

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇAMAŞIR MAKİNASI DİNAMİK DAVRANIŞININ MODELLENMESİ VE
DİNAMİK BİLEŞENLERİNİN TESTİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özgür UYSAL

Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı

Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ÇAMAŞIR MAKİNASI DİNAMİK DAVRANIŞININ MODELLENMESİ VE
DİNAMİK BİLEŞENLERİNİN TESTİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Özgür UYSAL
(511101138)**

**Uçak ve Uzay Mühendisliği Anabilim Dalı
Uçak ve Uzay Mühendisliği Programı**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İbrahim ÖZKOL

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 511101138 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Özgür UYSAL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**Çamaşır Makinası Dinamik Davranışının Modellenmesi ve Dinamik Bileşenlerinin Testi**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. İbrahim ÖZKOL**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Metin Orhan KAYA**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Yard. Doç. Dr. Hüseyin ALP

KTO Karatay Üniversitesi

Teslim Tarihi : **05 Mayıs 2014**

Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2014**

Eşime ve aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması Üniversite Sanayi İşbirliği Kapsamında Arçelik A.Ş. ARGE Direktörlüğü, YT (Yapısal Tasarım) Yöneticiliği uzman kadrosu ile birlikte çalışılarak gerçekleştirilmiştir.

Tez çalışması hazırlık sürecinde yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen, sağladıkları teknik imkanlar ile bu çalışmayı mümkün kılan, bilgi ve tecrübeleri ile yol gösteren Arçelik A.Ş. ARGE Direktörlüğü ailesine, özellikle ARGE Direktörü Cem KURAL'a, YT Yöneticisi Mehmet DURMAZ'a, YTA (Yapısal Tasarım ve Analiz) Takım Lideri Levent HASANREİSOĞLU'na, çalışma arkadaşım ve yol göstericim Kıdemli Uzman Kutay EDİS'e en içten teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca test sistemi kurulumunda ve test düzeninin hazırlanmasında emeği geçen Kıdemli Teknisyen Ersin DÖNMEZ'e, Necati SÖMEZ'e, Murat BAKYÜZ'e ve Şahin ODACI'ya teşekkürlerimi iletirim.

İTÜ Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesinin kıymetli öğretim görevlilerine, başta tez sürecinde bana büyük sabır göstererek desteklerini eksik etmeyen Prof. Dr. İbrahim ÖZKOL'a teşekkürlerimi sunarım.

Mayıs 2014

Özgür UYSAL
Uzay Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	ix
KISALTMALAR	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL LİSTESİ.....	xvii
SEMBOL LİSTESİ	xix
ÖZET.....	xxi
SUMMARY	xxiii
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Literatür Araştırması	2
1.2.1 Çamaşır makinası dinamiğine etki eden bileşenlerin tanımlanması	3
1.2.3 Literatürde yapılan çalışmalar	6
2. TEORİ.....	13
2.1 Rijit Cismin Pozisyon Kinematiği.....	13
2.2 Rijit Cismin Hız Kinematiği	16
2.3 Rijit Cismin Dinamiği	17
3. ÇAMAŞIR MAKİNASI DİNAMİK BİLEŞENLERİNİN ÖZELLİKLERİ ..	19
3.1 Giriş.....	19
3.2 Dinamik Test Sistemi	19
3.3 Amortisör Testleri ve Matematik Modeli.....	21
3.3.1 Amortisör sürtünme kuvveti testi ve matematik modeli.....	22
3.3.2 Amortisör burç kuvveti testi ve matematik modeli.....	26
3.4 Körük Testi ve Matematik Modeli	28
3.5 Askı Yaylarının Özellikleri	30
3.6 Çamaşır Makinasına Ait Kütle ve Atalet Momentleri.....	30
4. ÇAMAŞIR MAKİNASI DİNAMİK MODELİ	33
4.1 Giriş.....	33
4.2 Kuvvet Elemanlarının Dinamik Modelleri.....	33
4.2.1 Tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi	34
4.2.2 Üç boyutlu yay elemanının kütleyle uyguladığı kuvvet ve moment.....	36
4.2.3 Üç boyutlu sönüm elemanının kütleyle uyguladığı kuvvet ve moment.....	39
4.2.4 Burç modelinin kütleyle uyguladığı kuvvet ve moment	42
4.2.4 Körük modelinin kütleyle uyguladığı kuvvet ve moment.....	46
4.3 Dış Kuvvetler	48
4.3.1 Dengesiz yükün tahrik grubuna uyguladığı kuvvet ve moment	49
4.3.2 Tamburun ve rotorun tahrik grubuna uyguladığı jiroskobik moment.....	51
4.4 Çamaşır Makinası Dinamik Modeli	52
4.5. Sayısal Çözüm Yöntemi	60
5. ÇAMAŞIR MAKİNASI SİMULASYONU VE DOĞRULAMA TESTLERİ	65
5.1 1 Kg Dengesiz Yükün Tambur Ortasına Yerleştirildiği Durum	66
5.2 0.6 Kg Dengesiz Yükün Tambur Ortasına Yerleştirildiği Durum	70

6. SONUÇLAR	73
KAYNAKLAR.....	75
ÖZGEÇMİŞ.....	77

KISALTMALAR

ARGE:	Araştırma ve Geliştirme
HVT:	Hızlı Veri Toplama Sistemi
T-T:	Tepeden tepeye

ÇİZELGE LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Çizelge 3.1: Askı yayı teknik özellikleri.....	30
Çizelge 3.2: Kütle ve atalet bilgileri.	31
Çizelge 5.1: 1Kg dengesiz yük test ve simülasyon X eksenı kıyaslaması.....	67
Çizelge 5.2: 1Kg dengesiz yük test ve simülasyon Y eksenı kıyaslaması.....	68
Çizelge 5.2: 1Kg dengesiz yük test ve simülasyon Z eksenı kıyaslaması	70

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1: Örnek bir çamaşır makinasının dıştan ve patlatılmış görünümü.	3
Şekil 1.2: Süspansiyon yerleşimi ve süspansiyon düzlemi.....	4
Şekil 1.3: Tahrik grubu ve bileşenleri.....	5
Şekil 1.4: Tamburdan zemine yük aktarım şeması.	5
Şekil 1.5: Çamaşır makinası şematik gösterimi ve koordinat sistemleri.[1]	6
Şekil 1.6: İki alt sistemli çamaşır makinası modeli şematik gösterimi.[2].....	7
Şekil 1.7: ADAMS ortamında tüm çamaşır makinası modeli.[4]	8
Şekil 1.8: Kararsızlığın incelendiği çamaşır makinası modeli.[6].....	9
Şekil 1.9: Serbest mesafeli amortisör modeli.[7].....	10
Şekil 1.10: Kuru sürtünmeli amortisör modeli.[8].....	10
Şekil 1.11: On iki serbestlik dereceli çamaşır makinası modeli.[9]	11
Şekil 2.1: Cisim ağırlık merkezinin öteleme sonrası yeni yeri.	14
Şekil 2.2: Cisim P noktasının B koordinat takımının dönmesi sonrası yeni yeri.[12].	15
Şekil 2.3: Cisim P noktasının açısal hız kaynaklı çizgisel hızı.[12].....	17
Şekil 3.1: Test sisteminin tek ekseninde çalışma prensibi.	20
Şekil 3.2: Test sisteminin çift ekseninde çalışma prensibi.	21
Şekil 3.3: Çamaşır makinası üzerinde amortisör bağlantısı.	22
Şekil 3.4: Amortisör yapısı ve kesiti.	22
Şekil 3.5: Amortisör keçesi sönüm testi.	23
Şekil 3.4: 3 Hz salınım frekansında amortisör kuvvet grafikleri.	24
Şekil 3.5: 20 Hz salınım frekansında amortisör kuvvet grafikleri.	24
Şekil 3.6: 3 Hz salınım frekansında sönüm kuvveti matematik modeli.	25
Şekil 3.7: Amortisör burçları burulma yayı analojisi.	26
Şekil 3.9: Amortisör burçlarının lineer yay analojisi ve test düzeneği.	27
Şekil 3.10: Burçlarının burulma yayı analojisinden elde edilen yay katsayıları.	27
Şekil 3.11: Köprügün çamaşır makinası üzerindeki yerleşimi.	28
Şekil 3.12: Köruk test düzeneği.....	29
Şekil 3.13: Üst tabladan atl tablaya körugün ilettiği kuvvet grafiği.	29
Şekil 3.14: Unigraphics NX arayüzünde tahrik grubunun atalet bilgisi ölçümü.....	31
Şekil 4.1: Sistem modeli ve serbest cisim diyagramı.	34
Şekil 4.2: Bir boyutlu sistemin vektörel ifadesi.	35
Şekil 4.3: Üç boyutlu uzayda yay modeli.	36
Şekil 4.4: Üç boyutlu uzayda sönüm elemanı modeli.	40
Şekil 4.5: Üç boyutlu uzayda yer koordinat takımında burç modeli.	43
Şekil 4.6: Üç boyutlu uzayda cisim koordinat takımında burç modeli.....	44
Şekil 4.7: Köruk modeli.....	48
Şekil 4.8: Dengesiz yükünün açısal hızı ve ivmesi.	49
Şekil 4.9: Tahrik gurbundan dengesiz yüke olan moment kolu.	50
Şekil 4.10: Simetrik bir rotorun jiroskobik momenti ve devinimi.[11].....	51
Şekil 4.11: Tambur devinimi.	51
Şekil 4.12: Üç boyutlu altı serbestlik dereceli çamaşır makinası modeli.	52
Şekil 4.13: Üç boyutlu altı serbestlik dereceli çamaşır makinası modeli.	58

Şekil 4.14: 4.Dereceden Klasik Runge-Kutta yönteminin eğim hesaplaması.[15] ...	61
Şekil 4.15: 4.Dereceden Klasik Runge-Kutta algoritması	63
Şekil 5.1: Doğrulama testleri altyapısı.....	65
Şekil 5.2: Agilent Vee arayüzü simülasyon şeması	66
Şekil 5.3: 1Kg dengesiz yük test sonucu X eksen deplasman değerleri	67
Şekil 5.4: 1Kg dengesiz yük simülasyon sonucu X eksen deplasman değerleri	67
Şekil 5.5: 1Kg dengesiz yük test sonucu Y eksen deplasman değerleri	68
Şekil 5.6: 1Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Y eksen deplasman değerleri	68
Şekil 5.7: 1Kg dengesiz yük test sonucu Z eksen deplasman değerleri	69
Şekil 5.8: 1Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Z eksen deplasman değerleri.....	69
Şekil 5.9: 0.6Kg dengesiz yük simülasyon sonucu X eksen deplasman değerleri ...	71
Şekil 5.10: 0.6Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Y eksen deplasman değerleri .	71
Şekil 5.11: 0.6Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Z eksen deplasman değerleri..	72

SEMBOL LİSTESİ

$N1, N2:$	Askı yaylarının gövde üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları
$P1, P2:$	Amortisörlerin kazan üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları
$A1, A2:$	Askı yaylarının gövde üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları
$C1, C2:$	Amortisörlerin kazan üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları
$Q:$	Körük bağlantı noktası koordinatları
$B:$	Tahrik grubu ağırlık merkezi
$m:$	Tahrik grubu kütlesi
$m_{dy}:$	Dengesiz yük kütlesi
$I_K:$	Tahrik grubu atalet matrisi
$I_{Tzz}, I_{Rzz}:$	Tambur ve rotor dönüş eksenini ataletleri
$k_{A1}, k_{A2}:$	Askı yaylarının yay katsayıları
$k_{Kx}, k_{Ky}:$	Körük x eksenini ve y eksenini yay katsayıları
$k_{\alpha1}, k_{\alpha2}:$	Amortisör burçlarının yay katsayıları
$F_{Sc1}, F_{Sc2}:$	Amortisörlerin ürettiği sürtünme kuvveti
$r_{dy}:$	Dengesiz yük dönme yarıçapı
$l_{dy}:$	Dengesiz yükün z ekseninde amortisör düzleminde ($A1, A2, C1$ oluşturduğu düzlem) olan uzaklığı
$x, y, z:$	Tahrik grubunun koordinat takımında, öteleme serbestlikleri
$\varphi, \theta, \psi:$	Tahrik grubunun koordinat takımında, ağırlık merkezi etrafında Cardan açıları
$\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}:$	Tahrik grubunun koordinat takımında, öteleme hızları
$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}:$	Tahrik grubunun koordinat takımında, öteleme ivmeleri
$\dot{\varphi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}:$	Tahrik grubunun koordinat takımında, ağırlık merkezi etrafında Cardan frekansları
$\omega_x, \omega_y, \omega_z:$	Tahrik grubu açısal hızları
$\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z:$	Tahrik grubu açısal hızları
$\Omega:$	Dengesiz yük açısı
$\dot{\Omega}:$	Tambur açısal hızı
$\ddot{\Omega}:$	Tambur açısal ivmesi
$F_B:$	Kuvvet elemanlarının tahrik grubu üzerinde oluşturduğu kuvvetler
$M_B:$	Kuvvet elemanlarının tahrik grubu üzerinde oluşturduğu momentler
$F_{ext_B}:$	Tahrik grubuna etkiyen dış kuvvetler.
$M_{ext_B}:$	Tahrik grubuna etkiyen dış momentler

ÇAMAŞIR MAKİNASI DİNAMİK DAVRANIŞININ MODELLENMESİ VE DİNAMİK BİLEŞENLERİNİN TESTİ

ÖZET

Çamaşır makinalarını her yıl yıkayabileceği çamaşır kapasitesi ve sıkma devirleri artmakta, buna ek olarak kurutma gibi fonksiyonlar da eklenmektedir. Beyaz eşya sektöründeki artan rekabet ise bu yeni ürünlerin daha hızlı, daha ucuz ve kaliteden ödün vermeden pazara çıkmasını gerektirmektedir. Bu zorlayıcı hedef için, ürünler henüz tasarım aşamasında iken bu tasarım yolculuğu kalite, zaman ve maliyet üçgeninde değerlendirilmektedir.

Bir çamaşır makinasının kalitesi; yıkama performansı, yıllık enerji tüketimi, ses seviyesi, ürün ömrü vb. gibi özellikleri ile değerlendirilmektedir. Ürünün ilk fikir aşamasından seri üretim aşamasına kadar geçen süreyi, mühendislik tasarım süreci, prototip imalatı ve ürün testleri belirlemektedir. Ürün maliyetine ise mühendislik, prototip ve malzeme maliyetleri etki etmektedir. Kalite, zaman ve maliyet üçgeninde ürünün başarılı olabilmesini sağlamak için güvenilir ve tekrarı az bir tasarım süreci gerçekleştirilmelidir. Bu amaçla, deneysel çalışmalarla doğrulanmış hesaplamalı mühendislik araçlarını kullanmak büyük bir önem taşımaktadır. Bu hesaplama teknikleri ile Arçelik A.Ş. Merkez ARGE bünyesinde çamaşır makinası dinamiğini hesaplayacak ve ürün henüz tasarım aşamasındayken dinamik açıdan kararlı olmasını sağlayacak bir yazılım geliştirmek hedeflenmiştir.

Çamaşır makinası sıkma aşaması gürültü, yürüme, titreşim problemleri yaşanmaktadır. Bu problemleri tasarıma yön verebilecek şekilde değerlendirmek için çamaşır makinası dinamiğinin ve dinamiğine etki eden bileşenlerinin incelenmesi gerekmektedir.

Konvansiyonel çamaşır makinelerinde kazan ve tambur yere yatak ekseninde konumlandırılmıştır. Tambur kazana tambur mili üzerinden yataklıdır. Kazan üzerinde bulunan denge ağırlıkları ile titreşen bir küttedir. Bu titreşen kütle tahrik grubu olarak adlandırılır ve tambur grubu da bu kütlede dahildir. Tahrik grubu süspansiyon sistemleri ile gövdeye bağlıdır. Tamburdan kazana, kazandan da süspansiyon sistemleri ile gövdeye aktarılan yükler dinamik sistemin inceleneceği kuvvet patikasını oluşturur. Doğru süspansiyon sisteminin seçilmesi, denge ağırlıklarının doğru belirlenmesi ve konumlandırılması gürültü, titreşim ve yürüme problemlerinin giderilmesini veya en aza indirilmesini sağlar.

Bu seçimlerin doğru yapılabilmesi, dinamik sistem bileşenlerinin matematik modellerinin doğru oluşturulması ve dinamik sistemin doğru modellenmesi ile mümkündür.

Süspansiyon sistemini oluşturan askı yayları, amortisörler ve sızdırmazlığı sağlamak amacı ile kullanılan körük kazandan gövdeye yük aktaran ve tahrik grubunun çamaşır sıkma devirlerine çıkışı sırasında salınımına direnç gösteren elemanlardır. Bu çalışmada bu kuvvet elemanları dinamik sistem modelinde tahrik grubuna uyguladıkları kuvvet ile modellenmişlerdir.

Bahsedilen kuvvet elemanlarının tahrik grubuna ve/veya gövdeye uyguladıkları kuvvetlerin doğru modellenmesi için sistem üzerinde çalıştıkları koşullar belirlenerek bu koşullar altında test edilmişlerdir. Bu amaçla kurulan dinamik test sistemi de bu tez kapsamında anlatılacaktır.

Her bir kuvvet elemanının matematik modeli oluşturulmuştur ve klasik mekaniğin temeli olan Newton-Euler denklemleri kullanılarak tahrik grubu için oluşturulan hareket denklemleri Runge-Kutta sayısal yöntemi ile çözülmüştür.

Bu oluşturulan yazılım ile yapılan simülasyonu doğrulamak amacı ile Arçelik marka bir çamaşır makinası üzerinden ivme ölçümleri alınmıştır ve ölçüm sistemi aracılığı ile integre edilen yer değiştirme değerleri kaydedilmiştir.

Simülasyon sonuçları ile test sonuçları karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiş ve sonuçlar irdelenmiştir. Sonuçta ortaya çıkan yazılım Arçelik A.Ş. Merkez ARGE bünyesinde kullanıma sunulmuştur ve geliştirilmeye devam etmektedir.

MODELLING DYNAMIC BEHAVIOUR OF A WASHING MACHINE AND TEST OF THE DYNAMIC COMPONENTS

SUMMARY

Washing capacity and rinsing spin speed of washing machines increasing every year. Besides, with the addition of the new functions like drying the competition in the market becomes harder every year. Therefore, to compete in the market, it needs to provide new products cheaper and faster with maintaining or increasing quality. With this challenging mission, engineers must consider quality, time and cost mostly the designing phase of the products. These three criteria is related with each other and must be considered in the context of relation. It will be valuable to mention about these three criteria to realize the purpose of this study.

A washing machine rated with its quality by considering washing performance, noise level, product life and annual energy efficiency etc. In addition, time to market is affected by whole design process, prototype producing process and product tests. Once again, the cost of this product is determined by engineering design cost, prototype cost, material cost and serial production side costs. To get success with all these three criteria in the development of a product, it needs to be reliable and well-targeted design to reduce the iterations in the design phase. With this purpose, it is important to use the verified advanced engineering calculations with reliable tests to predict the reliability. In addition, these validated engineering calculations should be done at the beginning at the design to shape it and should be keep doing with the changes in design dynamically.

In Arçelik A.Ş. Research and Development Center was studied to develop an advance calculation tool to simulate the washing machine rigid body dynamics. It leads to predict the washing machine dynamic stability just in the design phase of the product.

While the tumble of the washing machine speed up to rinsing speed a unbalance mass occurs in the tumble caused by a local laundry lump. This unbalance mass generates force with the angular velocity of the tumble. The group of assembly system comprising tub, tumble, motor, balancing stationary masses on the tub; which used for arranging the center of mass of the assembly system and enhancing the vibrating mass value; starts to oscillate with the unbalance force. This vibrating assembly is called “agitator group”. The agitator group is connected to the washing machine cover with the suspensions systems and a bellows; which is used for sealing between tub and the loading door. Suspension system comprises of hanger springs and the friction dampers. These three component types are force elements connected to the agitator group.

Choose of the suspension system must be done very carefully for the system. Dynamic stability of the washing machine is highly related with this choice. Many of the vibration problems are caused by the misarranged suspension system with the agitator group and the spin rate of the washing machine. Noise problems, walking

phenomena of the washing machine, collision to the cover related parts like detergent drawer are some of the problem caused by vibration. To prevent or reduce these problems passes through right configuration of the agitator mass, inertia, suspension characteristics and arrangement while considering the spin rate of the washing machine.

Making the right configuration of the dynamic characteristics is not possible with simple calculations, it is necessary to use advanced engineering calculations with a computer-aided simulation. Some software packages gives the opportunity of making various systems like single body or multi body applications, but these are for general applications. Building a complex model like washing machine, requires expertise in addition in the field of long time solutions for trying configurations on the model.

In this study dynamic system model is developed for washing machine and this hopefully aid the designer to use only changing input parameters like suspension locations, dynamic characteristics like stiffness coefficient of springs, bushings or the bellow and damper force of the friction damper.

Developing a calculation tool for this multi component system requires understanding the characteristics of the said force elements in the system in the operating conditions. These force elements applies reaction forces to the agitator group related with their dynamic characteristics and agitator group moves according to these responses received. These force elements can have various force responses due to their sensitivity of change in operating conditions like frequency, temperature, stroke, preload ect. It reveals the necessity of a dynamic test system for these components and controlling the operating conditions while testing to investigate the force responses, which is developed within this study and is described in detail in related chapters.

The dynamic test system is used for testing the friction damper characteristics to expose the force responses under different excitation frequencies and displacements. Another use of the dynamic test system is to present an idea about how bellows gives response to the agitator group under working conditions. The movement similar to the orbit done by itself in the actual system is implemented to the bellows and the transmitted force measured to put a mathematical model for it. In addition, the bushing force responses, which are used in the friction damper connections with the tub and the cover, are inspected in the different excitation frequency the dynamic test system.

The mathematical models of these tested dynamically force generating components build up the preliminary force element library for all kinds of elements used in various washing machines.

The mathematical model for each force element on the force response has been formed and Newton-Euler equations; which are the basis classical mechanic; used to develop the equations of motion for the agitator group. The agitator group has six degrees of freedom in the spatial coordinates. This causes to have six differential equations to solve by an integrator algorithm.

The resulting differential equations for the system are highly nonlinear, which is caused by the force reactions of force elements nonlinearity and the nonlinear terms added by the body rotation in the three dimensions, so it is not possible to solve it analytically. Fourth order classical Runge-Kutta method used to solve the differential equation system.

In the dynamic system model, frictions at the joints, like friction damper connections, are neglected. Flexibility of the body parts like tub geometry, cover geometry etc. are neglected and they are assumed like rigid bodies. System is configured like a single body system and reactions of the moving parts are implemented on the agitator group as external forces like unbalance mass force, tumble gyration moment, rotor gyration moment.

The established mathematical model for washing machine dynamic is needed to be validated. A real washing machine test system is used to compare the agitator group's response by data acquisition from an accelerometer. In the last section the comparison between the real washing machine and the simulation presented.

An accelerometer is placed on the tub geometry and the tumble with the unbalance mass was speeded up to the rinse spin speed. In addition, the simulation is been run with the same conditions with the tests. The results from the accelerometer integrated into the displacement data to compare the agitator group movement.

Compared results can be considered in two criteria as transition region responses and the steady state responses. In transition region responses of the simulation model has a larger error than the steady state responses. The mathematical model of the friction damper and the bellows causes it. The forces generated by these elements are modeled with some assumptions and this assumption has a role these errors.

Friction damper is seems to have much damping energy than the real. This can have two reasons listed below.

1. The mathematical model does not consider the hysteresis effect in the force-slip velocity but only considers the hysteresis effect in the force-displacement, which is derived from the total energy absorption analogy.
2. The heating effect of the friction damper with the energy absorption is neglected which causes the force reducing effect generated by the damper.

Another cause of the error in the transition region said was the bellows mathematical model. Bellows mathematical model is only modeled for certain frequency response and only for certain displacement response. It must be studied for listed subjects below.

1. Bellows force response for wide range frequency
2. Preload effect on the stiffness of the bellows
3. Different orbit types for bellows
4. Damping effect of the bellows

With this simulation code it has been provided that the designer even in the idea phase can try different configurations of suspension systems to shape the design. It can also help the designer to understand the washing machine dynamic response and the affect of the laundry unbalance. In addition, forces transmitted, in the operating conditions, to the structure of the washing machine like cabinet, tub, tumble shaft, tumble ect., can give the designer the order of magnitude of the force which can steer the structural design of the washing machine.

With all these benefits this simulation code is activated to use of engineers in the Arçelik A.Ş. Research and Development Center and still being developed by the users and the researchers.

1. GİRİŞ

Çamaşır makinalarını her yıl yıkayabileceği çamaşır kapasitesi ve sıkma devirleri artmakta ve kurutma gibi fonksiyonlar da eklenmektedir. Beyaz eşya sektöründeki artan rekabet ise bu yeni ürünlerin daha hızlı, daha ucuz ve kaliteden ödün vermeden pazara çıkmasını gerektirmektedir. Bu amaçla ürünlerin tasarım süreçleri kalite, zaman ve maliyet üçgeninde değerlendirilmektedir. Bir çamaşır makinasının kalitesi; yıkama performansı, yıllık enerji tüketimi, ses seviyesi, ürün ömrü vb. gibi özellikleri ile değerlendirilmektedir. Ürünün seri üretim aşamasına kadar geçen süreyi mühendislik tasarım süreci, prototip imalatı ve ürün testleri belirlemektedir. Ürün maliyetine ise mühendislik, prototip ve malzeme maliyetleri etki etmektedir. Kalite, zaman ve maliyet üçgeninde ürünün başarılı olabilmesini sağlamak için güvenilir ve tekrarı az bir tasarım süreci gerçekleşmelidir. Bunun için deneysel çalışmalarla doğrulanmış hesaplamalı mühendislik araçlarını kullanmak büyük bir önem arz etmektedir.

Çamaşır makinası sıkma aşaması gürültü, yürüme, titreşim problemleri yaşamaktadır. Bu problemleri tasarıma yön verebilecek şekilde değerlendirmek için çamaşır makinası dinamiğinin incelenmesi gerekmektedir.

Konvansiyonel çamaşır makinelerinde kazan ve tambur yere yatak ekseninde konumlandırılmıştır. Tambur kazana tambur mili üzerinden yataklıdır. Kazan, üzerinde bulunan denge ağırlıkları ve tambur grubu ile titreşen bir küttedir ve süspansiyon sistemleri ile gövdeye bağlıdır. Tamburdan kazana, kazandan da süspansiyon sistemleri ile gövdeye aktarılan yükler dinamik sistemin inceleneceği kuvvet patikasını oluşturur. Doğru süspansiyon sisteminin ve denge ağırlıklarının doğru belirlenmesi ve konumlandırılması gürültü, titreşim ve yürüme problemlerinin giderilmesini veya en aza indirilmesini sağlar.

Bu seçimlerin doğru yapılabilmesi, dinamik sistem bileşenlerinin matematik modellerinin doğru oluşturulması ve dinamik sistemin doğru modellenmesi ile mümkündür.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, çamaşır makinesi dinamik sistemi ile ilgili hesapları yapmaya yönelik özel bir yazılımı geliştirmektir. Dinamik hesapların yapılabilmesi için çamaşır makinesinde titreşime etki eden bileşenlerin davranışlarını incelemek ve matematik modellerini oluşturmak da amaçlanmıştır. Çamaşır makinası dinamiğinde etkili olduğu bilinen matematiksel modellerinin oluşturulması için deneysel olarak çalışılacak bileşenler aşağıda sıralanmıştır. Bunlar;

1. Askı yayları
2. Kuru sürtünmeli amortisörler
3. Körük
4. Gövde Ayakları

Bu tez kapsamında yapılan çalışmalar Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge bölümünde gerçekleştirilecektir. Dinamik sistem bileşenlerinin testleri için ihtiyaç duyulan deney düzeneği Arçelik A.Ş. Merkez Ar-Ge bölümü içerisinde kurulacaktır ve çalışmalar burada yürütülecektir. Çalışmanın sonunda, çamaşır makinası tasarımında dinamik bileşenlerin seçiminde tasarımcıya yön verebilecek bir hesaplama aracı ortaya konacaktır.

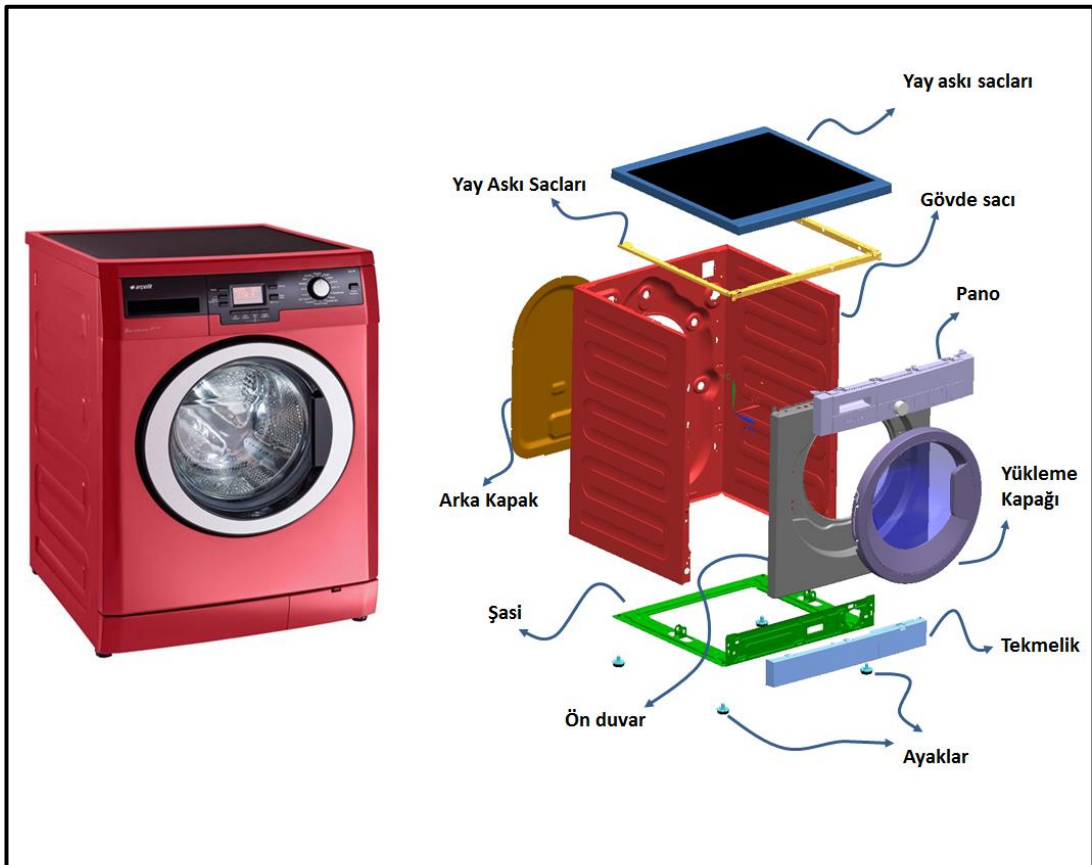
1.2 Literatür Araştırması

Çamaşır makinası titreşim problemlerinin ana sebebi, makina yıkama safhasında sıkma safhasına geçerken tambur içinde dengesiz bir çamaşır yükünün oluşmasıdır. Tambur sıkma devrine hızlanırken süspansiyon sistemlerinin doğal frekansından geçer ve kazanın gövde içerisindeki deterjan çekmecesini gibi sabit parçalara çarpması bu rezonans geçişi sırasında gerçekleşebilir. Çamaşır makinasının “yürümesi” olarak adlandırılan olgu ise kazanın bu sabit parçalara çarpması sırasında zıplayarak gerçekleşebilir. Başka bir “yürüme” olgusu da tambur sıkma devrinde dönerken tambur içerisindeki dengesiz yükün oluşturduğu merkezkaç kuvveti ve kazan ağırlık merkezine göre mesafesinden doğan momentlerin çamaşır makinası gövdesine iletilmesi kaynaklıdır. Bu kuvvetler ve momentler süspansiyon sisteminin geçirgenliği ile gövdeye iletilir ve gövdenin yere basan ayakları ile zemin arasındaki sürtünme kuvvetini yenmesi ile kayarak yürüme gerçekleşir. Ayrıca tüm çamaşır

makinası yapısal tasarımını ilgilendiren titreşim kaynaklı gürültü problemi çamaşır makinası dinamiğini ilgilendirmektedir. Süspansiyon tasarımının ana amacı da bunun gibi problemleri, kazanın titreşim genliklerini ve gövdeye aktarılan kuvvetleri azaltmaktır. [1]

1.2.1 Çamaşır makinası dinamiğine etki eden bileşenlerin tanımlanması

Örnek bir çamaşır makinasının dıştan ve gövde elemanlarının patlatılmış görünümü aşağıda verilmiştir. Gövde üzerinde süspansiyon sistemlerinin bağlanması için çevre sacın kaynaklanmış ek saclar bulunmaktadır. Amortisörler ve gövde ayakları gövdeye alttan kaynaklanan şasiye bağlanmaktadır. Askı yayları ise yay askı braketlerine bağlanmaktadır. Körük ise yükleme kapağının ön duvar ile arasındaki sızdırmazlığını sağlayan bir elastomerdir. Körüğün bir ağzı kazanın önüne bağlanırken diğer ağzı gövde ön duvarına geçmektedir.

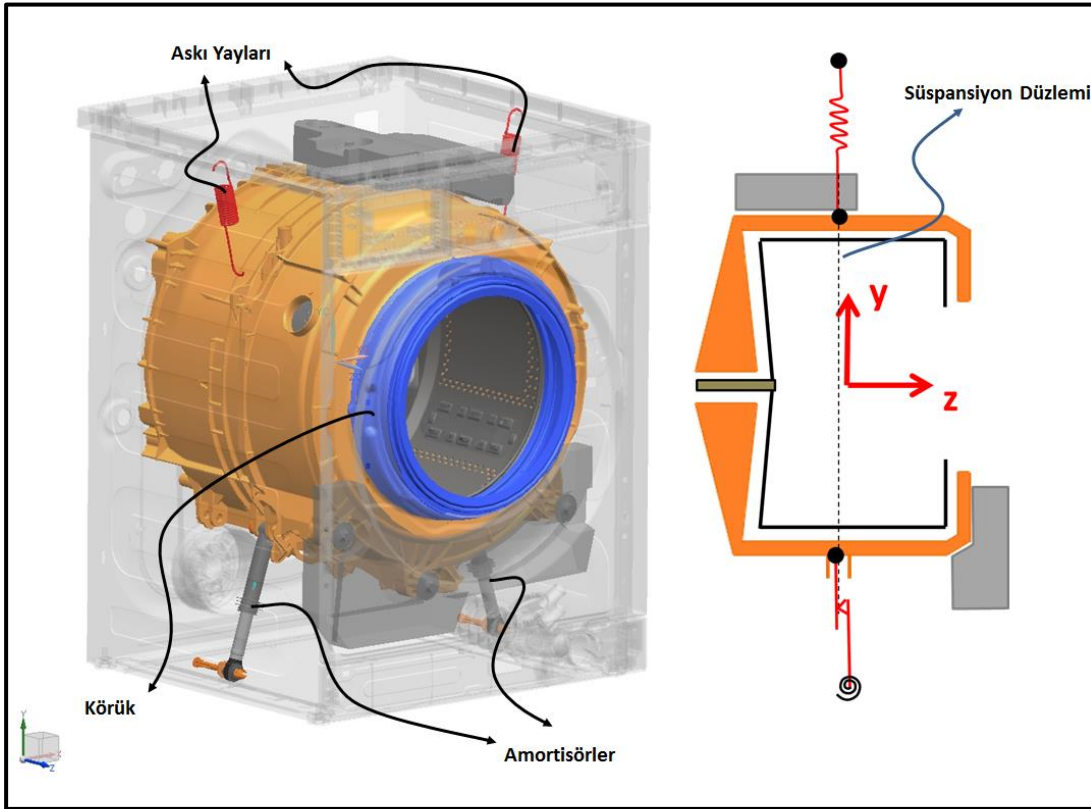


Şekil 1.1: Örnek bir çamaşır makinasının dıştan ve patlatılmış görünümü.

Askı yayları, amortisörler, körük gövdeye bağlandıkları bölgelerden yük aktaran elemanlardır. Bu yük aktaran elemanların bağlı olduğu titreşen kütle tahrik grubu olarak isimlendirilmektedir. Tahrik grubunu oluşturan 7 ana bileşen vardır. Bunlar;

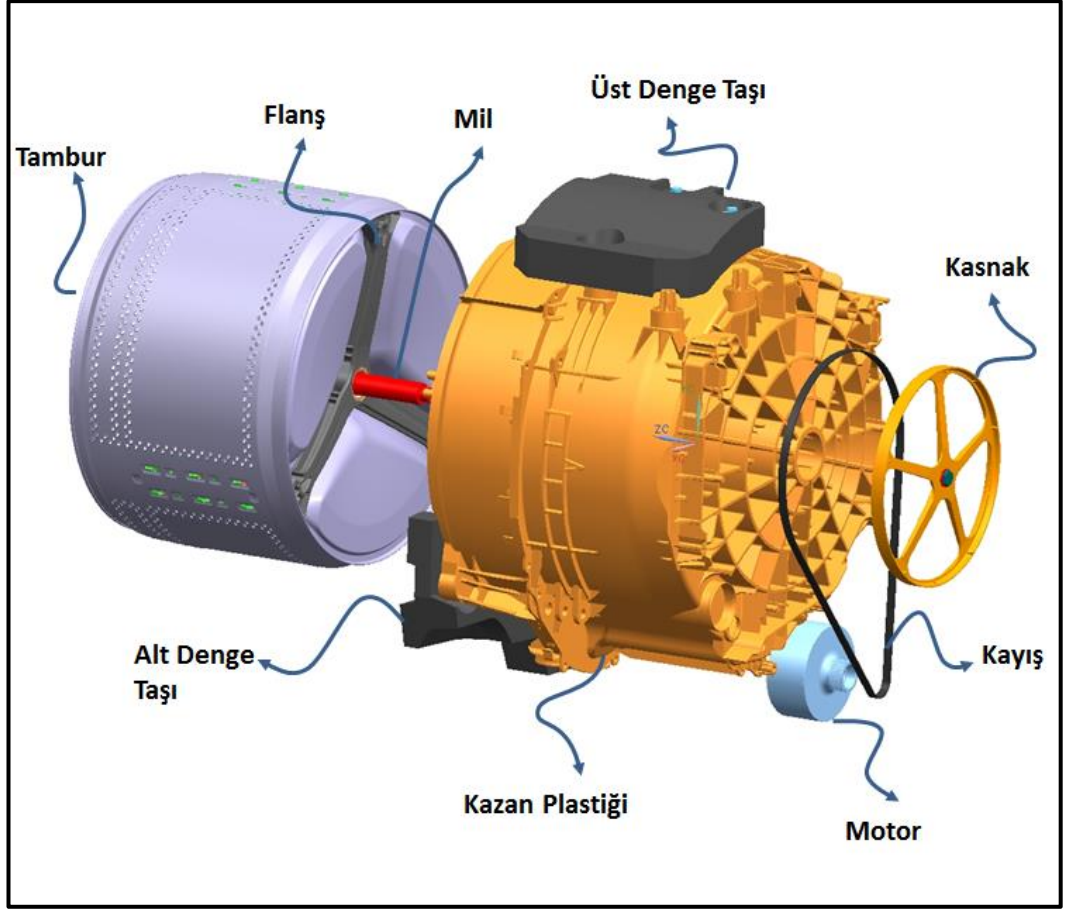
1. Kazan Plastiği
2. Denge Ağrılıkları
3. Tambur
4. Flanş
5. Mil
6. Kasnak
7. Motor

Denge taşları kazan plastiğine bağlanarak toplam tahrik grubu ağrılığını arttıırlar. Denge taşları titreşen kütleyi arttırmak ve titreşim genliklerini azaltmak için kullanılırlar. Ayrıca tahrik grubu kütle merkezini süspansiyon düzlemine getirmek için bu ağrılıklara ihtiyaç duyulmaktadır.



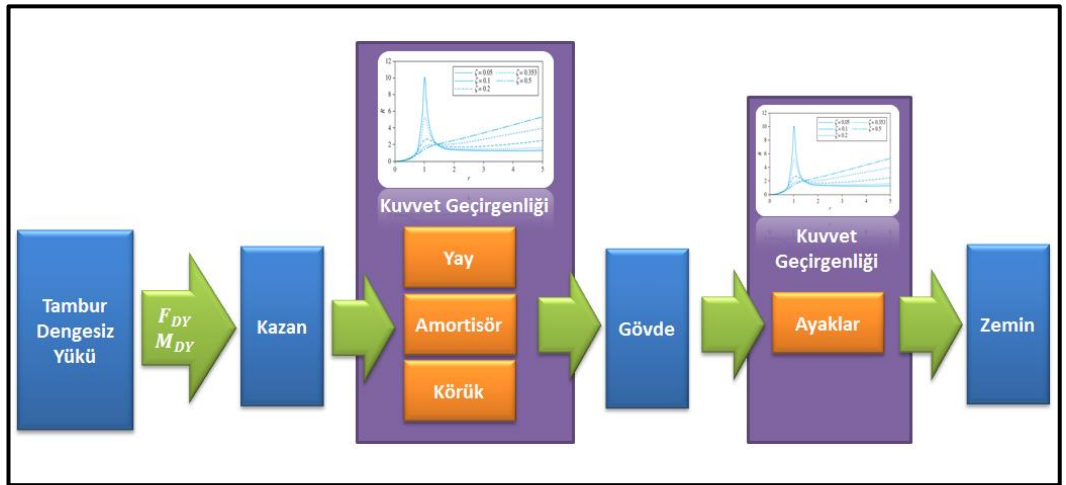
Şekil 1.2: Süspansiyon yerleşimi ve süspansiyon düzlemi.

Tambur, kazana tambur mili ile kazanın arkasından rulman yuvasına yataklıdır. Tambur ve tambur mili arasında flanş olarak adlandırılan üç kollu bir bağlantı bulunmaktadır.



Şekil 1.3: Tahrik grubu ve bileşenleri.

Çamaşır makinası dinamik modeli kurgulanırken bu dinamik bileşenlerin yük patikasına olan etkileri değerlendirilmelidir. Tambur içerisinde bir dengesiz yükün varlığı ile oluşan kuvvet ve momentlerin yük aktarımı şematik olarak aşağıdaki gibi gösterilebilir.

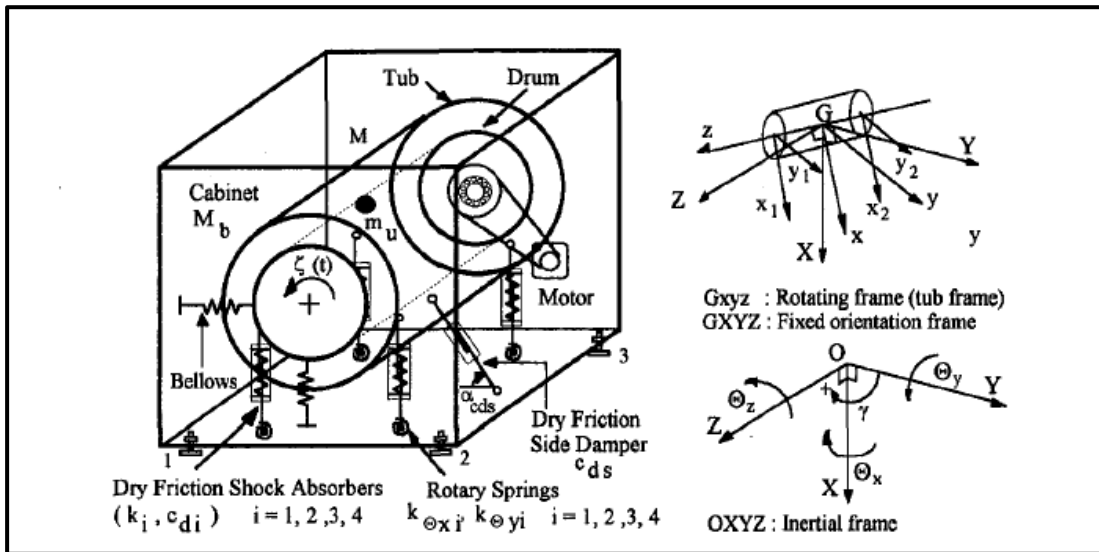


Şekil 1.4: Tamburdan zemine yük aktarım şeması.

1.2.3 Literatürde yapılan çalışmalar

Çamaşır makinası titreşimin problemlerinde süspansiyon sisteminin ve tahrik grubunun doğru kurgulanması önemli olduğundan, çamaşır makinası dinamiği üzerine yapılan çalışmalar artmaktadır. Araştırmacılar bu konuyu farklı açılardan ele almışlar ve çamaşır makinası titreşim problemlerini farklı açılardan incelemişlerdir.

Türkay ve diğ. (1998) yaptıkları çalışmada, çamaşır makinasının nonlinear zamana bağlı rijit cisim dinamiği modelini Newton-Euler yöntemi ile oluşturmuşlardır. Kazan salınımlarının ve gövde yürüme davranışının incelendiği modelde gövde, kazan ve tamburdaki esnemeleri ihmal etmişlerdir. Mesnet noktalarında sürtünme olmadığı varsayımını yapmışlardır. Dengesiz çamaşır yükünün kazan ağırlık merkezi etrafında moment oluşturmadığını kabul etmişlerdir. Titreşen grubun tambur dönüş eksenini etrafında simetrik olduğunu varsayarak çapraz atalet momentlerini ihmal etmişlerdir. Tambur ve kazan arasında göreceli bir hareket bulunmadığı kabulü ile tamburdaki jiroskobik etkileri de ihmal etmişlerdir.



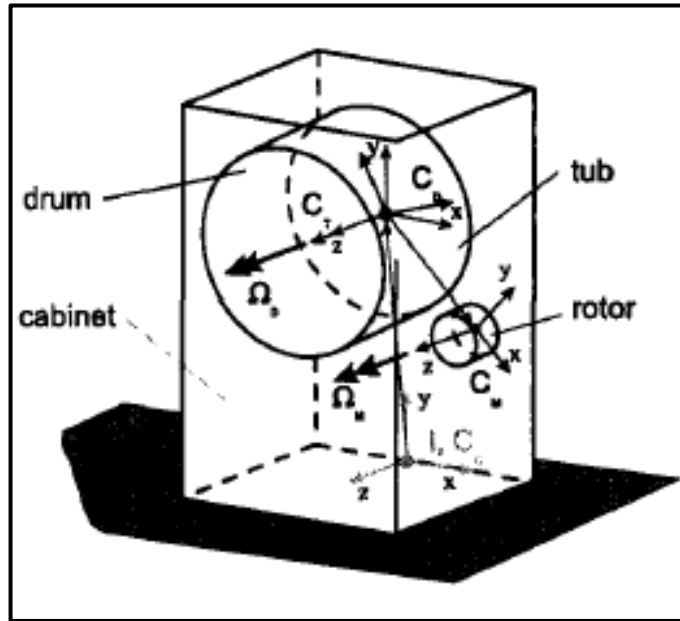
Şekil 1.5: Çamaşır makinası şematik gösterimi ve koordinat sistemleri.[1]

Türkay ve diğ. (1998) alttan süspansiyonlu sistemde dört yay-amortisör ikilisi ve bir de yanal kuru sürtünmeli amortisör modellemiştir. Amortisör sönüm özellikleri modellerken sürtünme modeli kullanarak nonlinear bir amortisör modeli oluşturmuşlardır. Süspansiyon sistemlerinin gövde bağlantı bulunan kauçuk destekleri modele burulma yayı olarak dahil etmişlerdir. Körüğün yay özelliğini inceleyerek, iki ekseninde kuvvet üreten yer değiştirmeye bağlı nonlinear bir kuvvet fonksiyonu şeklinde tanımlamışlardır.

Türkay ve diğ. (1998) çalışmasında süspansiyon sisteminden yere aktarılan kuvvetleri ve toplam çamaşır makinesi ağırlığını dahil ederek, dört ayaklı bir sistemde ayaklara gelen kuvvetleri ayırıştırarak zıplayarak yürüme ve kayarak yürüme davranışını modellemişlerdir.

Türkay ve diğ. (1998) sonuçların deneysel verilerle tutarlı olduğundan ve hesaplanan hata değerlerinin kabul edilebilir mertebelerde olduğundan bahsetmişlerdir. Tambur dönüş eksenindeki kazan açılma yer değiştirmelerinin deneylerle uyuşması ile mesnet sürtünme momentlerinin ihmal edilebilir olduğunu göstermişlerdir. Deneysel veriler ile olan farklılıkların başında yaptıkları simetrik kazan kabulünün ve çamaşır yükünün tambur eksenine göre kazan ağırlık merkezinden mesafesini tam doğru tayin edilememesinin geldiğini vurgulamışlardır. Bu farkların kazanın arkasına bağlı olan 6.2 kg kütleli motorun oluşturduğu asimetrinin kazan kütle merkezi etrafında dinamik dengesiz moment bileşenleri oluşturmasından kaynaklandığını aktarmaktadırlar.

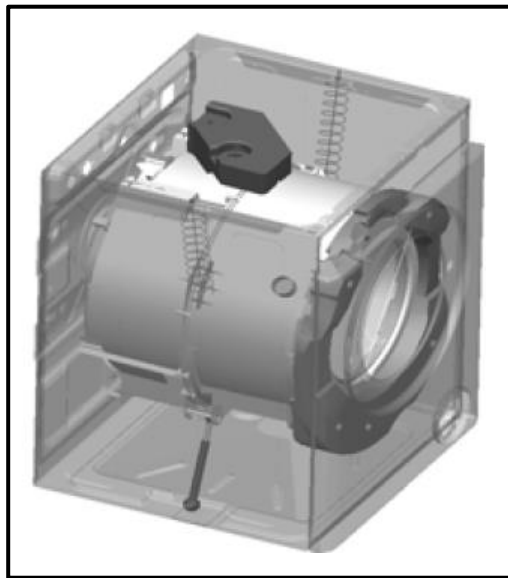
Wagner ve Pfeiffer (2000) çamaşır makinası dinamiğine esnek cisimleri de dahil ederek iki alt sistemden oluşan bir model kurmuşlardır. Kazan, tambur ve rotoru ayarı, gövdeyi ayrı birer sonlu elemanlar modeli olarak modelleyip, eigen vektörlerine ayırıştırarak modal davranışlarını oluşturdukları dinamik modelde kazana çakılı koordinat takımında ifade edilen hareket denklemlerine uygulamışlardır. Hareket denklemlerini Lagrange formülasyonunda çıkartmışlardır.



Şekil 1.6: İki alt sistemli çamaşır makinası modeli şematik gösterimi.[2]

Papadopoulos ve Padadimitriou (2001) amaşır makinesinin sadece yürüme davranışını incelemek amacıyla basitleştirilmiş üç boyutlu bir model hazırlamışlardır. Yürüme davranışının kontrolü üzerine yaptıkları çalışmada iki farklı metot kullanarak tamburda oluşan dengesiz yük kaynaklı dinamik kararsızlığı azaltmaya çalışmışlardır. Yay, amortisör ve körük gibi esnek elemanları modele dahil etmeden doğrudan tamburda oluşan dengesiz yük kaynaklı kuvvet ve momentleri dört ayağa dağıtan analitik bir hesap yapmışlardır. Dengesiz amaşır yükünün döndüğü düzlem ile çamaşır makinası ağılık merkezi aynı düzlemde olmadığı durumda kayarak yürüme davranışının baskın bir problem olacağını ortaya koymuşlardır.

Bayraktar ve Belek (2006) amaşır makinasının 0-400 Hz arası titreşim frekansına sahip tüm bileşenlerini dahil ettikleri komponent mod sentezi metoduna dayalı bir dinamik model kurmuşlardır. Malzeme ölçümlerini standartlara uygun yaparak elastisite modülü ve yoğunluklarını tespit etmişlerdir. Gövde grubu, kazan grubu ve tambur grubuna ait sonlu elamanlar modelleri hazırlayarak bunların serbest-serbest modlarını sayısal ve deneysel olarak kıyaslayarak komponent mod sentezine dayalı çözüm yapabilen ticari bir yazılım olan ADAMS yazılımına aktarmışlardır. ADAMS ortamında 0-400 Hz aralığında elastik titreşim biçimleri olan ana çamaşır makinası bileşenlerini dahil ederek tüm çamaşır makinası modelini oluşturmuşlardır. Ölçümler yaparak belirledikleri askı yaylarının yay sabitlerini ve kuru sürtünmeli amortisörlerin dinamik direngenlik, sürtünme katsayısı değerlerini modelde kullanmışlardır.

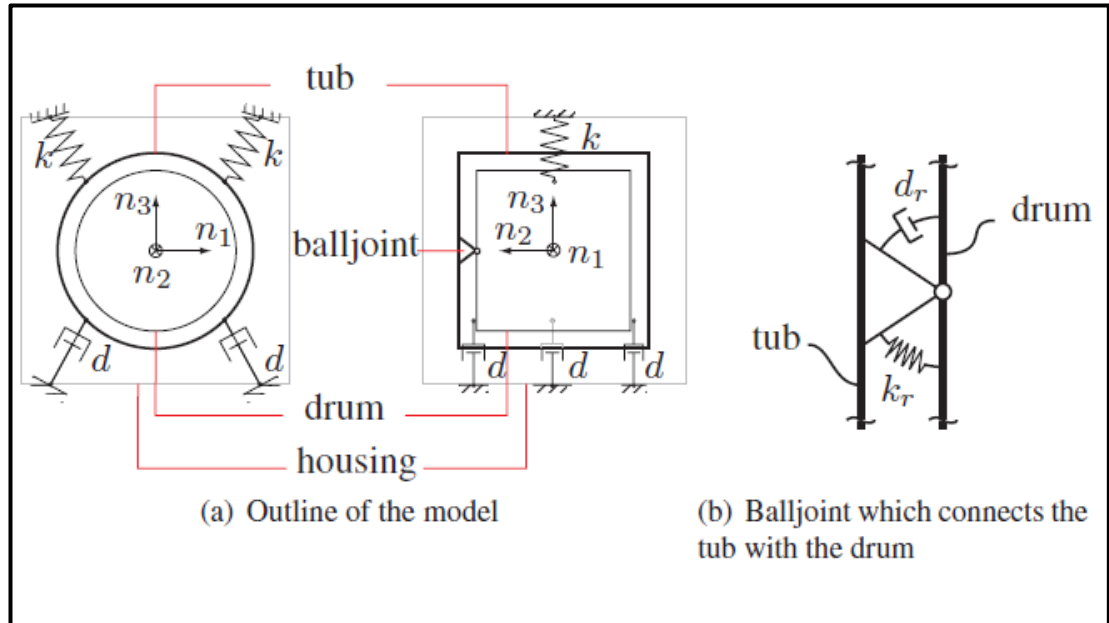


şekil 1.7: ADAMS ortamında tüm çamaşır makinası modeli.[4]

Bayraktar ve Belek (2006) çalışmanın sonunda titreşim genlikleri deneysel olarak doğrulanmış tüm çamaşır makinası sayısal modelini kullanarak gövde ilk doğal frekansını 26Hz'den 71Hz'e çıkaracak bir tasarım önerisinde bulunmuşlardır. Bu tasarım önerisini doğrulanmış sayısal model ile test ederek gövde titreşim genliklerini düşürdüklerini göstermişlerdir.

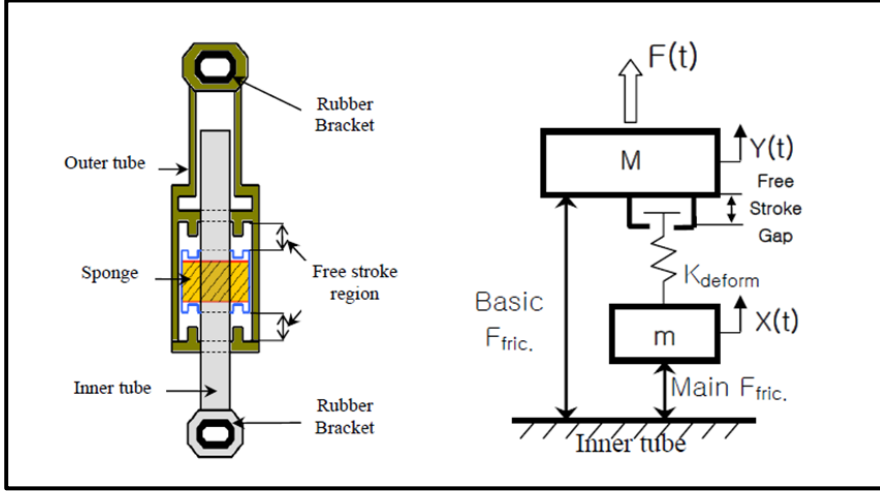
Öztürk (2007) yüksek lisans tez çalışmasında Bayraktar ve Belek'in (2006) çalışmasında önerilen yöntemle paralel bir yol kullanarak sayısal bir çamaşır makinası dinamik modelini oluşturmuştur. ADAMS yazılımını kullanarak, esnek bileşenleri ölçümlerle doğrularak dinamik modele dahil etmiştir. Amortisör kuvvetlerini kayma hızına, yer değiştirmeye ve zamana bağlı test ederek bir sürtünme modelini kayma ve yapışma bölgeleri olarak tarif etmiştir. Hıza bağlı kuvvet üreten bir amortisör modeli kurmuştur. Amortisör lastiklerinin direngenliklerini ölçerek modeline dahil etmiştir.

Gödecker ve diğ. (2009) nonlinear ve lineer hareket denklem takımlarını oluşturdukları çamaşır makinası modelinde özel olarak ilk rezonans geçişinden sonra daha yüksek genlikli bir rezonans geçişi olan kararsızlık bölgesini incelemeyi amaçlamışlardır. Kazan ve tambur ilişkisine odaklanarak, tamburun kazana göre olan göreceli hareketini küresel mafsal ve yay sönüm sistemi ile modellemişlerdir. Kazanın açılma hareketlerini inceleyerek dakikada 1600 devir gibi yüksek hızlı tamburlarda bu kararsızlık etkisinin önemli olduğunu ortaya koymuşlardır.



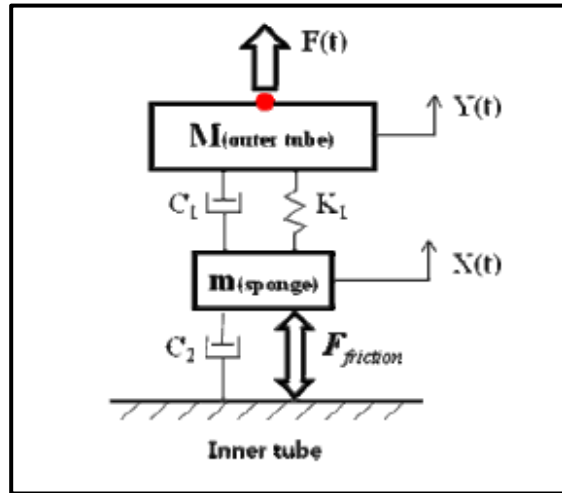
Şekil 1.8: Kararsızlığın incelendiği çamaşır makinası modeli.[6]

Yoo ve diğ.(2009) yaptıkları ilk çalışmada yeni tip bir amortisör için matematiksel bir model çalışmışlardır. Serbest mesafesi olan bir kuru sürtümlü amortisörün testlerini yaparak analitik bir model için parametre optimizasyonlarını yapmışlardır. Analitik modelde serbest hareket bölgesini kuvvet iletmeyen bir mesafe olarak tanımlamışlar ve amortisör içindeki keçenin nonlinear yaylanma özelliğini ve viskoz sönüm özelliğini dahil etmişlerdir.



Şekil 1.9: Serbest mesafeli amortisör modeli.[7]

Yoo ve diğ. (2010) diğer bir çalışmada kuru sürtümlü bir amortisörün analitik modelini oluşturmuşlar ve sürtünme kuvveti için araç lastiklerini modellerken kullanılan bir analitik modeli uygulamışlardır. Tüm amortisör modelini amortisörü iki kütle yay damper sistemi gibi modelleye amortisör içerisindeki leçeyi, yay ve kütle olarak tanımlamışlardır. Elde ettikleri sonuçlar deneysel verilerle ve diğer sürtünme modelleri ile kıyaslamışlardır.



Şekil 1.10: Kuru sürtümlü amortisör modeli.[8]

için bir miktar yağ da bulunduğu için modele bu etkinin viskoz bir kuvvet olarak eklenmesi gerekmiştir. Sonuçta bu viskoz parametrenin modelin kararlı çalışması için bir limitin üzerinde olması gerektiğini belirtmişlerdir.

Yukarıda incelenen çalışmaların her biri çamaşır makinası dinamiği konusunu farklı bakış açıları ile ele almıştır. Bu tez kapsamında yapılacak çalışmada çamaşır makinasının üç boyutlu bir dinamik modeli oluşturulacaktır. İncelenen çalışmaların pek azında, tambur ve rotorun dönüş eksenlerinin açısız hız değişimlerine verdiği tepkiler modellenmiştir. Bu etkiler de jiroskobik momentler olarak değerlendirilecektir. Amortisör kuvvetleri seçilen çamaşır makinası özelinde deneysel olarak incelenecek ve matematiksel bir model oluşturulacaktır. Literatürde oldukça az incelenmiş olan körük bu çalışmada deneysel olarak incelenecek ve matematik modele dahil edilecektir. Tüm dinamik bileşenlerin dahil edilmesi ile gövdenin yürüme davranışı irdelenecektir.

2. TEORİ

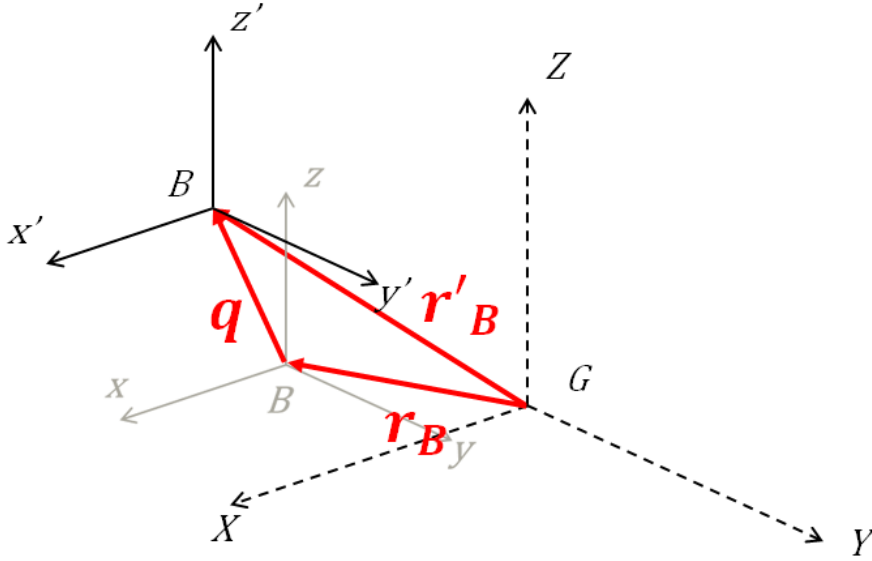
Mühendislikte dinamik problemlerinin çoğu düzlemsel probleme indirgenerek çözülebilmektedir. Modern gelişmeler bilim insanlarını ve mühendisleri üç boyutlu hareket analizinin gerekli olacağı problemleri çözmeye yöneltmektedir. Üç boyutlu problemler kinematik ve kinetik olarak bir ve iki boyuta nazaran bağıntıları oldukça karmaşık hale getirmektedir. Üçüncü boyut ifadeleri lineer momentum, lineer hız ve lineer ivmeye üçüncü koordinatta bir bileşen eklemekten öte ayrıca açısal hız, açısal ivme ve açısal momentum gibi vektörel ifadelerin de bileşen olarak eklenmesine neden olur. [11]

Çamaşır makinesi dinamiği de üç boyutta ele alınması gereken bir problemdir. Süspansiyon sistemlerine bağlı bir kütlenin ağırlık merkezinden uzakta dönel bir yük kaynaklı oluşan dengesiz bir kuvvet, cisim etrafında moment oluşturmakta ve bu moment problemi düzlemsel bir problemin dışına çıkarmaktadır. Bu amaçla vektörel analizden faydalanılacaktır. Dinamik denklemleri oluştururken kuvvet oluşturan elemanları modelleyebilmek için önce rijit cisimle ilgili kinematik bağıntıları ifade etmek gerekir.

2.1 Rijit Cismin Pozisyon Kinematiği

Problem Kartezyen koordinat sisteminde ele alınacağı için rijit bir cisim ötelendiğinde bu cismin ağırlık merkezinin konumunu bulmak gerekecektir. Cisim hem ötelendiğinde hem de açısal pozisyonunu değiştirdiğinde cisim üzerindeki herhangi bir noktanın sabit bir eksen takımına göre yeni pozisyonunu bulmak gerekecektir.

Yer koordinat takımı $G(X,Y,Z)$ üzerinde hareketli cismin ağırlık merkezindeki bir koordinat takımı $B(x,y,z)$ 'nin yere göre pozisyonunu r_B vektörü ile ifade edebiliriz.[11]



Şekil 2.1: Cisim ağırlık merkezinin öteleme sonrası yeni yeri.

$$r_B = \begin{bmatrix} r_{Bx} \\ r_{By} \\ r_{Bz} \end{bmatrix} \quad (2.1)$$

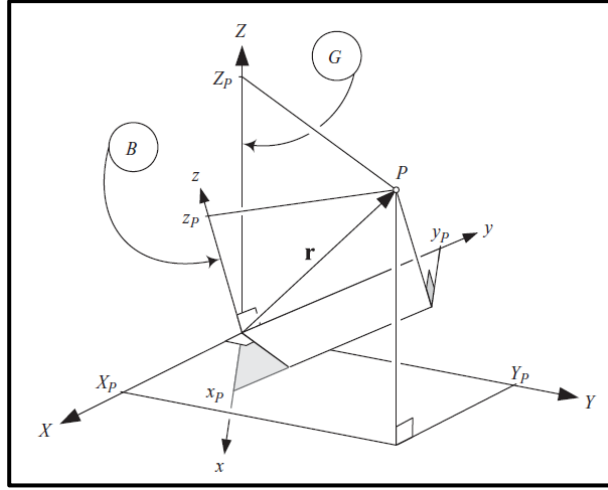
Yer değiştirme vektörü q ile toplarsak cisim ağırlık merkezinin yeni konumunu buluruz.

$$q = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (2.2)$$

$$r'_B = r_B + q \quad (2.3)$$

Eğer cisim öteleme ve ağırlık merkezi etrafında açısız yer değiştirme yaptıysa, bu cismin ağırlık merkezinin yer koordinatına göre pozisyonu r'_B olur. Fakat bu cisme üzerindeki herhangi bir noktanın koordinatını hesaplamak için Euler teoremine göre üç ortogonal eksende sıralı dönmeler gerçekleştirilir.[12] Bu üç sıralı dönme tek bir dönme matrisi olarak ifade edilebilir. Bu dönme matrisi G eksen takımıyla B eksen takımı arasındaki dönüşüm matrisidir.[12] Cisim üç eksende α , β , γ Euler açıları ile dönmeler yaparsa B üzerinde bulunan bir ' p ' noktasının pozisyonu r_{p_B} yer koordinat takımında r_{p_G} olarak yazmak için dönüşüm matrisi R_{B_G} ile çarpılır.

$$r_{p_G} = R_{B_G} r_{p_B} \quad (2.4)$$



Şekil 2.2: Cisim P noktasının B koordinat takımının dönmesi sonrası yeni yeri.[12]

Euler dönme teoreminde on iki farklı sıralı dönme tipi vardır Bunlardan XYZ tipi Cardan açıları olarak tanımlanır. Cardan dönme matrisi R_{B_G} üç sıralı dönme matrisinin çarpımlarından elde edilir.

$$R_{X,\varphi} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos(\varphi) & -\sin(\varphi) \\ 0 & \sin(\varphi) & \cos(\varphi) \end{bmatrix} \quad (2.5)$$

$$R_{Y,\theta} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) & 0 & \sin(\theta) \\ 0 & 1 & 0 \\ -\sin(\theta) & 0 & \cos(\theta) \end{bmatrix} \quad (2.6)$$

$$R_{Z,\psi} = \begin{bmatrix} \cos(\psi) & -\sin(\psi) & 0 \\ \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

$$R_{B_G} = R_{X,\varphi} R_{Y,\theta} R_{Z,\psi} \quad (2.8)$$

Eğer G koordinat sistemine ait bir noktanın pozisyonu B koordinat takımında bulunmak için R_{B_G} ortogonal matrisinin transpozunu alınarak, G koordinat sisteminde ifade edilen vektör ile çarpılır. [12]

$$R_{G_B} = R_{B_G}^T = R_{Z,\psi} R_{Y,\theta} R_{X,\varphi} \quad (2.9)$$

$$R_{Z,\psi} = R_{Z,\psi}^T, R_{X,\theta} = R_{X,\theta}^T, R_{Z,\varphi} = R_{Z,\varphi}^T \quad (2.10)$$

$$r_{p_B} = R_{G_B} r_{p_G} \quad (2.11)$$

Böylece rijit cisim üzerindeki hangi bir noktanın yeri öteleme ve dönme hareketleri sonunda (2.3) ve (2.8) ifadeleri kullanılarak (2.12) ifadesinde olduğu gibi yazılabilir.

$$r_{p_G} = R_{B_G} r_{p_B} + q \quad (2.12)$$

Aynı şekilde rijit cisme bağlı koordinat takımında yer koordinat takımına bağlı bir noktanın konumu benzer şekilde bulunabilir. Fakat bu durum için q öteleme vektörü G koordinatında B için tanımlandığından, B 'nin aynı ötelemeleri yapması durumunda G deki bir nokta göreceli olarak B 'ye göre q ötelemelerini yapmış olacaktır. G 'deki noktanın B 'ye göre yeri (2.13) ifadesi ile yazılır.

$$r_{p_B} = R_{G_B} r_{p_G} - q \quad (2.13)$$

2.2 Rijit Cismin Hız Kinematığı

Cisim B koordinat takımında q vektörü ile öteleme ϵ vektörüyle de Cardan açılarını yapsın.

$$q = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (2.14)$$

$$\epsilon = \begin{bmatrix} \varphi \\ \theta \\ \psi \end{bmatrix} \quad (2.15)$$

B koordinat takımına ait öteleme hız vektörü \dot{q} (2.16) ifadesindeki gibidir.

$$\dot{q} = \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \\ \dot{z} \end{bmatrix} \quad (2.16)$$

B koordinat takımına ait açısal hızlar ve Cardan frekanslarını Cardan yerel eksen takımı $C(\hat{u}_\varphi, \hat{u}_\theta, \hat{u}_\psi)$ dönüştürmemiz gerekir. Cardan frekansları (2.17) ifadesinde verilmiştir.[12]

$$\omega_{GB_C} = \dot{\varphi} \hat{u}_\varphi + \dot{\theta} \hat{u}_\theta + \dot{\psi} \hat{u}_\psi \quad (2.17)$$

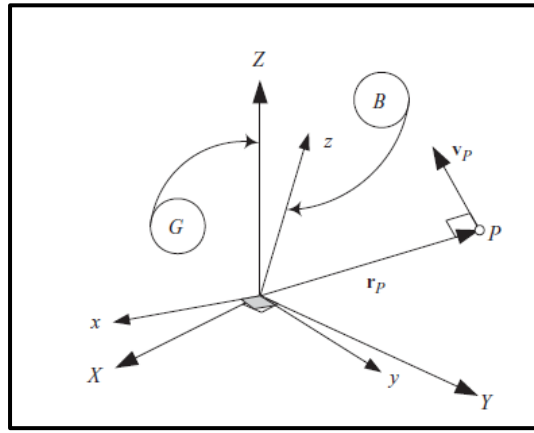
$C(\hat{u}_\varphi, \hat{u}_\theta, \hat{u}_\psi)$ koordinatından $B(x, y, z)$ koordinatına dönüşümü için R_{C_B} matrisi kullanılır. Böylece cismin açısal hızları (2.18) ifadesindeki gibi bulunur.

$$\omega_{GB_B} = R_{C_B} \omega_{GB_C} \quad (2.18)$$

$$\begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos(\theta) \cos(\psi) & \sin(\psi) & 0 \\ -\cos(\theta) \sin(\psi) & \cos(\psi) & 0 \\ \sin(\theta) & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\phi} \\ \dot{\theta} \\ \dot{\psi} \end{bmatrix} \quad (2.19)$$

Açısal hız vektörü yardımıyla cisme ait P noktasının toplam çizgisel hızı (2.20) ifadesi ile hesaplanabilir.

$$v_{GP_B} = \omega_{GB_B} \times r_{P_B} + \dot{q} \quad (2.20)$$



Şekil 2.3: Cisim P noktasının açısal hız kaynaklı çizgisel hızı.[12]

2.3 Rijit Cismin Dinamiği

Herhangi bir serbestliği kısıtlanmamış rijit bir cismin uzayda altı serbestlik derecesi vardır. Newton-Euler hareket teorisine göre rijit cismin ağırlık merkezinin öteleme hareketini ve ağırlık merkezi etrafındaki dönüş hareketlerini analiz edebilmek için bu serbestlikler ayrıklaştırılırlar. Cismin atalet matrisinin zamandan bağımsız olarak ele alınabilmesi için cisme etkiyen tüm kuvvet ve momentleri cisim ağırlık merkezine çakılı $B(x,y,z)$ koordinat takımında ifade etmek gerekir. Kütlesi m olan ve I_B atalet matrisi ile ifade edilen cisim için, en genel hali ile Newton-Euler denklemleri (2.21) ve (2.22) ifadeleri ile gösterilir.[12]

$$F_B = ma_{GB_B} + m\omega_{GB_B} \times v_{B_B} \quad (2.21)$$

$$M_B = I_B \dot{\omega}_{GB_B} + \omega_{GB_B} \times (I_B \omega_{GB_B}) \quad (2.22)$$

Cisim açısal hareketlerini ağırlık merkezi etrafında yaptığı kabulü ile (2.23) ifadesi gibi olacaktır.

$$v_{B_B} = 0 \quad (2.23)$$

Cismin koordinat sisteminde tanımlı genelleştirilmiş koordinat ifadeleri q öteleme ve ϵ Cardan dönme vektörleri kullanılarak; (2.21) ve (2.22) denklemleri açık halde yazılabilir.

$$F_x = m\ddot{x} \quad (2.24)$$

$$F_y = m\ddot{y} \quad (2.25)$$

$$F_z = m\ddot{z} \quad (2.26)$$

$$M_x = I_{xx}\dot{\omega}_x + I_{xy}\dot{\omega}_y + I_{xz}\dot{\omega}_z - (I_{yy} - I_{zz})\omega_y\omega_z - I_{yz}(\omega_z^2 - \omega_y^2) - \omega_x(\omega_z I_{xy} - \omega_y I_{xz}) \quad (2.27)$$

$$M_y = I_{yx}\dot{\omega}_x + I_{yy}\dot{\omega}_y + I_{yz}\dot{\omega}_z - (I_{zz} - I_{xx})\omega_z\omega_x - I_{xz}(\omega_x^2 - \omega_z^2) - \omega_y(\omega_x I_{yz} - \omega_z I_{xy}) \quad (2.28)$$

$$M_z = I_{zx}\dot{\omega}_x + I_{zy}\dot{\omega}_y + I_{zz}\dot{\omega}_z - (I_{xx} - I_{yy})\omega_x\omega_y - I_{xy}(\omega_y^2 - \omega_x^2) - \omega_z(\omega_y I_{xz} - \omega_x I_{yz}) \quad (2.29)$$

Bu elde edilen denklemler sisteme etkiyen dış kuvvetler ile atalet kuvvetlerinin dengesini ifade eder. Çamaşır makinası modeli oluşturulurken bu Newton-Euler denklemleri ile hareket denklemleri oluşturulacaktır.

3. ÇAMAŞIR MAKİNASI DİNAMİK BİLEŞENLERİNİN ÖZELLİKLERİ

3.1 Giriş

Bu bölümde çamaşır makinası dinamiğine etki eden bileşenler incelenecektir. Bu bileşenlerin matematik modellerinin oluşturulabilmesi için çamaşır makinası üzerindeki farklı çalışma koşullarına göre testleri yapılacak ve matematik model için gerekli parametreler oluşturulacaktır.

3.2 Dinamik Test Sistemi

Çamaşır makinasında kazanı gövdeye bağlayan üç ana elemanı tipi Şekil 1.2’de gösterilmiştir. Askı yayları, amortisörler ve körük çamaşır makinasının hareketini etkileyecek kuvvet elemanları olduğundan bu elemanların dinamik özelliklerinin doğru belirlenmesi benzetim sonucun doğruluğu açısından önemlidir. Her bir kuvvet elemanı için oluşturulacak matematik model çamaşır makinası dinamik modeline katılacağından tahrik grubunun dinamik cevabının doğruluğuna etki edecektir.

Yürüme davranışının doğru benzetimini yapılabilmesi için ise, gövde ayaklarının da için dinamik karakteristiklerinin doğru belirlenmesi gerekmektedir.

Bu bileşenlerin dinamik karakteristikleri ve ürettiği kuvvetler elemanın deformasyonuna, sıcaklığına ve çalışma frekansına bağlı olarak değişmektedir. Bu sebeple amortisör ve körük testleri için bir dinamik test sistemine ihtiyaç duyulmuştur.

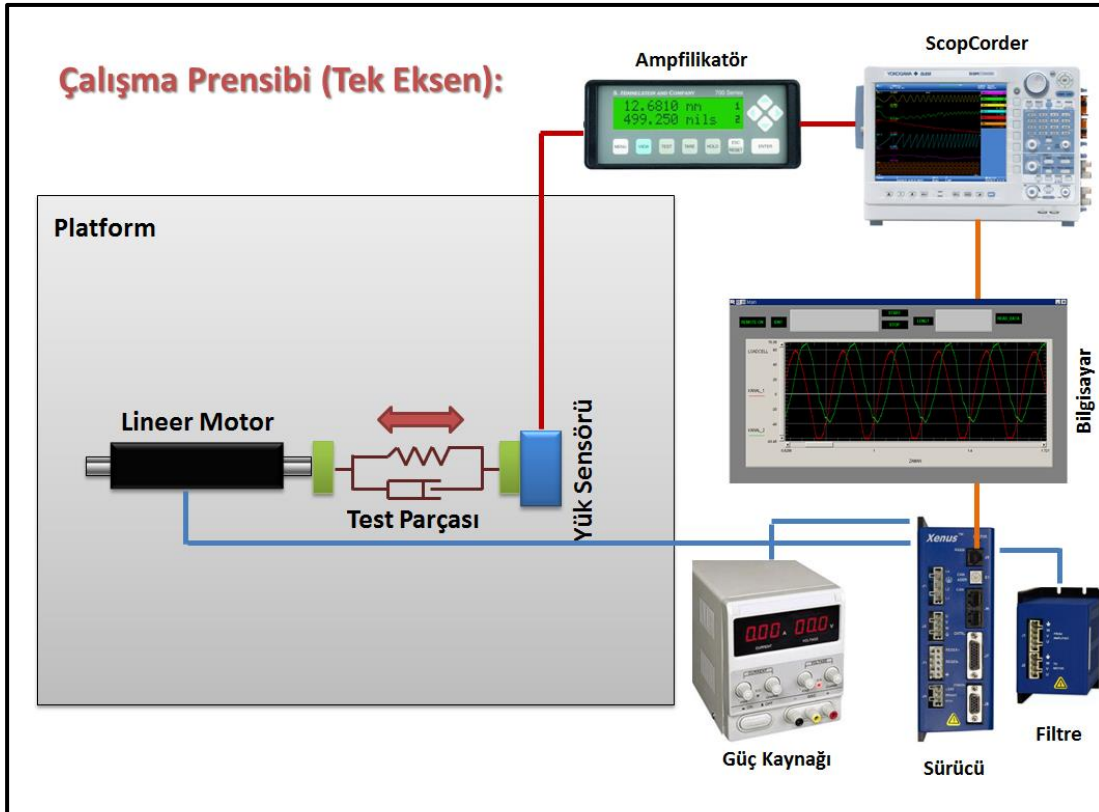
Yayların lineer katsayılar ile uzamaya bağlı kuvvet ürettiği bilinmektedir ve çalışma frekansına bağlı olarak fazla değişiklik göstermediğinden yay dinamik teste tabi tutulmayacaktır. Lineer yay katsayısı için üretici firmanın katalog değerleri kullanılacaktır.[4]

Dinamik test sistemi körük ve amortisörlerin mümkün olduğunca çamaşır makinası üzerindeki çalışma durumundaki davranışlarının benzetimini yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. Amortisörün doğrusal çalışmasını tek eksenli bir hareket ile

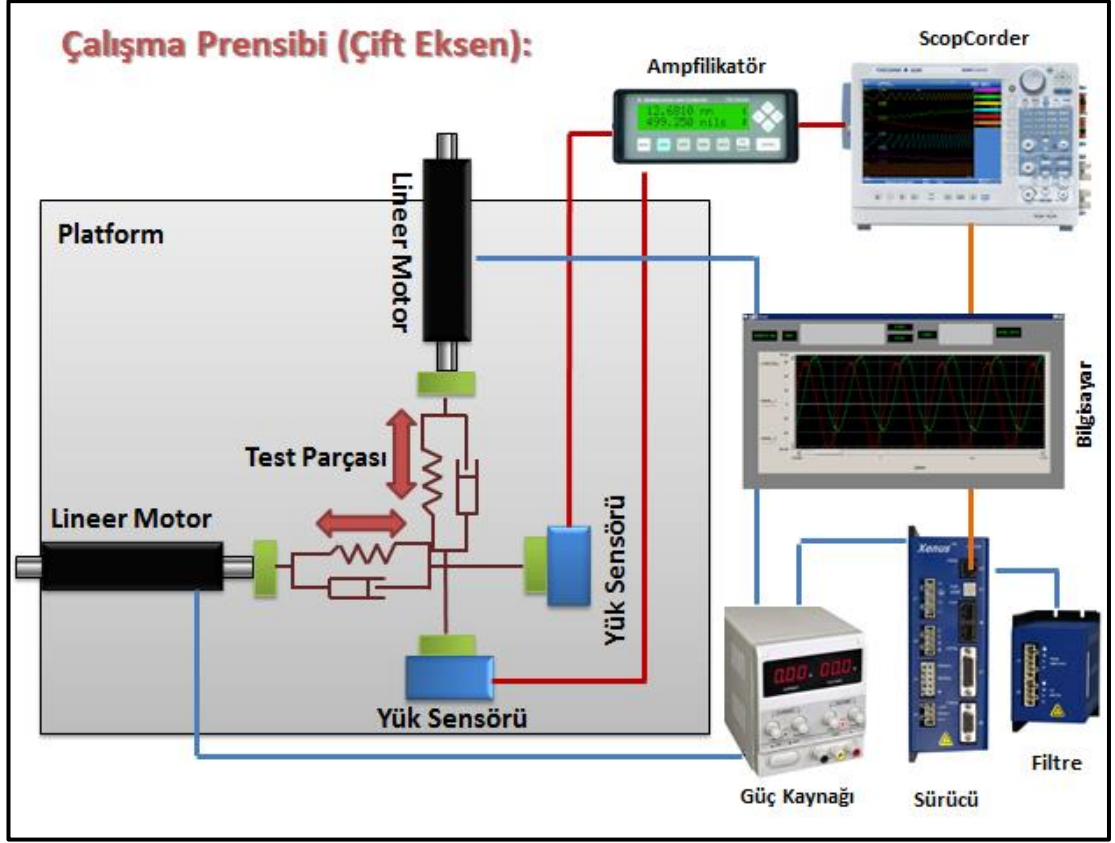
benzetimini yapmak yeterli olurken, körüğün davranışını iki eksende düzlemsel hareket ile benzetimini yapmaya ihtiyaç duyulmuştur. Test sistemi bileşenleri aşağıda sıralanmıştır.

- Test platformu
- Lineer Servo Motor (Copley Controls, 2 adet)
- Servo Motor Sürücüsü (Copley Controls, 2 adet)
- Servo Motor Analog Filtresi (Copley Controls, 2 adet)
- Yük Sensörü (Himmelstein, 2 adet)
- Yük Sensörü Amfisi (Himmelstein, 2 adet)
- Veri Toplama Sistemi (Yokogawa Scopecorder)
- Güç kaynağı
- Bilgisayar (Motor kontrolü ve veri alışverişi amacı ile kullanılmıştır.)

Şekil 3.1 ve Şekil 3.2’de tek eksen ve iki eksen test sisteminin test parçasına göre çalışma prensibi tarif edilmiştir.



Şekil 3.1: Test sisteminin tek eksende çalışma prensibi.



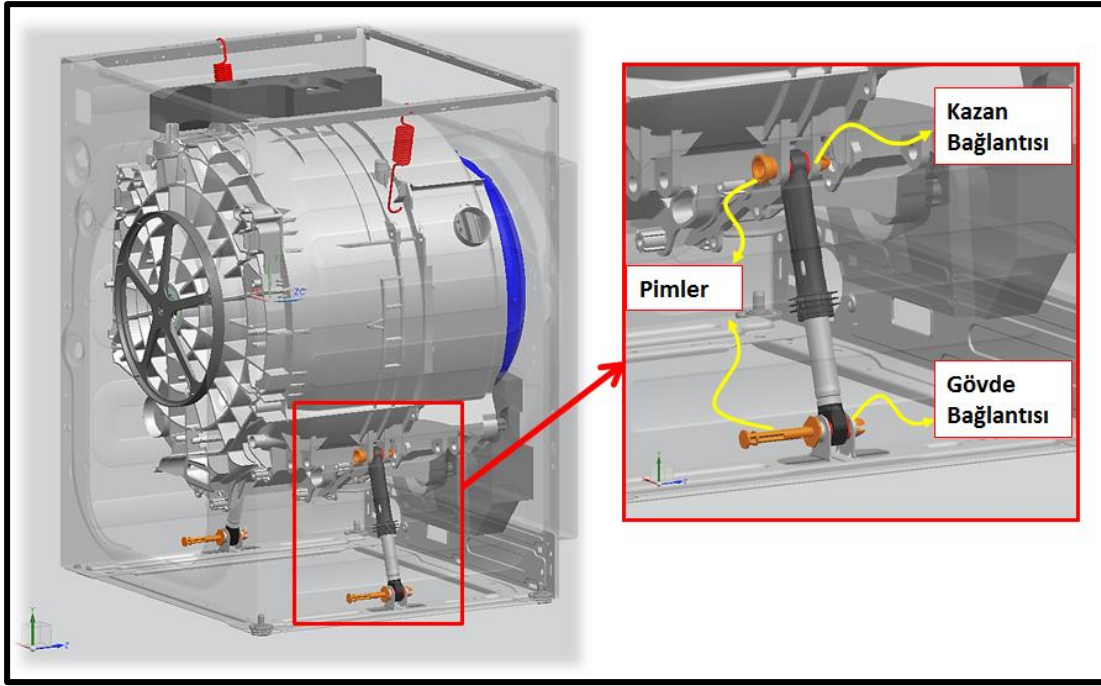
Şekil 3.2: Test sisteminin çift ekseninde çalışma prensibi.

3.3 Amortisör Testleri ve Matematik Modeli

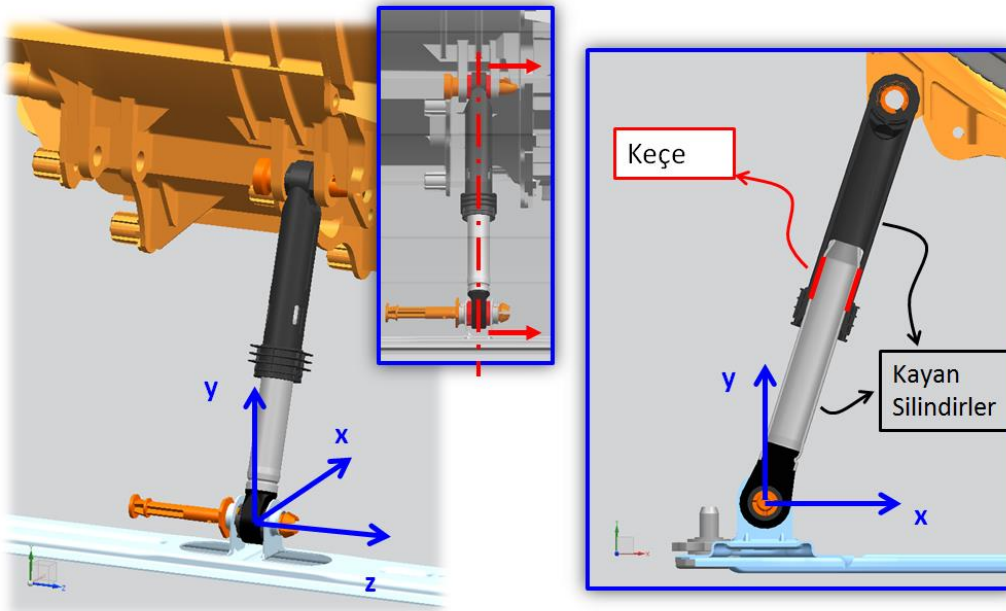
Amortisörler kazanın gövde içerisindeki salınımını etkileyen önemli bir kuvvet elemanıdır. Çamaşır makinası düşük devirlerde sönüm özelliği kritiktir.[5] Özellikle tamburun sıkma devrine kalkışı sırasında süspansiyon sisteminin rezonans frekansından geçerken kazanın gövde içerisinde çarpmasını önlemek için kullanılırlar.[1]

Amortisörlerin çamaşır makinası dinamiğine üç şekilde etki etmektedirler. Gövde ve kazana bağlandıkları bölgelerde bir pim ile sabitlenirler ve bu pim belirli bir moment değerinin altında dönmeye izin vermemektedir harekete başladığında ise bir miktar sürtünme kuvveti ile enerji yutmaktadır. Amortisör üzerinde bağlantı yerlerinde kauçuk burçlar bulunur. Bu kauçuk burçlar Şekil 3.3’de gösterildiği gibi x ve y eksenleri etrafındaki açıl hareketlere direnç gösterirler.

Amortisör sönümlenme kuvvetini iç içe kayan iki silindirin arasındaki sıkıştırılmış keçenin sürtünmesi ile sağlar. Şekil 3.4’de bir amortisörün dıştan ve kesik hali görülmektedir.



Şekil 3.3: Çamaşır makinası üzerinde amortisör bağlantısı.

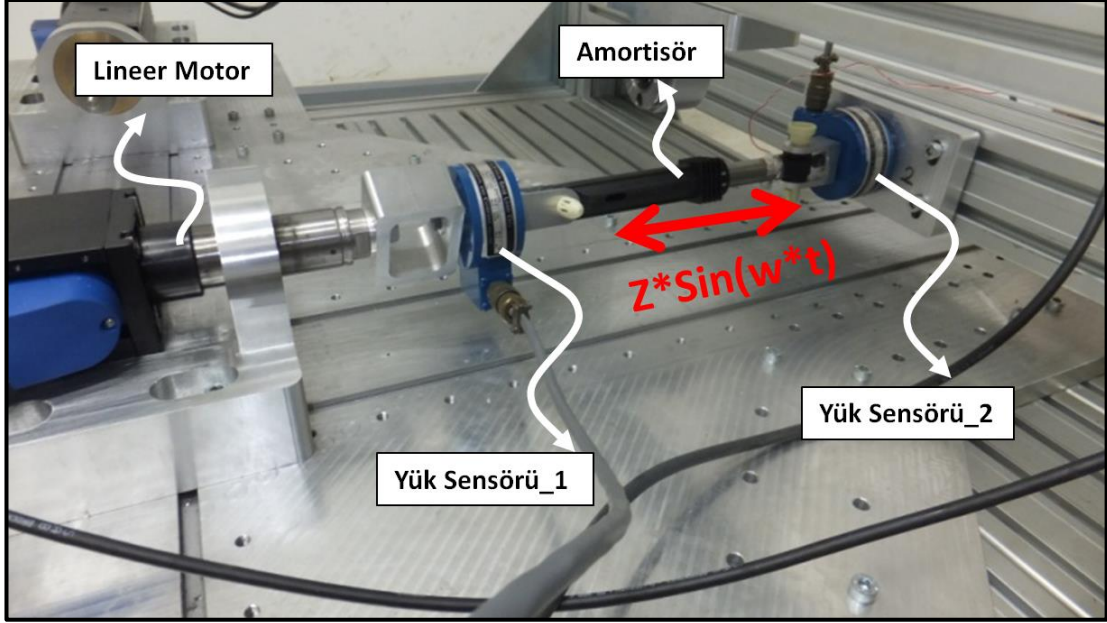


Şekil 3.4: Amortisör yapısı ve kesiti.

3.3.1 Amortisör sürtünme kuvveti testi ve matematik modeli

Amortisörün sönüm kuvvetini ölçebilmek için amortisörün bu kayma hareketini gerçekleştirmek gerekir. Şekil 3.5’de bu keçe sönüm testi gösterilmiştir. Lineer motor, amortisör ekseninde git-gel hareketi yaptırılarak, sürtünme kuvveti oluşması sağlanmıştır. Motora zamana bağlı sinüzoidal bir yol grafiği ile git-gel hareketi

yaptırılmıştır. Bu titreşim hareketini frekansı 3 Hz – 20 Hz arasında değiştirilerek kazanın farklı salınım frekanslarının benzetimi yapılmıştır. Bu frekanslara göre de çamaşır makinası salınımları göz önünde bulundurularak farklı salınım genlikleri incelenmiştir.



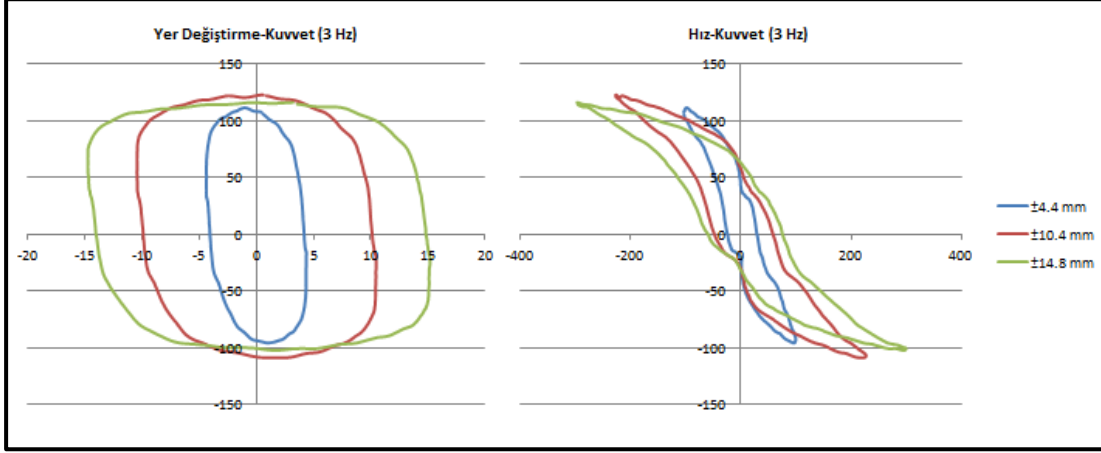
Şekil 3.5: Amortisör keçesi sönüm testi.

Şekil 3.6'da 3 Hz salınım frekansı için farklı genliklerdeki hız-kuvvet ve deplasman-kuvvet grafikleri verilmiştir. Şekil 3.7'de 20 Hz salınım frekansı için benzer grafikler verilmiştir. (3.1) ifadesinde gösterildiği gibi iş ve enerji prensibinden deplasman kuvvet grafiğindeki kapalı çevrim içerisinde kalan alan bir salınımda amortisör sürtünme kuvveti tarafından yutulan enerjiyi göstermektedir.[14]

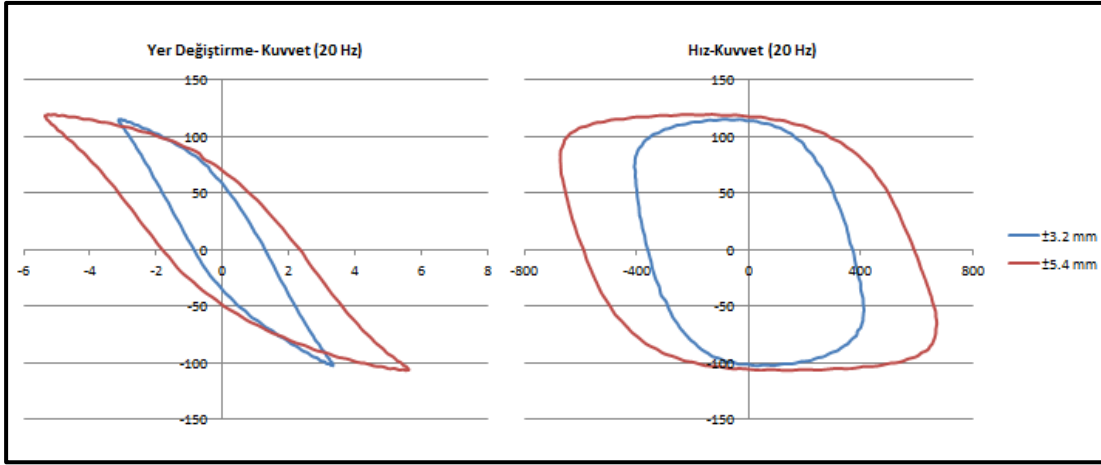
$$U_{1 \rightarrow 2} = - \int_0^x F. dx \quad (3.1)$$

Grafikler incelendiğinde Coulomb sürtünme yasasına uygun olmayan bir sürtünme davranışı görülmektedir. Yüzeyler arası kayma göreceli kayma hızının yönüne bağlı olarak sabit bir kuvvet üretmeyen bir davranış görülmektedir. Kuvvet-Hız grafiği incelendiğinde kayma hızının yönüne göre sabit bir değere yakınsayan sürekli bir davranış vardır. Coulomb sürtünme yasasındaki gibi süreksiz bir davranış yoktur. Ayrıca Kuvvet-Hız davranışı histeresis davranışındadır. Hız pozitiften negatif değere geçişte ayrı bir yolu negatiften pozitif değere geçişte ayrı bir eğri takip eden kapalı bir çevrimdir. Bu davranış keçenin elastik davranışından kaynaklanmaktadır.[8]

Salınım frekansı arttıkça yutulan enerjinin azaldığı görülmektedir. 20 Hz'deki çalışma koşulunda Kuvvet-Yer Değiştirme grafiğindeki kapalı alanın daralması enerji yutum özelliğinin azaldığı ve keçenin elastik etkisinin daha belirgin görülmeye başladığı yorumu yapılabilir. Aynı çalışma frekansında salınım genlikleri arttıkça yutulan enerji artmaktadır.



Şekil 3.4: 3 Hz salınım frekansında amortisör kuvvet grafikleri.

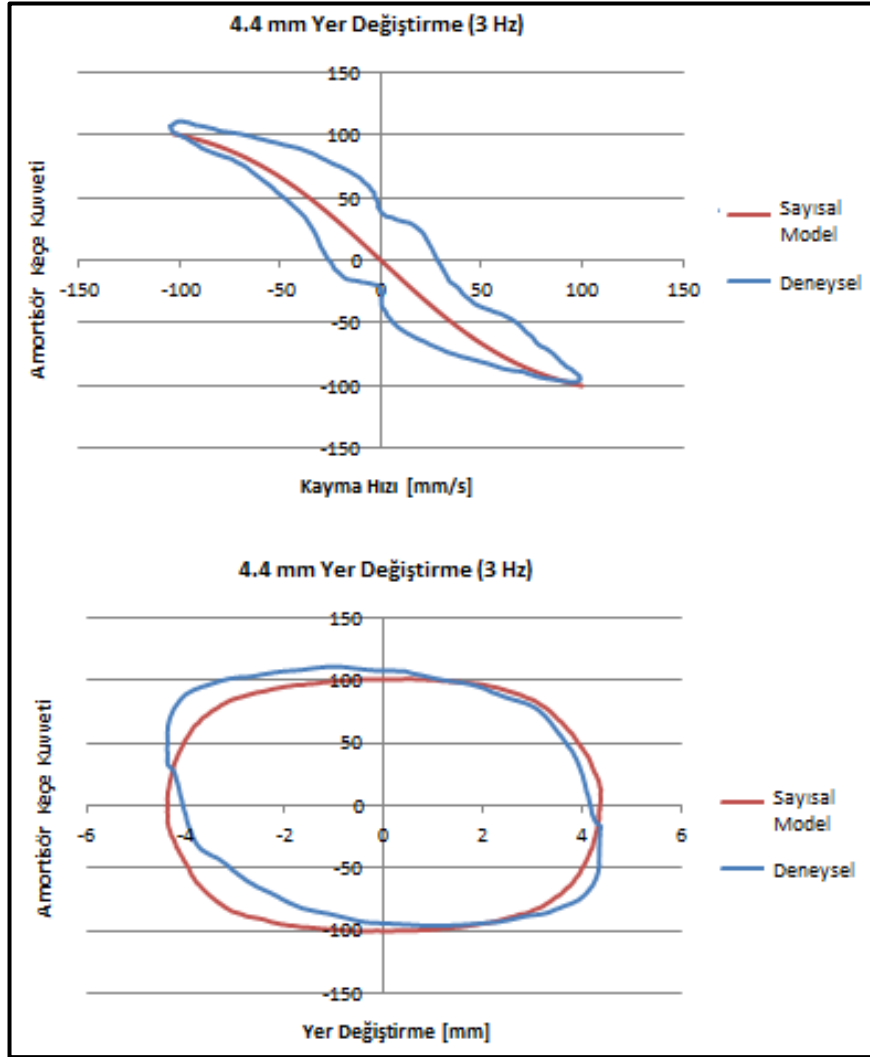


Şekil 3.5: 20 Hz salınım frekansında amortisör kuvvet grafikleri.

Amortisör matematik modeli için özellikle düşük salınım frekanslarında deneysel verilerle tutarlı olması kazanın askı yayı doğal frekansı geçişinde kazanın yapacağı salınım genliklerinin doğruluğu için daha kritiktir.

Amortisör sönüm kuvveti kayma hızına bağlı bir hız değişim yönüne göre geçmişine göre cevap üreten bir histeresis davranışdır. Hıza bağlı bu histeresis davranışı modellenmeyecektir fakat hıza bağlı bir s-eğrisi şeklinde tanımlanarak yutulan enerji benzeşimi yapılacaktır.

Matematikte hata fonksiyonu olarak adlandırılan $\text{erf}(x)$ fonksiyonu pozitif girdi değeri için +1'e negatif girdi değerleri için -1'e yakınsayan bir fonksiyondur. Sürtünme kuvvetini geçiş hızına bağlı kuvvet artışı bu yakınsak fonksiyon ile modellenebilir. Şekil 3.6'da hıza bağlı kuvvet grafiği ve deplasmana bağlı kuvvet grafiği verilmiştir. Deplasman kuvvet eğrisinde kalan alanın deneysel veri ile örtüştüğü görünmektedir.

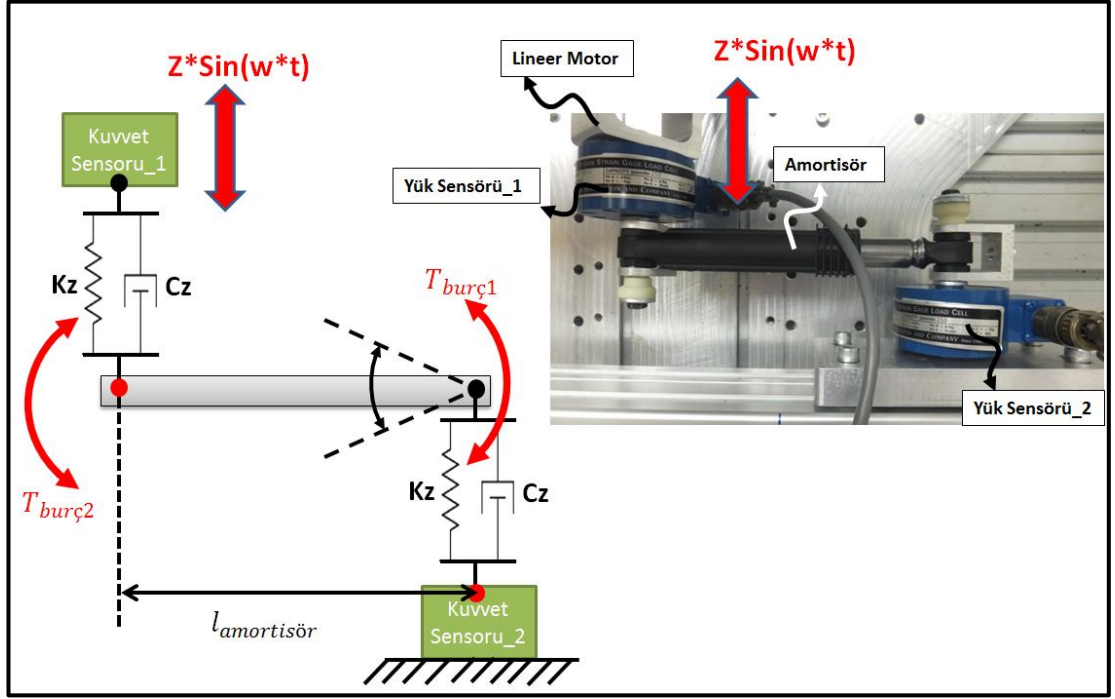


Şekil 3.6: 3 Hz salınım frekansında sönüm kuvveti matematik modeli.

Sayısal modele ilişkin fonksiyon (3.2) ifadesi ile verilmiştir. Bu model Amortisör üreticisi tarafından 110 N kuvvet ürettiği belirtilen amortisör için oluşturulmuştur. Sürtünme kuvveti F_s , v_{rel} amortisör kayma hızına bağlı olarak (3.2) ifadesindeki gibi yazılabilir.

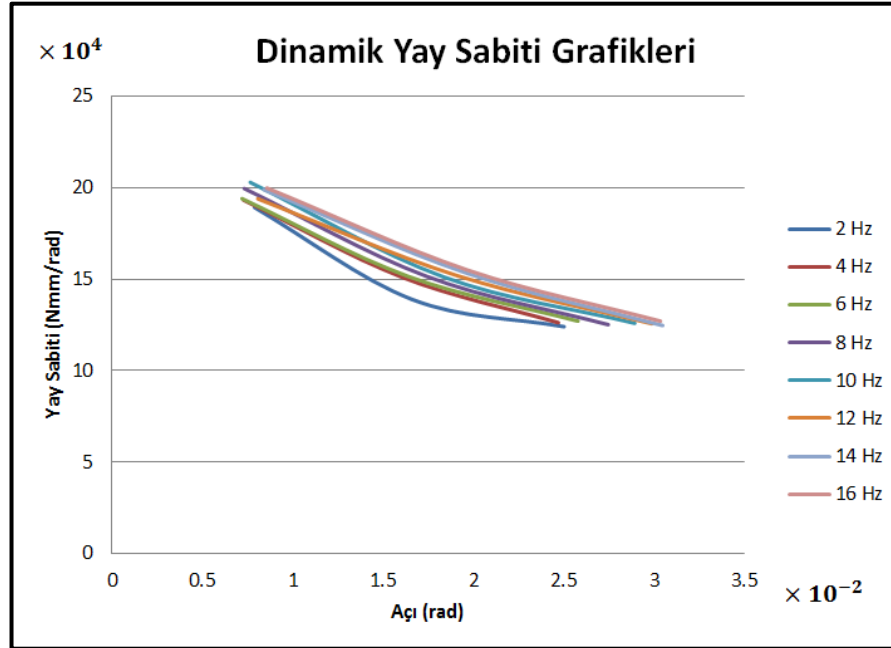
$$F_s(v_{rel}) = -110 * \text{erf}(v_{rel} * 0.012) \quad (3.2)$$

$$F_{ys1} = \frac{T_{burç1}}{l_{amortisör}} + \frac{T_{burç2}}{l_{amortisör}} \quad (3.3)$$



Şekil 3.9: Amortisör burçlarının lineer yay analojisi ve test düzeneği.

Amortisör burçları farklı salınım frekanslarında ve farklı salınım genliklerinde test edilmiştir. Şekil 3.10'da burulma yayı analojisinden elde edilen yay katsayısı grafiği görülmektedir.



Şekil 3.10: Burçlarının burulma yayı analojisinden elde edilen yay katsayıları.

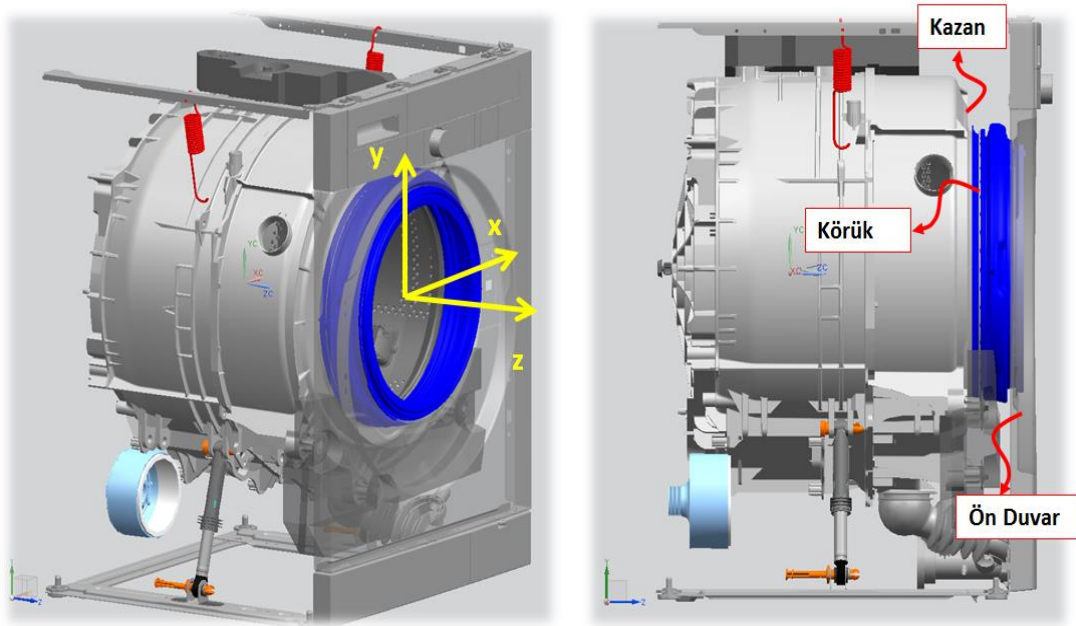
Salınım frekansına bağlı titreşim burç yay sabiti üzerinden bir miktar arttırıcı etki oluşturmaktadır. Salınım genlikleri arttıkça yay sabitindeki değişim dikkate alınır şekilde azalmaktadır.

Frekansa bağlı değişimi ihmal ederek amortisör burçları gövde üzerindeki bağlantı noktasına indirgenerek burulma yay fonksiyonu f_α , radyan cinsinden α açı değerleri için (3.4) ifadesindeki gibi yazılabilir.

$$f_\alpha(\alpha) = 7.8 * 10^7 * \alpha^2 - 6.7 * 10^6 * |\alpha| + 2.5 * 10^5 \text{ [Nmm/rad]} \quad (3.4)$$

3.4 Körük Testi ve Matematik Modeli

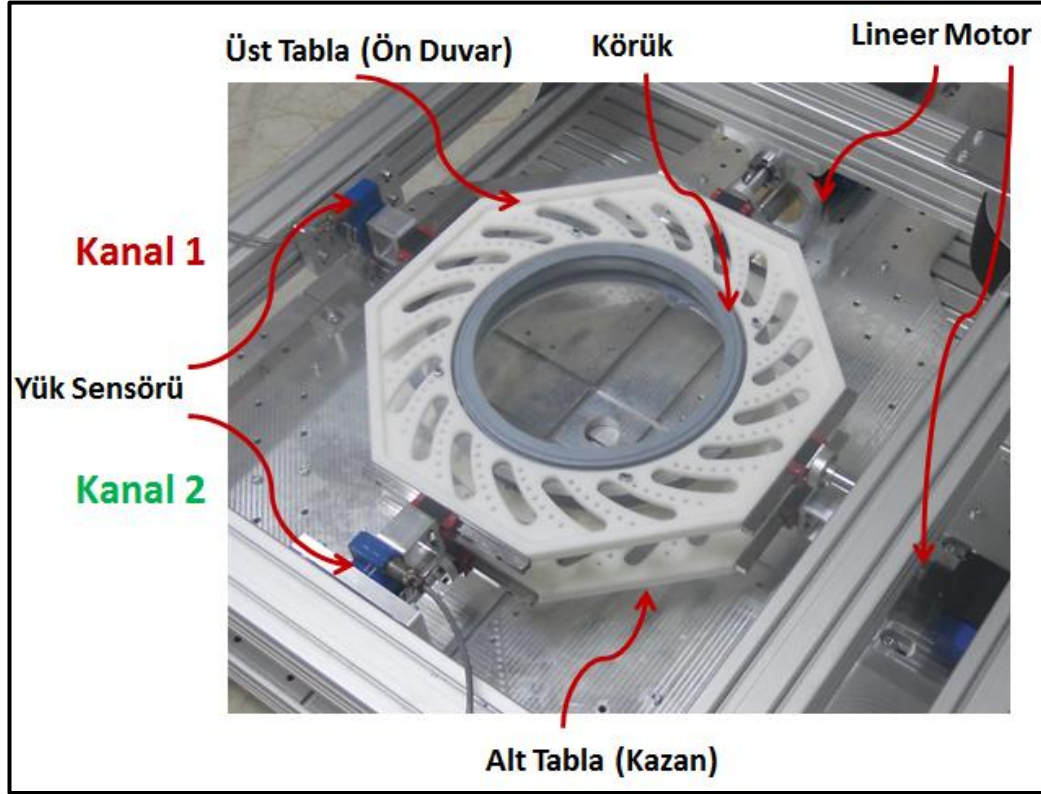
Körük, kazan ile yükleme kapağı arasında conta vazifesi gören elastomer bir elemandır. Kazanı en uç noktasından gövdeye bağlanır ve gövde ile kazan arasında yük aktarımına sebep olan burç tipi bir elamandır.



Şekil 3.11: Körüğün çamaşır makinası üzerindeki yerleşimi.

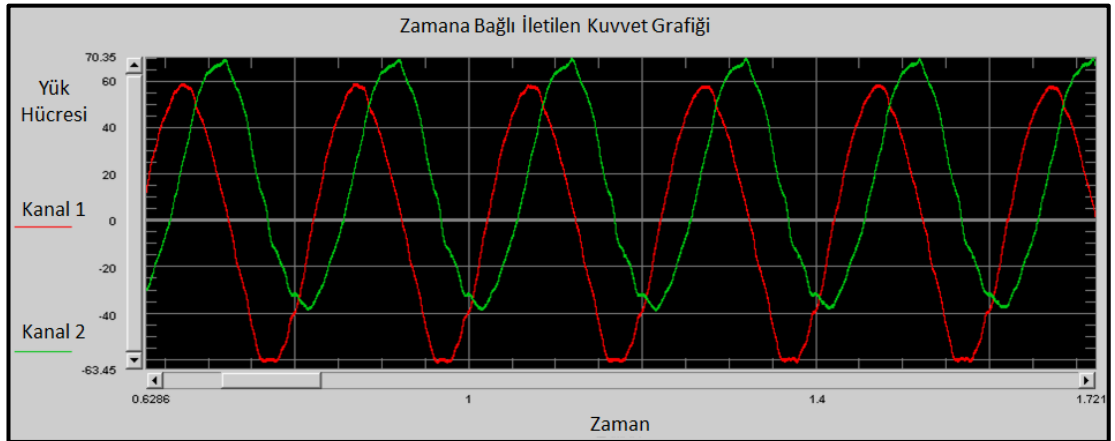
Körüğün kazan ve gövde arasındaki yerleşimi Şekil 3.11’de görülmektedir. Kazanın dinamik çalışma durumunda x-y ekseninde yörünge çizen kazan ön ucu körüğün kuvvet oluşturmaya sebep olur ve bu yörünge benzetimini yaparak test etmek amaçlanmaktadır. Şekil 3.12’de görülen körük test düzeneğinde körük iki adet tablanın arasına bağlanmaktadır. Alt tabla iki adet lineer servo motor ile çamaşır makinası kazan kinematiğinin iki boyutlu olarak benzetimi yapılmaktadır. Üst tabla

ise çamaşır makinası n duvar rolünde olup krkten aktarılan kuvvet değerlerini yk sensörlerine aktarmaktadır.



Şekil 3.12: Körük test düzeneği

Körük deneyi iki motoru aynı anda senkron sürmeyi gerektireceğinden motor kontrol programının el verdiği lde deney yapılabilir. Kazan temsili olan st tablaya 5 Hz salınım frekansında 10 mm yarıçapında dairesel bir yörünge izlemesi sağlandı. Yük sensörlerinden alınan veriler Şekil 3.13’de görülmektedir. Kuvvet cevabı ve genlikler bilindiğinden lineer yay analojisi ile iki eksen de yay sabiti elde edilmiş olur.



Şekil 3.13: Üst tabladan alt tablaya körüğün ilettiği kuvvet grafiği.

Körüğün x eksenini (çamaşır makinasına önden bakıldığında yanal yön olacaktır) direngenliği olan k_{Kx} , Kanal 1'in kuvvet cevabından bulunarak (3.5)'de verilmiştir.

$$k_{Kx} = \frac{123[N]}{20[mm]} = 6.15 [N/mm] \quad (3.5)$$

Benzer şekilde y eksenini (çamaşır makinasına önden bakıldığında dikey yön olacaktır) direngenliği olan k_{Ky} , Kanal 2'nin kuvvet cevabından bulunarak (3.6)'da verilmiştir.

$$k_{Ky} = \frac{110[N]}{20[mm]} = 5.5 [N/mm] \quad (3.6)$$

3.5 Askı Yaylarının Özellikleri

Askı yayları sabit yay katsayıları olan yaylar olarak kabul edileceklerdir. Yay eşik değeri olan kuvveti geçtikten sonra uzama yapmaya başlamaktadır. Yayın kuvvet eşik değeri olan ön gerilme değerleri, serbest boyu ve yay katsayısını içeren teknik özellikleri Çizelge 3.1'de verilmiştir.

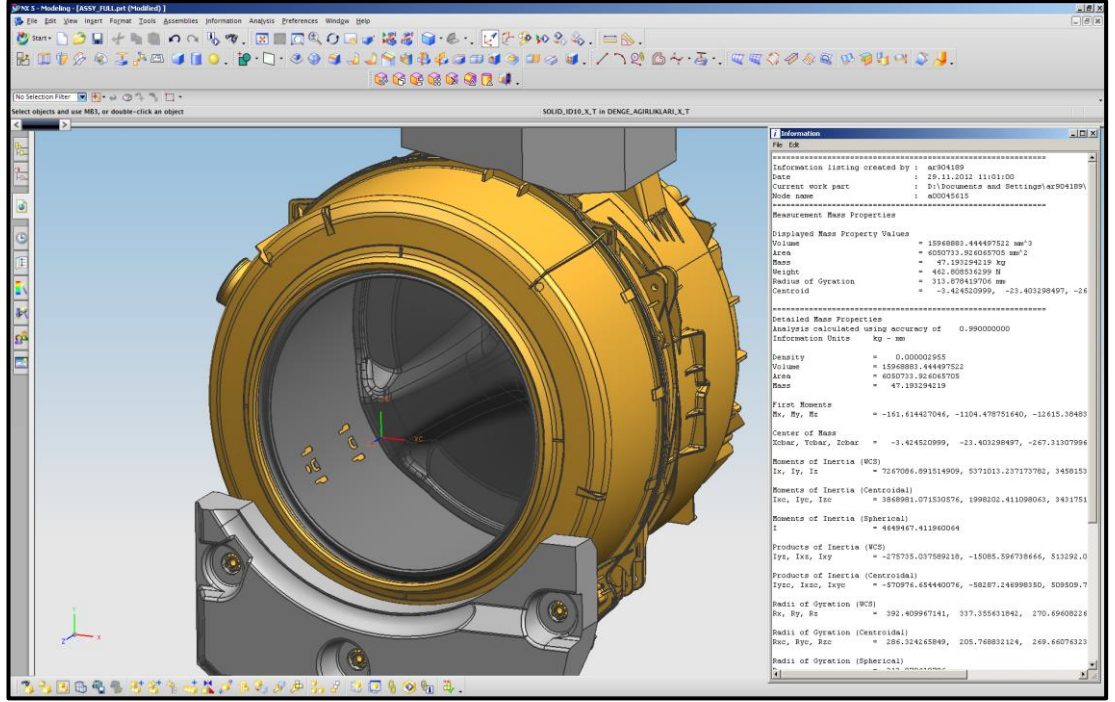
Çizelge 3.1: Askı yayı teknik özellikleri.

Yay Katsayısı [N/mm]	8.0
Serbest Yay Boyu [mm]	163
Ön Gerilme [N]	70

3.6 Çamaşır Makinasına Ait Kütle ve Atalet Momentleri

Tahrik grubunun dinamik modelde altı serbestlik dereceli titreşen kütle olarak kütle ve atalet momentleri bilgisine ihtiyaç duyulur. Bu bilgiler Bilgisayar destekli tasarım programı Unigraphics NX programı ile ölçülmüştür. Tahrik grubunun toplam kütlesi tartılarak Bilgisayar ortamında ölçülen kütle ile uyduğu kontrol edilmiştir. Atalet momenti bilgileri kütle kontrolü sağlandıktan sonra alınmıştır.

Tambur ve rotorun jiroskobik momentleri dinamik modelde tahrik grubuna etkileyen dış kuvvet olarak ekleneceğinden dönüş eksenindeki atalet momenti Unigraphics NX programında ölçülmüştür. Kütle ve atalet bilgileri Çizelge 3.2'de paylaşılmıştır.



Şekil 3.14: Unigraphics NX arayüzünde tahrik grubunun atalet bilgisi ölçümü

Çizelge 3.2: Kütle ve atalet bilgileri.

Tahrik Grubu Kütle [kg]	47.2	
Tahrik Grubu Atalet Matrisi [kg*mm ²]	Ixx	3.869 *10 ⁶
	Iyy	1.998*10 ⁶
	Izz	3.432*10 ⁶
	Ixy	0.509*10 ⁶
	Ixz	-0.058*10 ⁶
	Iyz	-0.571*10 ⁶
Tambur Ataleti Izz [kg*mm ²]	0.228*10 ⁶	
Rotor Ataleti Izz [kg*mm ²]	0.007*10 ⁶	

4. ÇAMAŞIR MAKİNASI DİNAMİK MODELİ

4.1 Giriş

Çamaşır makinasında titreşim kaynaklı problemleri inceleyebilmek, henüz tasarım safhasında olan bir ürünün titreşim açısından kararlılığını sağlayabilmek ve tasarımcıya rehberlik etmek ancak mühendislik hesaplamaları ile mümkün olabilmektedir. Detaylı bir dinamik analiz yapabilmek için mevcut araçlar ticari yazılımlardır. Ticari yazılımlarda genel amaçlı kullanımlara hizmet ettiği için bir çamaşır makinası modeli oluşturmak zaman almaktadır. Ayrıca her yeni modeli oluşturmak aynı adımların tekrarlanmasını gerektirmektedir ve bu yazılımların kullanımında uzmanlığa ihtiyaç duyulmaktadır.

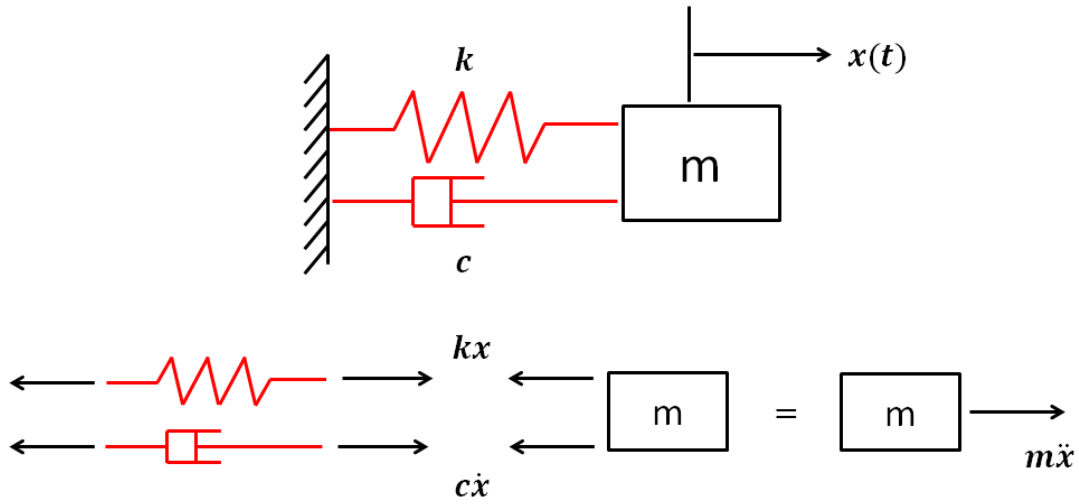
Çamaşır makinası uygulamasına özel bir yazılım ticari yazılımlardan çok daha hızlı sonuç almayı sağlayacak hem de kullanıcıya kolay bir kullanım imkanı verecektir. Çamaşır makinasında sadece titreşim genliklerini, rijit cisim hareketlerini ve yürüme davranışını incelemek için çalışılacak bu modelde cisim atalet kuvvetlerini doğru hesaba katmak, ana modelin güvenilirliğini sağlayacaktır. Buna ilave olarak ele alınacak her kuvvet üreten bileşenin doğru matematik modelinin kurulması bu modelin sonuçlarının deneysel çalışmalar başarılı bir şekilde örtüşmesini sağlayacaktır.

4.2 Kuvvet Elemanlarının Dinamik Modelleri

Çamaşır makinasının üç boyutlu uzayda hareket denklemlerini oluştururken kazan gövde arasında kuvvet ileten elemanlar dış kuvvet olarak hareket denklemine eklenecektir. Yay, amortisör ve körük kuvvet ileten elemanlar olarak Newton-Euler denklemlerine ayrı ayrı eklenecektir. Üç boyutlu hareket söz konusu olduğunda vektörel analizden faydalanmak gerekecektir. Üç boyutlu sistemi modellemeden önce bir boyutlu bir sistemde cisme etkiyen kuvvetler incelenecektir.

4.2.1 Tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi

Bir boyutlu kütle yay sisteminde cisme etkiyen kuvvetler serbest cisim diyagramıyla gösterilebilir. Sistemin yer değiştirmesini ifade eden genelleştirilmiş koordinatı x 'dir. Sistemi herhangi bir zaman diliminde anlık olarak incelediğimizde sistem üzerine etkiyen tüm dış kuvvetler ve atalet kuvvetleri Newton'un 2. yasası gereği dengede olmalıdır. Yay elemanına etki eden kuvveler de Newton'un 3. yasası ile bulunabilir.[14]



şekil 4.1: Sistem modeli ve serbest cisim diyagramı.

Yay kütle ve sönüm içeren bu sistemin bir boyutta hareket denklemi (4.1) formülü ile ifade edilir.

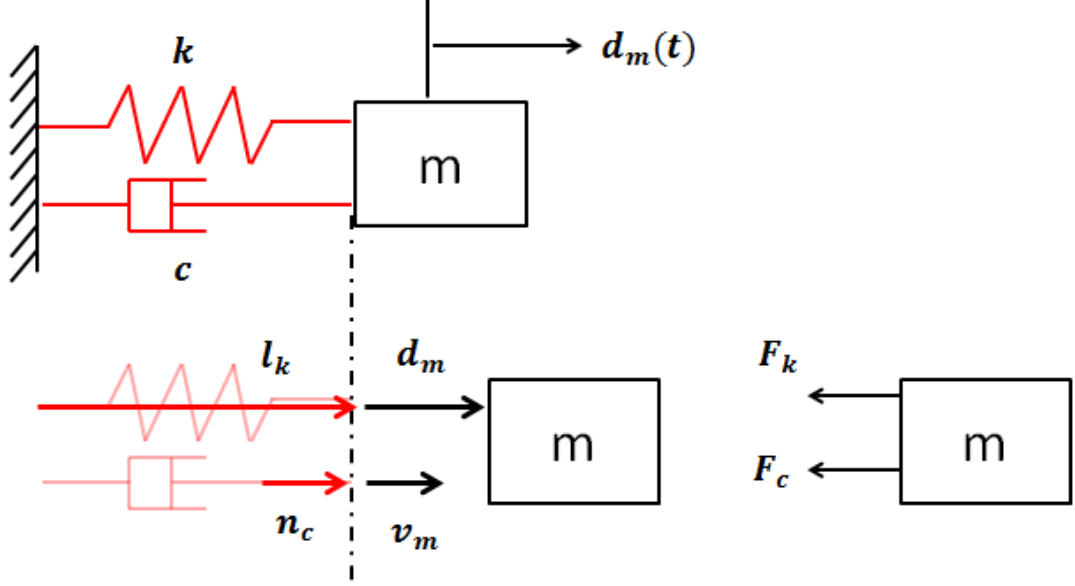
$$-kx - c\dot{x} = m\ddot{x} \quad (4.1)$$

Eğer x yönünde zamana bağlı zorlayan bir $F(t)$ kuvveti olsaydı, bu ifade (4.2) denklemindeki hali alacaktır.

$$-kx - c\dot{x} + F(t) = m\ddot{x} \quad (4.2)$$

Bu sistemden atalet kuvveti, kuvvet elemanları ve zorlayan kuvvetin yönünün kütle üzerine etkiyen kuvvet dengesinden geldiği görölmektedir. Bir boyutlu sistemde yay gibi bir kuvvet elemanının başlangıç uzunluğu yoktur ve tek eksenle hareket ettiğinden vektörel bir hesaba ihtiyaç duyulmaz. Ancak üç boyutlu sisteme geçmeden önce vektörel hesap ile aynı sistemin kuvvet dengesini ifade etmek daha karmaşık sistemleri anlamak açısından faydalı olacaktır.

Bu sistemi vektörel olarak Şekil 4.2'deki gibi ilk yay boyu vektörü l_k , sönüm elemanı birim vektörü n_c , cismin yer değiştirme vektörü d_m ve hız vektörü v_m olacak şekilde kuvvet bileşenleri ayrı ayrı yazılabilir. Yay elemanının kütle üzerine uygulayacağı kuvvet; yaydaki uzama (4.3) ve yay birim vektörü (4.4) ifadeleri kullanılarak (4.5) ile ifade edilir.



Şekil 4.2: Bir boyutlu sistemin vektörel ifadesi.

$$\delta_k = \|l_k + d_m\| - \|l_k\| \quad (4.3)$$

$$n_k = \frac{l_k + d_m}{\|l_k + d_m\|} \quad (4.4)$$

$$F_k = k\delta_k \cdot n_k. \quad (4.5)$$

Yay elemanının boyu yay kuvvetinin miktarını ve yönünü, yay birim vektörü ise yayın doğrultusunu belirler. Bir boyutlu sistemde yay doğrultusu değişmeyecektir ama üç boyutlu bir sistemde yayın kuvvet uygulama doğrultusu değişebilir.

Sönüm elemanının uygulayacağı kuvvet de yay elemanına benzer şekilde sönüm elemanı üzerindeki hız bileşeni (4.6) ile ifade edilerek, (4.7) ifadesi ile yazılır.

$$v_c = v_m \cdot n_c \quad (4.6)$$

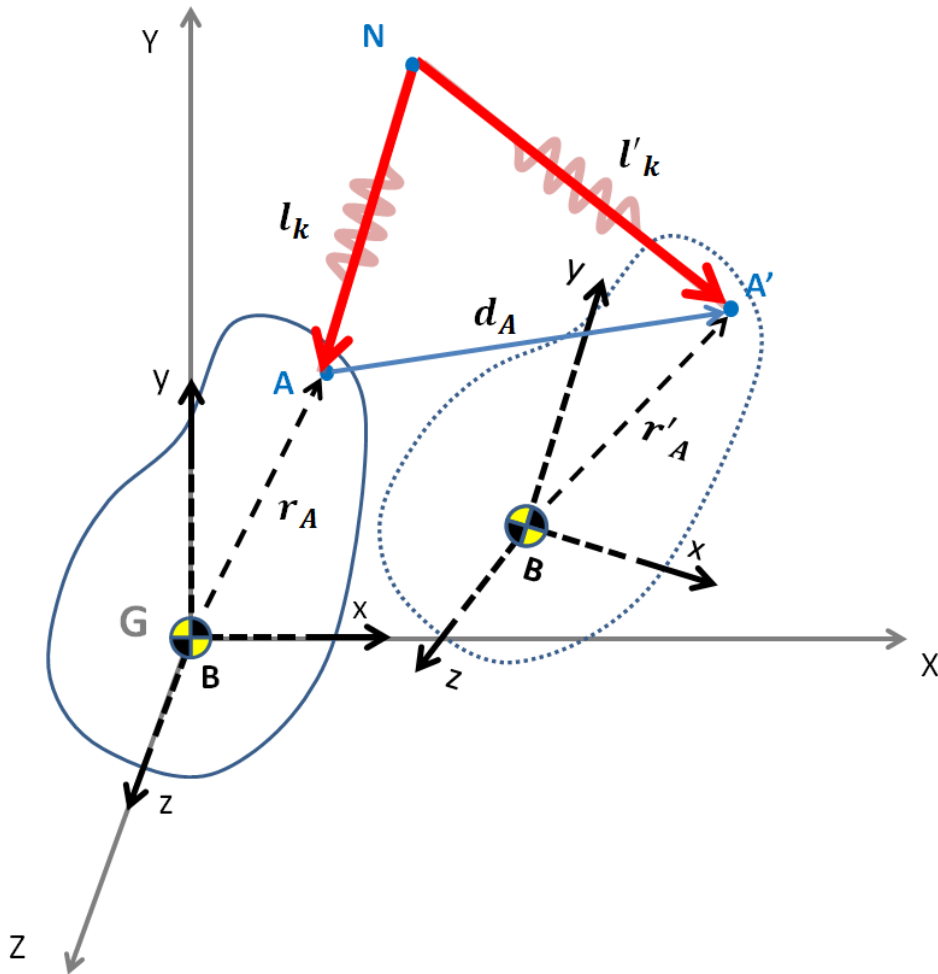
$$F_c = cv_c \cdot n_c. \quad (4.7)$$

Sönüm elemanında cismin hız bileşeninin eleman üzerine iz düşümü o elemanın üreteceği sönüm kuvveti ve yönünü belirlerken, eleman birim vektörü ise yay elemanında olduğu gibi kuvvetin doğrultusunu belirler.

Bir boyutlu kütle-yay-sönüm sistemi için elemanların doğrultuları değişmez ancak 3 boyutlu sistemde bu elemanlar bağladıkları noktaların doğrultularında kuvvet üretecek elemanlar olarak modellenenektir. Bu doğrultular bağlı oldukları noktanın pozisyonuna göre değişebileceğinden kuvvet doğrultularını da tayin etmek gerekecektir.

4.2.2 Üç boyutlu yay elemanının kütleyle uyguladığı kuvvet ve moment

Üç boyutlu uzayda yay elemanı modelini oluşturmak için uzayda sabit bir **N** noktası ve bir cisme bağlı ve cisim koordinat takımında sabit bir **A** noktası seçilir. Şekil 4.3'de gösterildiği gibi yay bu iki nokta arasında modellenenektir.



Şekil 4.3: Üç boyutlu uzayda yay modeli.

Cismin uzayda altı serbestlik derecesi vardır. Bunların ilk üçü ötelemedir ve q vektörü ile ifade edilmiştir. Diğer üçü cismin ağırlık merkezi etrafında cisim koordinat takımındaki dönmeleri olarak seçilebilir ve R_{G_B} dönme matrisi ile yer değiştirmeye etki edecektir. Bu serbestliklerde cisim bir miktar hareket ettiğinde yay vektörü l_k değişerek l'_k olurken, yay boyunun ve bu yayın cisim üzerindeki koordinat takımında yayın doğrultusunun değişmesine yol açar.

Yeni yay vektörü vektörel hesap ile bulunabilir. Denklem (2.12) de yer koordinatındaki bir noktanın cisim koordinat takımına göre yeri belirlenmişti. Yer koordinatına göre A noktası hareket ederken cisme göre N noktasının yeri değişmektedir. Şekil 4.3'de yaydaki değişim kolay anlaşılması için yer koordinatındaki inceleme verilmiştir. Cisim koordinat takımında N noktasının yeni yeri olan N' noktası bulunarak yaydaki uzama ve cisim koordinat takımındaki yeni yay vektörü l'_{k_B} bulunabilir.

$$l_{k_B} = A - N \quad (4.8)$$

$$N' = R_{G_B} N - q \quad (4.9)$$

$$l'_{k_B} = A - N' \quad (4.10)$$

(4.10) ve (4.8) ifadeleri (4.3) ifadesinde kullanılırsa yay boyundaki değişim (4.10) denklemindeki gibi yazılır.

$$\delta_k = \|l'_{k_B}\| - \|l_{k_B}\| \quad (4.11)$$

Yay birim vektörü de (4.4) ifadesi kullanılarak (4.12) denkleminde gösterilmiştir.

$$n'_{k_B} = \frac{l'_{k_B}}{\|l'_{k_B}\|} \quad (4.12)$$

Yay kuvveti (4.5) ifadesi ile aynı şekilde yazılabilir.

$$F_{k_B} = k\delta_k \cdot n'_{k_B}. \quad (4.13)$$

Cismin altı serbestliğini tanımlayan yer değiştirmeler (4.14) ve (4.15) ile gösterilebilir. Yayın cisim üzerine uyguladığı kuvvet (2.8) ve (2.9) ifadelerini kullanarak, açık halde (4.17), (4.18) ve (4.19) ifadeleri ile bulunmuş olur.

Bu yay kuvveti cisme ağırlık merkezinden etki etmediğinden cismin ağırlık merkezi etrafında moment oluşturacaktır. Bu moment, ağırlık merkezinden yayın etki ettiği noktaya olan r_{A_B} vektörü moment kolu olarak kabul edilerek (4.20) eşitliği ile bulunabilir.

$$q = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$\epsilon = \begin{bmatrix} \varphi \\ \theta \\ \psi \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

$$F_{k_B} = \begin{bmatrix} F_{kx} \\ F_{ky} \\ F_{kz} \end{bmatrix}. \quad (4.16)$$

$$\begin{aligned} F_{kx} = & -k * (((Ax - Nx)^2 + (Ay - Ny)^2 + (Az \\ & - Nz)^2)^{(1/2)} / ((Ay + y - Ny * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) \\ & * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Nz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\ & * \sin(\theta)) + Nx * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Az + z - Nx * \sin(\theta) \\ & - Nz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Ny * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Ny * (\cos(\varphi) \\ & * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Ax + Nz * (\sin(\varphi) \\ & * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Nx * \cos(\psi) \\ & * \cos(\theta))^2)^{(1/2)} - 1) * (Nx * \cos(\psi) * \cos(\theta) - x - Ax + Ny \\ & * \cos(\varphi) * \sin(\psi) + Nz * \sin(\varphi) * \sin(\psi) - Nz * \cos(\varphi) * \cos(\psi) \\ & * \sin(\theta) + Ny * \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) \end{aligned} \quad (4.17)$$

$$\begin{aligned} F_{ky} = & k * (((Ax - Nx)^2 + (Ay - Ny)^2 + (Az \\ & - Nz)^2)^{(1/2)} / ((Ay + y - Ny * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) \\ & * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Nz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\ & * \sin(\theta)) + Nx * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Az + z - Nx * \sin(\theta) \\ & - Nz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Ny * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Ny * (\cos(\varphi) \\ & * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Ax + Nz * (\sin(\varphi) \\ & * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Nx * \cos(\psi) \\ & * \cos(\theta))^2)^{(1/2)} - 1) * (Ay + y - Ny * \cos(\varphi) * \cos(\psi) - Nz \\ & * \cos(\psi) * \sin(\varphi) + Nx * \cos(\theta) * \sin(\psi) - Nz * \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\ & * \sin(\theta) + Ny * \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) \end{aligned} \quad (4.18)$$

$$\begin{aligned}
F_{kz} = & (k * ((Ax - Nx)^2 + (Ay - Ny)^2 + (Az - Nz)^2)^{1/2} \\
& * (Az + z - Nx * \sin(\theta) - Nz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Ny * \cos(\theta) \\
& * \sin(\varphi)) / ((Ay + y - Ny * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) - Nz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Nx \\
& * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Az + z - Nx * \sin(\theta) - Nz * \cos(\varphi) \\
& * \cos(\theta) + Ny * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Ny * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Ax + Nz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) \\
& - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Nx * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{1/2} - k \\
& * (Az + z - Nx * \sin(\theta) - Nz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Ny * \cos(\theta) \\
& * \sin(\varphi))
\end{aligned} \tag{4.19}$$

$$M_{k_B} = r_{A_B} \times F_{k_B}. \tag{4.20}$$

$$M_{k_B} = \begin{bmatrix} M_{kx} \\ M_{ky} \\ M_{kz} \end{bmatrix}. \tag{4.21}$$

4.2.3 Üç boyutlu sönüm elemanının kütleye uyguladığı kuvvet ve moment

Üç boyutlu uzayda sönüm elemanı da yay elemanı gibi iki noktayı bağlayan ekseninde kuvvet üretecektir. Viskoz sönüm kuvveti genellikle hız ile orantılıdır.[14]

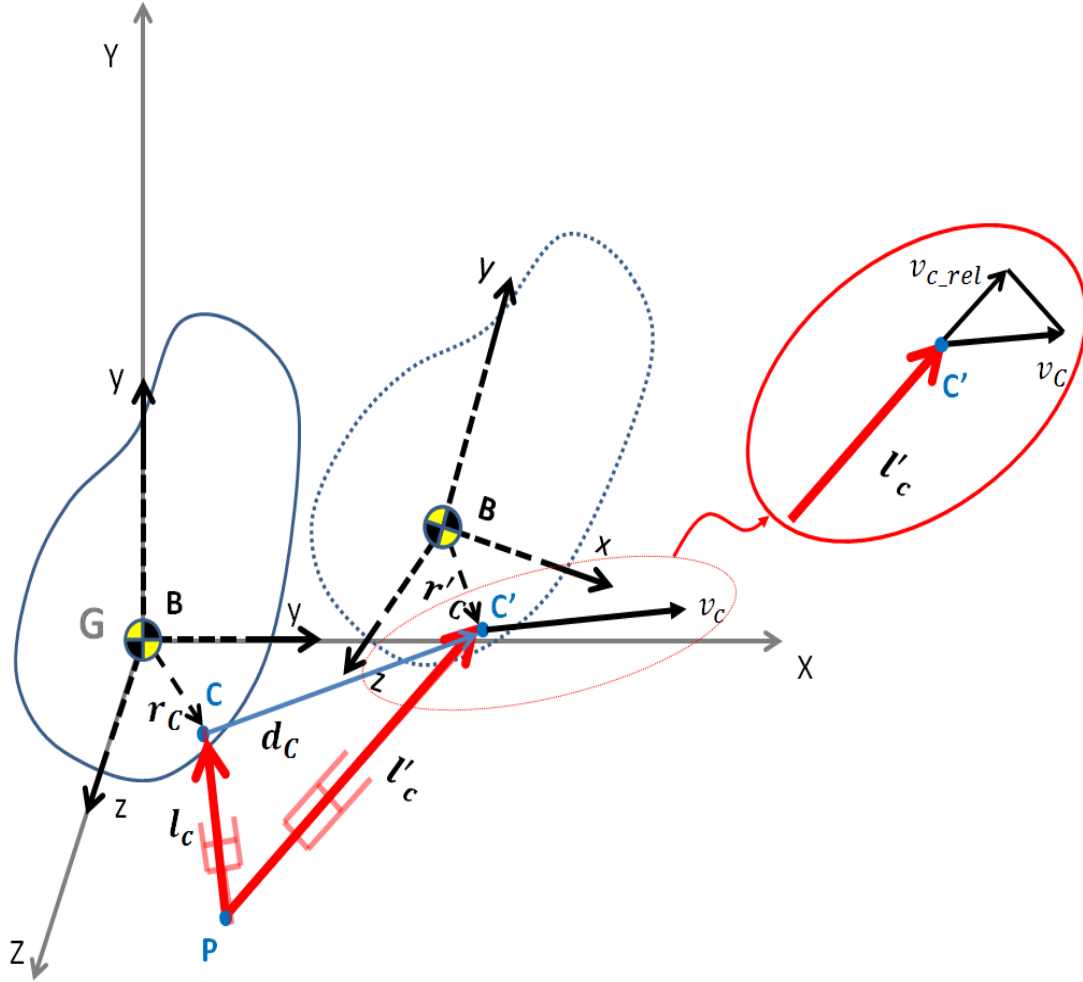
Çamaşır makinası amortisörlerinde sönüm kuvveti kuru sürtünmedir. Bu elemanın kuvveti Bölüm 3’de ölçülmüştür ve hıza bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanmıştır. Kuvvetin doğrultusunu tayin etmek için gerekli kinematik formüller türetilenektir.

Şekil 4.4’deki gibi sönüm kuvvet fonksiyonu f_s , eleman bağlantı noktaları P ve C’nin birbirine göre hızının eleman vektörü üzerine iz düşümü cinsinden tanımlanacaktır. Yay elemanında hesaplandığı gibi eleman birim vektörü n'_{c_B} (4.12) ifadesine benzer bir şekilde bulunabilir. Sönüm elemanının cisim üzerine bağlı olduğu C noktası öteleme ve dönme hareketlerinden kaynaklı bir hıza sahip olacaktır. Bu çizgisel hız (2.20) ifadesinde hesaplandığı gibi (4.22) ifadesi ile bulunabilir.

$$n'_{c_B} = \frac{l'_{c_B}}{\|l'_{c_B}\|} \tag{4.22}$$

$$v_{GC_B} = \omega_{GB_B} \times r_{C_B} + \dot{q} \tag{4.23}$$

C noktasının çizgisel hızını eleman birim vektörü ile skaler çarpımı eleman üzerindeki hız iz düşümünü verecektir. Kuvvet de bu eleman hızının bir fonksiyonu olarak (4.7)'ye benzer şekilde (3.25) ifadesi ile yazılabilir.



Şekil 4.4: Üç boyutlu uzayda sönüm elemanı modeli.

$$v_{c,rel} = v_{GC,B} \cdot n'_{c,B} \quad (4.24)$$

$$F_{c,B} = fs(v_{c,rel}) \cdot n'_{c,B}. \quad (4.25)$$

Cismin yer değiştirmeleri (4.14) ve (4.15) ifadelerindeki gibidir. Sönüm elamanının rijit cismin üzerine uyguladığı kuvvet (2.8) ve (2.9) ifadelerini de kullanarak, açık halde yazılır.

$$F_{c,B} = \begin{bmatrix} Fcx \\ Fcy \\ FCz \end{bmatrix}. \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned}
F_{cx} = & -(fs * (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) \\
& - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) \\
& + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta)) / ((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) \\
& * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px \\
& * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py \\
& * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz \\
& * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) \\
& * \cos(\theta))^2)^{(1/2)}
\end{aligned} \tag{4.27}$$

$$\begin{aligned}
F_{cy} = & (fs * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px \\
& * \cos(\theta) * \sin(\psi)) / ((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz \\
& * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) \\
& * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) \\
& * \cos(\theta))^2)^{(1/2)}
\end{aligned} \tag{4.28}$$

$$\begin{aligned}
F_{cz} = & (fs * (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py \\
& * \cos(\theta) * \sin(\varphi)) / ((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz \\
& * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) \\
& * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) \\
& * \cos(\theta))^2)^{(1/2)}
\end{aligned} \tag{4.29}$$

Cisim üzerinde oluşacak moment (4.20) ifadesi ile benzer şekilde (4.30) denklemindeki gibi yazılabilir.

$$M_{c_B} = r_{c_B} \times F_{c_B}. \tag{4.30}$$

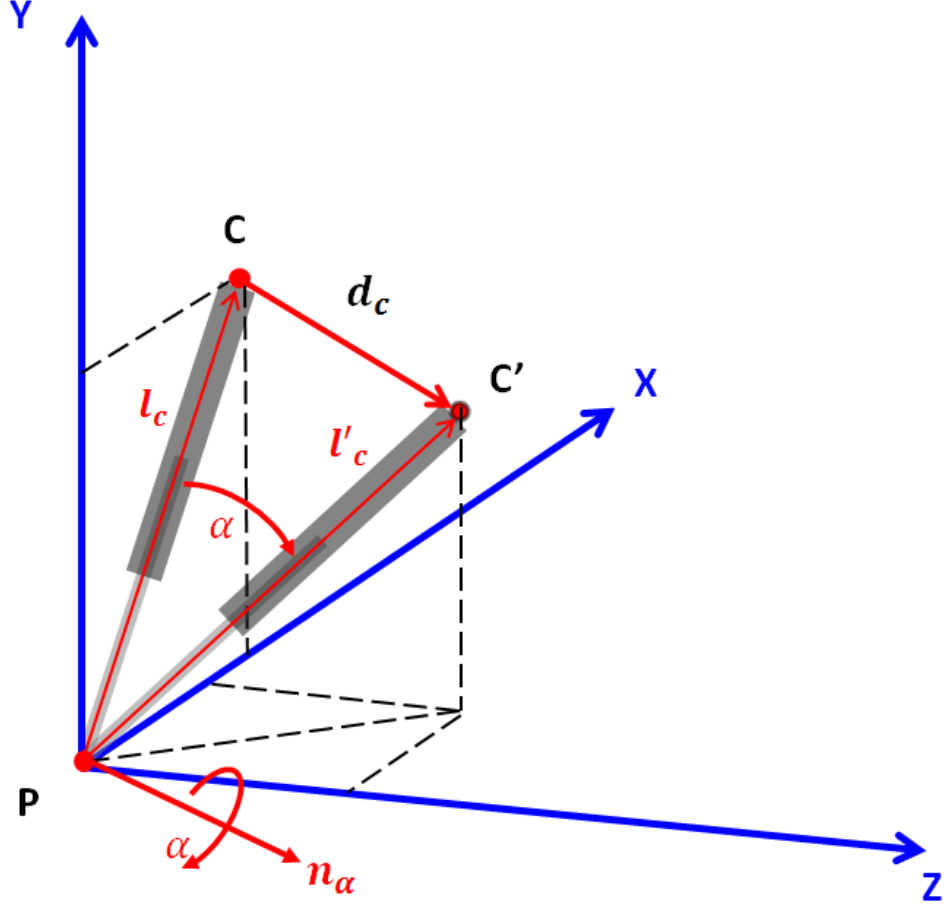
$$M_{c_B} = \begin{bmatrix} Mcx \\ Mcy \\ Mcz \end{bmatrix} \tag{4.31}$$

Çamaşır makinası modeli kurulurken amortisör kayma hızı olarak v_{c_rel} tanımlanacaktır ve sönüm kuvveti bu ifadeye bağlı bir fonksiyon olacaktır. Amortisör kayma hızı açık ifadesi (4.32)'deki gibi hesaplanır.

$$\begin{aligned}
v_{c_rel} = & ((\dot{y} + rCx * (\dot{\psi} + \dot{\phi} * \sin(\theta)) - rCz * (\dot{\theta} * \sin(\psi) + d\varphi * \cos(\psi) \\
& * \cos(\theta))) * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px \\
& * \cos(\theta) * \sin(\psi))) / ((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) \\
& + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) \\
& * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) \\
& * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(1/2)} - ((\dot{x} - rCy * (\dot{\psi} + \dot{\phi} \\
& * \sin(\theta)) + rCz * (\dot{\theta} * \cos(\psi) - \dot{\phi} * \cos(\theta) * \sin(\psi))) * (Py * (\cos(\varphi) \\
& * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) \\
& - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))) / ((Cy + y - Py \\
& * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) \\
& + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px \\
& * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py \\
& * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(1/2)} \\
& + ((\dot{z} - rCx * (\dot{\theta} * \cos(\psi) - \dot{\phi} * \cos(\theta) * \sin(\psi)) + rCy * (\dot{\theta} * \sin(\psi) \\
& + \dot{\phi} * \cos(\psi) * \cos(\theta))) * (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) \\
& + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))) / ((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) \\
& + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) \\
& * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) \\
& * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(1/2)}
\end{aligned} \tag{4.32}$$

4.2.4 Burç modelinin kütleye uyguladığı kuvvet ve moment

Amortisör modelinde kullanılacak burulma gövdeye bağlıdır, bu bölümde yer koordinat takımına bağlı olarak değerlendirilecektir. Üç boyutlu uzayda amortisör ekseninin açısal değişimine göre moment üretecektir ve bu amortisör kazan bağlantı noktasına kuvvet olarak iletilecektir.

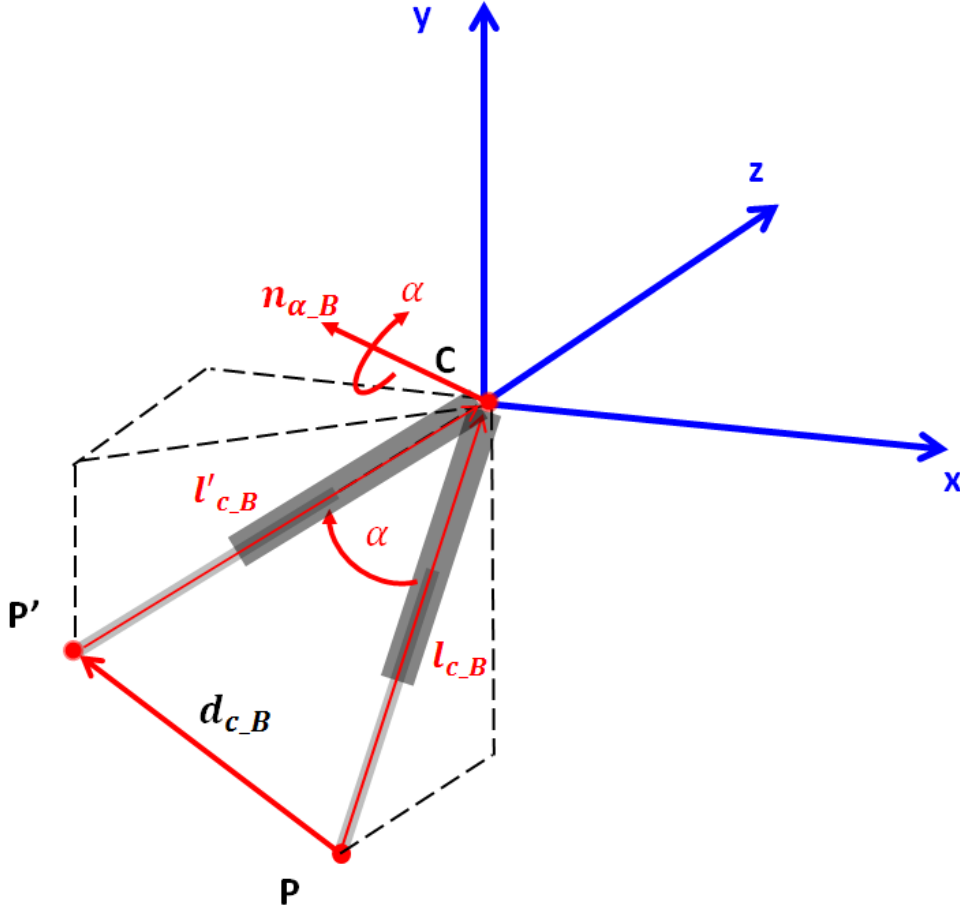


Şekil 4.5: Üç boyutlu uzayda yer koordinat takımında burç modeli.

Amortisör burcu için Şekil 4.5’de model tarif edilmiştir. Amortisörün kazan ucu C noktası yeni pozisyonuna geldiğinde ilk konumu ile α açısı yapmaktadır. Bu açı burcun ile oluşacak kuvvetin yay fonksiyonu Bölüm 3.3’de verilmiştir.

Amortisörün eksenini gösteren l_c vektörü C noktasının hareketi sonunda l'_c halini alır. Bu gösterim yer koordinat takımına göre bir gösterimdir. Benzer şekilde cisim koordinat takımına göre düşünülürse, C noktası sabit P noktası hareketli olacaktır. Açı değişimini C noktası etrafında hesaplanacak ve P noktasına kuvvet indirgenecektir. l_{C_B} vektörü, P’ noktasının yeni yeri ve l'_{C_B} vektörü (4.8),(4.9) ve (4.10)’da bulunduğu gibi bulunabilir. Reaksiyon kuvveti ise kazan üzerinde alınacaktır. Amortisör hareketi sonrası α açısı iki vektör arasındaki açı hesabı ile (4.36) ifadesindeki gibi bulunur. Burç yayının deformasyonu ile oluşan moment değeri (4.38) ile hesaplanır.

$$l_{C_B} = C - P \quad (4.33)$$



Şekil 4.6: Üç boyutlu uzayda cisim koordinat takımında burç modeli.

$$P' = R_{G_B} P - q \quad (4.34)$$

$$l'_{c_B} = C - P' \quad (4.35)$$

$$\alpha = \cos^{-1} \left(\frac{l_{c_B} \cdot l'_{c_B}}{\|l_{c_B}\| \cdot \|l'_{c_B}\|} \right) \quad (4.36)$$

$$n'_{\alpha_B} = \frac{l'_{c_B} \times l_{c_B}}{\|l_{c_B}\| \cdot \|l'_{c_B}\|} \quad (4.37)$$

$$M_{\alpha_{G_B}} = f_{\alpha}(\alpha) \cdot n'_{\alpha_B} \quad (4.38)$$

Bu moment gövde P' üzerine kuvvet olarak aktarılır. Kuvvet dengesinin sağlanması için negatif yönlü kuvvet cisim üzerine uygulanan kuvvettir. Kısa yoldan n'_{α_B} ile l'_{c_B} 'nin vektörel çarpımı cisme uygulanan kuvvet yönünü verecektir. Cisme etkiyen

kuvvet (4.38) ifadesi ile yazılabilir. Bu kuvvet cisme etki ettiği noktadan ağırlık merkezi etrafında moment oluşturur ve (4.30) ifadesi gibi (4.38) ile hesaplanır.

$$F_{\alpha_B} = \frac{M_{\alpha_{G_B}} \times l'_{c_B}}{\|l'_{c_B}\| \cdot \|l'_{c_B}\|} \quad (4.39)$$

$$M_{\alpha_B} = r_{c_B} \times F_{c_B} \quad (4.40)$$

$$F_{\alpha_B} = \begin{bmatrix} F_{\alpha x} \\ F_{\alpha y} \\ F_{\alpha z} \end{bmatrix} \quad (4.41)$$

$$\begin{aligned} F_{\alpha x} = & (f_{\alpha} * ((Cy - Py) * (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) \\ & - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px \\ & * \cos(\psi) * \cos(\theta)) + (Cx - Px) * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) \\ & - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\ & * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))) * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) \\ & - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\ & * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))) / (((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) \\ & - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\ & * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cx + z - Px * \sin(\theta) - Pz \\ & * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) \\ & + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) \\ & * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(3/2)} * ((Cx - Px)^2 \\ & + (Cy - Py)^2 + (Cz - Pz)^2)^{(1/2)}) + (f_{\alpha} * ((Cx - Px) * (Cz + z \\ & - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi)) + (Cz - Pz) \\ & * (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz \\ & * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))) \\ & * (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) \\ & * \sin(\varphi))) / (((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) \\ & - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) \\ & * \sin(\psi))^2 + (Cx + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py \\ & * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) \\ & - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px \\ & * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(3/2)} * ((Cx - Px)^2 + (Cy - Py)^2 + (Cz \\ & - Pz)^2)^{(1/2)}) \end{aligned} \quad (4.42)$$

$$\begin{aligned}
F_{\alpha y} = & (f_{\alpha} * ((Cy - Py) * (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) \\
& + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi)) - (Cz - Pz) * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi)) * (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) \\
& * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi)) / (((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz \\
& * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) \\
& * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(3/2)} * ((Cx - Px)^2 \\
& + (Cy - Py)^2 + (Cz - Pz)^2)^{(1/2)}) + (f_{\alpha} * ((Cy - Py) * (Py \\
& * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) \\
& * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta)) + (Cx - Px) \\
& * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz \\
& * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))) \\
& * (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz \\
& * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) \\
& * \cos(\theta))) / (((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) \\
& - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) \\
& * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py \\
& * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) \\
& - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px \\
& * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(3/2)} * ((Cx - Px)^2 + (Cy - Py)^2 + (Cz \\
& - Pz)^2)^{(1/2)})
\end{aligned} \tag{4.43}$$

(4.39) ifadesindeki vektörel işlemler yapılarak, kartezyen koordinatlarda rijit cismin ağırlık merkezine etkiyen kuvvetler (4.42), (4.43) ve (4.44) ifadelerindeki gibi hesaplanır.

Burç modelinde rijit cismin burç etrafındaki açısal hareketlerinden oluşan reaksiyon kuvveti f_{α} deneysel olarak bulunan (3.4) ifadesi ile hesaplanabilir ve kuvvetlerden oluşan momentler (4.40) ifadesi ile bulunabilir. Cismin ağırlık merkezine etkiyen kuvvet ve momentler hareket denkleminde kuvvet eşitliğine katılır.

$$\begin{aligned}
F_{\alpha z} = & (f_{\alpha} * ((Cx - Px) * (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta)) \\
& + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi)) + (Cz - Pz) * (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) \\
& * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta)) * (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) \\
& * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta)) / (((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) \\
& - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz \\
& * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) \\
& + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) \\
& * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(3/2)} * ((Cx - Px)^2 \\
& + (Cy - Py)^2 + (Cz - Pz)^2)^{(1/2)} - (f_{\alpha} * ((Cy - Py) * (Cz + z \\
& - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py * \cos(\theta) * \sin(\varphi)) - (Cz - Pz) \\
& * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz \\
& * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) * \sin(\psi)) \\
& * (Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) - Pz \\
& * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) \\
& * \sin(\psi))) / (((Cy + y - Py * (\cos(\varphi) * \cos(\psi) - \sin(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) \\
& - Pz * (\cos(\psi) * \sin(\varphi) + \cos(\varphi) * \sin(\psi) * \sin(\theta)) + Px * \cos(\theta) \\
& * \sin(\psi))^2 + (Cz + z - Px * \sin(\theta) - Pz * \cos(\varphi) * \cos(\theta) + Py \\
& * \cos(\theta) * \sin(\varphi))^2 + (Py * (\cos(\varphi) * \sin(\psi) + \cos(\psi) * \sin(\varphi) * \sin(\theta)) \\
& - x - Cx + Pz * (\sin(\varphi) * \sin(\psi) - \cos(\varphi) * \cos(\psi) * \sin(\theta)) + Px \\
& * \cos(\psi) * \cos(\theta))^2)^{(3/2)} * ((Cx - Px)^2 + (Cy - Py)^2 + (Cz \\
& - Pz)^2)^{(1/2)}
\end{aligned} \tag{4.44}$$

4.2.4 Körük modelinin kütleye uyguladığı kuvvet ve moment

Körük iki eksenle tahrik grubuna bağlı lineer yay olarak modellenmiştir. Askı yayı modelinden farklı olarak sadece x ve y eksenlerinde direngenliği olan ve bu eksenlerdeki yer değiştirmeye kuvvet üreten bir elemandır. Basit şekilde aşağıdaki formülasyon ile hesaplanabilir.

$$Q' = R_{G_B} Q - q \tag{4.45}$$

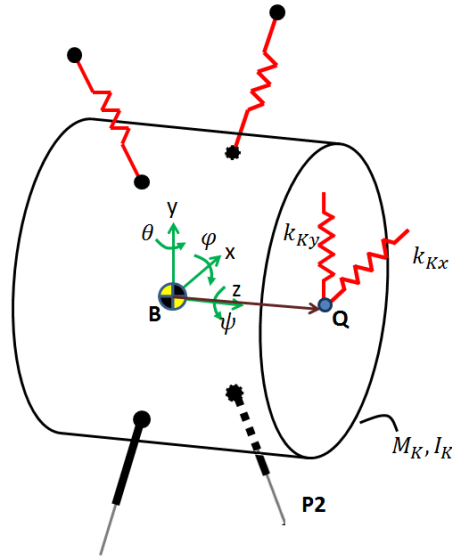
$$\delta_{kKx} = Q'_x - Q_y \quad (4.46)$$

$$\delta_{kKy} = Q'_y - Q_y$$

$$F_{kK_B} = \begin{bmatrix} \delta_{kKx} k_{Kx} \\ \delta_{kKy} k_{Ky} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.47)$$

$$M_{kK_B} = r_{Q_B} \times F_{kK_B} \quad (4.48)$$

$$M_{kK_B} = \begin{bmatrix} M_{kKx} \\ M_{kKy} \\ M_{kKz} \end{bmatrix} \quad (4.49)$$



Şekil 4.7: Körük modeli.

4.3 Dış Kuvvetler

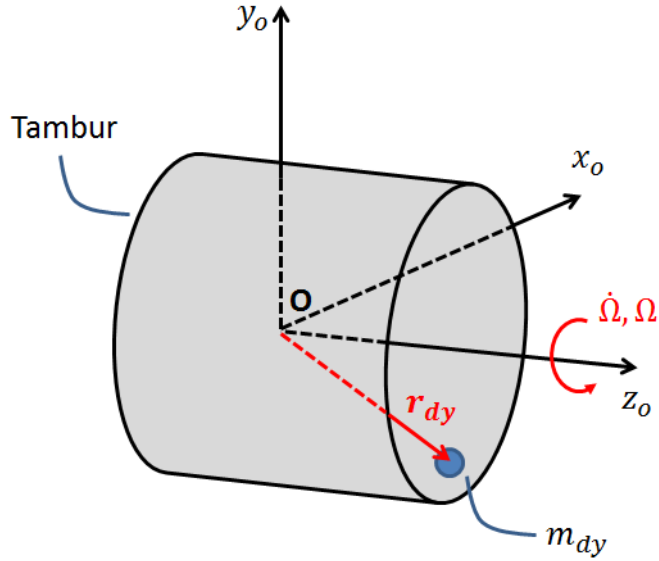
Çamaşır makinasında yay, amortisör, burç ve körük gibi kuvvet elemanları dışında modele dahil olacak dış kuvvetler vardır. Bunlar;

1. Tambur açısai hızı ve ivmesi kaynaklı dengesiz yükün tahrik grubuna uyguladığı kuvvet ve momentler
2. Tambur açısai hızı kaynaklı ekseninin değişmesine gösterdiği reaksiyon momenti (tambur jiroskobik momenti)

3. Rotorun yüksek açısal hızı kaynaklı eksen değişimine gösterdiği reaksiyon momenti (rotor jiroskobik momenti)

4.3.1 Dengesiz yükün tahrik grubuna uyguladığı kuvvet ve moment

Tambur çamaşır sıkma devrine çıkarken tambur içerisindeki çamaşırın bir kısmı tambur içerisinde asimetri oluşturacak şekilde yerleşir ve tambur dönüş devri arttıkça dengesiz yükün merkezkaç kuvveti artar. Bu yük tahrik grubuna iletilir.



Şekil 4.8: Dengesiz yükünün açısal hızı ve ivmesi.

Şekil 4.8’de gösterildiği gibi O noktası tambur dönüş eksenini üzerinde ve amortisör düzlemi ile çakışık olan noktadır. Dengesiz yükün uyguladığı kuvvet rijit bir noktanın ivmesini bularak hesaplanabilir. Tamburun açısal ivmesi $\dot{\Omega}$ ve açısal hızı Ω ’dan kaynaklı çizgisel ivme (4.50) ifadesi ile yazılır.

$$\Omega = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \Omega \end{bmatrix} \quad (4.50)$$

$$\dot{\Omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{\Omega} \end{bmatrix} \quad (4.51)$$

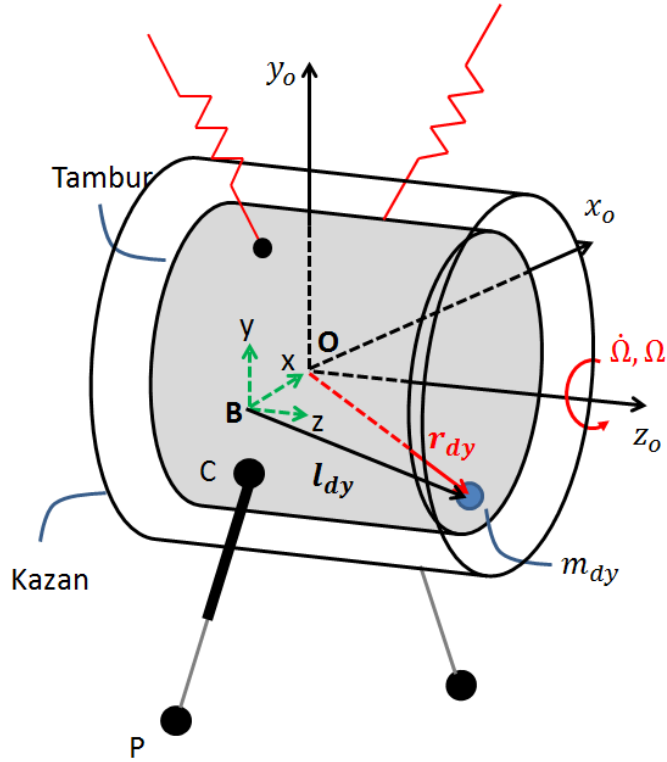
$$a_{dy_B} = \dot{\Omega} \times r_{dy_B} + \Omega \times (\Omega \times r_{dy_B}) \quad (4.52)$$

Dengesiz yük üzerine gelen bu ivme ile oluşturacağı kuvvet Newton'un 2. kanunu gereği (4.53) ile ifade edilir. Bu kuvvet tamburdan doğrudan tahrik grubuna aktarılır.

$$F_{dy_B} = m_{dy}a_{dy_B} \quad (4.53)$$

$$F_{dy} = \begin{bmatrix} F_{dyx} \\ F_{dyy} \\ F_{dyz} \end{bmatrix}. \quad (4.54)$$

Tambur içerisinde oluşan bu kuvvet doğrudan tahrik grubuna iletilirken tahrik grubu ağırlık merkezi etrafında moment oluşturacaktır. Bu moment tahrik grubu ağırlık merkezinden dengesiz yüke olan vektör ile çarpılarak bulunabilir. Şekil 4.9'de tahrik grubu ağırlık merkezi, tambur eksenini ve dengesiz yükün konumları gösterilmiştir.



Şekil 4.9: Tahrik gurbundan dengesiz yüke olan moment kolu.

$$M_{dy_B} = l_{dy} \times F_{dy_B} \quad (4.55)$$

$$M_{dy_B} = \begin{bmatrix} M_{dyx} \\ M_{dyy} \\ M_{dyz} \end{bmatrix}. \quad (4.56)$$

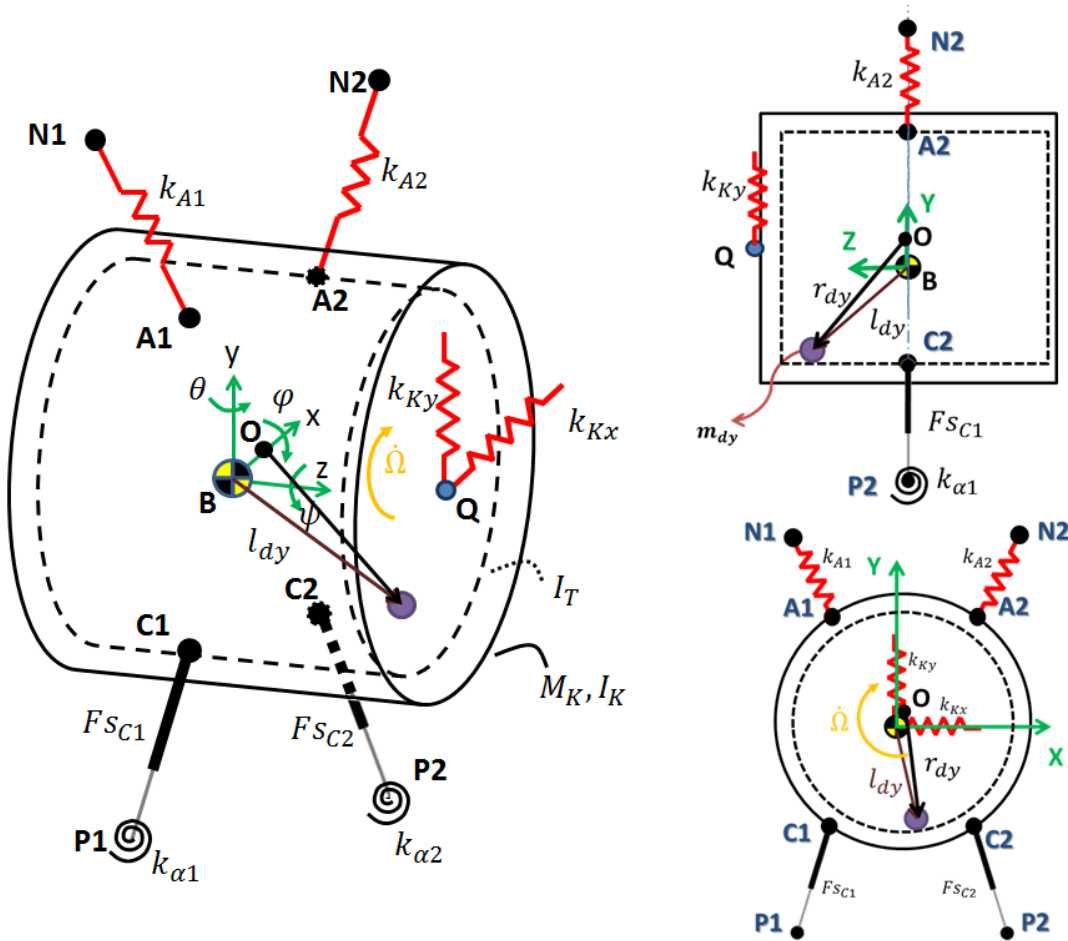
4.4 Çamaşır Makinası Dinamik Modeli

Üç boyutlu uzayda yay ve sönüm elemanları genel ifadeleri Bölüm 4.2’de bulundu. Çamaşır makinası özelinde bu elemanların yerleri ve sayısı belirtilecektir. Körük ve amortisör burçları Bölüm 3.3 ve Bölüm 3.4’de yay analogisinden yay direngelikleri bulundu. Bu elemanların sistem üzerinde tarif edilmesi kinetik ifadelerin hareket denkleminde uygulanması gerekecektir.

Çamaşır makinası modeli tek kütleli üç boyutlu bir problem olarak ele alınacaktır ve sistem üzerine gelen kuvvetler Bölüm 2.3’de anlatıldığı gibi Newton’un 2. Yasası ile hareket denklemlerine dönüştürülecektir.

Şekil 4.12’de üç boyutlu altı serbestlik dereceli dinamik model gösterilmiştir. Modelde kazan olarak bahsedilecek olan kütle, tanımı Bölüm 1.2’de verilen tüm tahrik grubunu temsil eder ve atalet bilgileri de tüm tahrik grubunu temsil eder.

Modeldeki simgeler ve anlamları aşağıda verilmiştir.



Şekil 4.12: Üç boyutlu altı serbestlik dereceli çamaşır makinası modeli.

$N1, N2$: Askı yaylarının gövde üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları

$P1, P2$: Amortisörlerin kazan üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları

$A1, A2$: Askı yaylarının gövde üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları

$C1, C2$: Amortisörlerin kazan üzerindeki bağlantı noktalarının koordinatları

Q : Körük bağlantı noktası koordinatları

B : Tahrik grubu ağırlık merkezi

m : Tahrik grubu kütlesi

m_{dy} : Dengesiz yük kütlesi

I_K : Tahrik grubu atalet matrisi

I_{Tzz}, I_{Rzz} : Tambur ve rotor dönüş eksenine ataletleri

k_{A1}, k_{A2} : Askı yaylarının yay katsayıları

k_{Kx}, k_{Ky} : Körük x eksenine ve y eksenine yay katsayıları

$k_{\alpha1}, k_{\alpha2}$: Amortisör burçlarının yay katsayıları

$F_{S_{C1}}, F_{S_{C2}}$: Amortisörlerin ürettiği sürtünme kuvveti

r_{dy} : Dengesiz yük dönme yarıçapı

l_{dy} : Dengesiz yükün z ekseninde amortisör düzleminde ($A1, A2, C1$ oluşturduğu düzlem) olan uzaklığı

x, y, z : Tahrik grubunun koordinat takımında, öteleme serbestlikleri

φ, θ, ψ : Tahrik grubunun koordinat takımında, ağırlık merkezi etrafında Cardan açıları

$\dot{x}, \dot{y}, \dot{z}$: Tahrik grubunun koordinat takımında, öteleme hızları

$\ddot{x}, \ddot{y}, \ddot{z}$: Tahrik grubunun koordinat takımında, öteleme ivmeleri

$\dot{\varphi}, \dot{\theta}, \dot{\psi}$: Tahrik grubunun koordinat takımında, ağırlık merkezi etrafında Cardan frekansları

$\omega_x, \omega_y, \omega_z$: Tahrik grubu açısal hızları

$\dot{\omega}_x, \dot{\omega}_y, \dot{\omega}_z$: Tahrik grubu açısal hızları

Ω : Dengesiz yük açısı

$\dot{\Omega}$: Tambur açısal hızı

$\ddot{\Omega}$: Tambur açısal ivmesi

F_B : Kuvvet elemanlarının tahrik grubu üzerinde oluşturduğu kuvvetler

M_B : Kuvvet elemanlarının tahrik grubu üzerinde oluşturduğu momentler

F_{ext_B} : Tahrik grubuna etkiyen dış kuvvetler.

M_{ext_B} : Tahrik grubuna etkiyen dış momentler

Hareket denklemleri Bölüm 2.3’de çıkartıldığı gibi tahrik grubu ağırlık merkezi etrafında kuvvet ve moment dengesi olarak yazılabilir. Dış kuvvetler denklemin sol tarafında atalet ve kuvvet elemanlarının tahrik grubu üzerinde oluşturduğu kuvvetler sağ tarafta olacak şekilde (4.59) ve (4.60) ile yazılabilir.

$$\sum F_{ext_B} = ma_{GB_B} + \sum F_B \quad (4.59)$$

$$\sum M_{ext_B} = I_B \dot{\omega}_{GB_B} + \omega_{GB_B} \times (I_B \omega_{GB_B}) + \sum M_B \quad (4.60)$$

Kuvvet elemanlarının oluşturduğu kuvvetler aşağıdaki gibi ifade edilebilir. Öteleme vektörü ve Cardan dönme matrisi Bölüm 2.1’den yararlanılarak (4.61) ve (4.62)’deki gibi yazılabilir.

$$q = \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (4.61)$$

$$R_{G_B} = R_{B_G}^T = R_{z,\psi} R_{y,\theta} R_{x,\varphi} \quad (4.62)$$

Yay kuvvetleri toplamı Bölüm 4.2’deki kapalı ifadeler kullanılarak (4.69)’deki gibi yazılır.

$$\delta_{k1} = \|A1 - R_{G_B} N1 + q\| - \|A1 - N1\| \quad (4.63)$$

$$n'_{k1_B} = \frac{A1 - R_{G_B} N1 + q}{\|A1 - R_{G_B} N1 + q\|} \quad (4.64)$$

$$\delta_{k2} = \|A2 - R_{G_B} N + q\| - \|A2 - N2\| \quad (4.65)$$

$$n'_{k2_B} = \frac{A2 - R_{G_B} N2 + q}{\|A2 - R_{G_B} N2 + q\|} \quad (4.66)$$

$$F_{k1_B} = k_{A1} \delta_{k1} \cdot n'_{k1_B} \quad (4.67)$$

$$F_{k2_B} = k_{A1} \delta_{k2} \cdot n'_{k2_B} \quad (4.68)$$

$$\sum F_{k_B} = k_{A1} \delta_{k1} \cdot n'_{k1_B} + k_{A2} \delta_{k2} \cdot n'_{k2_B} \quad (4.69)$$

$$\sum F_{k_B} = \begin{bmatrix} F_{k1x} + F_{k2x} \\ F_{k1y} + F_{k2y} \\ F_{k1z} + F_{k2z} \end{bmatrix} \quad (4.65)$$

Yay elemanlarının tahrik grubu üzerindeki momentler toplamı da benzer şekilde (4.72)'deki gibi yazılabilir.

$$r_{A1_B} = A1 - B \quad (4.70)$$

$$r_{A2_B} = A2 - B \quad (4.71)$$

$$\sum M_{k_B} = (r_{A1_B} \times F_{k1_B}) + (r_{A2_B} \times F_{k2_B}) \quad (4.72)$$

$$\sum M_{k_B} = \begin{bmatrix} M_{k1x} + M_{k2x} \\ M_{k1y} + M_{k2y} \\ M_{k1z} + M_{k2z} \end{bmatrix} \quad (4.73)$$

Amortisörün sönüm elemanının oluşturduğu kuvvetler toplamı Bölüm 4.2'den yararlanılarak kaplı formda (4.85) ifadesinde yazılmıştır.

$$\omega_{GB_B} = \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} \quad (4.74)$$

$$n'_{c1_B} = \frac{C1 - R_{G_B} P1 + q}{\|C1 - R_{G_B} P1 + q\|} \quad (4.75)$$

$$r_{C1_B} = C1 - B \quad (4.76)$$

$$v_{GC1_B} = \omega_{GB_B} \times r_{c1_B} + \dot{q} \quad (4.77)$$

$$v_{c1_{rel}} = v_{GC1_B} \cdot n'_{c1_B} \quad (4.78)$$

$$n'_{c2_B} = \frac{C2 - R_{G_B} P2 + q}{\|C2 - R_{G_B} P2 + q\|} \quad (4.79)$$

$$r_{c2_B} = C2 - B \quad (4.80)$$

$$v_{GC2_B} = \omega_{GB_B} \times r_{c2_B} + \dot{q} \quad (4.81)$$

$$v_{c2_{rel}} = v_{GC2_B} \cdot n'_{c2_B} \quad (4.82)$$

$$FS_{c1_B} = fS(v_{c1_{rel}}) \cdot n'_{c1_B} \cdot \quad (4.83)$$

$$FS_{c2_B} = fS(v_{c2_{rel}}) \cdot n'_{c2_B} \cdot \quad (4.84)$$

$$\sum FS_{c_B} = fS(v_{c1_{rel}}) \cdot n'_{c1_B} + fS(v_{c2_{rel}}) \cdot n'_{c2_B} \quad (4.85)$$

$$\sum F_{k_B} = \begin{bmatrix} F_{c1x} + F_{c2x} \\ F_{c1y} + F_{c2y} \\ F_{c1z} + F_{c2z} \end{bmatrix} \quad (4.86)$$

Amortisör sönüm elemanının tahrik grubu üzerindeki momentler toplamı (4.87)'de ifade edilmiştir.

$$\sum M_{c_B} = (r_{c1_B} \times FS_{c1_B}) + (r_{c2_B} \times FS_{c2_B}) \quad (4.87)$$

$$\sum M_{k_B} = \begin{bmatrix} M_{c1x} + M_{c2x} \\ M_{c1y} + M_{c2y} \\ M_{c1z} + M_{c2z} \end{bmatrix} \quad (4.88)$$

Amortisör burç elemanının oluşturduğu kuvvet Bölüm 4.2'de tarif edilmişti. Çamaşır makinası üzerindeki burç elemanlarının tahrik grubu üzerinde oluşturacağı kuvvet (4.95)'de gösterilmiştir.

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{(C1 - P1) \cdot (R_{G_B} P1 - q)}{\|C1 - P1\| \cdot \|R_{G_B} P1 - q\|} \right) \quad (4.89)$$

$$n'_{\alpha 1_B} = \frac{(R_{G_B} P1 - q) \times (C1 - P1)}{\|C1 - P1\| \cdot \|R_{G_B} P1 - q\|} \quad (4.90)$$

$$\alpha_1 = \cos^{-1} \left(\frac{(C2 - P2) \cdot (R_{G_B} P2 - q)}{\|C2 - P2\| \cdot \|R_{G_B} P2 - q\|} \right) \quad (4.91)$$

$$n'_{\alpha 2_B} = \frac{(R_{G_B} P2 - q) \times (C2 - P2)}{\|C2 - P2\| \cdot \|R_{G_B} P2 - q\|} \quad (4.92)$$

$$F_{\alpha 1_B} = \frac{(f_{\alpha}(\alpha_1) \cdot n'_{\alpha 1_B}) \times (R_{G_B} P1 - q)}{\|R_{G_B} P1 - q\| \cdot \|R_{G_B} P1 - q\|} \quad (4.93)$$

$$F_{\alpha 2_B} = \frac{(f_{\alpha}(\alpha_2) \cdot n'_{\alpha 2_B}) \times (R_{G_B} P2 - q)}{\|R_{G_B} P2 - q\| \cdot \|R_{G_B} P2 - q\|} \quad (4.94)$$

$$\begin{aligned} \sum F_{\alpha_B} &= \frac{(f_{\alpha}(\alpha_1) \cdot n'_{\alpha 1_B}) \times (R_{G_B} P1 - q)}{\|R_{G_B} P1 - q\| \cdot \|R_{G_B} P1 - q\|} \\ &+ \frac{(f_{\alpha}(\alpha_2) \cdot n'_{\alpha 2_B}) \times (R_{G_B} P2 - q)}{\|R_{G_B} P2 - q\| \cdot \|R_{G_B} P2 - q\|} \end{aligned} \quad (4.95)$$

$$\sum F_{\alpha_B} = \begin{bmatrix} F_{\alpha 1x} + F_{\alpha 2x} \\ F_{\alpha 1y} + F_{\alpha 2y} \\ F_{\alpha 1z} + F_{\alpha 2z} \end{bmatrix} \quad (4.96)$$

Amortisör burçlarının tahrik grubu üzerindeki momentler toplamı (4.100)'de ifade edilmiştir.

$$r_{C1_B} = C1 - B \quad (4.97)$$

$$r_{C2_B} = C2 - B \quad (4.98)$$

$$\sum M_{\alpha_B} = (r_{C1_B} \times F_{\alpha 1_B}) + (r_{C2_B} \times F_{\alpha 2_B}) \quad (4.99)$$

$$\sum M_{\alpha_B} = \begin{bmatrix} M_{\alpha 1x} + M_{\alpha 2x} \\ M_{\alpha 1y} + M_{\alpha 2y} \\ M_{\alpha 1z} + M_{\alpha 2z} \end{bmatrix} \quad (4.100)$$

Körüğün uygulayacağı kuvvet ve moment de (4.47) ve (4.49) ile aynı şekilde yazılabilir.

$$F_{kK_B} = \begin{bmatrix} \delta_{kKx} k_{Kx} \\ \delta_{kKy} k_{Ky} \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{kKx} \\ F_{kKy} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.101)$$

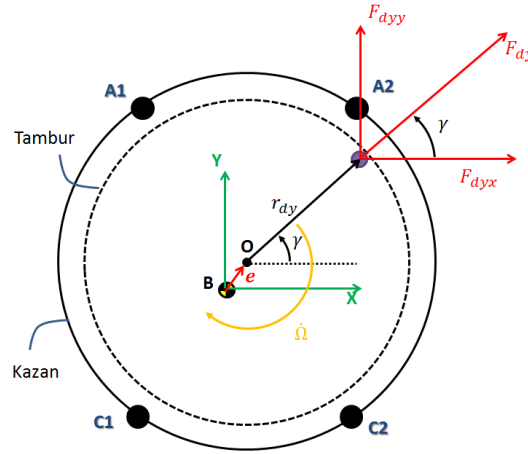
$$M_{kK_B} = \begin{bmatrix} M_{kKx} \\ M_{kKy} \\ M_{kKz} \end{bmatrix}$$

Dış kuvvetler ise Bölüm 4.3'de anlatıldığı gibi 3 gruptur. Dengesiz yük kaynaklı kuvvet ve momentler, tamburun jiroskobik momentleri ve rotorun jiroskobik momentleridir. Dengesiz yükün oluşturduğu kuvvet toplamı (4.52) ve (4.53) ifadeleri ile açıklanmıştır.

$$a_{dy_B} = \dot{\Omega} \times r_{dy_B} + \Omega \times (\Omega \times r_{dy_B}) \quad (4.102)$$

$$F_{dy_B} = m_{dy} a_{dy_B}$$

Dengesiz yük Ω açısal hızı ile dönerken koordinat bileşenlerinde bulunduğu pozisyona göre yük uygulayacaktır. Şekil 4.13'de bu açısal konum gösterilmiştir.



Şekil 4.13: Üç boyutlu altı serbestlik dereceli çamaşır makinası modeli.

$$F_{dy} = \begin{bmatrix} F_{dyx} \\ F_{dyy} \\ F_{dyz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{dy} \cos(\gamma) \\ F_{dy} \sin(\gamma) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.103)$$

$$M_{dy_B} = l_{dy} \times F_{dy_B} \quad (4.104)$$

$$M_{dy_B} = \begin{bmatrix} M_{dyx} \\ M_{dyy} \\ M_{dyz} \end{bmatrix}. \quad (4.105)$$

Jiroskobik momentlerin toplamı aşağıdaki (4.57) ve (4.58) ifadelerinin toplamı şeklinde yazılabilir.

$$\sum M_{J_B} = \omega_{GB_B} \times I_{Tzz} \Omega + \omega_{GB_B} \times I_{Rzz} \Omega_R \quad (4.106)$$

$$\sum M_{J_B} = \begin{bmatrix} M_{JT_x} + M_{JR_x} \\ M_{JT_y} + M_{JR_y} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.107)$$

Dış kuvvetler denklemlerin sol tarafında kalacak şekilde aşağıdaki 6 denklem hareket denklemlerini oluşturmaktadır.

$$F_{dyx} = m\ddot{x} + F_{k1x} + F_{k2x} + F_{s_{c1x}} + F_{s_{c2x}} + F_{\alpha1x} + F_{\alpha2x} + F_{kKx}$$

$$F_{dyy} = m\ddot{y} + F_{k1y} + F_{k2y} + F_{s_{c1y}} + F_{s_{c2y}} + F_{\alpha1y} + F_{\alpha2y} + F_{kKy}$$

$$0 = m\ddot{z} + F_{k1z} + F_{k2z} + F_{s_{c1z}} + F_{s_{c2z}} + F_{\alpha1z} + F_{\alpha2z}$$

$$\begin{aligned} M_{dyx} + M_{JT_x} + M_{JR_x} &= I_{xx}\dot{\omega}_x + I_{xy}\dot{\omega}_y + I_{xz}\dot{\omega}_z - (I_{yy} - I_{zz})\omega_y\omega_z \\ &- I_{yz}(\omega_z^2 - \omega_y^2) - \omega_x(\omega_z I_{xy} - \omega_y I_{xz}) + M_{k1x} + M_{k2x} + M_{c1x} + M_{c2x} \\ &+ M_{\alpha1x} + M_{\alpha2x} + M_{kKx} \end{aligned} \quad (4.108)$$

$$\begin{aligned} M_{dyy} + M_{JT_y} + M_{JR_y} &= I_{yx}\dot{\omega}_x + I_{yy}\dot{\omega}_y + I_{yz}\dot{\omega}_z - (I_{zz} - I_{xx})\omega_z\omega_x \\ &- I_{xz}(\omega_x^2 - \omega_z^2) - \omega_y(\omega_x I_{yz} - \omega_z I_{xy}) + M_{k1y} + M_{k2y} + M_{c1y} + M_{c2y} \\ &+ M_{\alpha1y} + M_{\alpha2y} + M_{kKy} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} M_{dyz} &= I_{zx}\dot{\omega}_x + I_{zy}\dot{\omega}_y + I_{zz}\dot{\omega}_z - (I_{xx} - I_{yy})\omega_x\omega_y - I_{xy}(\omega_y^2 - \omega_x^2) \\ &- \omega_z(\omega_y I_{xz} - \omega_x I_{yz}) + M_{k1z} + M_{k2z} + M_{c1z} + M_{c2z} + M_{\alpha1z} + M_{\alpha2z} \\ &+ M_{kKz} \end{aligned}$$

4.5. Sayısal Çözüm Yöntemi

Bölüm 4.4'ün sonunda çıkartılan (4.108) denklemleri sistemin hareket denklemleridir. Altı adet bağımlı, lineer olmayan ve homojen olmayan bu denklem sistemini analitik olarak çözmek mümkün olmayacaktır. Oluşturulan bu denklem sistemi bir başlangıç değer problemi olmasından dolayı probleme uygun sayısal bir yöntem olan 4.Dereceden Klasik Runge-Kutta yöntemi kullanılmıştır.

Runge-Kutta yöntemleri çözüm doğruluğu açısından yüksek mertebeden türevleri hesaplamaya ihtiyaç duymadan Taylor serisi yaklaşımına erişebilmektedir. Genel Runge-Kutta formülasyonu (4.109) ifadesi ile yazılabilir.[15]

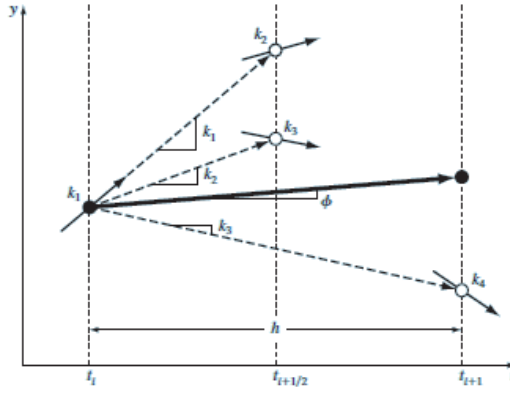
$$y_{i+1} = y_i + \Phi h \quad (4.109)$$

Bu ifadede y_i değeri hesaplanacak fonksiyon değerinin eski değeridir. Yeni değer y_{i+1} 'i bulabilmek için artırım fonksiyonu olan Φ ile h zaman adımının çarpımı ile toplanır. Artırım fonksiyonu aynı zamanda hesaplanacak fonksiyonun lokal eğimi ifade etmektedir. 4. Dereceden Runge-Kutta formu da benzer şekilde (4.110) ifadesi ile yazılabilir.[15]

$$y_{i+1} = y_i + \frac{1}{6}(k_1 + 2k_2 + 2k_3 + k_4)h \quad (4.110)$$

Bu formülasyon bağımsız bir denklemi çözmek için kullanılacak şekildedir. Bağımlı denklem takımlarını çözmek için her bir denklem takımına ayrı artırım fonksiyonu tanımlamak gerekir. Böylece altı denklem takımının olduğu sistemde her bir iterasyon adımında altı artırım fonksiyonu hesaplanacaktır. Bu fonksiyon içerisindeki katsayılar da aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır. Hesaplama yönteminin grafik ifadesi Şekil 4.14'de verilmiştir.

$$\begin{aligned} k_1 &= f(t_i, y_i) \\ k_2 &= f\left(t_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_1h\right) \\ k_3 &= f\left(t_i + \frac{1}{2}h, y_i + \frac{1}{2}k_2h\right) \\ k_4 &= f(t_i + h, y_i + k_3h) \end{aligned} \quad (4.111)$$



Şekil 4.14: 4.Dereceden Klasik Runge-Kutta yönteminin eğim hesaplaması.[15]

Bölüm 4.4 sonunda çıkartılan hareket denklemleri Runge-Kutta yöntemi ile 1 kere integre edileceğinden hareket denklemleri kullanılarak yerel koordinatların hız değerleri elde edilecektir. Bu hız değerleri de benzer şekilde integre edilerek deplasman değerleri bulunacaktır. Aşağıdaki formülasyon bir iterasyon adımında hem hız hem de deplasman değerlerini elde etmeyi sağlayacaktır. Hareket denklemleri içerisinde cisim koordinat sisteminde açılal hızlar yer aldığı için Cardan frekanslarına dönüşüm de gerekecektir. Aşağıdaki dönüşümler yapılarak yeni değişkenler tanımlanır.

$$\begin{aligned}
 q_1 &= x & \dot{q}_1 &= q_7 \\
 q_2 &= y & \dot{q}_2 &= q_8 \\
 q_3 &= z & \dot{q}_3 &= q_9 \\
 q_4 &= \varphi & \dot{q}_4 &= \cos(\psi) \sec(\theta) q_{10} - \sin(\psi) \sec(\theta) q_{11} \\
 q_5 &= \theta & \dot{q}_5 &= \sin(\psi) q_{10} - \cos(\psi) q_{11} \\
 q_6 &= \psi & \dot{q}_6 &= -\tan(\theta) \cos(\psi) q_{10} + \tan(\theta) \sin(\psi) q_{11} + q_{12} \\
 q_7 &= \dot{x} & \dot{q}_7 &= \ddot{x} \\
 q_8 &= \dot{y} & \dot{q}_8 &= \ddot{y} \\
 q_9 &= \dot{z} & \dot{q}_9 &= \ddot{z} \\
 q_{10} &= \omega_x & \dot{q}_{10} &= \dot{\omega}_x \\
 q_{11} &= \omega_y & \dot{q}_{11} &= \dot{\omega}_y \\
 q_{12} &= \omega_z & \dot{q}_{12} &= \dot{\omega}_z
 \end{aligned} \tag{4.111}$$

$$\dot{q}_7 = \ddot{x} = \frac{(F_{dyx} - F_{k1x} - F_{k2x} - FS_{c1x} - FS_{c2x} - F_{\alpha1x} - F_{\alpha2x})}{m}$$

$$\dot{q}_8 = \ddot{y} = \frac{(F_{dyy} - F_{k1y} - F_{k2y} - FS_{c1y} - FS_{c2y} - F_{\alpha1y} - F_{\alpha2y})}{m}$$

$$\dot{q}_9 = \ddot{z} = \frac{(-F_{k1z} - F_{k2z} - FS_{c1z} - FS_{c2z} - F_{\alpha1z} - F_{\alpha2z})}{m}$$

$$\dot{q}_{10} = \dot{\omega}_x = \left(-I_{xy}\dot{q}_{11} - I_{xz}\dot{q}_{12} + (I_{yy} - I_{zz})q_{11}q_{12} + I_{yz}(q_{12}^2 - q_{11}^2) + q_{10}(q_{12}I_{xy} - q_{12}I_{xz}) \right) / I_{xx} + \quad (4.112)$$

$$(M_{dyx} + M_{JT_x} + M_{JR_x} - M_{k1x} - M_{k2x} - M_{c1x} - M_{c2x} - M_{\alpha1x} - M_{\alpha2x}) / I_{xx}$$

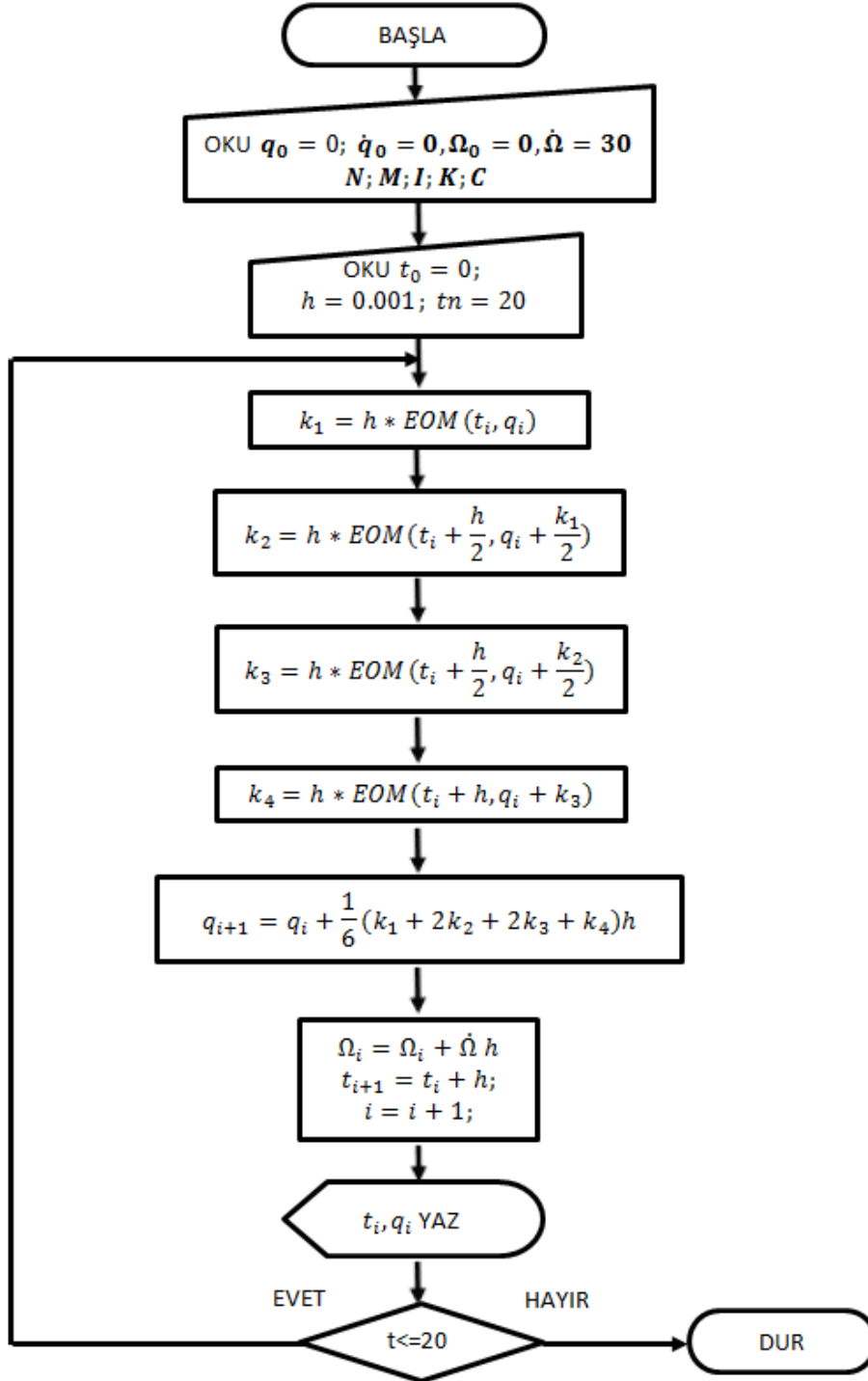
$$\dot{q}_{11} = \dot{\omega}_y = \left(-I_{yx}\dot{q}_{10} - I_{yz}\dot{q}_{12} + (I_{zz} - I_{xx})q_{12}q_{10} + I_{xz}(q_{10}^2 - q_{12}^2) + q_{11}(q_{10}I_{yz} - q_{12}I_{xy}) \right) / I_{yy} +$$

$$(M_{dyx} + M_{JT_y} + M_{JR_y} - M_{k1y} - M_{k2y} - M_{c1y} - M_{c2y} - M_{\alpha1y} - M_{\alpha2y}) / I_{yy}$$

$$\dot{q}_{12} = \dot{\omega}_z = \left(-I_{zx}\dot{q}_{10} - I_{zy}\dot{q}_{11} + (I_{xx} - I_{yy})q_{10}q_{11} + I_{xy}(q_{11}^2 - q_{10}^2) + q_{12}(q_{11}I_{xz} - q_{10}I_{yz}) \right) / I_{zz} +$$

$$(M_{dyz} - M_{k1z} - M_{k2z} - M_{c1z} - M_{c2y} - M_{\alpha1z} - M_{\alpha2z}) / I_{zz}$$

(4.112)'deki ifadeler (4.111)'deki son üç değişkeni tanımlamaktadır. (4.111) ifadesinde sağda kalan türevli değişkenler integre edilecek olan ifadelerdir ve iterasyon sonunda Runge-Kutta algoritması \dot{q} integre ederek (4.111)'ün soldaki q değerlerini verir. Algoritmanın akışı Şekil 4.15'de verilmiştir. Algoritmada EOM olarak bahsedilen fonksiyon (4.111) denkleminin türevli terimlerinin (4.112)'deki ifadelerin yerine konduğu fonksiyondur.



Şekil 4.15: 4.Dereceden Klasik Runge-Kutta algoritması

Algoritmanın başında tanımlanan değişkenler aşağıda açıklanmıştır.

N : Modeldeki geometrik noktalar ($B, O, N1, N2, P1, P2, A1, A2, C1, C2, Q$)

M : Küteller m, m_{dy}

I : Atalet Momentleri $I_{xx}, I_{yy}, I_{zz}, I_{xy}, I_{xz}, I_{yz}, I_{Tzz}, I_{Rzz}$

K : Yay katsayıları $k_{A1}, k_{A2}, k_{A1}, k_{\alpha1}, k_{\alpha2}$

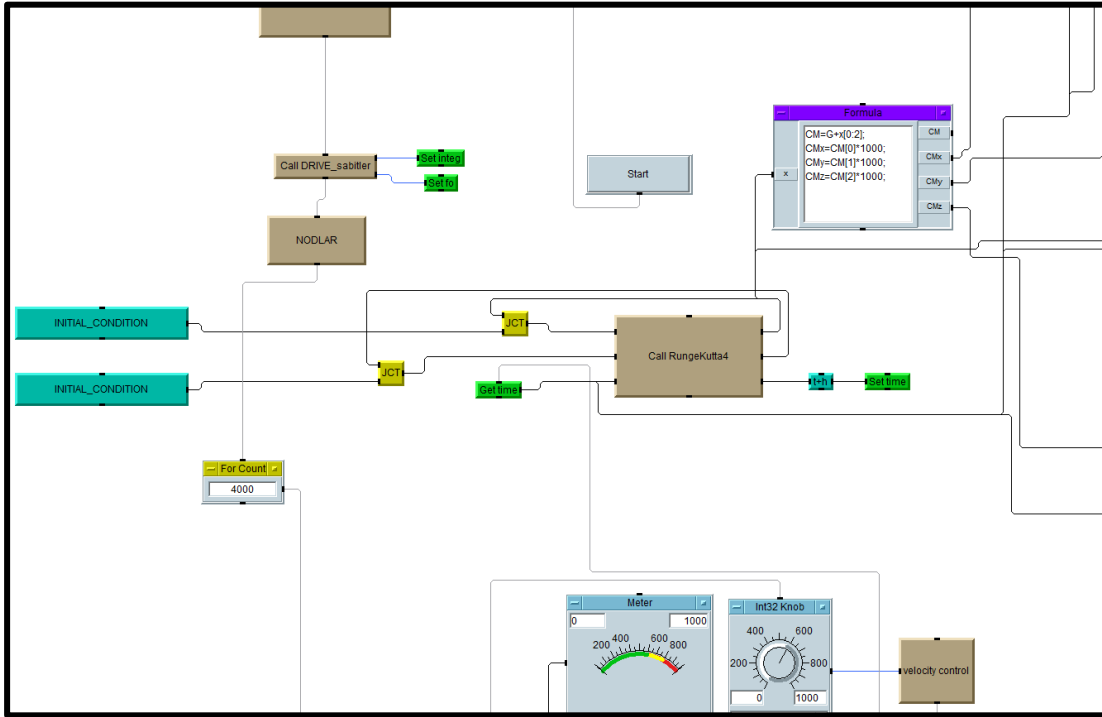
C : Sönüm kuvvetleri F_{SC1}, F_{SC2}

Ω : Tambur açısal hızı

$\dot{\Omega}$: Tambur açısal ivmesi

Amortisör üzerinden alınan sıcaklık ölçümü ile belirli bir çalışma süresinden sonra ürettiği sönüm kuvveti düşen amortisörün testlerini yapmak amaçlanmıştır.

Simülasyon Bölüm 4’de dinamik modeli oluşturan denklemler Agilent Vee grafik programlama aracı ile çözülmüştür. Simülasyon testlerle uyumlu olacak şekilde dengesiz yük miktarı, dengesiz yük yeri, tambur ivmesi, gibi başlangıç parametrelerini aynı yaparak benzetim gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.2’de Agilent Vee programında kurulan model gösterilmiştir.



Şekil 5.2: Agilent Vee arayüzü simülasyon şeması

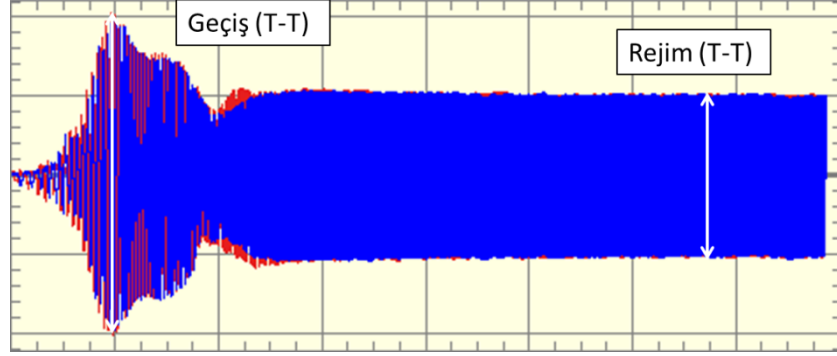
5.1 1 Kg Dengesiz Yükün Tambur Ortasına Yerleştirdiği Durum

Testte ve simülasyonda 1kg ağırlık tambur derinliği boyunca süspansiyon düzlemi hizasına gelecek şekilde yerleştirilerek sonuçlar elde edilmiştir. Testte kazan üzerine Şekil 5.3’de gösterildiği gibi ivme ölçerden alınan veriler toplanmıştır. Simülasyonda da tahrik grubu ağırlık merkezinde integre edilen deplasman değerleri açısıl dönüşümler ile benzer noktaya dönüşümü gerçekleştirilmiştir.

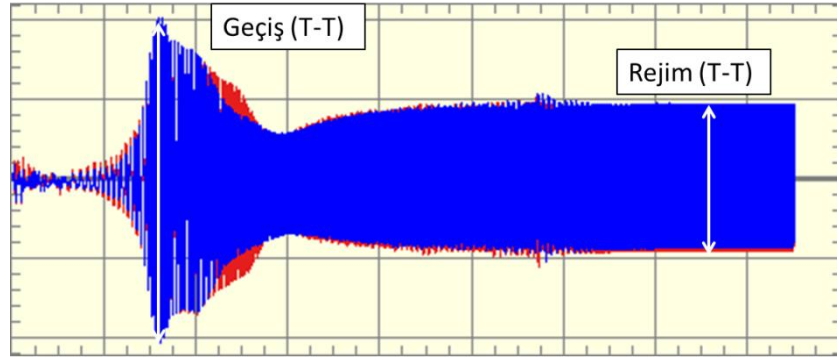
Tahrik grubunun ön tepe noktasından alınan ölçümler deplasman cevabı olarak zaman ekseninde çizdirilmiştir. Bu değerler geçiş bölümü ve daimi bölüm olarak ikiye ayrılarak değerlendirilebilir. Geçiş bölümü tamburun hızlanırken mekanizma ve yay askı doğal frekansını geçişi tahrik grubu deplasmanındaki artışın görüldüğü

bölümdür. Geçiş bölümünün genliği ve deplasmanların rejime girdiği bölümün genliği kıyaslanacaktır.

Mavi grafikler soğuk amortisörle başlayan testleri ve simülasyonları, kırmızı grafikler sıcak amortisörle başlan testleri ve simülasyonları göstermektedir.



Şekil 5.3: 1Kg dengesiz yük test sonucu X eksen deplasman değerleri



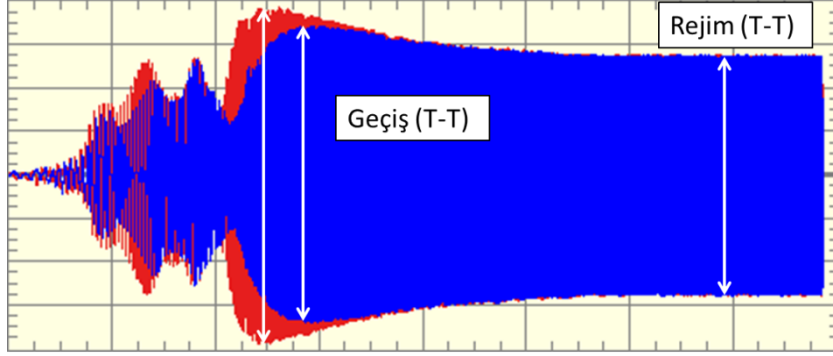
Şekil 5.4: 1Kg dengesiz yük simülasyonu sonucu X eksen deplasman değerleri

Çizelge 5.1: 1Kg dengesiz yük test ve simülasyonu X eksen kıyaslaması

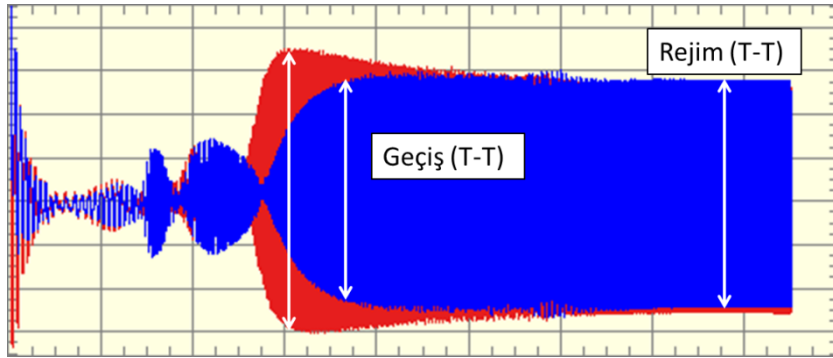
	Geçiş T-T Soğuk	Rejim T-T Soğuk	Geçiş T-T Sıcak	Rejim T-T Sıcak
Test (br)	7.1	3.8	7.3	3.8
Simülasyon (br)	7.4	3.2	7.4	3.2
Hata	%4.2	%15.8	%1.4	%15.8

X ekseninde görülen geçiş bölgesi amortisörün mekanizma hareketinden kaynaklı bölgedir ve amortisör sönümünün etkisi görülmemektedir. Sıcak soğuk amortisör

farkında amortisör kuvveti yarıya düşmektedir. Bağlantı bölgelerindeki sürtünme etkili olmaktadır. Kazanın gövdeye çarpması açısından kritiktir. Testin simülasyonla uyuştuğu görülmektedir. Rejim bölgesinde ise körük modeli ve az da olsa amortisör sönümü etkili olmaktadır. Bu bölgede hata artmaktadır. Körük modelinin üzerinde daha fazla çalışılması gerektiğini göstermektedir.



Şekil 5.5: 1Kg dengesiz yük test sonucu Y eksenli deplasman değerleri



Şekil 5.6: 1Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Y eksenli deplasman değerleri

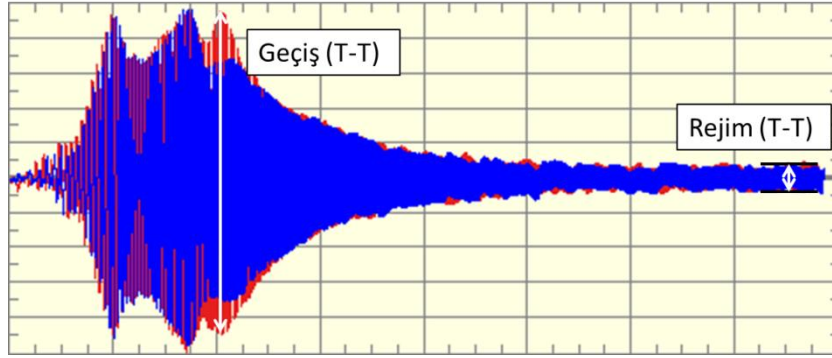
Çizelge 5.2: 1Kg dengesiz yük test ve simülasyon Y eksenli kıyaslaması

	Geçiş T-T Soğuk	Rejim T-T Soğuk	Geçiş T-T Sıcak	Rejim T-T Sıcak
Test (br)	6.6	5.4	7.6	5.4
Simülasyon (br)	5.1	5.2	6.5	5.2
Hata	%23	%3.7	%14.5	%3.7

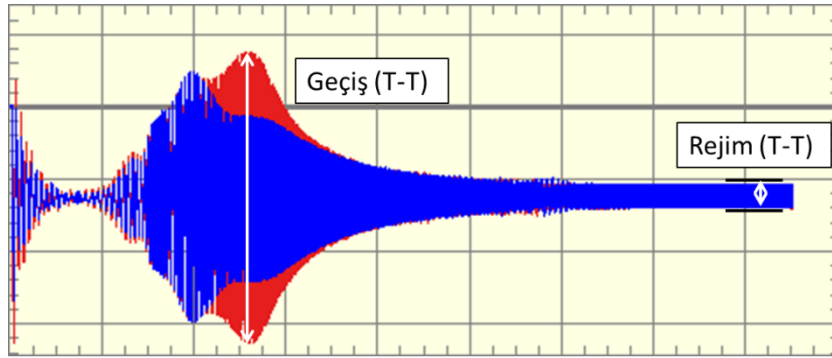
Y ekseninde geçiş bölgesi yay askı frekansına denk gelmektedir ve amortisör sönümünü kritik olduğu bir bölgedir. Soğuk amortisör testinde görülen rezonans

geçiş simülasyonda görülememektedir. Sıcak amortisör simülasyonunda ise hem geçiş bölgesi belirginleşmiştir ve hata miktarının azaldığı görülmektedir, hem de zaman ekseninde test ile benzer bir bölgeye yerleşmektedir. Bu sonuçlar amortisör modelinin soğuk model için hataları arttırdığını göstermektedir. Amortisör modeli üzerine çalışılması gerekmektedir. Rejim bölgesinde ise model yakın sonuçlar vermektedir.

Y ekseninde belirtilen geçiş bölgesi öncesinde başka bir geçiş bölgesi daha vardır bu da körük modelinin doğruluğu ile ilgilidir. Simülasyonda zaman ekseninde bu bölge de gözükmemektedir ancak genliği çok düşüktür. Körük modeli bu bölge için incelenmelidir.



Şekil 5.7: 1Kg dengesiz yük test sonucu Z eksen deplasman değerleri



Şekil 5.8: 1Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Z eksen deplasman değerleri

Z eksenindeki sonuçlarda da geçiş bölgesinde soğuk amortisördeki hatanın sıcak amortisörde azalması amortisörün modelinin daha detaylı çalışılması gerektiğini ortaya koymaktadır. Rejim bölgesinde modelin test ile uyduğu görülmektedir. Rejim bölgesindeki hata payı genliklerin oldukça düşük olmasından dolayı önemsizleşmektedir. Geçiş bölgesinden rejim bölgesine geçişteki grafiğin karakteristiği de modelin test ile uyumunu göstermektedir.

Z ekseninde de kıyaslamaların yapıldığı geçiş bölgesi askıyı ve amortisör parametreleri ile alakalıdır. Bu bölgenin öncesindeki geçiş bölgesi yine körük modeli ile ilgilidir. Körük modelinin frekans ve ön yüke bağlı olarak daha detaylı incelenmesi gerekmektedir.

Çizelge 5.2: 1Kg dengesiz yük test ve simülasyon Z eksenini kıyaslaması

	Geçiş T-T Soğuk	Rejim T-T Soğuk	Geçiş T-T Sıcak	Rejim T-T Sıcak
Test (br)	5.4	0.67	7.6	0.67
Simülasyon (br)	3.8	0.61	6.5	0.61
Hata	%29.6	%7.8	%14.5	%7.8

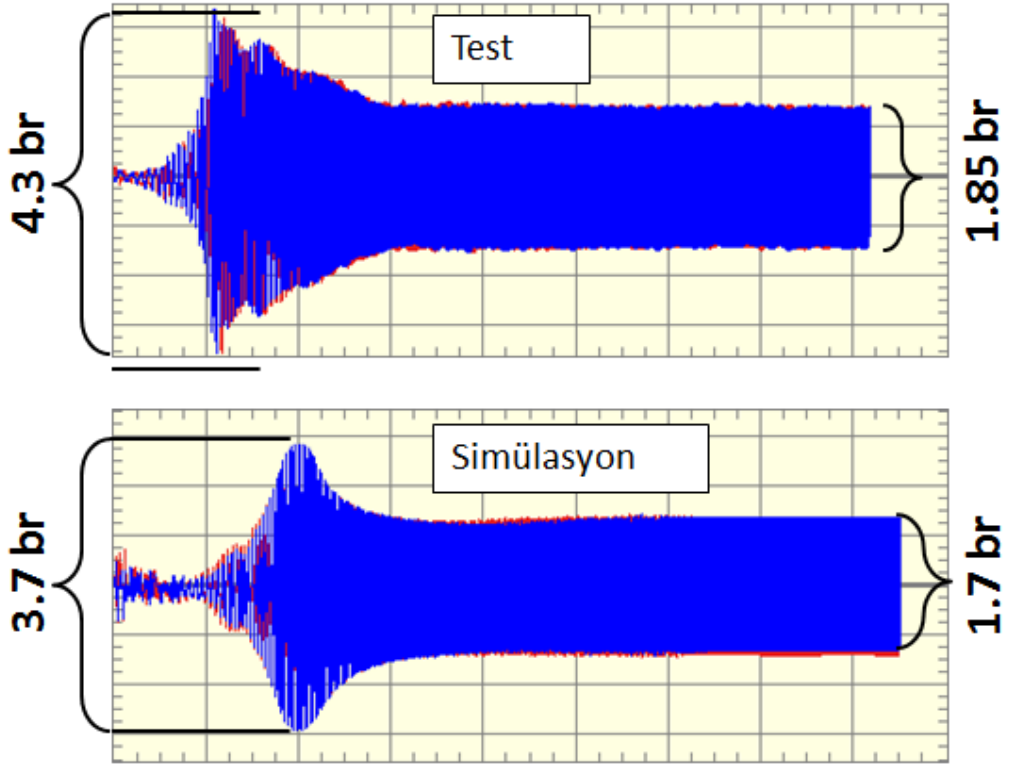
Simülasyon sonuçları 1 kg dengesiz yükün tambur ortasına konulduğu durum için özellikle rejim bölgesini doğru modellendiğini göstermektedir. Geçiş bölgelerinde modelin alt bileşenlerine matematik model geliştirme üzerine daha detaylı çalışılmalıdır.

5.2 0.6 Kg Dengesiz Yükün Tambur Ortasına Yerleştirildiği Durum

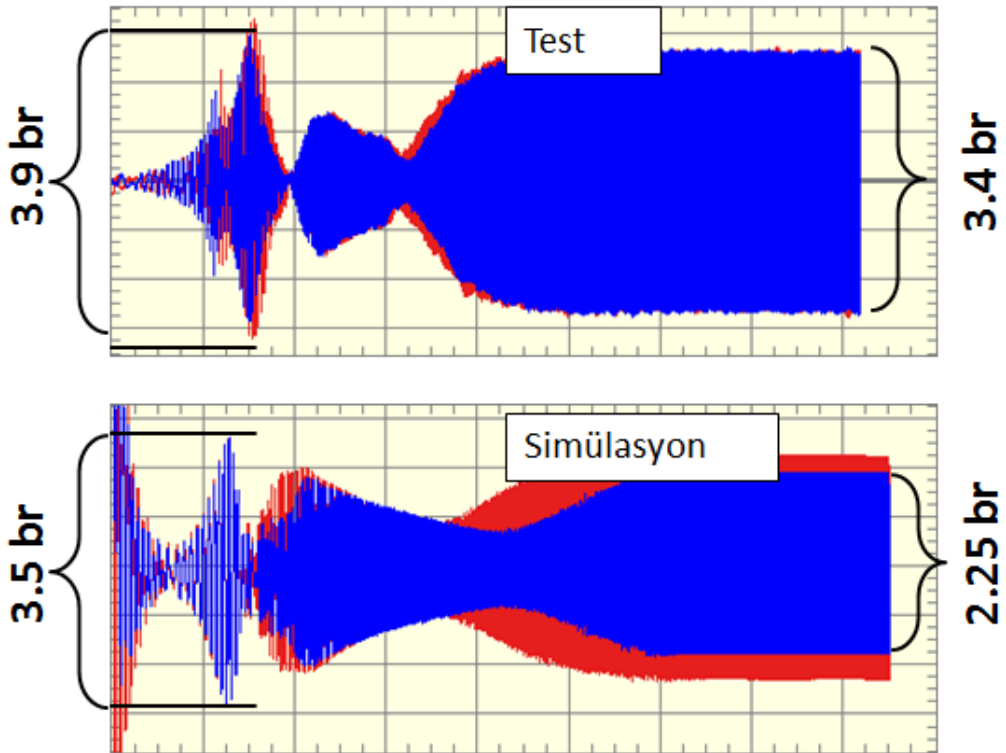
Testler üretim toleranslarının da etkili olduğunu göstermektedir. Tambur seri üretimden tam dengeli olarak gelmemektedir ve üzerine tambur kazan montajı sırasında eksen kaçıklığı da eklenmektedir. Tamburun ortasına 0.6 kg dengesiz yük konulduğu durum bu toleransların etkisini göstermektedir.

1 kg ile yapılan testler ile simülasyon arasındaki farklar 0.6 kg ile yapılan testlerde artmaktadır. Özellikle rejim bölgesindeki hatanın artması üretim toleranslarından kaynaklanmaktadır.

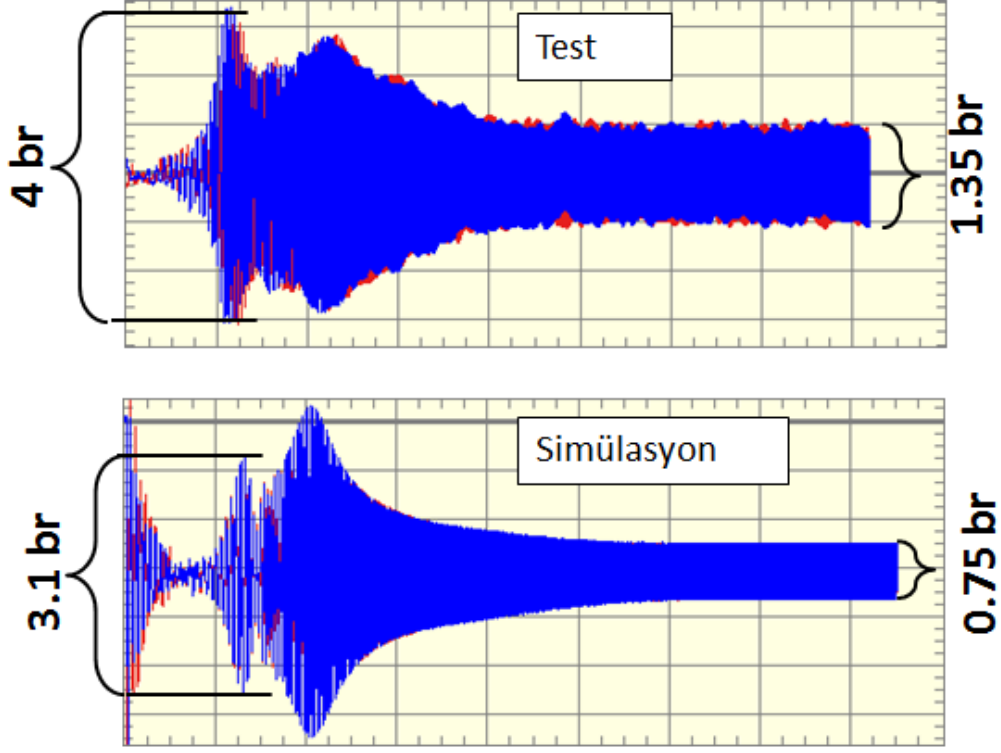
Simülasyonda geçiş bölgesinde sönüm özelliklerinin baskın gelmesinden ötürü tam bir rezonans geçişi görülememektedir.



Şekil 5.9: 0.6Kg dengesiz yük simülasyon sonucu X eksen deplasman değerleri



Şekil 5.10: 0.6Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Y eksen deplasman değerleri



Şekil 5.11: 0.6Kg dengesiz yük simülasyon sonucu Z eksen deplasman değerleri

6. SONUÇLAR

Arçelik AŞ. Araştırma ve Geliştirme Direktörlüğü Yapısal Tasarım Yöneticiliği bünyesinde yapılan çalışmada bir çamaşır makinası dinamiğini henüz prototipi üretilmemiş ürün tasarım aşamasında iken süspansiyon ve tahrik grubu uyumuna yönelik seçim yapılabilmesini sağlamak amacıyla bir yazılım ortaya konmuştur. Yazılım test sonuçları ile doğrulanması aşağıdaki aktarılmıştır.

Simülasyon sonuçları ve testlerin kıyaslamasından elde edilen sonuçlar çamaşır makinası dinamiğini tasarıma yön verebilecek şekilde tahrik grubu hareketlerini ve yüklerini hesaplayabildiğini göstermektedir. Alt bileşenleri oluşturan yay, amortisör, amortisör burçları ve körük için matematik modeller geliştirilmiştir ve testleri yapılmıştır.

Simülasyon sonuçları çamaşır makinasının dinamik kararlılığı açısından kritik önemli olan 1 kg dengesiz yükler ile yapılan testlerde daimi rejim bölgesini kabul edilebilir hata sınırları içerisinde kalacak şekilde hesaplayabilmektedir.

Geçiş bölgesi ise ivme ölçümü alınan eksenler arasında bir kısmında yüksek hatalar ile hesaplandığı görülmektedir. Hataların kaynağı ve ileride çalışılacak konular aşağıda sıralanmıştır.

1. Tambur üretim toleranslarından gelen dengesizliğe göre analizler yapılabilir.
2. Tambur ve kazanın montajından gelen eksenel kaçıklığa bağlı analizler yapılabilir.
3. Amortisör modelinin daha detaylı incelenmesi ve kayma hızına, deplasmana ve enerji yutarak ısınma olgusunun gerçekleştirilebilir.
4. Körük daha detaylı incelenerek matematik modeli ön yüke, çalışma frekansına ve titreşim genliğine bağlı geliştirilebilir.
5. Körük sönüm karakteristiği çalışılabilir.
6. Amortisör burçları sönüm karakteristiği çalışılabilir.

7. Motorun yüke karşı çalışma etkisi motorda hız salınımına sebep olacağından geçiş bölgesi ve daimi rejim de etkili olacaktır. Motor modeli simülasyona dahil edilebilir.

Yukarıda sıralanan maddeler çalışılarak daha gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **Türkay, O.S., et al.** (1998). Modelling and Experimental Assessment of Suspension Dynamics of a Horizontal-Axis Washing Machine. *Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 120, 534-543
- [2] **Wagner, F., et al.** (2000). On the Dynamics of Washing Machines. *Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1-7, 307-308
- [3] **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 Advanced Intelligent Mechatronics Systems (AIM 2001)*, 899-904
- [4] **Bayraktar, F., Belek, H.T.** (2006). Çamaşır Makinası Dinamik Davranışının Deneysel ve Teorik İncelenmesi. *İtü Dergisi, Mühendislik*, 5, 2, 1, 135-144
- [5] **Öztürk., M.** (2007). Çamaşır Makinası Dinamik Davranışının İncelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, Türkiye
- [6] **Gödecker, H., et al.** (2009). Dynamical Behavior of Washing Machines. *PAMM Proc. Appl. Math. Mech.*, 109-110
- [7] **Yoo, W.S., et al.** (2009). Mathematical Model of Transition Velocity Dependent (TVD) Friction for a Free-Stroke Damper in a Washing Machine. *Proceedings of the ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences & Computer and Information in Engineering Conference on Advanced Intelligent Mechatronics Systems IDET/CIE 2009*
- [8] **Yoo, W.S., et al.** (2010). Application of the Magic Formula for Dynamic Modeling of Friction Dampers used in Drum-Type Washing Machines. *The 1st Joint International Conference on Multibody System Dynamics*
- [9] **Lim, H.T., et al.** (2010). Dynamic Modelling and Analysis of Drum-Type Washing Machine. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*. Vol. 11, No. 3, 407-417
- [10] **Nygards, T., Berbyuk, V.** (2011). Multibody modeling and vibration dynamics analysis of washing machines. *Multibody Syst. Dyn.* (2012) 27, 197-238
- [11] **Meriam, J.L., and Kraige, L.G.** (2013). *Engineering Mechanics: Dynamics*. New York: John Wiley and Sons Inc.
- [12] **Jazar, R.N.** (2011). *Advanced Dynamics Rigid Body, Multibody and Aerospace Applications*. New Jersey: John Wiley and Sons Inc.

- [13] **Hibbeler, R.C.** (2010). *Engineering Mechanics Dynamics*. New Jersey: Pearson Prentice Hall
- [14] **Kelly, S.G.** (2012). *Mechanical Vibrations Theory and Applications, SI*. Stamford: Cengage Learning
- [15] **Chapra, S.C.** (2012). *Applied Numerical Methods with MATLAB for Engineers and Scientists*. New York: McGraw-Hill

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Özgür Uysal

Doğum Tarihi ve Yeri: İstanbul / 23.04.2987

E-posta: ozgruysl@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

Lisans: 2011, İstanbul Teknik Üniversitesi, Uçak ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uzay Mühendisliği