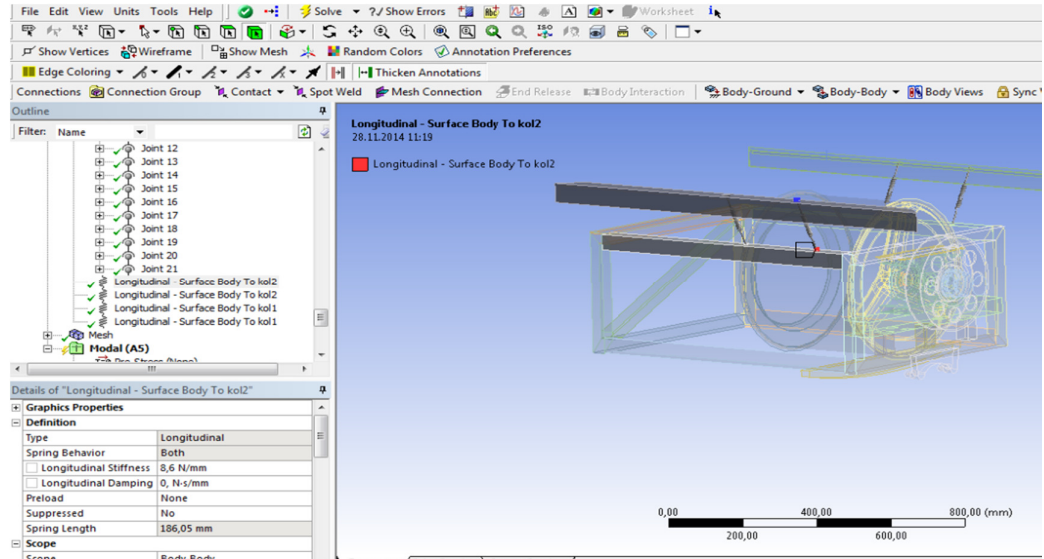
İç konstrüksiyon uzayda serbest olacak modellendiği için sistemin ilk 6 doğal frekansı sıfır olup sistemin rijid cisim modlarının frekanslarıdır. Şekil 4.8’de görülen test düzeneğinin 7. moduna karşılık gelen doğal frekans yaklaşık 30 Hz’dir. Yani tamburun kazana göre izafi hareket ettiği moda karşılık gelen doğal frekans test düzeneğinin çalışma frekans aralığına yakınsamaktadır. Bu yüzden test düzeneği yapısal ve tasarımsal olarak geliştirilmiştir. Oturak ile iç konstrüksiyon arasında bulunan 2 adet kolon sayısı 3’e çıkartılmıştır. Ry tasarımı güncellenmiştir. Tahrik grubu, noktasal kütle yerine model olarak analize eklenince bilgisayarın kapasitesinden dolayı modal analiz yapılamamıştır. Mesh’teki node ve eleman sayısını düşürebilmek için bazı elemanlar analiz programına katı model yerine elemanların orta yüzeylerinden geçen kabut model olarak analize aktarılmıştır. Aktarılan yüzeylerin temas eden kenarlarından, “fixed” komutu ile altı eksenle birbirlerine sabitlenmiştir. Bundan sonraki analizlerde bu yöntem kullanılarak analizin mesh bölümündeki node ve eleman sayısı azaltılmıştır.

Tasarım yapılırken dış konstrüksiyonun yeterince direngen olması için kullanılan profillerin et kalınlığı yüksek tutulup, rijit bir yapı olacak şekilde tasarlanmıştır. Modal analiz yaparken dış gövde rijid zemin olarak kabul edilmiştir. Şekil 4.9’da dış konstrüksiyonu temsil eden iki tane kirişin rijid zemin olarak modellenmesi gösterilmiştir. Rulmanlar, yaylar ve keçe analiz programına aktarılmamıştır. Yay ve rulmanın sadece yay katsayıları analize dahil edilmiştir. Şekil 4.9’da seçilen yüzey rijit olup altı eksenle sabittir. Dış konstrüksiyon rijit olduğundan meshlemeye ve malzeme tanımlamaya gerek yoktur. Dış konstrüksiyon ile iç konstrüksiyon

birbirlerine 4 adet yay ile bağlanmıştır. Şekil 4.10'da yayların özellikleri programa girilip bağlantı sağlanmıştır.

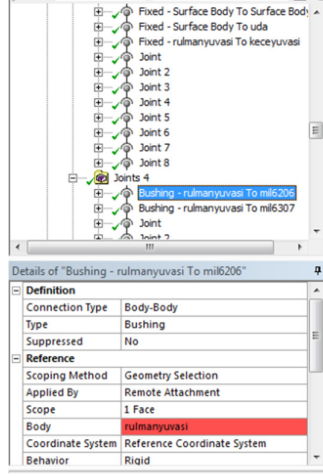


Şekil 4.9 Dış konstrüksiyonun modellenmesi.



Şekil 4.10 Yayların modelde kullanılması.

Şekil 4.10'da belirtildiği gibi her bir yayın direnç (direnç) değeri 8.6 N/mm'dir. Rulmanlar 6 eksenli yay olarak şekil 4.11'deki gibi tanımlanan 'bushing' elemanı olarak modellenmiştir. Bu eleman kullanılarak bağlantı özellikleri 6 yönde tanımlanabilmektedir.



Şekil 4.11 Rulman bushing eleman.

Bushing eleman, yani 6 eksenli yay, olarak modellenen rulmanlara, direngenlik değerleri girilmesi gerekmektedir. Literatürde bu konu ile çok fazla kaynak olmasına rağmen net ve rulmanı temsil edecek bilgi bulmak zordur. Direngenlik değerlerini elde edebilmek için yapılması gereken ilk aşama rulmanların üzerine gelen kuvvetleri belirlemektir. Rulman olarak “FAG” firmasının rulmanları kullanılmıştır. Rulmanlar üzerinde oluşan kuvvetlere göre yaklaşık direngenlik değerleri “FAG” firmasında mevcut olan “Bearinx” programı kullanılarak hesaplanmıştır. Verilen değerler 6x6 diyagonal matris olarak programa eklenmiştir.

4.2.1 Rulmanların üzerine gelen kuvvetler ve seçilen rulmanların uygunluğu

Rulmanların üzerine gelen kuvvet dinamik ve statik olarak ikiye ayrılmaktadır.

- Dinamik olan sistemdeki dengesiz yükün oluşturduğu kuvvetlerdir.
- Statik olan ise komponentlerin statik ağırlığı sonucu oluşan kuvvetlerdir.

Rulmanlara gelen kuvvetin hesaplanması :

Dengesiz yükün konumu rulmanlar üzerindeki kuvveti etkilemektedir. Belli bir hızın üzerinde dengesiz kütle tambura yapışmaktadır.

Dengesiz kütle yukarıda olması durumunda;

$$\text{Rulmanlara gelen kuvvet} = F_{\text{dinamik}} - F_{\text{statik}} \quad (4.1)$$

Dengesiz kütle aşağıda olma durumunda;

$$\text{Rulmanlara gelen kuvvet} = F_{\text{dinamik}} + F_{\text{statik}} \quad (4.2)$$

Hesaplar dengesiz kütlenin aşağıda olma durumuna göre yapılmaktadır. Büyük rulmana göre moment eşitliği denklem 4.3’de belirtilmiştir.

$$R_k \cdot r_{am} = F_m \cdot Z \quad (4.3)$$

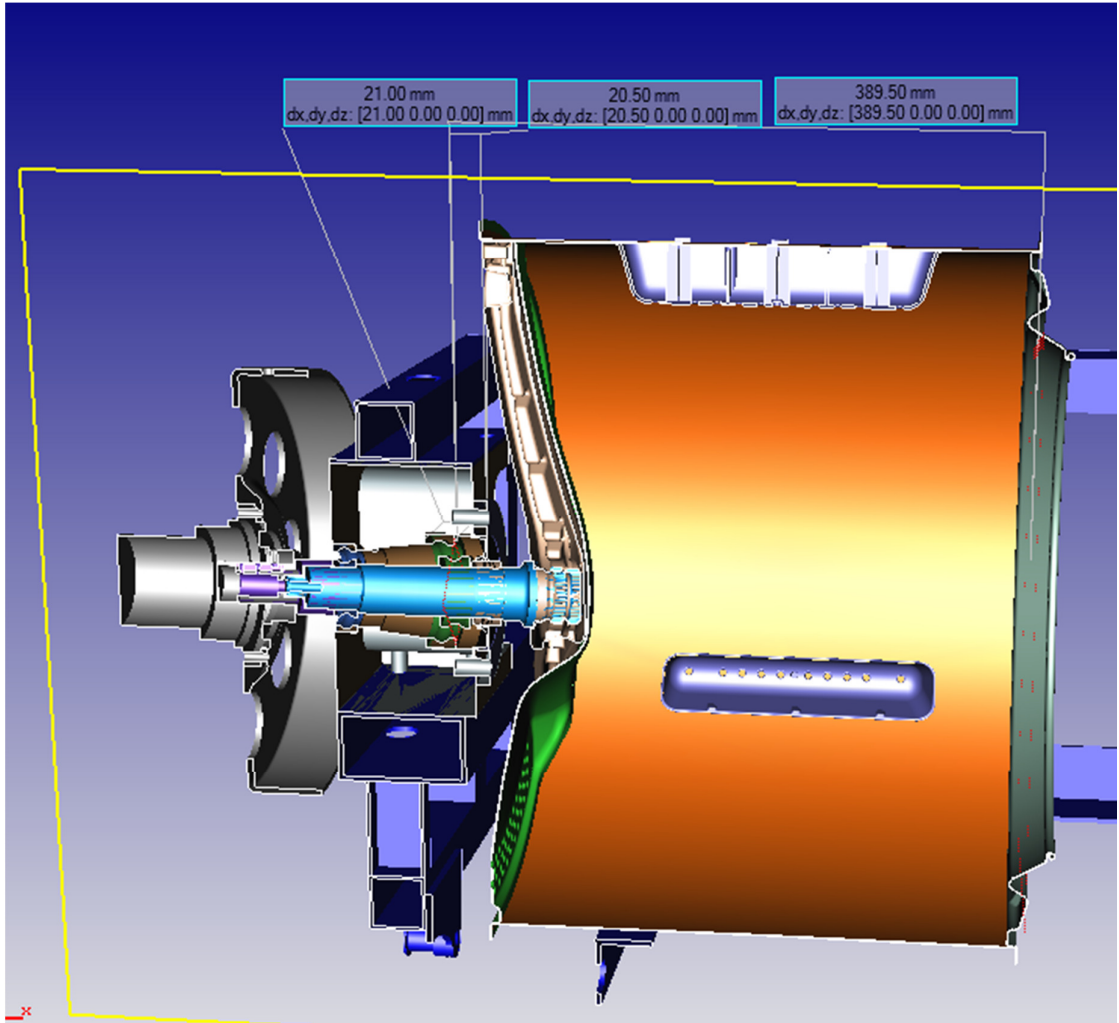
R_k küçük rulmana gelen kuvvet, r_{am} ise rulmanlar arası mesafedir.

Z büyük rulmanın merkezi ile tamburun merkezi arasındaki mesafedir.

Şekil 4.12’deki ölçüler kullanılarak yapılan hesap sonucu Z elde edilmiştir.

$$Z = (21/2) + (389.5 + 20.5)/2 = 236 \text{ [mm]} \quad (4.4)$$

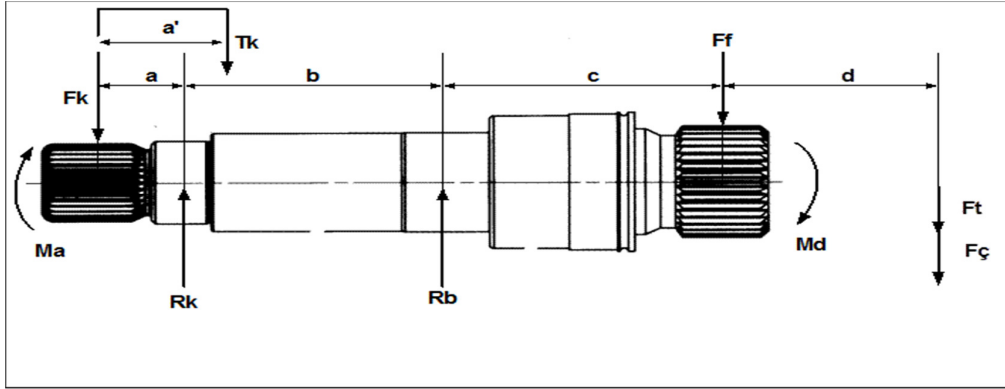
Şekil 4.12’de görülen ölçülerden 21 mm büyük rulmanın genişliğidir. Diğer ölçüler ise büyük rulmandan tambur önü ve arkasına olan mesafelerdir.



Şekil 4.12 Büyük rulman ile tambur merkezi arası mesafe.

Çizelge 4.1 Farklı devirler için 1 kg dengesiz yükün merkez kaç kuvveti.

DEVİR (RPM)	DEVİR (rad/sn)	Açsal Hızın Karesi	Tambur Yarıçapı [m]	Dengesiz Kütle [Kg]	Merkez Kaç Kuvveti [N]
300	31,42	986,96	0,24	1	236,87
600	62,83	3947,84	0,24	1	947,48
1000	104,72	10966,23	0,24	1	2631,89
1200	125,66	15791,37	0,24	1	3789,93
1400	146,61	21493,81	0,24	1	5158,51
1600	167,55	28073,54	0,24	1	6737,65



Şekil 4.13 Tambur milinin şematik gösterimi.

Şekil 4.13'de görülen şekilde Rk küçük rulmana Rb ise büyük rulmana gelen kuvvettir.

Çizelge 4.2 Şekil 4.13'deki veriler.

a	44,5	mm	0,0445	m	Küçük rulman ile kasnak göbek eksenleri arası
a'	10,3	mm	0,0103	m	Kayış eksenleri ile kasnak göbek bölgesi arası
b	66	mm	0,066	m	Rulman eksenleri arası
c	86	mm	0,086	m	Büyük rulman ile flanş orta noktası arası
d	130	mm	0,13	m	Tambur orta noktası ile flanş ortası arası
mk	1,24	kg			kasnak kütlesi
mt	4,43	kg			tambur kütlesi
mf	1,239	kg			flanş kütlesi
lspan	0,281	m			Kayış span uzunluğu
fr	140	Hz			Kayış gerginliği
r	0,240	m			Tambur yarıçapı

Sistemdeki rulmanların uygunluğu ve üzerine düşen kuvvetin hesabı yapılırken test düzeneğinde 8 kg çamaşır olduğu kabulü yapılmıştır. Daha sonra dengesiz yükün farklı devirlerde değiştiği kabul edilmiştir. Emniyet açısından güvenlik katsayısı yüksek tutulmuştur. Mevcut pek çok çamaşır makinesinde 1 kg'ın üzerinde dengesiz

yük varken, tamburun açılma hızı maksimum sıkma devrine hiç bir zaman çıkamaz. Dengesiz yük sınırları bu duruma engel olmaktadır.

Çizelge 4.3 Rulman hesabında kullanılan değerler.

mç	8	kg	kuru çamaşır yükü
sv	0,6		sıkma verimi
mısçam	12,8	kg	ıslak çamaşır kütlesi
Fısçam	78,5	N	ıslak çamaşırdan kaynaklanan kuvvet
Fk	12,2	N	Kasnak ağırlığından gelen kuvvet
Ft	43,5	N	Tambur ağırlığından gelen kuvvet
Ff	12,2	N	Flanş ağırlığından gelen kuvvet
Fdy	Değişken	N	Dengesiz kütlelerin oluşturduğu kuvvet
Tk	408,2	N	Kayış gerginliğinden kaynaklanan kuvvet
Mkas	4,2	Nm	Kasnak momenti
Mtam	5,6	Nm	Tambur momenti

$$F_{\check{c}} = m_{\check{c}}.(sv+1).g = 125,56 \text{ [N]} \quad (4.5)$$

$$F_k = m_k.g = 12,16 \text{ [N]} \quad (4.6)$$

$$F_t = m_t.g = 43,46 \text{ [N]} \quad (4.7)$$

$$F_f = m_f.g = 12,15 \text{ [N]} \quad (4.8)$$

$$F_{dy} = \omega^2 \times \text{Yük} \times r \quad (4.9)$$

$$T_k = 4(4 \times l_{span}^2 \times f r^2 \times 0,037)^2 \cdot \cos\left(\frac{27 \times \pi}{180}\right) = 408,17 \text{ [N]} \quad (4.10)$$

$$M_{kas} = T_k \cdot a' = 4,20 \text{ [Nm]} \quad (4.11)$$

$$M_{tam} = F_t \cdot d = 5,65 \text{ [Nm]} \quad (4.12)$$

Çizelge 4.4 Rulmanların üzerine gelen kuvvet.

DEVİR (rad/sec)	Yük[kg]	Fdy [N]	Fdy+Fç [N]	Md [Nm]	DEVİR (rad/sec)	Fksenel[N]	Rb[N]	Rk[N]
31,4	0,495	117,3	242,8	37,2	300	58,6	1031,5	-312,7
62,8	0,495	469,0	594,6	82,9	600	174,4	2534,4	-1463,9
104,7	0,495	1302,8	1428,4	191,3	100	448,8	6096,9	-4192,6
125,7	0,495	1876,0	2001,6	265,9	1200	637,5	8546,2	-6068,7
146,6	0,495	2553,5	2679,0	353,9	1400	860,5	11440,7	-8285,8
167,6	0,550	3705,7	3831,3	503,7	1600	1239,7	16364,0	-12056,7

Yük test düzeneğinde hesaplanan dengesiz yüküdür.

Denklem 4.13'de ifade edilen Md tamburun, çamaşırın ve dengesiz kütlelerin flanşın orta noktasına göre oluşturduğu momenttir.

$$M_d = M_{tam} + (F_{dy} + F_{\zeta}) \times d \quad [\text{Nm}] \quad (4.13)$$

Şekil 4.13’de R_k ’nin olduğu noktaya göre moment alınır.

$$R_b = ((M_{kas} + M_d + ((F_f + F_t + F_{dy} + F_{\zeta}) \times (b+c)) - (F_k + T_k) \times a) / b) / 1000 \quad [\text{KN}] \quad (4.14)$$

Şekil 4.13’de R_b ’nin olduğu noktaya göre moment alınır.

$$R_k = (-(M_{kas} - (T_k + F_k) \times (a + b) + ((F_f + F_t + F_{dy} + F_{\zeta}) \times c) + M_d) / b) / 1000 \quad [\text{KN}] \quad (4.15)$$

$$F_{ksenel} = R_b \times \sin(2.5^\circ) \quad (4.16)$$

Sistem Dururken Rulmanlar Üzerinde oluşan Statik Kuvvet

$$R_k = (-(M_{kas} - (T_k + F_k) \times (a + b) + ((F_f + F_t) \times c) + M_d) / b) / 1000 \quad [\text{KN}] \quad (4.17)$$

$$R_b = ((M_{kas} + M_d + ((F_f + F_t) \times (b+c)) - (F_k + T_k) \times a) / b) / 1000 \quad [\text{KN}] \quad (4.18)$$

Çizelge 4.5 Rulmanların üzerine gelen statik kuvvet.

R _b [N]	R _k [N]
-6,03	481,98

Seçilen rulmanların uygunluğu,

$$L = \left(\frac{C}{F}\right)^3 \quad (4.19)$$

$$F = P_{Eşdeğer} \quad (4.20)$$

$$P_{Eşdeğer} = \sqrt[3]{\sum (F^3 \times \%tx \frac{Devir}{Ort.Devir})} \quad (4.21)$$

C : Rulmanın Kapasitesi

$$C = \sqrt[3]{L \times F} \quad (4.22)$$

$$C = (\sqrt[3]{S_3 / 1000000} \times F) \quad (4.23)$$

$$S_3 = T_0 \times D_{gk} / k_r \quad (4.24)$$

T_0 = Ömür boyunca yapılacak toplam dönme sayısı = 44958333

D_{gk} = Dönme güvenlik katsayısı = 1,2

k_r = Reliability katsayısı = 1.0040

Mbdnm=Makineden beklenen ömür (yıkama sayısı olarak) = 2500

Tp = Bir programda yapılan toplam dönme =17983

$$Tö = Mbdnm.Tp \quad (4.25)$$

Çizelge 4.6 Mevcut kullanılan rulmanların basic load ratings cr (KN).

Rulman Tipi	Mevcut Kullanılan Rulmanların Basic Load Ratings Cr (KN)
6202	5,6
6203	9,5
6204	12,7
6205	14
6206	19,3
6307	33,5
6207	25,5

Çizelge 4.7 Test Rulmanlarının uygunluğu.

rpm	DEVİR (rad/sec)	time min	Dengesiz Yük (kg)	Bir programdaki toplam dönme sayısı	time %	%t* ppm	Ortalama devir	P1 eşdeğer (Küçük rulman)	P2 eşdeğer (Büyük rulman)	Kapasite Küçük rulman	Kapasite Büyük rulman
300	31,42	1	0,495	250	0,04	149	930	8	10,94	30,20	41,29
600	62,83	8	0,495	4600	0,40	297					
1000	104,72	6	0,495	6000	0,31	495					
1200	125,66	1	0,495	1000	0,04	594					
1400	146,61	1	0,495	1866,67	0,07	693					
1600	167,55	3	0,550	4266,67	0,14	880					
total		19,33		Tp = 17983						Uygunluk Katsayısı	
										1,565	1,233

$$\text{Uygunluk Katsayısı} = C/Cr \quad (4.26)$$

Seçilen rulmana uygundur diyebilmek için küçük rulmanın maksimum uygunluk katsayısı 1,7'yi büyük rulmanın ise 1.3'ü geçmemesi gerekmektedir. Çizelge 4.6'da görüldüğü üzere seçilen 6206 ve 6307 rulmanlar test düzeneği için uygundur.

Rulmanların uygunluğu belirlendikten sonra rulmanların direngenlik değerleri, "FAG" firmasının kullandığı 'Bearinx' programını kullanılarak elde edilmiştir. 6 eksenli yay olarak ifade edilen rulmanların direngenlik değerleri çizelge 4.8 ve

4.9’da belirtilmiştir. FAG firmasından kullanılan programın kordinat düzlemi ile test düzeneğinin kordinat düzlemi birbirinden farklıdır. Değerler analize aktarılırken şekil 4.14’e göre eksenler düzeltilmiştir.

Çizelge 4.8 Statik yük altında test rulmanlarının direngenlik değerleri.

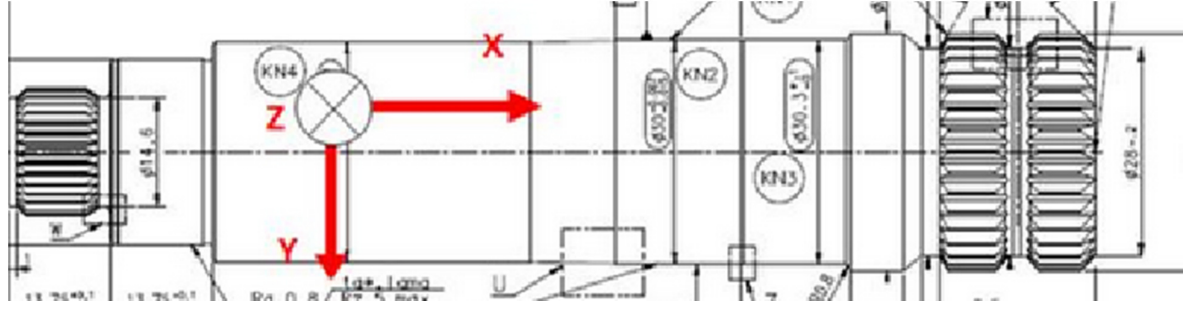
6206 Tipi Rulman						
Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit θ_x (°)	Per Unit θ_y (°)	Per Unit θ_z (°)
Δ Force X (N)	41575					
Δ Force Y (N)	0,	41575				
Δ Force Z (N)	0,	0,	110,			
Δ Moment X (N-mm)	0,	0,	0,	805,57		
Δ Moment Y (N-mm)	0,	0,	0,	0,	805,57	
Δ Moment Z (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,

6307 Tipi Rulman						
Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit θ_x (°)	Per Unit θ_y (°)	Per Unit θ_z (°)
Δ Force X (N)	65531					
Δ Force Y (N)	0,	65531				
Δ Force Z (N)	0,	0,	329,			
Δ Moment X (N-mm)	0,	0,	0,	3668,8		
Δ Moment Y (N-mm)	0,	0,	0,	0,	3668,8	
Δ Moment Z (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,

Çizelge 4.9 Dinamik yük altında test rulmanlarının direngenlik değerleri.

6206 Tipi Rulman						
Stiffness Coefficients						
Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit θ_x (°)	Per Unit θ_y (°)	Per Unit θ_z (°)
Δ Force X (N)	76788					
Δ Force Y (N)	0,	76788				
Δ Force Z (N)	0,	0,	6334,			
Δ Moment X (N-mm)	0,	0,	0,	1,1985e+006		
Δ Moment Y (N-mm)	0,	0,	0,	0,	1,1985e+006	
Δ Moment Z (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,

6307 Tipi Rulman						
Stiffness Coefficients						
Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit θ_x (°)	Per Unit θ_y (°)	Per Unit θ_z (°)
Δ Force X (N)	40161					
Δ Force Y (N)	0,	40161				
Δ Force Z (N)	0,	0,	1917,			
Δ Moment X (N-mm)	0,	0,	0,	2,946e+005		
Δ Moment Y (N-mm)	0,	0,	0,	0,	2,946e+005	
Δ Moment Z (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,



Şekil 4.14 Bearinx programı koordinat düzlemi.

Yüzey olarak test düzeneği modellendikten sonra yapılan analiz sayısı artmıştır.

Farklı mesh tipleri ve farklı durumlar için analizler yapılmıştır.

Çizelge 4.10 Dört farklı analizin girdileri.

	Durum 1	Durum 2	Durum 3	Durum 4
Askı Durumu	Yok	4 YAY	4 YAY	4 YAY
Support	FREE-FREE	FREE-FREE	FREE-FREE	FREE-FREE
Rulman Yuvası ile mil arası bağlantı	Bushing	Bushing	Bushing	General
Çamaşır	Yok	Yok	8Kg Homojen	8Kg Homojen
MESH				
Eleman Sayısı	67377	76471	76471	76471
Node Sayısı	122493	131833	131833	131833
Skewness	0,282	0,255	0,255	0,255
Eleman Kalitesi	0,755	0,780	0,780	0,780

Çizelge 4.10'da belirtilen durum 1'de iç konstrüksiyon, dış konstrüksiyona yaylar ile bağlanmamıştır. Uzayda serbest olarak analiz yapılmıştır. Bu yüzden durum 1'de ilk 7 mode sıfırdır. Normalde 6 modun sıfır olması gerekirken tahrik grubunun rulman yuvası içinde bilin eksenini etrafında (z eksenini) dönmesine de direnç gösterilmediği için 7. modun da değeri sıfırdır. Diğer durumlar için ilk 7 modun frekans değerleri askı frekansı diye tabir edilen düşük frekanslardır. İlk 3 durum için rulmanlar 6 eksenli yay olarak modellenmiştir. Bu değerler çamaşır makinesi çalışırken rulmanların üzerine gelen kuvvete göre hesaplanmıştır.

Eleman sayısı ve node sayısı doğru analiz yapabilmek için uygun sayıdadır. Bu değerler test düzeneğindeki elemanların bir kısmının yüzey olarak modellenmesi ve geometrik komponentlerde bulunan yuvarlatmaların, küçük deliklerin kaldırılması sonucu azalmıştır. Eleman kalitesinin 0,75'in üzerinde olması yapılan meshin yüksek kalitede olduğunun belirtisidir. Skewness değerinin ise 0,25 civarında yada daha az olması idealdir. Durum 4 için olan bağlantıda 6206 küçük rulman adaptör ve rulman yuvası arasında sıkıştırıldığı için 6206 nolu rulman z doğrultusunda hareket edemeyecek şekilde, 6307 nolu rulman ise z yönünde serbest olacak şekilde modellenmiştir.

Çizelge 4.11 4 durum için rulman yuvası ile mil arası bağlantı.

Bushing - rulmanyuvasi To mil6206							DURUM 1; 2 ; 3
Stiffness Coefficients							
Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit Bx (°)	Per Unit By (°)	Per Unit Bz (°)	
Δ Force X (N)	76788						
Δ Force Y (N)	0,	1,1705e+005					
Δ Force Z (N)	0,	0,	6334,				
Δ Moment X (N-mm)	0,	0,	0,	2,2079e+006			
Δ Moment Y (N-mm)	0,	0,	0,	0,	1,1985e+006		
Δ Moment Z (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,	
Bushing - rulmanyuvasi To mil6307							DURUM 1; 2 ; 3
Stiffness Coefficients							
Stiffness	Per Unit X (mm)	Per Unit Y (mm)	Per Unit Z (mm)	Per Unit Bx (°)	Per Unit By (°)	Per Unit Bz (°)	
Δ Force X (N)	40161						
Δ Force Y (N)	0,	1,1736e+005					
Δ Force Z (N)	0,	0,	1917,				
Δ Moment X (N-mm)	0,	0,	0,	1,3089e+006			
Δ Moment Y (N-mm)	0,	0,	0,	0,	2,946e+005		
Δ Moment Z (N-mm)	0,	0,	0,	0,	0,	0,	
General		6206	6307	DURUM 4			
TRANSLATION X	FIXED	FIXED					
TRANSLATION Y	FIXED	FIXED					
TRANSLATION Z	FIXED	FREE					
ROTATIONS	FREE Z	FREE Z					

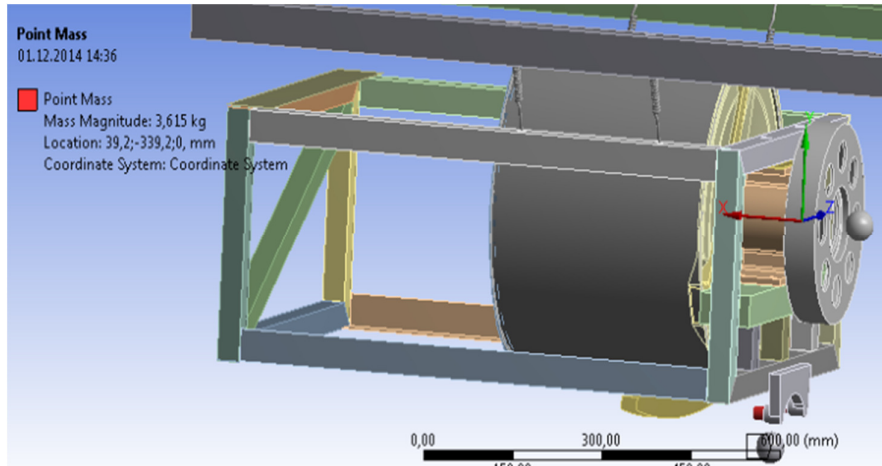
Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak ansys programı ile yapılan analizler kurulan modelin koşuluna göre farklılıklar göstermektedir. Analizler yapılırken çizelge 4.10'da belirtilen farklı durumlar için çizelge 4.12'de gösterilen sonuçlar elde edilmiştir. Çizelge 4.12'deki değerleri en çok etkileyen faktörlerden bir tanesi çizelge 4.11'de gösterilen rulmanların rulman yuvasına bağlama yöntemidir.

Çizelge 4.12 Dört farklı durumun modal analiz sonuçları.

	Durum 1	Durum 2	Durum 3	Durum 4
1. MODE [Hz]	0	0	0	0
2. MODE [Hz]	0	0	0	0
3. MODE [Hz]	0	0,74167	0,74157	0,74155
4. MODE [Hz]	0	1,3205	1,3197	1,3197
5. MODE [Hz]	0	1,4658	1,3586	1,3586
6. MODE [Hz]	0	3,7565	3,4831	3,4835
7. MODE [Hz]	0	6,333	6,3311	6,3312
8. MODE [Hz]	92,321	64,981	50,224	64,019
9. MODE [Hz]	94,212	70,92	55,733	66,748
10. MODE [Hz]	142,18	123,75	102,47	138,59
11. MODE [Hz]	168,88	148,45	145,05	152,1
12. MODE [Hz]	190,59	152,99	151,4	156,52

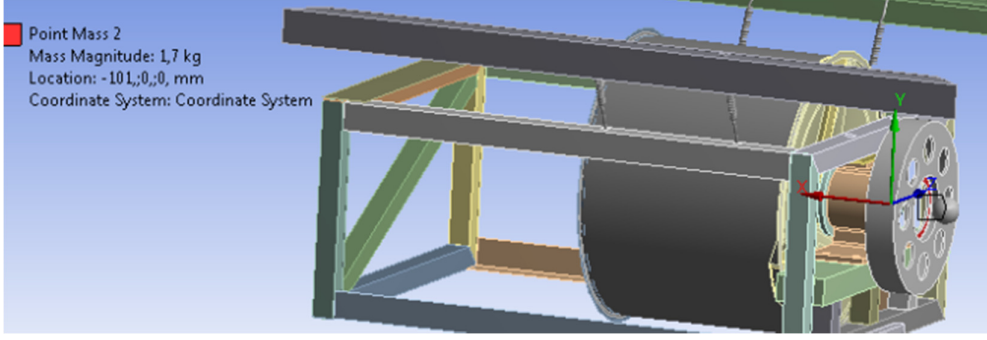
4.2.2 Çamaşır makinesi dururken yapılan modal analiz

Dinamik özellikleri belirlenen çamaşır makinesinde titreşim testleri yapılırken çamaşır makinesi boş ve devir hızı sıfır idi. Test düzeneğinin dinamik olarak çamaşır makinesini simule edebildiğini ispatlayabilmek için, rulmanlar 6 eksenli yay olarak modellenirken statik yük altında rulmanlardaki direngenlik değerleri kullanılmıştır. Bu analizde en gerçekçi rulman yuvasının modeli kullanılmıştır. Analizin sade ve hızlı olabilmesi için torkmetre ve elektrik motoru noktasal kütle olarak modele eklenmiştir. Noktasal kütle modele eklenirken konumu ve bağlandığı yüzeyin doğru olması analizin doğruluğu için önemli kriterlerden birisidir.



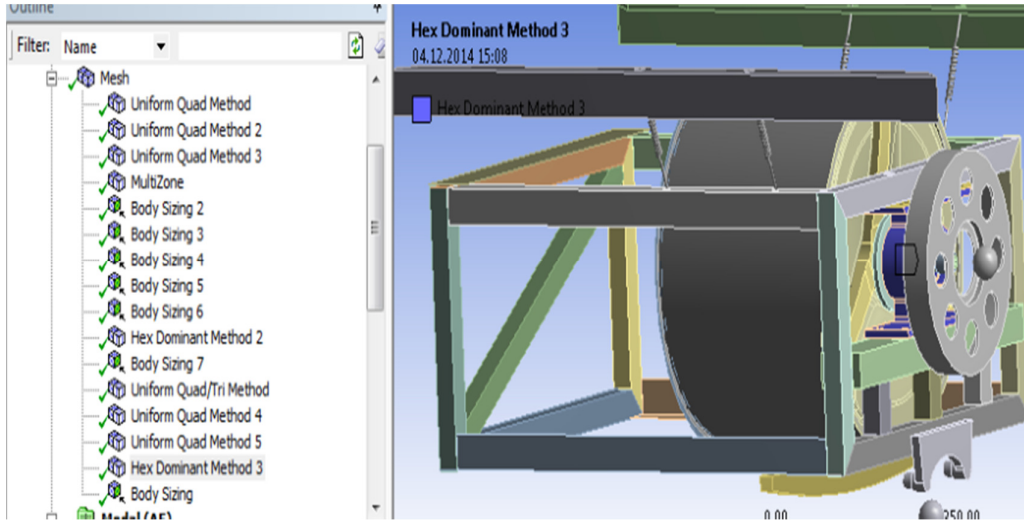
Şekil 4.15 Motorun kütle noktası olarak modellenmesi.

Motorun ağırlığı ve kütle merkezinin konumu şekil 4.15’de görülmektedir. Bağlantı noktası ise şekil 4.15’de görülen motor tutucu kulaklarındaki kırmızı boyalı bölgedir.



Şekil 4.16 Torkmetrenin kütleli nokta olarak modellenmesi.

Torkmetrenin ağırlığı ve kütle merkezinin konumu şekil 4.16’da görülmektedir. Bağlantı noktası ise şekil 4.16’da kırmızı olarak gösterilen torkmetrenin kasnak ile temas ettiği yüzeydir.



Şekil 4.17 Test düzeneği mesh tipi.

Şekil 4.17’de listelendiği gibitest düzeneğindeki componentler meshlenirken componentin geometrisine göre farklı mesh tipleri kullanılmıştır.

Uniform quad method multizone quad/tri yöntemiyle iç konstrüksiyon, tambur orta sacı tambur arka sacı ve tambur ön sacı farklı eleman boyutlarıyla meshlenmiştir. Eleman boyutları aşağıda listelenmiştir.

İç konstrüksiyon 20 mm

Tambur orta sacı 22 mm

Tambur arka sacı 16 mm

Tambur ön sacı 20 mm'dir

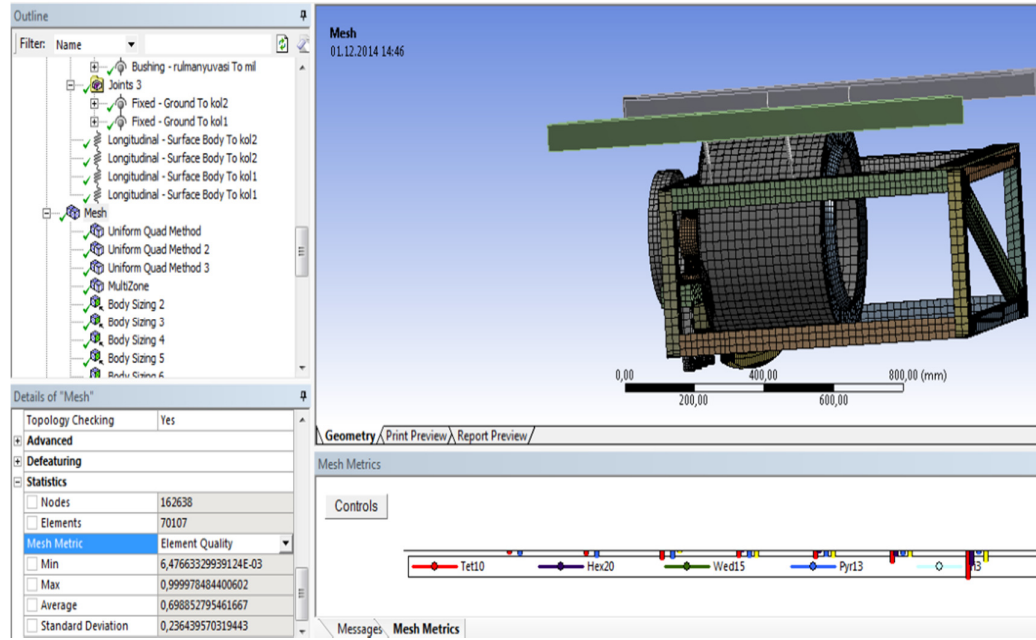
Kasnak, keçe yuvası, tambur mili, burç ve flanş multi zone ve hexa dominant multi zone yöntemiyle meshlenmiştir. Eleman boyutları;

Tambur mili 9 mm

Keçe yuvası 12 mm

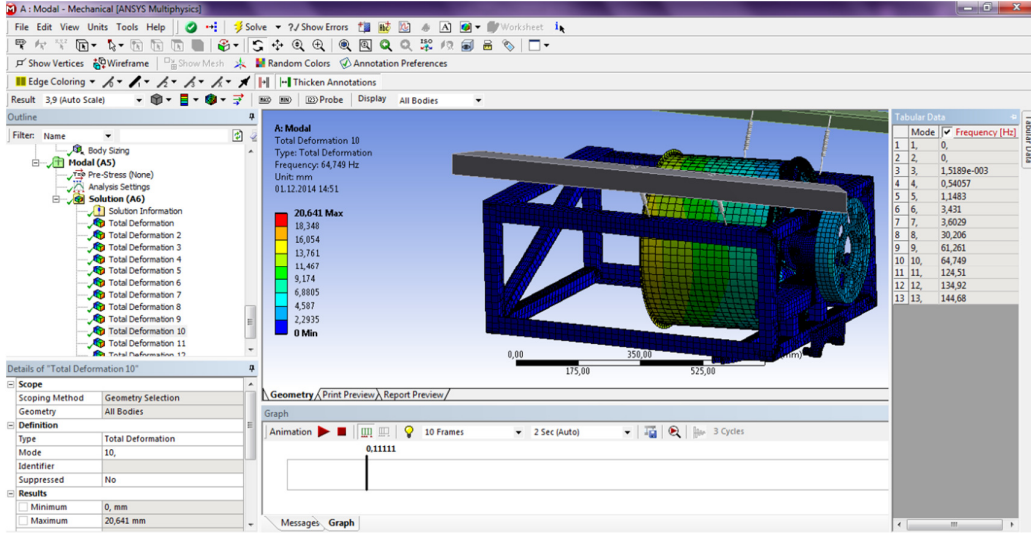
Kasnak 15 mm

Flanş ve burç 8 mm'dir.



Şekil 4.18 Çamaşır makinesi dururken yapılan modal analiz.

Şekil 4.18'de görüldüğü üzere geliştirilen modelde eleman sayısı **70107** node sayısı ise **162638'dir**. Eleman Kalitesi ise **0,7**'dir. Skewness değeri **0,3**'tür. Analize tahrik grubu eklenmesine rağmen, eleman ve node sayısı, ilk başta katı modelle yapılan analizdeki eleman ve node sayısından daha düşüktür ve yapılan analizler yeterli sayıda serbestlik derecesi kullanıldığını göstermiştir. Şekil 4.19'da geliştirilen model ve analiz sonucu tahmin edilen ilk 13 modun doğal frekansları sunulmuştur. İlk 7 mode askı frekansı diye tabir edilen düşük frekanslardır. Eğer iç konstrüksiyon uzayda serbest olsaydı ilk 7 mode sıfır olacaktı. 8'nci mod tamburun aksenal hareketi ile ilişkilidir ve taburun z-yönündeki titreşimini temsil etmektedir.

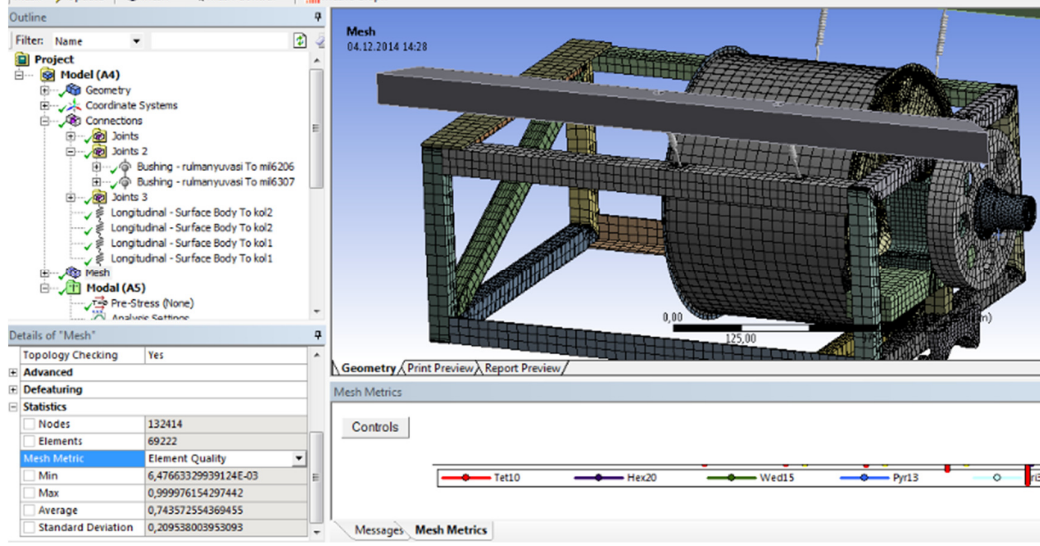


Şekil 4.19 Test düzeneğinin modal analiz sonuçları.

Bu modun frekansı 30 Hz olarak belirlenmesinin nedeni , rulmanların z yönündeki direngenliğinin modele hassas bir şekilde yansıtılamaması olmakla birlikte, tamburun z-yönünde öteleme şeklindeki modu kayda değer derecede tahrik edilen bir titreşim modu değildir. Sonuç olarak test düzeneği çalışma frekansı 30 Hz'e yaklaştığında test düzeneği için herhangi bir risk durumu söz konusu değildir. (Deneysel ölçüm ve gözlemlerde bu modun herhangi bir etkisi gözlemlenmemiştir. Bu yüzden 8. mod'taki değer tasarım açısından pek önemi yoktur ve bu moda karşılık gelen frekans, modelde rulmanların z-yönündeki direngenlik değeri ile değiştirilebilir. 9. mod tamburun kazana göre izafi hareketlerinden aşağı yukarı doğrultuda hareket eden mod şeklindedir. 10. mod ise tamburun kazana göre sağa sola izafi hareketi şeklinde tanımlanabilir. Çamaşır makinesi için tahmin edilen bu iki kritik modun frekanslarının 60 Hz'ün üzerinde olduğu ve bu frekansların olası tahrik frekanslarından oldukça yüksek olduğu anlaşılmaktadır.

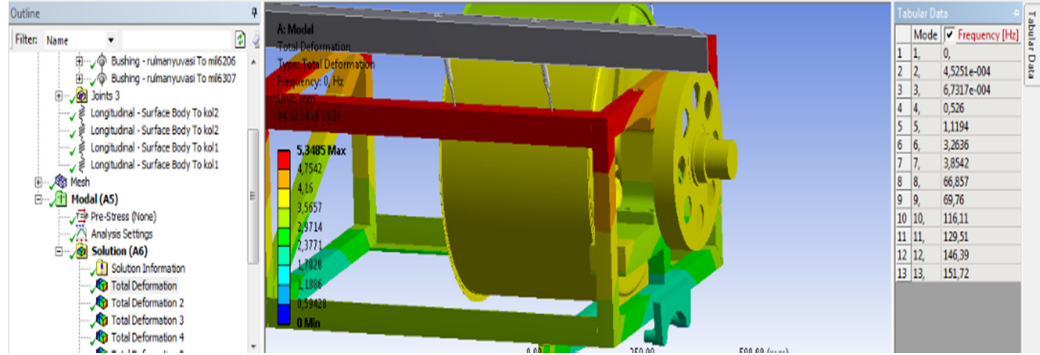
4.2.3 Çamaşır makinesi çalışırken yapılan modal analiz

Çamaşır makinesi çalışırken rulmanlara gelen yükler artmaktadır. Rulmanların direngenlik değerleri olarak çizelge 4.8'deki değerler kullanılmıştır. Şekil 4.20'de modelin mesh tipi görülmektedir.



Şekil 4.20 Çamaşır makinesinin açılmal hızı 1600 rpm iken yapılan modal analizinin meshi.

Şekil 4.20 incelendiğinde eleman sayısı 69222, node sayısı 122414 ve eleman kalitesi 0,743'dür.

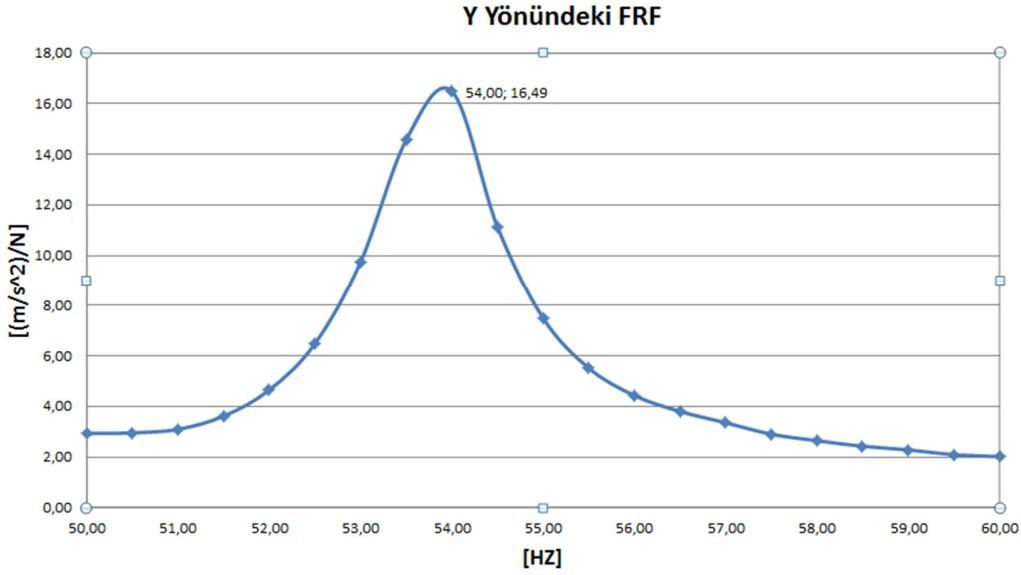


Şekil 4.21 Çamaşır makinesinin açılmal hızı 1600 rpm iken yapılan modal analizinin sonuçları.

Şekil 4.21'de gösterilen analiz sonucu incelendiğinde bu defa 8'inci tamburun kazana göre izafi hareketlerinden yukarı aşağıya olan harekettir. 9. moda ise tamburun kazana göre izafi hareketlerinden sağa sola olan harekettir.

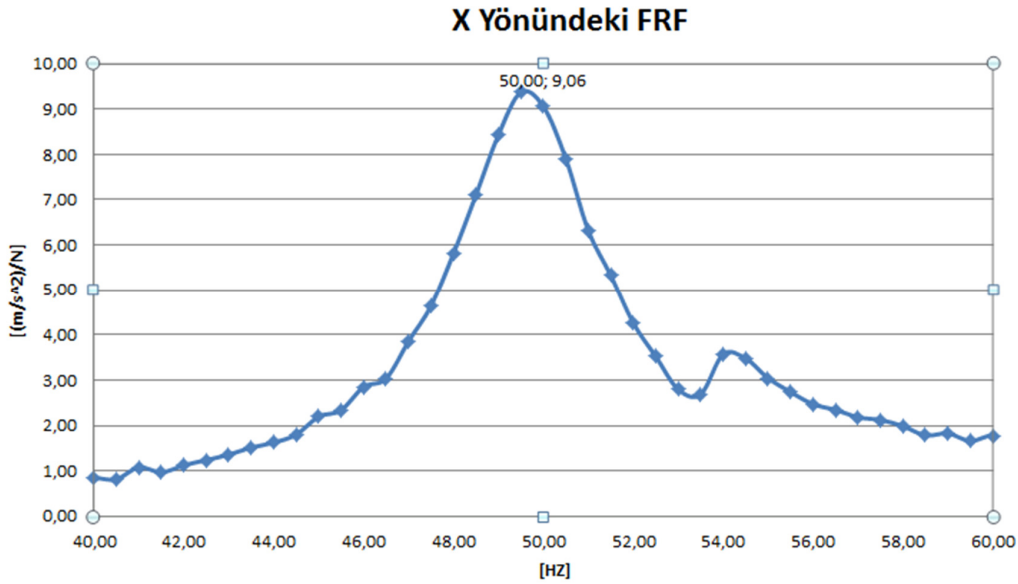
4.3 Üretilen Test Düzeneginin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Test düzenegi imal edildikten sonra çamaşır makinesinde yapılan titreşim testlerinin aynı test düzeneginde de yapılmıştır. Yapılan analizlerin sonucu şekil 4.21 ve şekil 4.22'de gösterilmiştir.



Şekil 4.22 Test düzeneği y doğrultusu titreşim ölçüm sonucu.

Test düzeneğinde tamburun kazana göre y doğrultusunda izafi hareket ettiği doğal frekans değeri şekil 4.22’de belirlenmiştir, yaklaşık olarak 54 Hz’dür. Analizlerde tahmin edilen 60 Hz’e yakın olduğu yapılan modelleme ve analiz çalışmalarının başarılı olduğu, simülasyonların çamaşır makinesini doğru temsil ettiği sonucuna ulaşılmıştır. 54 Hz tahrik frekanslarından yeterince uzak olduğu için test düzeneğinde bir sorun beklenmemektedir.



Şekil 4.23 Test düzeneği x doğrultusu frf analizi.

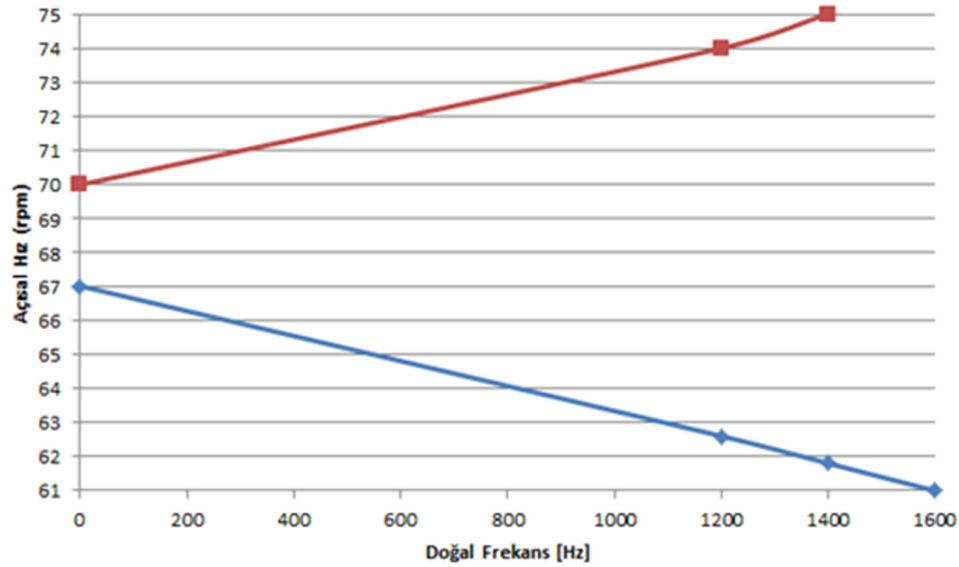
Test düzeneğinde tamburun kazana göre izafi x doğrultusunda hareket ettiği modun doğal frekans değeri de Şekil 4.23’de belirlenmiştir. Yaklaşık olarak 50 Hz’dir. Bu modun frekansının da tahrik frekansından yeterince uzak olduğu için test düzeneğinde bir sorun beklenmemektedir.

Sonuç olarak mevcut çamaşır makinesinde, bilgisayar ortamında ve imal edilen test düzeneğinde yapılan titreşim testi sonuçları çizelge 4.13’te karşılaştırılmıştır.

Çizelge 4.13 Titreşim testi sonuçları.

Tamburun Kazana Göre İzafi Haraeket Ettiği Mod Karşılık Gelen Doğal Frekans			
	Çamaşır Makinesi	Tasarlanan Model	Test Düzeneği
Y Yönü	62 [Hz]	61,2 [Hz]	54,5 [Hz]
X Yönü	57,5 [Hz]	64 [Hz]	50 [Hz]

Çizelge 4.13’teki sonuçlar değerlendirildiğinde test düzeneğinin mevcut çamaşır makinesini dinamik olarak simule ettiği sonucuna ulaşılmıştır. Test düzeneğinin güvenliği açısından tamburun kazana göre izafi hareket ettiği moda karşılık gelen doğal frekanslar, sistemin tahrik edilen frekansı arasındaki fark sistemin güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır. Fakat devir arttıkça jiroskop etkisi ile tamburun kazana göre izafi hareket ettiği moda karşılık gelen doğal frekanslardan biri artarken diğeri azalmaktadır.



Şekil 4.24 Jiroskop etkisi.

Şekil 4.24 incelendiğinde sistem dururken tamburun kazana göre izafi hareket ettiği moda karşılık gelen doğal frekanslardan biri 67 Hz diğeri ise 70 Hz'dir. Devir 1600 rpm ulaştığında 67 Hz 61 Hz'e düşmüştür. 70 Hz ise 1600 rpm 'de 75,5 Hz'e yükselmiştir. Farklı devirlerdeki, jiroskop etkisi çizelge 4.14'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.14 Değişen devirlerde jiroskop etkisi.

AÇISAL HIZ (rpm)	MODE (Hz)	MODE (Hz)
0	67	70
1200	62,6	74
1400	61,8	75
1600	61	75,5

4.4 Üretilen Rulman Yuvasının ve Milin Uygunluğu

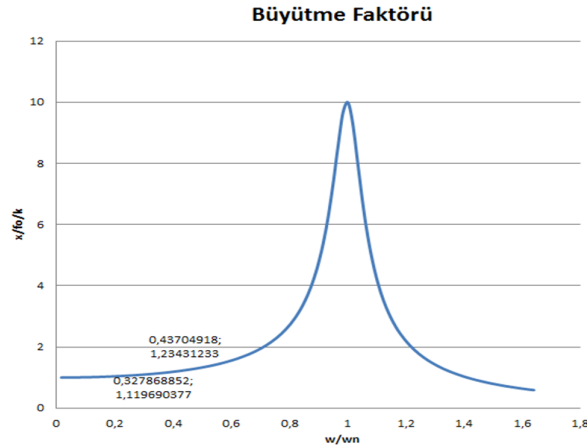
Tesst düzeneğinin tasarımında dengeyiz yük altında oluşacak gerilmeler statik analizlerle belirlenmiştir. Test düzeneğindeki komponentler hareketli olduğu için yapılan analizlerin sonucunun büyütme faktörü ile çarpılması gerekmektedir.

Büyütme Faktörü;

$$BF = \frac{1}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}} \text{ 'dir.} \quad (4.27)$$

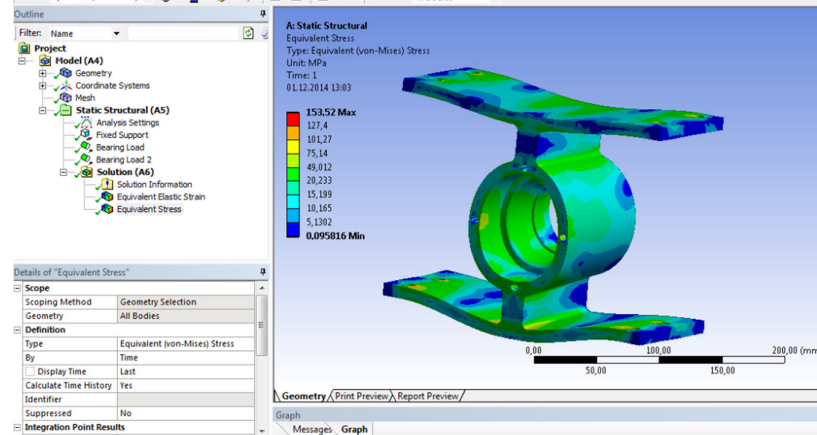
Çizelge 4.15 Farklı devirler için büyütme faktörü.

ω [Hz]	r [ω/ω_n]	BF[x/fo/k]	ζ	ω_n [Hz]
10	0,16	1,02	0,05	61
20	0,32	1,12	0,05	61
26,6	0,43	1,23	0,05	61



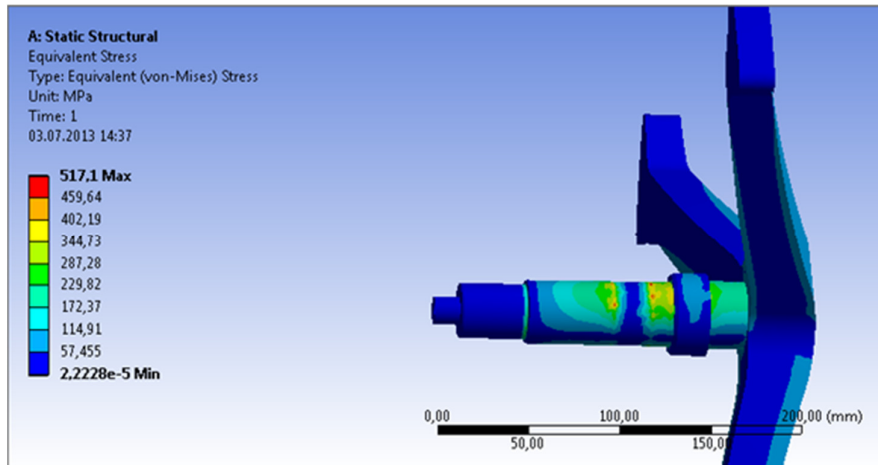
Şekil 4.25 Devir büyütme faktörü grafiği.

Rulman yuvasının analizinde hesaplanan von mises gerilmeleri büyütme faktörü ile çarpılmalıdır. Rulman yuvasındaki gerilmeler analiz edilirken kuvvet girdisi olarak rulman yuvasına gelebilecek maksimum kuvvete göre analiz yapılmıştır.



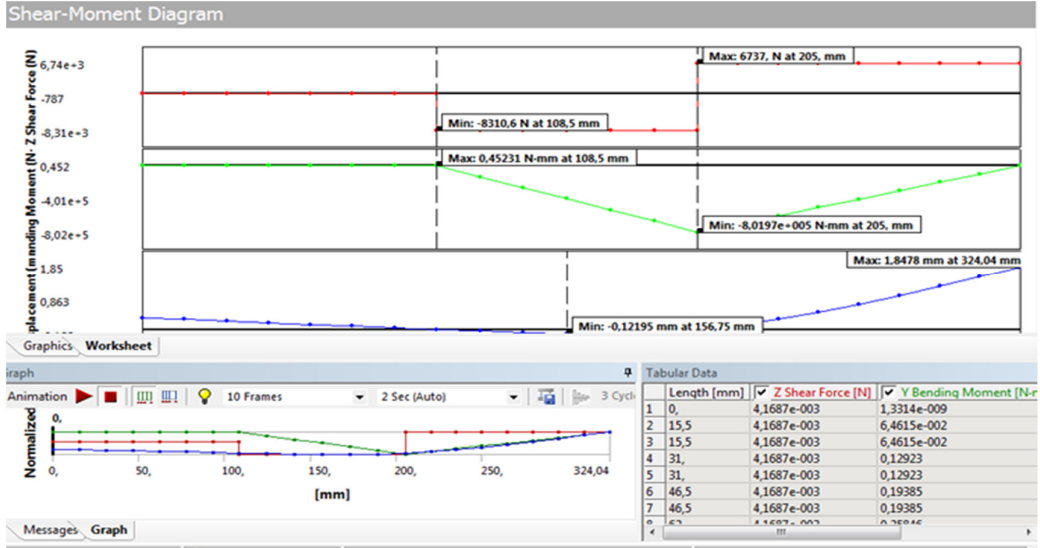
Şekil 4.26 Rulman yuvası gerilme analizi.

Şekil 4.26’da görüldüğü üzere rulman yuvası üzerinde oluşan maksimum gerilme 153.5 MPa’dır. Mil dayanımı için flanş ve mil birlikte analiz edilmiştir. Kuvvet tamburun geometrik merkezinden flanşın tambura temas eden yüzeylerine taşınarak analiz yapılmıştır.



Şekil 4.27 Tambur mili gerilme analizi.

Şekil 4.27’de maksimum gerilme büyük rulman ile burç arasındaki bölgede ve 517 MPa’dır. Analiz sonucu elde edilen değerler büyütme faktörü ile çarpılmıştır. Büyük rulman ile burç etrafında çentik etkisinden dolayı mil dayanımı risklidir. Bu riski engellemek için çentik etkisi minimuma inecek şekilde, mil tasarımı optimize edilmiştir. Şekil 4.28’de tambur mili üzerindeki moment diagramı görülmektedir.



Şekil 4.28 Tambur mili shear moment diagramı.

5 DENEYSEL TESTLER,ÖLÇÜMLER VE SONUÇLARIN DEĞERLENDİRİLMESİ

Bu bölümde imal edilen test düzeneğinde ve çamaşır makinasında yapılan testler değerlendirilmiştir. Test düzeneğinde yapılan test koşulu çeşitliliği, çamaşır makinesindeki yapılan testlerin çeşitliliğine göre daha fazladır. Test düzeneğinin üretiminin en büyük amaçlarından biri de zaten bu çeşitliliği sağlamaktır.

Bu bölümde yapılan ve sunulan çalışmaların amacı, aşağıda listelenen parametelerin hesaplanabilmesidir. Çamaşır makinesinde ve test düzeneğinde yapılan testler sonucu aşağıdaki parametler hesaplanmıştır:

- Rulmanlardaki sürtünme kayıpları
- Keçedeki sürtünme kaybı
- Tambur grubu kaynaklı ile tüketilen enerji miktarı
- Amartisörlerin hareketi sonucu sürtünme kaybı
- Kayış kasnak ve elektrik motorunun ihtiyacı olan toplam güç miktarı

Rulmanlardaki sürtünme kaybı miktarı hesaplanırken rulmana takılan kapağın önemi de değerlendirilmiştir. Test rulmanlarında farklı tipte rulman kapakları kullanılmıştır. Rulman kapağının malzemesinin metal yada keçe olması Ts' 'yi etkilemektedir. Keçe ile ilgili yapılan testlerde farklı tipte keçeler kullanılmıştır. Keçenin dudaklarının temas ettiği komponent burçtur. Burç malzemesi de değiştirilerek sürtünme torkuna olan etkisi incelenmiştir.

5.1 Çamaşır Makinası Üzerinde Yapılan Testler

Test düzeneği imalatı devam ederken çamaşır makinesinde bazı testler yapılmıştır. Çamaşır makinesi üzerinde yapılacak testler için seri üretimde kullanılan malzemeler kullanılarak 2 adet özel prototip çamaşır makinesi üretilmiştir. Bu makinelerin ilki keçesiz üretilmiştir. İkincisinde ise yağ keçesi olarak 3 dudaklı keçe kullanılmıştır. Test sonuçlarını kıyaslayabilmek için çamaşır makinelerinde keçe durumu haricinde

bütün özellikleri birbirine denktir. Çamaşır makinesinin yükleme koşulu olarak aşağıdaki 4 farklı durum planlanmıştır.

- Boş
- Dengeli 1 kg lastik ağırlık ile yükleme
- Dengeli 5 kg lastik ağırlık ile yükleme
- Dengesiz 1 kg lastik ağırlık ile yükleme

Prototip olarak üretilen çamaşır makinelerinde yukarıda belirtilen durumlarkı tork ihtiyacını belirlemek için yapılan testler 3 defa (T1, T2, T3) tekrarlanmıştır. Tork testi yapılırken Ts'ye etkisi az olan, ama hesaplanamayan dış etkenler; oda sıcaklığı, motor sıcaklığı ve ortamdaki toz miktarı vardır. Bu dış etkenlerin etkisini göz ardı edebilmek için tork testleri tekrarlanmıştır. Tekrar edilen tork testlerinin sonuçlarının ortalaması alınarak daha güvenilir sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır.

Yağ keçesinin sebep olduğu dönme sürtünme momentini bulabilmek için testlerin hepsi, keçesiz çamaşır makinesinde ve 3 dudaklı keçeli çamaşır makinesinde ayrı ayrı yapılmıştır.

3 dudaklı keçenin dönme sürtünme momentini hesaplamak için yapılan tork ölçümleri, çamaşır makinesi sabit devir 600 rpm'de, sabit devir 1200 rpm'de sabit ve 600-1200 rpm arasında ivmelenirken yapılmıştır. Çamaşır makinesi tork testinde iken çekilen elektriksel güç çekilen elektrik akımı sayesinde hesaplanır. Torkmetre ile çamaşır makinesinin kasnaktan sonrası için tork ihtiyacı ölçülebilmektedir. Tambur milinin açısal hızı ile ölçülen tork değeri çarpılıp, tork ihtiyacı için harcanan güç ihtiyacı elde edilmiştir. Elektriksel güçten, tork ihtiyacı için harcanan güç değeri çıkarılıp kasnaktan önce harcanan güç elde edilmiştir.

Eğer sürtünme olmasaydı, çamaşır makinesinin sabit devirde dönebilmesi için torka ihtiyacı olmayacaktı. Fakat çamaşır makinesi sabit devirde dönerken ölçülen tork değeri beklendiği üzere sıfırdan farklıdır. Sabit devirde ölçülen değer, dönme sürtünme momentine eşittir. Çamaşır makinesi 600 rpm'de belli bir süre bekledikten sonra sabit açısal ivme ile 1200 rpm'e çıkar. Bu bölgede ölçülen tork değeri dönme sürtünme tork değerine ek olarak sistemin kütleli atalet momentinin açısal ivme ile çarpımının toplamına denktir.

Çizelge 5.1'de keçesiz çamaşır makinesinde yapılan ölçüm sonuçları ile 3 dudaklı keçe ile yapılan ölçüm sonuçları çıkarıldıktan sonra elde edilen sonuçlar 1200 rpm'de

keçenin sebep olduğu dönme sürtünme torkunun değeri **0.48** Nm'dir. Keçenin harcadığı güç değeri ise **62.93** Watt'tır.

Çizelge 5.1 1200 rpm'de sabit açısal hızda yapılan tork testleri.

TESTLER	Maksimum Devir [rpm]	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Sürtünme Momenti [Nm]	Tahrik Grubu Kaynaklı Güç İhtiyacı [Watt]
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T1	1240	474	-0,672	87,3
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T2	1239	471	-0,691	89,6
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T3	1239	478	-0,679	88,1
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA ORT.	1239	474	-0,681	88,3
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA T1	1242	593	-1,174	152,7
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA T2	1242	600	-1,171	152,3
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA T3	1242	608	-1,144	148,8
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA ORT.	1242	600	-1,163	151,3
Keçenin Etkisi		126	0,482	62,9

Çizelge 5.2 600 rpm'de sabit açısal hızda yapılan tork testleri.

TESTLER	600 sabit devir [rpm]	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Sürtünme Momenti [Nm]	Tahrik Grubu Kaynaklı Güç İhtiyacı [Watt]
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T1	614	166	-0,215	13,8
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T2	613	161	-0,231	14,8
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T3	613	173	-0,222	14,3
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA ORT.	614	167	-0,223	14,3
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA T1	615	225	-0,996	64,1
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA T2	614	237	-0,927	59,6
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA T3	614	246	-0,923	59,4
3 DUDAKLI KEC. KAZ BOS SIKMA ORT.	615	236	-0,949	61,1
Keçenin Etkisi		69	0,726	46,7

Keçenin neden olduğu dönme sürtünme torku açısal hız arttıkça azalır. 600 devirde **0.73** Nm iken 1200 devirde **0.48** Nm'dir. Bunun nedeni hız arttıkça sıcaklık da artar keçenin yarattığı radyal basınç azalır. Çizelge 5.3 'de çizelge 5.1'deki ve 5.2'deki sonuçların özetidir.

Çizelge 5.3 3 dudaklı keçenin etkisi.

3 Dudaklı Keçenin Etkisi	1200 RPM		600 RPM	
	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Ts [Nm]	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Ts [Nm]
	125	0,48	69	0,73

Yağ keçesinin sebep olduğu dönme sürtünme momenti tambur milinin açısal hızına göre değiştiği çizelge 5.3'de görülmektedir. Çizelge 5.4'de belirtilen iki test koşulundaki tek fark 5 kg küttedir. Tork ve güç ihtiyaçlarındaki fark 5 kg küttelin etkisinden dolayı meydana gelmektedir. 5 kg lastik ağırlıkların tambur içine 120 derecelik aralıklarla tambura homojen bir şekilde yüklenmesi sağlanmıştır. Çamaşır makinesi dengesiz kütlesi sıfır, dengeli yükü 5 kg olan lastik yük ile yüklenmiştir. 5 Kg küttelin etkisi belirlenirken çamaşır makinelerin kecesiz olmasının nedeni ölçüm sonuçlarında keçenin yaratabileceği tork değerlerindeki saçınıklıktan kaçınmak içindir.

Çizelge 5.4 5 Kg kütlenin atalet etkisi.

TESTLER	600-1200 ivmelenirken [rpm]	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Sürtünme Momenti [Nm]	Tahrik Grubu Kaynaklı Güç İhtiyacı [Watt]
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T1	925	351	-0,673	65
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T2	928	364	-0,687	67
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA T3	917	385	-0,667	64
KECESİZ KAZAN BOS SIKMA ORT.	923	366	-0,675	65
KECESİZ KAZAN 5KG DENGELİ T1	932	437	-1,011	99
KECESİZ KAZAN 5KG DENGELİ T2	924	413	-1,059	102
KECESİZ KAZAN 5KG DENGELİ T3	928	418	-1,071	104
KECESİZ KAZAN 5KG DENGELİ ORT.	928	423	-1,047	102
5 Kg Kütleinin Etkisi		56	0,372	36

600 1200 rpm arası sabit açısal ivme ile çamaşır makinesi hızlanırken sistemin tork ihtiyacı, dönen sürtünme momentine olarak açısal ivmenin kütleli atalet momentinin çarpımı eklenerek elde edilmiştir. 5 kg kütlenin test koşulundaki ivmeli hareketi sonucu tork ihtiyacı **0.37** Nm güç ihtiyacı ise **37.4** watttır.

Rulmanların neden olduğu dönme sürtünme momentini üzerlerine gelen kuvvet sonucu ortaya meydana gelmektedir. Çamaşır makinesindeki rulmanlara gelen asıl kuvveti dengesiz kuvvetin yarattığı kuvvet oluşturmaktadır. Dengesiz yükün yarattığı enerji kaybını bulabilmek için çizelge 5.5’de 1 kg dengeli ve çizelge 5.6’da 1 kg dengesiz yüklenmiş çamaşır makinelerinde tork testi yapıldı.

Çizelge 5.5 1kg dengesiz kütlenin 1200 rpm’de etkisi.

TESTLER	Maksimum Devir [rpm]	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Sürtünme Momenti [Nm]	Tahrik Grubu Kaynaklı Güç İhtiyacı [Watt]
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ T1	1239	476	-0,770	100
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ T2	1239	475	-0,774	100
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ T3	1239	472	-0,794	103
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ ORT.	1239	474	-0,779	101
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ T1	1237	689	-2,178	282
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ T2	1237	692	-2,279	295
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ T3	1237	691	-2,371	307
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ ORT.	1237	691	-2,276	295
1 Kg Dengesiz Kütleinin Etkisi		216	1,497	194

Çizelge 5.6 1kg dengesiz kütlenin 600 rpm’de etkisi.

TESTLER	600 sabit devir [rpm]	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Sü	Tahrik Grubu Kaynaklı Güç İhtiyacı [Watt]
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ	613	172	-0,300	19
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ	615	162	-0,301	19
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ	613	160	-0,327	21
KECESİZ KAZAN 1KG DENGELİ ORT.	614	165	-0,310	20
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ	613	218	-1,200	77
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ	613	223	-1,200	77
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ	613	217	-1,200	77
KECESİZ KAZAN 1KG DENGESİZ ORT.	613	220	-1,200	77
1 Kg Dengesiz Kütleinin Etkisi		55	0,890	57

Çizelge 5.5 ve 5.6'daki değerler incelendiğinde açısal hız arttıkça, yani rulmanlara gelen merkez kaç kuvveti arttıkça enerji kaybının arttığı belirlenmiştir. Çizelge 5.7, çizelge 5.5 ve 5.6'nın özetidir.

Çizelge 5.7 1kg dengesiz kütleinin etkisi.

1 Kg Dengesiz Kütleinin Etkisi	1200 RPM		600 RPM	
	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Ts [Nm]	Toplam Güç İhtiyacı [Watt]	Tahrik Grubu Kaynaklı Ts [Nm]
	216	1,50	55	0,89

Çamaşır makinesi üzerinde yapılan test koşullarının çeşitliliği sınırlı sayıdadır. Yukarıda bahsedilen testler sonucunda çamaşır makinesindeki toplam sürtünme momentine etkileyen faktörlerin bir kısmı elde edilmiştir. Test düzeneğinde yapılan tork testlerinin doğru olması için çamaşır makinesinde yapılan tork testleri ile test düzeneğinde yapılan tork testlerinin birbirleriyle uyumlu olması gerekmektedir. Test düzeneğinde yapılan tork testli sonuçları ile çamaşır makinesinde yapılan tork testi sonuçları birbirine denktir.

5.2 Test Düzeneği Üzerinde Yapılan Testler

Test düzeneğinin tasarımı, modellenmesi ve çamaşır makinesini temsil edebildiği daha önceki bölümlerde anlatıldı. Test düzeneğinin sağladığı montaj ve demontaj kolaylığı sayesinde test düzeneğinde yapılan testler, çamaşır makinesinde yapılan testlere göre daha fazla ve kapsamlıdır. Çamaşır makinesinde oluşturulması çok zor olan test koşulları, test düzeneğinde kolaylıkla sağlanabilmiştir. Test düzeneği içerisine özel bir yazılım yazılmıştır. Mevcut çamaşır makinesinde tambur maksimum sıkma devrine çıkana kadar belirli devirlerde sabit devirde beklemekte ve dengesiz yükü azaltabilmek için düşük devirlerde, çamaşırın tambur içinde homojen bir şekilde yayılması için belirli hareketler yapmaktadır. Test düzeneğinde bu hareketlere gerek yoktur. Test düzeneği 25 rpm/s'lik açısal ivme ile sıkma devrine (1200 rpm) ulaşmaktadır. Sistem belli süre bu devirde kaldıktan sonra durur. Torkmetre kasnak grubu tambur miline takıldıktan sonra kayış kasnağa takılır. Tambur hareketsiz halde iken kayışın gerginliğinden ve de sistemdeki kuru sürtünmeden dolayı test düzeneğinde statik tork da bulunmaktadır. Ancak, kullanılan torkmetre ile statik durumdaki sürtünme momentini güvenilir bir şekilde ölçmek mümkün olmamaktadır. Bir başka deyişle, ölçümler başlatılmadan önce torkmetrenin çıktısının sıfırlanması gerekmekte, ancak torkmetrenin çıktı sinyalinin

sıfırlandığı durumdaki statik sürtünme momentinin mevcut düzende hassas ölçülebilmesi mümkün olmamaktadır.

Statik torktan kaynaklanan belirsizliğin bertaraf edilebilmesi için tambur önce saat yönünde, sonra da saat yönünün tersi yönünde döndürülmüştür. Dolayısı ile, tamburun önce saat yönü, sonra da saatin tersi yönünde döndürülmesi durumlarında ölçülen tork değerleri arasındaki fark sürtünme momentinin iki katı olmalıdır. Açıklanan durum, matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir:

Sistem saat yönünde dönerken ölçülen tork değeri;

$$T_{ölçülen1} = T_{sürt} - T_{statik} \quad (5.1)$$

Sistem saat yönünün tersine dönerken sürtünme momentinin yönü de değişeceğinden, ölçülen tork değeri

$$T_{ölçülen2} = T_{ölçülen1} - 2 T_{sürt} \quad (5.2)$$

Anlaşılabacağı üzere, sistemin rejim halindeki sürtünme momenti

$$T_{sürt} = (T_{ölçülen1} - T_{ölçülen2})/2 \quad (5.3)$$

şeklinde hesaplanabilmektedir. Bu yaklaşım, sistemdeki statik sürtünme momentini ölçmeye gerek kalmadan, sistem sabit hızda dönerken sisteme uygulanan sürtünme momentinin güvenilir bir şekilde ölçülmesini sağlamıştır.

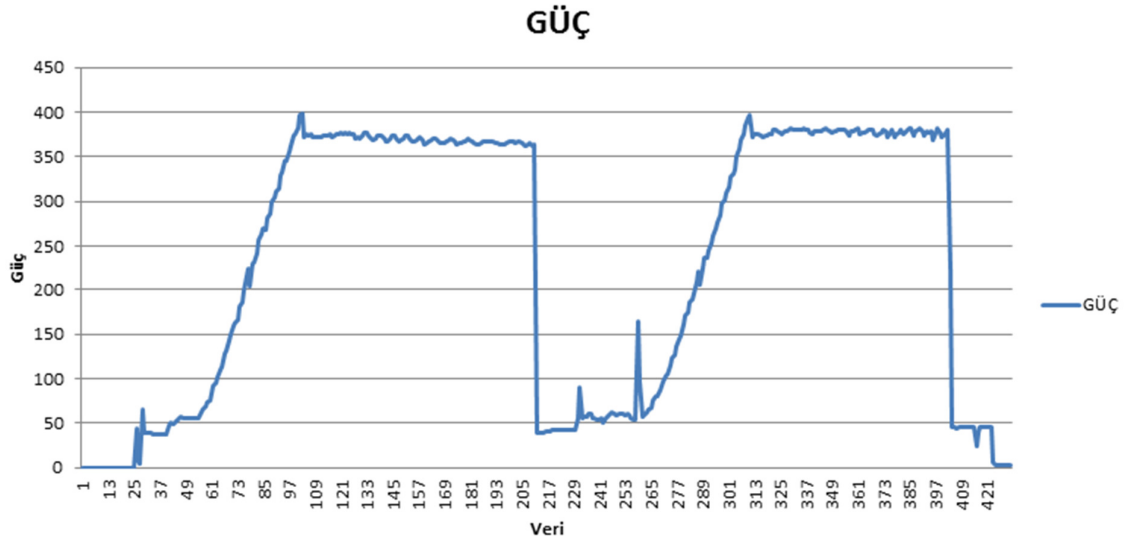
Yukarıda bahsedilen tork ölçüm yöntemi her koşul için 10 kez tekrarlanarak oda sıcaklığı toz gibi dış etkenlerin yarattığı olumsuz etkilerden kaçınılmıştır. Yapılan tekrarlı testler arasında test düzeneğinin soğuması için en az 2 saat beklenilmiştir.

Test düzeneğinde rulman olarak “FAG” firmasının enerji verimli rulmanları kullanılmıştır. Test düzeneği üzerinde test yapılırken test koşulları, dönme sürtünme momenti ölçülmek istenen komponente göre belirlenmiştir. Çizelge 5.8’de oluşturulan 14 farklı test koşulunun içeriği ifade edilmiştir.

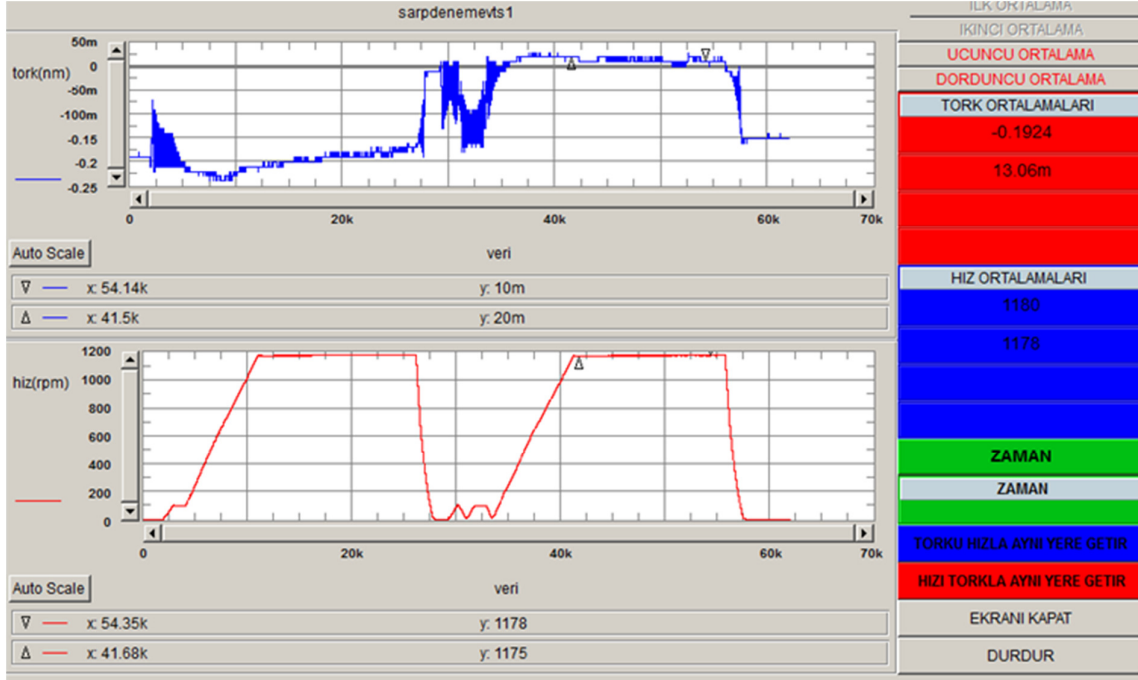
Çizelge 5.8 Test koşulları.

	RulmanTipi	Keçe ve Burç Tipi	Flanş	Tambur	Motor Tipi	Amortisör	Yük
Test Koşulu 1	6206-6307 Z2	YOK	YOK	YOK	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 2	6206-6307 Z2	P. Çelik Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	YOK	YOK	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 3	6206-6307 Z2	Pirinç Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	YOK	YOK	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 4	6206-6307 Z2	YOK	VAR	YOK	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 5	6206-6307 Z2	Pirinç Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	VAR	YOK	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 6	6206-6307 Z2	Pirinç Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	VAR	VAR	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 7	6206-6307 Z2	Pirinç Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	VAR	VAR	B Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 8	6206-6307 Z2	P. Çelik Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	VAR	VAR	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 9	6206-6307 Z2	P. Çelik Burç ve 3 Dudaklı Keçe	VAR	VAR	A Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 10	6206-6307 Z2	P. Çelik Burç ve 3 Dudaklı Keçe	VAR	VAR	A Tipi	VAR	350gr D.siz
Test Koşulu 11	6206-6307 RS	P. Çelik Burç ve 3 Dudaklı Keçe	VAR	VAR	A Tipi	VAR	350gr D.siz
Test Koşulu 12	6206-6307 Z2	Pirinç Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	VAR	VAR	B Tipi	YOK	YOK
Test Koşulu 13	6206-6307 Z2	Pirinç Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	VAR	VAR	B Tipi	YOK	350gr D.siz
Test Koşulu 14	6206-6307 Z2	Pirinç Burç ve Ç. Dudaklı Keçe	VAR	VAR	B Tipi	VAR	350gr D.siz

Hazırlanan ilk test koşulunda kasnakta sonra sadece tambur mili vardır. Bu test koşulunda amaç, rulmanlar üzerinde etkiyen kuvvet çok azken oluşan dönme sürtünme torkunu ölçebilmektir.



Şekil 5.1 Test koşulu 1’de çekilen elektrik gücü [Watt].



Şekil 5.2 Test koşulu 1'deki tork ihtiyacı [Nm].

Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de test koşulu 1 için ölçüm sonuçları sunulmuştur. Sistemin maksimum sıkma devri 1180 rpm'dir. Şekil 5.2'de tork değerinin yanındaki m harfi ölçülen değerin 1000'e bölünmesi gerektiğini belirtir. Eksi işaret sürtünme momentinin dönüş yönün tersi yönde olduğunu ifade eder.

Çizelge 5.9 Test koşulu 1 ölçüm sonuçları.

Rulmanlardan Kaynaklanan Tork İhtiyacı	0,11 Nm
Rulmanlardan Kaynaklanan Güç İhtiyacı	13 Watt
Motor ve Kayış Kasnaktan Kaynaklanan Güç İhtiyacı	362 Watt
Toplam Güç İhtiyacı	375 Watt

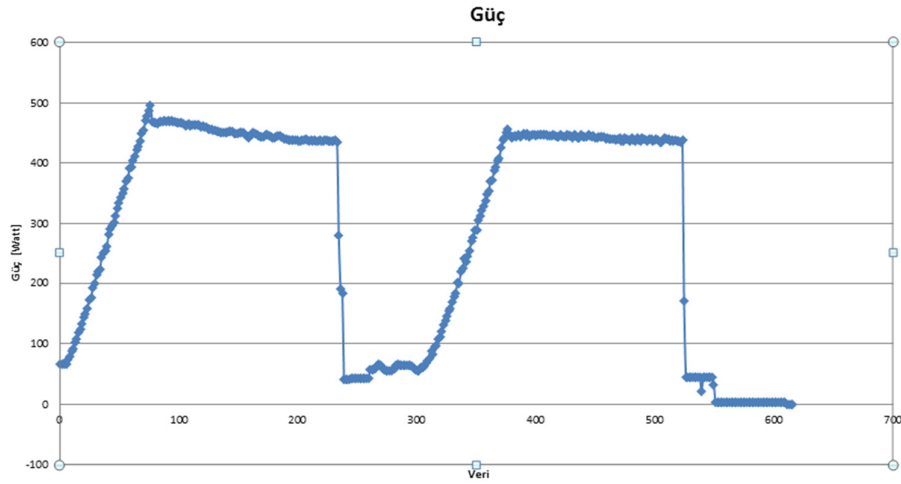
Çizelge 5.9'da bahsedilen toplam güç ihtiyacı değeri şekil 5.1'de grafikten elde edilmiştir. Ölçülen tork ihtiyacı açısal hız ile çarpılıp toplam güç ihtiyacından çıkarıldığı zaman elektrik motorundan ve kayış kasnaktan kaynaklanan güç ihtiyacı bulunur. Rulmanlardan gelen T_s **0,11 Nm**'dir



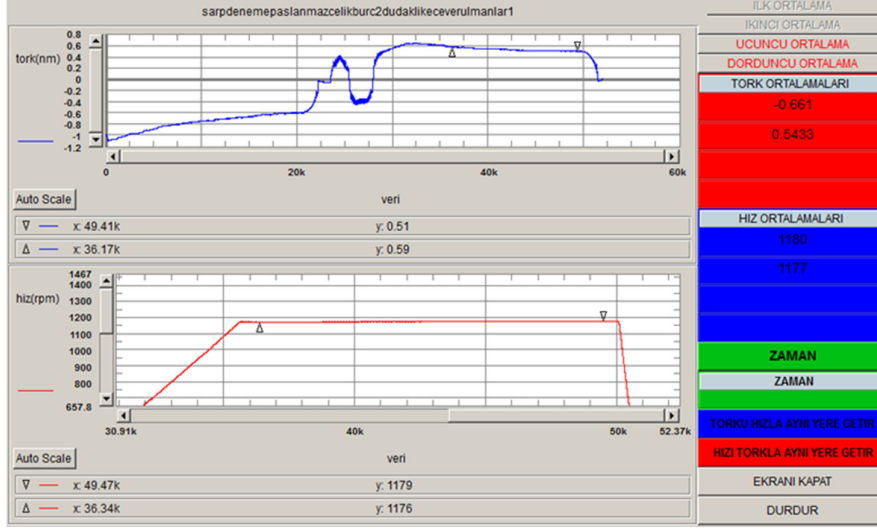
Şekil 5.3 Test koşulu1 güç kayıplarının yüzdesel gösterimi.

Şekil 5.3’de toplam güç kaybının yüzdesel gösteriminin yapılmasının amacı çamaşır makinesinde enerji verimini arttırabilmek için hangi komponent üzerinde yoğunlaşmak gerektiğini bulmak içindir.

İkinci aşama olarak rulman yuvasına keçe yuvası eklenmiş ve yağ keçesi test düzeneğine eklenmiştir. Test koşulu 2’de rulmanlara ek olarak, paslanmaz çelik burç ve çift dudaklı keçe kullanılmıştır.

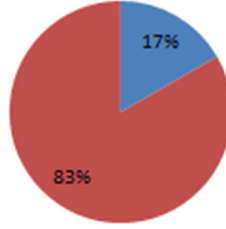


Şekil 5.4 Test koşulu 2’de çekilen elektrik gücü.



Şekil 5.5 Test koşulu 1’de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

■ Rulmanlardan ve Paslı.Ç.Burc Çift Dudaklı Keçeden Gelen Güç Kaybı
■ Motor ve Kayış Kasnaktan Gelen Güç Kaybı



Şekil 5.6 Test koşulu 2 güç kayıplarının yüzdesel gösterimi.

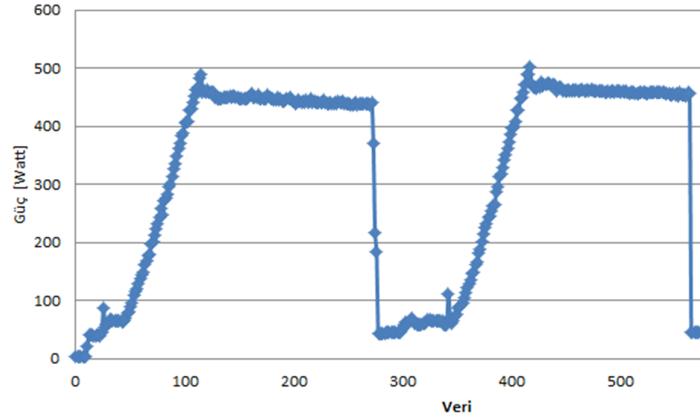
Şekil 5.6 ‘da görüldüğü üzere tahrik grubundaki komponentlerin güç ihtiyacı test koşulu 1’e göre artmıştır.

Şekil 5.4 ve 5.5’deki değerlerinin özeti çizelge 5.10’da ifade edilmiştir.

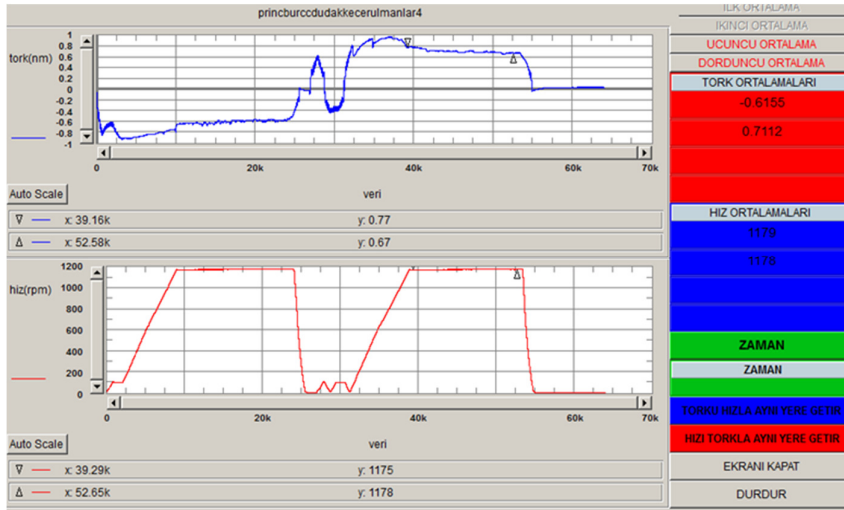
Çizelge 5.10 Test koşulu 2 ölçüm sonuçları.

Rulmanlardan P. Çelik Burçtan ve Çift Dudaklı Keçeden Kaynaklanan Tork İhtiyacı	0,615 Nm
Rulmanlardan P. Çelik Burçtan ve Çift Dudaklı Keçeden Kaynaklanan Güç İhtiyacı	76 Watt
Motor ve Kayış Kasnaktan Kaynaklanan Güç İhtiyacı	379 Watt
Toplam Güç İhtiyacı	448 Watt

Test koşulu 3’de rulmanlara ek olarak malzemesi paslanmaz çelik yerine pirinç burç ve çift dudaklı keçe kullanılmıştır.



Şekil 5.7 Test koşulu 3’de çekilen elektrik gücü.



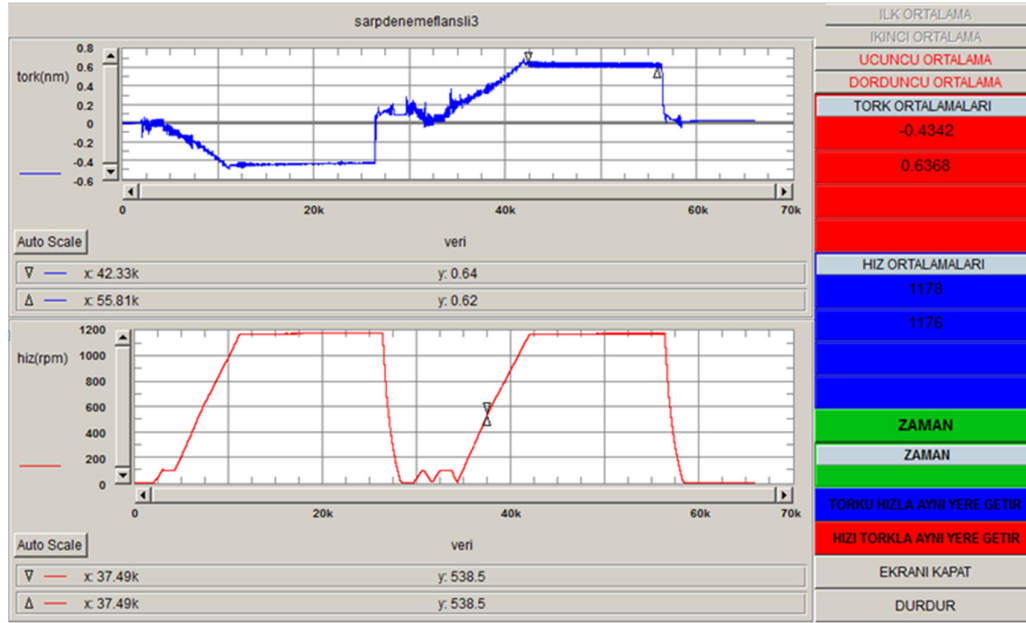
Şekil 5.8 Test koşulu 3’de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’deki değerler birleştirildiği zaman çizelge 5.10 elde edilir.

Çizelge 5.11 Test koşulu 3 ölçüm sonuçları.

Rulmanlardan ve Pirinç Burç Çift Dudaklı Keçeden Kaynaklanan Tork İhtiyacı	0,66 Nm
Rulmanlardan ve Pirinç Burç Çift Dudaklı Keçeden Kaynaklanan Güç İhtiyacı	81Watt
Motor ve Kayış Kasnaktan Kaynaklanan Güç İhtiyacı	369 Watt
Toplam Güç İhtiyacı	451 Watt

Çizelge 5.10 ile çizelge 5.11'deki değerler, çizelge 5.9 ile karşılaştırıldığında bahsedilen test koşullarında pirinç burç ve çift dudaklı keçenin Ts'ye etkisi **0,552 Nm**'dir. Paslanmaz çelik ve çift dudaklı keçenin Ts'ye etkisi **0,505 Nm**'dir. Pirinç burç yerine paslanmaz çelik burç kullanmak, çamaşır makinesinin enerji verimliliğini arttırmaktadır. Test koşulu 4'te keçesiz tambur mili ve rulmanlara ek olarak, tamburu tambur miline bağlayan flanş, test düzeneğine eklenmiştir.



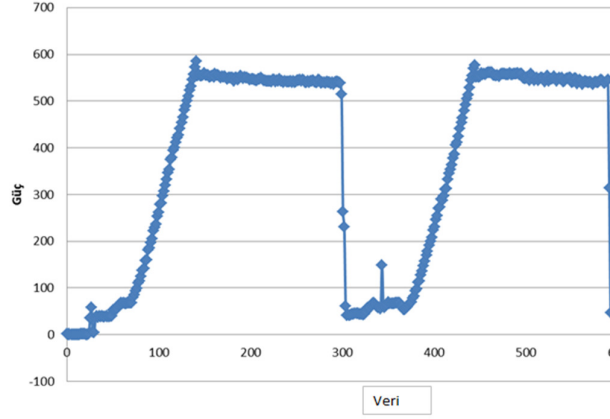
Şekil 5.9 Test koşulu 4'te tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

Çizelge 5.12 Test koşulu 4 ölçüm sonuçları.

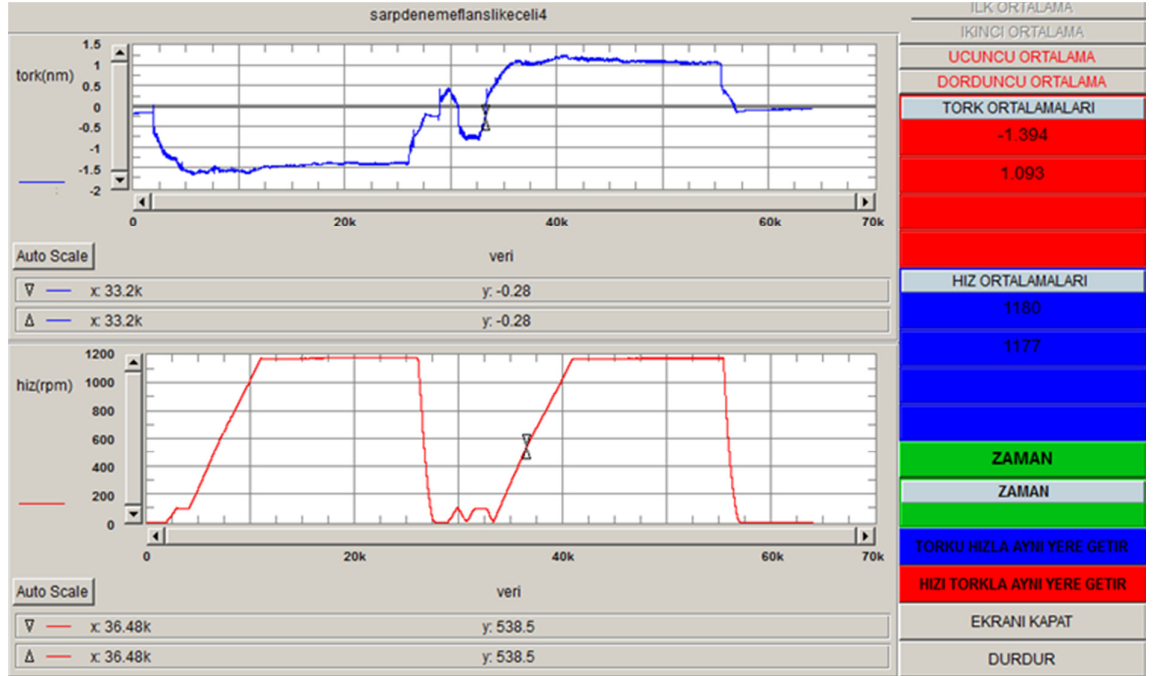
Rulmanlardan ve flanş hava direncinden kaynaklı tork ihtiyacı	0,55 Nm
Rulmanlardan ve flanş hava direncinden kaynaklı güç ihtiyacı	69 Watt
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	362 Watt
Toplam güç ihtiyacı	431 Watt

Çizelge 5.9 ile 5.12'deki değerler arasındaki fark **0,44 Nm**'dir ve nedeni flanşın oluşturduğu hava direncidir. Mevcut durumda flanşa tambur arka sacı temas ettiği için oluşan hava direnci azalabilir. U şeklindeki kesite sahip flanşın tasarımını optimize etmek başka bir çalışma konusu olabilir.

Test koşulu 5, test koşulu 4'e pirinç burç ve çift dudaklı keçe eklenmiş halidir.



Şekil 5.10 Test koşulu 5’de çekilen elektrik gücü [Watt].

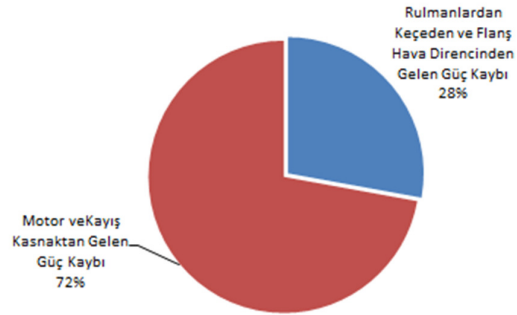


Şekil 5.11 Test koşulu 5’de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

Şekil 5.10 ve Şekil 5.11’deki ölçülen veriler değerlendirildiğinde elde edilen sonuçlar Çizelge 5.13’de özetlenmiştir. Test koşulu 5’de test düzeneğinde prinç burç çift dudaklı keçe rulmanlar flanş ve A tipi motor mevcuttur.

Çizelge 5.13 Test koşulu 5 ölçüm sonuçları.

Rulmanlardan piriñ burç çift dudaklı keçeden ve flanş hava direnci kaynaklı tork ihtiyacı	1,22 Nm
Rulmanlardan piriñ burç çift dudaklı keçeden ve flanş hava direnci kaynaklı güç ihtiyacı	151 Watt
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	393 Watt
Toplam güç ihtiyacı	545 Watt



Şekil 5.12 Test koşulu 5 güç kayıplarının yüzdesel gösterimi.

Şekil 5.12’de görüldüğü üzere test düzeneğine yeni parçalar eklendikçe, tahrik gurubu güç ihtiyacı artmıştır. Motor ve kayış kasnağın harcadığı güç aynı kalmasına rağmen yüzdesi düşmektedir. Test koşulu 5 ölçüm sonuçları ile test koşulu 4 ölçüm sonuçlarından elde edilen $\tau_{sürt}$ ’deki fark (**0,67** Nm) piriñ burç ve çift dudaklı keçenin etkisinden dolayı oluşmuştur. Daha önceden bu etki **0,55** Nm olarak hesaplanmıştı. Bu etkinin burada artmasının nedeni flanşın ağırlığı nedeni ile yağ keçesi ve rulmanda oluşan sürtünme momentinin artmasıdır.

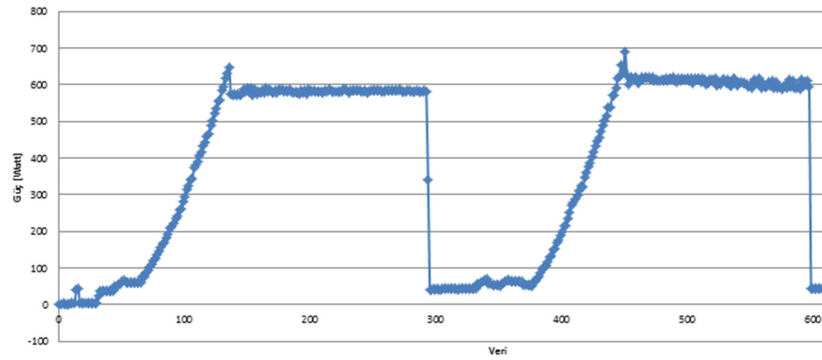
Test düzeneğine tambur eklendikten sonra yapılan ilk testlerde tambur ağızı açık bırakılmıştır. Tambur ağızı açık bırakılınca sistem santrifüj pompa gibi havayı tamburun ağızından çekip, tamburun deliklerinden havayı dışarı atar. Bu işlem sistemin fazladan enerji harcamasına neden olmaktadır. Çizelge 5.14’teki değerler de bunu kanıtlamaktadır. Bu testten sonra tamburun ağızına kapak yapılması gerektiğine karar verilmiştir.. Bundan sonra yapılan tambur testlerinin hepsinde tambur kapağı

kullanılmıştır. Çizelge 5.14'teki değerleri elde etmek için yapılan test piring burç çift dudaklı keçe tambur mili kapaksız tamburdan meydana gelmektedir.

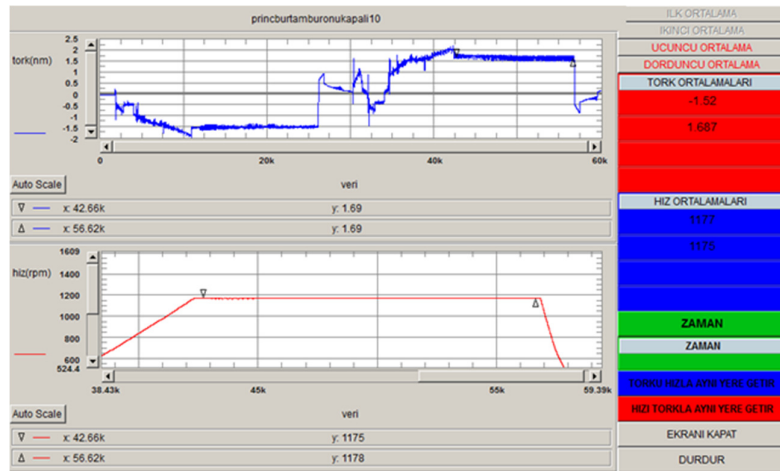
Çizelge 5.14 Test koşulu 5'e ek olarak tambur önu açık.

Tamburun önu açık iken tork ihtiyacı	2,83 Nm
Tamburun önu açık iken güç ihtiyacı	348 Watt
Motor ve kayış kasnaktan gelen güç ihtiyacı	432 Watt
Toplam güç ihtiyacı	780 Watt

Test koşulu 6, piring burç, çift dudaklı keçe, tambur, tambur kapağı ve rulmanlardan oluşur.



Şekil 5.13 Test koşulu 6'da çekilen elektrik gücü [Watt].

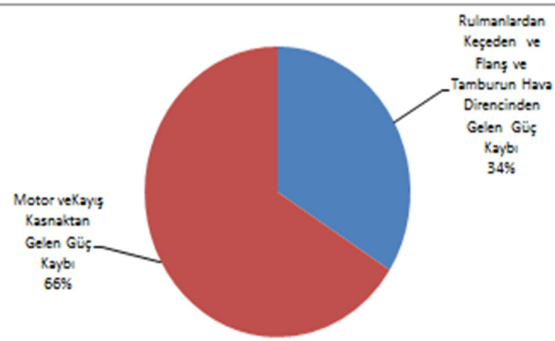


Şekil 5.14 Test koşulu 6'da tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

Çizelge 5.15 şekil 5.13 ve şekil 5.14'deki verilerin değerlendirilmesi sonucu elde edilmiştir.

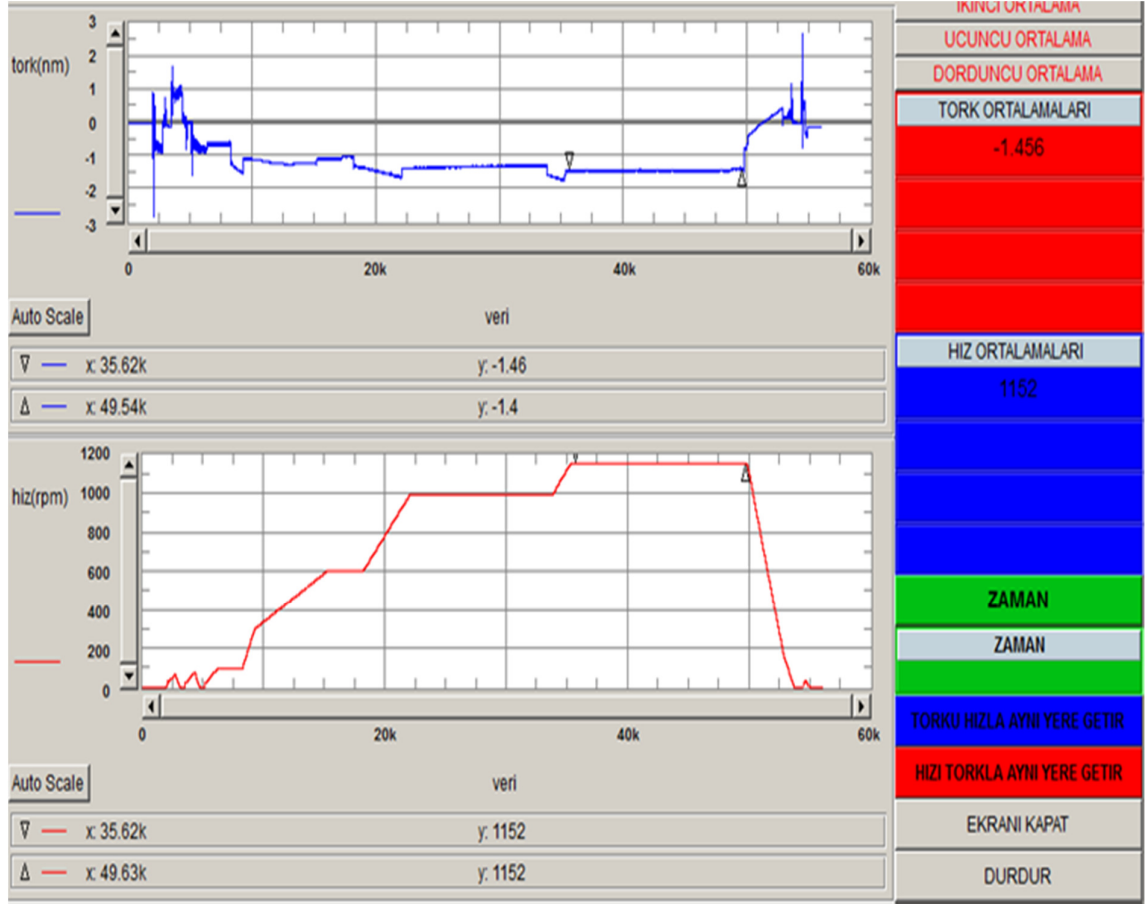
Çizelge 5.15 Test koşulu 6 ölçüm sonuçları.

Pirinç burç çift dudak keçe flanş ve tambur Boş iken kaynaklı tork ihtiyacı	1,64 Nm
Pirinç burç çift dudak keçe flanş ve tambur Boş iken kaynaklı güç ihtiyacı	203Watt
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	393 Watt
Toplam güç ihtiyacı	596 Watt



Şekil 5.15 Test koşulu 6 güç kayıplarının yüzdesel gösterimi.

Şekil 5.15'de görüldüğü üzere güç ihtiyacının büyük kısmını motor ve kayış kasnaktan kaynaklanmaktadır. Yapılan başka projeler sonucunda A tipi motora eşlenik B tipi motor geliştirilmiştir. Yapılan çalışmalar sonucunda elektrik motorunun verimi arttırılmıştır Test Koşulu 7 olarak yapılan testlerin test koşulu 6'dan farkı, fırçasız B tipi elektrik motoru kullanılmıştır. Aşağıda sonuçları gösterilen testler sonucunda B tipi motorun A tipi motara kıyasla daha verimli bir motor olduğu ispatlanmıştır. B tipi motorun etkisi çizelge 5.15 ile 5.16 karşılaştırıldığında B tipi motorun katkısının yaklaşık **200** watt olduğu deneysel sonuçlarla belirlenmiştir.



Şekil 5.16 Test koşulu 7’de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

Çizelge 5.16 B tipi motorun verimliliğini belirlemek için yapılan testlerin özetidir.

Çizelge 5.16 Test koşulu 6’nın B tipi motor ile ölçüm sonuçları.

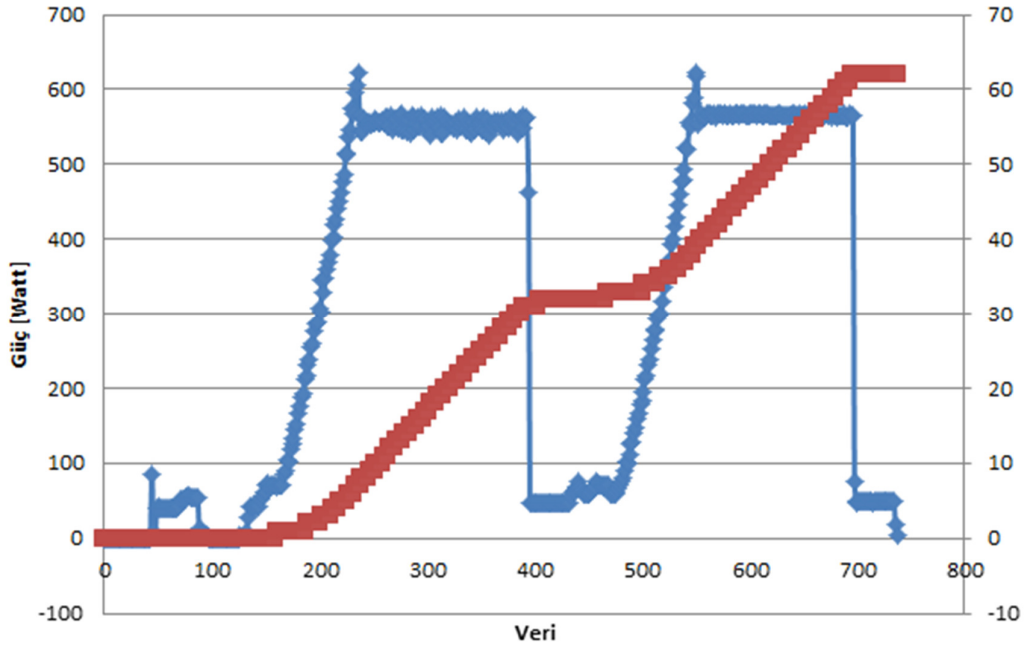
Tahrik sisteminin tork ihtiyacı	1,62 [Nm]
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	221 [Watt]
Tahrik sisteminden kaynaklı güç ihtiyacı	176 [Watt]
Toplam güç ihtiyacı	398 [Watt]



Şekil 5.17 Test koşulu 6 ve B tipi motor güç kayıplarının yüzdesel gösterimi.

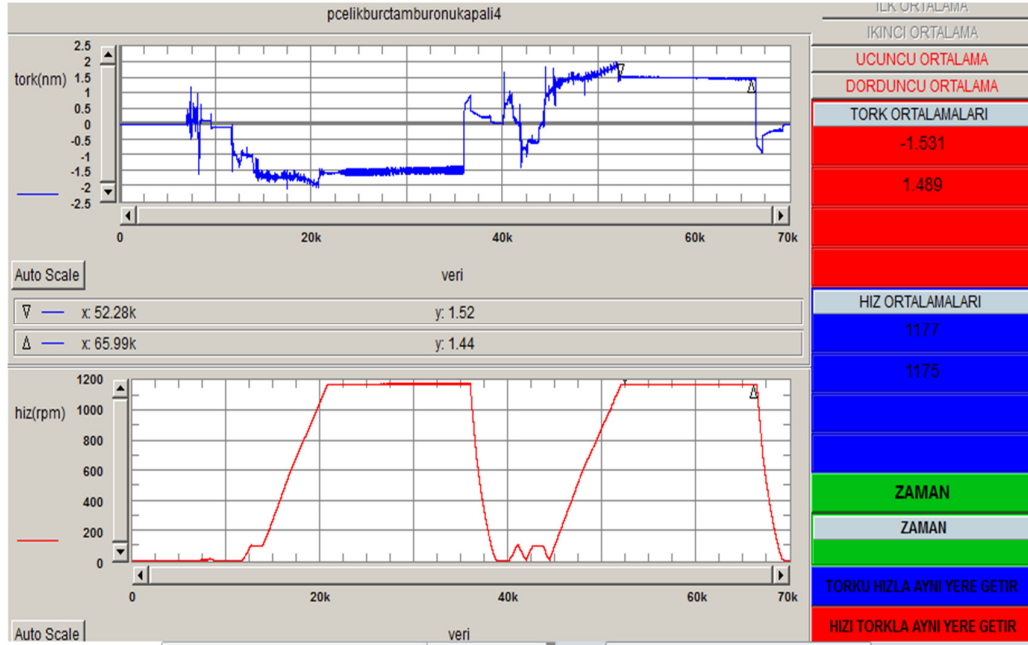
Şekil 5.17 incelendiğinde, daha önce kullanılan motor durumuna göre, tahrik sistemindeki dönme sürtünme momentinin oranının arttığı, motor ve kayış kasnağın yarattığı dönme sürtünme momentinin oranının ise azaldığı gözükmemektedir. B tipi motor A tipi motora göre % 33 oranında daha verimli olduğu deneysel testlerle belirlenmiştir.

Test koşulu 8’de paslanmaz çelik burç çift dudaklı keçe flanş tambur A tipi motor kullanılmıştır ve yüksüzdür.



Şekil 5.18 Test koşulu 8’de çekilen elektrik gücü [Watt].

Şekil 5.18'deki kırmızı çizgi harcanan enerjiyi [watt] cinsinden göstermektedir.



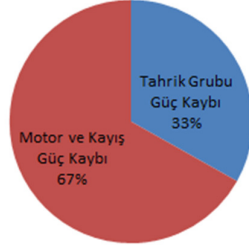
Şekil 5.19 Test koşulu 8'de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

Çizelge 5.17 şekil 5.18 ve 5.19'daki verilerin değerlendirilmesidir.

Çizelge 5.17 Test koşulu 8 ölçüm sonuçları.

Paslanmaz çelik burç 2dudaklı keçe tambur kaynaklı tork ihtiyacı	1,5 Nm
Paslanmaz çelik burç 2dudaklı keçe tambur kaynaklı güç ihtiyacı	187Watt
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	378 Watt
Toplam güç ihtiyacı	566 Watt

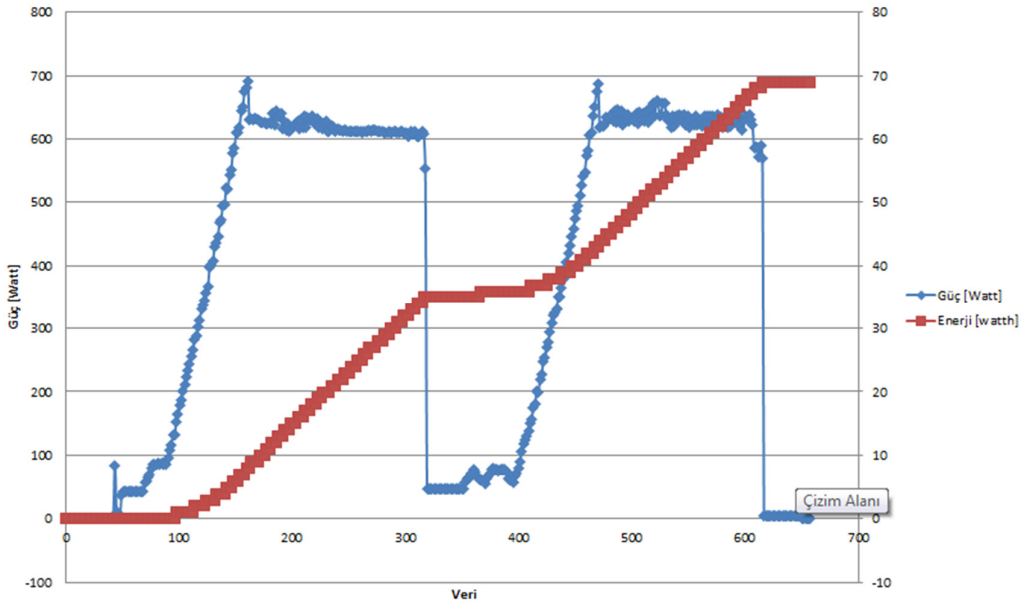
Çizelge 5.17 ile çizelge 5.15 karşılaştırıldığındaki aradaki fark burç malzemenin yağ keçesi dönme sürtünme momentine olan etkisidir. Paslanmaz çelik burç pirinç burca göre bu koşullarda **0,14 Nm** daha az sürtünme momenti yaratmaktadır. Sistemin yükü arttıkça yağ keçesinin burca temas eden yüzey alanı arttıkça bu fark açılacaktır Bunun kanıtı olarak tambur ve flanş sistemde yokken burç malzemesinin etkisi sadece **0,05 Nm** idi. Flanş ve tambur sisteme entegre edildiğinde burç malzemesinin etkisi 0,14 Nm'ye çıkmıştır.



Şekil 5.20 Test koşulu 8 harcanan gücün dağılımı.

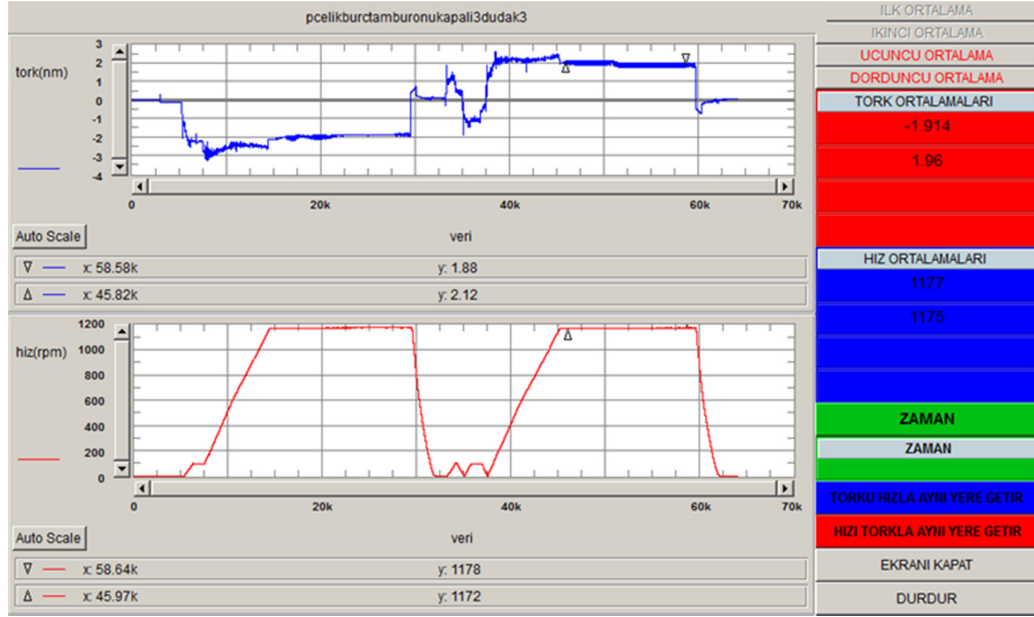
Şekil 5.20’de görüldüğü üzere tahrik grubu toplam çekilen gücün sadece üçte birini harcamaktadır.

Tet koşulu 9’da rulmanlar, paslanmaz çelik burç, 3 dudaklı keçe, flanş, tambur ve A tipi motor mevcuttur. Sonuç olarak test koşulu 9’da 8’e göre çift dudaklı keçe yerine 3 dudaklı keçe kullanılmıştır.



Şekil 5.21 Test koşulu 9’da çekilen elektrik gücü ve harcanan toplam enerji.

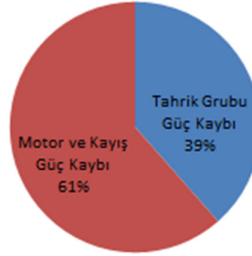
Çizelge 5.18 Şekil 5.21 ve 5.22’deki verilerin değerlendirilmesidir. Çizelge 5.18 ve çizelge 5.17 karşılaştırıldığında keçedeki dudak sayısının dönme sürtünme momentine olan etkisi bulunmaktadır. Yağ keçesindeki dudak sayısı 2’den 3’e çıkarken T_s ’ye $1,97 - 1,50 = 0,47$ Nm’lik olumsuz bir etki yarattığı deneysel olarak belirlenmiştir.



Şekil 5.22 Test koşulu 9’da tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

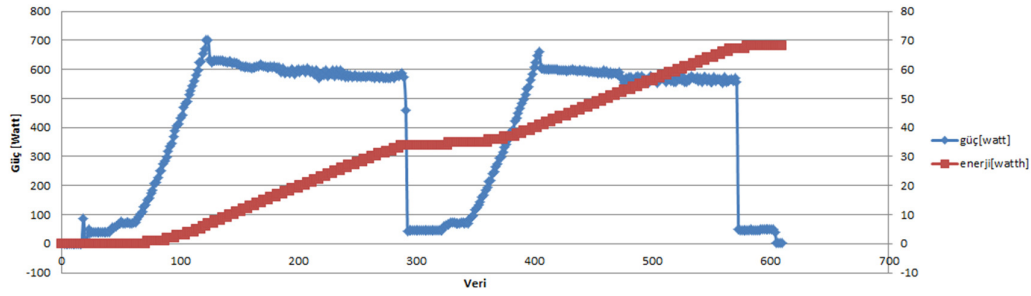
Çizelge 5.18 Test koşulu 9 ölçüm sonuçları.

Paslanmaz çelik burç 3dudaklı keçe tambur kaynaklı tork ihtiyacı	1,97 Nm
Paslanmaz çelik burç 3dudaklı keçe tambur kaynaklı güç ihtiyacı	244 Watt
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	388 Watt
Toplam güç ihtiyacı	632 Watt

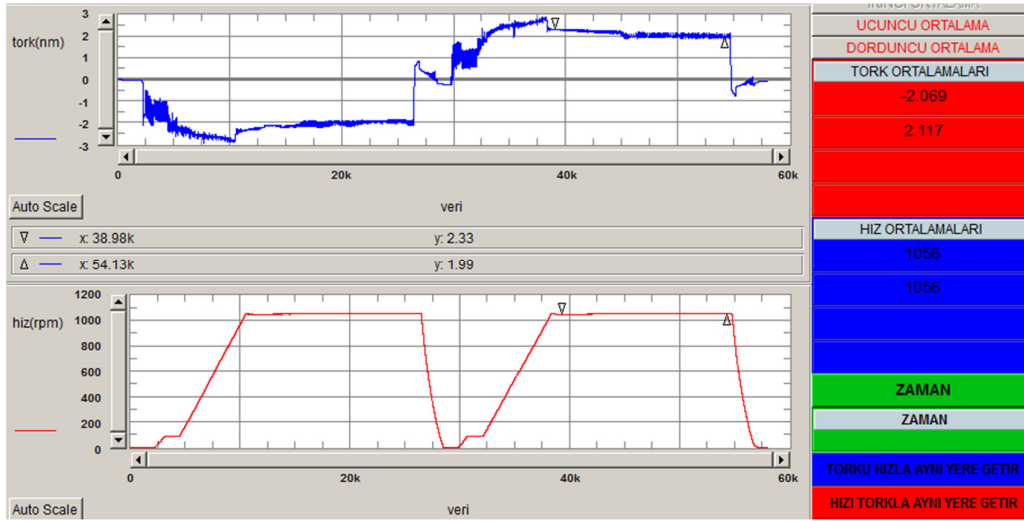


Şekil 5.23 Test koşulu 9 harcanan gücün dağılımı.

Test koşulu 10’da, dengesiz kütle etkisini belirlenmek için test düzeneğine iki adet amortisör takılmıştır. Test düzeneği tasarlanırken 1 kg dengesiz yüke dayanabilecek şekilde tasarlanmıştır. Güvenlik koşulları göz önünde bulundurulduğunda, dengesiz kütle olarak 350 gr lastik ağırlık tambura sabitlenmiştir. Bu değişiklikler dışında test koşulu 10, Test koşulu 9 ile aynıdır.



Şekil 5.24 Test koşulu 10'da çekilen elektrik gücü ve harcanan toplam enerji.



Şekil 5.25 Test koşulu 10'da tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

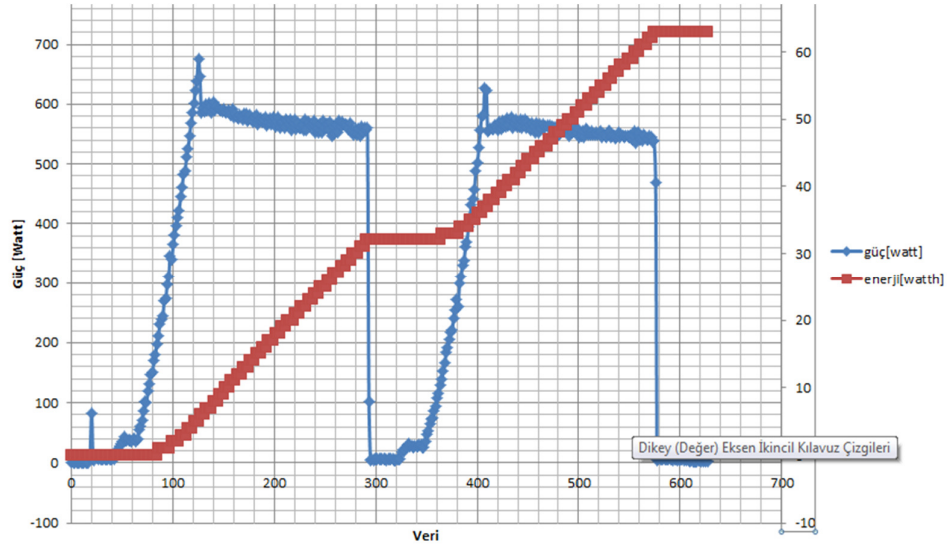
Çizelge 5.19 Test koşulu 10 ölçüm sonuçları.

Paslanmaz çelik burç 3dudaklı keçe 350 gr d.siz yük kaynaklı tork ihtiyacı	2,09 Nm
Paslanmaz çelik burç 3dudaklı keçe 350 gr d.siz yük kaynaklı güç ihtiyacı	231 Watt
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	383 Watt
Toplam güç İhtiyacı	614 Watt

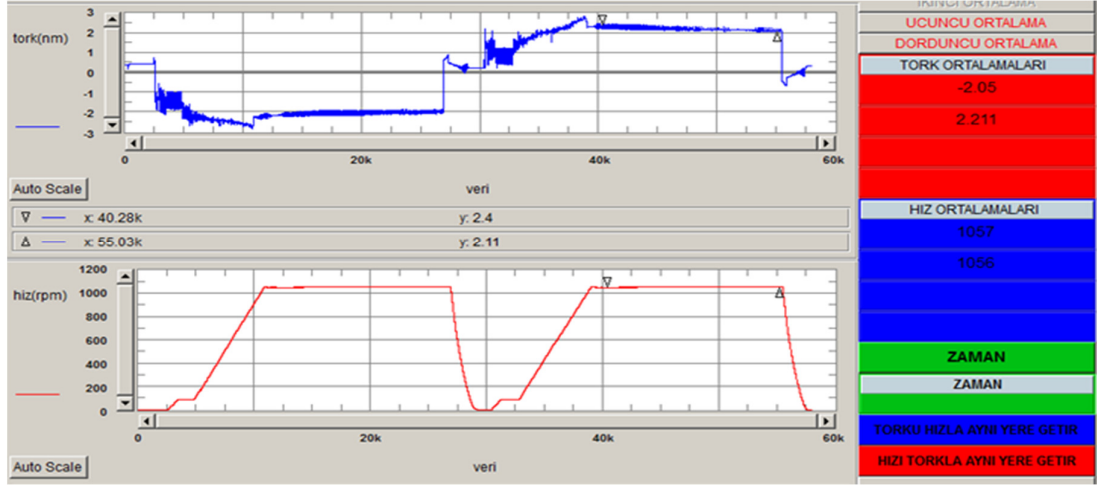
Çizelge 5.19 şekil 5.24 ve 5.25'deki verilerin değerlendirilmesidir. Çizelge 5.18 ve 5.19 karşılaştırıldığında 350 gr dengesiz yükün etkisinin 1200 rpm'de **0,12 Nm ilave tork gerektirdiği** deneysel olarak elde edilmiştir.

Test Koşulu 11'de test koşulu 10'a göre rulmanların kapakları değiştirilmiştir 2Z kapaklı (iki tarafı da metal kapaklı rulman) yerine RS kapaklı (bir tarafı kauçuk

kapaklı diğer tarafı metal kapaklı) rulmanlar kullanılmıştır. Ölçülen değerler arasındaki fark rulmanlarda kullanılan kapakların Ts'ye olan etkisini göstermektedir.



Şekil 5.26 Test koşulu 11'de çekilen elektrik gücü ve harcanan toplam enerji.



Şekil 5.27 Test koşulu 11'de tahrik grubu tork ihtiyacı [Nm].

Çizelge 5.20 Test koşulu 11 ölçüm sonuçları.

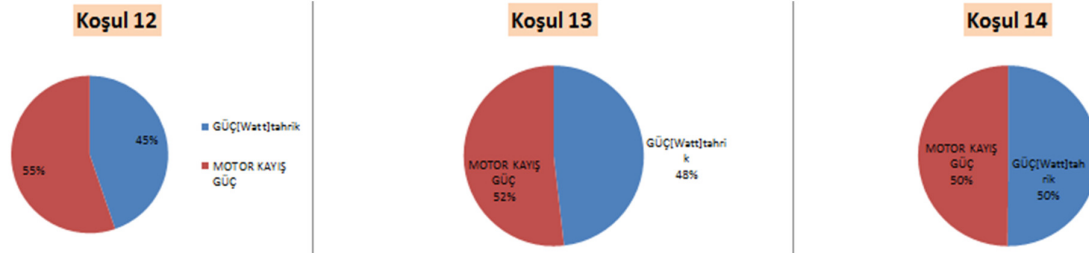
Paslanmaz çelik burç 3dudaklı keçe 350 gr d.siz yük rs kapaklı rulmanlar kaynaklı tork ihtiyacı	2,13 Nm
Paslanmaz çelik burç 3dudaklı keçe 350 gr d.siz yük rs kapaklı rulmanlar kaynaklı güç ihtiyacı	231 Watt
Motor ve kayış kasnaktan kaynaklı güç ihtiyacı	383 Watt
Toplam güç ihtiyacı	614 Watt

Çizelge 5.19 ve 5.20 karşılaştırıldığında 350 gr dengesiz yükte ve 1200 rpm’de rs kapaklı rulmanın 2z kapaklı rulmana göre **0,04 Nm** daha fazla dönme sürtünme momenti yarattığı deneysel sonuçlarla elde edilmiştir. Bu değer torkmetrenin hassasiyetine yakın bir değer olduğu için 2Z kapaklı rulman ile Rs kapaklı rulman kullanımı enerji verimi açısından birbirine denktir.

Test koşulu 11, 12 ve 13’de test koşulu 10 ‘daki koşullar referans alınıp A tipi motor yerine B tipi motorun ve paslanmaz çelik burç yerine pirinç burcun kullanıldığı yeni test koşulları oluşturulmuştur. Bu testlerin amacı dengesiz yükün ve amortisörlerin enerji ihtiyacına etkisini belirlemektir. Çizelge 5.21’de dengesiz yükün ve amortisörün etkisi görülmektedir.

Çizelge 5.21 Dengesiz yük ve amortisörün etkisi.

		YÜK[350gr]	Amortisör	GÜÇ[Watt]Elektriksel	TORK[Nm]	DEVİR(rad/s)	GÜÇ[Watt]tahrik	MOTOR KAYIŞ GÜÇ
Koşul 12	B tipi motor pirinç burç 2 dudak	YOK	YOK	398,4	1,48	120	178,23	220,17
Koşul 13	B tipi motor pirinç burç 2 dudak	VAR	YOK	415	1,66	120	199,91	215,09
Koşul 14	B tipi motor pirinç burç 2 dudak	VAR	VAR	435	1,81	120	217,97	217,03



Şekil 5.28 Test düzeneğinde dengesiz yük ve amortisör varken harcanan gücün dağılımı.

Şekil 5.28’de de B tipi motorun ne kadar etkili olduğu görülmektedir. Koşul 13 ile koşul 14 arasındaki harcanan güç farkı yaklaşık **18 watt**’tır. Bu fark kuru sürtünmeli amortisördeki sürtünmeden dolayı meydana gelmektedir.

Sonuç olarak test düzeneğinde yapılan testlerin özeti çizelge 5.22’de gösterilmiştir.

Çizelge 5.22 Test sonuçlarının karşılaştırılması.

Rulmanlardan Gelen Tork İhtiyacı	0,11 Nm	1	RULMANIN ETKİSİ 0,11 Nm
Rulmanlardan Gelen Güç İhtiyacı	13 Watt		
Motor ve Kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	362 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	375 Watt		
Rulmanlardan ve Paslanmaz Çelik Burç Çift Dudaklı Keçeden Gelen Tork İhtiyacı	0,615 Nm	2	BURC MALZEMESİNİN ETKİSİ 0,05 Nm
Rulmanlardan ve Paslanmaz Çelik Burç Çift Dudaklı Keçeden Gelen Güç İhtiyacı	75,9 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	379,1 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	448 Watt		
Rulmanlardan ve Piriñ Burç Çift Dudaklı Keçeden Gelen Tork İhtiyacı	0,662 Nm	3	BURC MALZEMESİNİN ETKİSİ 0,05 Nm
Rulmanlardan ve Piriñ Burç Çift Dudaklı Keçeden Gelen Güç İhtiyacı	81,71 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	369,29 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	451 Watt		
Rulmanlardan ve Flañş Hava Direncinden Gelen Tork İhtiyacı	0,55 Nm	4	ÇİFT DUDAKLI KEÇE ve PİRİNÇ MALZEMELİ BURCUN ETKİSİ 0,67 Nm
Rulmanlardan ve Flañş Hava Direncinden Gelen Güç İhtiyacı	69,1		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	362 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	431,1 Watt		
Rulmanlardan Piriñ Burç çift dudaklı Keçeden ve Flañş Hava Direncinden Gelen Tork İhtiyacı	1,22 Nm	5	ÇİFT DUDAKLI KEÇE ve PİRİNÇ MALZEMELİ BURCUN ETKİSİ 0,67 Nm
Rulmanlardan Piriñ Burç çift dudaklı Keçeden ve Flañş Hava Direncinden Gelen Güç İhtiyacı	151,82 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	393,18 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	545 Watt		
Piriñ Burç çift dudaklı Keçeden ve Tamburun içindeki 3,5 kg Etamin Direncinden Gelen Tork İhtiyacı	1,72 Nm	5-b	3,5 kg KÜTLENİN ETKİSİ 0,08 Nm
Piriñ Burç çift dudaklı Keçeden ve Tamburun içindeki 3,5 kg Etamin Direncinden Gelen Güç İhtiyacı	212,7 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	397,3 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	610 Watt		
Piriñ Burç Çdudak Keçe Flañş ve Tambur Boş iken Gelen Tork İhtiyacı	1,64 Nm	6	3,5 kg KÜTLENİN ETKİSİ 0,08 Nm
Piriñ Burç Çdudak Keçe Flañş ve Tambur Boş iken Gelen Güç İhtiyacı	203,16 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	393,84 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	597 Watt		
Piriñ Burç Çdudak Keçe Flañş ve Tambur Boş iken Gelen Tork İhtiyacı	1,64 Nm	7	BURC MALZEMESİNİN ETKİSİ 0,12 Nm
Piriñ Burç Çdudak Keçe Flañş ve Tambur Boş iken Gelen Güç İhtiyacı	203,16 Watt		
B tipi Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	393,84 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	597 Watt		
Paslanmaz çelik burç çift dudaklı Flañş ve tamb Gelen Tork İhtiyacı	1,52 Nm	8	BURC MALZEMESİNİN ETKİSİ 0,12 Nm
Paslanmaz çelik burç çift dudaklı Flañş ve tamb Gelen Güç İhtiyacı	187,64 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	378,36 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	566 Watt		
Paslanmaz çelik burç 3 dudaklı Tambur Gelen Tork İhtiyacı	1,976 Nm	9	KEÇEDEKİ DUDAK SAYISININ ETKİSİ 0,45 Nm
Paslanmaz çelik burç 3 dudaklı Tambur Gelen Güç İhtiyacı	243,39 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	388,60 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	632 Watt		
Paslanmaz çelik burç 3 dudaklı Tambur 350gr Gelen Tork İhtiyacı	2,09 Nm	10	350 gr DENGESİZ KÜTLENİN ETKİSİ 0,12 Nm
Paslanmaz çelik burç 3 dudaklı Tambur 350gr Gelen Güç İhtiyacı	231,03 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	383,22 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	600 Watt		
Paslanmaz çelik burç 3 dudaklı Tambur 350gr RS Gelen Tork İhtiyacı	2,13 Nm	11	RULMAN KAPAĞI RS YADA 22 OLMASININ ETKİSİ 0,04 Nm
Paslanmaz çelik burç 3 dudaklı Tambur 350gr RS Gelen Güç İhtiyacı	231,03 Watt		
Motor ve kayış Kasnakta Gelen Güç İhtiyacı	383,22 Watt		
Toplam Güç İhtiyacı	603 Watt		

Çizelge 5.8’de belirtilen test koşullarının sonuçları çizelge 5.22’de karşılaştırılmıştır. Böylelikle tezin amacı olan çamaşır makinesi tahrik grubundaki komponentlerin toplam dönme sürtünme torkuna olan etkileri belirlenmiştir.

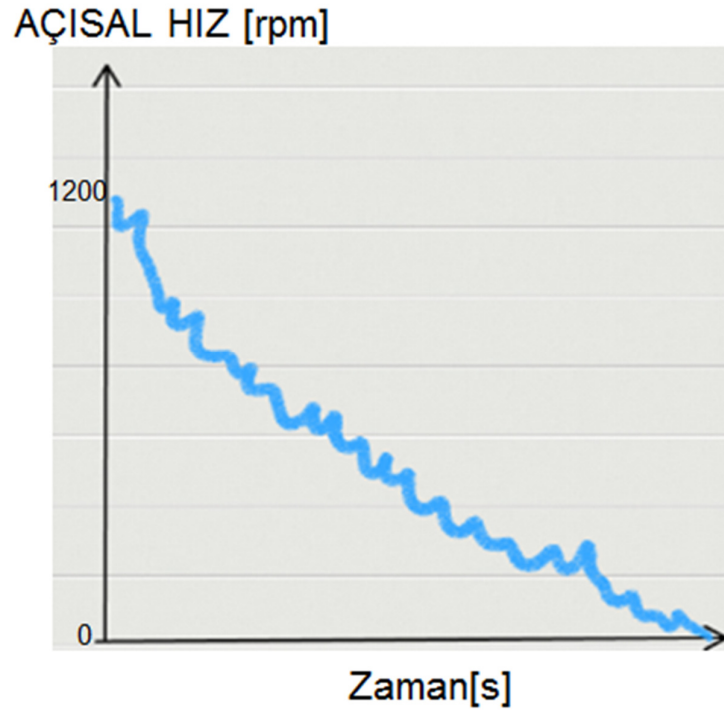
5.3 Torkmetre Kullanmadan Sürtünme Torkunun Ölçüm Yöntemi

Sürtünme kaynaklı tork, sürtünme momenti olarak da ifade edilir. Tork, kütleli atalet momentine sahip bir cismi belirli bir ekseninde döndürmek için gerekli olan dönme momentidir ve cisme uygulanan net moment, Newton kanunu gereği aşağıdaki şekilde ifade edilir:

$$\sum T = Jx\ddot{\theta} \text{ [Nm]} \quad (5.4)$$

Bir başka deyişle, sisteme uygulanan net tork, kütleli atalet momentinin açısal ivme ile çarpımına denktir.

Torku torkmetre kullanmadan hesap edebilmek için açısal ivmenin ölçülmesi gerekmektedir. Şekil 5.29’da görüldüğü üzere açısal hız ölçülürken elde edilen açısal hız-zaman grafiğinde gürültü ve veri kirliliği vardır.



Şekil 5.29 Açısal hız zaman grafiği.

Test düzeneği maksimum sıkma devrine ulaştıktan sonra tahrik grubunun motorla bağlantısı kesilir. Şekil 5.29'da gösterilen grafik bu andan itibaren sürtünme dönme momentinin etkisi ile sistem durana kadar geçen süredeki test düzeneğinin açısal hızını göstermektedir. Açısal hız-zaman grafiğinde gürültü ve veri kirliliği olduğundan dolayı açısal hızı, zamanın fonksiyonu şeklinde yazıp türevini almak çok zordur. Direk olarak açısal ivmeyi ölçecek pratik bir sensör de bulunmamaktadır. Bu yüzden, bu tez çalışmasında, sisteme uygulanan tork değerine enerji prensibinden ulaşılmaya karar verilmiştir.

Sistemin iki farklı t anındaki (t_1 ve t_2) enerjileri dikkate alınır, enerjinin korunumu ilkesinden, sistemin t_2 anındaki kinetik enerjisi, sistemin t_1 anındaki kinetik enerjisi artı sisteme etkileyen kuvvet veya momentlerin sisyem üzerinde yaptığı işe eşit olacaktır.

Denklem 5.4'de, Δt zaman aralığında, sistemin kinetik enerjisindeki değişimin sisteme etkileyen net torkun açısal yol ile çarpımına eşitliği ifade edilmiştir.

$$\Delta KE = T \Delta \theta \quad (5.5)$$

Denklem 5.4'de tork çekilerek denklem 5.5 elde edilmiştir.

$$T = \frac{\Delta KE}{\Delta \theta} \quad (5.6)$$

$$\Delta \theta_{tambur} = \int_{t_1}^{t_2} \omega(t) dt \quad (5.7)$$

Denklem 5.6'da anlaşıldığı üzere, açısal Δt zaman aralığında integrali bu zaman aralığında alınan açısal yolu verir Yukarıdaki integral işlemi, t_1 ile t_2 zaman aralığında zamana göre değişen açısal hız eğrisinin altında kalan alanı ifade eder. Sistemin kinetik enerjisi denklem 5.7'de ifade edilmiştir.

$$KE = \frac{1}{2} J_{dönen\ tahrik\ grubu} \omega_t^2 + \frac{1}{2} J_{motormil} \omega_m^2 \quad (5.8)$$

ω_t : tamburun açısal hızı

ω_m : motor milinin açısal hızı

ω_t ve ω_m arasındaki bağlantı çevrim oranına bağlıdır. Çevrim oranı 7 olduğundan $\omega_m = 7\omega_t$ 'dir.

Motor milinin ve dönen tahrik grubunun dönme kütlesele ataletmomentleri “Uni-Graphics” programı kullanılarak hesaplanmıştır.

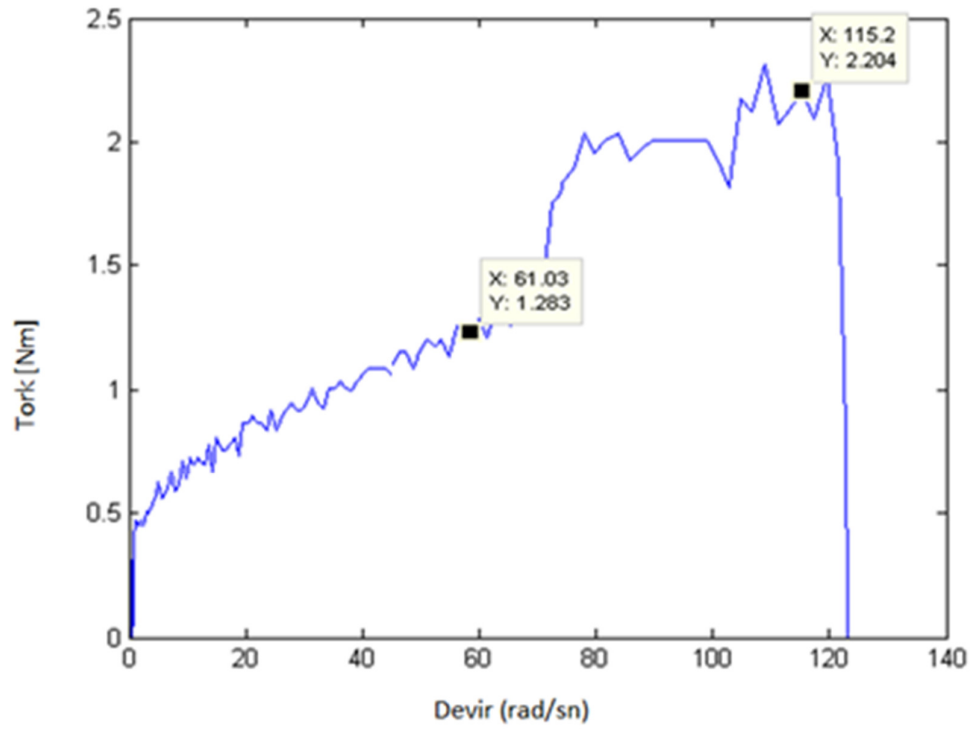
$$J_{\text{döner tahrik grubu}} = 0.266 \text{ kgm}^2$$

$$J_{\text{motormil}} = 0.003926 \text{ kgm}^2$$

Dönme kütlesele ataletmomentleri test düzeneği için yukarıda belirtilen değerlerdir ve sabittir.

Test düzeneğinde ölçülen tork tambur miline aktarılan torktur. Bu değer dönme sürtünme momenti ile kütlesele atalet momentinin açısal ivme ile çarpımının toplanmasıdır. Eğer tahriğin sistemden ayrılması sağlanırsa, sistemin açısal hızı sürtünme momentinin etkisinde yavaşlamaya başlar. Bu durumda sistemin hızını azaltan ve sonunda durduran sisteme net olarak uygulanan toplam tork, dönme sürtünme momentidir. Denklem 5.3 ve 5.4’deki eşitlikler sistemin tork ihtiyacına denktir. Torkmetre olmadan ölçüm yapabilmek için test düzeneği maksimum sıkma devrine kadar çıkartılmıştır. Sonrasında tahriğin sistemden ayrılması sağlanarak sistem durana kadar sistemin açısal hızın zamanın fonksiyonu olarak ölçülmüştür. Denklem 5.4’deki eşitlikler kullanılarak tork değerleri hesaplanmıştır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, tahrik sistemden ayrıldığı için motorun etkisi ortadan kaldırılmış, tahrik grubunun sürtünme torku incelenmiş, kinetik enerji bu duruma göre hesaplanmıştır. Böylelikle hızın fonksiyonu olarak dönme sürtünme momenti belirlenmiştir.

Torkmetre olmadan Ek B’de belirtilen kod vasıtasıyla ölçüm yapılırken öncelikle devir zamanın fonksiyonu olarak ölçülmüştür. Burada zamanın fonksiyonu olarak kinetik enerji elde edilir. Kinetik enerjinin değişiminden dönme sürtünme momenti elde edilmiştir. Ölçülen değerlerin güvenilir bir şekilde ölçüldüğünü kontrol etmek için torkmetre ile elde edilen T_s değerleri karşılaştırılmış ve sonuçların gerçeğe yakınsadığı ispatlanmıştır. Torkmetre ile ölçüm yapılırken tahrik grubu sadece sabit hızda dönerken ölçüm yapılabiliniyordu. Açısal hızın fonksiyonu şeklinde T_s ’yi ölçebilmek çamaşır makinesinin hangi devirlerde ne kadar enerji ihtiyacı olduğu göstermiştir. Bu da çamaşır makinesi hız profili oluşturma çalışmalarına ışık tutmaktadır. Aynı zamanda açısal devir arttıkça torkun artmasına neden olan en büyük etkenlerden bir tanesi hava direncidir tork devir grafiğinin eğimi yaklaşık olarak hava sürtünmesi kaynaklı dönme sürtünme momentini elde edilmesi sağlar.



Şekil 5.30 Açısal hız ölçülerek hesaplanan tork-devir grafiği.

6 SONUÇLAR VE GENEL DEĞERLENDİRİLME

Tezin amacı ve kapsamı doğrultusunda önden yüklemeli çamaşır makinesinde mekanik kayıpların azaltılabilmesine yönelik olarak test düzeneği geliştirilmiştir. Test düzeneği geliştirilirken, tasarlanan test düzenekleri, bilgisayar ortamında yapılan analizlerin sonucuna göre geliştirilip üretilen versiyon seviyesine getirilmiştir. Test düzeneği üzerinde yapılan titreşim testi sonucunda tamburun kazana göre izafi hareket ettiği moda karşılık gelen doğal frekans ile sistemin tahrik edildiği frekans değerinin yakın olmadığı kanıtlanmıştır. Aksi takdirde test düzeneğinde, tambur ile kazanı temsil eden yapı birbirlerine temas eder ve test düzeneği işlevini yitirirdi. Aynı zamanda test düzeneği tasarlanırken, finansal açıdan test düzeniğinin uygun olmasına ve test düzeniğinin kullanım açısından kullanıcı dostu olmasına dikkat edilmiştir. Test düzeneği tasarlanırken çamaşır makinesi referans alınmıştır. Test düzeneğinin dinamik özellikleri çamaşır makinesini simüle edecek şekilde geliştirilmiştir. Geliştirilen test düzeneğinde ve çamaşır makinesinde çoklandırılmış testler yapılarak, farklı komponentlerin enerji tüketimi deneysel olarak hesaplanmıştır. Tahrik grubundaki komponentlerin bir kısmının enerji tüketimi teorik olarak da hesaplanabilmektedir. Deneysel olarak belirlenen enerji tüketimi ile teorik olarak hesaplanan enerji tüketiminin birbirlerine yakın olması deneysel test sonuçlarının güvenilir olduğunu göstermektedir. Deneysel test sonuçlarının doğru olduğunu kanıtlamak için test koşulları aynı olan testlerin bir kısmı hem çamaşır makinesinde hem de test düzeneği üzerinde yapılmıştır. Test sonuçlarının birbirlerine denk olması test düzeneğinin güvenilir olduğunu bir kez daha kanıtlamıştır.

Bu tezin literatüre katkılarından bir tanesi de tork metre olmadan, sistemin sadece açısal hızını ölçerek ve yazılan “Matlab” kodunu kullanarak toplam sürtünme momenti ölçebilmektir. Sisteme uygulanan tork değerine enerji prensibinden ulaşılmıştır. Torkmetre olmadan ölçüm yapabilmek için test düzeneği maksimum sıkma devrine kadar çıkartılmıştır. Sonrasında tahriğin sistemden ayrılması sağlanarak sistem durana kadar sistemin açısal hızın zamanın fonksiyonu olarak ölçülmüştür.

Bölüm 5’de bahsedilen testler sonucunda, çamaşır makinesinde enerji verimini arttırabilmek için bazı yöntemler geliştirilmiştir. Aşağıda bu yöntemlerden

bahsedilmiştir. Çamaşır makinesinde çamaşırlar tambur içinde dengeli yayılmadığından dengesiz kütle oluşmaktadır. Özel tambur hareketleri ile çamaşırların tambur içinde dengeli yayılması sağlanabilir. Doğrudan tahrikli motor kullanarak çamaşır makinesindeki çamaşırların tambur içindeki dağılımı kontrol edilebilir. Özel tambur hareketleri ile çamaşırların tambur içinde homojen yayılmasını sağlamak başka bir proje konusu olabilir. Keçenin dudak sayısının 2'den 3'e çıkmasının, toplam T_s 'e etkisi 0,45 Nm'dir. Bu yüzden keçede 3 dudak yerine 2 dudak kullanmak, burç malzemesi olarak pirinç yerine paslanmaz çelik kullanmak sistemin enerji verimliliğini artırır. Keçenin yarattığı dönme sürtünme torku mile uygulanan basınçve diğer sistem parametrelerinin fonksiyonu olarak elde edilmiş ve ek'de sunulmuştur. Ek'de verilen denklemdeki değerler net şekilde belirlenemediği için deneysel yöntemlerle keçenin neden olduğu T_s elde edilmiştir.

Denklem 5.12'de tork değeri burç dış çapının karesi ile doğru orantılıdır. Dudak sayısını 3'ten 2'ye indirmek keçenin dudak et kalınlığını (h) değiştirmektedir. Burç malzemesi olarak pirinç malzeme yerine paslanmaz çelik kullanılması $\mu =$ sürtünme katsayısını değiştirmektedir. Burç dış çapının düşürülmesi keçenin yarattığı T_s 'yi daha çok azaltacaktır.

Sistemde amortisör kullanılmasının amacı çamaşır makinesinin doğal frekanslarından geçerken titreşim genliklerini kontrol edebilmek içindir. Çamaşır makinesinin doğal frekansları düşük devirde olduğundan sıkma devrinde amortisörlerin bir işlevi yoktur. Sıkma devrinde gereksiz yere sürtünmeden dolayı enerji kaybı olmaktadır. Çamaşır makinesinde çok etkili amortisör kullanarak sıkma programı boyunca amortisörün neden olduğu güç kaybı mevcut duruma göre 18 watt civarında azalmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] **Panati, C.**, 1989. Extraordinary Origins of Everyday Things. Owl Books, New York.
- [2] **Strasser, S.**, 2000. Never Done: A History of American Housework. Harper Paperbacks, New York.
- [3] **T.C. Milli Eğitim Bakanlığı, Megep, Elektrik Elektronik Teknolojisi, Çamaşır Makineleri**,
http://hbogm.meb.gov.tr/modulerprogramlar/kursprogramlari/elektrik/moduller/cama_sirmakinalari.pdf
- [4] **Macit, U.**, 2013, Önden Yükleli Çamaşır Makinelerinde, Yüksek Sıkma Devirlerinde Su Uzaklaştırma Performansının İyileştirilmesi
- [5] **Matharu, S.P.S, Sanyal, S., Bal, D.S.** Development of a Multipurpose Efficient and Inexpensive Bearing Test Rig
- [6] **Çakmak, O.**, 2010 MODELLING AND ANALYSIS OF ROTOR-BALL BEARING SYSTEMS, Haziran 2010
- [7] **Ghanbari, A., Khanmohamadi, S.**, 2006 Temmuz A New Test Rig For Frictional Torque Measurement In Ball Bearings
- [8] **Massimo, D.D., Kassfeldt, E.**, Wear Characteristics With Mixed Lubrication Conditions In A Full Scale Journal Bearing
- [9] **Uysal, A.**, 2006 Tek Sıra Sabit Rulmanlı Yataklarda Sürtünme Kaybının Deneysel Olarak İncelenmesi
- [10] **Houpert, L.**, 1999, Numerical and Analytical Calculations in Ball Bearings, Proc. of 8th European Space Mechanism and Tribology Symp., Toulouse, France.
- [11] **Paleu, V., Nelias, D.**, On Kerosene Lubrication Of Hybrid Ball Bearings 2007 Ekim
- [12] **ISO-6194** Rotary shaft lip-type seals incorporating elastomeric sealing elements
- [13] **Bock, E., Dichtungs, F., Vogt, R., and Schreiner, P.**, 2003. **New radial shaft seal concepts for sealing hydraulic pumps and motors**, Sealing Technology, Germany
- [14] **Embury, P., Armour, J.** 2004, Influence of elastomer compound design on the performance of rotary shaft lip seals, Sealing Technology, 2004, pp. 7-10.
- [15] **Salant, R.F., Shen, D.** 2003. Hydrodynamic effects of shaft surface roughness on rotary lip seal behaviour, Sealing Technology, 2003, pp. 5-9
- [16] **Shen, D.** 2005. Deterministic modeling of a rotary lip seals with microasperities on shaft surface, PhD Thesis, Georgia Institute of Technology, Germany

- [17] **Kerküklü, Y.** 2008 Dönel Sızdırmazlık Elemanlarının Performansına YüzeY Pürüzlülüğününe Etkileri
- [18] **Wiehler, K.** Tribologie und fluidverhalten in der dichtzone von radialwellendichtringen unter berücksichtigung makromolekularer bestandteile der schmierfluide. Aachen, shaker – verlag, 2002.
- [19] **Keitzel, H., Meyer, S., Wollesen, V.,** (2005) Enhancement Of The Measurement Of The Radial Force Of Radial Lip Seals İn Accordance With Din 3761 Part 9 by Consideration Of The Influence Of Temperature and Lubrication Medium As Basis For The Modelling
- [20] **Radialwellendichtringe für Kraftfahrzeuge: DIN 3761,** Berlin, Beuth – Verlag, 1984.
- [21] SAE recommended Practice. Lip force measurement – radial lip seals. SAE J., 1901 Sep 90.
- [22] **Wüstenhagen, G., Müller, H. K., Meck, K.-D.** Finite Element Analyse von PTFE Wellendichtungen. Antriebstechnik, 1994, Jg. 33, H. 6, S. 60-62.
- [23] **Kıral, Z.,** Mekanik titreşim dersleri notları
- [24] **Karaca, Ç.,** İçten yanmalı motorların dinamik modellenmesi ve analizi
- [25] **S.Himmelstein and Company**
- [26] **Tokez Online Katalog** Alındığı tarih 14.04.2014 adres : <http://www.tokez.com/tr/pdf/ING-KATALOG.pdf>
- [27] **Müller,H.K.,Nau,B.S.Polymerwerkstoffe.** Alındığı tarih 14.04.2014 adres : http://www.fachwissendichtungstechnik.de/Kapitel_PDFs_09_14/fwdt_Kapitel16_09_14.pdf
- [28] **Url-1** <https://docs.google.com/document/d/1UJ9aFeYt3J87mY_mOY2HS46RDdO5VRxxwSyCkuEvRI4/edit?hl=tr>, alındığı tarih: 28.05.2014

EKLER

EK A: Test düzeneği kullanma talimatı

Ek A1 Rulman Yuvası

Ek A2 Keçe Yuvası

Ek A3 Yağ Keçesi

Ek A4 Panolar ve Kablo Grupları

Ek A5 Motorlar

Ek A6 Tambur Mili

Ek A7 Yaylar

Ek A8 Amortisör

Ek A9 Adaptör

Ek A10 Tambur Kapağı

EK B: Matlab kodu

EK C: Denklemler

EK D: Teknik resimler

Ek D1 Tambur Mili Teknik Resmi

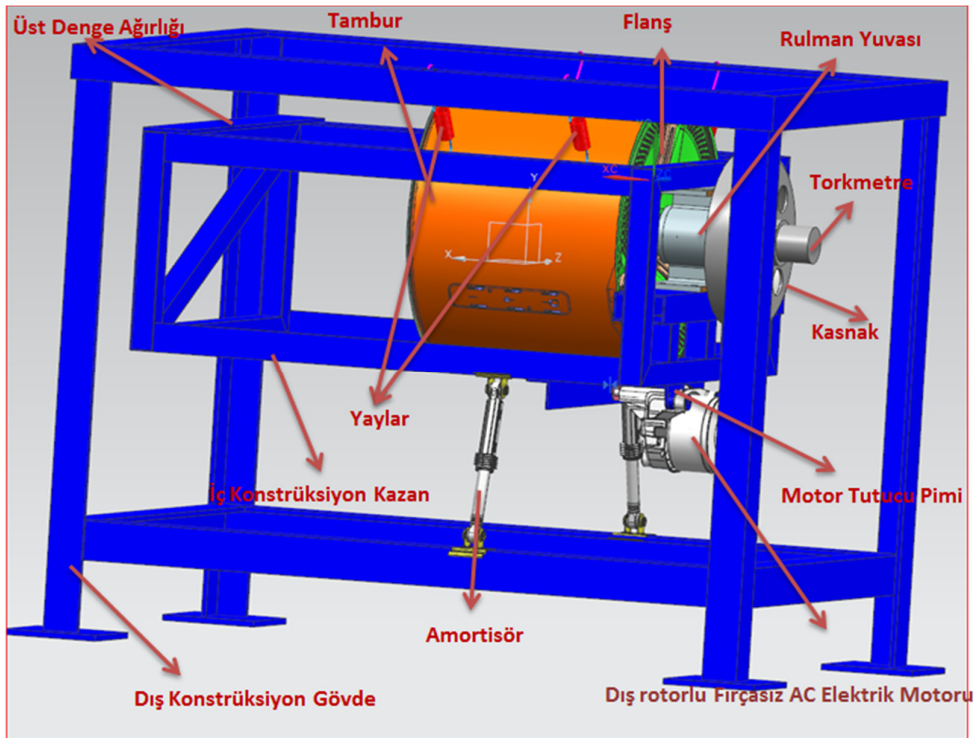
Ek D2 Burç Teknik Resmi

Ek D3 Mil Grubu Teknik Resmi

Ek D4 Rulman Yuvası Teknik Resmi

EK A TEST DÜZENEĞİ KULLANMA TALİMATI

Test düzeneği imal edildikten sonra test düzeneğini kullanacak kişinin test düzeneğini daha rahat kullanabilmesi ve test düzeneğinin çalışma prensibini algılayabilmesi için kullanma talimatı oluşturuldu. Bu kullanma talimatı kapsamında test düzeneğindeki parçalar tanıtılmıştır.



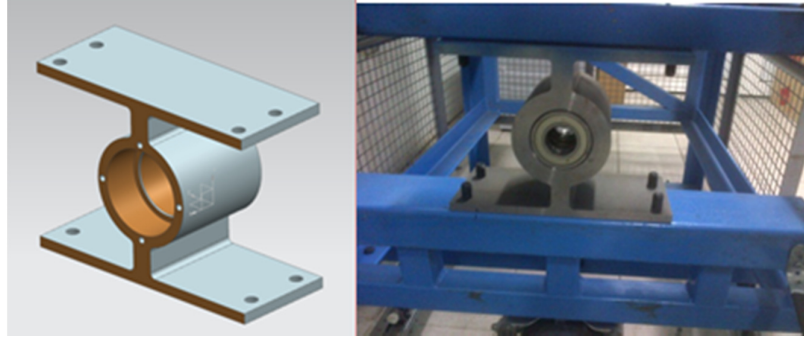
Şekil A.1 Tork test düzeneği.

Şekil 3.31 'de test düzeneğinin üç boyutlu ortamda ana parçaları gösterilmiştir. Sistem; kazanı temsil eden iç konstrüksiyon, tambur, kasnak, flaş, rulman yuvası, keçe, keçe yuvası, torkmetre, motor tutucu, kayış, elektrik motoru, dış konstrüksiyon (gövde), üst denge ağırlığı, 2 adet amortisör ve 4 adet yaydan oluşmaktadır.

Test düzeneğinde toplam olarak 10 adet parça kullanılmaktadır.

Ek A1 Rulman Yuvası

Şekil 3.32’de görülen rulman yuvasının içinde 6206 ve 6307 rulman seti bulunmaktadır. Rulmanlar arası mesafe 66 mm’dir ve 76 mm’ye kadar ayarlanabilir. Rulman Yuvası, rulman değişimi esnasında zarar görmemesi ve tekrarlı kullanıma uygun olması için 2312 takım çeliğinden yekpare olarak üretilmiştir. Mevcut adet 1 tanedir.

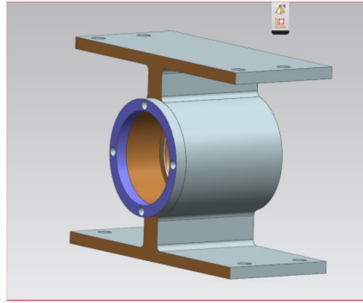


Şekil A.2 Rulman yuvası.

Ek A2 Keçe Yuvası

Şekil 3.33’de mor renk ile gösterilen olan parça keçe yuvasını göstermektedir. Rulman Yuvasının ön yüzeyinde bulunan, 4 adet M8’lik vida ile rulman yuvasına monte edilir. Keçe yuvasının amacı keçenin burcun üzerinde sabit şekilde kalmasını sağlamaktır. Çamaşır makinasında keçe, rulman yuvası içine monte edilmektedir ve sızdırmazlık için kullanılmaktadır. Farklı tipte keçelerin kolayca takılıp çıkarılması ve zamandan tasarruf yapılabilmesi için keçe yuvası rulman yuvasına monte edebilen ayrı bir komponent olarak tasarlanmıştır.

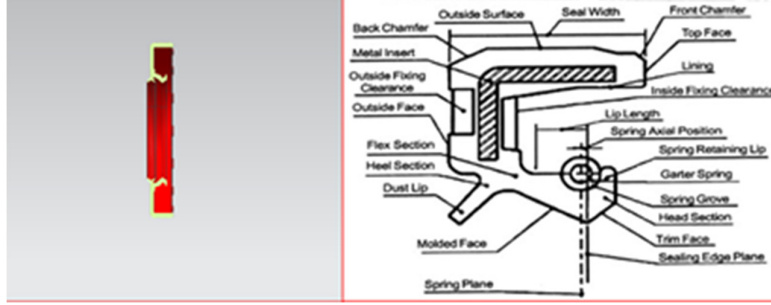
Mevcut adet 1 tanedir.



Şekil A.3 Keçe yuvası.

Ek A3 Yağ Keçesi

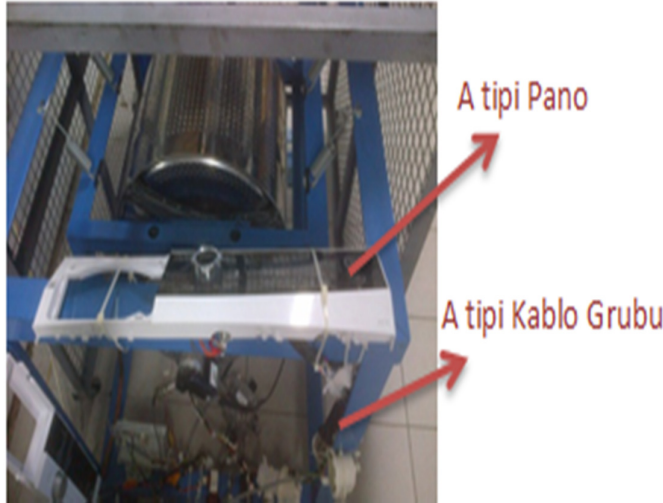
Şekil 3.34’de görülen keçe test cihazında test edilen komponentlerden biridir. Dudak sayısına göre farklılık göstermektedir. Şekil 3.34’de 2 ve 3 dudaklı tipleri görülmektedir. Mevcut adet 2 tanedir



Şekil A.4 Yağ keçesi.

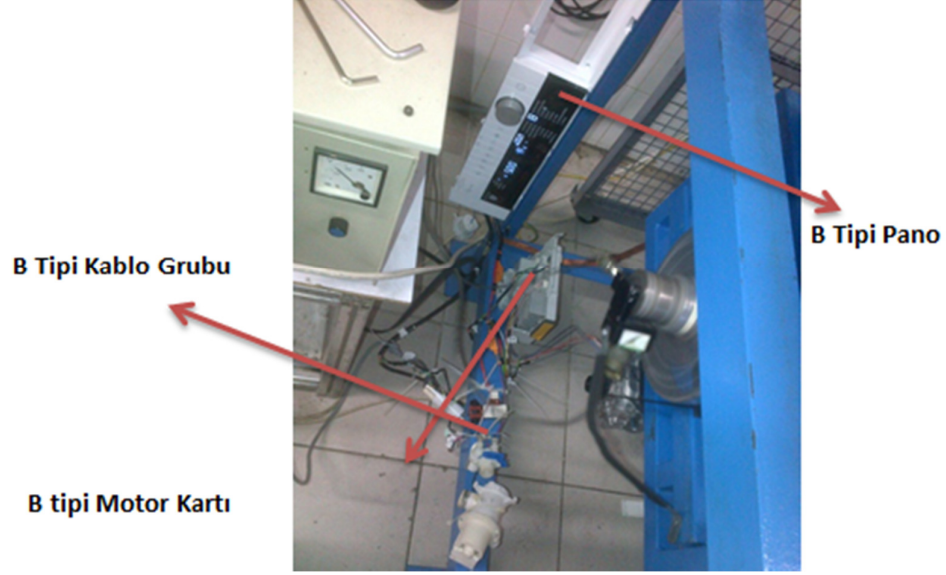
Ek A4 Panolar ve Kablo Grupları

Şekil 3.35’de görülen A tipi pano ile yapılan testte panoya yüklenmiş özel bir yazılım kullanılmaktadır. Yazılan yazılım pamuklu programına tanımlı olduğu için, tork testi pamuklu programında yapılmalıdır. İçindeki yazılım tamburun 1200 rpm’e, 25 rpm/s ‘lik açısal ivme ile çıkmasını sağlar. Statik torktan kaynaklanan belirsizliğin bertaraf edilebilmesi için tambur önce saat yönünde, daha sonra da saat yönünün tersi yönünde döndürülerek tork testi yapılmalıdır.



Şekil A.5 A tipi pano ve kablo grubu.

Şekil 3.36’da tork test düzeneği çalışırken çekilmiş bir fotoğraf görülmektedir. Tork testi, sıkma ve pompa programı olan 8 numaralı programda yapılmalıdır.



Şekil A.6 B tipi pano ve kablo grubu.

Ek A5 Motorlar

İki tip motor bulunmaktadır: B tip motor B tip pano ile, A tip motor A tip pano ile sürülmektedir.

Ek A6 Tambur Mili

Tambur mili ,test düzeneği ayarlanabilen rulmanlar arası mesafeye (ram) sahip olduğundan çamaşır makinasındankinden daha uzundur. Bunların;

1 tanesi pirinç burçlu flanş grubuna

1 tanesi paslanmaz çelik burçlu flanş grubuna

1 tanesi pirinç burçlu tambur grubuna

1 tanesi paslanmaz çelik burçlu tambur grubuna

1 tanesi pirinç burçlu mil grubuna

1 tanesi paslanmaz çelik burçlu mil grubuna sahiptir.

Yukarıda bahsedilen kombinasyonlardan bir tanesi, yapılacak teste göre seçilir.

Ek A7 Yaylar

Sistemin statik dengesini sağlayabilmek ve gereken titreşim izolasyonu için 4 adet yay kullanılmaktadır. Gerekğinde yay konumunu değiştirebilmek için ise dış konstrüksiyonda toplam 8 adet 10 mm çapında delik bulunmaktadır. Bu delikler içine

plastik tıpa gibi malzeme eklenerek yayın aşınması ve gürültü yapması engellenmiştir.

Ek A8 Amortisör

Şekil 1.8 'deki gibi monte edilmiş yay askı merkezinden geçen 2 adet amortisör kullanılmaktadır.

Amortisörler hem rezonans genliklerini kontrol etmek için, hem de amortisörler nedeni ile sistem, sürmek, için gereken ilave gücü belirleyebilmek için test düzeneğinde kullanılmaktadır.



Şekil A.0.7 Amortisör.

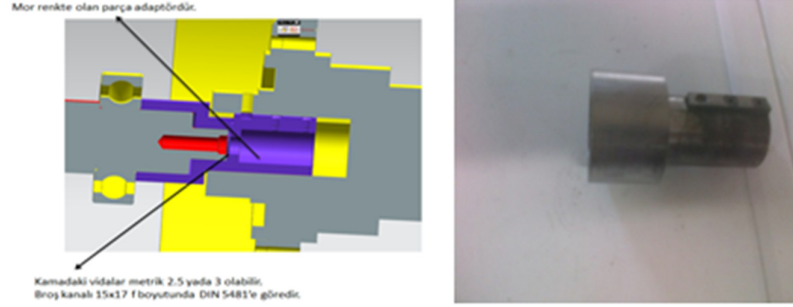
Şekil 3.38 'de amortisörler sadece iç konstrüksiyona monte edilmiştir. Amortisörün neden olduğu gereken ilave gücü belirleyebilmek için M5 vida ile dış konstrüksiyona da monte edildi.



Şekil A.8 Sistemdeki amortisör ve yaylar.

Ek A9 Adaptör

Şekil 3.39'daki mor renk ile gösterilen parça adaptördür. Adaptör tambur mili ile torkmetre arasında tork iletimini sağlayan ara parçadır. Tork aktarımı yaptığı için üzerinde kama bulunmaktadır.



Şekil A.9 Adaptör.

Ek A10 Tambur Kapağı

Test cihazı çalışırken, tambur döndüğünde tamburun içi ile dışı arasında basınç farkı oluşmakta ve bu nedenle tambur içine hava çekebilmektedir.

Eğer tamburun önü kapatılmazsa tambur santrifüj pompa gibi dışarıya hava pompalar ve ölçülen tork değerleri gerçek durumu yansıtmaz. Tambur kapağı sayesinde tamburun içine çamaşır yerleştirerek de testler yapılabilir. Kapak, dairesel plastik parçanın üzerindeki kelepçe yardımı ile radyal yönde sıkarak tambura monte edilir. Merkezkaç kuvvet etkisi altında kelepçenin açılmaması için üzerine Şekil 3.40'taki gibi tel parça takılmalıdır. Aksi takdirde test esnasında kapağın açılma ihtimali vardır. Bu durum test güvenliği açısından tehlikeli bir durum yaratabilir, gerekli güvenlik önlemi alınarak testler yapılmalıdır.



Şekil A.10 Tambur kapağı.

Ek B Matlab Kodu

Aşağıdaki 'Matlab kodu hızın fonksiyonu olarak dönme sürtünme momentini hesaplayabilmek için yazılmıştır. Ölçülen anlık devir verilerinden, toplam dönme hesaplamak için yazılan kodudur. Anlık devir verileri kys başlıklı 'Excel' programında toplanılmıştır.

```
clc
```

```
clear
```

```
time=xlsread('kys.xlsx');
```

```
% time zaman değerleri
```

```
% b tambur hız[rad/s]
```

```
% c motor hızı rad/s 7 çevrim oranı
```

```
% e zaman datasının bir eksiği matrislerin denk olması için grafikde
```

```
wread=xlsread('kys.xlsx',2);
```

```
dread=length(wread);
```

```
for j=1:dread-2
```

```
    w(j)=(wread(j)+wread(j+1)+wread(j+2))/3;
```

```
end
```

```
d=length(w);
```

```
% Her M adımda bir hesap yap
```

Ölçülen verilerin çokluğu nedeni ile çizilen grafiklerde kirlilik oluşmuştur. Grafiğin net olabilmesi için ölçülen her 25 veriden bir tanesi hesapta kullanılmıştır.

```
M=25
```

```
k=0;
```

```
for j= 2:M:d
```

```
    k=k+1;
```

```
    t_r(k)=time(j);
```

```

w_r(k)=w(j);
end
k_time=length(t_r)
for j=1:k_time-1
    e_r(j)=(t_r(j)+t_r(j+1))/2;
    f_r(j)=(w_r(j)+w_r(j+1))/2;
end
length(f_r)
wm_r=w_r*7.32;
j_tahrik=0.266435;
j_motor=0.0039266;
% Motor ve takrik grubu beraber hareket etme durumunda
%ke=(0.5*j_motor*(wm_r.^2))+(0.5*j_tahrik*(w_r.^2));
% Sadece takrik grubu donuyor ise
ke=(0.5*j_tahrik*(w_r.^2));
plot(t_r,w_r,'bv',t_r,wm_r,'gx')
xlabel('time (sn)')
ylabel('speed (rad/s)')
title('time speed graph')
pause
figure
plot(t_r,ke,'r')
xlabel('time (sn)')
ylabel('kinetik energy (rad/s)')
title('time kinetik energy graph')
pause

```

```

% ke sistemin kinetik enerjisi

for i=1:k_time-1

kedelta(i)=ke(i)-ke(i+1);

% kedelta kinetik enerjideki değişim

end

kedelta=kedelta';

% kedelta kinetik enerjideki değişim sütun halinde yazılmış hali

for j= 1:k_time-1

    del_time(j)=t_r(j+1)-t_r(j);

    del_theta(j)=0.5*del_time(j)*(w_r(j+1)+w_r(j));

% del_theta delta teta

end

del_theta=del_theta';

tot=kedelta./del_theta

%tot kinetik enerjideki değişimin tetadaki değişime bölümü

figure

plot(e_r,tot,'b')

pause

figure

plot(f_r,tot,'b')

pause

```

Ek C Denklemler

Keçe kaynaklı dönme sürtünme momenti denklemler aşağıda belirtilmiştir.

$$dF = \rho dA \mu \quad (\text{C 1.1})$$

$$\int dM = \int R x dF$$

$$\int dM = \int R \rho \mu R d\theta h$$

$$\int dM = \mu R^2 \rho h d\theta$$

$$M = 2\pi R^2 \mu \rho h \quad (\text{C 1.2})$$

Yukardaki denklemlerde

ρ = radyal basınç,

μ = sürtünme katsayısı

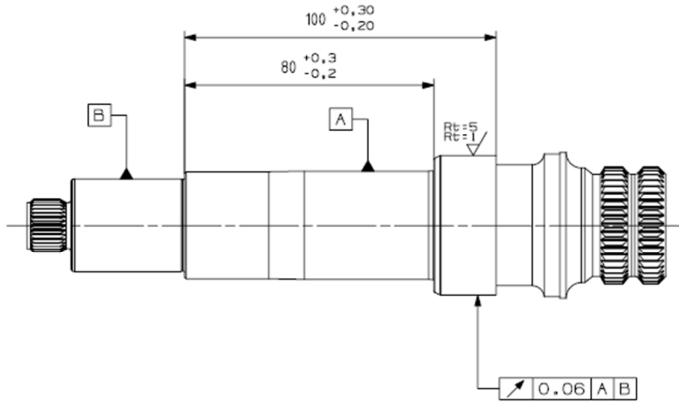
R = burç dış çapı

A = $2\pi Rh$

h = yağ keçesi dudak kalınlığı

M = Ts

Ek D3 Mil Grubu Teknik Resmi



02	01	Tip	Malzeme	Renk	Standart	Ölçü			MALZEME/MATERIAL				
							arçelik		AĞIRLIK				
						1.565 Kg							
							TARİH	İSİM	MİL GRUBU				
							SAMP. ÖLÇÜMÜ						
							SAMP. ÖLÇÜMÜ						
							SAMP. ÖLÇÜMÜ						
									RESİM NO.	ÖLÇEK			
							Toleransı Verilmeyen Ölçü (DIN)	Py Ölçüleri	Me. Sınıfı	Komp. Sıra No.	Tip	İst. Değ.	1/1
TIP	D. İ.	D. T. NO	TARİH	D. YAPAN	ONAY	16901-140			YERİNE GEÇTİ		İmza		

Şekil D.3 Mil grubu teknik resmi.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Sarp Dedeköy
Doğum Yeri ve Tarihi : İzmir, 28/05/1987
E-Posta : sarpdedekoy@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2010, DEU Makine Mühendisliği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

Arçelik A.Ş. Ar-Ge Merkezi Yapısal Tasarım Departmanı (2011-2013)
Ford Otosan A.Ş. Ar-Ge Merkezi (2014 -)

