

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇAMAŞIR MAKİNASININ DİNAMİK DAVRANIŞININ
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Mehmet Ersin ÖZTÜRK**

**Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Programı: MAKİNA DİNAMİĞİ, TİTREŞİM VE AKUSTİĞİ**

EKİM 2007

**ÇAMAŞIR MAKİNASININ DİNAMİK DAVRANIŞININ
İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Mehmet Ersin ÖZTÜRK
(503041407)**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 14 Eylül 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 04 Ekim 2007**

**Tez Danışmanı : Doç.Dr. Haluk EROL
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Metin GÜRGÖZE (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. İsmail YÜKSEK (Y.T.Ü.)**

EKİM 2007

ÖNSÖZ

Çalışmalarım boyunca bana yol gösteren sevgili hocam Doç Dr. Haluk Erol'a yardımları için teşekkür ederim.

Desteklerini eksik etmeyen B/S/H/ Çerkezköy Çamaşır Makinası Ar-Ge laboratuvarı ve Ar-Ge Bölümü yöneticileri Sn. Kenan Ceylan ve Sn. Turhan Mutlu'ya, Ar-Ge Laboratuvarı çalışanlarına, ölçüm ve modelleme aşamalarında bana yardımcı olan arkadaşlarım Sinem Öztürk, Hasan Körük ve Özcan Ahmetoğlu'na, eğitimim boyunca üstümde emeği geçmiş tüm hocalarıma ayrıca teşekkür ederim.

Beni sürekli destekleyen sevgili ablam Esin Öztürk'e, babam Mustafa Öztürk'e, annem Rukiye Öztürk'e ve nişanlım Sibel Yılmaz'a teşekkür etmeyi de borç bilirim.

EKİM 2007

Mehmet Ersin Öztürk

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	V
TABLO LİSTESİ	vi
ŞEKİL LİSTESİ	vii
SEMBOL LİSTESİ	ix
1. GİRİŞ	1
2. TEORİ	6
2.1 Giriş	6
2.2 Genelleştirilmiş Koordinatlar	9
2.3 Rijit Parçanın Hızı	12
2.4 Rijit Parçanın İvmesi	16
2.5 Mafsallar	18
2.6 Hareketlerin Ele Alınması	18
2.7 Başlangıç Koşulları	19
2.8 Hareket Denklemlerinin Oluşturulması	19
2.8.1 Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümleri	22
2.9 Esnek Yapılar	23
2.9.1 Modal Süperpozisyon	23
2.9.2 Craig-Bampton Yöntemi	25
3. ÇAMAŞIR MAKİNASININ ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ	29
3.1 Giriş	29
3.2 Yürüme Davranışının İncelenmesi	30
3.3 Kazan Grubu Hareketlerinin İncelenmesi	34
3.3.1 Sistemin Kinetik Enerjisinin Bulunması	35
3.3.2 Sistemin Potansiyel Enerjisi	37
3.3.3 Genelleştirilmiş Kuvvetler	38
3.3.4 Sistemin Lagrange Fonksiyonu	38
3.3.5 Sistemin Hareket Denklemleri	38
4. ÇAMAŞIR MAKİNASINI OLUŞTURAN ALT SİSTEMLERİNİN DİNAMİK ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ	40
4.1 Giriş	40
4.2 Esnek Elemanların Modal Özelliklerinin Belirlenmesi	41
4.2.1 Kullanılan Donanım ve Yazılımlar	43
4.2.2 Askı Sacının Deneysel Modal Analizi	44
4.2.3 Gövdenin Deneysel Modal Analizi	47
4.3 Amortisörlerin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi	48
4.3.1 Amortisörün Sönüm Karakterinin Belirlenmesi	50

4.3.2	Amortisör Lastiklerinin Dönme Katılığının Bulunması	53
4.3.3	Lastiklerin Ötelenme Katılıklarının Bulunması	56
4.4	Askı Yaylarının Yay Katsayılarının Bulunması	58
5.	ÇAMAŞIR MAKİNASINI OLUŞTURAN ALT SİSTEMLERİN MODELLENMESİ	59
5.1	Toplu Parametrelili Sistemlerin Modellenmesi	59
5.1.1	Kazan	59
5.1.2	Beton Ağırlıklar	61
5.1.3	Tambur	62
5.1.4	Tambur Yıldızı	63
5.1.5	Kasnak	63
5.1.6	Elektrik Motoru	64
5.2	Yayıllı Parametrelili Sistemlerin Modellenmesi	65
5.2.1	Askı Sacının Modellenmesi	65
5.2.2	Askı Sacı Sayısal Modelinin Doğrulanması	66
5.2.3	Gövdenin Modellenmesi	69
5.2.4	Gövde Sayısal Modelinin Doğrulanması	71
5.2.5	Mod Şekillerinin Karşılaştırılması	71
5.3	Bağlantı Elemanlarının Modellenmesi	74
5.3.1	Yayların Modellenmesi	74
5.3.2	Amortisörün Modellenmesi	76
5.3.3	Sayısal Model ile Gerçek Modelin Karşılaştırılması	77
6.	ÇAMAŞIR MAKİNASI MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE DOĞRULANMASI	79
6.1	Alt Modellerin Montajı	79
6.2	Çamaşır Makinası Sayısal Modelinin Doğrulanması.	82
6.3	Sayısal Model Üzerinde Parametrik Çalışmalar	84
6.3.1	Betonların Kütlelerinin Arttırılması	85
6.3.2	Yay Katsayısının Azaltılması	88
6.3.3	Değişik Çalışma Hızlarında Kazan Grubunun Hareketleri	90
6.3.4	Askı Sacının Kaldırılması	92
6.3.5	Amortisörlerin Sönüm Özelliklerinin Arttırılması	93
6.4	Sonuçların Yorumlanması	94
6.5	Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar	95
	KAYNAKLAR	97
	ÖZGEÇMİŞ	99

KISALTMALAR

FTF : Frekans Tepki Fonksiyonu

RMS : Root Mean Square

MAC : Modal Assurance Criterion

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1 : Koordinat takımlarının karşılaştırması	8
Tablo 4.1 : Askı sacının ilk beş doğal frekansı.	47
Tablo 4.2 : Gövdenin ilk on doğal frekansı.....	48
Tablo 4.3: Amortisör lastiklerinin dönme katlıkları.	54
Tablo 4.4 : Lastiklerin ötelenme katlıkları.....	58
Tablo 5.1 : Kazanın kütlelesel özellikleri	60
Tablo 5.2 : Beton blokların kütleleri ve ataletleri.	62
Tablo 5.3 : Tamburun kütlelesel özellikleri.	63
Tablo 5.4 : Yıldızın kütlelesel özellikleri.....	63
Tablo 5.5 : Kasnağın kütlelesel özellikleri.....	64
Tablo 5.6 : Elektrik motorunun kütlelesel özellikleri.	65
Tablo 5.7 : Askı sacının deneysel ve sayısal doğal frekansları.	67
Tablo 5.8 : Ana gövdede kullanılan elemanların özellikleri.	71
Tablo 5.9 : Gövdenin deneysel ve sayısal ilk on doğal frekansı.....	71

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1 : Minimum koordinatların seçimi.....	7
Şekil 2.2 : Dört kol mekanizması için seçilmiş fuzuli koordinatlar.....	7
Şekil 2.3 : Dört kol mekanizması için kartezyen koordinatlar.....	8
Şekil 2.4 : Global ve yerel eksen takımları.....	10
Şekil 2.5 : Parçanın yerel Z ekseninde etrafında dönmüş hali.....	10
Şekil 2.6 : Parçanın yerel X ekseninde etrafında dönmüş hali.....	11
Şekil 2.7 : Parçanın yerel Z ekseninde etrafında dönmüş hali.....	11
Şekil 2.8 : Global ve yerel eksen takımları.....	13
Şekil 2.9 : Esnek bir parçanın koordinat takımları.....	24
Şekil 2.10 : İki vektörün süperpozisyonu.....	25
Şekil 2.11 : Kısıtlanmış bir mod şekli.....	26
Şekil 2.12 : Normal bir mod şekli.....	26
Şekil 3.1 : Basitleştirilmiş çamaşır makinası modeli.....	30
Şekil 3.2 : Tambur ve dengesiz yük.....	31
Şekil 3.3 : Çamaşır makinasının serbest cisim diyagramı.....	31
Şekil 3.4 : Çamaşır makinasının basitleştirilmiş modeli.....	35
Şekil 3.5 : Çamaşır makinasının statik denge konumu ve deforme olmuş hali.....	35
Şekil 4.1 : Cevap fonksiyonu.....	41
Şekil 4.2 : Teorik yol.....	42
Şekil 4.3 : Deneysel yol.....	42
Şekil 4.4 : B&K titreşim ölçüm sistemi.....	43
Şekil 4.5 : Modal test düzeneği şeması.....	44
Şekil 4.6 : Yay askı sacı ölçüm noktaları.....	45
Şekil 4.7 : Askı sacının değişik asılış biçimleri.....	45
Şekil 4.8 : Askı sacının modal çekiçle tahrik edilmesi.....	46
Şekil 4.9 : Çamaşır makinası gövdesi ölçüm noktaları ve asılış şekli.....	48
Şekil 4.10 : Çamaşır makinasında kullanılan amortisör.....	49
Şekil 4.11 : Amortisör çerçevesi ve yağa batırılmış keçe.....	50
Şekil 4.12 : MTS malzeme test cihazı.....	51
Şekil 4.13 : Amortisörün test cihazına tutturulması.....	51
Şekil 4.14 : Amortisörün zamana göre deplasman, kuvvet, hız değişimleri.....	52
Şekil 4.15 : Sürtünme kuvvetinin hıza bağlı değişimi.....	53
Şekil 4.16 : Lastiklerin dönme katılıklarının ölçülmesi.....	54
Şekil 4.17 : HBM ivme deplasman ölçüm sistemi.....	55
Şekil 4.18 : Amortisör lastiklerinin yerel eksen takımları.....	55
Şekil 4.19 : Sürtünme kuvveti-deplasman eğrileri.....	56
Şekil 4.20 : Yapışma bölgesinde yay gibi davranan amortisör.....	57
Şekil 4.21 : Yapışma bölgesinde, lastikli ve lastiksiz amortisörlerin katılıkları.....	57
Şekil 4.22 : Yayların deplasman kuvvet grafiği.....	58
Şekil 5.1 : Kazanın önden ve arkadan görünüşleri.....	60
Şekil 5.2 : Kazan ve gövdenin bağlantı şeması.....	60
Şekil 5.3 : Solda üst beton, sağda alt beton.....	62
Şekil 5.4 : Tambur ve yıldız.....	62

Şekil 5.5 : Tambur, yıldız ve kasnak	63
Şekil 5.6 : Kazan grubu, motor altta	64
Şekil 5.7 : Küçük yüzeylerin yok edilmesi	65
Şekil 5.8 : Kıvrımların düzeltilmesi	66
Şekil 5.9 : Askı sacının ağ örgüsü ile örülmüş hali	66
Şekil 5.10 : Sol üstte, doğal frekanslar; sağ üstte, MAC; altta, FTF	67
Şekil 5.11 : Askı sacının deneysel ve sayısal birinci mod şekli	68
Şekil 5.12 : Askı sacının deneysel ve sayısal ikinci mod şekli	69
Şekil 5.13: Birleştirilmemiş yüzey örneği	69
Şekil 5.14 : Adams Nastran ara yüz bağlantı düğümleri	70
Şekil 5.15 : Farklı renkler farklı malzeme özelliklerini göstermektedir	70
Şekil 5.16 : Doğal frekans, mod şekilleri ve FTF karşılaştırmaları	72
Şekil 5.17 : Gövdenin sayısal ve deneysel birinci ve ikinci mod şekilleri	73
Şekil 5.18 : Gövdenin sayısal ve deneysel üçüncü ve dördüncü mod şekilleri	74
Şekil 5.19 : Yay modeli	75
Şekil 5.20 : Sayısal model yayın deplasman kuvvet grafiği	75
Şekil 5.21 : Amortisör şeması	76
Şekil 5.22 : Sürtünme katsayılarının hız ve deplasmana bağlı hesaplaması	77
Şekil 5.23 : Sayısal amortisör modeli	77
Şekil 5.24 : Sayısal ve deneysel amortisör test verilerinin zaman ekseninde karşılaştırılması	78
Şekil 5.25 : Sayısal ve deneysel amortisör test verilerinin, deplasmana göre karşılaştırılması	78
Şekil 6.1 : Alt sistemlerin birbirlerine göre konumlanması	79
Şekil 6.2 : Solda sabit mafsal, sağda döner mafsal	80
Şekil 6.3 : Sayısal modelde kullanılmış amortisör ve yay	80
Şekil 6.4 : Dengesiz yük	81
Şekil 6.5 : Çamaşır makinasının sayısal modeli	81
Şekil 6.6 : Tamburuna dengesiz yük bağlanmış test makinası	82
Şekil 6.7 : Çamaşır makinası test sistemi	83
Şekil 6.8 : Kazanın dikey ivme değerlerinin karşılaştırılması	83
Şekil 6.9 : Çamaşır makinası yan panel titreşimlerinin karşılaştırması	84
Şekil 6.10 : Kazan tepe noktasının düşey yöndeki ivme değerleri karşılaştırması	85
Şekil 6.11 : Kazan tepe noktasının düşey yöndeki hız değerleri karşılaştırması	86
Şekil 6.12 : Kazan tepe noktasının düşey yöndeki deplasman değerleri karşılaştırması	86
Şekil 6.13 : Zaman ekseninde sağ yan panel ivme değerleri	87
Şekil 6.14 : Frekans ekseninde sağ panel ivme değerleri	87
Şekil 6.15 : Kazan tepe noktası düşey ivme değerleri	88
Şekil 6.16 : Kazan tepe noktası düşey hız değerleri	88
Şekil 6.17 : Kazan tepe noktası düşey deplasman değerleri	89
Şekil 6.18 : Zaman ekseninde ivme değerleri karşılaştırması	89
Şekil 6.19 : Frekans ekseninde ivme değerleri karşılaştırması	90
Şekil 6.20 : Değişik hızlarda, kazan grubunun düşey deplasmanı	91
Şekil 6.21 : Değişik hızlarda, kazan grubunun düşey ivmesi	91
Şekil 6.22 : Değişik hızlardaki, yan panel titreşimleri	92
Şekil 6.23 : Yan panel ivme değerleri karşılaştırması	93
Şekil 6.24 : Farklı amortisörlerin yan panel titreşimlerine olan etkileri	94

SEMBOL LİSTESİ

q	: Kartezyen Koordinatlarda Konum Vektörü
ε	: Açısal Konum Vektörü
A	: Dönüşüm Matrisi
q	: Genelleştirilmiş Koordinat Vektörü
r	: Konum Vektörü
R	: Konum Vektörü
Π	: Dönüşüm Matrisi
ω	: Açısal Hız (rad/s)
u	: Genelleştirilmiş Hız
ζ	: Genelleştirilmiş Açısal Hız
H	: Frekans Tepki Fonksiyonu
Φ	: Modal Matris
N	: Kuvvet Vektörü
f	: Kuvvet Vektörü
n	: Moment
M	: Genelleştirilmiş Kütle Matrisi
Γ	: Açısal Momentum
J	: Atalet Momenti
h	: İntegrasyon Adımı
F	: Kuvvet Vektörü
g	: Yerçekimi İvmesi
L	: Lagrange Fonksiyonu
T	: Kinetik Enerji
V	: Potansiyel Enerji

ÇAMAŞIR MAKİNASININ DİNAMİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

ÖZET

Yeni bir makina tasarlarırken veya var olan bir makinanın tasarımını geliştirirken, makinanın dinamik karakterinin önceden bilinmesi büyük önem taşımaktadır. Seri üretim bir kere başladıktan sonra gözden kaçan ufak hataların düzeltilmesi oldukça güç ve maliyetlidir. Günümüz koşullarında, beyaz eşya sektöründe çok kısa süreler içinde yeni tasarımların ortaya çıkarılması gerekmektedir. Ortaya çıkarılan yeni ürünün hem daha ucuza mal edilmesi, hem de daha kaliteli olması beklenmektedir. Bunların, eski tasarımlara göre, daha kısa süre içerisinde ortaya çıkarılması gerekliliği mühendisleri, yeni tasarım yöntemleri geliştirmeye zorlamaktadır.

Bilgisayar destekli mühendislik kavramı çok yeni olmamasına rağmen bu kavram, bilgisayarların artan işlemci gücü, düşen donanım ve yazılım maliyetleri, sayısal hesaplama alanında yapılan yenilikler sayesinde, yeni yeni yaygınlaşmaya başlamıştır. Çamaşır makinasının sıkma devri, günümüzde dakikada ikibin devire çıkmıştır. Ev içinde bu kadar yüksek hızda çalışan bir makinanın tasarımı oldukça dikkatli yapılmalıdır. Çalışmada, içerisinde esnek elemanların da bulunduğu, bir mekanik sistemin sayısal olarak modellenebilmesi için, bir yöntem ortaya konmaya çalışılmıştır.

Tez çalışmasında, çamaşır makinasının dinamik davranışı, hem analitik yollardan, hem de bilgisayar destekli mühendislik yazılımları kullanılarak, sayısal yoldan incelenmiştir. Çalışma boyunca yapılan sayısal çalışmalar, deneysel çalışmalar ile doğrulanmış; sonuç olarak, belirli bir model çamaşır makinasının temel dinamiklerinin incelenebileceği bir sayısal model ortaya çıkarılmıştır. Ortaya çıkarılan model ile parametrik çalışmalar yapılarak, çeşitli elemanların çamaşır makinası dinamiğine olan katkıları incelenmiştir.

Birinci bölümde benzer konularda yapılmış çalışmalara değinilmiştir. İkinci bölümde, tez konusu ile ilgili teorik bilgiler verilmiştir. Üçüncü bölümde çamaşır makinasının yürüme davranışı incelenmiştir. Ayrıca osilasyon grubunun hareket denklemleri Lagrange denklemleri kullanılarak oluşturulmuştur. Dördüncü bölümde, çamaşır makinasını oluşturan, elemanların fiziksel özelliklerinin deneysel yollarla belirlenmesi anlatılmıştır. Beşinci bölümde, bir önceki bölümde özellikleri tespit edilen elemanların, sayısal modellemesinin nasıl yapıldığı açıklanmıştır. Son olarak altıncı bölümde çamaşır makinasının sayısal modelinin oluşturulması ve deneysel çalışmalar ile doğrulanması gösterilmiştir. Yine bu bölümde sayısal model üzerinde, parametrik çalışmalar yapılarak değişik durumlar için çamaşır makinasını nasıl tepkiler vereceği kestirilmeye çalışılmıştır.

ANALYSIS OF DYNAMICS OF WASHING MACHINE

SUMMARY

It is very important to know in advance the dynamics of a machine before designing, or developing the current design. Once the serial production has started, it is very expensive and hard to change the wrong design. Today's home appliance trend is to release a new design in a very short time. It is also expected that new design should be cheaper and has higher quality standards. So engineers are forced to find alternative design methods in order to satisfy the new production trends.

Despite Computer Aided Engineering is not a late concept, its utilization is quite recent along with increased processor power, decreased hardware and software cost, and the innovations in computing methods. Nowadays washing machines can go up to two thousand rounds per minute spinning speed. Design of such a machine needs to be done very carefully. Aim of the study is to develop a new design method for engineers to design numerical mechanical systems consisting of flexible elements.

In the thesis, dynamic behaviors of washing machine were studied by numerical and analytic methods. During the study, all the numerical models have been validated with experiments. In the end, a numeric model of a particular washing machine, of which accuracy was validated by experiments, was obtained. Using this model, parametric studies have been done, in order to see the contributions of some elements to washing machine dynamics.

Studies carried out on similar topics have been mentioned in the first section. In the second section, theoretical information related with the thesis has been introduced. The third section tells about the survey on the walking behaviour of the washing machine, also, the equations of motion for the oscillation group have been derived by using the Lagrange Equations. The experimental determination of the physical characteristics of the washing machine components have been explained in the fourth section. The fifth section explains how the numerical modelling of the components, whose characteristics had been determined in the previous section, has been done. Finally, in the sixth section, the numerical modelling of the washing machine and its corroboration with the experimental studies has been demonstrated. Additionally, this section covers parametric studies done on the numerical model in order to estimate the responses of the washing machine under various conditions.

1. GİRİŞ

Çamaşır makinası sektöründe çalışan mühendisler rekabet koşulları gereği eskisine göre daha kısa zamanda yeni modeller tasarlamak zorunda kalmaktadırlar. Halen üretimde olan modellerin maliyetlerini düşürürken, kalitelerini de arttırmaya çalışmaktadırlar. Çamaşır makinasının tasarımında yapılan bir değişikliğin tüketiciye ulaşması, değişikliğin boyutuna göre dört aydan iki yıla kadar sürebilmektedir. Tasarım süreci problemin tanımlanması ile başlar; üretim koşullarının dikkate alınarak problemin çözülmesi, ilk örnek makinanın üretilmesi, ömür ve yıkama testleri gibi kaliteyi güvene alan testlerin yapılması ile son bulur. Tasarım süreci boyunca herhangi bir adımda yapılacak bir hata, tüm emek ve harcamaların boşa gitmesine veya sürecin uzamasına sebep olabilir. Bu sebeplerle piyasa koşullarına hızla cevap verecek, mühendislik maliyetlerini düşürecek, güvenilir yeni tasarım yöntemlerine ihtiyaç duyulmaktadır. Bilgisayar destekli mühendislik uygulamaları istenilen esnekliği, uygun maliyetlerde sunmasından dolayı yaygın bir şekilde kullanılmaya başlamıştır. Ancak, bilgisayar destekli mühendislik yazılımları ne kadar ilerlemiş olursa olsun, deneysel çalışmalar ile doğrulanmadığı sürece, çıkan sonuçlara göre tasarım yapmak mühendisi hatalı, güvensiz tasarımlara itebilir. Bu sebeple bilgisayar destekli mühendislik, deneysel çalışmalar ile bir arada yürütülmelidir.

Tez çalışmasında, çamaşır makinasının çalışma dinamiklerinin incelendiği bir bilgisayar destekli mühendislik uygulaması yapılmıştır. Sayısal olarak, esnek elemanların da yer aldığı bir çamaşır makinası modeli oluşturulmuştur. Çalışma boyunca deneysel çalışmalar ile sayısal modelleme çalışmaları beraber yürütülmüştür. Önce deneysel çalışmalar ile parçaların dinamik özellikleri belirlenmiş, daha sonra sayısal modelleri oluşturulmuştur. Tez boyunca bir çamaşır makinasının sayısal dinamik modelinin oluşturulma süreci adım adım anlatılacaktır. Birinci bölümde, problemin tanımına ve çamaşır makinası dinamiğini ele alan konularda yapılmış çalışmalara değinilecektir. İkinci bölümde, tez çalışmasının teorik alt yapısı hakkında bilgiler verilecektir. Üçüncü bölümde, çamaşır makinası analitik olarak incelenecektir. Dördüncü bölümde, çamaşır makinasını oluşturan alt sistemlerin dinamik karakterlerinin nasıl belirlendiği anlatılacaktır. Beşinci bölümde,

alt sistemlerin sayısal olarak modellenmesi, son olarak altıncı bölümde de, tüm çamaşır makinası sayısal modelinin oluşturulması anlatılacaktır.

Yatay eksenli, önden yüklemeli çamaşır makinaları, günümüzde 2000 devir/dakika sıkma hızına ulaşabilmektedir. Yakın gelecekte bu hızların daha da artması beklenmektedir. Sıkma devirlerinde, ortaya çıkan dengesiz yükler, çok büyük kuvvetleri ortaya çıkarmakta, bu kuvvetler de makinanın panellerinin titreşmesine, gürültülü çalışmasına hatta makinanın yürümesine sebep olmaktadır. Çalışma devirleri artarken, yıkama kapasiteleri de artmaktadır. Yıkama kapasitesinin artması kazan boyutlarının arttırılması ile sağlanır. Standart olan dış gövde boyutları değiştirilemediğinden, gövdeye asılan kazan grubunun çalışma esnasında daha az hareket etmesi istenir. Mühendisler daha yüksek sıkma devirlerine sahip, daha fazla yıkama kapasiteli makinalar tasarlarlarken, bunların aynı zamanda eski modellere göre de daha dingin çalışmasını sağlamak zorundadırlar.

Çamaşır makinasının sayısal dinamik modeli, ticari bir dinamik analiz yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur. Bu model ile çamaşır makinası üzerinde yapılması düşünülen bir değişikliğin ne gibi sonuçlar doğurabileceği öngörülebilecektir. Modelde, tüketici için kritik bir değerlendirme noktası olan yan panel titreşimlerini gözleyebilmek için, yay askı sacı ve gövde esnek parçalar ile modellenmiştir. Çamaşır makinasının dinamik karakterine etkisi olduğu düşünülen her parçasının, fiziksel ve dinamik özellikleri belirlenerek, sayısal modelleri oluşturulacaktır. Bu alt modeller bir araya getirilerek, çamaşır makinasının sayısal modelini oluşturmakta kullanılacaklardır. Oluşturulan çamaşır makinası modelinde ön ve üst paneller makina içinde su döngüsünü sağlayan tüm borular, kontrol paneli ve kablo tesisatı, ne sayısal modelde, ne de karşılaştırma yapılacak test makinasında kullanılmayacaklardır. Bu şekilde, dinamik karakter üzerinde etkisi pek olmayan ancak ölçümlerde yanlısamaya sebep olabilecek parçalar dışarı alınarak, dinamik karaktere direkt etkisi olacak elemanların daha iyi incelenmesi sağlanmıştır.

Esnek olarak modellenen gövde ve yay askı sacının titreşim karakterinin ortaya çıkarılması için ayrı ayrı modal testleri yapılmıştır. Modal test sonuçları ile bu parçaların sonlu elemanlar modellerinden elde edilen sonuçlar karşılaştırılarak, sayısal modellerin güvenilir olduğu gösterilmiştir. Amortisör ve yayların çeşitli hız, deplasman ve frekanslarda çekme testleri yapılmış ve bu parçaların modellenmesi, elde edilen veriler ışığında yapılmıştır. Alt sistemlerin modellenmesinden sonra, bu alt sistemlerin montajı yapılarak ana model oluşturulmuştur. Ana modelin güvenilirliğinin doğrulanabilmesi için, aynı koşullarda çalışırken hem test makinasının üstünden hem de model makinanın üstünden ölçümler alınarak, çıkan

sonuçlar karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, ortaya çıkan çamaşır makinasının sayısal modeli ile, yapılmak istenen değişiklikler önceden, ilk örnek yapılmadan test edilebilecek ve bu değişikliklerin ne sonuçlar doğuracağı kestirilebilecektir.

Çamaşır makinası dinamiği konusunda yayınlanmış yayın sayısı oldukça azdır. Bunun başlıca sebebi, çamaşır makinası üreticileri tarafından desteklenen çalışmaların gizli tutulmasıdır.

Papadopoulos E. ve Papadimitrou I. [1], hafif yatay eksenli çamaşır makinalarının modellenmesi, tasarımı ve kontrolü üzerine çalışmışlardır. Özellikle çamaşır makinasının yürüme davranışı üzerine yaptıkları çalışmalarda, makinanın kütle merkezinin yıkanmakta olan çamaşırların dönme düzleminde olmadığı zaman gerçekleşen dönme kaymasının (rotational slip) çamaşır makinasının istikrarı için en önemli engel olduğunu ortaya koyup, problemin çözümü için analitik bir model oluşturmuşlardır. Makinanın yürüme davranışının önlenmesi temel olarak iki yaklaşım kullanmışlardır. Bunlardan ilki, tasarım tabanlı çalışmalar ile çamaşır makinasının ayaklarındaki sürtünme kuvvetinin artırılmasıdır. İkinci yaklaşım olarak ise, aktif dengeleme kullanarak yüksek sıkma devirlerinde oluşacak dengesiz yüke, karşı bir dengesizlik oluşturularak yürümeye sebep olan kontrolsüz kuvvetlerin azaltılmasıdır.

Papadopoulos E. ve Papadimitrou I., [1], özellikle yürüme davranışı problemi üzerinde durdukları için, kurdukları analitik modelde çeşitli basitleştirici kabuller yapmışlardır. Yay ve sönümleyici elemanlar, hareket eden parçaların ataletleri modele dâhil edilmemiştir. Bu sebeple, analitik modelin çamaşır makinasının dinamik davranışını yansıtması tam anlamıyla sağlanamamıştır.

Conrad D.C. ve Soedel W., [2], dişey ve yatay eksenli çamaşır makinalarının yürüme problemlerini temel ayrıntısız analitik modeller kurarak araştırmışlardır. Sonuç olarak yayınlarında dişey eksenli çamaşır makinaları salınımsal (oscillatory) yürüme davranışı gösterirken, yatay eksenli makinaların neden kazan tarafından dikte edilen düzgün bir yürüme davranışı ortaya koyduklarını açıklamışlardır. Ayrıca yürüme davranışının önlenmesi için çözüm önerileri getirmişlerdir.

Conrad D.C. ve Soedel W., [2], Papadopoulos E. ve Papadimitrou I., gibi yay ve sönümleyici elemanlar ile hareket eden parçaların ataletlerini modele dâhil etmemişlerdir.

Sergio A. ve arkadaşları [3], bir çamaşır makinasının ilk örneğinin oluşturulması sürecini anlatmışlardır. Çalışma boyunca dişey uzmanlık alanlarından pek çok

görevli çalışmış, sonuç olarak, tek programlı, sıkabilme özelliğine sahip yatay eksenli bir çamaşır makinası ortaya çıkarmışlardır.

Sümer, T., yaptığı çalışmada hedef olarak belirli bir çamaşır makinesinin süspansiyon sisteminin optimizasyonunu hedef alan bir kod yazmış, ancak esnek parçalar kullanmadığı için yapısal titreşimler incelenememiştir [4]. Bu çalışmanın devamı olarak, Kıray B., Sümer T.'in yazdığı kodu geliştirerek, değişik tipte çamaşır makineleri için uygulanabilir hale getirmiştir [5]. Yapılan bu iki çalışma takip eden paragraflarda tekrar ele alınacaktır.

Wagner, F., çamaşır makinasının dinamiğini tümünden ele alan bir kaynak kod geliştirilmiş, ayrıca esnek elemanların analizlerini ticari yazılımlarla yapıp, kendi yazdığı bir çevirici program ile kendi yazdığı ana programa ilişirmiştir. Fakat bu kodun geniş ölçekli olarak kullanılması ve sistem ayrıntılarının modele yansıtılması mümkün olamamaktadır. Ayrıca, ticari yazılım ile yaptığı alt analiz sonuçlarını testler ile doğrulanmadan ana modele dâhil etmiştir [6].

Bayraktar, F., ise, doktora tezi olarak sunduğu çalışmasında, ticari yazılımlar kullanarak esnek elemanların bulunduğu sayısal bir çamaşır makinesi modeli hazırlamış, aynı zamanda proje boyunca deneysel ölçümlerle modelini doğrulamıştır. Bayraktar F., özellikle sayısal olarak ayrı ayrı modellenmiş elemanların modal özelliklerinin bulunması ve bunların sayısal olarak birleştirilmesi konusunda yoğun olarak çalışmıştır. Belirli formlarda olan iki test parçasının hem deneysel, hem de sayısal olarak modal özelliklerini belirlemiş ve yine bu iki parçanın birleştirilmesi durumunda ortaya çıkacak yeni parçanın modal özelliklerini sayısal ve deneysel olarak tespit edip karşılaştırmıştır. Bu şekilde çamaşır makinasını modelini oluştururken esnek parçaların nasıl birleştirilmesi gerektiğini ortaya çıkarmıştır. Yazdığı kod ile sayısal modellerin ayrı ayrı ve bileşen mod şekillerini bularak bunları deneysel çalışmalar ile doğrulamıştır. Tezinde, makinaların titreşim performansını iyileştirmek amacıyla, tasarım aşamasında, ileride ortaya çıkabilecek titreşim problemlerini önceden tahmin edilmesine yönelik bir yöntem geliştirmiştir [7]. Çalışma boyunca Bayraktar F.'in önerdiği yönteme paralel bir yol kullanılarak sayısal bir çamaşır makinası modeli oluşturulacaktır. Ancak yapılacak olan çalışmada parçaların bileşen modal özelliklerin belirlenmesinden çok, ağırlıklı olarak çamaşır makinasını oluşturan komponentlerin dinamik özelliklerinin belirlenmesi, bunların sayısal modellerinin oluşturulması ve alt modellerinin birbirleri ile bağlanması için gerekli dinamik şartların belirlenmesi üzerinde durulacaktır.

Türkay, O.S. ve arkadaşları, yaptıkları çalışmada, çeşitli süspansiyon parametrelerini düzenleyen bir yazılım hazırlamışlardır [8]. Daha önceki dördüncü ve beşinci

referanslar, Türkay, O.S.'un yönettiği yüksek lisans ve doktora çalışmaları olup, yayınlanan çalışmanın temelini oluşturmaktadır. Yazılım, Newton yasaları kullanılarak elde edilmiş hareket denklemlerindeki sönüm ve yay katsayılarına yakınsayarak, kazanın düşey ve yatay yer değiştirmeleri için en uygun düzeni belirlemektedir. Ayrıca çamaşır makinasının yürümesine izin vermeyecek şekilde, ayaklara gelen yatay ve düşey yükler için en uygun yük dağılımını sağlayan koşulları bulmaktadır. Bu iki ana tasarım parametresi yani yürüme davranışı ile kazan grubu hareketleri arasında bir fedakarlık yapılması gerekmektedir. Süspansiyon sistemi sertleştikçe yürüme eğilimi artarken, kazan grubu hareketlerinin genliği azalmaktadır.

Yine Türkay, O.S. ve arkadaşlarının diğer bir yayınlarında, çamaşır makinasının rijit dinamik modelinin kurulması ve deneysel veriler ile sayısal modelden elde edilen verilerin karşılaştırılması yapılmaktadır [9].

2. TEORİ

2.1 Giriş

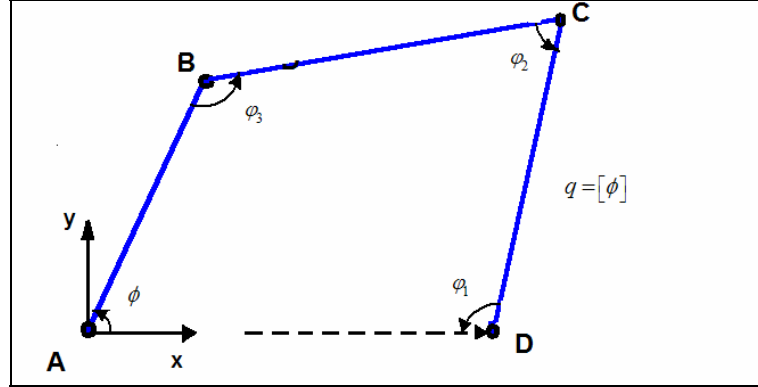
Klasik analitik ve grafik yöntemler, kinematik ve dinamik analizlerde, mekanik sistemin topolojisinden oldukça fazla yararlanır. Ancak bu yöntemler fazla elemanlı ve birçok bağlantısı bulunan sistemlerin analizleri için uygun değildirler. Eleman sayısı ve mafsal sayısı arttıkça klasik yöntemler ile işin içinden çıkmak oldukça zorlaşır. Ayrıca bu teknikler kullanılarak uzaysal boyuttaki sistemlerin analizlerinin yapılması oldukça zor olmaktadır [10]. Bu zorlukların üstesinden gelmek için, bilgisayar destekli dinamik ve kinematik analiz yöntemlerine başvurulmakta ve bunlara olan ilgi her geçen gün artmaktadır. Gittikçe hızlanan bilgisayar işlemcileri sayesinde, oluşturulan kısıt denklemlerinin sayısı gibi temel kaygılar gittikçe azalmaktadır. Bu kaygıların azalması ile bilim adamları, mekanik sistemlerin konumunu ve açısal konumunu daha sistematik biçimde belirleyebilen eksen takımlarını kullanan kodlar yazmaya cesaretlenmiştir.

Son günlerde, bilgisayar destekli sistemler dinamiği alanında yapılan araştırmaların, sistemin durumunu en verimli şekilde temsil edebilecek sistem koordinatları ve serbestlik derecesi seçimi konularına yoğunlaştığı görülür [11]. Bir tarafta dinamik denklemleri açık, sistematik ifade eden, ama çok sayıda gereksiz denklemi sisteme katan; öbür tarafta en az sayıda denklem ile sistemi ifade eden ancak aşırı kompleks ve nonlinear diferansiyel denklemlerin çözülmesini gerektiren yöntemler arasında bir tercih yapılmalıdır.

Genel amaçlı dinamik analiz programlarının hesaplama verimliliği birçok faktöre bağlı olup, genelleştirilmiş koordinat seçimi ve sayısal çözüm yöntemi bunlardan en önemlileridir. Genelleştirilmiş koordinat seçimi doğrudan hareket denklemlerinin sayısını ve nonlinearlik mertebesini belirler [12].

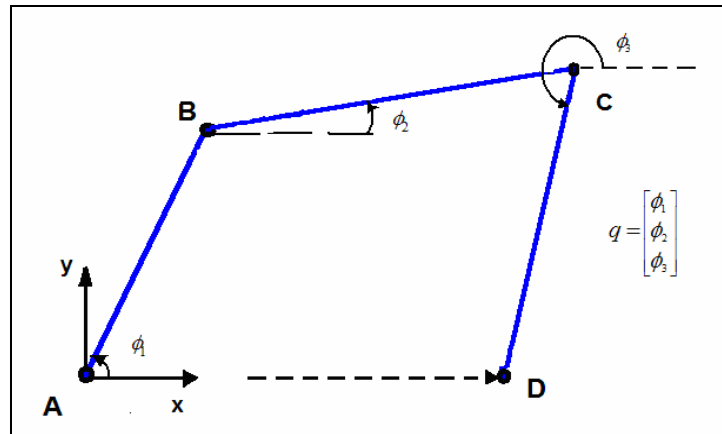
Örneğin, bir dört kol mekanizmasında, tek bir genelleştirilmiş koordinatla sistem dahilinde bulunan herhangi bir noktanın yeri belirlenebilir. Şekil 2.1'de, q , genelleştirilmiş koordinatların genel ifadesidir. Φ ise, seçilmiş genelleştirilmiş koordinattır. Minimum koordinatlar kullanılarak, elde edilmiş hareket denklemi,

genelleştirilmiş koordinatın kendisi ile kendisinin birinci ve ikinci mertebeden türevlerini içeren, aşırı nonlineer ve karışık tek bir diferansiyel denklem olacaktır.



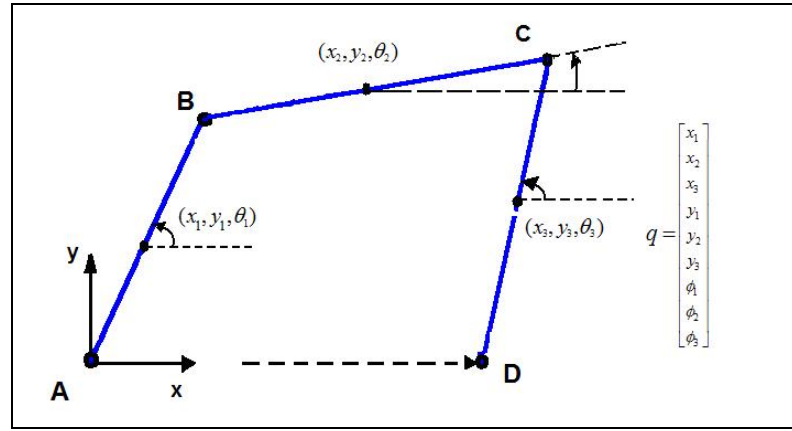
Şekil 2.1 : Minimum koordinatların seçimi.

Öte yandan, dört kol mekanizması, izafi koordinatlarda üç genelleştirilmiş koordinat ile ifade edilebilir. Bu üç genelleştirilmiş izafi koordinatın ikisi fuzulidir. Şekil 2.2'de izafi koordinatlar dört kol mekanizması üzerinde gösterilmişlerdir. Burada q genelleştirilmiş koordinatları temsil eder. İzafi koordinatlarda dört kol mekanizmasının elemanlarının konumları ve açısal konumları birbirlerine göre veya sabit bir eksene göre ifade edilebilir. Hareket denklemleri, genelleştirilmiş koordinatı ve genelleştirilmiş koordinatın hız ve ivmesini ihtiva eden üç diferansiyel denklem ve iki kısıt denklemi ile ifade edilebilir. Diferansiyel denklemlerin nonlineerliği, bir önceki minimum genelleştirilmiş eksen takımı seçimine kıyasla daha azdır ve sistem genel olarak daha az karmaşıktır. Ancak yine de, üç diferansiyel denklem ile fuzuli genelleştirilmiş koordinatların seçimi dolayısıyla ortaya çıkan iki cebirsel denklemin çözülmesi gerekecektir.



Şekil 2.2 : Dört kol mekanizması için seçilmiş fuzuli koordinatlar.

Kartezyen koordinat takımı seçiminde, izafi koordinat takımı seçilmesinde olduğu gibi, fazli genelleştirilmiş koordinatlar kullanılır. Şekil 2.3'te kartezyen koordinatların seçilmesi sonucu oluşan genelleştirilmiş koordinatlar görülebilir. Burada q genelleştirilmiş koordinatları temsil eder. Her bir parçanın konumu ve açısal konumunu belirtmek için sisteme yeni genelleştirilmiş koordinatlar eklenir. Çalışma düzleminde, dört kol mekanizmasının hareket denklemleri, dokuz nonlineer diferansiyel denklemden ve sekiz cebirsel kısıt denklemden oluşur. Ancak bu cebirsel ve diferansiyel denklemlerin nonlineerliği yukarıdaki iki koordinat takımı seçimine göre oldukça düşüktür. Bu temel üç koordinat takımı, Tablo 2.1'de karşılaştırılmıştır [12]. Tabloda yıldız indisi, diğerlerine göre hangisinin daha kullanışlı olduğunu belirtir.



Şekil 2.3 : Dört kol mekanizması için kartezyen koordinatlar.

Tablo 2.1 : Koordinat takımlarının karşılaştırması

	Genelleştirilmiş Koordinatlar	İzafi Koordinatlar	Kartezyen Koordinatlar
Koordinat Sayısı	Az *	Orta	Çok
2.Derece Diff. Denk Sayısı	Az *	Orta	Çok
Cebirsel Sınır Denklemleri Sayısı	Az *	Orta	Çok
Nonlineerlik Mertebesi	Çok	Orta	Az *
Hareket Denklemlerinin Oluşturulması	Zor	Orta	Basit *
Hesaplama Verimi	Verimli *	Verimli *	Orta
Genel Amaçlı Bir Program Yazılımı	Zor	Göreceli Olarak Zor	Kolay *

Bundan sonraki bölümlerde, tez kapsamında kullanılan, ADAMS dinamik analiz yazılımının kullandığı genelleştirilmiş koordinatları, hareket denklemlerini nasıl oluşturduğu ve çözdüğü, esnek elemanların yazılım tarafından nasıl ele alındığı konularında temel bilgiler verilecektir.

2.2 Genelleştirilmiş Koordinatlar

Çamaşır makinasının dinamik modelinin oluşturulduğu dinamik analiz yazılımında, rijit bir parçanın konumu üç kartezyen koordinat ile belirtilir. Parçanın konumunu belirleyen kartezyen koordinatlar \mathbf{p} vektöründe,

$$\mathbf{p} = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix}, \quad (2.1)$$

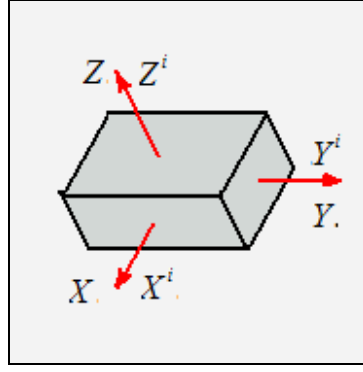
açısal konumunu belirleyen açılar ise $\boldsymbol{\varepsilon}$ vektöründe toplanır.

$$\boldsymbol{\varepsilon} = \begin{bmatrix} \psi \\ \phi \\ \theta \end{bmatrix}. \quad (2.2)$$

Burada rijit parçanın açısal konumu ise z-x-z rotasyon sırasını kullanan üç Euler açısıyla belirlenir.

Euler Dönme Teoremine göre, bir eksen takımının, diğer bir eksen takımına göre açısal konumu, üç açı ile tanımlanabilir. Referans eksen takımına göre, ardı ardına yapılan rotasyonlar ile diğer bir eksen takımı istenilen açısal konuma getirilebilir [10].

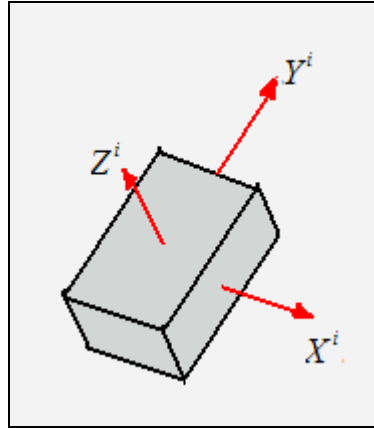
Rotasyonların hangi sıra ile yapılacağına dair bilim dünyasında bir uzlaşma yoktur. Toplamda mümkün olan yirmi dört adet dönme sıralaması vardır. ADAMS çözücüsü, z-x-z rotasyon sıralamasını kullanır. Rijit parçaya sabitlenmiş yerel eksen takımı kendi eksen takımında önce z, daha sonra x, sonra tekrar z eksenini etrafında döndürülerek istenilen bir açısal konuma getirilebilir. Euler açıları ile rijit parçanın açısal konumu sabit eksen takımına göre belirlenir. Örneğin XYZ ve $X^iY^iZ^i$ eksen takımları Şekil 2.4'te olduğu gibi başlangıçta aynı yönde ve doğrultuda olsunlar.



Şekil 2.4 : Global ve yerel eksen takımları.

İlk olarak $X^i Y^i Z^i$ eksen takımı Z^i eksenini etrafında ψ^i kadar bir açı ile döndürülsün. Dönme açısı ψ^i , Z^i etrafında olduğu için, yerel koordinatlardan global koordinatlara dönüşüm matrisi denklem (2.3)'teki gibi olur. Dönme sonucu $X^i Y^i Z^i$ eksen takımı Şekil 2.5'teki hale gelir.

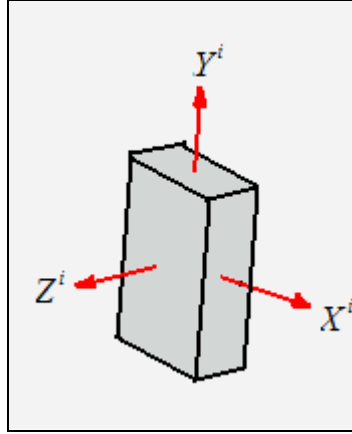
$$A_1^i = \begin{bmatrix} \cos \psi^i & -\sin \psi^i & 0 \\ \sin \psi^i & \cos \psi^i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.3)$$



Şekil 2.5 : Parçanın yerel Z eksenini etrafında dönmüş hali.

Koordinat sistemi $X^i Y^i Z^i$ daha sonra, X^i etrafında, θ^i kadar döndürülsün. $X^i Y^i Z^i$ Eksen takımının bir önceki durumuna göre açısal konumundaki değişme A_2^i dönüşüm matrisi ile tarif edilir. Dönme sonucu eksen takımının durumu Şekil 2.6'daki gibidir.

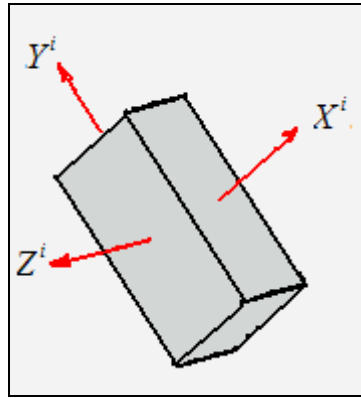
$$A_2^i = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta^i & -\sin \theta^i \\ 0 & \sin \theta^i & \cos \theta^i \end{bmatrix} \quad (2.4)$$



Şekil 2.6 : Parçanın yerel X ekseninde dönmüş hali.

Son olarak da koordinat takımı $X^i Y^i Z^i$, yeni Z^i ekseninde ϕ^i kadar bir açı ile dönsün. Yerel $X^i Y^i Z^i$ takımının bir önceki konumuna göre olan dönüşüm matrisi A_3^i denklem (2.5)'de olduğu gibidir. Eksen takımının son haldeki görüntüsü Şekil 2.4'te olduğu gibidir.

$$A_3^i = \begin{bmatrix} \cos \phi^i & -\sin \phi^i & 0 \\ \sin \phi^i & \cos \phi^i & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.5)$$



Şekil 2.7 : Parçanın yerel Z ekseninde dönmüş hali.

Denklem (2.3), (2.4) ve (2.5)'te verilen dönüşüm matrislerini kullanarak, $X^i Y^i Z^i$ yerel eksen takımının açısız konumunu belirleyen genel dönüşüm matrisi A^i , denklem (2.6)'daki gibi hesaplanır:

$$A^i = A_1^i A_2^i A_3^i. \quad (2.6)$$

Yukarıda verilen A^i dönüşüm matrisi ψ^i , ϕ^i ve θ^i Euler açıları kullanılarak denklem (2.7)'deki gibi yazılabilir. Bir rijit cismin açısal konumu, bu birbirini takip eden üç dönme açısı ile elde edilir. A^i dönüşüm matrisi, herhangi bir noktanın yerel eksen takımındaki konumunu, hızını ve ivmesini global eksen takımında ifade etmek için kullanılır.

$$A^i = \begin{bmatrix} \cos \psi \cos \phi - \sin \psi \cos \theta \sin \phi & -\cos \psi \sin \phi - \sin \psi \cos \theta \cos \phi & \sin \psi \sin \theta \\ \sin \psi \cos \phi + \cos \psi \cos \theta \sin \phi & -\sin \psi \sin \phi + \cos \psi \cos \theta \cos \phi & -\cos \psi \sin \theta \\ \sin \theta \sin \phi & \sin \theta \cos \phi & \cos \theta \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Yukarıdaki tanımlamalardan sonra bir i rijit parçasının yeri, dinamik analiz programında (2.8) ifadesinde olduğu gibi belirtilir. Burada q tüm genelleştirilmiş koordinatları barındıran vektördür:

$$q_i = \begin{bmatrix} p_i \\ \varepsilon_i \end{bmatrix}. \quad (2.8)$$

2.3 Rijit Parçanın Hızı

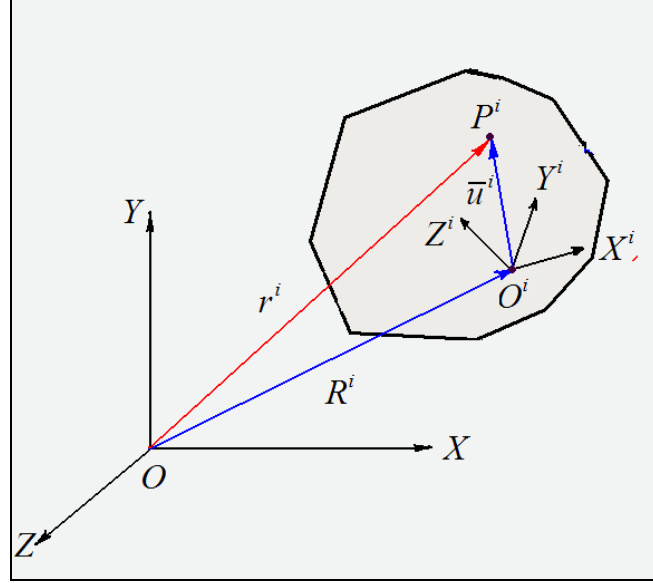
Üç boyutlu uzayda rijit parçanın kısıtlanmamış hareketi altı bağımsız koordinat ile belirlenebilir. Bunlardan üçü rijit parçanın konumunu, diğer üçü ise açısal konumunu belirtir. Rijit kütlelerin ötelenmesi, rijit parça üzerinde sabitlenmiş bir referans noktasının yer değiştirmesi ile tanımlanabilir.

Şekil 2.8'de bir i rijit parçası üç boyutlu uzayda yer almaktadır. Burada O global eksen takımının, O^i ise yerel eksen takımının orijini. Rijit parça üzerinde bulunan herhangi bir P noktasının global eksen takımındaki konumu (2.9) ifadesi ile verilir.

$$r^i = R^i + A^i \bar{u}^i \quad (2.9)$$

Burada R^i , $X^i Y^i Z^i$ yerel eksen takımının orijininin, global eksen takımındaki konum vektörü, A^i , i rijit elemanın yerel eksen takımından, global eksen takımına olan dönüşüm matrisi ve \bar{u}^i , rijit gövde üzerinde bulunan herhangi bir noktanın yerel eksen takımındaki konum vektörüdür [10].

Kullanılan dinamik analiz programında, Kartezyen Koordinatlar ve Euler Açılımları genelleştirilmiş koordinatlar olarak kullanılır. Hız ve ivmelerinin tamamının, bu iki ana tip koordinat kullanılarak belirtilmesi gerekir.



Şekil 2.8 : Global ve yerel eksen takımları.

Rastgele seçilmiş bir P^i noktasının hızı, (2.9) denkleminin türevinin alınması ile bulunan (2.10) ifadesi ile verilir. İlgili ifadede de görüldüğü üzere P noktasının yerel koordinatlarındaki konumu sabittir.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \dot{A}^i \bar{u}^i \quad (2.10)$$

Dönüşüm matrisinin türevini bulmak için, ortogonal olması özelliğinden yararlanılarak aşağıdaki denklemler türetilir [10].

$$A^i A^{iT} = I \quad (2.11)$$

Denklem (2.11)'in her iki yanının türevinin alınmasıyla denklem(2.14)' e ulaşılabilir.

$$\dot{A}^i A^{iT} + A^i \dot{A}^{iT} = 0 \quad (2.12)$$

$$\dot{A}^i A^{iT} = -A^i \dot{A}^{iT} \quad (2.13)$$

$$\dot{A}^i A^{iT} = -(\dot{A}^i A^{iT})^T \quad (2.14)$$

Transpozunun negatifine eşit olan bir matris “*skew simetrik*” olarak bilinir. Bu sebeple (2.14) ifadesi (2.15) ifadesinde olduğu gibi yazılabilir. Burada tilde (\sim) işareti matrisin “*skew simetrik*” olduğunu temsil eder. [10]

$$\dot{A}^i A^{iT} = \tilde{\omega}^i \quad (2.15)$$

Yukarıdaki denklemde yer alan $\tilde{\omega}^i$ bir “*skew simetrik*” matristir ve (2.16) ifadesinde açık olarak yazılmıştır.

$$\tilde{\omega}^i = \begin{bmatrix} 0 & -\omega_3^i & \omega_2^i \\ \omega_3^i & 0 & -\omega_1^i \\ -\omega_2^i & \omega_1^i & 0 \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

Skew simetrik $\tilde{\omega}^i$ matrisinin elemanları ω_1^i , ω_2^i ve ω_3^i , i rijit parçasının açısal hız vektörü olan ω^i 'nin hareketli eksen takımındaki bileşenleridir.

$$\omega^i = \begin{bmatrix} \omega_1^i \\ \omega_2^i \\ \omega_3^i \end{bmatrix} \quad (2.17)$$

Yukarıdaki (2.15) ifadesinin iki tarafını da sağdan A^i ile çarparak ve dönüşüm matrisinin ortogonalite özelliğini de kullanarak, dönüşüm matrisinin türev ifadesine ulaşılabilir.

$$\dot{A}^i = \tilde{\omega}^i A^i \quad (2.18)$$

Elde edilen (2.18) ifadesi (2.10) ifadesinde yerine koyularak, rijit parça üzerinde bulunan herhangi bir P^i noktasının global eksen takımındaki hızını bulmuş oluruz.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \tilde{\omega}^i A^i \bar{u}^i \quad (2.19)$$

Elde edilen (2.19) ifadesi aşağıdaki gibi de yazılabilir.

$$\dot{r}^i = \dot{R}^i + \tilde{\omega}^i u^i \quad (2.20)$$

Yukarıdaki denklemde \mathbf{u}^i , denklem (2.21)'de verilen, yerel koordinat takımında P noktasının konum vektörünün, global eksen takımı üzerindeki izdüşümlerinden oluşan vektördür:

$$\mathbf{u}^i = \mathbf{A}^i \bar{\mathbf{u}}^i. \quad (2.21)$$

Yukarıda (2.20) ifadesi (2.22) ifadesinde olduğu gibi de gösterilebilir.

$$\dot{\mathbf{r}}^i = \dot{\mathbf{R}}^i + \boldsymbol{\omega}^i \times \mathbf{u}^i \quad (2.22)$$

Çok cisimli mekanik sistemler dinamiğinde, kinematik ve dinamik ilişkiler açısal hızlar ve açısal ivmeler cinsinden ifade edilir. Ancak açısal hızlar Euler açıları cinsinden, yani genelleştirilmiş koordinatlar cinsinden yazılmamışlardır. Bu sebeple yukarıda elde edilen hız ifadesi aşağıdaki gibi düzenlenir:

$$\dot{\mathbf{r}}^i = \dot{\mathbf{R}}^i - \mathbf{u}^i \times \boldsymbol{\omega}^i. \quad (2.23)$$

Yeni hız ifadesi *skew simetrik* matris yardımıyla yazılırsa, (2.24) numaralı ifade elde edilir.

$$\dot{\mathbf{r}}^i = \dot{\mathbf{R}}^i - \tilde{\mathbf{u}}^i \boldsymbol{\omega}^i \quad (2.24)$$

Burada, $\tilde{\mathbf{u}}^i$ skew simetrik bir matristir. Bu matrisin açık hali, u_x^i , u_y^i ve u_z^i , \mathbf{u}^i vektörünün elemanları olmak üzere (2.25) ifadesi ile verilmiştir.

$$\tilde{\mathbf{u}}^i = \begin{bmatrix} 0 & -u_z^i & u_y^i \\ u_z^i & 0 & -u_x^i \\ -u_y^i & u_x^i & 0 \end{bmatrix} \quad (2.25)$$

Denklem (2.24)'teki global koordinatlarda verilen $\boldsymbol{\omega}^i$ açısal hızlarını bir şekilde Euler açıları cinsinden yazmak gerekir. Bunun için denklem (2.18) açık halde yazılıp gerekli sadeleştirmeler ve düzenlemeler yapılırsa denklem (2.26) elde edilir.

$$\boldsymbol{\omega}^i = \mathbf{G}^i \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^i \quad (2.26)$$

Burada $\boldsymbol{\varepsilon}$, Euler açıları setidir. $\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}$ ise bu yönlerdeki açısal hızları içeren vektördür. \mathbf{G} Matrisinin kolonları da, euler açıları ψ , ϕ ve θ 'nin çevresinde tanımlandığı eksenler boyunca olan birim vektörlerdir [10].

$$\mathbf{G}^i = \begin{bmatrix} \sin \phi \sin \theta & 0 & \cos \phi \\ \cos \phi \sin \theta & 0 & -\sin \phi \\ \cos \theta & 1 & 0 \end{bmatrix} \quad (2.27)$$

Elde edilen (2.26) ifadesi, (2.24) ifadesinde yerine konursa, rijit cisim üzerinde bulunan herhangi bir noktanın genelleştirilmiş koordinatlardaki mutlak hızı bulunmuş olur.

$$\dot{\mathbf{r}}^i = \dot{\mathbf{R}}^i - \tilde{\boldsymbol{u}}^i \mathbf{G}^i \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^i \quad (2.28)$$

2.4 Rijit Parçanın İvmesi

Rijit parçanın mutlak ivmesi, denklem (2.10)'un zamana göre türevinin alınması ile denklem (2.29)'daki gibi bulunabilir.

$$\ddot{\mathbf{r}}^i = \ddot{\mathbf{R}}^i + \ddot{\mathbf{A}}\tilde{\boldsymbol{u}}^i \quad (2.29)$$

dönüşüm matrisinin zamana göre türevi daha önce (2.18) numaralı denklemde verilmişti. Bu denklemin tekrar zamana göre türevini alınarak (2.30) numaralı denklem elde edilir.

$$\ddot{\mathbf{A}}^i = \dot{\tilde{\boldsymbol{\omega}}}^i \mathbf{A}^i + \tilde{\boldsymbol{\omega}}^i \dot{\mathbf{A}}^i \quad (2.30)$$

Daha önce elde edilen (2.18) denklemini (2.30) denkleminde yerine yazılırsa,

$$\ddot{\mathbf{A}}^i = \dot{\tilde{\boldsymbol{\omega}}}^i \mathbf{A}^i + \tilde{\boldsymbol{\omega}}^i \tilde{\boldsymbol{\omega}}^i \mathbf{A}^i = \tilde{\boldsymbol{\alpha}}^i \mathbf{A}^i + (\tilde{\boldsymbol{\omega}}^i)^2 \mathbf{A}^i \quad (2.31)$$

ifadesi elde edilir. Burada *skew simetrik* olan $\tilde{\boldsymbol{\alpha}}^i$, (2.32) denkleminde olduğu gibi elde edilir.

$$\tilde{\boldsymbol{\alpha}}^i = \dot{\tilde{\boldsymbol{\omega}}}^i \quad (2.32)$$

Mutlak ivmeyi bulmak için (2.31) denklemi, (2.29) denkleminde yerine yazılırsa, rijit bir cismin herhangi bir noktasının ivmesi denklem (2.33)'te olduğu gibi bulunabilir.

$$\ddot{\mathbf{r}} = \ddot{\mathbf{R}} + \tilde{\boldsymbol{\alpha}}^i \mathbf{A}^i \bar{\mathbf{u}}^i + (\tilde{\boldsymbol{\omega}}^i)^2 \mathbf{A}^i \bar{\mathbf{u}}^i \quad (2.33)$$

Yukarıda bulunan ivme ifadesi (2.34) denkleminde olduğu gibi de yazılabilir.

$$\ddot{\mathbf{r}} = \ddot{\mathbf{R}} + \boldsymbol{\alpha}^i \times \mathbf{u}^i + \boldsymbol{\omega}^i \times (\boldsymbol{\omega}^i \times \mathbf{u}^i) \quad (2.34)$$

Denklem (2.34)'teki $\boldsymbol{\alpha}^i$ ifadesi açılmal ivme vektörüdür. Yine denklemin sağında bulunan $\boldsymbol{\alpha}^i \times \mathbf{u}^i$ teğetsel ivme, $\boldsymbol{\omega}^i \times (\boldsymbol{\omega}^i \times \mathbf{u}^i)$ ifadesi ise normal ivmedir. Global koordinatlardan yerel koordinatlardaki ivme ifadesine geçiş denklem (2.35)'teki gibi olur.

$$\bar{\boldsymbol{\alpha}}^i = \mathbf{A}^{iT} \boldsymbol{\alpha}^i \quad (2.35)$$

Denklem (2.34) *skew simetrik* notasyonla denklem (2.36)'daki gibi yazılabilir.

$$\ddot{\mathbf{r}}^i = \ddot{\mathbf{R}}^i - \tilde{\mathbf{u}}^i \boldsymbol{\alpha}^i + (\tilde{\boldsymbol{\omega}}^i)^2 \mathbf{u}^i \quad (2.36)$$

Denklem (2.26)'nın zamana göre türevi alınır, (2.37) ifadesi elde edilir.

$$\boldsymbol{\alpha}^i = \mathbf{G}^i \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^i + \dot{\mathbf{G}}^i \boldsymbol{\varepsilon}^i \quad (2.37)$$

Bu ifade (2.36) denkleminde yerine yazılırsa, mutlak ivme vektörü $\ddot{\mathbf{r}}^i$, denklem (2.38)'deki gibi yazılabilir.

$$\ddot{\mathbf{r}}^i = \ddot{\mathbf{R}}^i - \tilde{\mathbf{u}}^i \mathbf{G}^i \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^i + \mathbf{a}_v^i \quad (2.38)$$

Burada \mathbf{a}_v^i , birinci mertebeden türev ifadelerini barındıran vektördür. Bu \mathbf{a}_v^i vektörü denklem (2.39)'da açık olarak ifade edilmiştir [10].

$$\mathbf{a}_v^i = (\tilde{\boldsymbol{\omega}}^i)^2 \mathbf{u}^i - \tilde{\mathbf{u}}^i \dot{\mathbf{G}}^i \boldsymbol{\varepsilon}^i \quad (2.39)$$

2.5 Mafsallar

Mekanik sistemler oluşturulurken kullanılan, mafsallar kısıtları olarak kabul eder. Matematiksel olarak böyle bir kısıt denklemi, denklem (2.40)'ta olduğu gibi ifade edilebilir:

$$\Phi(\mathbf{q}) = \mathbf{0} . \quad (2.40)$$

Örneğin, uzayda bir döner mafsal iki gövde arasında beş serbestlik derecesini kısıtlarken, sadece bir adet dönme serbestliğine izin verir. Mafsallardan kaynaklanan tüm kısıt denklemleri bir araya toplanırsa (2.41)'de olduğu gibi ifade edilir.

$$\Phi(\mathbf{q}) = [\Phi_1(\mathbf{q}), \Phi_2(\mathbf{q}) \dots \Phi_m(\mathbf{q})]^T \quad (2.41)$$

Burada m , tüm mafsallar tarafından kısıtlanmış serbestlik derecesi sayısıdır [13].

Denklem (2.41)'in zamana göre türevinin alınmasıyla da hız için kısıt denklemleri elde edilir.

$$\Phi_q \dot{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (2.42)$$

Yukarıdaki (2.42) denkleminde q alt indisi, kısıt denkleminin, genelleştirilmiş koordinatlara göre kısmi türevinin alındığını göstermektedir. Denklem (2.41) ifadesinin zamana göre türevi alınırken, zincir kuralı uygulanmıştır. Denklem (2.42)'in zamana göre türevinin alınması ile denklem (2.43)'te verilen ivme için kısıt denklemleri elde edilir.

$$(\Phi_q \dot{\mathbf{q}})_q \dot{\mathbf{q}} + \Phi_q \ddot{\mathbf{q}} = \mathbf{0} \quad (2.43)$$

Oluşturulan mekanik sistemin tüm elemanları, her zaman denklem (2.40-42-43) ile verilen kısıt denklemlerini sağlamak zorundadırlar.

2.6 Hareketlerin Ele Alınması

Hareketin matematiksel olarak tanımı, genelleştirilmiş bir koordinatın veya genelleştirilmiş koordinatlara dayanan bir ifadenin zamana bağlı olarak değişmesidir.

$$\Phi(q, t) = 0 \quad (2.44)$$

Daha (2.40-42-43) denklemleri ile verilen mafsallardan kaynaklanan konum, hız ve ivme için kısıt denklemleri, hareket kısıtları ile bir arada olacak şekilde genel olarak, (2.44-45-46)'daki gibi yazılabilir.

$$\Phi_q(q, t)\dot{q} + \Phi_t(q, t) = 0 \quad (2.45)$$

$$\Phi_q(q, t)\ddot{q} + (\Phi_{q\dot{q}})_q \dot{q} + 2\Phi_{q\dot{q}} \dot{q} + \Phi_{tt}(q, t) = 0 \quad (2.46)$$

Genelleştirilmiş koordinatlar, kısıt denklemlerini sağlıyorsa tutarlıdır. Genelleştirilmiş hız ve ivme değerlerinin de tutarlı olması için bunların sırası ile hız ve ivme kısıt denklemlerini sağlaması gerekmektedir.

2.7 Başlangıç Koşulları

Mekanik sistem için verilen başlangıç şartlarının kısıt denklemlerini sağlaması gerekmektedir. Başlangıç koşullarının analizinden elde edilen değerler daha sonra gerçekleştirilecek olan eğri uydurma adımları için başlangıç değerlerini oluşturacaktır.

2.8 Hareket Denklemlerinin Oluşturulması

Çamaşır makinasının dinamik ve kinematik analizleri, genel amaçlı dinamik analiz yazılımı olan ADAMS'ta yapılmıştır. Yazılım, parçaların konumunu belirlemek için kartezyen koordinatları ve parçanın açısız konumunu belirten Euler açıları kullanmaktadır. ADAMS'ta kurulan mekanik sistem modeli, sistem geometrisini, parçaların kütle ve atalet değerlerini, katılık ve sönümlenme özelliklerini, sınır koşullarını ve sisteme etkiyen aktif kuvvetleri ihtiva eder. Bu veriler, Lagrange denklemlerinin uygulanması ile sistem denklemlerini birleştirmek için kullanılır [14]. Klasik Newton-Euler denklemlerinin varyasyonel formu olan Birinci Neviden Lagrange Denklemleri ile kütleler arasında kinematik ve dinamik hareket denklemleri tüm bağlarından kurtulmuşçasına oluşturulur [15]. Aşağıda (2.47) Lagrange denklemi ile verilen ifadede, sistem m tane fuzuli koordinata sahiptir. Fuzuli koordinatların kullanılması ile bağlar ortadan kaldırılır. Buna karşılık tepki kuvvetleri aktif kuvvetler olarak hesaba katılır [16]:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial L}{\partial \dot{\mathbf{q}}_j} \right] - \frac{\partial L}{\partial \mathbf{q}_j} + \sum_{i=1}^m \frac{\partial \Phi_i}{\partial \mathbf{q}_j} \lambda_i = \mathbf{F}_j. \quad (2.47)$$

Lagrange denklemleri kullanılarak elde edilen hareket denklemleri ikinci mertebeden diferansiyel denklemlerdir. Denklem (2.47), sisteme genelleştirilmiş hızlar eklenerek ve daha önce denklem (2.8)'de verilen genelleştirilmiş koordinat tanımını kullanarak denklem (2.48)'deki gibi yazılabilir. Potansiyelden türeyen kuvvet ifadeleri denklem (2.48)'de yer almamaktadır. ADAMS sadece yerçekiminden ortaya çıkan ifadeleri potansiyel kuvvet olarak kabul etmektedir. Programın hareket denklemlerini nasıl oluşturduğunu daha basit göstermek için yerçekiminden kaynaklanan potansiyel kuvvetler yok sayılmıştır. Diğer deyişle yerçekimsiz ortamda hareket denklemleri oluşturuluyor gibi düşünülebilir.

$$\frac{d}{dt} \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial K}{\partial \mathbf{u}} \right)^T \\ \left(\frac{\partial K}{\partial \boldsymbol{\zeta}} \right)^T \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} \left(\frac{\partial K}{\partial \mathbf{p}} \right)^T \\ \left(\frac{\partial K}{\partial \boldsymbol{\varepsilon}} \right)^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \Phi_p^T \boldsymbol{\lambda} \\ \Phi_\varepsilon^T \boldsymbol{\lambda} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} (\boldsymbol{\Pi}^P)^T \mathbf{f} \\ (\boldsymbol{\Pi}^R)^T \bar{\mathbf{n}} \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

Yukarıdaki denklemde \mathbf{f} global eksen takımında uygulanan aktif kuvvetleri, $\bar{\mathbf{n}}$ ise yerel eksen takımında etkiyen aktif momenti gösterir. Eşitliğin sağ tarafında genelleştirilmiş kuvvet ifadeleri bulunur. Genelleştirilmiş kuvvetler \mathbf{f} ve $\bar{\mathbf{n}}$ kuvvetlerinin genelleştirilmiş koordinatlar üzerindeki izdüşüm vektörleridir. $\boldsymbol{\Pi}^P$ ve $\boldsymbol{\Pi}^R$ ise dönüşüm matrisleridir. Bu matrisler açık halde denklem (2.49) ve (2.50)'de görülebilir.

$$\boldsymbol{\Pi}^P = \frac{\partial \mathbf{v}^P}{\partial \mathbf{u}} \quad (2.49)$$

Yukarıdaki denklemde \mathbf{v}^P kuvvetin uygulandığı P noktasının hızı, \mathbf{u} genelleştirilmiş hız vektörü ve $\boldsymbol{\Pi}^P$ dönüşüm matrisidir.

$$\boldsymbol{\Pi}^R = \frac{\partial \bar{\boldsymbol{\omega}}}{\partial \boldsymbol{\zeta}} \quad (2.50)$$

Yukarıdaki denklemde $\bar{\boldsymbol{\omega}}$ yerel koordinatlardaki açısal hız, $\boldsymbol{\zeta}$ ise genelleştirilmiş koordinatlardaki açısal hızdır. $\boldsymbol{\Pi}^R$ ise dönüşüm matrisidir. Genelleştirilmiş hız

ifadeleri sisteme eklenerek diferansiyel denklemlerin mertebesi düşürülmüştür. Genelleştirilmiş hız ifadesi denklem (2.51)'de verilmiştir.

$$\dot{\mathbf{q}} = \begin{bmatrix} \dot{\mathbf{p}} \\ \dot{\boldsymbol{\varepsilon}} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{u} \\ \boldsymbol{\zeta} \end{bmatrix} \quad (2.51)$$

Denklem (2.48)'i oluşturan elemanları ayrı ayrı inceleyecek olursak,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \mathbf{u}} \right)^T = \mathbf{M}\dot{\mathbf{u}} \quad (2.52)$$

Yukarıdaki denklemde, M genelleştirilmiş kütle matrisidir.

$$\boldsymbol{\Gamma} \equiv \frac{\partial K}{\partial \boldsymbol{\zeta}} = \mathbf{G}^T \bar{\mathbf{J}} \mathbf{G} \boldsymbol{\zeta} \quad (2.53)$$

Denklem (2.53)'te, $\boldsymbol{\Gamma}$, açısal momentumu, $\bar{\mathbf{J}}$ yerel koordinatlara göre atalet momentini göstermektedir. Denklem (2.53) ile sisteme genelleştirilmiş hız ifadelerinden sonra, açısal momentum da bilinmeyen olarak eklenmiştir.

Denklem (2.48) ile verilen hareket denklemleri, denklem (2.54)'te verildiği gibi tekrar formüle edilerek,

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{u}} + \boldsymbol{\Phi}_p^T \boldsymbol{\lambda} = (\boldsymbol{\Pi}^p)^T \mathbf{f} \quad (2.54)$$

$$\dot{\boldsymbol{\Gamma}} - \frac{\partial K}{\partial \boldsymbol{\varepsilon}} + \boldsymbol{\Phi}_\varepsilon^T \boldsymbol{\lambda} = (\boldsymbol{\Pi}^R)^T \bar{\mathbf{n}} .$$

İkinci mertebeden diferansiyel denklemlere, bilinmeyen olarak genelleştirilmiş hızlar da eklenerek ikinci mertebeden diferansiyel denklemler, birinci mertebeden diferansiyel denklemlere dönüştürülür. Bu şekilde bilinmeyen sayısı artarken diferansiyel denklemler çözülmesi daha kolay bir duruma getirilir. Yukarıdaki birinci mertebeden diferansiyel denklemler kinetik diferansiyel denklemler olarak adlandırılırlar. Dinamik analizi gerçekleştirebilmek için aşağıda verilen beş set, toplam on beş diferansiyel denklem çözülür.

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{u}}\mathbf{M}\dot{\mathbf{u}} + \boldsymbol{\Phi}_p^T \boldsymbol{\lambda} - (\boldsymbol{\Pi}^p)^T \mathbf{f} = \mathbf{0} \quad (2.55)$$

$$\Gamma - G^T \bar{J} G \zeta = 0 \quad (2.56)$$

$$\dot{\Gamma} - \frac{\partial K}{\partial \varepsilon} + \Phi_{\varepsilon}^T \lambda - (\Pi^R)^T \bar{n} = 0 \quad (2.57)$$

$$\dot{p} - u = 0 \quad (2.58)$$

$$\dot{\varepsilon} - \zeta = 0 \quad (2.59)$$

Ayrıca yukarıdaki denklemlere ek olarak (2.48), (2.49) ve (2.50) kısıt denklemleri de eş zamanlı olarak çözülür. ADAMS her bir rijit cisim için on beş diferansiyel denklem ve sisteme uygulanmış kısıt sayısı kadarda kısıt denklemini çözerek dinamik analizi gerçekleştirir. Dikkat edilecek olursa, genelleştirilmiş hızlar, konum vektörlerinin zamana göre türevleri olarak değil, doğrudan sistem değişkeni olarak kabul edilirler. Denklem (2.60)'ta sistem değişkeni, her zaman adımı için hesaplanacak sistem değişkenleri, y vektöründe verilmektedir. Eleman sayısı ve mafsalsayı arttıkça çözülmesi gereken denklem sayısı da artar.

$$y = \begin{bmatrix} u \\ \Gamma \\ \zeta \\ p \\ \varepsilon \\ \lambda \\ f \\ \bar{n} \end{bmatrix} \quad (2.60)$$

2.8.1 Hareket Denklemlerinin Sayısal Çözümleri

Yukarıda (2.55)-(2.59) arası cebirsel ve diferansiyel denklemler *Gear Tahmin Etme-Düzeltilme* algoritması kullanılarak çözülür. Tahmin etme bölümünde sistemin önceki basamaklarda hesap ettiği sonuçlara dayanarak bir sonraki zaman adımı için bir polinom uydurulur. Önceki adımlarda hesaplanmış genelleştirilmiş koordinatların durumlarına göre oluşturulan polinom, Taylor serilerine açılarak bir sonraki adımı tahmin etmekte kullanılır.

$$y_{n+1} = \frac{\partial y_n}{\partial t} h + \frac{1}{2!} \frac{\partial^2 y_n}{\partial t^2} h^2 \quad (2.61)$$

Burada y sistem değişkeni, h integrasyon zaman adımını belirtir. Eğer tahmin edilen değer (2.55-59) ifadeleri için belirlenmiş hata toleransları içine düşmüyorsa, durum değişkenlerine düzeltme uygulanır.

Tahmin adımında bulunmuş y_{n+1} değerinin (2.62) ifadesinde kullanılmasıyla başlayan düzeltme operasyonu, genelleştirilmiş koordinatları sağlayan yeni bir polinom bulmak için kullanılır. Yani (2.61) ifadesinden gelen ve hata toleranslarını sağlamayan y_{n+1} değeri (2.62) ifadesinde işlenerek tekrar (2.61) ifadesinde yerine konur. Bu işlem (2.61) ifadesi hata toleranslarını sağlayana kadar tekrar edilir.

$$Y_{n+1} = -h\beta_0 y_{n+1} + \sum_{j=1}^k a_j y_{n-j+1} \quad (2.62)$$

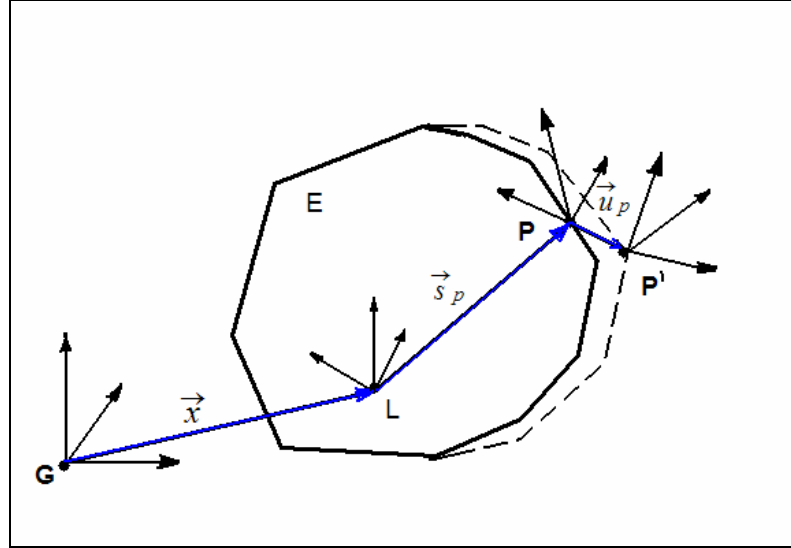
Yukarıdaki denklemde, Y_{n+1} , hata toleransını karşılamayan y_{n+1} değeri kullanılarak elde edilmiş sistem değişkeninin yeni değeridir. β_0 ve a_j Gear integrasyon katsayılarıdır. Sistem denklemlerinin çözümü ile sistem içerisindeki kütlelerin tüm ivmelerini ve hızlarını, maruz kaldıkları kuvvetleri bulunmuş olur. [14]

2.9 Esnek Yapılar

Esnek yapıları dinamik bir modele dahil ederken önemli zorluklardan biri, esnek elemanların çok fazla serbestlik derecesinin bulunmasıdır. Esnek yapının doğrudan modele dahil edilmesi serbestlik derecesini çok fazla arttıracığı için işlem süresi de çok fazla artacaktır. Bu sebeple esnek elemanları daha az serbestlik derecesi ile ifade edebilecek yeni bir genelleştirilmiş koordinat takımına ihtiyaç vardır. Diğer bir zorluk ise dinamik sistemin kurulduğu genelleştirilmiş koordinat takımı ile esnek yapıda kullanılan yeni genelleştirilmiş koordinat takımı arasında bağlantı kurmaktır.

2.9.1 Modal Süperpozisyon

Esnek yapıları ele alırken, esnek yapının sadece lineer deformasyonlara sahip olabileceği kabul edilir. Bu deformasyonlar da yerel eksen takımında değerlendirilir. Yerel eksen takımı, global eksen takımına göre büyük genlikli ve nonlineer hareket edebilir.



Şekil 2.9 : Esnek bir parçanın koordinat takımları.

Şekil 2.9'da G noktası global eksen takımının, L yerel eksen takımının, P ise herhangi bir noktaya yerleştirilen bir eksen takımının orijini. Şekil 2.1'de gösterilen esnek bir "E" yapısının üzerinde bulunan, "P" düğüm noktasının anlık konumu, denklem (2.63)'te olduğu gibi üç vektörün toplamı ile belirlenir.

$$\mathbf{r}_p = \mathbf{x} + \mathbf{s}_p + \mathbf{u}_p \quad (2.63)$$

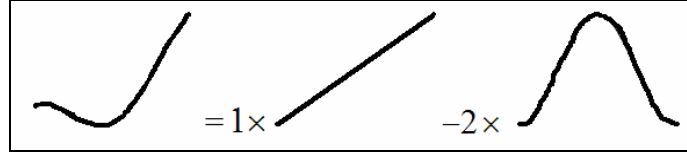
Burada \mathbf{x} , yerel eksen takımının ana eksen takımına göre olan konum vektörüdür. \mathbf{s}_p , P noktasının deforme olmamış konumunun, yerel eksen takımına göre konum vektörüdür. \mathbf{u}_p , P noktasının deforme olmamış konumundan, deforme olmuş konumuna çekilen konum vektörüdür [13].

Esnek yapının düğüm noktalarının yerel eksen takımına göre lineer deformasyonu, \mathbf{u} , az sayıda şekil vektörünün lineer kombinasyonu olarak ifade edilebilir. Bu şekil vektörleri parçanın mod şekilleri olabilir.

$$\mathbf{u} = \sum_{i=1}^M \phi_i q_i \quad (2.64)$$

Yukarıdaki formülde M , kullanılan mod şekli sayısı, q ise modal koordinatlardır. q mod şeklinin deformasyondaki genliği veya etki katsayısıdır.

Aşağıda bir deformasyon şeklinin, iki şekil vektörünün lineer kombinasyonu ile nasıl ifade edilebildiğine dair bir örnek vardır.



Şekil 2.10 : İki vektörün süperpozisyonu.

Modal süperpozisyon, çok sayıda nodal serbestlik derecesi olan bir esnek yapının deformasyonunu, çok daha az sayıda modal koordinat ile belirlenmesi işlemidir. Bu serbestlik derecesi sayısının indirgenmesi işlemine modal budama (truncation) denir.

Denklem (2.64), sıklıkla denklem (2.65)'de olduğu gibi matris formunda gösterilir.

$$\mathbf{u} = \Phi \mathbf{q} \quad (2.65)$$

Burada \mathbf{q} modal koordinatların vektörü, Φ , kolonlarını mod şekillerinin oluşturduğu modal matristir. Modal budamadan sonra modal matris dikdörtgen matrise dönüşür. Modal matris az sayıdaki modal koordinatlardan, fiziksel koordinatlara dönüşüm matrisidir.

2.9.2 Craig-Bampton Yöntemi

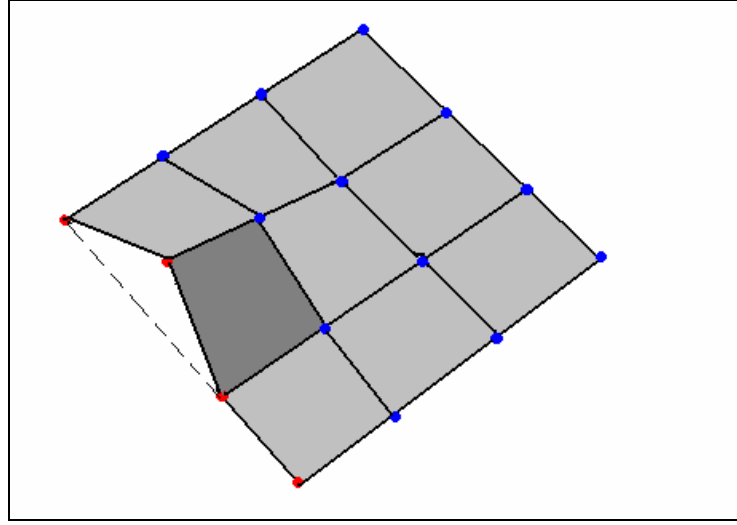
Craig-Bampton yönteminin önemi, esnek modele modal süperpozisyon uygulanırken, bazı düğüm noktalarının modal süperpozisyona uğramadan sistem içinde kalabilmesine izin vermesidir. Bu özel düğüm noktalarına sınır düğüm noktaları veya ara yüz düğüm noktaları denmektedir. Yüksek frekanslı mod şekilleri sistemden atılsa bile, bu düğüm noktalarının hareket şekillerinin ifade edilmesinde bir eksiklik yaşanmaz.

Craig-Bampton yönteminde, sistemin nodal serbestlik dereceleri, yerel eksen takımına göre, sınır serbestlik dereceleri \mathbf{u}_b ve iç serbestlik dereceleri, \mathbf{u}_i , olarak iki gruba ayrılır. Bu serbestlik dereceleri için, iki grup mod şekli tanımlanır.

Kısıtlanmış mod şekilleri, her bir sınır serbestlik derecesine birim yer değiştirme verilip diğer tüm sınır serbestlik derecelerinin kısıtlanması ile elde edilmiş mod şekilleridir. Kısıtlanmış modlar, sınır serbestlik derecelerinin yapabileceği tüm hareketlerini kapsar. Esnek parçanın yerel koordinatlarında yaptığı yer değiştirmeler ile modal koordinatlar da yaptığı yer değiştirmeler bire bir eş olduğu denklem (2.66) ile ifade edilir. Şekil (2.11)'de kısıtlanmış bir mod şekli gösterilmektedir. Mavi noktalar iç, kırmızılar sınır düğüm noktalarıdır.

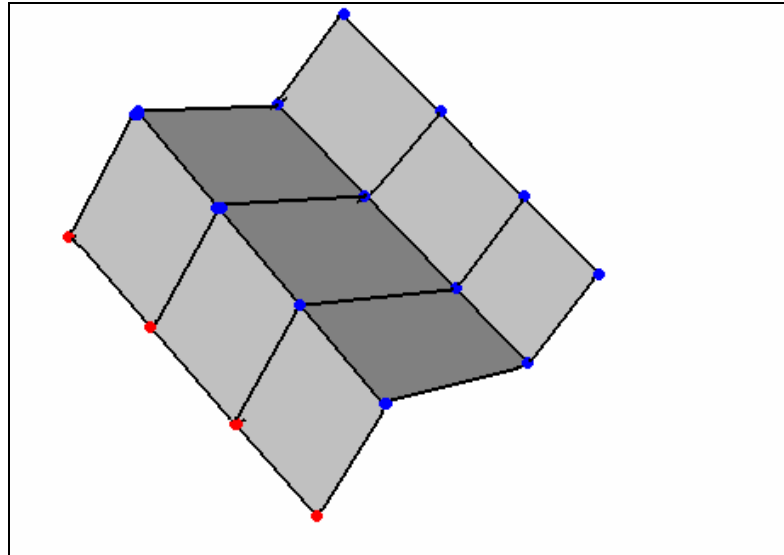
$$q_c = u_b$$

(2.66)



Şekil 2.11 : Kısıtlanmış bir mod şekli.

Normal mod şekilleri, tüm sınır serbestliklerinin sabitlenip, bu şekilde hesaplanmasıyla ortaya çıkan mod şekilleridir. Normal modlar, iç serbestlik derecelerinin nodal koordinatlardan, modal koordinatlara çevrilmesinde kullanılır. Kullanılan mod şekli ne kadar fazla ise yapılan modal çevirme, gerçeği yantımda o ölçüde kaliteli olur. Şekil (2.12)'de sınır düğüm noktalarının serbestliklerinin kısıtlanması ile ortaya çıkmış bir normal mod görülmektedir [13].



Şekil 2.12 : Normal bir mod şekli.

Düğüm noktalarının global eksen takımındaki deplasmanı, denklem (2.67)'de olduğu gibi, modal koordinatlar ve esnek cismin mod şekilleri kullanılarak ifade edilebilir.

$$\mathbf{u} = \begin{Bmatrix} \mathbf{u}_B \\ \mathbf{u}_I \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{I} & \mathbf{0} \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{q}_C \\ \mathbf{q}_N \end{Bmatrix} \quad (2.67)$$

Yukarıdaki denklemde \mathbf{u}_B , yerel koordinatlarda sınır düğüm noktalarının deplasmanı, \mathbf{u}_I yerel koordinatlarda iç düğüm noktalarının deplasmanı, $I, 0$ sırası ile birim ve sıfır matrisler, Φ_{IC} iç serbestlik derecelerinin, kısıtlanmış mod şekillerindeki fiziksel yer değiştirmesi, Φ_{IN} iç serbestlik derecelerinin normal mod şekillerindeki fiziksel yer değiştirmesi, \mathbf{q}_C kısıtlanmış modların modal koordinatları, \mathbf{q}_N normal modların modal koordinatlarıdır [13].

Esnek parçanın üzerinde bulunan herhangi bir düğüm noktasının konumunu global koordinatlarda ifade edebilmek için, denklem (2.63), matris formunda, denklem (2.9)'da verilen dönüşüm matrisi de kullanılarak denklem (2.68)'deki gibi yazılabilir.

$$\mathbf{r}_p = \mathbf{x} + \mathbf{A}(\mathbf{s}_p + \mathbf{u}_p) \quad (2.68)$$

Yukarıda (2.68) ile verilen ifade de u_p yerine, (2.65) ifadesi konursa, esnek parça üzerinde bulunan P noktasının global koordinatlardaki konumunu denklem (2.69)'daki gibi yazılabilir.

$$\mathbf{r}_p = \mathbf{x} + \mathbf{A}(\mathbf{s}_p + \Phi \mathbf{q}) \quad (2.69)$$

Sonlu elemanlar programında hazırlanan esnek parçalar, dinamik analiz programında sınır koşulları uygulanıp tekrar çözdürülür. Sonlu elemanlar programından alınan esnek elemanı tanımlayan dosya içinde, geometri (düğüm noktalarının yerleri ve bağlantı bilgileri), elemanların kütle ve atalet değerleri, Craig-Bampton mod şekilleri, Craig-Bampton mod şekillerine göre genelleştirilmiş kütle ve katılık matrisleri bulunur.

Sistemin genelleştirilmiş katılık ve kütle matrisleri sırası ile (2.70) ve (2.72) denklemlerinde, modal matrisle normalize edilerek bulunur. Alt indis N normal mod şekillerini, C kısıtlanmış mod şekillerini, B sınır serbestlik derecelerini, I iç serbestlik derecelerini temsil eder. Şapka ise genelleştirilmiş matrisleri temsil eder [13].

$$\hat{K} = \Phi^T K \Phi, \quad (2.70)$$

$$\begin{bmatrix} I & O \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{BB} & K_{BI} \\ K_{IB} & K_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & O \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \widehat{K}_{CC} & 0 \\ 0 & \widehat{K}_{NN} \end{bmatrix}, \quad (2.71)$$

$$\widehat{M} = \Phi^T_N M \Phi, \quad (2.72)$$

$$\begin{bmatrix} I & O \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} M_{BB} & M_{BI} \\ M_{IB} & M_{II} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I & O \\ \Phi_{IC} & \Phi_{IN} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \widehat{M}_{CC} & \widehat{M}_{NC} \\ \widehat{M}_{CN} & \widehat{M}_{NN} \end{bmatrix}. \quad (2.73)$$

3. ÇAMAŞIR MAKİNASININ ANALİTİK OLARAK İNCELENMESİ

3.1 Giriş

Çamaşır makinalarında karşılaşılan önemli problemlerden biri, çamaşır makinasının yürüme davranışıdır. Tüm performans ölçütlerinden önce, çamaşır makinasının yürüme kısıtları sağlanmalıdır [9]. Çamaşır makinasının üretim maliyetlerini düşürmek adına, gittikçe daha hafif malzemeler kullanılmaya başlanmıştır. Çamaşır makinalarının hafifletilmesi pek çok alanda üreticilere hem kolaylık sağlamak hem de maliyeti düşürme fırsatı vermektedir. Üretim sonrası çamaşır makinaları üst üste istiflenerek depolanmaktadır. Bu sebeple altta kalan makinaların kutuları ezilebilmekte, hatta taşıma esnasında makinaya zarar gelebilmektedir. Ayrıca pazara ulaştırılırken araçlara bir seferde daha çok makina yüklenerek taşıma maliyetleri de düşürülmektedir. Bu sebeplerle çamaşır makinaları gittikçe hafifleyen bir eğilim içerisindeyler.

Çamaşır makinalarının hafifletilmesi dinamik açıdan zaten var olan sorunların, daha da zorlaşmasına sebep olmaktadır. Artan yıkama kapasiteleri ile birlikte, çamaşır makinasını zorlayan dengesiz yükler de artmaktadır. Diğer bir yandan sıkma devirleri artmakta, bu da problemin boyutunu katlamaktadır. Çamaşır makinası tasarımında yürüme problemi, yukarıdaki sebeplerden dolayı, sağlanması gereken önemli bir tasarım kısıtıdır. Yürüme problemi, çamaşır makinasının yere sabitlenmesi ile halledilebiliyordu. Ancak bu tip önlemler günümüzde geçerliliklerini yitirmişlerdir [17].

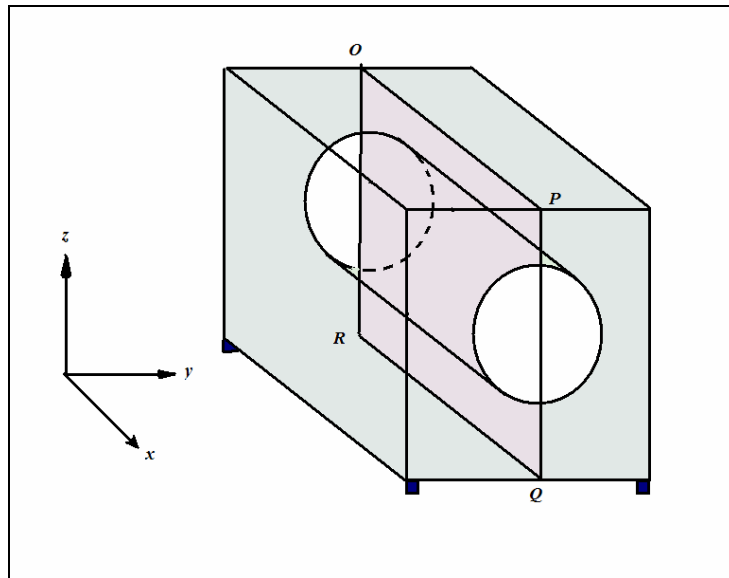
Bu bölümde çamaşır makinasının yürüme dinamiği ele alınıp, yürüme davranışına katkısı olan parametreler belirlenecektir. Bu şekilde konu ile ilgili çalışan mühendisler daha iyi tasarım yapabilmeleri için temel bilgiler verilecektir. Yürüme davranışı Papadopoulos ve Papadimitriou'nun [1] yaptığı çalışma ışığında ele alınacaktır.

3.2 Yürüme Davranışının İncelenmesi

Yıkanan çamaşırlar, orantısız dağılarak dengesiz yük oluşturur. Bu dengesiz yük, sıkma devirlerinde merkezkaç kuvvet oluşturarak, ayaklara yatay kuvvetlerin etkimesine yol açar. Bu yatay yükler sürtünme kuvvetinden büyük olduğu zaman çamaşır makinası yürümeye başlar. Yürüme davranışı dengesiz yükün büyüklüğüne, ayakların sürtünme katsayısına, çamaşır makinasının kütlesine, dengesiz yükün ve gövdenin ağırlık merkezlerinin yerine, tambur dönüş hızına bağlıdır.

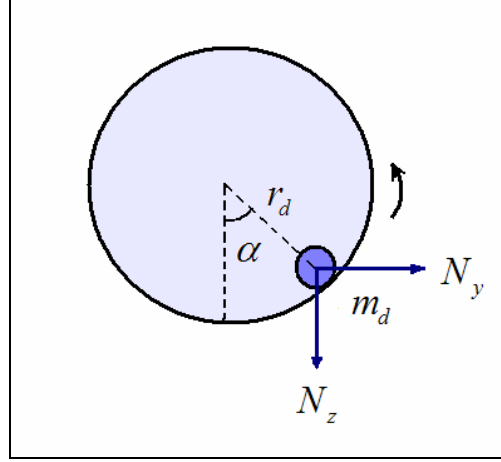
Çamaşır makinasının basitleştirilmiş modeli Şekil 3.1’de görülmektedir. Çamaşır makinasının kararlı haldeki hareket denklemlerinin oluşturulması için bazı kabuller yapılmıştır [1]. Bunlar;

- Tambur dönüş hızı sabittir ve dengesiz yük tambur ile beraber döner.
- Tambur doğrudan olarak gövdeye bağlanmıştır ve sadece x yönündeki dönme serbestliğinin çamaşır makinası dinamiğine katkısı vardır.
- Gövde ve tambur rijittir.
- $OPQR$ geometrik simetri düzlemidir ve çamaşır makinasının ağırlık merkezi bu düzlem üzerindedir.
- Sürtünme katsayısı sabittir.



Şekil 3.1 : Basitleştirilmiş çamaşır makinası modeli.

Yukarıdaki kabulleri dikkate alarak çamaşır makinasının kuvvet denge denklemlerini yazılsın. Tamburla birlikte dönen dengesiz yükün oluşturduğu yükler Şekil 3.2’de görülmektedir.

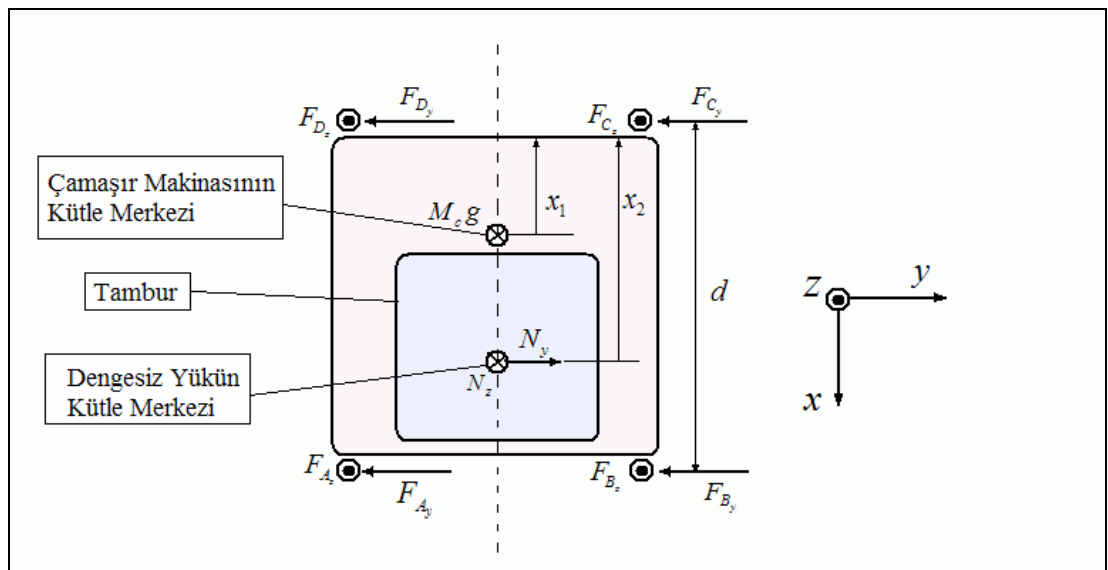


Şekil 3.2 : Tambur ve dengesiz yük.

$$N_z = m_d \omega^2 r_d \cos \alpha + m_d g \quad (3.1)$$

$$N_y = m_d \omega^2 r_d \sin \alpha \quad (3.2)$$

Burada N_z ve N_y dengesiz yükten oluşan düşey ve yatay doğrultulardaki kuvvetler, g yerçekimi ivmesi, m_d dengesiz yükün kütlesi, r_d dengesiz yükün dönme yarıçapı, ω çalışma hızıdır. Çamaşır makinasının üstten görünüşü Şekil 3.3’te olduğu gibidir.



Şekil 3.3 : Çamaşır makinasının serbest cisim diyagramı.

Şekil 3.3'te N_z ve N_y dengesiz yükün ortaya çıkardığı merkezkaç kuvvetin z ve y eksenlerindeki izdüşümleridir. M_c çamaşır makinasının kütlesidir. Çamaşır makinasının kütle merkezi ile dengesiz yükün kütle merkezinin aynı düzlemde olmamasından doğan kuvvet ve moment denklemleri takip eden ifadelerde verilecektir. Sürtünme kuvvetleri, x - y düzlemi içinde herhangi bir yönde olabilirler. Yürüme için kritik yön y doğrultusudur. Bu sebeple sadece y doğrultusundaki sürtünme kuvvetleri gösterilmiştir [1].

Denklem (3.3) ve (3.4)'te z yönündeki kuvvet eşitlikleri verilmiştir.

$$F_{A_z} + F_{B_z} = \frac{M_c g x_1}{d} + \frac{N_z x_2}{d}, \quad (3.3)$$

$$F_{C_z} + F_{D_z} = \frac{M_c g (d - x_1)}{d} + \frac{N_z (d - x_2)}{d}. \quad (3.4)$$

Denklem (3.5) ve denklem (3.6)'da y yönündeki kuvvet eşitlikleri verilmiştir.

$$F_{A_y} + F_{B_y} = \frac{N_y x_2}{d}, \quad (3.5)$$

$$F_{C_y} + F_{D_y} = \frac{N_y (d - x_2)}{d}. \quad (3.6)$$

Ön ile arka ayak arasında kalan mesafe d ile verilmiştir. Yukarıda verilen (3.5) ve (3.6) ifadelerinden görülmektedir ki, x_2 , ön ile arka ayak arası mesafesinin yarısından büyük olursa; F_A ve F_B kuvvetlerinin y doğrultusundaki toplamı, F_C ve F_D kuvvetlerinin y doğrultusundaki toplamından büyük olur. Benzer şekilde (3.3) ve (3.4) ifadelerinden görülmektedir ki, x_1 , ön ve arka ayak arası mesafenin yarısından küçük olursa; F_C ve F_D kuvvetlerinin z doğrultusundaki toplamı, F_C ve F_D kuvvetlerinin z doğrultusundaki toplamından büyük olur. Bu koşullarda, ön ayaklara arka ayaklardan daha az düşey yük gelmektedir. C ve D ayaklarında sürtünme kuvveti daha fazladır. Bu sebeple çamaşır makinası ilk olarak ön ayaklarda dengesini kaybeder. Yürüme şartı denklem (3.7)'de verildiği gibidir [1].

$$f(F_{A_z} + F_{B_z}) = F_{A_y} + F_{B_y} \quad (3.7)$$

Burada f sürtünme katsayısıdır. (3.3) ve (3.5) ifadelerini (3.7)'de yerine konularak denklem (3.8)'i elde ederiz.

$$f \left(\frac{M_c g x_1}{d} + \frac{N_z x_2}{d} \right) = \frac{N_y x_2}{d} \quad (3.8)$$

Ayrıca, (3.1) ve (3.2)'ifadeleri, (3.8)'de yerine konularak,

$$f \left(\frac{M_c g x_1}{d} + \frac{(m_d \omega^2 r_d \cos \alpha + m_d g) x_2}{d} \right) = \frac{(m_d \omega^2 r_d \sin \alpha) x_2}{d}, \quad (3.9)$$

elde edilir. (3.9) ifadesinden yürümenin başladığı kritik hız, denklem (3.10)'daki gibi ifade edilebilir.

$$\omega = \sqrt{\frac{fg(M_c x_1 + m_d x_2)}{m_d r x_2 (\sin \alpha - f \cos \alpha)}}. \quad (3.10)$$

(3.10) ifadesinin dönme açısına göre türevi sıfıra eşitlenerek minimum kritik hızın hangi açıda gerçekleştiği bulunabilir. Bu şekilde bulunan açı denklem (3.11)'de verilmiştir.

$$\alpha = \tan^{-1} \left(-\frac{1}{f} \right) \quad (3.11)$$

Yukarıda (3.11) ifadesi ile elde edilen kritik açı, denklem (3.10)'da yerine konularak çeşitli açılar için oluşan kritik hızlar arasından minimum kritik dönme hızını veren ifade elde edilmiş olur.

$$\omega = \sqrt{\frac{fg \left(M_c \frac{x_1}{x_2} + m_d \right)}{m_d r \sqrt{(1 + f^2)}}} \quad (3.12)$$

Elde edilen yürüme şartını sağlayan (3.12) ifadesi, çamaşır makinasının çeşitli parametrelere bağlı olarak ulaşabileceği maksimum tambur açısız hızını veren ifade olarak da yorumlanabilir. İfadeden de görüldüğü üzere, x_1/x_2 oranı bire yaklaştıkça maksimum sıkma devri yükselir. Eğer biri geçerse, bu sefer arka ayaklar için (3.12)

ifadesi gibi bir ifade ortaya çıkar. Oranın bir olması halinde ifade (3.13)'te verilen hale gelir.

$$\omega = \sqrt{\frac{fg(M_c + m_d)}{m_d r \sqrt{1 + f^2}}} \quad (3.13)$$

Bu durumda çamaşır makinası dönmekten çok, ötelenme davranışı sergiler. Özet olarak, yürüme hareketinin olabilmesi için çamaşır makinasının kütle merkezinin dengesiz yükün dönme düzleminde olması gerekir. Bu şartın sağlanması durumunda çamaşır makinası yürüme hareketi yapacaktır. Çamaşır makinasının ağırlık merkezi dengesiz yükün dönme düzleminde değil ise, çamaşır makinası dönme davranışı sergiler. Bu durumda oluşacak kritik hız bir önceki duruma göre daha düşük olacaktır.

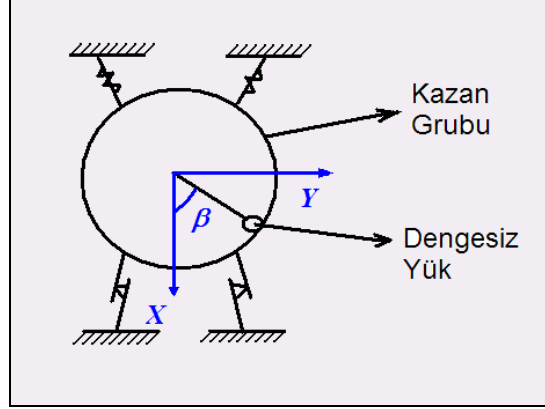
3.3 Kazan Grubu Hareketlerinin İncelenmesi

Çamaşır makinasını oluşturan eleman sayısının ve serbestlik derecesinin çok fazla olması sebebi ile çamaşır makinasını analitik yollarla incelemek oldukça güçtür. İkinci bölümde bu konu ayrıntılı olarak incelenmiştir. Bu sebeple, tez çalışmasında bazı kabuller yapılarak, genel sistem sadeleştirilmiştir. Bu şekilde, makinanın kazan grubunun hareket denklemleri elde edilebilmiştir. Çamaşır makinasının, hareket denklemlerini oluşturmak için, Lagrange denklemlerinden faydalanılmıştır.

Oluşturulan analitik model kullanılarak, gövdeye yaylar ve amortisörler ile bağlı olan kazan grubunun, içinde dönen bir dengesiz yük olması durumunda, yukarı-aşağı, sağa-sola yaptığı hareketlerin denklemleri oluşturulmuştur. Yapılan kabuller aşağıdaki gibidir.

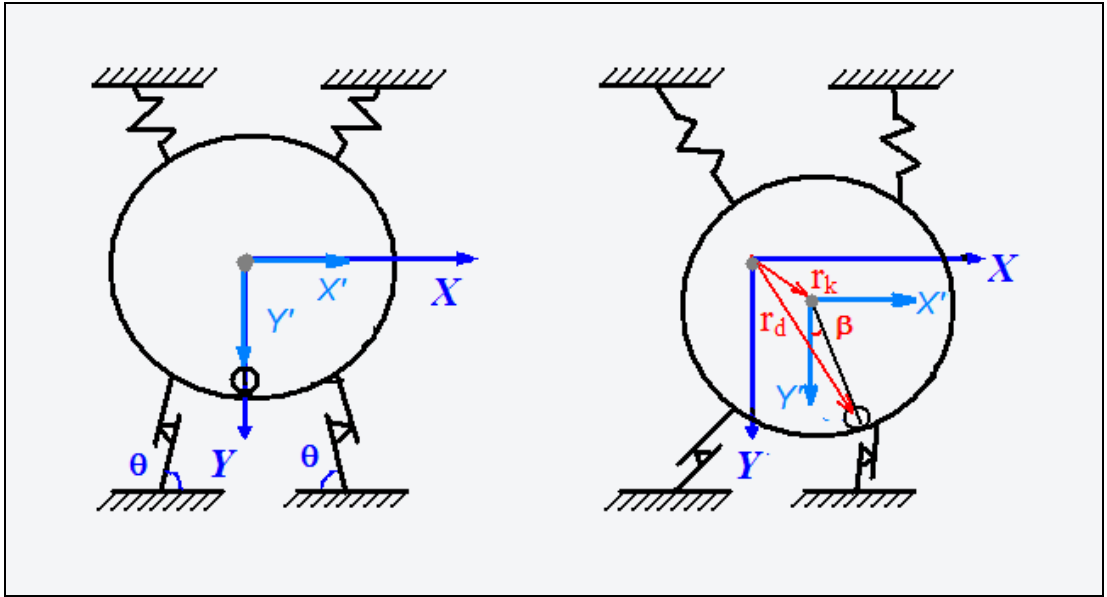
- Kazan grubunun öne-arkaya ve her türlü dönme hareketi kısıtlanmıştır,
- Dönen dengesiz yükün kütle merkezi, kazan grubunun kütle merkezinin bulunduğu düzlem içerisinde,
- Kazan grubunun içerisinde yer alan, kazan, tambur, yıldız, kasnak, beton ağırlıkların hepsi bir silindir ile modellenmiştir. Kazan grubunun ağırlık merkezi silindirin merkezine eşittir,
- Dengesiz yükün sabit bir dönme yarıçapı vardır ve kütlesi değişmez.

Bu kabuller yapıldıktan sonra analitik model Şekil 3.4'teki gibidir.



Şekil 3.4 : Çamaşır makinasının basitleştirilmiş modeli.

Lagrangien'i oluşturmak için, sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri yazılacaktır. Daha sonra Lagrange formülleri uyarınca gerekli işlemler adım adım izlenip, sistemin hareket denklemleri oluşturulacaktır. Şekil 3.5'te, solda sistem statik denge konumunda iken, sağda ise deforme olmuş konumda görülmektedir.



Şekil 3.5 : Çamaşır makinasının statik denge konumu ve deforme olmuş hali.

3.3.1 Sistemin Kinetik Enerjisinin Bulunması

Şekil 3.5'te solda görüldüğü gibi, statik denge konumunda, kazan grubunun kütle merkezine hem yerel eksen takımı, hem de sabit eksen takımı yerleştirilmiştir. Kazan grubunun konumu, sabit eksen takımından, kazan grubunun yerel eksen

takımına çizilen \mathbf{r}_k vektörü ile tanımlıdır. Dengesiz yükün konumu ise, yine sabit eksen takımından, dengesiz yükün kütle merkezine çizilen, \mathbf{r}_d vektörü ile tanımlıdır.

Kazan grubunun kinetik enerjisi denklem (3.14)'te olduğu gibi yazılabilir.

$$T_k = \frac{1}{2} M \dot{\mathbf{r}}_k^2 \quad (3.14)$$

Burada, T_k , kazan grubunun kinetik enerjisi, M , kazan grubunun toplam kütlesi, $\dot{\mathbf{r}}_k$, kazan grubunun kütle merkezinin hızıdır. \mathbf{r}_k , ifadesi denklem (3.15)'te olduğu gibi tanımlıdır.

$$\mathbf{r}_k = \mathbf{r}_k(x, y). \quad (3.15)$$

Yukarıda (3.14) ifadesi ile verilen kinetik enerji ifadesi, X ve Y doğrultuları için denklem (3.16) ve (3.17)'de olduğu gibi yazılabilir.

$$T_{k_x} = \frac{1}{2} M \dot{x}^2, \quad (3.16)$$

$$T_{k_y} = \frac{1}{2} M \dot{y}^2. \quad (3.17)$$

Sırası ile denklem (3.16) ve (3.17)'de kullanılan, \mathbf{x} ve \mathbf{y} , kazan grubunun sabit eksen takımına göre X ve Y doğrultusundaki deplasmanlarıdır.

Dengesiz yükün kinetik enerjisi denklem (3.18)'de olduğu gibi yazılabilir.

$$T_d = \frac{1}{2} m \dot{\mathbf{r}}_d^2 \quad (3.18)$$

Burada T_d dengesiz yükün kinetik enerjisi, m , dengesiz yükün kütlesi, \mathbf{r}_d dengesiz yükün sabit eksen takımına göre olan konum vektörüdür. Dengesiz yük kazan grubunun yerel eksen takımına göre, sabit L yarıçapına sahip bir ekseninde dönmektedir. \mathbf{r}_d konum vektörü, X ve Y eksenleri için yazılarak, (3.19) ve (3.20) elde edilir.

$$\mathbf{r}_{d_x} = \mathbf{x} + L \sin \beta, \quad (3.19)$$

$$r_{d_y} = y + L \cos \beta . \quad (3.20)$$

(3.19) ve (3.20) ifadelerinin türevi alınıp, (3.18) kinetik enerji ifadesi, X ve Y eksenleri için ayrı ayrı yazılarak (3.21) ve (3.22) ifadeleri elde edilebilir.

$$T_{d_x} = \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{\beta}^2 L^2 \cos^2 \beta + 2\dot{x}\dot{\beta}L \cos \beta), \quad (3.21)$$

$$T_{d_y} = \frac{1}{2} m (\dot{y}^2 + \dot{\beta}^2 L^2 \sin^2 \beta - 2\dot{y}\dot{\beta}L \sin \beta). \quad (3.22)$$

3.3.2 Sistemin Potansiyel Enerjisi

Sistemin potansiyel enerjisi, kazan grubunun, dengesiz yükün ve yayların toplam potansiyel enerjisinden oluşur.

Kazan grubunun dönme serbestliği olmadığı için, yaylar kazan grubunun deplasmanına eş deplasmanlar yapacaklardır. Yayların potansiyel enerjisi denklem (3.23)'te olduğu gibi yazılabilir.

$$V_y = k(\mathbf{x}^2 + \mathbf{y}^2) \quad (3.23)$$

Burada V_y yayların toplam potansiyel enerjisi, k ise yay katsayısıdır.

Kazan grubunun potansiyel enerjisi denklem (3.24)'te olduğu gibi yazılabilir.

$$V_k = -Mgy \quad (3.24)$$

Burada, V_K yayların toplam potansiyel enerjisi, g yerçekimi ivmesidir.

Daha önce (3.20)'de, dengesiz yükün yerçekimi doğrultusundaki konum vektörü tanımlanmıştı. Bu ifade kullanılarak dengesiz yükün potansiyel enerjisi, (3.25)'teki gibi yazılabilir.

$$V_d = -mgy - mgL \cos \beta \quad (3.25)$$

3.3.3 Genelleştirilmiş Kuvvetler

Amortisörler tarafından harekete ters yönde uygulanan sürtünme kuvvetleri, genelleştirilmiş kuvvet olarak sisteme dahil edilmiştir. Çalışma esnasında amortisörler çok fazla hareket etmedikleri için amortisörünlerin bağlama açıları sabit kabul edilmiştir. Bu kabuller altında, X ve Y doğrultusunda oluşan genelleştirilmiş kuvvetler aşağıdaki gibi bulunabilir,

$$Q_x = -Fs \sin \theta \operatorname{sgn}(\dot{x}), \quad (3.26)$$

$$Q_y = -Fs \cos \theta \operatorname{sgn}(\dot{y}). \quad (3.27)$$

Burada θ , amortisörlerin bağlama açısıdır. F_s ise amortisörlerin hıza ters yönde uyguladıkları sabit sürtünme kuvvetleridir.

3.3.4 Sistemin Lagrange Fonksiyonu

Sistemin Lagrange Fonksiyonu, sistemin toplam kinetik enerjisinden toplam potansiyel enerjisinin çıkarılması ile bulunur,

$$L = T - V. \quad (3.28)$$

Burada L Lagrange fonksiyonudur. T ve V ise sistemin toplam kinetik ve potansiyel enerjisidir. Daha önce bulunan kinetik ve potansiyel enerjiler, denklem (3.28)'de yerine yazılarak, Lagrange fonksiyonu elde edilir,

$$\begin{aligned} L = & \frac{1}{2} M \dot{x}^2 + \frac{1}{2} M \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m (\dot{x}^2 + \dot{\beta}^2 L^2 \cos^2 \beta + 2 \dot{x} \dot{\beta} L \cos \beta) \\ & + \frac{1}{2} m (\dot{y}^2 + \dot{\beta}^2 L^2 \sin^2 \beta - 2 \dot{y} \dot{\beta} L \sin \beta) \\ & - k(x^2 + y^2) + Mgy + mgy + mgL \cos \beta \end{aligned} \quad (3.29)$$

3.3.5 Sistemin Hareket Denklemleri

Hareket denklemlerini, Lagrange denklemlerinden elde edilecektir,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}} \right) - \frac{\partial L}{\partial q} = Q_q. \quad (3.30)$$

Burada Q_q , q , genelleştirilmiş koordinatı yönündeki genelleştirilmiş kuvvettir. Çamaşır makinası modelinde genelleştirilmiş koordinatlar x , y ve β 'dir. Bu üç genelleştirilmiş koordinat için, (3.30) denklemi uygulanırsa, sistemin hareket denklemleri aşağıdaki gibi bulunabilir.

Genelleştirilmiş x koordinatı için Lagrange denklemi (3.31)'deki gibi yazılabilir,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}} \right) - \frac{\partial L}{\partial x} = Q_x. \quad (3.31)$$

Gerekli türev alma işlemleri yapılırsa, x doğrultusundaki hareket denklemi,

$$(M + m)\ddot{x} + m\ddot{\beta}L \cos \beta - m\dot{\beta}^2 L \sin \beta + 2kx = -F_s \sin \theta \operatorname{sgn}(\dot{x}), \quad (3.32)$$

olur. Genelleştirilmiş y koordinatı için Lagrange denklemi (3.33)'teki gibi yazılabilir.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{y}} \right) - \frac{\partial L}{\partial y} = Q_y \quad (3.33)$$

Gerekli türev alma işlemleri yapılırsa, y yönündeki hareket denklemi,

$$(M + m)\ddot{y} - m\ddot{\beta}L \sin \beta - m\dot{\beta}^2 L \cos \beta + 2ky - (M + m)g = -F_s \cos \theta \operatorname{sgn}(\dot{y}) \quad (3.34)$$

Olur. Genelleştirilmiş β koordinatı için Lagrange denklemi (3.35)'teki gibi yazılır.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\beta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \beta} = Q_b \quad (3.35)$$

Gerekli türev alma işlemleri yapılırsa, β açısal konumu için hareket denklemi (3.36)'daki gibi bulunabilir.

$$m\ddot{\beta}L^2 + m\dot{x}L \cos \beta - m\dot{y}L \sin \beta + mgL \sin \beta = 0 \quad (3.36)$$

4. ÇAMAŞIR MAKİNASINI OLUŞTURAN ALT SİSTEMLERİNİN DİNAMİK ÖZELLİKLERİNİN BELİRLENMESİ

4.1 Giriş

Artan tüketici ihtiyaçları, rekabetçi pazar, artan sıkma devirleri ve çamaşır makinalarında yapısal titreşimlerin öneminin farkına varılması titreşim ölçümlerine olan ilgiyi arttırmıştır. Titreşim ölçümleri, çalışma esnasındaki titreşimin genel karakterini ve genlik boyutlarının ortaya çıkarılmasında, teorik modellerin veya tahmini kabul edilen çeşitli dinamik olayların doğrulanmasında, dinamik yükler altında çalışan malzemelerin sönüm kapasitesi, sürtünme ve kırılma dayanımları gibi temel malzeme özelliklerinin belirlenmesinde gereklidir [18].

Çamaşır makinasının sayısal modeli oluşturulurken, dinamik davranışa etkisi olan elemanların dinamik özelliklerinin belirlenmesi gerekir. Bu sebeple yay ve amortisörlerin dinamik koşullarda testleri yapılmış ve elde edilen veriler ışığında bu elemanların sayısal modelleri oluşturulmuştur. Çamaşır makinası sayısal modeline esnek olarak dahil edilecek olan askı sacı ve gövdenin de tutarlı modellenmesi için, bu elemanların modal özelliklerinin belirlenmesi gerekmektedir.

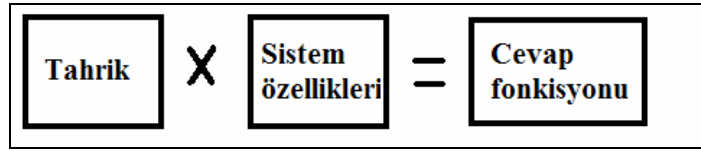
Yan panel titreşimlerinin izlenebilmesi için yay askı sacı ve gövde esnek olarak modellenecektir. Bu sebeple parçaların modal özelliklerinin belirlenmesi için modal testleri yapılacaktır. Bu parçaların esnek modelleri bir sonlu elemanlar programında hazırlanacaktır. Bulunan doğal frekanslar ve mod şekilleri deneysel verilerle karşılaştırılıp doğrulanacaktır.

Yukarıda bahsedilen ihtiyaçların karşılanması için temel olarak iki tip titreşim testi vardır. Bunlardan ilkinde titreşim kuvvetleri veya (genellikle) titreşim cevapları çalışma koşulları altında ölçülür. İkinci tip ölçüm yönteminde ise, yapı, genliği bilinen bir tahrikle titreştirilir. İkinci yöntem ile yapılan testler daha kontrollü bir ortamda yapıldığından daha doğru, daha ayrıntılı bilgiler verir. Bu tür deneysel verilerin toplanıp daha sonra analiz edilmesi şeklinde yapılan testlere *modal test* denmektedir. Modal testin tanımı, test yapısının dinamik veya titreşim davranışının matematik tanımlamasının yapılmasıdır. Sözü geçen matematiksel tanım

uygulamadan uygulamaya değişiklik gösterebilir. Bir uygulamada sadece doğal frekanslar ve sönüm katsayılarının bulunması olabilirken, başka bir uygulamada sistemin tam olarak kütle-yay-sönüm elemanlarından oluşmuş matematiksel modeli olabilir. Tez çalışmasında esnek olarak çamaşır makinasına aktarılacak parçaların sayısal modelleri, bir ticari sonlu elemanlar programı olan Msc. Patran'da hazırlanacaktır. Takip eden bölümlerde yay askı sacı ve gövdenin modal testinden, amortisör ve yayların dinamik karakterinin belirlenmesinden bahsedilecektir.

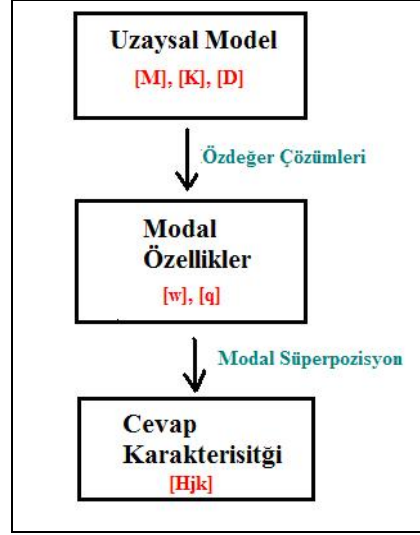
4.2 Esnek Elemanların Modal Özelliklerinin Belirlenmesi

Modal test bir yapının dinamik davranışını tanımlayan matematiksel modelin oluşturulması işidir [19]. Modal test yapılırken, parçaya uygulanan hem tahrik hem de titreşimler ölçülür. Şekil 4.1'de görüldüğü gibi, uygulanan tahrik, yapı içinde, malzeme ve şekil özelliklerinin oluşturduğu bir fonksiyonla tepkiye çevrilir.



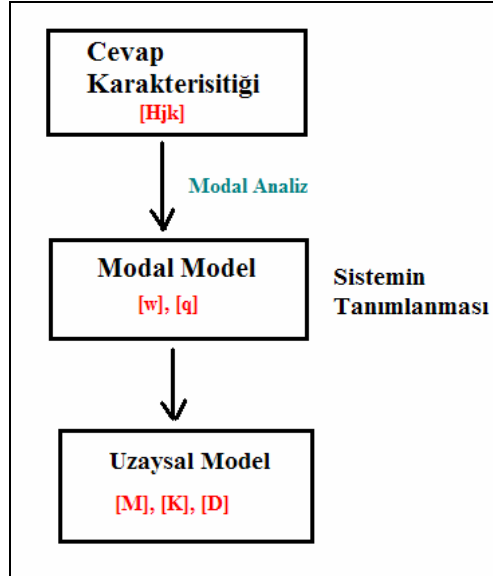
Şekil 4.1 : Cevap fonksiyonu.

Titreşim analizleri teorik ve deneysel olarak yapılabilir. Teorik yöntem ile, bir modelden elde edilen kütle, esneklik ve sönüm matrisleri kullanılarak cismin hareket denklemleri yazılır ve sistemin özdeğer çözümlenmesi yapılarak cismin modal özellikleri belirlenir. Parçanın doğal frekansları ve mod şekilleri hesap edilir. Buradan da cevap model oluşturulur. Cevap model parçanın herhangi bir etkiye ne tepkiler vereceğini belirleyen modeldir. Cevap modeli bir dizi frekans tepki fonksiyonundan oluşur. Teorik yolun temel adımlarını gösteren şema Şekil 4.2'de gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Teorik yol.

Deneysel yol, teorik yolun tam tersi izlenerek gerçekleştirilir. Her noktadan ölçülen titreşimler, tahrik kuvvetine oranlanarak tepki fonksiyonları elde edilir. Deneysel yolun adımlarını gösteren şema Şekil 4.3'te verilmiştir.



Şekil 4.3 : Deneysel yol.

Çalışma sırasında, deneysel yol ile yapılan ölçümlerden toplanan tepki fonksiyonları, modal analiz programı ICATS'te işlenerek sistemin doğal frekansları ve bu frekanslara ait titreşim mod şekilleri elde edilmiştir.

4.2.1 Kullanılan Donanım ve Yazılımlar

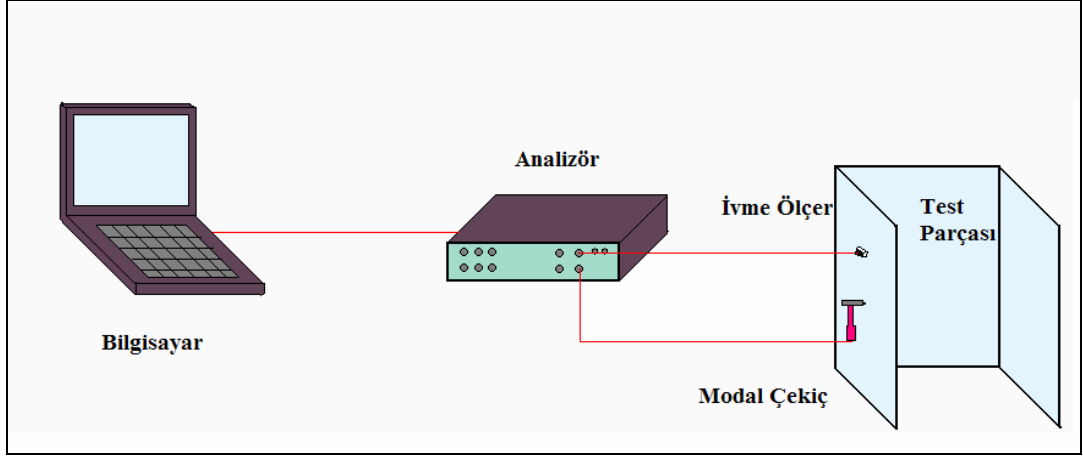
Askı sacı ve gövdenin deneysel ağ örgüsü Msc.Patran programında hazırlanmıştır. Askı sacı ve gövdenin deneysel modal analizi yapılırken kullanılan cihazlar ve yazılımlar aşağıda listelenmiştir.

- İvmeölçer (4507B B&K)
- Modal Çekiç (Endevco 2302)
- Sinyal Analizörü (B&K marka 4 kanallı)
- Dizüstü Bilgisayar ve Yazılım (B&K Pulse genel amaçlı ölçüm yazılımı)

Deneysel modal analizde kullanılan donanım toplu olarak Şekil 4.4'te gösterilmektedir. Deneysel modal test düzeneği Şekil 4.5'teki şemada olduğu gibi kurulmuştur.



Şekil 4.4 : B&K titreşim ölçüm sistemi.



Şekil 4.5 : Modal test düzeneği şeması.

4.2.2 Askı Sacının Deneysel Modal Analizi

Askı sacı, kazan grubu ile gövde arasındaki bağlantıyı sağlar. Tüm kazan grubu yaylar ile askı sacına asılır. Kazan grubu tarafından gövdeye aktarılan tüm yük yay askı sacı üzerinden olur. Gövde titreşimlerinin incelenebilmesi için yay askı sacının esnek olarak modellenmesi gerekmektedir. Bu sebeple askı sacının modal özelliklerinin ortaya çıkarılması şarttır.

Askı sacının modal analizinin yapılabilmesi için, ölçüm noktaları belirlenmiş ve deneysel verilerin analizi aşamasında kullanılmak üzere ölçüm noktaları ile tutarlı sayısal ağ örgü modeli oluşturulmuştur. Ağ örgü modeli Msc. Patran programında hazırlanmıştır. Şekil 4.6'da askı sacı üzerinde belirlenmiş ölçüm noktaları görülmektedir. En uygun deneysel veriyi elde etmek için sırası ile 24, 12 ve 8 düğüm noktalı deneysel modeller ile deneme ölçümleri yapılmıştır. En uygun tahrik noktasını bulabilmek için, modal çekiç ile parça çeşitli noktalardan tahrik edilmiştir. Ayrıca, askı sacı değişik asılış pozisyonlarında test edilmiş ve en uygun askı noktası belirlenmiştir. Şekil 4.7'de denenen değişik asılış pozisyonları görülmektedir.



Şekil 4.6 : Yay askı sacı ölçüm noktaları.



Şekil 4.7 : Askı sacının değişik asılış biçimleri.

Ölçüm noktalarının seçiminde parça geometrisinin düz olmaması sebebi ile bazı zorluklar yaşanmıştır. Yirmi dört düğüm noktalı modelden daha ayrıntılı sonuç alınması gerekirken, ölçüm noktalarının büküm ve patlatma kıvrımlarına çok yakın olması, bu noktalardan tutarlı veriler elde edilmesini zorlaştırmıştır. Askı sacının düz yüzeylerinden alınan ölçümler kullanılmış buna bağlı olarak da daha az düğüm noktasına sahip modelin kullanılmasına karar verilmiştir.

Askı sacı misina ile asılmıştır. Serbest-serbest sınır şartlarında hiçbir sınır koşulunun bulunmaması gerekir. Ancak bu şartları pratik olarak sağlamak neredeyse imkânsızdır.

Modal çekiç ve ivmeölçer kullanılarak yapılan modal test iki şekilde yapılabilir. Bunlardan ilkinde, ivmeölçer bir noktaya sabitlenip çekiç ile her noktadan tahrik edilerek veri toplanır. Diğer bir yol ise tahrik noktası sabit tutulup, ivmeölçer gezdirilerek test verisi toplanmasıdır. Teorik olarak bu iki yöntemin hiçbir farkı yoktur. İvmeölçeri gezdirmenin sağladığı kolaylık, her yeni vuruş noktası için ustalaşmak yerine bir noktadan sürekli vurarak aynı vuruş kalitesini yakalamanın daha kolay olmasıdır. Şekil 4.8’de yay askı sacının modal çekiç ile tahrik edilmesi gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : Askı sacının modal çekiçle tahrik edilmesi.

Test esnasında, her bir nokta iki kez tahrik edilmiş, iki ölçümün kendi aralarındaki tutarlılığı dikkate alınarak, bu ölçümlerin ortalaması alınıp veri kaydedilmiştir. Toplanan veri, frekans tepki fonksiyonlarıdır (FTF). FTF, frekans spektrumunda belirli bir noktadaki titreşim genliğinin, tahrik kuvvetine olan oranıdır. Ölçüm verileri kaydedilirken, tahrik ve ölçüm noktasının numarası, kuvvetin ve ölçümün yönü ve doğrultusu kaydedilir. Bu şekilde verilerin işlenmesinden sonra teorik ve deneysel sonuçlar karşılaştırılabilir.

Askı sacından toplanan veriler bir yapısal dinamik programı olan ICATS'te işlenerek sistemin modal parametreleri belirlenmiştir (doğal frekanslar ve mod şekilleri). ICATS, FTF verilerinden modal parametreleri, (4.1) ifadesinin sağında verilen ifade uyarınca, bir dizi eğri uydurma yaparak ortaya çıkarır.

$$H_{jk} = \frac{X_j}{F_k} = \sum_{r=1}^N \frac{r A_{jk}}{\lambda_r^2 - \omega^2} \quad (4.1)$$

Burada H_{jk} , frekans tepki fonksiyonu, X_j , j noktasından ölçülen büyüklük değeri, F_k , k noktasından uygulanmış olan kuvvet, A_{jk} , r 'inci mod şekline bağlı bir büyüklük, λ_r , r 'inci doğal frekans, ω taranan frekans bölgesi ve N ise mod şekli sayısıdır [18]. Denklemin solu ve ortası ölçüm sisteminden direkt frekansa bağlı bir sütun vektör olarak elimizde bulunmaktadır. ICATS, denklemin sağ tarafında bulunan A ve λ için değerler türetir. Toplanmış verilerin analizi sonucu askı sacının doğal frekansları Tablo 4.1'deki gibi bulunmuştur.

Tablo 4.1 : Askı sacının ilk beş doğal frekansı.

Doğal Frekans No	Deneysel Model [Hz]
1	116
2	206
3	307
4	541
5	689

4.2.3 Gövdenin Deneysel Modal Analizi

Çamaşır makinası gövdesi esnek bir lastikle Şekil 4.9'da görüldüğü gibi asılmıştır. Gövdenin sadece yan panellerinden birinin modal testi yapılmıştır. Zaten yan panellerin simetrik oluşu sebebiyle her ikisinin test edilmesine gerek görülmemiştir. Deneysel modelde arka panelden ölçüm alınmamasına rağmen arka panelin yan panele etkisi olacaktır. Dolaylı yoldan da olsa arka panelin etkisi ölçülmüş olacaktır. Arka panelin modal testi daha ileri çalışmalara bırakılmıştır. Sol panel üzerinden 35 noktadan ölçüm alınmıştır. Parçanın tahrik noktasını seçebilmek için, çeşitli noktalardan ölçümler alınarak, her noktanın tahrik edilebileceği, en uygun tahrik noktası tespit edilmiştir. Gövde yan panel ile arka panelin kesiştiği büküm çizgisi üzerinde çizginin ortalarına doğru bir noktadan uyarılmış, ivmeölçer yüzey üzerinde gezdirilmiştir.



Şekil 4.9 : Çamaşır makinası gövdesi ölçüm noktaları ve asılış şekli.

Test esnasında, yay askı sacının modal testinde kullanılan ivmeölçer, modal çekiç, analizör ve bilgisayar kullanılmıştır.

Test verisi toplarken, sinyallere pencereleme uygulamamak için ölçüm süresi uzatılmıştır. Ölçüm süresinin uzatılması ile ölçülen ivme değeri salınımlarının sıfıra inmesi sağlanmıştır. Bu şekilde sızıntı (leakage) yanılması önlenmiştir. Yapılan analiz sonucunda bulunan gövdenin ilk on doğal frekansı Tablo 4.2’de verilmiştir.

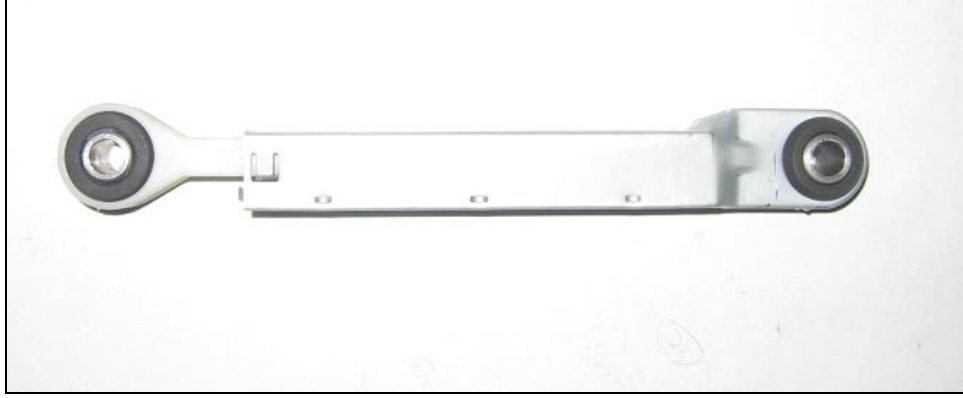
Tablo 4.2 : Gövdenin ilk on doğal frekansı.

Doğal Frekans No	Deneysel [Hz]
1	20,294
2	27,09
3	30,875
4	39,398
5	50,381
6	52,017
7	59,546
8	68,279
9	75,962
10	84,554

4.3 Amortisörlerin Dinamik Özelliklerinin Belirlenmesi

Amortisörler, çamaşır makinasının dinamik karakterine önemli etkisi olan elemanlardır. Bu sebeple, sayısal modelinin sağlıklı bir biçimde oluşturulabilmesi için dinamik karakterinin belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 4.10’da çamaşır

makinasında kullanılan amortisör görülmektedir. Amortisörlerin başlıca görevi, düşük devirlerde hareket enerjisini sönmüleyerek, kazanın kabine çarpmasını önlemektir [6]. Yatay eksenli çamaşır makinalarında genellikle kazan grubunun ilk doğal frekansı 1 Hz'in altındadır. Makina yıkama devirleri sıkma devirlerine nazaran oldukça düşüktür. Yıkama periyodu esnasında makina sık sık osilasyon grubunun ilk doğal frekansı civarında çalışır. Bu sebeple amortisörler makinanın yıkama periyodu boyunca düzgün çalışmasında oldukça büyük görev üstlenirler.



Şekil 4.10 : Çamaşır makinasında kullanılan amortisör.

Bir mekanik sistemde sönmü tanımlarken, sönmüye yol açan ana mekanizmayı iyi belirlemek gerekir. Sönmü karakterini sayısal olarak modellemeden önce, sönmünün hangi parametrelere bağlı olduğu ve bu parametrelerin büyüklükleri testlerle belirlenmeli ve mümkün olduğunca analitik olarak modellenmelidir. Bundan sonra uygun sayısal sönmü modeli oluşturularak ana modele dahil edilmelidir.

Temel olarak üç tip sönmü mekanizması vardır. Bunlar malzemelerin, iç sönmü (internal damping), yapısal sönmü (structural damping) ve akışkan kaynaklı sönmüdür (fluid damping). İç sönmü mekanik enerjinin malzeme içindeki çeşitli mikroskopik ve makroskopik süreçler sonucu şekil değıştirmesidir. Yapısal sönmü birbiri ile ortak yüzeyleri olan parçaların izafi hareketleri sonucu mekanik enerjinin bir kısmının veya tamamının ısı enerjisine dönüşmesidir. Akışkan kaynaklı sönmü ise sürüklenme kuvvetlerinden (drag forces) ve parçanın sıvı içinde hareket etmesinden kaynaklanan mekanik enerjinin şekil değıştirmesidir [20].

Dinamik modeli oluşturulan çamaşır makinasında, amortisörler kazanın alt tarafı ile gövde arasına lastik bağlantı elemanları ile bağlanmışlardır. Makinada kullanılan amortisörler, yağlanmış bir keçenin sıkı bir metal çerçeve içinde ileri geri hareket ederek oluşturdukları sürtünme kuvvetleri sayesinde, mekanik enerjinin ısı enerjisine dönüştürmesi ile sisteme sönmü katarlar. Şekil 4.11'de amortisör çerçevesi ve keçe görülmektedir. Bu şekilde sağlanan sönmü yapısal sönmünün bir türü olan yüzeysel

sönümdür (interface damping). Yüzeysel sönüm yükleme koşullarına, malzeme özelliklerine, yüzey karakterine, yağlama şartlarına, hareket eden parçaların geometrilerine ve göreceli hızın genliğine bağlıdır. Yüzeysel sönüm temelde Coulomb sürtünme modelini kullanır. Ancak dinamik ve statik sürtünme katsayıları arasındaki geçiş dönemlerine denk gelen kısımlarda sürtünme kuvvetinin, deplasmana ve hıza bağlı bir şekilde ifade edilmesi gerekir.



Şekil 4.11 : Amortisör çerçevesi ve yağa batırılmış keçe.

4.3.1 Amortisörün Sönüm Karakterinin Belirlenmesi

Amortisörün sönüm karakterini ortaya çıkarmak için, Şekil 4.12’de görülen MTS malzeme test düzeneği kullanılmıştır. Amortisör Şekil 4.13’teki gibi, bir ucundan sabitleyici çeneye, diğer ucundan ise çekme koluna bağlanıp, değişik hızlarda ve deplasmanlarda çalıştırılarak, sürtünme kuvvetinin, deplasmana, zamana ve hıza göre değişimleri ölçülmüştür.



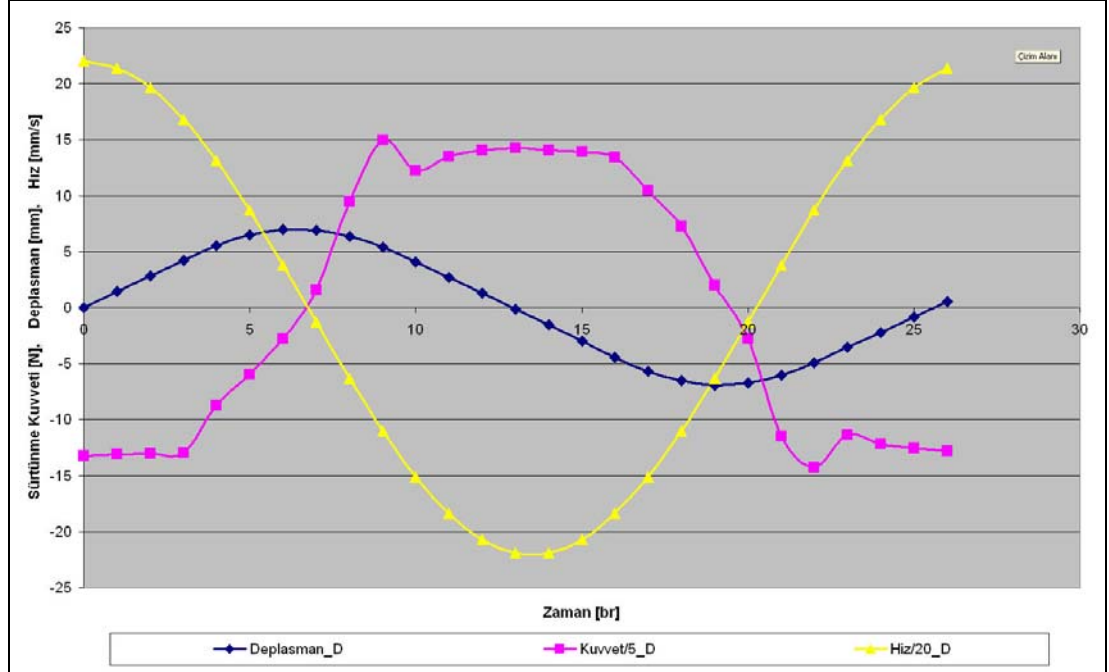
Şekil 4.12 : MTS malzeme test cihazı.



Şekil 4.13 : Amortisörün test cihazına tutturulması.

Şekil 4.14'te verilen grafikte amortisörün 10 Hz'te, 7 mm genlikte çalıştırılması sonucu elde edilmiş zamana bağlı deplasman, hız ve sürtünme kuvveti eğrileri

görülmektedir. Eğrilerin toplu halde görülebilmesi için kuvvet değerleri 0,2 ile, hız değerleri de 0,05 ile ölçeklendirilmiştir.



Şekil 4.14 : Amortisörün zamana göre deplasman, kuvvet, hız değişimleri.

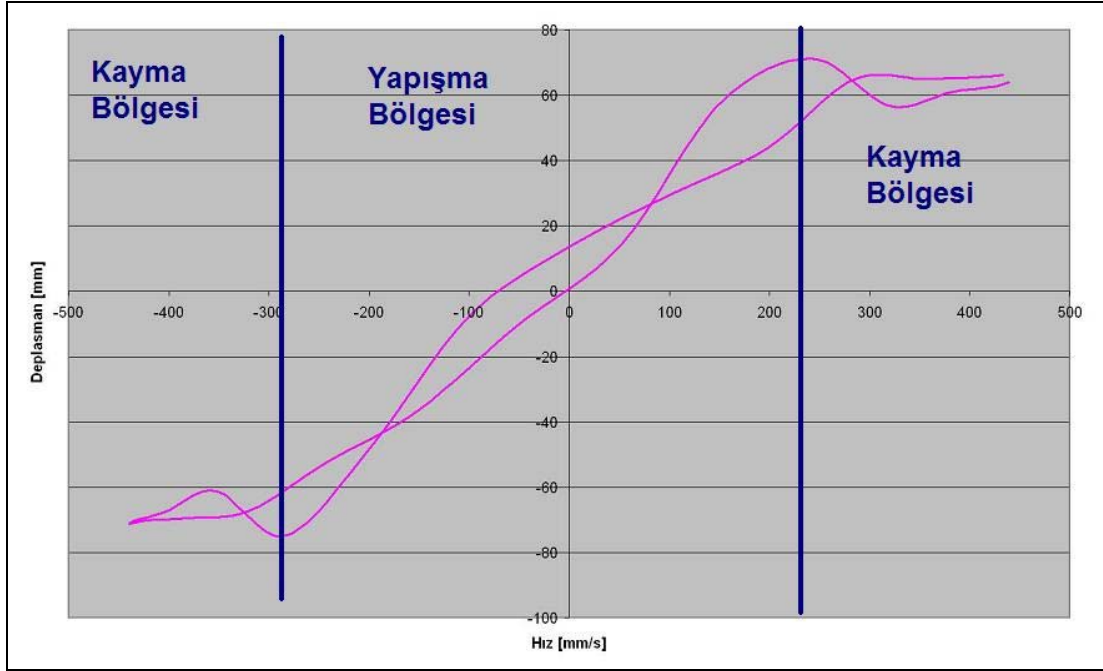
Şekil 4.14'te pembe eğri ile zamana karşı verilen sürtünme kuvveti, (4.2) nolu denklem ile belirtilmiş ideal Coulomb sürtünme kuvvetinden beklenmeyecek şekilde, bazı bölgelerde artan, bazı bölgelerde azalan bir karakter sergilemektedir.

$$f = -\mu R \operatorname{sgn}(v) \quad (4.2)$$

Yukarıdaki denklemde f harekete karşı yönde etkiyen sürtünme kuvveti, μ sürtünme katsayısı, R kayan yüzeyler arasındaki normal tepki kuvveti, v ise kayan yüzeyler arasındaki izafi hızdır. Denklem (4.2), ortak yüzeyi olan parçalar arasında izafi bir hız olduğu takdirde, hıza ters yönde büyüklüğü değişmeyen bir kuvvetin etkiyeceğini belirtir. Klasik Coulomb sürtünme yasasına göre, hız yön değiştirdiğinde kuvvette ani bir sıçrama yaparak yön değiştirir. Şekil 4.14'te verilen grafiğe göre, sürtünme kuvveti ani bir yön değiştirme yapmamaktadır. Bu sebeple klasik Coulomb sürtünmesi amortisörlerin modellenmesi için, tek başına yeterli değildir.

Amortisörlerin Şekil 4.14'te zamana karşı kuvvet eğrisinde görüldüğü üzere, sürtünme kuvvetinin yön değiştirirken, geçiş bölgelerine sahip olduğu görülmektedir. Amortisörün dinamik davranışını daha iyi inceleyebilmek için sürtünme kuvvetinin

hıza bağılı değişimi Şekil 4.15’te verilmiştir. Sürtünme kuvveti belli bir hız bandında doğrusal artıp azalırken, belli bazı hızlardan sonra değişmemektedir. Sürtünme kuvveti hıza göre değişmiyorsa kayma, hız ile doğrusal değişiyorsa yapışma bölgesindedir. Konunun ucu açık olmakla beraber, bu davranışın keçenin elastik yapısından kaynaklandığı düşünülmektedir. Sürtünme kuvvetinin davranış değiştirdiği bu hızlara *yapışma-kayma geçiş hızı* denilecektir. Amortisör, çalışma hızı, yapışma-kayma geçiş hızının altındaysa yapışma davranışı, üstünde ise kayma davranışı sergiler. Yapışma bölgesinde, Şekil 4.15 dikkate alınarak sürtünme kuvvetinin, hıza göre doğrusal değiştiği kabul edilmiştir. Şekil 4.15 yorumlanacak olursa, hızın yapışma-kayma geçiş hızına ulaştığı anda statik sürtünme kuvvetini de aştığı ve daha sonra sürtünme karakterinin, dinamik sürtünme katsayısı tarafından belirlendiği düşünülmüştür. Yapışma-kayma geçiş hızı aşıldıktan sonra, klasik kuru sürtünme yasaları devreye girer ve sürtünme kuvveti bir süre hız artsa da değişmez. Modelleme adımında göreceğimiz üzere sürtünme kuvveti ifadesi hıza bağılı olarak modellenecektir.



Şekil 4.15 : Sürtünme kuvvetinin hıza bağılı değişimi.

4.3.2 Amortisör Lastiklerinin Dönme Katılığının Bulunması

Amortisör lastiklerinin dönme katılıklarını belirlemek için, bir dijital kuvvetölçer ile HBM marka Spider 8 model ölçüm sistemi kullanılmıştır. Ölçüm sistemi ile kuvvet ve bu kuvvete karşı oluşan deplasman ölçülmüştür. Özelliği belirlenecek olan lastik gerçek çalışma koşullarında olduğu gibi mengeneye tutturulup, belirli mesafeden

uygulanan kuvvet ölçülmüştür. Dönmeye yol açan moment, ölçülen kuvvet ile uygulama mesafesi çarpılarak bulunmuştur. Diğer bir ölçüm noktasından da deplasman ölçülmüştür. Ölçülen deplasman, deplasman ölçüm mesafesine oranlanıp Arksinüsü alınarak açısal yer değiştirmesi hesaplanır. Dönme momenti, açısal yer değiştirmeye bölünerek amortisör lastiklerinin dönme katılıkları hesaplanır. Şekil 4.16'da amortisör lastiklerinin dönme katılıklarının hesaplanması için kuvvet ve deplasmanların nasıl ölçüldüğü gösterilmektedir.



Şekil 4.16 : Lastiklerin dönme katılıklarının ölçülmesi.

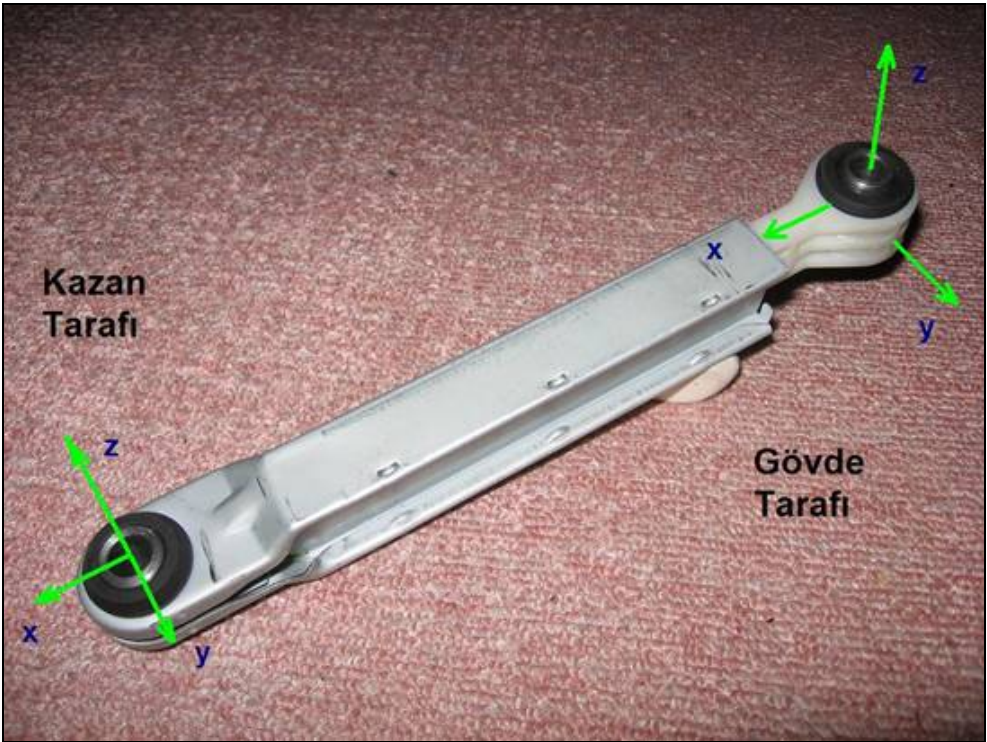
Tablo 4.3'te ölçülen dönme katılıkları verilmiştir. Şekil 4.17'de ölçüm ekipmanları görülebilmektedir. Amortisör lastiklerine yerleştirilen yerel eksen takımları Şekil 4.18'de görülmektedir.

Tablo 4.3: Amortisör lastiklerinin dönme katılıkları.

	$K_{rot x}$	$K_{rot y}$	$K_{rot z}$
Kazan Tarafı	464 Nmm/deg	464 Nmm/deg	1000 Nmm/deg
Gövde Tarafı	700 Nmm/deg	700 Nmm/deg	340 Nmm/deg



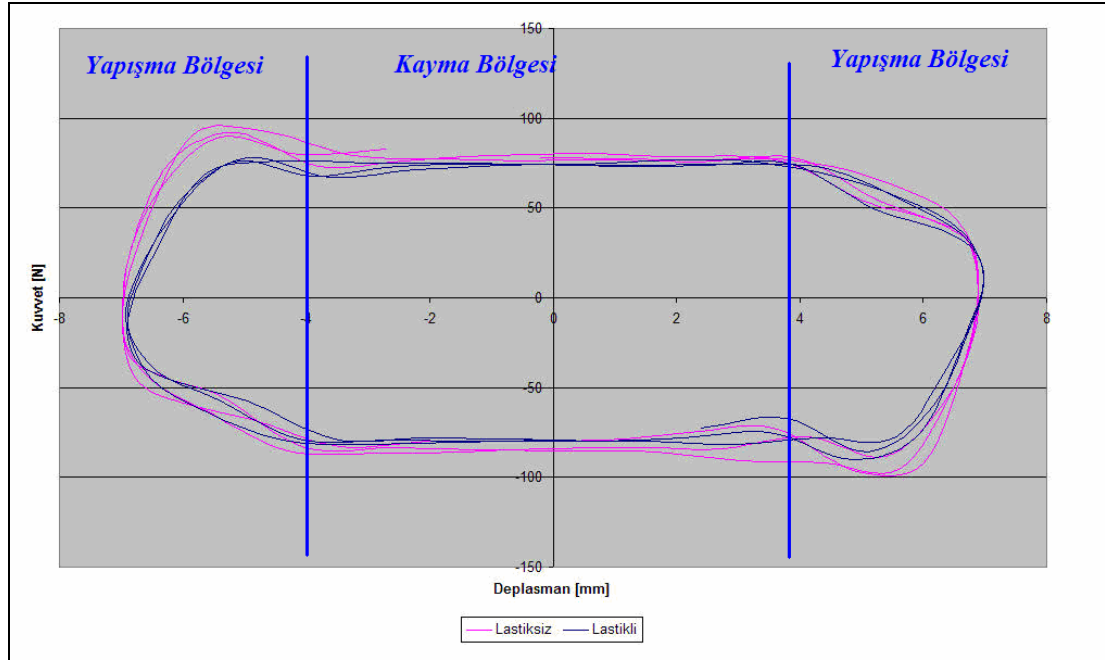
Şekil 4.17 : HBM ivme deplasman ölçüm sistemi.



Şekil 4.18 : Amortisör lastiklerinin yerel eksen takımları.

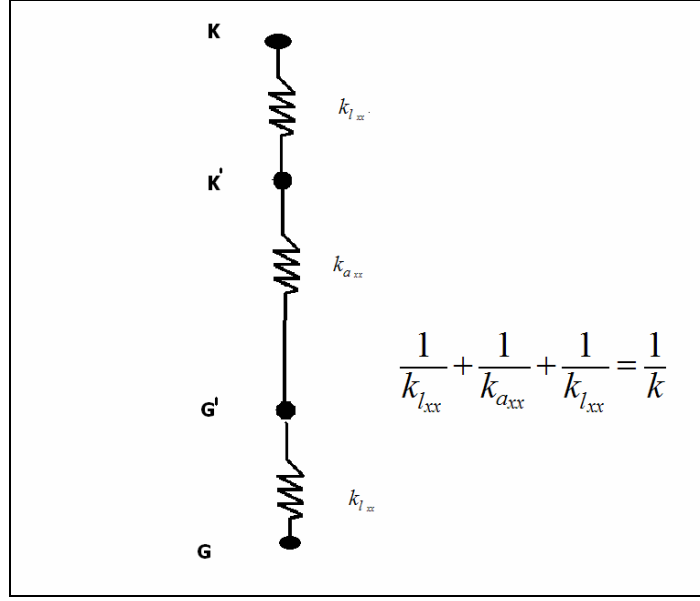
4.3.3 Lastiklerin Ötelenme Katılıklarının Bulunması

Lastiklerin x ve y yönündeki katılıkları eşittir. Bu yönlerdeki katılıkların bulunması için amortisörler lastikli ve lastiksiz olarak aynı hız ve deplasmanlarda test edilmiştir. Şekil 4.19'da lastikli ve lastiksiz olarak ölçülmüş amortisörlerin kuvvet eğrileri deplasmana göre çizilmiş olarak görülebilir. Pembe lastiksiz, mavi ise lastikli amortisöre ait eğrilerdir. Eğrilerin farklı eğilimlerde olmasına bakılarak, lastik bağlantı elemanlarının, amortisörün toplam direngenliğine etkisinin olduğu söylenebilir. Yapışma bölgesinde, amortisörün birbirine seri bağlı üç yay gibi davrandığı kabul edilmiştir. Amortisör yapışma bölgesinde Şekil 4.20'teki gibi modellenebilir. Lastikli amortisör sisteminden lastiksiz amortisör sistemi çıkarılırsa lastiklerin sisteme katkısı belirlenir.



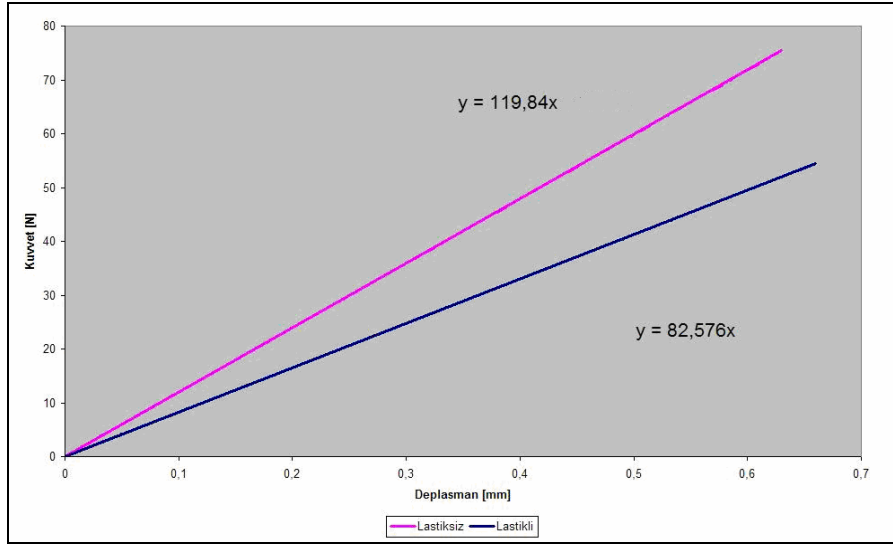
Şekil 4.19 : Sürtünme kuvveti-deplasman eğrileri.

Şekil (4.20)'de, $K - K'$ arasında kazan ile amortisör arasındaki lastik, $K' - G'$ arasında yapışma bölgesinde yay gibi davranan amortisör, $G' - G$ arasında gövde ile amortisör arasındaki lastik bulunur.



Şekil 4.20 : Yapışma bölgesinde yay gibi davranan amortisör.

Yapışma bölgesinde lastikli ve lastiksiz amortisörün sürtünme kuvvetinin deplasmana göre doğrusala yakın bir şekilde arttığı görülmektedir. Sürtünme kuvvetinin doğrusal olarak arttığını kabul edelim. Yapışma bölgesindeki kuvvet deplasman eğrileri şekil (4.21)'deki gibi olur.



Şekil 4.21 : Yapışma bölgesinde, lastikli ve lastiksiz amortisörlerin katılıkları.

Şekil 4.21'deki eğrilerin eğimleri bize lastikli ve lastiksiz amortisörün katılıklarını verecektir. Seri bağlanmış yay analojisi kullanılarak hesaplanmış ötelenme katılık katsayıları Tablo 4.4'te verilmektedir.

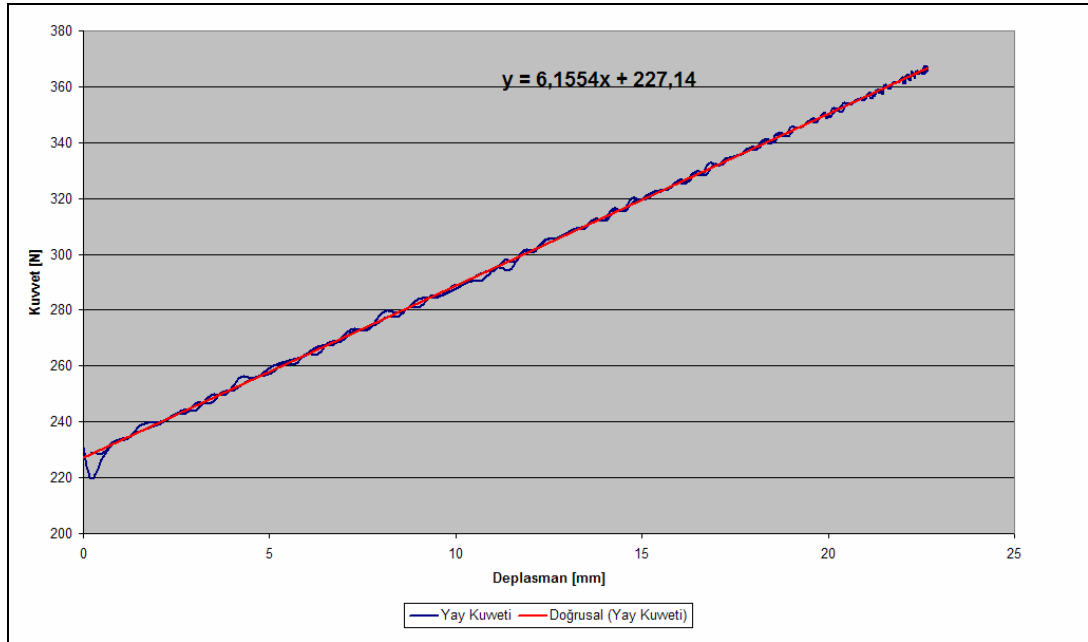
Lastiklerin z yönündeki katılığının bulunabilmesi için, çok hassas deplasman ve kuvvet ölçerler gerekmektedir. Amortisörlerin kazana ve gövdeye bağlantı şekilleri göz önünde bulundurulunca, z yönündeki ötelenme katılıklarının çamaşır makinasının genel dinamik davranışına etkisinin yok denecek kadar az olduğu söylenebilir. Bu yöndeki katılıkların ölçülmesi eldeki imkanlar ile mümkün olmadığı ve çamaşır makinasının dinamik davranışına etkisinin az olduğu öngörüldüğü için, z yönündeki katılıklara, x ve y yönündekinden daha sert olmak üzere tahmini değerler verilecektir.

Tablo 4.4 : Lastiklerin ötelenme katılıkları.

	$K_{Trans_{xx}}$	$K_{Trans_{yy}}$	$K_{Trans_{zz}}$
Katılıklar	527 N/mm	527 N/mm	1500 N/mm

4.4 Askı Yaylarının Yay Katsayılarının Bulunması

Çamaşır makinasının askı yaylarının yay katsayıları, Şekil 4.12’de görülen, MTS malzeme test cihazında tespit edilmiştir. Yay çekme kuvvetinin, deplasmana göre değişimi Şekil 4.22’de görülmektedir. Yay grafiği üzerinde bulunan noktalardan geçirilen doğrunun eğimi yay katsayısını verecektir. Yay katsayısı görüldüğü gibi 6.15 N/mm olarak bulunmuştur.



Şekil 4.22 : Yayların deplasman kuvvet grafiği.

5. ÇAMAŞIR MAKİNASINI OLUŞTURAN ALT SİSTEMLERİN MODELLENMESİ

Çamaşır makinasının elemanları üç ana gruba ayrılırlar. Bunlar; gövde, kazan grubu ve bağlantı elemanlarıdır. Gövde gurubuna ana gövde, ön panel, üst panel ve yay askı sacı dahildir. Kazan, tambur, beton ağırlıklar, elektrik motoru kısaca kazana bağlı olan tüm yapılar kazan grubuna dahildir. Bağlantı elemanları ise kazan grubunu gövdeye bağlayan yaylar ve amortisörlerdir.

Kazan gurubu elemanları toplu parametrelili olarak, gövde grubu elemanları ise yayılı parametrelili sistemler olarak modellenmiştir. Çalışmada, kazan tambur ilişkisi, kazan motor ilişkisi ve kazan titreşimleri gibi kazan grubu elemanlarının esnek hareketleri ile ilgilenilmediği için ve bu parçaların esnek olmasının panel titreşimlerine katkısı olmadığı kabulü ile kazan grubuna dahil olan parçalar rijit olarak modellenmiştir.

Bağlantı elemanlarının makinanın dinamik davranışına katkısı oldukça fazladır. Bu elemanların dinamik özellikleri önceki bölümde yapılmış olan testler ile belirlenmiştir. Bağlantı elemanlarının modelleri, bu veriler kullanılarak oluşturulacaktır.

5.1 Toplu Parametrelili Sistemlerin Modellenmesi

5.1.1 Kazan

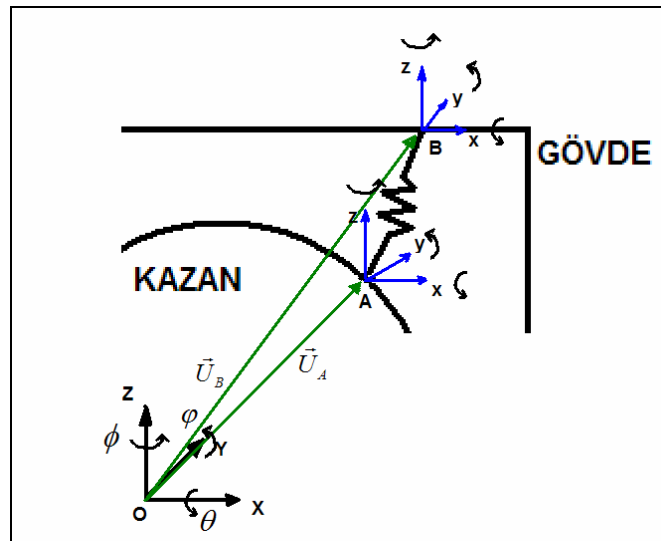
Yıkama işlemi kazanın içinde olur. Yıkama suyu kazan içinde hapsolür, tambur kazanın içinde dönerek, içine yerleştirilen çamaşırların karışmasını ve yıkanmasını sağlar. Elektrik motoru ve beton ağırlıklar kazana sabitlenmişlerdir. Kovan arka kazanın ortasına çakılarak yıldız milinin rulmanlarına yataklık eder. Kazan, yaylar ile askı sacına ve amortisörler ile gövdeye bağlanır. Şekil 5.1'de kazanın önden ve arkadan görünüşü verilmiştir. Tablo 5.1'de kütle ve atalet değerleri verilmektedir. Kazan, Şekil 5.2'de verilen şemaya uygun olarak askı sacına bağlanır.



Şekil 5.1 : Kazanın önden ve arkadan görünüşleri.

Tablo 5.1 : Kazanın kütle özellikleri

Kütlesi	Atalet Momentleri
I_{xx}	$4.28E+005 \text{ kg.mm}^2$
I_{yy}	$2.60E+005 \text{ kg.mm}^2$
I_{zz}	$4.50E+005 \text{ kg.mm}^2$
I_{xy}	$1.93E+004 \text{ kg.mm}^2$
I_{zx}	804 kg.mm^2
I_{yz}	430 kg.mm^2



Şekil 5.2 : Kazan ve gövdenin bağlantı şeması.

Şekilde O noktası global eksen takımının orijini, A kazan üzerinde bulunan yay bağlantı noktasına yerleştirilmiş eksen takımının orijini ve B yayın askı sacına bağlandığı yere yerleştirilmiş yerel eksen takımının orijini. U_A ve U_B sırası ile A ve B noktasının global eksen takımına göre konum vektörleridir. A ve B noktaları arasında bulunan yay için aşağıdaki bağıntılar mevcuttur.

$$F_{yay} = k(U_B - U_A) \quad (5.1)$$

Yay elemanının dönme katılıkları sıfırdır. Yukarıda verilen (5.1) ifadesini daha açık yazacak olursak aşağıdaki ifadeleri elde ederiz,

$$\begin{aligned} F_{AB_x} &= k_{xx}(U_{A_x} - U_{B_x}), \\ F_{AB_y} &= k_{yy}(U_{A_y} - U_{B_y}), \\ F_{AB_z} &= k_{zz}(U_{A_z} - U_{B_z}), \\ F_{AB_\theta} &= 0, \\ F_{AB_\phi} &= 0, \\ F_{AB_\psi} &= 0. \end{aligned} \quad (5.2)$$

$$\begin{bmatrix} k_{XX} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & k_{YY} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & k_{YY} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} U_{A_x} \\ U_{A_y} \\ U_{A_z} \\ U_{A_\theta} \\ U_{A_\phi} \\ U_{A_\psi} \end{Bmatrix} - \begin{Bmatrix} U_{B_x} \\ U_{B_y} \\ U_{B_z} \\ U_{B_\theta} \\ U_{B_\phi} \\ U_{B_\psi} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{AB_x} \\ F_{AB_y} \\ F_{AB_z} \\ F_{AB_\theta} \\ F_{AB_\phi} \\ F_{AB_\psi} \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} F_{BA_x} \\ F_{BA_y} \\ F_{BA_z} \\ F_{BA_\theta} \\ F_{BA_\phi} \\ F_{BA_\psi} \end{Bmatrix} \quad (5.3)$$

5.1.2 Beton Ağırlıklar

Beton ağırlıkların temel görevi sisteme atalet katarak kazan grubunun ani ve büyük genlikli hareketler yapmasını önlemektir. Beton bloklar kazanın üstüne ve altına sabitlenirler. Kazana göre hiç bir yönde serbestlikleri yoktur. Şekil 5.3'te beton bloklar görülmektedir. Tablo (5.2)'de ise beton blokların kütsel özellikleri verilmektedir.



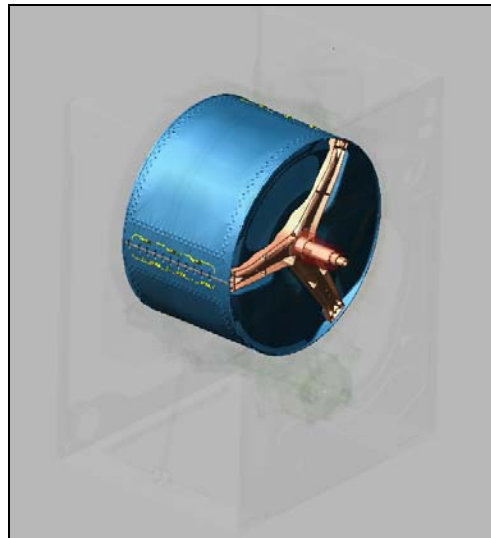
Şekil 5.3 : Solda üst beton, sağda alt beton.

Tablo 5.2 : Beton blokların kütleleri ve ataletleri.

Parça	Ağırlık [kg]	I_{xx} [kg.mm ²]	I_{yy} [kg.mm ²]	I_{zz} [kg.mm ²]
Üst Beton	10.34	1.82E+005	0.17E+005	0.17E+005
Alt Beton	12.12	1.95E+005	1.76E+005	0.31E+005

5.1.3 Tambur

Tamburun arka tarafına, yıldız olarak adlandırılan, üç kollu bir yapı sabitlenmiştir. Çamaşırlar tamburun içine yerleştirilir ve yıkama ve sıkma boyunca tambur içinde kalırlar. Tambur kazanın içinde dönerek çamaşırların yıkanmasını ve durulanmasını sağlar. Tambur çelik sacın eğilmesi ile üretilir ve üzerinde suyun geçebilmesi için delikleri vardır. Şekil 5.4’te tambur ve tambur yıldızı görülmektedir Tablo (5.3)’te ise tamburun kütleli özellikleri verilmektedir.



Şekil 5.4 : Tambur ve yıldız.

Tablo 5.3 : Tamburun kütlesele özellikleri.

Parça	Ağırlık [kg]	I_{xx} [kg.mm ²]	I_{yy} [kg.mm ²]	I_{zz} [kg.mm ²]
Tambur	2.922	1.00E+5	0.82E+5	0.81E+5

5.1.4 Tambur Yıldızı

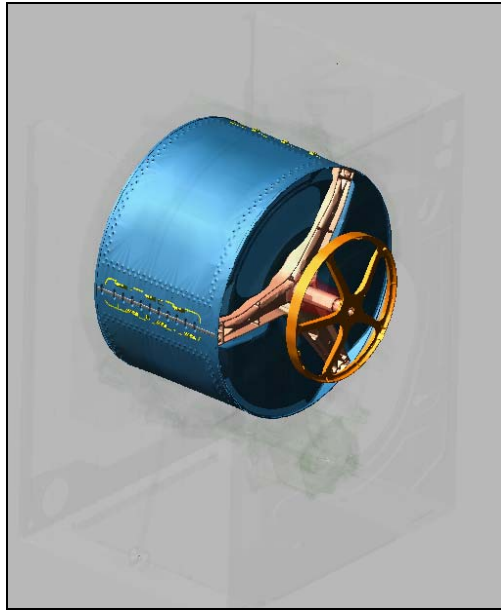
Yıldız kasnaktan aldığı hareketi tambura iletir. Yıldız mili kazana rulmanlar ile yataklanır. Şekil 5.4 ve 5.5'te yıldız görülmektedir. Tablo (5.4)'te ise yıldızın kütlesele özellikleri verilmektedir.

Tablo 5.4 : Yıldızın kütlesele özellikleri.

Parça	Ağırlık [kg]	I_{xx} [kg.mm ²]	I_{yy} [kg.mm ²]	I_{zz} [kg.mm ²]
Yıldız	3.02	2.36E+005	3.57E+004	2.36E+005

5.1.5 Kasnak

Motordan aldığı momenti yıldız miline aktararak, tamburun ve yıldızın dönmesini sağlar. Kasnak ve motor milinin çaplarına göre belirli bir çevrim oranı vardır. Şekil 5.5'te kasnak görülmektedir. Tablo (5.5)'te ise tamburun kütlesele özellikleri verilmektedir.



Şekil 5.5 : Tambur, yıldız ve kasnak.

Tablo 5.5 : Kasnağın kütle özellikleri.

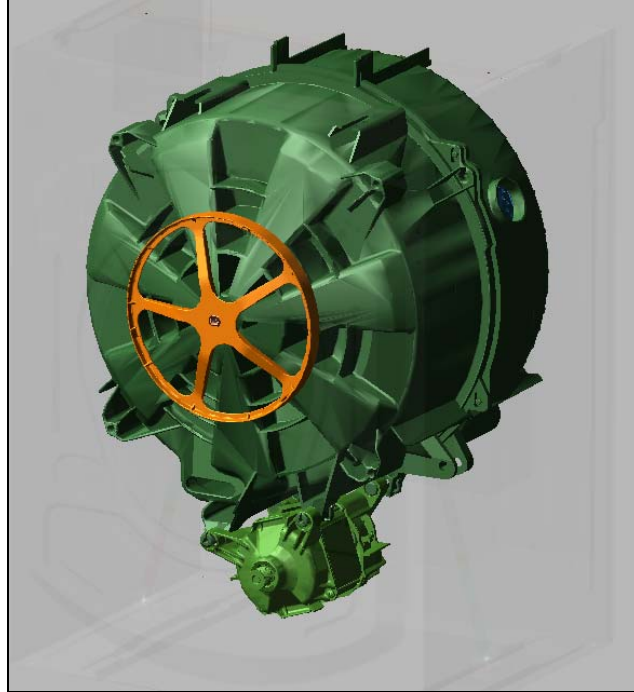
Parça	Ağırlık [kg]	I_{xx} [kg.mm ²]	I_{yy} [kg.mm ²]	I_{zz} [kg.mm ²]
Yıldız	0.35	3897	1972	1972

5.1.6 Elektrik Motoru

Elektrik motoru, motor mili ve statordan oluşur. Rotor dönerek kayış ile bağlı olduğu kasnağı tahrik eder. Gerçekte rotor statora rulmanlar ile yataklanmıştır. Kurulan alt modelde, rotor döner mafsallar ile statora bağlanmıştır. Gerçek modelde motordan, kasnağa kayış ile iletilen tahrik, oluşturulan sayısal modelde, motor miline ve kasnağa belirli bir çevrim oranı ile verilerek modellenmiştir.

$$\omega_R = K \omega_K \quad (5.4)$$

Kayış kasnak çevrim bağlantısı yukarıdaki ifade ile verilmiştir. ω_R Motor milinin açısal hızı, ω_K kasnağın açısal hızı, K ise çevrim oranıdır. Şekil 5.6'da elektrik motoru görülmektedir. Tablo 5.6'da ise elektrik motorunun kütle özellikleri verilmektedir.



Şekil 5.6 : Kazan grubu, motor altta.

Tablo 5.6 : Elektrik motorunun kütle özellikleri.

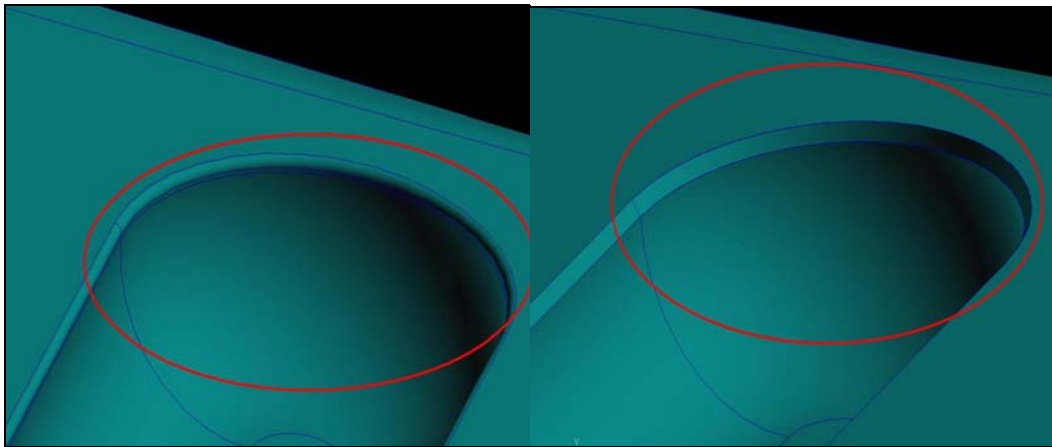
Parça	Ağırlık [kg]	I_{xx} [kg.mm ²]	I_{yy} [kg.mm ²]	I_{zz} [kg.mm ²]
Stator	3.20	2.060 E+005	3.639 E+005	5.43 E+005
Motor Mili	0.49	3.62E+004	5.52E+004	8.88E+004

5.2 Yayılı Parametrelili Sistemlerin Modellenmesi

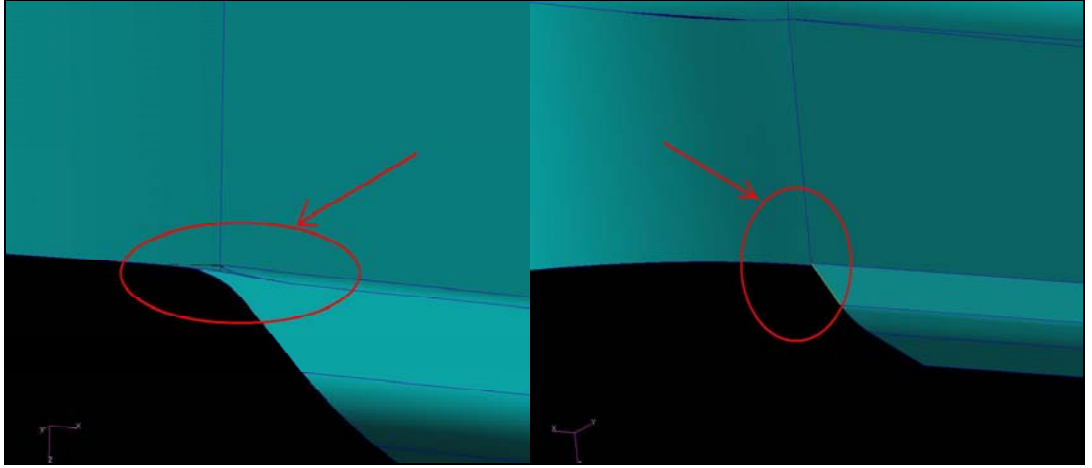
Çamaşır makinasının gövde titreşimleri tüketici tarafından doğrudan gözlenebilmektedir. Bu sebeple gövde grubunun tasarımı, tüketici memnuniyeti açısından önemlidir. Gövde titreşimlerinin modellenmesi için, kazan grubu ile gövde arasında bağlantıyı sağlayan askı sacının da esnek olarak modellenmesi gerekmektedir.

5.2.1 Askı Sacının Modellenmesi

Yay askı sacının bilgisayar ile hazırlanmış üç boyutlu parça resmi, kalınlığı olmayan yüzeysel bir yapıya dönüştürülmüştür. Parçanın sonlu elemanlar modeli, Msc. Patran programında gerçekleştirilmiştir. Ağ örgüsü ile örülmeden önce parçanın dinamik davranışı üzerinde etkisi olmayan, ancak analiz süresini kısaltacak bazı sadeleştirmeler yapılmıştır. Eleman boyutunun küçülmesine sebep olan küçük yüzeyler, büyük yüzeylere dahil edilmişlerdir. Böylece eleman sayısı azaltılarak analiz süresi düşürülmüştür. Ayrıca doğrusal olmayan kıvrımlar düzeltilerek kullanılan dörtgen elemanların çarpılması önlenmiştir. Bu düzeltmeler, Şekil 5.7 ve 5.8'de görülmektedir.

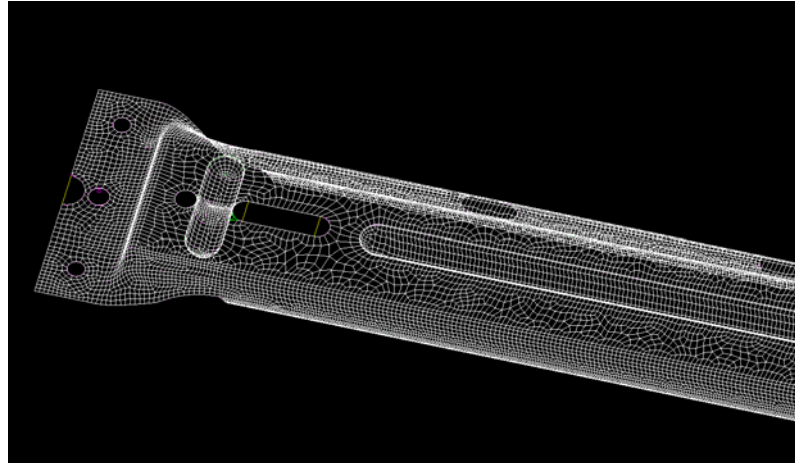


Şekil 5.7 : Küçük yüzeylerin yok edilmesi.



Şekil 5.8 : Kıvrımların düzeltilmesi.

Parça, saçtan imal edildiği için yüzeysel olarak ağ örgüsü ile örülmüştür. Parça toplam 26462 adet, her düğüm noktası iki serbestlik derecesine sahip olan, 4 düğüm noktalı elemanlar ile modellenmiştir. Et kalınlığı modele 1.20 mm olarak girilmiştir. Malzeme özellikleri olarak elektro galvaniz çeliği özellikleri seçilmiştir. Parçaya daha önce teori kısmında bahsedilen ara yüz bağlantı düğüm noktaları eklenmiştir.



Şekil 5.9 : Askı sacının ağ örgüsü ile örülmüş hali.

Yapılan malzeme tanımlaması sonucunda parçanın kütlesi, gerçek kütlesi olan 0.365 kg olarak bulunmuştur. Parçanın modal analizi serbest-serbest sınır şartlarında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Tablo 5.7’de görülmektedir.

5.2.2 Askı Sacı Sayısal Modelinin Doğrulanması

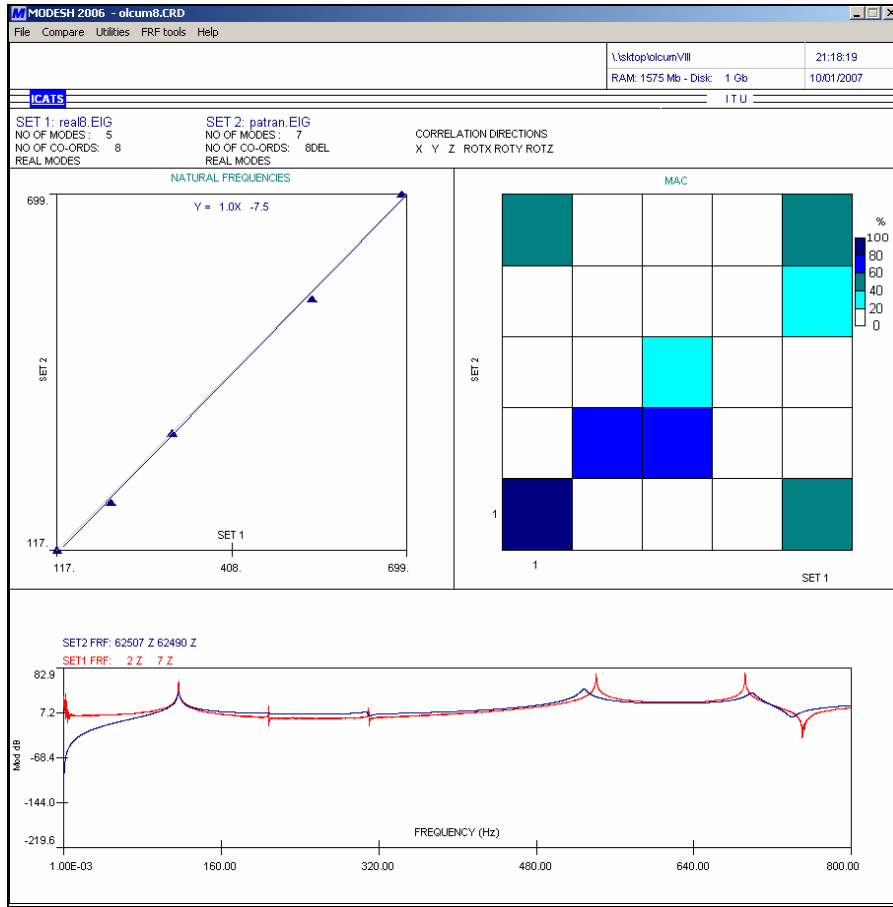
Deneysel modal analizden elde edilen sonuçlar ile askı sacının sayısal modelinden elde edilen doğal frekanslar Tablo 5.7’de karşılaştırılmıştır. 1., 3. ve 5. modlar

burulma modlarıdır ve sayısal model bu modları neredeyse hatasız yakalamaktadır. 2. ve 4. modlar ise eğilme modlarıdır. 800 Hz'e kadar olan frekans spektrumunda sayısal model sistematik olarak 13 Hz'lik bir hata vermektedir.

Tablo 5.7 : Askı sacının deneysel ve sayısal doğal frekansları.

Doğal Frekans	Deneysel Model [Hz]	Sayısal Model [Hz]	% Hata
1	116	116	0
2	206	193	6,3
3	307	307	0
4	541	528	2,4
5	689	699	1,4

Şekil 5.10'da sayısal model ile deneysel modelin doğrulanması için mod şekillerinin ne kadar benzediğini yüzde değer olarak veren MAC karşılaştırılması, doğal frekansların karşılaştırılması ve gerçek ve sayısal modelde çakışan bir noktanın FTF karşılaştırılması yapılmıştır.

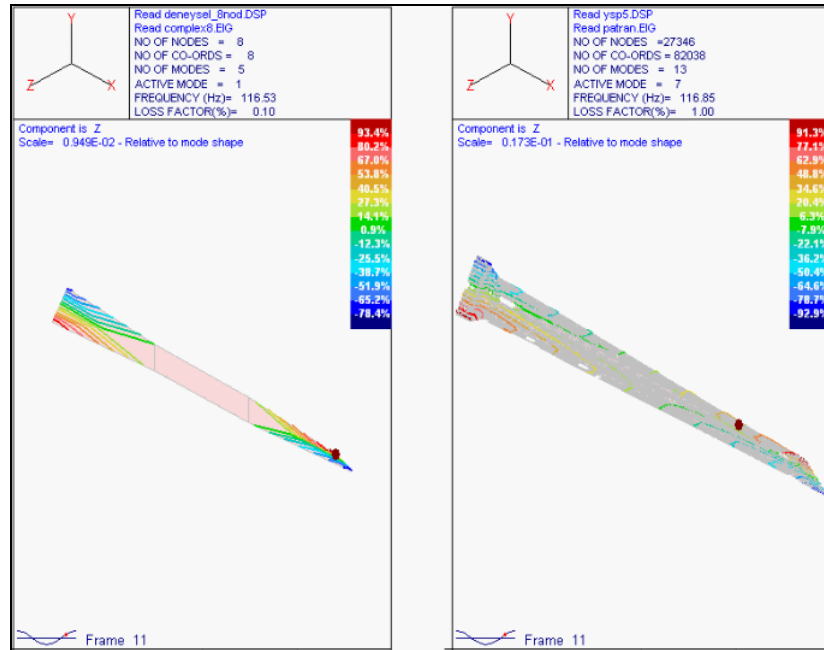


Şekil 5.10 : Sol üstte, doğal frekanslar; sağ üstte, MAC; altta, FTF.

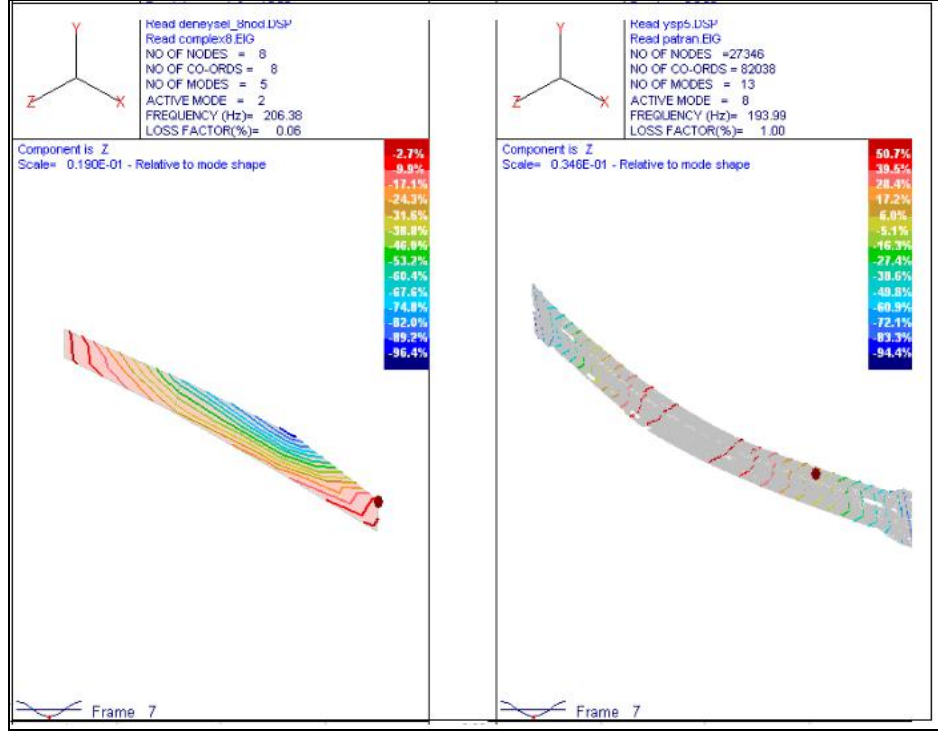
Doğal frekans tablosunda yatayda deneysel olarak bulunan doğal frekanslar, dikeyde ise sayısal modelden elde edilen doğal frekanslar bulunmaktadır. Sırası ile doğal frekanslar eşleştirilip eşleşen noktalardan bir çizgi geçirilmiştir. Çizginin eğiminin 45 derece olması beklenir. Şekilde görüldüğü üzere çizginin eğimi 45 derecedir. Sayısal ve deneysel olarak bulunan doğal frekanslar oldukça tutarlıdır.

MAC (Modal Assurance Criterion) tablosunda görüldüğü üzere temel mod şekli %100 ile 80 arasında bir değerle örtüşmektedir. 2. mod %80 - 60, 3. mod %40 - 20, 5. mod %60 - 40 arası değerlerde benzemektedir. 4. mod birbirlerine hiç benzemiyor gibi görünmektedir. Fakat bunun sebebinin deneysel modeldeki ölçüm noktası azlığı olduğu düşünülmektedir. İdeal şartlarda yakınsamanın çok daha fazla olacağı düşünülmektedir.

Şekil 5.10'un alt kısmında, aynı noktalardan, biri deneysel modelden, diğeri sayısal modelden elde edilmiş iki adet FTF'in karşılaştırılması gösterilmiştir. Kırmızı eğri deneysel modal testten, mavi eğri ise sayısal modal analizden elde edilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere, genlik değerleri ve karakteristikler birbirlerine oldukça yakındırlar. Şekil 5.11 ve 5.12'de ilk iki mod şeklinin deneysel ve sayısal karşılaştırılması verilmiştir.



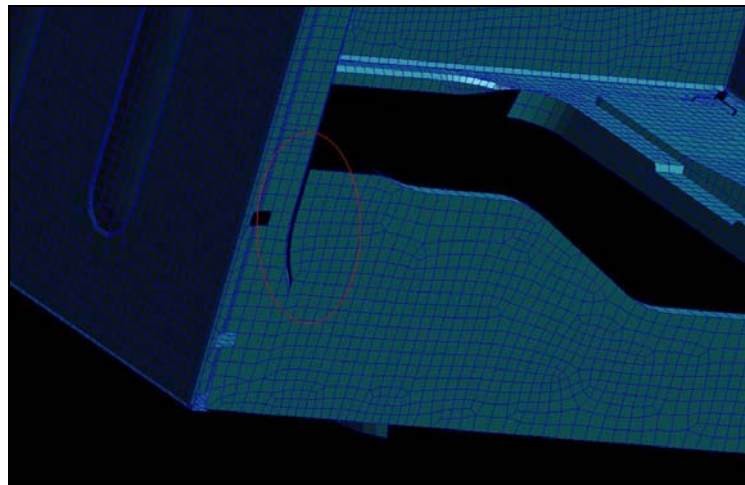
Şekil 5.11 : Askı sacının deneysel ve sayısal birinci mod şekli.



Şekil 5.12 : Askı sacının deneysel ve sayısal ikinci mod şekli.

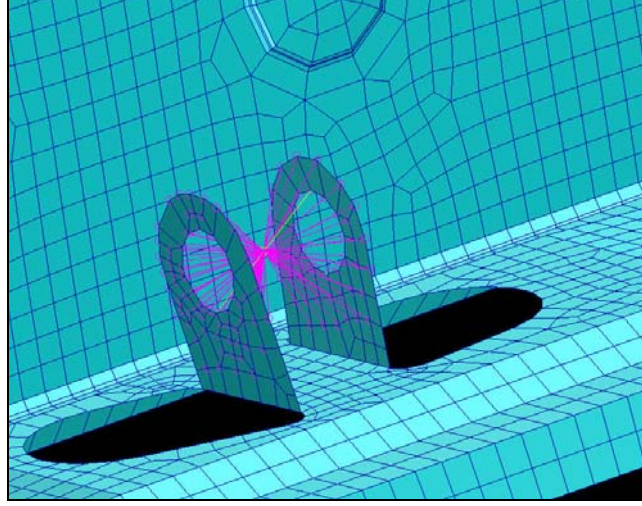
5.2.3 Gövdenin Modellenmesi

Gövde ağ örgüsü ile örülü olarak üretici firmadan hazır olarak temin edilmiştir. Model incelendiğinde gövdeyi oluşturan, gerçekte farklı et kalınlıkları olan ana gövde, alt saclar ve ön sacın aynı malzeme özellikleri ile tanımlandığı görülmüştür. Ayrıca bazı yüzeyler birbirleri ile bağlanmadan modellenmişleridir. Sayısal analizlerde hatalara yol açabilecek bu ufak eksikler dört yeni malzeme özelliği tanımlanarak ve yüzeyler arası bağlantılar kurularak giderilmiştir.



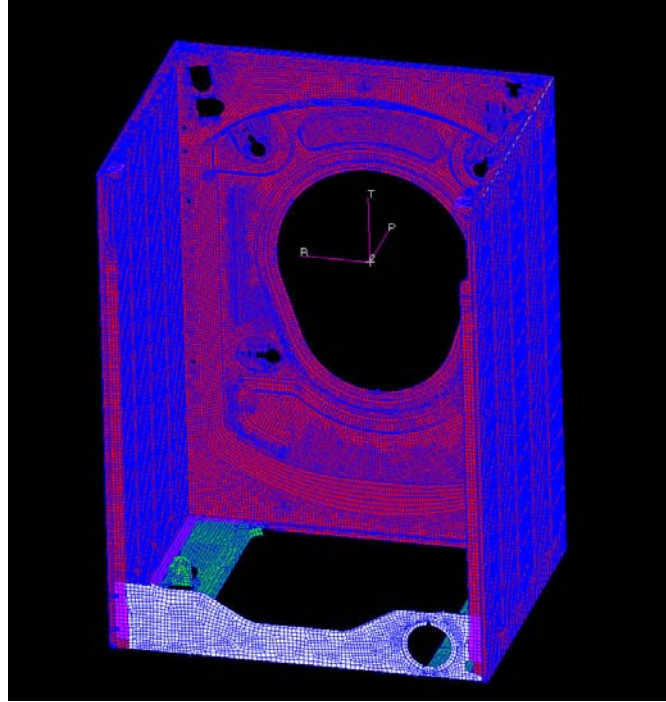
Şekil 5.13: Birleştirilmemiş yüzey örneği.

Modelde toplam 200030 adet, her düğüm noktası iki serbestlik derecesine sahip olan, 4 düğüm noktalı eleman kullanılmıştır. Adams'ta alt sistemlerin gövdeye bağlandığı yerlere, arayüz bağlantı düğüm noktaları (interface nodes) adı verilen özel elemanlar modele eklenmiştir (Bkz: Şekil 5.14).



Şekil 5.14 : Adams Nastran ara yüz bağlantı düğümleri.

Ana gövdeyi ve diğer ek sacları modellemek için beş malzeme özelliği tanımlanmıştır. Tanımlanan özellikler Tablo 5.8'de verilmektedir. Şekil 5.15'te değişik özellikli eleman grupları görülmektedir.



Şekil 5.15 : Farklı renkler farklı malzeme özelliklerini göstermektedir.

Tablo 5.8 : Ana gövdede kullanılan elemanların özellikleri.

	Kalınlık [mm]	Malzeme	Öz kütle [Kg/m ³]	Elastisite Modülü [Pa]
Ana Gövde	0,88	Çelik	7768	2,05E+11
Ön Sac	1,3	Çelik	7768	2,05E+11
Alt Saclar	1,5	Çelik	7768	2,05E+11
Kaynak Bölgeleri	2,36	Çelik	7768	2,05E+11
Patlatmalar	0.88	Çelik	7768	2.15E+11

5.2.4 Gövde Sayısal Modelinin Doğrulanması

Toplanan veriler deneysel analiz programı olan ICATS'te işlenerek sistemin doğal frekansları, bu frekanslara bağlı mod şekilleri ve yapısal sönüm değerleri bulunmuştur. Karşılaştırmalar sayısal olarak, ICATS programının bir modülü olan, MODESH programında yapılmıştır.

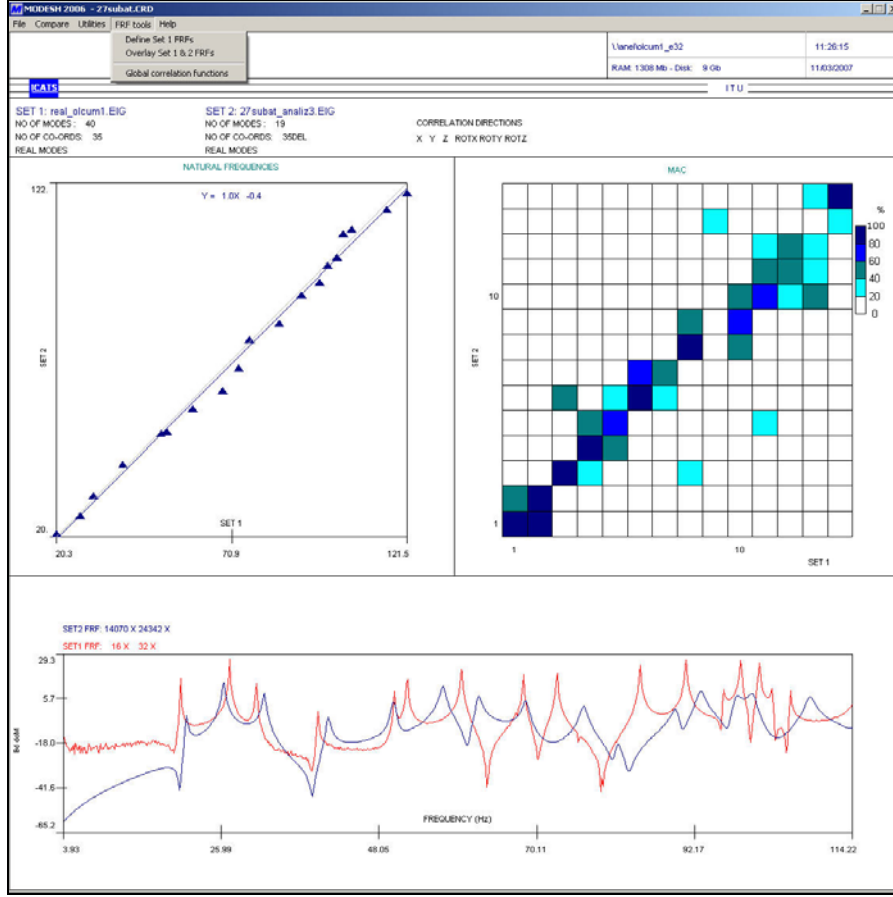
Sistemin ilk on doğal frekansı karşılaştırıldığında, sayısal modelin gerçek sistemi başarı ile temsil edebileceği görülmektedir. Tablo 5.9'da doğal frekanslar karşılaştırılmıştır. Tablodan görüleceği gibi sayısal modelde doğal frekanslar gerçek sisteme oldukça yakın bulunmuştur.

Tablo 5.9 : Gövdenin deneysel ve sayısal ilk on doğal frekansı.

Doğal Frekans No	Deneysel [Hz]	Sayısal [Hz]	Hata [%]
1	20,294	21,113	4
2	27,09	26,322	3
3	30,875	32,006	4
4	39,398	40,936	4
5	50,381	49,959	1
6	52,017	50,344	3
7	59,546	56,979	4
8	68,279	68,581	0
9	75,962	76,686	1
10	84,554	81,428	4

5.2.5 Mod Şekillerinin Karşılaştırılması

Mod Şekilleri ve diğer modal özellikler ICATS programının MODESH modülünde karşılaştırılmıştır. Şekil 5.16'da sayısal olarak karşılaştırılmış deneysel ve sayısal modelin sonuçları grafiksel olarak verilmiştir.

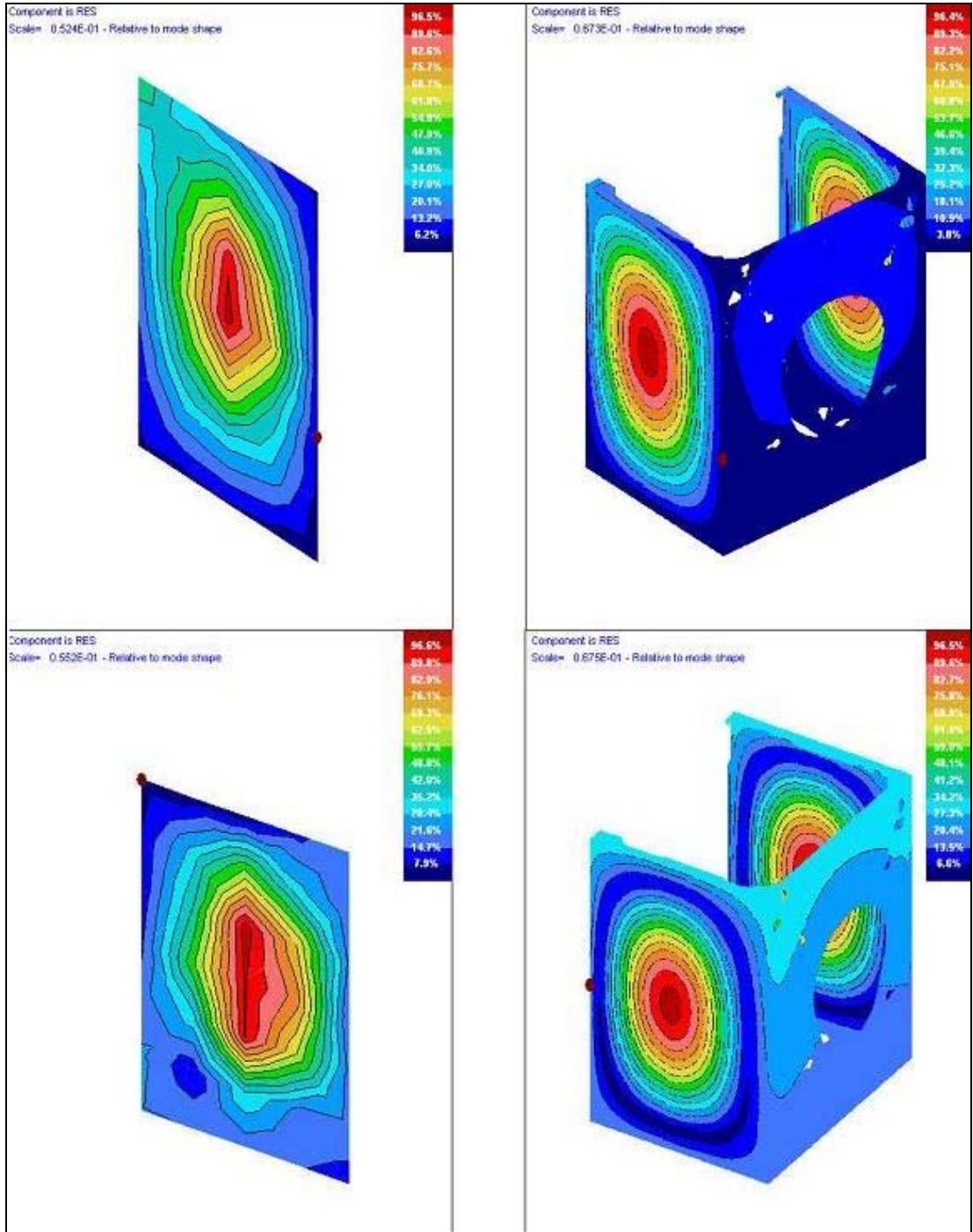


Şekil 5.16 : Doğal frekans, mod şekilleri ve FTF karşılaştırmaları.

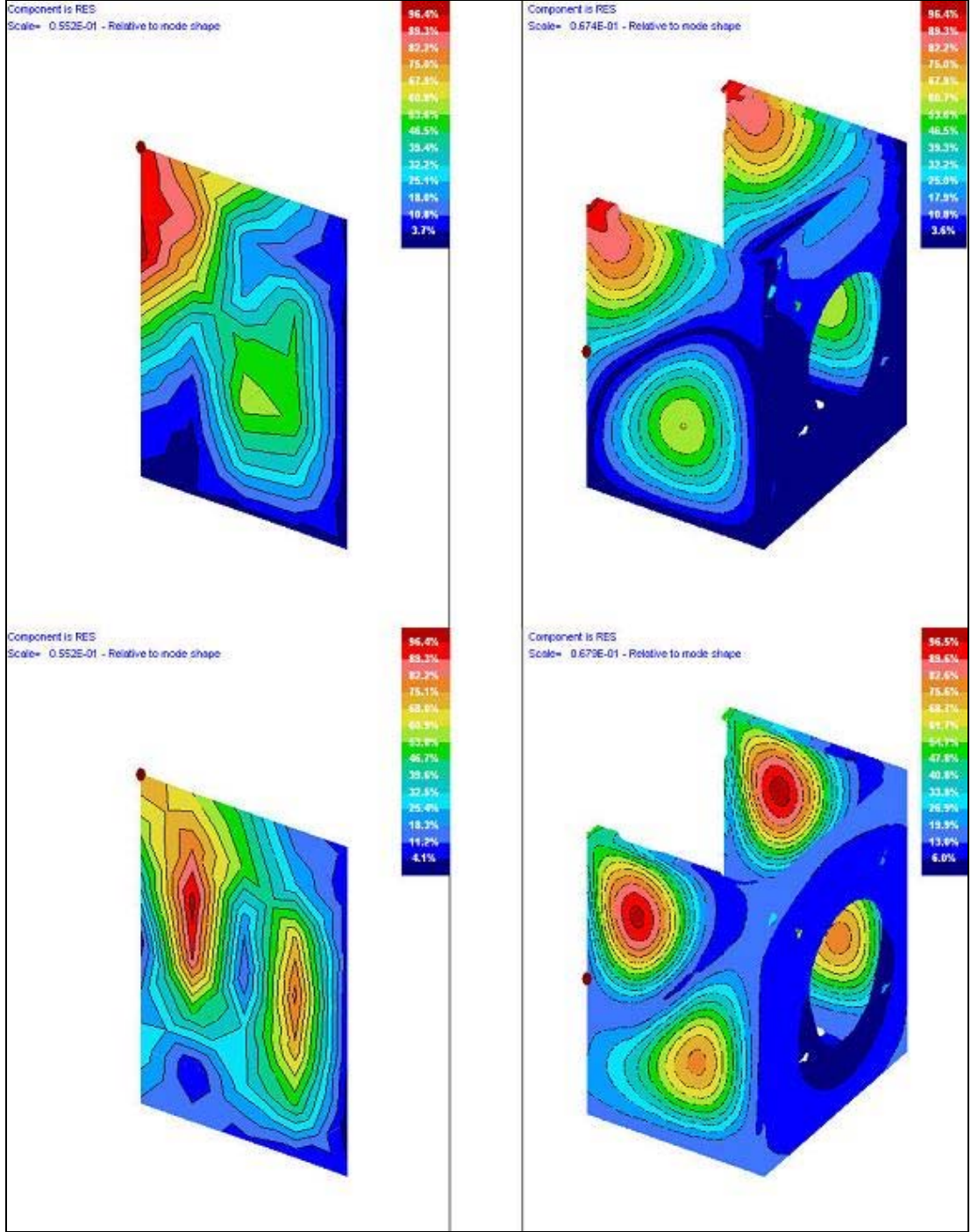
Doğal Frekans tablosunda (sol-üst) yatayda deneysel olarak bulunan doğal frekanslar, dikeyde ise sayısal modelden elde edilen doğal frekanslar bulunmaktadır. Sırası ile doğal frekanslar eşleştirilip eşleşen noktalardan bir doğrusal eğri uydurulmuştur. Çizginin eğiminin 45 derece olması beklenir. Şekilde görüldüğü üzere çizginin eğimi 45 derecedir. Bu bize doğal frekansların neredeyse mükemmel bir şekilde eşleştiğini gösteriyor.

MAC (Modal Assurance Criterion) tablosunda (sağ-üst) görüldüğü üzere, ilk dört mod şekli %100 ile %80 arasında bir değerle örtüşmektedir. Diğerleri de oldukça yüksek sayılabilecek oranlarda tutarlı çıkmıştır.

Şekil 5.16'nın alt kısmında, aynı noktalardan, biri deneysel modelden, diğeri sayısal modelden elde edilmiş iki adet FTF'in karşılaştırılmasını görmekteyiz. Kırmızı eğri deneysel veriden, mavi eğri ise sayısal modelden elde edilmiştir. Şekilde de görüldüğü üzere genlik değerleri ve karakteristikler birbirlerine oldukça yakındırlar. Şekil 5.17 ve 5.18 de sayısal modelin ilk dört mod şeklinin deneysel mod şekilleri ile karşılaştırmaları verilmiştir.



Şekil 5.17 : Gövdenin sayısal ve deneysel birinci ve ikinci mod şekilleri.



Şekil 5.18 : Gövdenin sayısal ve deneysel üçüncü ve dördüncü mod şekilleri.

5.3 Bağlantı Elemanlarının Modellenmesi

5.3.1 Yayların Modellenmesi

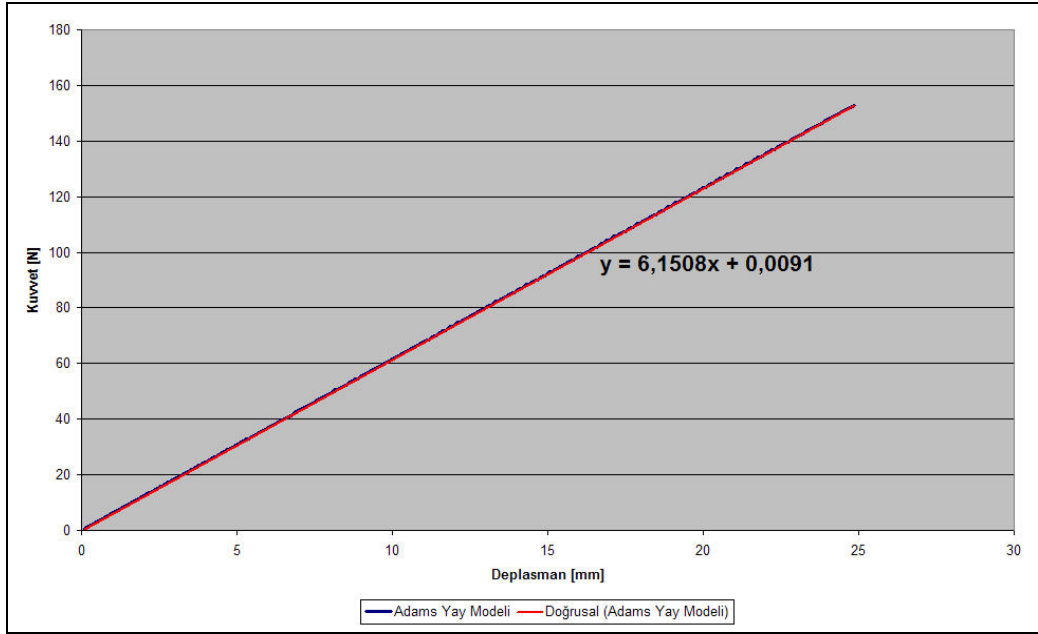
Daha önce üçüncü bölümde testleri yapılan yaylar, Şekil 5.19'daki gibi modelle dahil edilmiştir. Yaylar dinamik analiz yazılımının kütüphanesinde yer alan yaylar

kullanılarak modellenmiştir. Yaylar kazan grubunu gövdeye bağlar. Kazan grubunun hareketlerinden kaynaklanan titreşimlerin gövdeye geçmesini engeller.



Şekil 5.19 : Yay modeli.

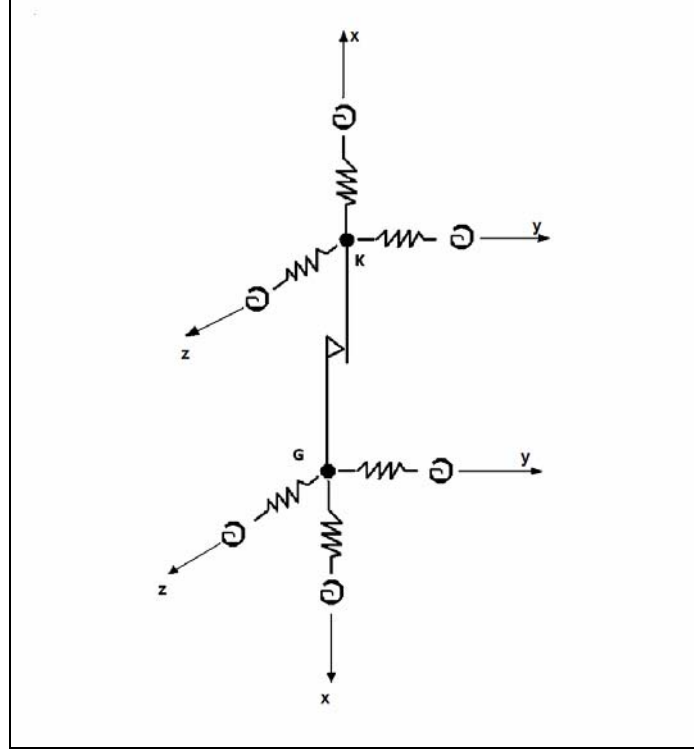
Şekil 5.20’de, sayısal modelde kullanılan yayın, deplasmana bağlı kuvvet grafiği verilmiştir. Şekil 5.20 ve Şekil 4.22 karşılaştırılırsa, yayların doğru olarak modellendiği söylenebilir. Sayısal olarak modellenmiş yayın katılık katsayısı 6.15 N/mm olarak bulunmuştur.



Şekil 5.20 : Sayısal model yayın deplasman kuvvet grafiği.

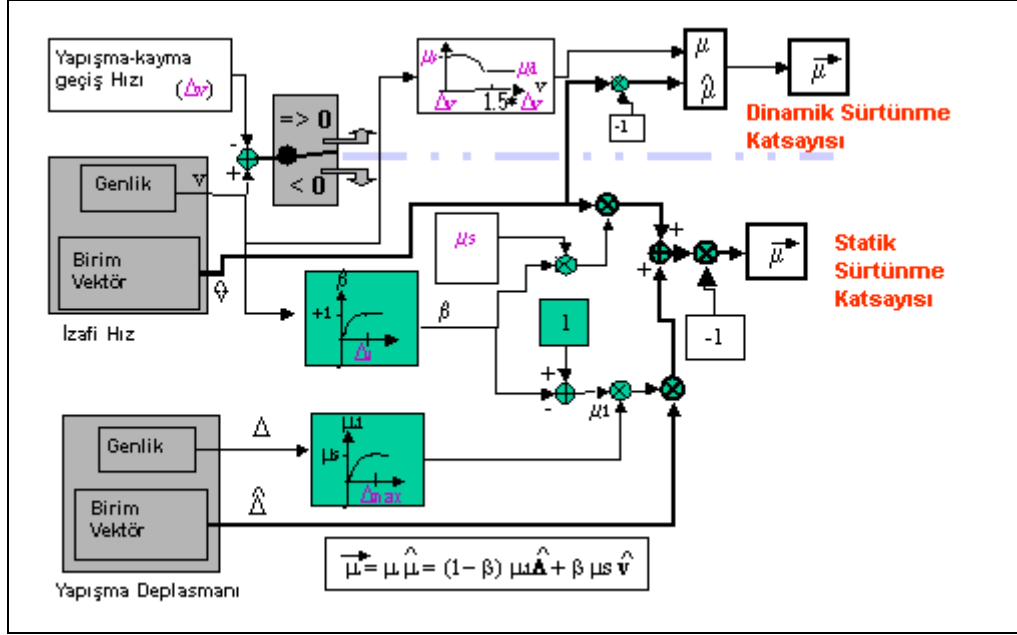
5.3.2 Amortisörün Modellenmesi

Amortisörler Şekil 5.21’de görülen şemaya uygun olarak modellenmişlerdir. Amortisörler kazana ve gövdeye, K ve G noktalarından bağlanmaktadır. Bağlantı lastiklerini temsil eden, altı yönde direngenliği bulunan yaylar kullanılmıştır. Amortisör sürtünme kuvveti ise tek ötelenme serbestliği olan mafsala sürtünme eklenerek modellenmiştir.

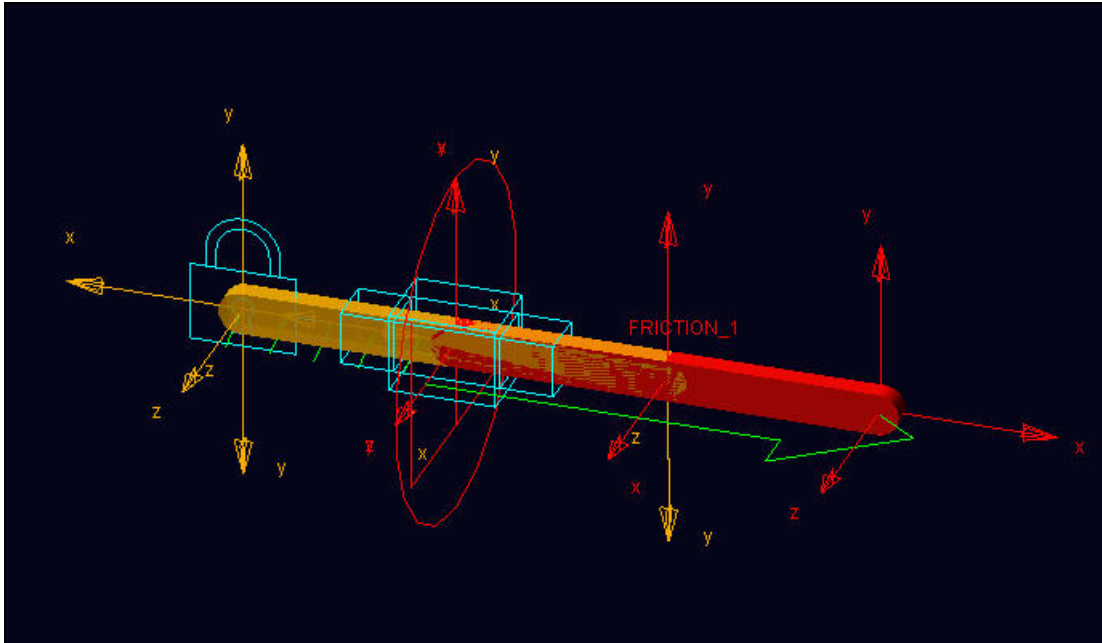


Şekil 5.21 : Amortisör şeması.

Sürtünme kuvveti normal kuvvet ile sürtünme katsayısının çarpımı ile bulunur. Sürtünen yüzeylerin izafi hızına göre değişen sürtünme katsayısı Şekil 5.22’de verilen şemaya uygun olarak program içinde kapalı olarak hesaplanır.



Şekil 5.22 : Sürtünme katsayılarının hız ve deplasmana bağlı hesaplanması.

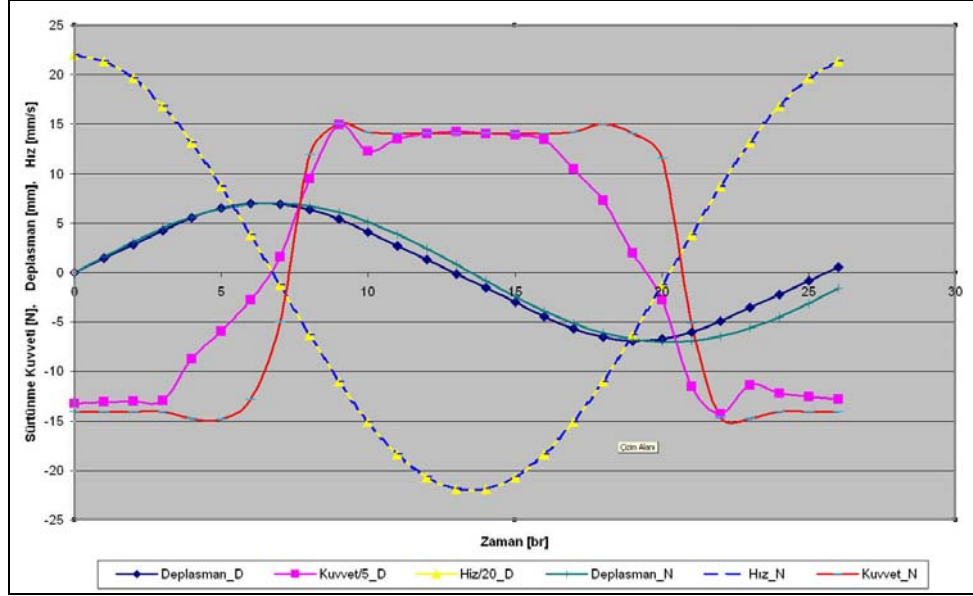


Şekil 5.23 : Sayısal amortisör modeli.

5.3.3 Sayısal Model ile Gerçek Modelin Karşılaştırılması

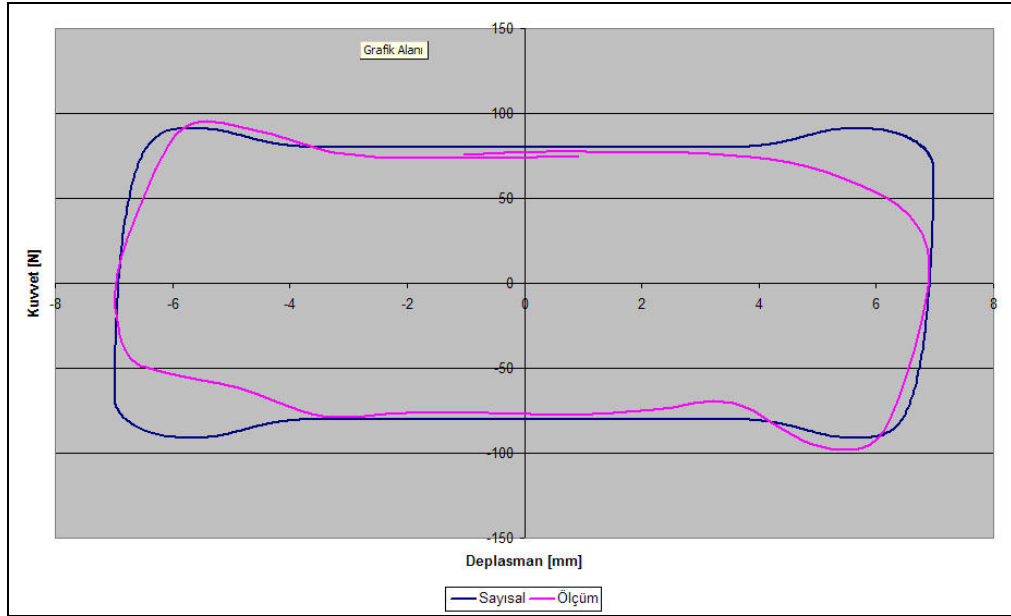
Sayısal amortisör modelinden elde edilen veriler ile amortisör testlerinden elde edilen veriler, Şekil 5.24 ve Şekil 5.25'te karşılaştırılmaktadır. Şekil 5.24'teki grafikte, deplasman hız ve sürtünme kuvvetlerinin zamana göre değişimi görülmektedir. Deplasman ve hız eğrilerine bakarak test koşullarının çalışma koşullarıyla neredeyse aynı olduğu görülmektedir. Sayısal amortisör modeli, gerçek

amortisörün test koşullarında, sayısal ortamda test edildiğinde sürtünme kuvvetinin tutarlı olarak modellendiği söylenebilir.



Şekil 5.24 : Sayısal ve deneysel amortisör test verilerinin zaman ekseninde karşılaştırılması.

Şekil 5.25'te ise sürtünme kuvvetleri deplasmana göre çizdirilmiştir.



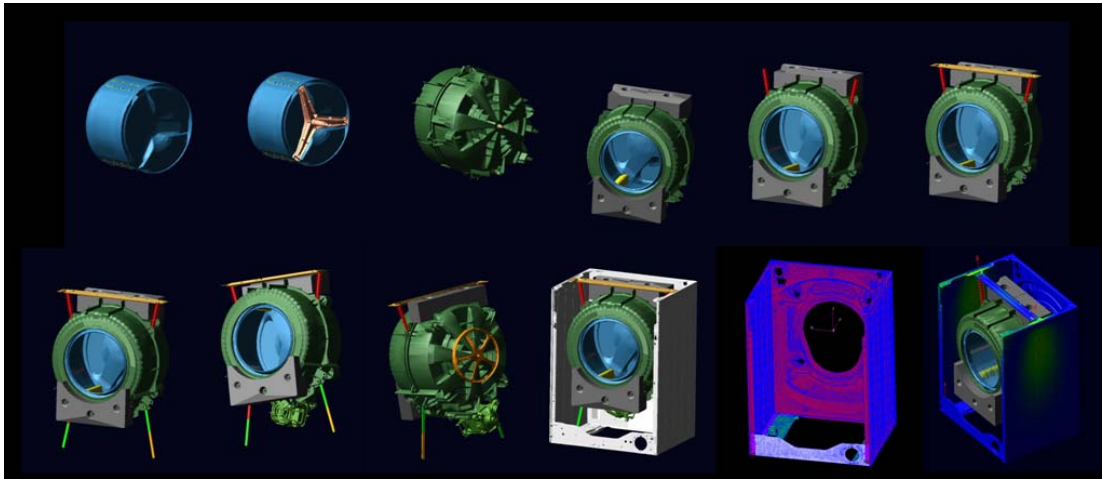
Şekil 5.25 : Sayısal ve deneysel amortisör test verilerinin, deplasmana göre karşılaştırılması.

6. ÇAMAŞIR MAKİNASI MODELİNİN OLUŞTURULMASI VE DOĞRULANMASI

Bu bölümde önceki bölümlerde test edilmiş ve ayrı ayrı modellenmiş olan alt modeller bir araya getirilerek, çamaşır makinası modeli oluşturulacaktır. Parçalar birbirlerine göre konumlanıp sınır koşullar oluşturularak alt sistemlerin sanal olarak montajı yapılacaktır. Oluşturulan sanal model belirli çalışma koşulları altında çalıştırılıp, aynı şekilde test edilen gerçek makina ile karşılaştırılacaktır. Elde edilen sonuçlar yorumlanıp, gelecekte modelin daha gerçekçi sonuçlar verebilmesi için öneriler sunulacaktır.

6.1 Alt Modellerin Montajı

Parçalar sayısal ortama aktarılıp birbirlerine göre konumlanmışlardır. Her parçanın kütsel dinamik özellikleri geometrisine ve öz ağırlığına göre program tarafından hesap edilmektedir. Parçaların birbirlerine göre konumlanması Şekil 6.1’de görüldüğü gibidir.



Şekil 6.1 : Alt sistemlerin birbirlerine göre konumlanması.

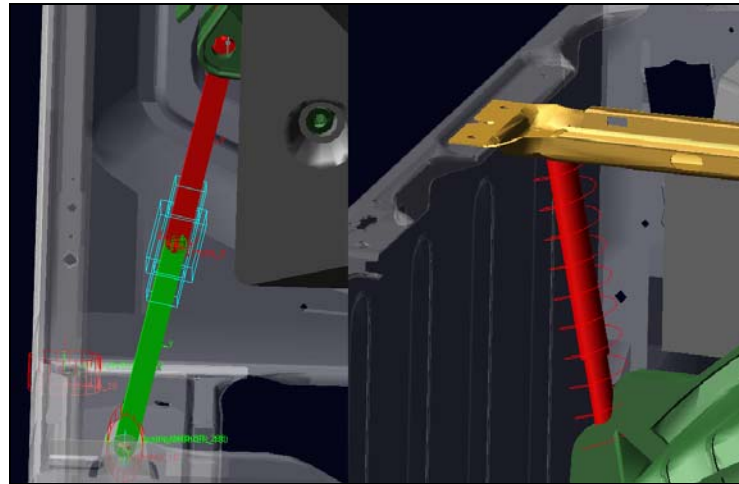
Alt sistemler birleştirilirken üç tip mafsall kullanılmıştır. Bunlardan en çok kullanılanı sabit mafsaldır. Sabit mafsall iki parçayı birbirine sabitler. Sabit mafsalla bağlanmış iki parçanın birbirlerine göre serbestlik derecesi sıfırdır. Tambur ve yıldız, beton

bloklar ve kazan, motor ve kazan, yıldız ve kasnak, askı sacı ile gövde sabit mafsalsal kullanılarak birbirlerine bağlanmışlardır. Diğer bir bağlantı elemanı ise döner mafsalsaldir. Döner mafsalsal ile birbirine bağlanan iki parça arasında, bir dönme serbestlik derecesi serbest kalır. Kazan ile yıldız mili, motoru oluşturan stator ile rotor, amortisör ile kazan ve yine amortisör ile gövde döner mafsalsal ile birbirlerine bağlanmışlardır. Amortisörün çerçevesi ile içinde ileri geri hareket eden kol ise birbirlerine sadece bir ötelenme serbestliğine izin veren mafsalsal ile bağlanmıştır. Mafsalsal ile bağlanmış parçalara bazı örnekler Şekil 6.2’de görülebilir.



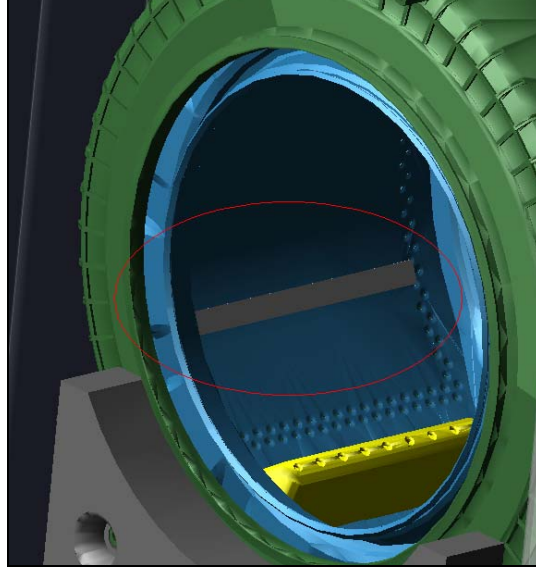
Şekil 6.2 : Solda sabit mafsalsal, sağda döner mafsalsal.

Tüm model, yere, ayakları temsil eden, altı serbestlik derecesi olan yaylar ile bağlanmışlardır. Kazan yaylar ile askı sacına, amortisörler ile de gövdeye bağlanmıştır. Önceki bölümlerde modellenmiş olan bu alt sistemler Şekil 6.3’te ana modele bağlanmış olarak görülmektedir.



Şekil 6.3 : Sayısal modelde kullanılmış amortisör ve yay.

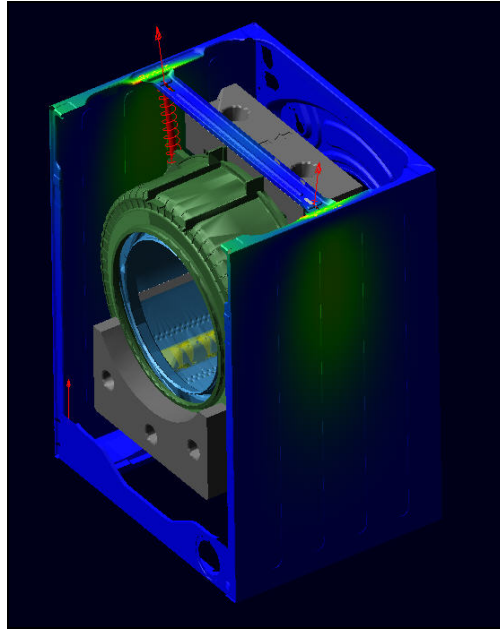
Modeli oluşturulan çamaşır makinası, gerçek makina ile aynı test koşullarında çalıştırılacaktır. Tambura Şekil 6.4'te grldği gibi dengesiz yük eklenmiştir.



Şekil 6.4 : Dengesiz yük.

Makinanın kasnağına ve motor miline hareket verilerek makinanın çalışması sağlanır. Motor miline ve kasnağa çevrim oranlarına uygun hızlar verilmiştir.

Oluşturulan amaşır makinası modeli Şekil 6.5'te görülmektedir.



Şekil 6.5 : Çamaşır makinasının sayısal modeli.

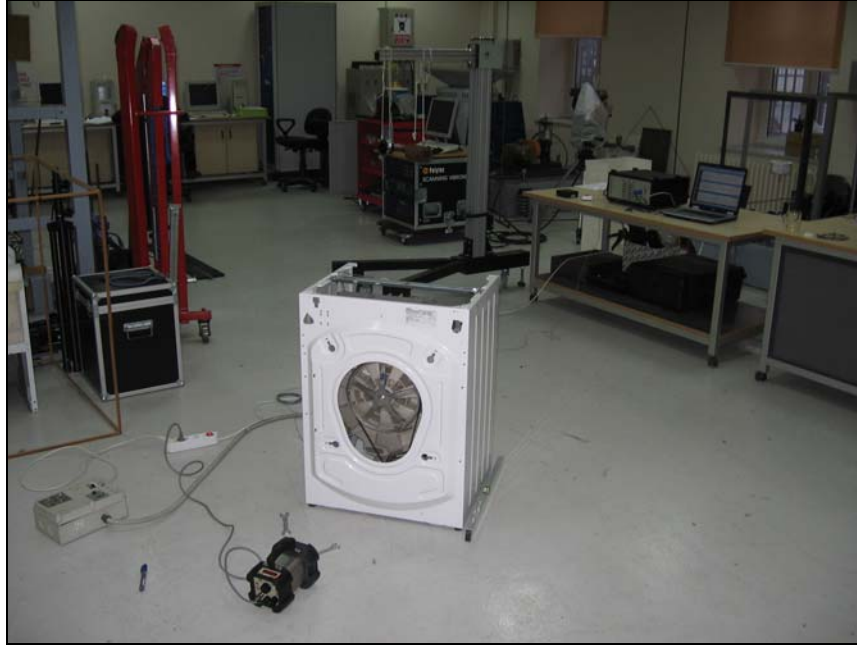
6.2 Çamaşır Makinası Sayısal Modelinin Doğrulanması.

Çamaşır makinası modelinin doğrulanabilmesi için test makinası ve sayısal model aynı koşullarda test edilmiştir. Daha önce de belirtildiği gibi, hem sayısal modelde hem de test makinasında ön panel, üst panel, elektrik tesisatı ve su tesisatı kullanılmamıştır. Şekil 6.6'da test makinası ve tamburuna bağlanmış dengesiz yük görülebilir.



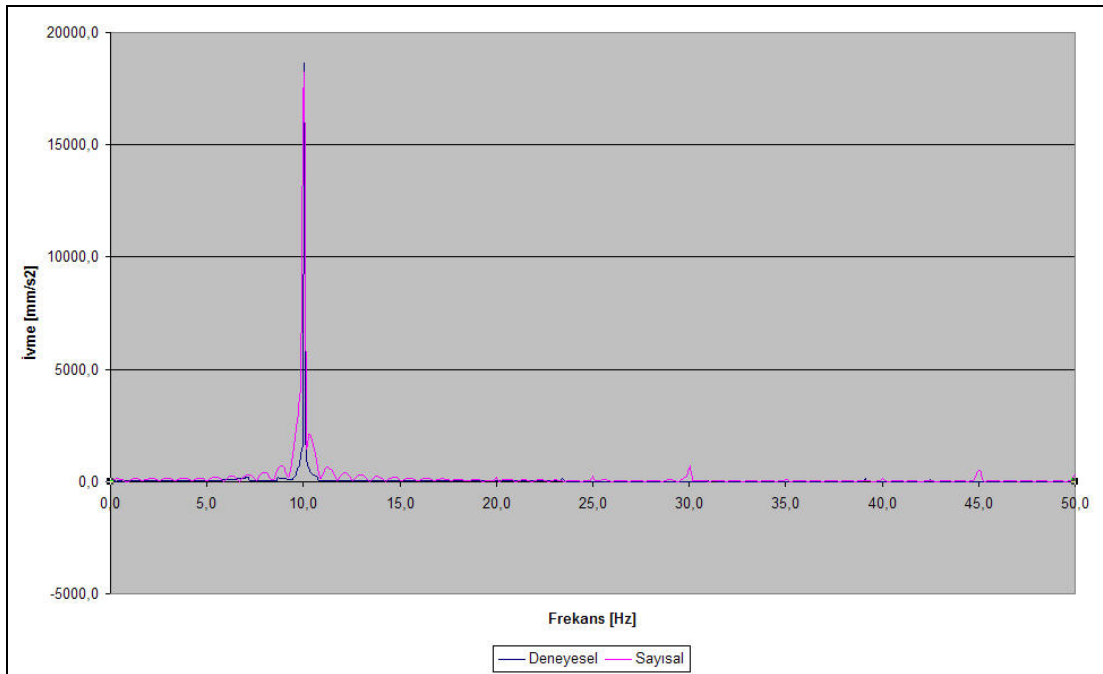
Şekil 6.6 : Tamburuna dengesiz yük bağlanmış test makinası.

Test makinasının çeşitli yerlerinden, sıkma programı esnasında ivmeölçer ile veri toplanmıştır. Kullanılan amaşır makinası dakikada 600 ve 1200 devir olmak üzere iki sıkma programına sahip olan bir makinadır. alışmalar Fuat Pasin Titreşim ve Akustik laboratuvarında yürütülmüştür. Laboratuvar koşullarında tehlike yaratmamak için makina sadece, dakikada 600 devirde çalışırken test edilmiştir. Şekil 6.7'de ölçümler için kurulan test sistemi görülmektedir. Test sisteminde dört kanallı B&K Analizör, B&K ivmeölçer, B&K Pulse test yazılımı, çalışma devrini ölçen Simbo marka stroboskop ve motor hızını ayarlayan güç düzenleyici bulunmaktadır.



Şekil 6.7 : Çamaşır makinası test sistemi.

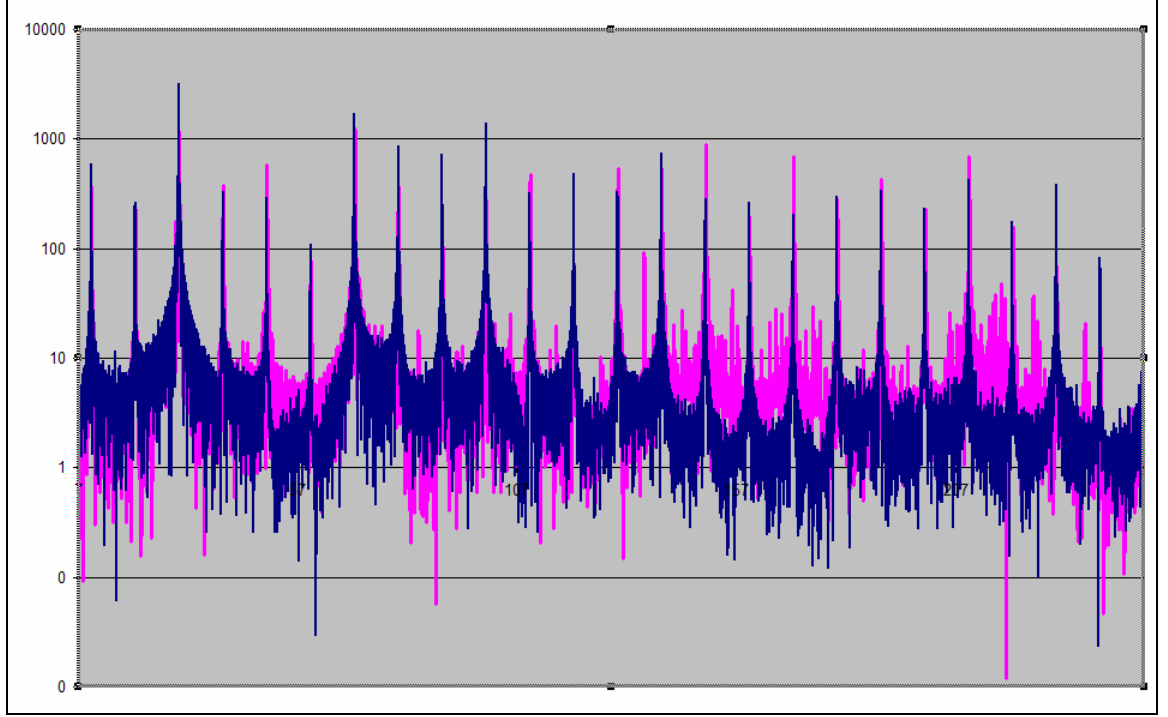
Test makinası üzerinden toplanan veriler, makina kararlı halde dakikada 600 devir hızında çalışırken toplanmıştır. Kazanın tepe noktasından, frekans spektrumunda dikey yöndeki ivme değerleri ile sayısal modelden aynı noktadan alınmış ivme değerleri Şekil 6.8’de karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.8 : Kazanın dikey ivme değerlerinin karşılaştırılması.

Yukarıdaki şekilde pembe sayısal modelden, mavi test makinası üstünden alınan test verileridir. Çalışma frekansında meydana gelen tepe ivmelenme değerlerinin birbirlerine çok yakın olduğu görülmektedir. Karşılaştırılan test verileri makina kararlı rejime oturduktan sonra alınmış test verileridir.

Şekil 6.9’da çamaşır makinasının ve sayısal modelin sağ yan panelinden alınmış titreşim ölçümleri karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.9 : Çamaşır makinası yan panel titreşimlerinin karşılaştırması.

Şekil 6.9’den görüldüğü gibi yan panel titreşimlerinde baskın olan frekanslar olan 30 Hz ve 70 Hz, sayısal modelde baskın frekanslar olmak üzere öne çıkmaktadır. Genel karakter incelendiğinde, çamaşır makinasının yan panel titreşimleri konusunda modelin genel bir kanı verebileceği görülmüştür. Ancak genliklerdeki farklılıklar ve bazı frekans bölgelerinde görülen tutarsızlıklar modellemenin tam yapılamadığını göstermektedir.

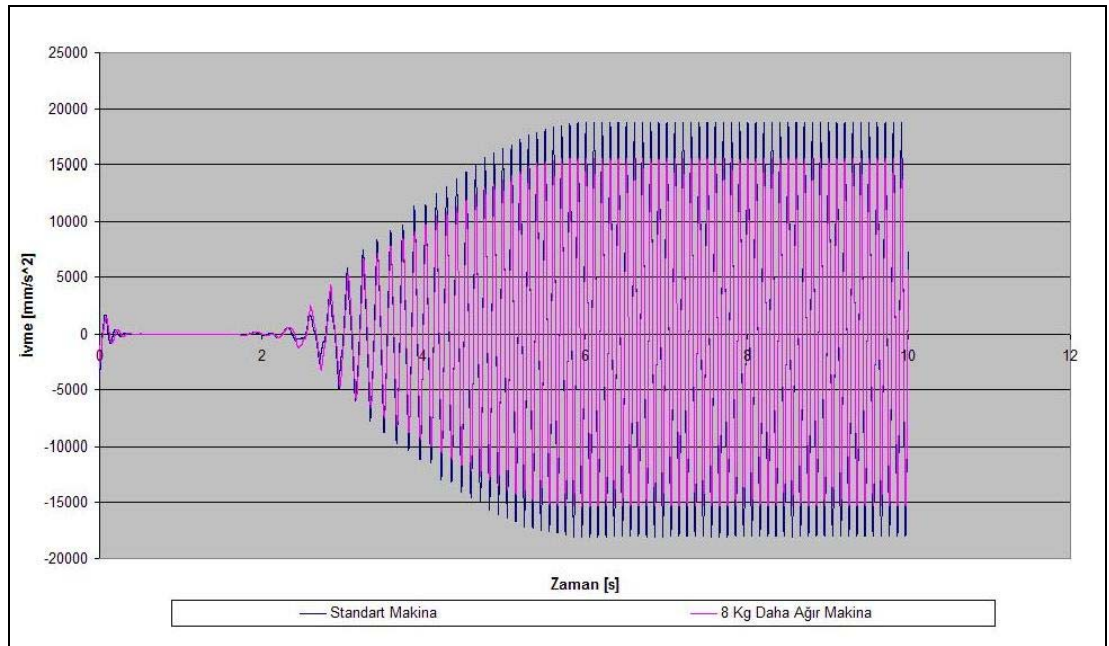
6.3 Sayısal Model Üzerinde Parametrik Çalışmalar

Sayısal model kullanılarak, çamaşır makinası üzerinde yapılması düşünülen değişikliklerin ne sonuçlar vereceği öngörülebilir. Bu bölümde özellikle, çamaşır makinası dinamiğine önemli etkileri olan, yay ve beton ağırlıklar üzerinde durulacaktır. Beton ağırlıklar, kütleleri ile sisteme atalet katarak, yüksek sıkma

devirlerinde, çamaşır makinasının dingin çalışmasını sağlarlar. Yaylar ise, çamaşır makinasının yürüme davranışından, gövde titreşimlerine kadar çamaşır makinası dinamiğine etkisi olan elemanlardır. Parametrik çalışmalarda, özellikle bu iki elemanın üzerinde durulacaktır.

6.3.1 Betonların Kütlelerinin Arttırılması

Ön ve arka betonların kütleleri dört kilogram arttırılmıştır. Bu şekilde genel sistemin, ataleti artmıştır. Eski ve yeni durumlarda, kazan grubunun üstünden alınan ivme, hız ve deplasman değerleri, karşılaştırılmıştır. Şekil 6.10'da kazan grubunun üst tarafından alınmış, düşey yönde ivme değerleri zaman ekseninde karşılaştırılmıştır.

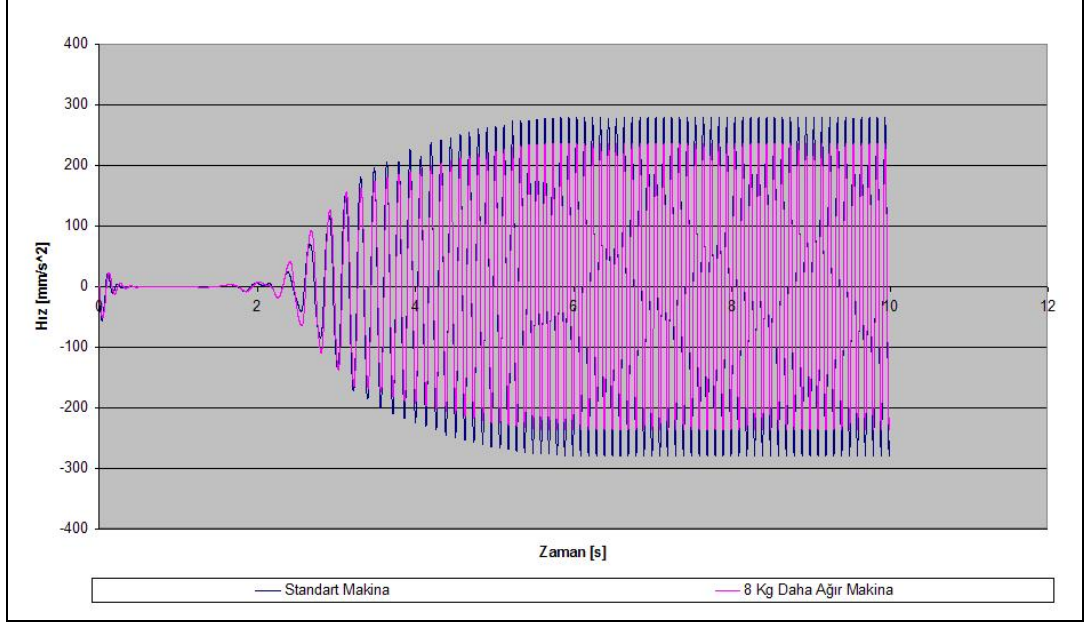


Şekil 6.10 : Kazan tepe noktasının düşey yöndeki ivme değerlerinin karşılaştırılması.

Yukarıdaki şekilde, mavi eğri seri üretim makinanın, pembe eğri ise beton kütleleri arttırılmış makinaya aittir. Test koşullarında, çamaşır makinası başta çalışmaz iken, zamanla tamburunun dönme hızı, düzenli olarak artarak 600 devir/dakika'ya ulaşmış ve bu hızda kararlı rejime oturmuştur. Çamaşır makinasının, kararlı rejimdeki ivme değerlerinde önemli bir düşüş görülmektedir. Düşük çalışma devirlerinde, amortisörlerin sönümleyici etkisinin daha fazla olmasından dolayı, ek ağırlığın sisteme önemli bir katkı yapmadığı görülmektedir. Sistemin karesel ortalama (RMS) ivme değeri, $11,4 \text{ m/sn}^2$ 'den, $9,6 \text{ m/sn}^2$ 'ye düşmüştür.

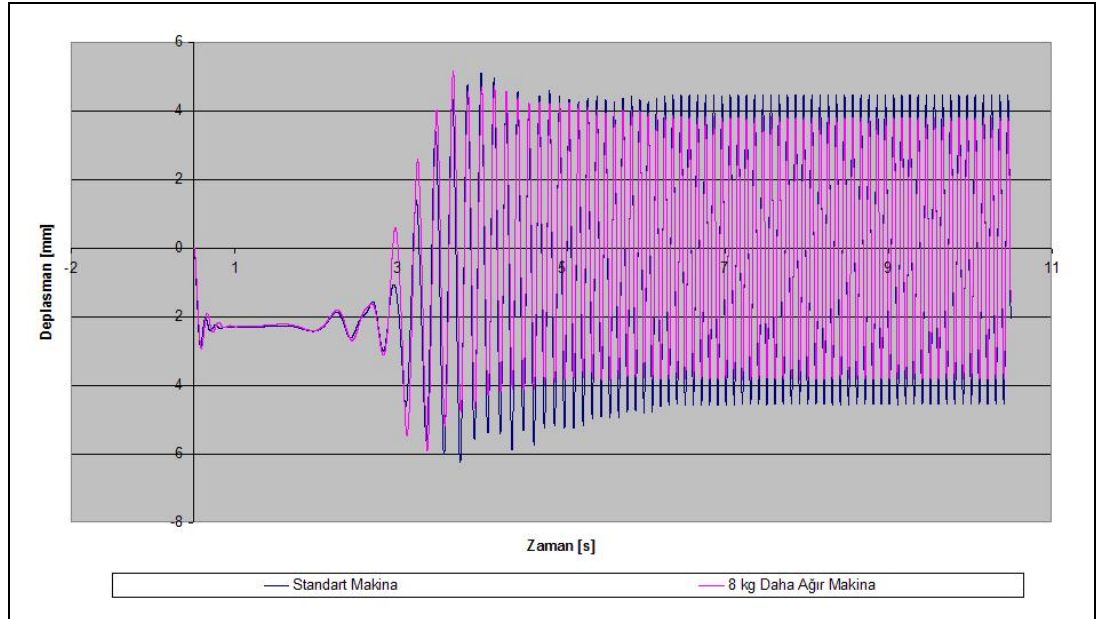
Şekil 6.11'de kazan grubunun üst noktasından alınan, düşey yöndeki hız değerleri karşılaştırılmıştır. Mavi eğri seri üretim makinaya, pembe eğri ise beton kütleleri

arttırılmış makinaya aittir. Mavi eğrinin tepe değeri, 0.28 m/sn iken pembe eğrinin tepe değeri 0.23 m/s'dir.



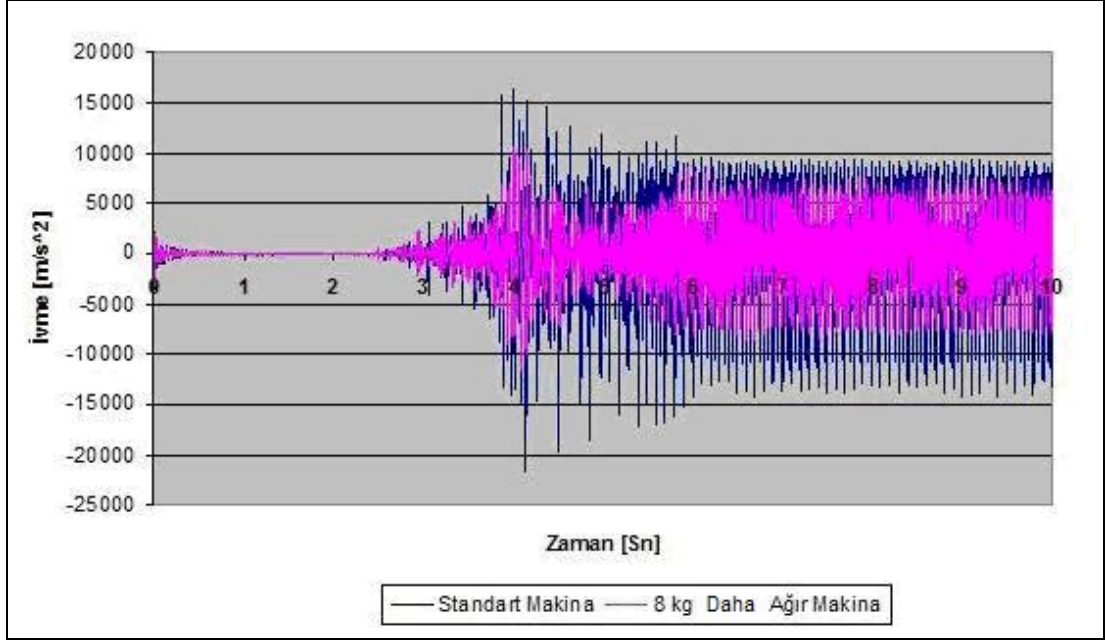
Şekil 6.11 : Kazan tepe noktasının düşey yöndeki hız değerlerinin karşılaştırması.

Şekil 6.12'de kazan grubunun üst noktasından alınan, düşey yöndeki deplasman değerleri karşılaştırılmıştır. Mavi eğri seri üretim makinaya, pembe eğri ise beton kütleleri arttırılmış makinaya aittir. Kazan grubunun düşey düzlemde yaptığı deplasmanın tepeden tepeye değeri 9 mm'den, 7.6 mm'ye düşmüştür.

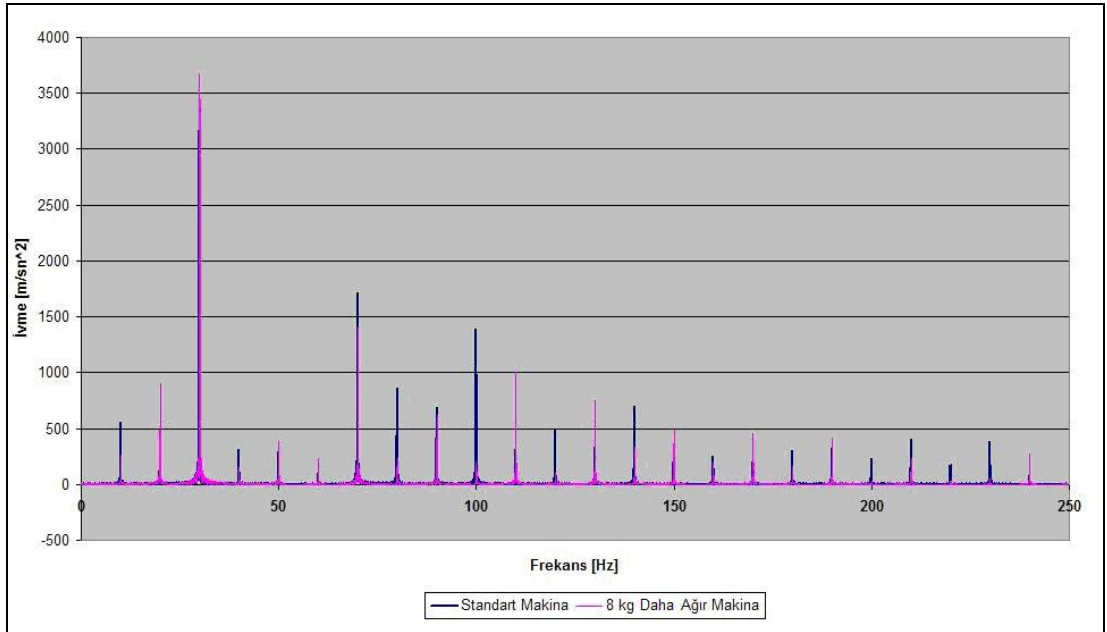


Şekil 6.12 : Kazan tepe noktasının düşey yöndeki deplasman değerlerinin karşılaştırması.

Şekil 6.13 ve 6.14'te kazan grubunun kütlesinin artması ile yan panel titreşimlerinin nasıl değiştiği görülmektedir. Şekil 6.13'te, sağ panelin orta notasından alınan ivme değerleri zaman ekseninde karşılaştırılmıştır. Mavi eğriler standart makinadan, pembe eğriler ise sayısal prototip makinadan alınmış ölçümlerdir. Şekilden görüldüğü üzere, prototip makinanın titreşim değerleri standart makinaya göre daha düşüktür. Yan panel titreşimlerinin karesel ortalaması 4.5 m/s^2 'den 3.3 m/s^2 'ye düşmüştür. Şekil 6.14'te ivme değerleri frekans ekseninde verilmiştir.



Şekil 6.13 : Zaman ekseninde sağ yan panel ivme değerleri.

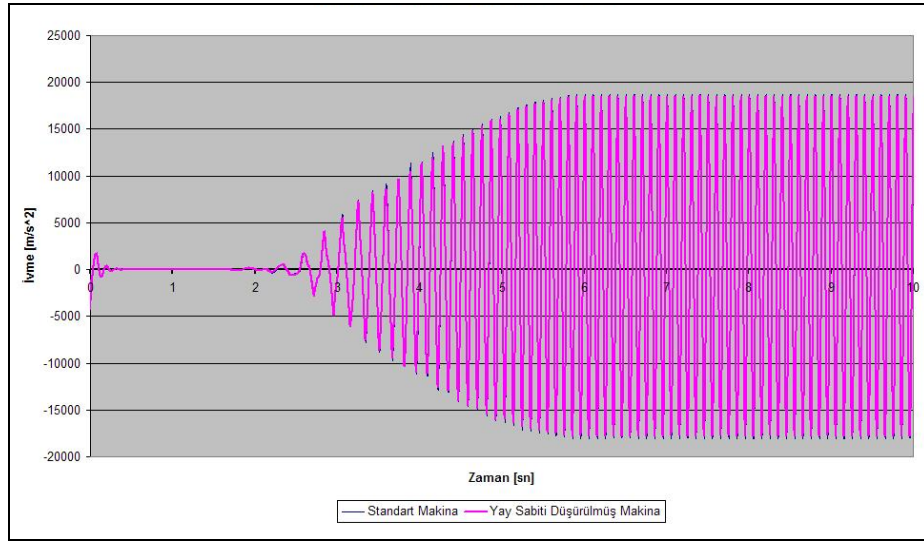


Şekil 6.14 : Frekans ekseninde sağ yan panel ivme değerleri.

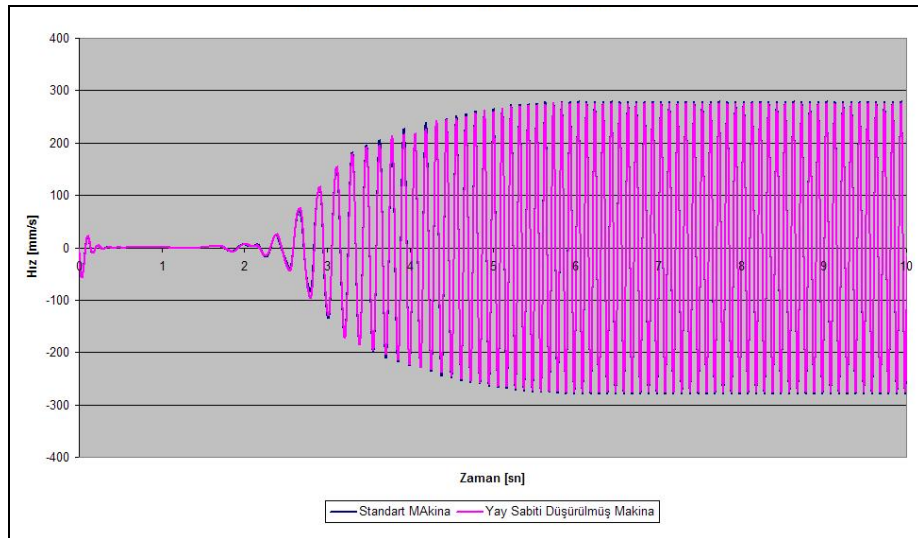
Beton ağırlıkların artırılması sonucunda, kazan grubunun ivme, hız deplasman değerlerinin eskisine göre daha iyi olacağı öngörülebilir. Yan panel titreşimlerinde de önemli bir düşüş beklenebilir.

6.3.2 Yay Katsayısının Azaltılması

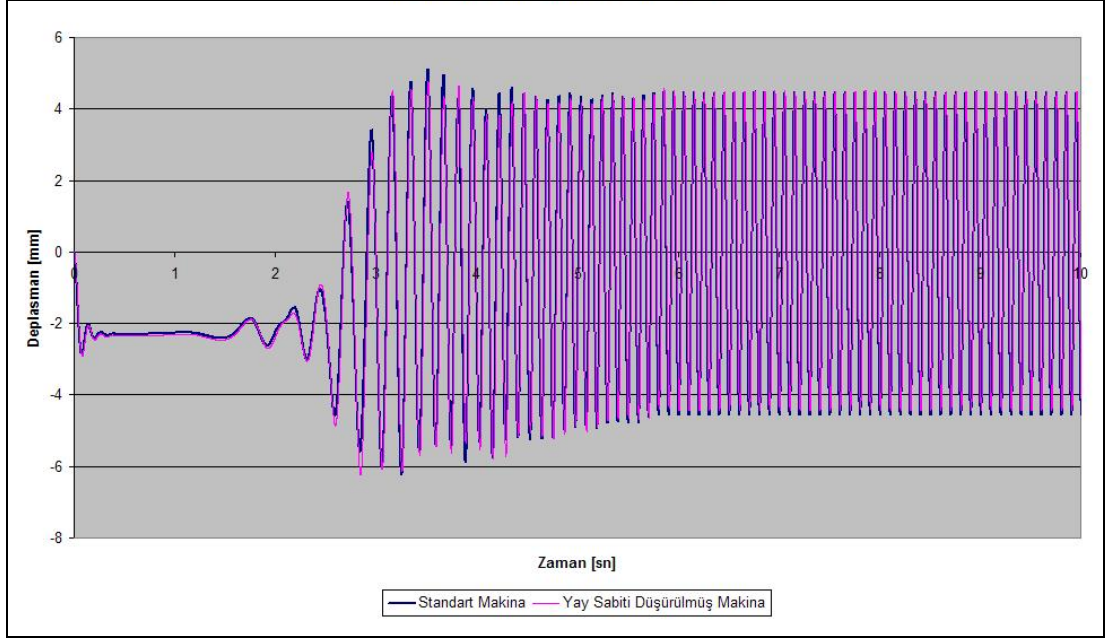
Sayısal modelde, çamaşır makinasında kullanılan yayların yay katsayısı, 6.15 N/mm'den 5 N/mm'ye indirilip, değişikliğin etkileri incelenmiştir. Kazan grubunun tepe noktasından alınan ivme, hız ve deplasman eğrileri zaman ekseninde, sırası ile şekil 6.15, 6.16 ve 6.17'de verilecektir. Mavi eğriler standart makinaya, pembe eğriler ise yay katsayıları düşürülmüş makinaya aittir.



Şekil 6.15 : Kazan tepe noktası düşey ivme değerleri



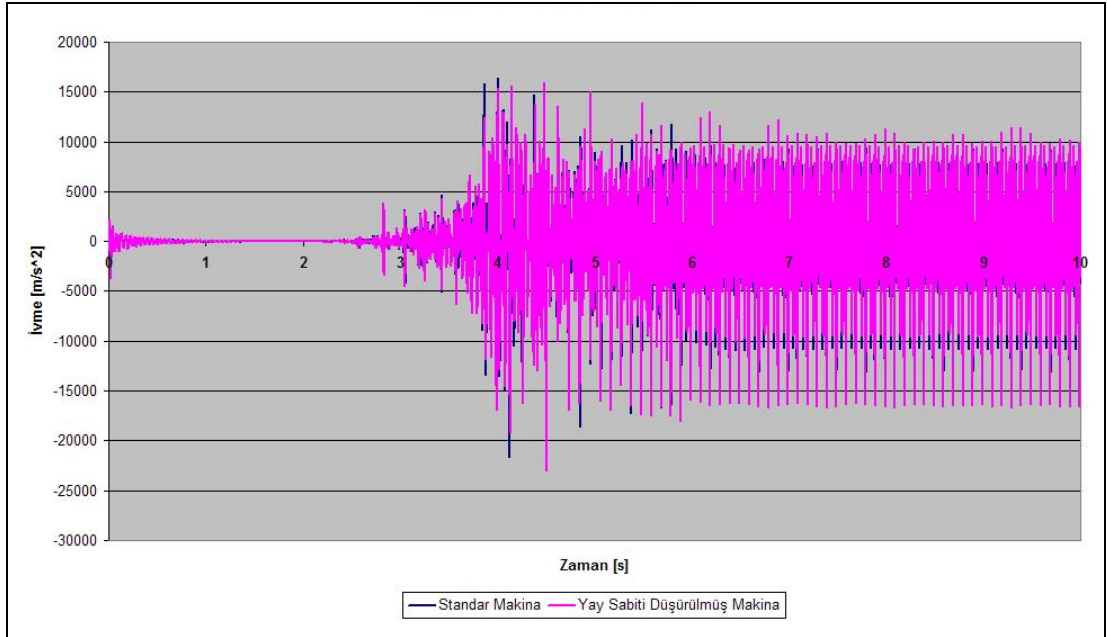
Şekil 6.16 : Kazan tepe noktası düşey hız değerleri



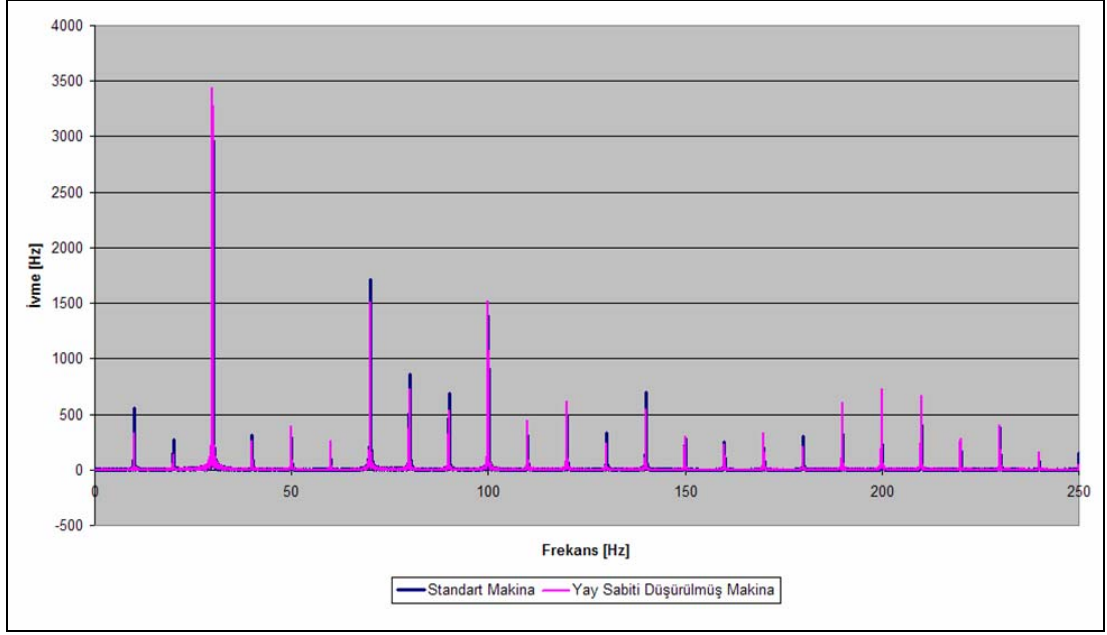
Şekil 6.17 : Kazan tepe noktası düşey deplasman değerleri

Yukarıdaki üç şekilden de görüldüğü gibi yay katsayısının, kazan grubunun dinamik davranışına pek bir etki yapmadığı görülmektedir. Ancak statik denge konumu standart makinaya göre yaklaşık 10 mm azalmıştır.

Şekil 6.18 ve 6.19'daki grafiklerde yay katsayısının azaltılması durumunda sağ yan panel titreşimlerindeki değişimler karşılaştırılmıştır. Şekil 6.18 ve 6.19'da görüldüğü gibi, yay katsayısının artması durumunda, ivme genliklerinin artacağı görülmektedir. İvme değerinin karesel ortalaması 4.5 m/s^2 'den, 4.8 m/s^2 'ye çıkmıştır.



Şekil 6.18 : Zaman ekseninde ivme değerleri karşılaştırması

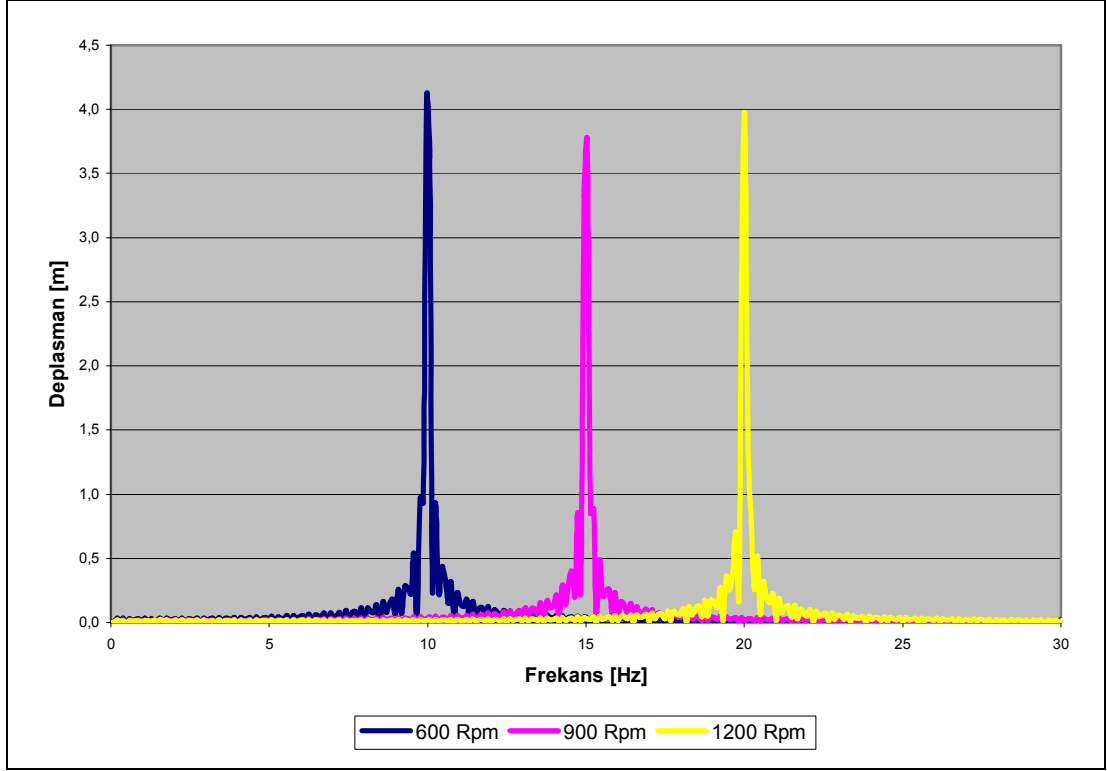


Şekil 6.19 : Frekans ekseninde ivme değerleri karşılaştırması

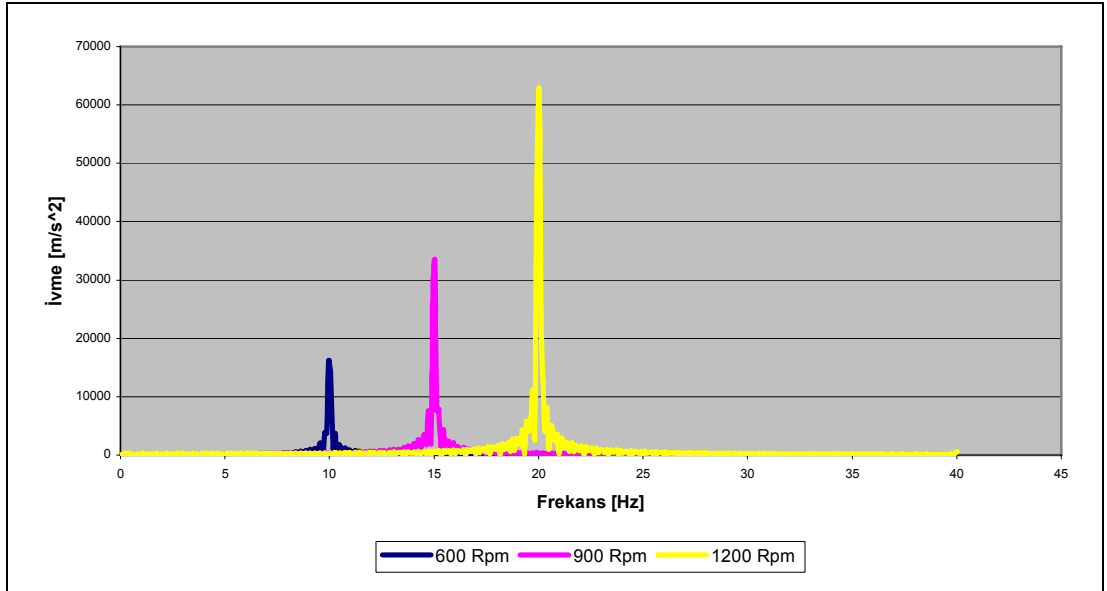
Yapılan parametrik çalışmalar ile birçok değişken ele alınıp, bunların sistem üzerinde ne kadar etkin olduğu, hangi parametrenin çamaşır makinası dinamiğine, ne gibi etkide bulunduğu kolayca kestirilebilir. İyi hazırlanmış bir dinamik modelin, geliştirme çalışmaları için kolaylıklar sağlayacağı, geliştirme sürecini kısaltacağı ve ilk örnek maliyetlerini önemli ölçüde düşüreceği düşünülmektedir.

6.3.3 Değişik Çalışma Hızlarında Kazan Grubunun Hareketleri

Çamaşır makinası modeli dakikada 600, 900 ve 1200 devir hızlarda çalıştırılmış ve bu koşullardaki kazan grubu hareketleri ve yan panel titreşimleri incelenmiştir.



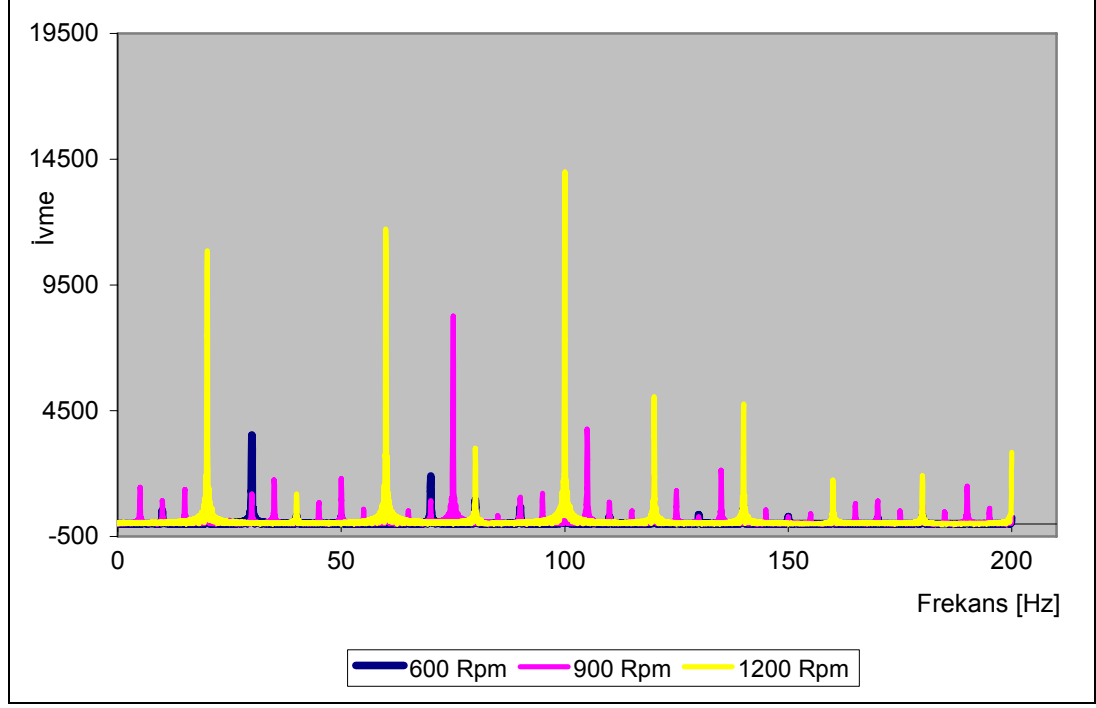
Şekil 6.20 : Değişik hızlarda, kazan grubunun düşey deplasmanı.



Şekil 6.21 : Değişik hızlarda, kazan grubunun düşey ivmesi.

Şekil 6.20’de kazan grubunun dakikada 600, 900 ve 1200 devir için, frekans spektrumunda, düşey yöndeki deplasman değerleri, Şekil 6.21’de de ivme değerleri verilmiştir. Sıkma hızı ile beraber kazan grubunun düşey yöndeki ivme değeri

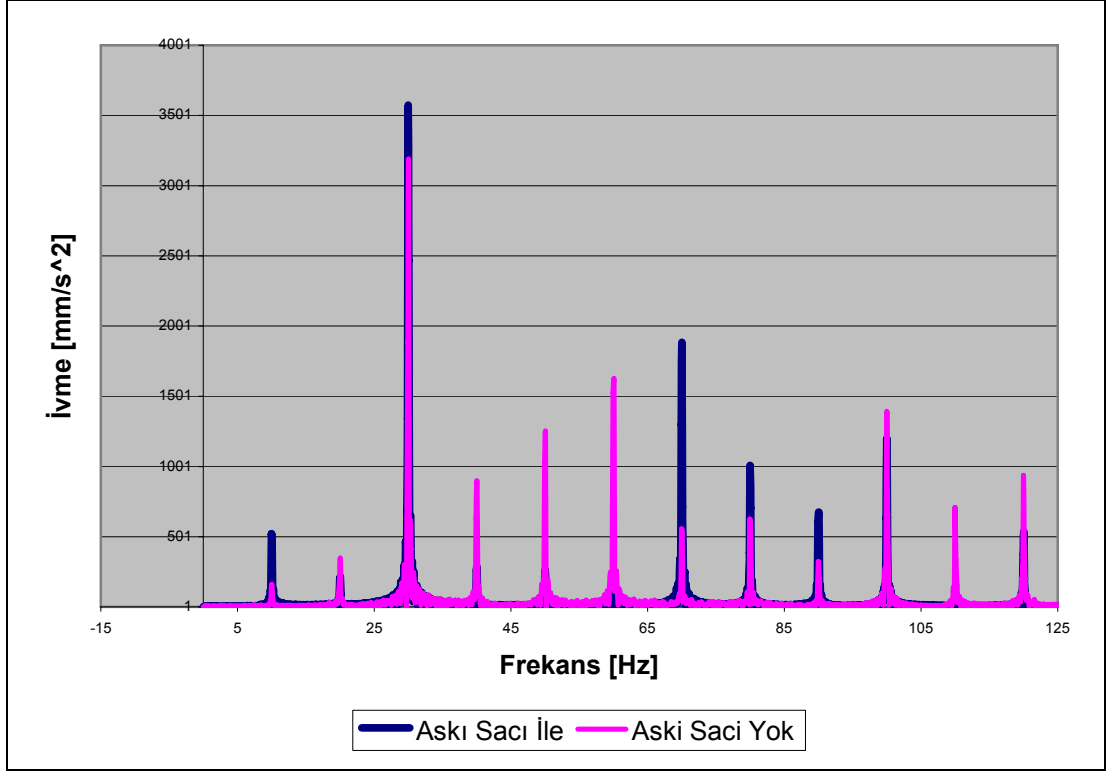
artmaktadır. Ancak deplasman titreşim genliği ise artan dönme hızıyla birlikte düzensiz değişmektedir. Bu düzensizliğin, dengesiz yük ile kazan grubu hareketleri arasındaki faz farkının, hız ile değişkenlik göstermesi ile bağlantılı olduğu düşünülmektedir.



Şekil 6.22 : Değişik hızlardaki, yan panel titreşimleri.

6.3.4 Askı Sacının Kaldırılması

Yay askı sacı kaldırılarak osilasyon grubu, doğrudan çamaşır makinası gövdesine bağlanmıştır. Bu şekilde üretim maliyeti düşürülebilir. Askı sacının başlıca görevi osilasyon grubunu taşımaktır. Bu sebeple, parça kalın sacdan imal edilir. Diğer bir önemli görevi de gövdenin rijitliğini arttırmaktır. Askı sacının kaldırılması durumunda etkilenecek en kritik nokta, yüzey titreşimleridir. Eski ve yeni durum, aynı test koşullarında çalıştırılıp, yan panel titreşimleri şekil 6.23'te karşılaştırılmıştır.

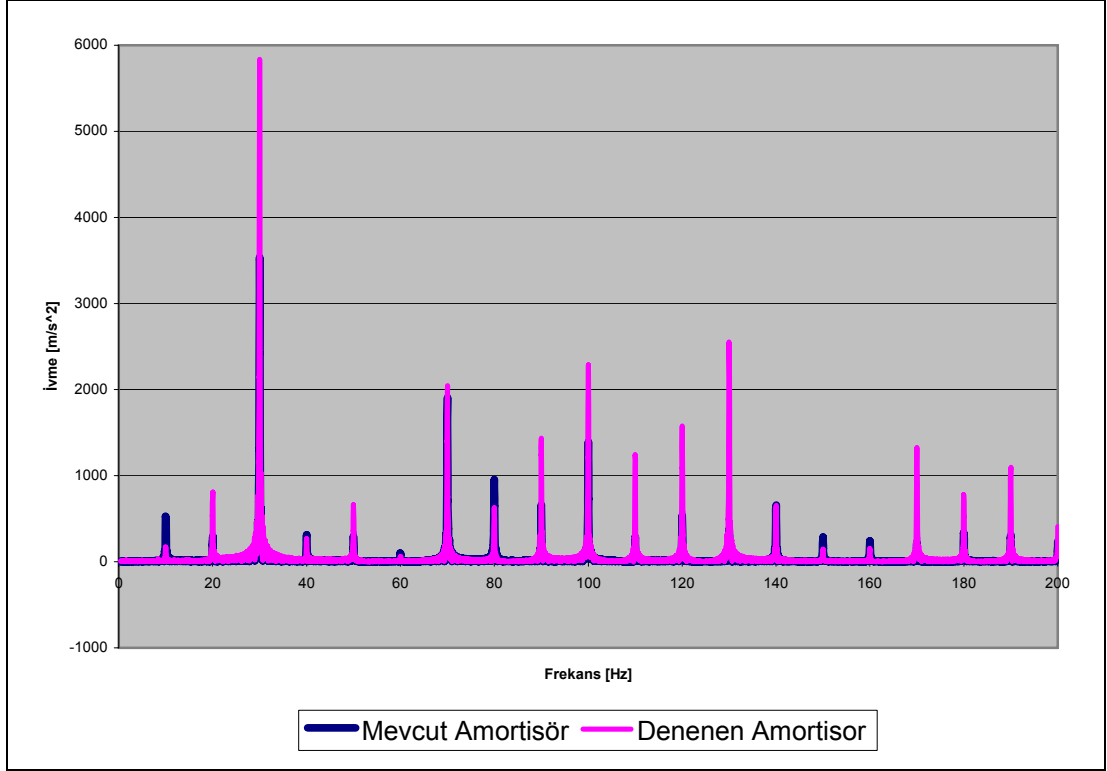


Şekil 6.23 : Yan panel ivme değerleri karşılaştırması.

Şekil 6.23'te görüldüğü gibi yüzey ivme değerleri bazı frekanslarda artarken bazı frekanslarda düşmüştür. Ölçüm noktasında ortaya çıkan maksimum genlik düşerken, tüm frekans bandının etkin değeri yükselmiştir.

6.3.5 Amortisörlerin Sönüm Özelliklerinin Arttırılması

Amortisörler, düşük hızlarda kazan grubunun yüksek genlikli yer değiştirmelerini engellemek için kullanılırlar. Yüksek tambur hızlarında, ortaya çıkan büyük genlikli kuvvetler, amortisörlerin sönümleme kapasitelerinin oldukça üstündedir. Diğer taraftan sürtünme kuvveti arttırılmış amortisörler, makina gövdesine geçen kuvvetlerin artmasına sebep olur. Şekil 6.24'te sürtünme kuvveti iki katına çıkarılmış amortisör ile mevcut amortisörün yüzey titreşimlerine olan katkısı karşılaştırılmıştır.



Şekil 6.24 : Farklı amortisörlerin yan panel titreşimlerine olan etkileri

Daha sert amortisör kullanılması sonucunda etkin ivme titreşimi 135 mm/s^2 'den 231 mm/s^2 'e çıkmıştır.

6.4 Sonuçların Yorumlanması

Model genel olarak değerlendirildiğinde rijit elemanlardan oluşan modelin, kazan grubu davranışını simule edebildiği söylenebilir. Sistem basit olarak bir damper-kütle-yay sistemi olarak ele alınabilir. Burada amortisörlerin doğru olarak modellenmesi kritik önem taşımaktadır.

Yan panel titreşimleri, kazan grubundan aktarılan kuvvetler dışında, gövdenin sönüm ve malzeme özelliklerinden, yer ile gövde arasındaki bağlantının durumundan, amortisör ve yayların gövdeye bağlantı noktalarının genel karakterinden etkilenir. Montajı yapılmış gövde üzerinden bu etkileri ölçmek oldukça zordur. Bu sebeple bazı etkenler ölçülemediği için, tüm alt sistemler ve bunların birbirleri ile olan ilişkileri tam olarak modellenememiştir.

Esnek parçalar modellenirken düşük doğal frekansların ve mod şekillerinin doğru olarak modellenmesi, alt modellerin düşük frekanslar için doğru modellendiğini

göstermektedir. Ancak hangi mod şeklinin modal süper pozisyona ne kadar katkıda bulunduğunu bilememekteyiz. Modellenemeyen yüksek frekanstaki mod şekillerinin, modal koordinatlara geçişteki katkıların fazla olabilmektedir. Bu bilinmeyen, sistemin tam olarak modellenmesine engel olmaktadır. Modal süper pozisyonda yüksek frekanstaki bir mod şeklinin, dinamik model içinde, esnek parçanın, düşük bir frekanstaki davranışın canlandırılmasındaki katkısının, oldukça fazla olabileceği unutulmamalıdır.

Çalışma frekansı olan 10 Hz ve harmonikleri ölçüm verilerinde olduğu gibi sayısal modelde de genel titreşim karakterini belirlemektedir. Yan panel titreşimlerinde baskın olan 30 Hz ve 70 Hz titreşimlerinin, sayısal model üzerinden tahmin edilebileceğinin görülmesi, bazı harmoniklerin tam olarak yakalanması veya yüksek oranda genliklerinin tutturulması çalışmanın doğru yolda ilerlediğini göstermektedir.

6.5 Gelecekte Yapılabilecek Çalışmalar

Yapılan çalışma boyunca çamaşır makinasının temel bir sayısal modeli oluşturulmaya çalışılmıştır. Ele alınan konunun, pek çok alanda uzmanlık gerektirmesi, problemin boyutu, zaman kısıtlaması gibi sebeplerle, çeşitli konularda kabuller yapılmış ve bazı parçalar hem test makinasından hem de sayısal modelden çıkarılmıştır. Sonuç olarak ortaya, çamaşır makinasının temel dinamik karakterini yansıtan, gövde titreşimlerinin canlandırılabilirdiği bir sayısal model çıkmıştır. Modele dahil edilmemiş kısımlar eklenerek, daha geniş kapsamlı olarak çamaşır makinasının dinamiği incelenebilir.

Çalışmaya ayrılan zaman, bütçe, iş gücü olabildiğince verimli kullanılmış, ancak buna rağmen çeşitli konularda yapılan çalışmalara yeterli zaman ayrılamamıştır. Bu çalışmada modele dahil edilmeyen ön sac ve üst tabla modellenerek çamaşır makinası gövdesi titreşimleri tümünden incelenebilir. Ayrıca, ana gövdenin tamamının deneysel modal analizi yapılarak daha tutarlı ana gövde sayısal modelleri oluşturulabilir.

Esnek parçaların, test verileri ile karşılaştırılarak, bu iş için tasarlanmış Modal Güncelleme (Modal Updating) yazılımları ile iyileştirilmesi, sayısal modelin tutarlılığını arttıracaktır.

Kazan ve tamburun esnek alt modelleri oluşturularak, çamaşır makinası sayısal modeline eklenebilir. Bu şekilde modelin kullanım alanı genişletilebilir. Ayrıca kayış

kasnak mekanizmasının sayısal modeli oluşturularak, motordan kaynaklanan etkiler, sisteme dahil edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Papadopoulos, E., and Papadimitriou, I.**, 2001. Modelling, Design and Controlling of a Portable Washing Machine during the Spinning Cycle, Proceedings of the 2001 IEEE/ASME International Conference on Advancad Intelligent Mechatronics Systems. (AIM 2001), 899–904
- [2] **Conrad, D.C., and Soedel W.**, 1995 On the Problem of Oscillatory Walk of Automatic Washing Machines, *Journal of Sound and Vibration*. **188(3)**, 301–314
- [3] **Sergio, A., et al.**, 2003. The Desing of a Washing Machine Prototype. *Materials and Design*. **24**, 331–338
- [4] **Sümer İ.T.**, 1991 Dynamic Modelling and Simulation of an Automatic Washing Machine Suspension System, *Ms thesis*, Mechanical Engineering Department, Boğaziçi University, İstanbul
- [5] **Kıray B.**, 1993 Parametric Analysis and Suspension Design Optimization of Horizontal Axis Washing Machines, *Ms thesis*, Mechanical Engineering Department, Boğaziçi University, İstanbul
- [6] **Wagner, F.**, 2000. Dynamics of Washing Machine, *Phd Thesis*, Munich Technical University, Munich Germany
- [7] **Bayraktar, F.**, 2005, Çamaşır Makinesi Dinamik Davranışının Deneysel ve Teorik İncelenmesi, *Doktora Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye
- [8] **Türkay, O.S., et al.**, 1995 Formulation and Implementation of Parametric Optimisation of a Washing Machine Suspension Sytem. *Mechanical Systems and Signal Processing*.
- [9] **Türkay, O.S., et al.**, 1998 Modelling and Experimental Assessment of Suspension Dyamics of a Horizontal-Axis Washing Machine. *Journal of Vibration and Acoustics*.
- [10] **Shabana, A.A.**, 1994. Computational Dynamics. John Wiley & Sons Inc.
- [11] **Shabana, A.A.**, 2005. Dyamics of Multibody Systems. Cambbriage University Press
- [12] **Nikravesh P.E.**, 1988. Computer-Aided Analysis of Mechanical Systems. Prentice Hall, New Jersey.

- [13] **Msc. ADAMS** Software, User Manual
- [14] **Pereira M.F.O.S and Ambrosio J.A.C** 1995. Computational Dynamics in Multibody Systems. Kluwer Academic Publishers, Netherlands
- [15] **Schiehlen W.**, 1988 Multibody Systems Handbook. Springer-Verlag
- [16] **Pasin F.**, 1994 Mekanik Sistemler Dinamiği. İstanbul Teknik Üniversitesi Rektörlüğü, İstanbul
- [17] **Conrad, D.C.**, 1994. The Fundamentals of Automatic Washing Machine Design Based Upon Dynamic Constraints, *PhD Thesis*, Prude University, USA.
- [18] **Ewins, D. J.**, 2000. Modal Testing: Theory Practice and Application. Research Studies Press Ltd., Hertfordshire, England.
- [19] **Ewins D.J.**, 2006. İstanbul Teknik Üniversitesi Sunuşu
- [20] **Silva C.W.**, 2000 Vibration Fundamentals and Practice. CRC Press

ÖZGEÇMİŞ

Mehmet Ersin Öztürk 1980 yılında Babaeski’de doğdu. 1998 yılında Edirne Fen Lisesi’ni bitirdi. 2004’te İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi’nden mezun oldu ve aynı yıl İTÜ Makina Dinamiği Sistem ve Kontrol Anabilim Dalı, Makine Dinamiği, Titreşim ve Akustiği, yüksek lisans programına başladı. Halen bu programda yüksek lisans öğrencisi olup, BSH Elektrikli Ev Aletleri A.Ş.’nin çamaşır makinası fabrikasında geliştirme mühendisi olarak çalışmaktadır.