

**BİR BİNEK OTOMOBİL DEBRİYAJ DİSK  
KOMPLESİNDEKİ YAY VE RONDELANIN SİSTEM  
CEVABINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**Cihan ÜRÜT**



T.C.

BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR BİNEK OTOMOBİL DEBRİYAJ DİSK KOMPLESİNDEKİ YAY VE  
RONDELANIN SİSTEM CEVABINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ**

**Cihan ÜRÜT**

ORC-ID NO : 0000-0002-3814-9690

Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

ORC-ID NO : 0000-0002-6115-3110

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2020

**Her Hakkı Saklıdır.**

## TEZ ONAYI

Cihan ÜRÜT tarafından hazırlanan “BİR BİNEK OTOMOBİL DEBRİYAJ DİSK KOMPLESİNDEKİ YAY VE RONDELANIN SİSTEM CEVABINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

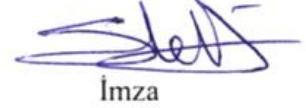
**Danışman:** Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU  
ORCID NO : 0000-0002-6115-3110

**Başkan:** Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU  
ORCID NO : 0000-0002-6115-3110  
Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



İmza

**Üye:** Dr. Öğr. Üyesi Sevda Telli ÇETİN  
ORCID NO : 0000-0002-3281-9112  
Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



İmza

**Üye:** Dr. Öğr. Üyesi Selçuk KARAGÖZ  
ORCID NO : 0000-0002-1987-5750  
Bursa Teknik Üniv. Müh. ve Doğa Bil. Fakültesi  
Makina Mühendisliği Anabilim Dalı



İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN  
Enstitü Müdürü  
... /... / 2020

**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

**beyan ederim.**

.... / .... / .....

**İmza**

**Cihan ÜRÜT**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### BİR BİNEK OTOMOBİL DEBRİYAJ DİSK KOMPLESİNDEKİ YAY VE RONDELANIN SİSTEM CEVABINA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

**Cihan ÜRÜT**

Bursa Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Doç. Dr. Elif Erzan TOPÇU

İçten yanmalı motora sahip bir binek otomobilin motoru ile şanzımanı arasındaki mekanik güç aktarımını ihtiyaca göre düzenleyen eleman debriyaj komplestir. Debriyaj kompleksinin alt elemanlarından olan disk kompleksinden motor içerisinde yakıt hava karışımının patlaması ile meydana gelen açısai titreşimleri sönümlemesi de beklenmektedir.

Bu tez çalışmasında da disk kompleksinin açısai titreşimlerini sönümleme kapasitesi önce araç testi ile sonrasında benzetim çalışmaları ile incelenmiştir. Araç testinde algılayıcılar ile motor ve şanzıman taraflarındaki açısai hız değerleri ölçülerek açısai titreşim değerleri hesaplatılmıştır. Benzetim çalışmasında Amesim programında sistemi temsil eden temel elemanlar kullanılarak benzetim modeli kurulmuş ve elde edilen sonuçlar araç test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Testlerde kullanılan debriyaj sistemindeki disk kompleksinin motordan gelen titreşimleri yeterli oranda sönümlemediği görülmüştür. Çalışmanın ikinci aşamasında debriyaj disk kompleksinde açısai titreşimleri sönümlemekle görevli olan temel elemanlardan bası yaylarının ve sürtünme rondelalarının yaylılık katsayısı ve sürtünme yük değerlerinin değişimlerinin sistem cevabına etkisi incelenmiştir. Sistem cevabını iyileştirebilmek için debriyaj disk kompleksinin karakteristiğine uygun olacak şekilde beş farklı değer grubu ile benzetim çalışmaları tekrarlanmıştır. Yapılan bu denemelerin sonuçları incelenmiş ve sistem cevabında iyileşmeler elde edilebilen değerlerin tespit edilmesi sağlanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Debriyaj mekanik yapısı, açısai titreşimler, yaylılık katsayısı, açısai sürtünme yükü, rezonans.

**2020, ix + 54 sayfa.**

## ABSTRACT

MSc Thesis

### INVESTIGATION OF THE EFFECT OF SPRING AND WASHER ON SYSTEM RESPONSE IN A PASSENGER CAR CLUTCH DISC ASSEMBLY

**Cihan ÜRÜT**

Bursa Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Assoc. Prof. Dr. Elif Erzan TOPÇU

The product that regulates the mechanical power transmission between the engine and the transmission of a passenger car with an internal combustion engine is the clutch assembly. It is also expected to be damped the angular vibrations caused by the explosion of fuel air mixture in the engine from the disc assembly, which is one of the sub component of the clutch assembly.

In this thesis study, the absorption capacity of the disc assembly of the angular vibrations was examined first by vehicle testing and then by simulation studies. In the vehicle test, angular vibration values were calculated by measuring the angular velocity values with the sensors at the engine and transmission sides. In the simulation study, the simulation model was established by using the basic elements representing the system in the Amesim software and the results were compared with the vehicle test results. It was observed that the disc assembly in the clutch system used during the tests could not dampen the vibrations enough from engine side. In the second stage of the study, the effect of changes in the spring coefficient and friction load values of the damper springs and friction washers on the clutch disc assembly were investigated. In order to improve the system response, simulation studies were repeated with five different value groups in accordance with the characteristics of the clutch disc assembly. The results of these trials have been examined and the values that can provide improvement in system response have been determined.

**Key Words:** Clutch mechanic structure, rotational vibrations, spring stiffness, rotational friction force, resonance.

**2020, ix + 54 pages.**

## TEŞEKKÜR

Eğitim hayatımı bu noktaya taşımamda bana olan inancını ve desteğini asla esirgemeyen değerli aileme, hayatımın en bŸyŸk başarılarını birlikteyken yakaladığım sevgili eşime, uğruna daha ok alışmak için abaladığım biricik kızıma, destekleri için danışmanım Sayın Do. Dr. Elif Erzan TOPÇU' ya, alışmalarım sırasında desteğini esirgemeyen meslektaşım Dr. Mehmet Onur GENÇ' e, Valeo Otomotiv ile Oyak Renault firmaları çalışanlarına teőekkŸrlerimi sunarım.

Cihan ŸRŸT

...../...../.....

## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
İÇİNDEKİLER .....	iv
SİMGE ve KISALTMALAR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	ix
1. GİRİŞ .....	1
2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	3
2.1. Kuramsal Temeller.....	3
2.1.1. Güç aktarım sistemi ve elemanları.....	3
2.1.2. Debriyaj sisteminin amacı ve elemanları .....	4
2.1.3. Titreşimin tanımı.....	11
2.1.4. Otomotiv sektörü ve NVH uygulamaları .....	14
2.2. Kaynak Araştırması.....	15
2.2.1. Otomotiv endüstrisinde yer alan motor testleri hakkında çalışmalar .....	15
2.2.2. Araç testlerini konu alan çalışmalar .....	16
2.2.3. Benzetim çalışmalarını konu alan çalışmalar.....	17
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	20
3.1. Araç Testi.....	20
3.1.1. Testin gerçekleştirildiği araç hakkında bilgiler.....	20
3.1.2. Aracın teste hazırlanması .....	21
3.1.3. Araç test yöntemi .....	24
3.1.4. Test yazılımının hazırlanması .....	24
3.1.5. Testlerin gerçekleştirilmesi .....	25
3.1.6. Kaydedilen verilerin analiz edilmesi.....	26
3.1.7. Mertebe analizi.....	26
3.2. Benzetim Çalışmaları.....	27
3.2.1. Sistemin hareket denklemlerinin çıkarılması .....	27
3.2.2. Benzetim modeli parametre girişleri.....	30
4. BULGULAR VE TARTIŞMA .....	35
4.1. Araç Testi ile Elde Edilen Bulgular .....	35
4.1.1. Araç testi sırasında kayıt altına alınan ham veriler .....	35
4.1.2. Araç testi ham verilerinden analiz edilen sonuçlar .....	37
4.2. Benzetim Yazılımı ile Elde Edilen Bulgular.....	39
4.2.1. Araç testinde kullanılan debriyajın gerçek değerleriyle elde edilen bulgular .....	39
4.3. Araç Test Sonuçları ile Benzetim Yazılımı Sonuçlarının Mukayesesi.....	41
4.4. Araç Testinde Kullanılan Debriyajın Tolerans Değerleriyle Elde Edilen Bulgular .....	44
5. SONUÇ .....	50
KAYNAKLAR .....	52
ÖZGEÇMİŞ .....	54



## SİMGE ve KISALTMALAR

Simge	Açıklama
$\omega_f$	Açısal frekans (rad/s)
$\Theta$	Açısal hareket (rad)
$\dot{\Theta}$	Açısal hız (rad/s)
$\ddot{\Theta}$	Açısal ivme (rad/s <sup>2</sup> )
$K_D$	Aks yaylılık katsayısı (Nm/rad)
$\Theta_V$	Araç açısal hareketi (rad)
$\dot{\Theta}_V$	Araç açısal ivmesi (rad/s <sup>2</sup> )
$I_V$	Araç kütle atalet momenti (kgm <sup>2</sup> )
$K_{C1}$	Birinci kademe disk yayı yaylılık katsayısı (Nm/rad)
$T_C$	Debriyaja gelen tork (Nm)
°	Derece
$T_C^D$	Dinamik debriyaj torku (Nm)
$f_n$	Doğal frekans (Hz)
$\omega_n$	Doğal frekans (rad/sn)
$\Theta$	Genlik vektörü (rad)
F	Kuvvet (N)
M	Kütle (kg)
I	Kütle atalet momenti (kgm <sup>2</sup> )
$C_{I2}$	Ön damper sönümlenme katsayısı (Nm.s/rad)
C	Sönümlenme katsayısı (Nm.s/rad)
$\zeta$	Sönüm oranı
$\Theta_T$	Şanzıman açısal hareketi (rad)
$\dot{\Theta}_T$	Şanzıman açısal hızı (rad/s)
$\ddot{\Theta}_T$	Şanzıman açısal ivmesi (rad/s <sup>2</sup> )
$K_{OS}$	Şanzıman çıkış mili yaylılık katsayısı (Nm/rad)
$K_G$	Şanzıman dişlileri yaylılık katsayısı (Nm/rad)
$K_{IS}$	Şanzıman giriş mili yaylılık katsayısı (Nm/rad)
$\ddot{\Theta}_T$	Şanzıman ivmelenmesi (rad/s <sup>2</sup> )
$I_T$	Şanzıman kütle atalet momenti (kgm <sup>2</sup> )
T	Tork (Nm)
$\Theta_F$	Volan açısal hareketi (rad)
$\dot{\Theta}_F$	Volan açısal hızı (rad/s)
$\Theta_{FT}$	Volan şanzıman arası bağıl açısal hareket (rad)
$\dot{\Theta}_{FT}$	Volan şanzıman arası bağıl açısal hız (rad/s)
k	Yaylılık katsayısı (Nm/rad)
t	Zaman (s)
F(t)	Zamana bağlı değişken kuvvet (N)
X(t)	Zamana bağlı değişken yer değiştirme (rad)

<b>Kısaltmalar</b>	<b>Açıklama</b>
<i>NVH</i>	Noise Vibration Harshness (Gürültü Titreşim Rahatsızlık)
<i>ENG ACC</i>	Engine Acceleration (Motor açısal ivmesi)
<i>GBX ACC</i>	Gearbox Acceleration (Şanzıman açısal ivmesi)
<i>FFT</i>	Fast Fourier Transformation (Hızlı Fourier dönüşümü)
<i>DMF</i>	Dual Mass Flywheel (Çift kütleli volan)
<i>S1</i>	Stiffness 1 (Ön bası yaylarının yaylılık katsayısı)
<i>S2</i>	Stiffness 2 (Ana bası yaylarının yaylılık katsayısı)
<i>H1</i>	Hysteresis 1 (Ön sürtünme rondelasının sürtünme yükü)
<i>H2</i>	Hysteresis 2 (Ana sürtünme rondelasının sürtünme yükü)

## ŞEKİLLER DİZİNİ

### Sayfa

Şekil 2.1. Arkadan itişli güç aktarım sistemi .....	4
Şekil 2.2. Volan ve debriyaj kompleksi .....	4
Şekil 2.3. Krank mili üzerine bağlı volan ve silindirler .....	5
Şekil 2.4. Baskı kompleksi detay .....	6
Şekil 2.5. Debriyaj etkisi .....	6
Şekil 2.6. Disk kompleksi bileşenleri .....	7
Şekil 2.7. Üç ve dört silindirli motorlara ait güç grafikleri .....	8
Şekil 2.8. DMF – Çift kütleli yaylı volan .....	9
Şekil 2.9. Disk kompleksinde kullanılan yay çeşitleri .....	10
Şekil 2.10. Klasik bir disk kompleksinin fonksiyonel grafiği .....	10
Şekil 2.11. Dönel kütle yay sönümlenme sistemi .....	11
Şekil 2.12. Sönüm oranının genliğe etkisi .....	13
Şekil 3.1. Test aracının fotoğrafları .....	22
Şekil 3.2. Testte kullanılan manyetik hız algılayıcısı .....	22
Şekil 3.3. LMS Test.LAB yazılımının ara yüzü .....	23
Şekil 3.4. Sinyal toplama ve inceleme akış şeması .....	25
Şekil 3.5. Hareket iletim sistemine ait detaylı sembolik model .....	28
Şekil 3.6. Hareket iletim sistemine ait sadeleştirilmiş sembolik model .....	28
Şekil 3.7. Benzetim modeli .....	29
Şekil 3.8. Motor hız moment grafiği .....	30
Şekil 3.9. Üçüncü vites için kullanılan motor hız zaman grafiği .....	31
Şekil 3.10. Dördüncü vites için kullanılan motor hız zaman grafiği .....	31
Şekil 3.11. Beşinci vites için kullanılan motor hız zaman grafiği .....	32
Şekil 3.12. Araç testinde kullanılan debriyaj diskinin fonksiyonel ölçümü .....	33
Şekil 3.13. Araç testinde kullanılan debriyaj diskinin teorik fonksiyonel grafiği .....	33
Şekil 4.1. Üçüncü viteste kaydedilen devir sayısı zaman grafiği .....	35
Şekil 4.2. Dördüncü viteste kaydedilen devir sayısı zaman grafiği .....	36
Şekil 4.3. Beşinci viteste kaydedilen devir sayısı zaman grafiği .....	36
Şekil 4.4. Araç testi ikinci mertebe motor açısız ivme grafikleri .....	37
Şekil 4.5. İkinci mertebe şanzıman açısız ivme grafikleri .....	38
Şekil 4.6. Benzetim çalışmaları ikinci mertebe motor açısız ivme grafikleri .....	39
Şekil 4.7. Benzetim çalışmaları esnemez disk şanzıman açısız ivme grafikleri .....	40
Şekil 4.8. Benzetim çalışmaları ikinci mertebe şanzıman açısız ivme grafikleri .....	40
Şekil 4.9. Üçüncü vites motor açısız ivmeleri mukayesesi .....	41
Şekil 4.10. Dördüncü vites motor açısız ivmeleri mukayesesi .....	42
Şekil 4.11. Beşinci vites motor açısız ivmeleri mukayesesi .....	42
Şekil 4.12. Üçüncü vites şanzıman açısız ivmeleri mukayesesi .....	43
Şekil 4.13. Dördüncü vites şanzıman açısız ivmeleri mukayesesi .....	43

Şekil 4.14. Beşinci vites şanzıman açısal ivmeleri mukayesesi.....	44
Şekil 4.15. Birinci deneme sonuçları (S1=0,12 / S2=13,9 / H1=0 / H2=5) .....	45
Şekil 4.16. İkinci deneme sonuçları (S1=0,15 / S2=16,9 / H1=0,2 / H2=10).....	46
Şekil 4.17. Üçüncü deneme sonuçları (S1=0,18 / S2=19,9 / H1=0,6 / H2=15).....	47
Şekil 4.18. Dördüncü deneme sonuçları (S1=0,21 / S2=22,9 / H1=1 / H2=20) .....	48
Şekil 4.19. Beşinci deneme sonuçları (S1=0,24 / S2=25,9 / H1=1,4 / H2=25) .....	49

## ÇİZELGELER DİZİNİ

### Sayfa

Çizelge 3.1. Testte kullanılan aracın boyutsal özellikleri .....	20
Çizelge 3.2. Testte kullanılan aracın motor özellikleri .....	21
Çizelge 3.3. Testte kullanılan aracın şanzıman özellikleri.....	21
Çizelge 3.4. Manyetik hız algılayıcısı teknik bilgileri .....	22
Çizelge 3.5. Ağırlık ve atalet momentleri .....	32
Çizelge 3.6. Gerçek yaylılık katsayıları ve histerezis değerleri .....	32
Çizelge 3.7. Deneme yapılan yaylılık katsayıları ve histerezis değerleri .....	34

## 1.GİRİŞ

Modern otomotiv sektörünün çok uzun bir geçmişi olmasa dahi bu süreçte sektör hem teknik anlamda hem de estetik ve konfor anlamlarında çok büyük aşamalardan geçmiştir. Ayrıca son yıllarda sektör, Avrupa Birliği tarafından hazırlanan Euro normlarına da uymak zorunda bırakılmıştır. Bu normlar kapsamında araç motor sistemlerinde köklü değişiklikler yapılmış aynı zamanda da araç konforu sürekli iyileştirilmeye çalışılmıştır. Egzoz emisyonlarını düşürmeye yönelik çalışmalar kapsamında motor üreticileri motor hacimlerini azaltmış, çoğu binek ve hafif ticari araçta dört olan silindir sayısını üçe düşürmüş ve şanzıman iyileştirme çalışmaları gerçekleştirmişlerdir. Bu değişiklikler egzoz emisyonlarını azaltsa da daha küçük motorlardan daha büyük güçler ve torklar elde edildikçe motor ve şanzıman üzerinde büyük burulma titreşimleri oluşmaya başlamıştır.

İçten yanmalı bir motorun aktarım organları ile bağımlı sağlayan ürünler sırası ile volan ve debriyaj komplekidir. Bu ürünlerin tasarımı öncesi yapılan araç testlerinde ve bilgisayarlı benzetim çalışmalarında hem araç konforu hem de sürüş konforu ön planda tutulmaktadır.

Yapılan bu çalışmalar ışığında yeni ürünler geliştirilmekte ve Ar-Ge çalışmaları hız kazanmaktadır. İşçilik ve malzeme maliyetlerinin dahi önüne geçen zaman kavramı ürün geliştirme sürecinde, zahmetli ve uzun sürelerle mâl olabilen testler yerine benzetim çalışmaları ile ürün tasarımı konusunda karar mekanizması olmuştur. Otomotiv sektöründe gerçek zamanlı test gerçekleştirmek her zaman mümkün olmayabilmektedir. Yapılacak testler için veri toplama sistemi, algılayıcılar ve yazılım gibi ekipmanları temin etmek gerekmektedir. Test öncesi hazırlık süreci, test cihazlarının teste hazırlanması süreci, testin gerçekleştirilmesi ve test sonuçlarının analiz edilmesi uzun bir süre almaktadır. Ayrıca ana sanayiye parça üreten yan sanayi firmaları her zaman test edebilecekleri araçları da bulmakta zorluk yaşayabilmektedirler. Otomotiv ana sanayi üreticileri her tedarikçisine ayrı ayrı zaman ayırıp test aracı temin etmekle zaman ve para kaybetmektedir. Yürütülen projelerin kısa sürelerde yüksek verimlerle tamamlanması otomotiv sektöründe temel esastır. Dünya çapında üretim yapan firmalar için zaman yeri geldiğinde paha biçilemez bir kaynak olmaktadır. Bu gibi nedenlerle test yerine benzetim yazılımı kullanmak önem arz etmektedir.

Tez çalışması sırasında öncelikle içten yanmalı motora sahip bir otomobilin motor ve şanzımanında oluşan burulma titreşimleri algılayıcılar ile ölçülmüş ve hesaplanmıştır. Sonrasında aynı araca ait fiziksel değerler ile kurulan bir benzetim modeli ile burulma titreşimleri hesaplatılmış ve araç testinden elde edilen sonuçlar ile mukayese edilmiştir. Sonrasında motor tarafında üretilen açısal titreşimlerin giriş verisi, şanzıman tarafında ölçülen açısal titreşimlerin çıkış verisi olarak kabul edildiği deneme çalışmaları yapılmış ve araç testi kısmında özellikleri verilen test aracında kullanılması en uygun debriyaj diski değerleri bulunmaya çalışılmıştır. Yapılan bu çalışmaların amacı gerçek zamanlı araç testi yerine benzetim programı ile yakın sonuçların alınabileceğinin veya yüksek sönümlemeyle çalışabilecek debriyaj diski değerlerinin bulunabileceğinin gösterilmesidir. Bu sayede hem zamandan hem de maliyetten çok ciddi kazanımlar elde edilecektir.

## **2. KURAMSAL TEMELLER ve KAYNAK ARAŞTIRMASI**

Kuramsal temellerde tez çalışmasında yer alan otomobil parçaları ve temel kavramlar tanıtılmış kaynak araştırmasında ise konu ile alakalı makale ve tez çalışmaları incelenmiştir.

### **2.1. Kuramsal Temeller**

Bu kısımda bir otomobil güç aktarım sisteminin elemanları, görevleri ve çalışma sistematikleri ele alınmıştır. Ayrıca test ve benzetim çalışmaları kapsamında kullanılan yöntemlerin bilgilendirmeleri yapılmıştır.

#### **2.1.1. Güç aktarım sistemi ve elemanları**

İçten yanmalı motora sahip araçlarda, motorda oluşan gücü tekerleklere aktararak hareketin sağlandığı sistemlerin bütününe “güç aktarım sistemi” denilmektedir. Güç aktarım sistemleri araç tipine ve kullanım şekline göre farklılık gösterebilmektedir. Şekil 2.1’ de arkadan itişli bir araca ait güç aktarım sistemi örneği verilmiştir. Bu elemanlar sırası ile motor, vites kutusu, arkadan itişli sisteme sahip araçlarda şaft, diferansiyel, aks ve tekerleklerdir.

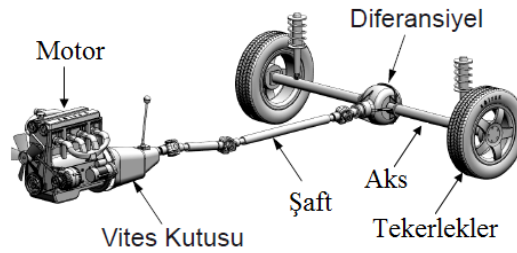
Güç aktarım sistemlerinde gücün kaynağı motordur. Günümüzde içten yanmalı motorlar, hibrit motorlar ve elektrikli motorlar kullanılmaktadır. İçten yanmalı motorlar dizel veya benzinli olabilir. Benzinli motorlar sonradan monte edilen hazır kitler sayesinde sıvı petrol gazı ile çalışabilir hale getirilebilirler. Hibrit motorlar düşük güç taleplerinde elektrik motorundan, yüksek güç taleplerinde ise içten yanmalı motordan tahrik almaktadırlar.

Vites kutusu aracın seyir hızına göre motor devrini ayarlamayı ve motorda üretilen gücü istenen zamanlarda tekerleklere aktarmayı veya aktarımı kesmeyi sağlar. Motorda üretilen gücün aktarımını istenilen zamanlarda kesmek için kullanılan alt eleman debriyaj komplestir. Sürücünün kontrolünde olan bir pedal sayesinde motor ve şanzıman dişlileri arasındaki hareket kesilebilir, sürtünme şeklinde sürdürülebilir veya sürekli aktarım sağlanabilir.



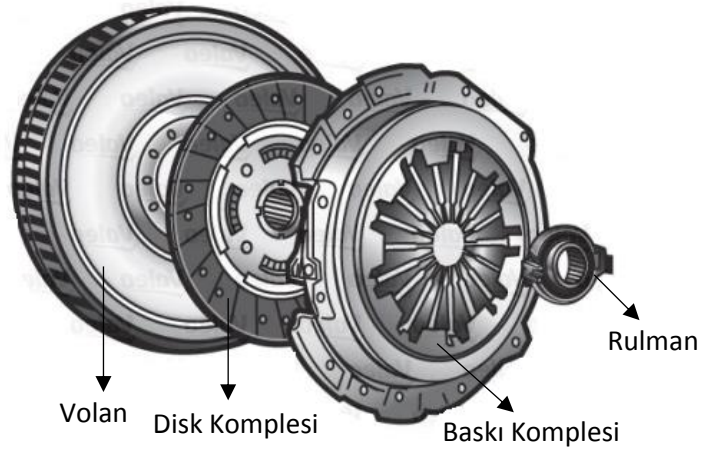
Vites kutusundan dişli oranına bağlı devirde çıkan hareket arkadan itişli araçlarda şaft sayesinde diferansiyele aktarılır. Aktarım sırasında şaftın uç kısımlarında bulunan esnek elemanlar sayesinde motorda oluşan titreşimler sönümlenerek aktarılır.

Diferansiyel sistemi motor kısmından şaft sayesinde aktarılan hareketin eksenini değiştirerek, tekerleklere aktarımını sağlar. Diferansiyel içerisinde bulunan ayna ve mahrutli dişlilerinin giriş ve çıkış oranı final dişli oranı olarak hareketin devrini etkiler. Aynı zamanda dönüşlerde açısız hız ve çizgisel hız farklarını dengeleyerek güvenli bir dönüş sağlar. Akslar diferansiyelden tekerleklere hareket iletimini sağlar.



Şekil 2.1. Arkadan itişli güç aktarım sistemi (İşcan 2016)

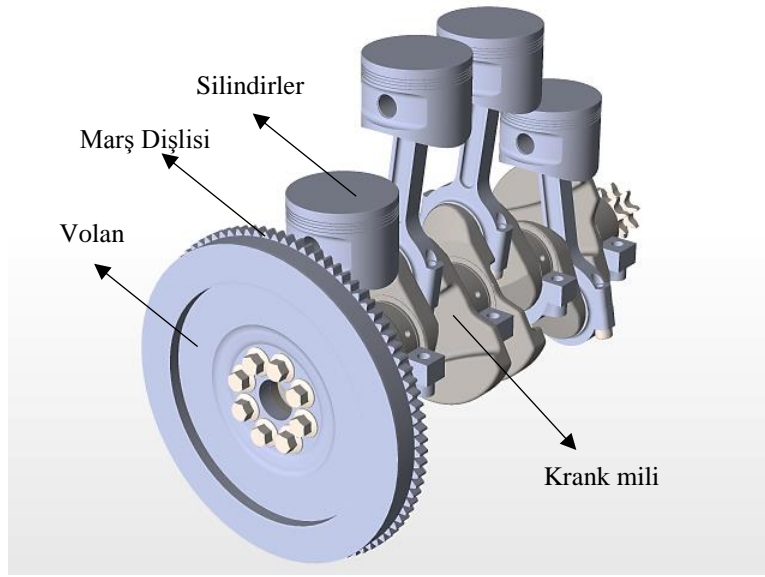
### 2.1.2. Debriyaj sisteminin amacı ve elemanları



Şekil 2.2. Volan ve debriyaj kompleksi (Anonim 2019c)

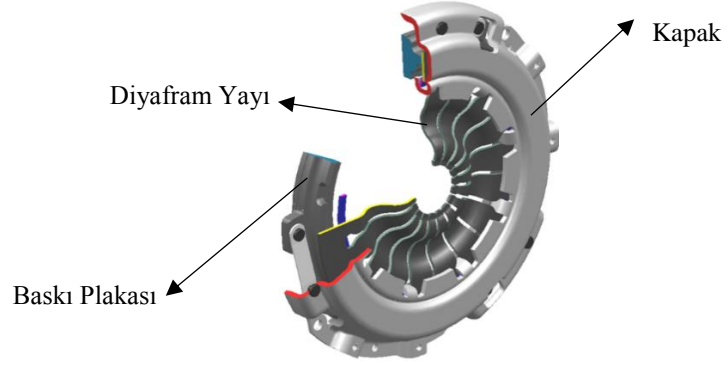
Vites kutusu içerisinde yer alan debriyaj kompleksini oluşturan alt ürünlerin her birinin farklı görevleri bulunmaktadır. Tork iletim yönü motordan şanzıman giriş miline doğru kabul edilirse sırasıyla volan, disk kompleksi, baskı kompleksi ve rulman incelenebilir.

Motorda üretilen döndürme momenti krank miline civatalarla esnemez şekilde bağlanmış Şekil 2.3' te görülen volana aktarılır. Volanın üstlendiği görevlerin başında pistonun alt ve üst ölü noktalardan rahat bir biçimde çıkmasını sağlamak gelir. Ayrıca debriyaj diskinde vites geçişleri ve kalkışlar sırasında sürtünme ile oluşan yüksek ısı enerjisini üzerinde toplar ve atılmasını sağlar. Son olarak üzerinde bulunan marş dişlisi sayesinde marş motorundan aldığı ilk hareketi krank mili vasıtasıyla motora aktararak aracın çalıştırılmasını sağlar.



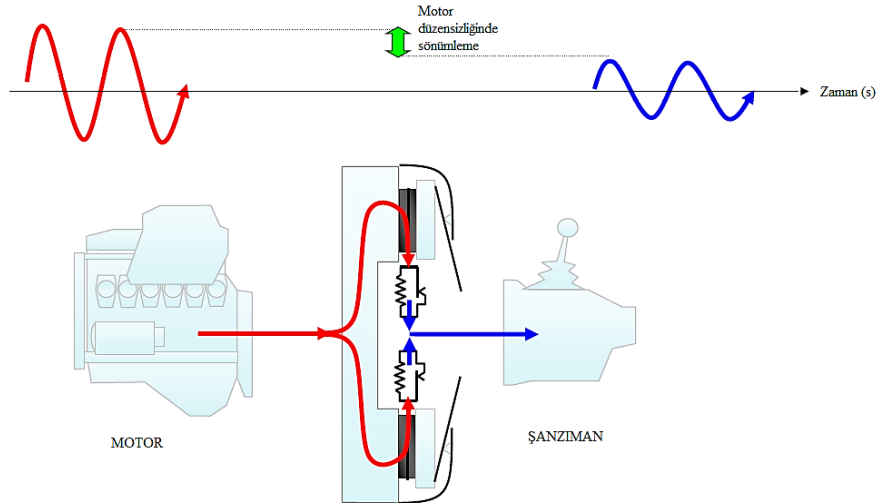
**Şekil 2.3.** Krank mili üzerine bağlı volan ve silindirler (Anonim 2016)

Volana civata ile bağlı bulunan ve Şekil 2.4' te detaylı biçimde gösterilen baskı kompleksi ise motordan şanzıman grubuna ihtiyaç halinde tork aktarımı sağlar veya keser. Baskı kompleksi üzerinde bulunan çanak şeklindeki diyafram yayı, baskı plakasının üzerine baskı kuvveti uygulayarak disk kompleksinin balatalarının volan ve baskı plakası arasında sıkıştırılmasını sağlar. Bu sıkıştırma yöntemi ile tork aktarımı işlemine kavrama da denmektedir. Aynı zamanda baskı plakası da volan gibi sürtünme sırasında oluşan ısı enerjisini üzerinde toplar ve atılmasını sağlar. Volandan sonra en büyük ağırlığa sahip olan eleman olduğu için ataleti ile pistonların alt ve üst ölü noktalardan rahat bir biçimde çıkmasına destek olur.



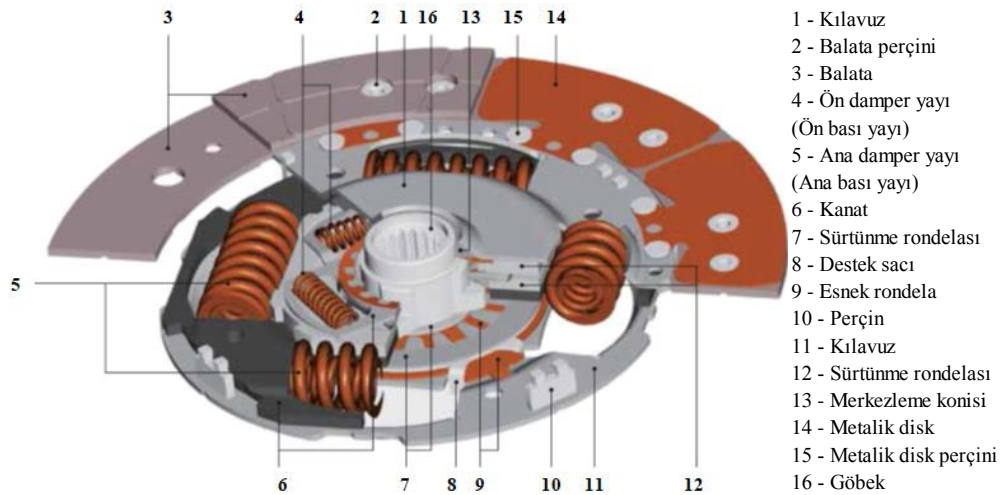
**Şekil 2.4.** Baskı kompleşi detay (Anonim 2015a)

Grubun en basit elemanı ise Şekil 2.2’ de görülen rulmandır. Baskı kompleşi ile sürekli temas halinde çalışan ara bir eleman olan rulman, sürücünün debriyaj pedalına uyguladığı kurs miktarına göre baskı kompleksinin diyaframını hareket ettirerek, baskı plakasının disk kompleksinden ayrılmasını sağlar. Rulman diyaframı ilerlettikçe disk üzerindeki baskı yükü azalır ve disk balataları ile temas ettiği yüzeyler olan volan ve baskı plakası yüzeylerinde sürtünme (kaçırma) başlayarak tork aktarım kabiliyetini yitirmeye başlar. Debriyaj pedalı ile tam kurs verildiğinde ise baskı plakası disk balatalarını tamamen serbest bırakır ve şanzımana tork aktarımı durur. Bu sayede sürücü rahat bir şekilde vites değişimini gerçekleştirebilir.



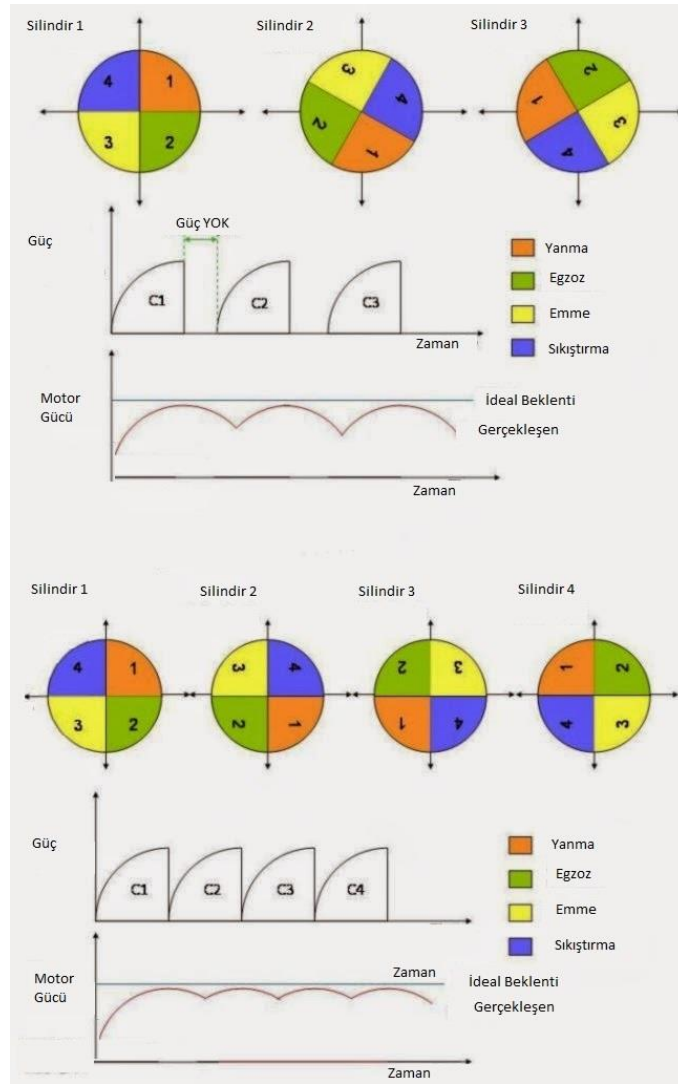
**Şekil 2.5.** Debriyaj etkisi (Demir 2013)

Debriyaj grubu elemanlarından hem araç konforuna hem de sürücü konforuna en çok destek veren eleman disk komplestir. Şekil 2.2’de yerleşimi, Şekil 2.6’ da temel elemanları verilen disk komplestir, volan ile baskı plakası arasında sıkışan, yüksek sıcaklık ve basınca dayanıklı, aşınma ömrü uzun olan balataları sayesinde motor tarafından üretilen torkun şanzıman grubuna sönümlenerek aktarımını amaçlar. Disk içerisinde sönümleme görevini damper veya diğer bir adı ile bası yayları ve sürtünme rondelaları sağlarlar. Bası yayları yük altında doğrusal kısalma ve yük etkisi kayb olduğunda eski haline gelme özelliklerine sahiptirler. Bu sayede motorda oluşan patlamalardan kaynaklı açılmal titreşimleri şanzımana olabildiğince az aktarmak için sürekli salınım halindedirler. Sürtünme rondelaları ise bu salınım hareketini daha uzun sürede gerçekleştirerek disk komplestinin açılmal hızını düşürerek ivmeyi dolayısıyla açılmal titreşimi azaltırlar. Balataların bağlı olduğu metalik disk adı verilen sac levha, vites geçişlerinde ayırma ve kavrama sırasında konforlu bir geçiş sağlamak için esneyebilen bir forma sahiptir. Metalik diske perçin ile sabitlenmiş olan balatalara gelen tork metalik disk aracılığı ile kılavuz rondelaya iletilir. Hem motor hem de şanzıman tarafında bulunan bu kılavuz rondelalar birbirine perçinlidir. Diskin volan ve şanzıman arasında bağımlı hareket yapmasına olanak sağlayan bası tipi yayları, diskin prizdirek miline tork iletimini sağlayan göbeği, yaylardan üzerine aldığı torku göbeğe aktaran kanat isimli elemanı ve bası yayları ile sürtünme rondelalarını hacimsel olarak sınırlandırmaktadır.



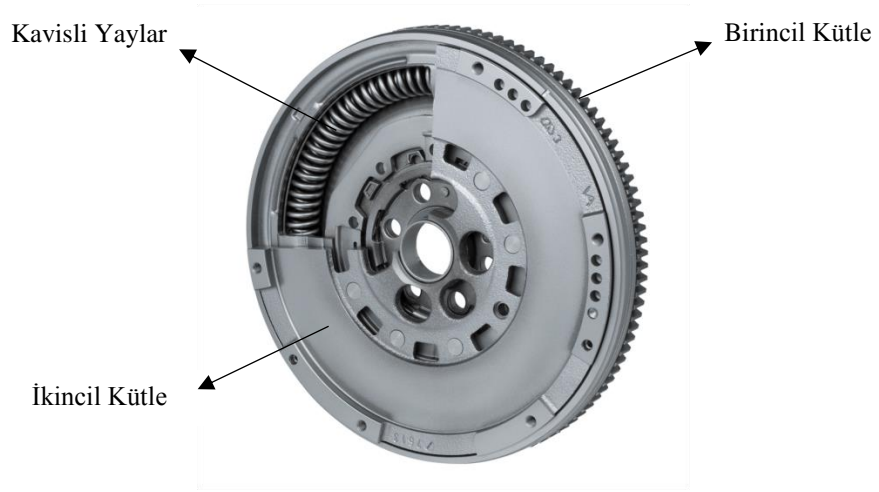
Şekil 2.6. Disk komplestir bileşenleri (Kronmüller ve Petri, 2015)

Geliştirilen akaryakıt teknolojileri, yüksek basınçlı yakıt enjektör ve pompaları, elektronik motor kontrol üniteleri, yüksek kapasiteli turbolar, araçların daha az motor hacmi veya daha az sayıda piston sayısı ile talep edilen yüksek beygir güçlerini, torklarını ve emisyon normlarını yakalamasına imkân vermektedir. Ancak bu gelişmeler tek sayılı pistonla sahip motorların karşılıklı çalışan ve dengeleme görevi üstlenen pistonların olmayışından dolayı motorun daha titreşimli çalışmasına neden olmaktadır. Ayrıca üç silindirli motorlarda her silindirde gerçekleşen yanma sonrası bir sonraki silindirde gerçekleşecek yanma zamanına kadar güç üretilmeyen  $90^\circ$  lik krank açısına denk gelecek süre kadar bir güçsüz süreç yaşanmaktadır. Bu süreç Şekil 2.6’ da üç silindirli motorun güç eğrisinde “Güç YOK” olarak belirtilmiştir.



Şekil 2.7. Üç ve dört silindirli motorlara ait güç grafikleri (Anonim 2009)

İçten yanmalı bir motora sahip otomobillerde pistonlardaki her ateşleme sonrası oluşan kuvvetin hissedilir şekilde titreşime ve gürültüye dönüşmüş haline “motor düzensizliği” denilmektedir. Motor düzensizliği neticesinde araç içerisinde motor devir göstergesinde sürekli rölanti devrinde çalıştığı görülen motorun aslında dönme ekseninde ileri ve geri salınımlar yaptığı görülür. Krank milinin ve buna bağlı hareket eden volanın çalışma hızında bir hız değişimi ve buna bağlı olarak bir ivmelenme yani titreşim oluşur. Bu motor düzensizlikleri klasik tip debriyaj sistemine sahip araçlarda disk kompleksi ile çift kütleli yaylı volan (DMF-Dual Mass Flywheel) sistemine sahip araçlarda ise Şekil 2.8’ de görülen yaylı volan ile sönümlenmektedir.



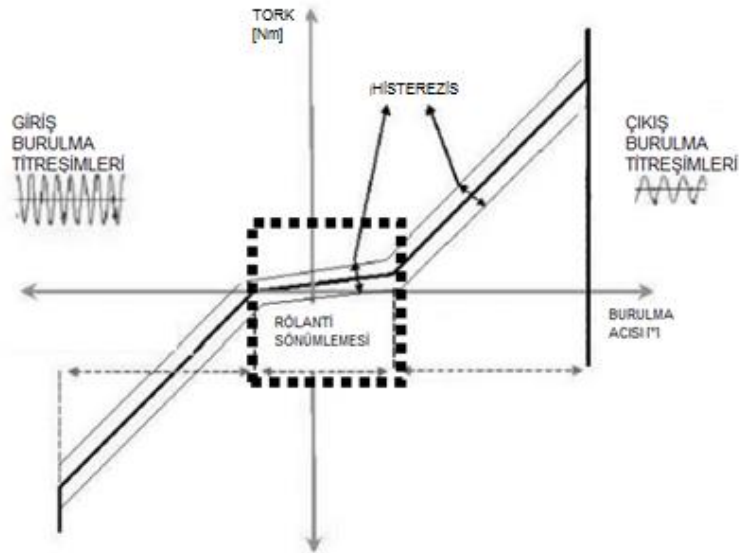
**Şekil 2.8.** DMF – Çift kütleli yaylı volan (Anonim 2018)

Tez çalışmasında gerçekleştirilen araç testleri ve bilgisayarlı benzetim çalışmalarında klasik tip debriyaj grubu kullanılmıştır. Bu tip debriyajlarda motor düzensizliklerini sönümlemek disk kompleksinden beklenir. Disk kompleksinde sönüm işini sürtünme etkisiyle Şekil 2.6’ da görülen sürtünme rondelaları gerçekleştirmektedir. Ayrıca Şekil 2.9’ da görülen tepki kuvvetlerini dengeleyen bası yayları bulunmaktadır. Bu yaylar ve rondelalar ile her piston ateşlemesinde oluşan titreşim dalgalanmalarının sönümlenerek şanzımana aktarımının yanı sıra, motor çalışma frekansının, herhangi bir güç aktarım organının rezonans frekansı ile çakışması durumunda ortaya çıkacak yüksek genlikli titreşimlerin de sönümlenmesini sağlamaktadır.



**Şekil 2.9.** Disk kompleksinde kullanılan yay çeşitleri (Anonim 2019a)

Disk kompleksi yaylarının tercihinde otomotiv sektörü üreticilerinin tercih ve talepleri göz önünde bulundurulur. Yaylılık katsayısının sağlıklı bir sönümleme için düşük olması istenirken aynı zamanda motorda üretilen torku da taşıyabilecek kapasitede olması istenir. Bu durum göz önüne alındığında, yay sayısı, yay kesit kalınlığı, yay sertliği ve diğer sönümleyici sürtünme elemanlarının tamamı disk kompleksi tasarımı yapılırken dikkate alınır. Bu sürtünme elemanları disk kompleksinin fonksiyonel ölçümünde gidiş ve dönüş eğrilerinin arasında “histerezis” denilen bir farka neden olur. Klasik bir disk kompleksi yay grubunun fonksiyonel ölçümünde açıyla doğrusal değişen bir tork cevabı grafiği Şekil 2.10’ daki gibi elde edilir.

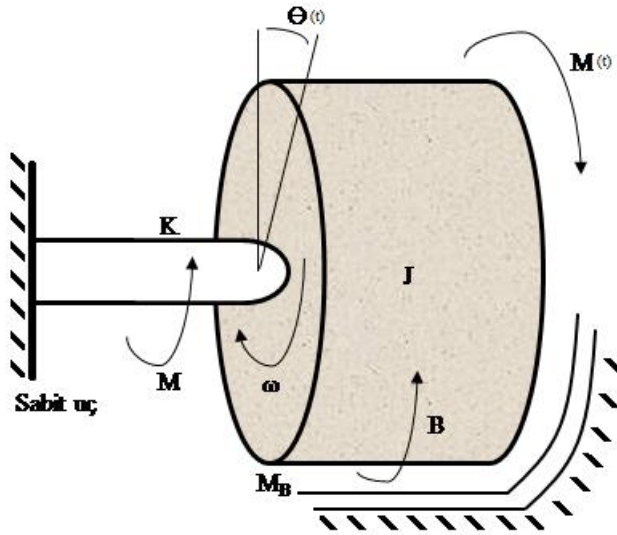


**Şekil 2.10.** Klasik bir disk kompleksinin fonksiyonel grafiği (Ürüt 2016)

Grafik yorumlanırsa ölçümü alınan disk kompleksinin motorun düşük torklu rölanti bölgesi için Şekil 2.6' da 4 numara ile gösterilmiş düşük yaylılık katsayısına sahip ön bası yayları, yüksek torklu devirler için de yine Şekil 2.6' da 5 numara ile gösterilmiş yüksek yaylılık katsayısına sahip ana bası yayları olduğu görülür. Disk kompleksinde kullanılan helisel yaylar, açıyla doğru orantılı bir tork dengeleme kapasitesine sahiptir. Yük altında çalışmaları ve yük kaldırıldığında eski hallerine dönmeleri sırasında sürtünmelere bağlı açığa çıkan farklar histerezis torkunu vermektedir.

### 2.1.3. Titreşimin tanımı

Tanım olarak titreşim bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır. Bu salınımlar bir sarkacın hareketi gibi periyodik olabileceği gibi çakıllı bir yolda tekerleğin hareketi gibi rastgele de olabilir. Titreşim bazen arzu edilir. Örneğin; bir akort çatalının, üflemeli çalgılarda veya mızıkada dilin veya bir hoparlörde koninin hareketi birçok aletin doğru kullanılması için gerekli olan arzu edilir titreşimdir. Daha sıklıkla, titreşim istenmeyen bir harekettir, çünkü boşa enerji harcar ve istenmeyen ses ve gürültü oluşturur. (Anonim, <https://www.wikizero.com/tr/Titreşim> (Erişim Tarihi : 25.05.2019))



Şekil 2.11. Dönel kütle yay sönümlenme sistemi (Yüksel 2012)

Şekil 2.11' de J eylemsizlik kütlesi, K burulma yayı ve B burulma sönümlenme elemanlarından oluşan ve dönme hareketi yapan bir sistemin modeli verilmiştir. Bu sistemde sistemin girişini  $M(t)$  döndürme momenti ve çıkışını da  $\Theta(t)$  açısız yer değıştirme kabul ederek sistemin transfer fonksiyonunu elde edilebilir.



Uygulanan döndürme momentinin bir kısmı J eylemsizlik kütesini ivmelendirmeye, bir kısmı yay kuvvetini ve bir kısmı da yapışkanlık sürtünmesini yenmeye harcadığına göre sistemin dinamik davranışını veren diferansiyel denklem Newton' un ikinci hareket yasasında

$$M = M_J + M_B + M_k \text{ veya } M(t) = J \frac{d^2\theta}{dt^2} + B \frac{d\theta}{dt} + K\theta \quad (2.1)$$

şeklinde elde edilir. Sıfır başlangıç koşulları altında Laplace dönüşümünü alarak sistemin transfer fonksiyonu aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{\theta(s)}{M(s)} = \frac{1}{Js^2 + Bs + K} \quad (2.2)$$

2.2 numaralı transfer fonksiyonundan sistemin dinamik davranış parametreleri standart biçimde elde edilir.

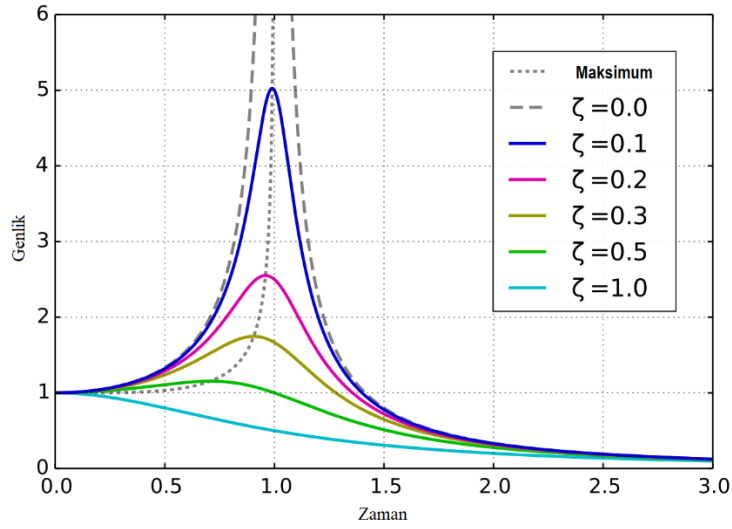
$$\frac{\theta(s)}{M(s)} = \frac{1/J}{s^2 + Bs/J + K/J} = \frac{\frac{1}{K} \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (2.3)$$

Buradan sistemin dinamik davranış parametreleri:  $\omega_n$  doğal frekansı ve  $\zeta$  sönüm oranı aşağıdaki şekilde belirlenir. (Yüksel 2012)

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{J}} \text{ (rad/s)} \quad \zeta = \frac{B}{2\sqrt{KJ}} \quad (2.4)$$

Hareket halindeki dönel kütle yay sönüm sisteminde kütle dönel yayın ucuna bağlı olduğundan k terimi hareket halindeki kütle için statik denge durumundan bir birim ayrılması durumunda bu kütleyi tekrar denge konumuna geri getirmeye çalışan kuvvet olarak düşünülebilir. O halde bir serbestlik dereceli dönel kütle yay sisteminin sönümsüz sistem doğal frekansında payda kısmında hareket halindeki eylemsizlik yükü görülür. (Ercan 2003)

$$\omega_n = \sqrt{\frac{\text{Hareket halindeki eylemsizlik yükü bir birim yer değiştirdiğinde eylemsizlik yükünü geri getirmeye çalışan kuvvet [k]}{\text{Hareket halindeki eylemsizlik [J]}}} \quad (2.5)$$



**Şekil 2.12.** Sönüm oranının genliğe etkisi (Anonim 2019d)

Benzetim yazılımlarının çalışma mantığı bu ve buna benzer çıkarım yapılmış denklem takımlarına dayanmaktadır. Farklı firmaların geliştirdiği özel paket yazılımlar ile araçlara ve hatta komponentlere yönelik uygulamalar bile yapılabilmektedir. Sönümlü titreşim durumlarında sönüm katsayısı sistemin incelenmesi için büyük önem arz etmektedir. Sönüm oranının büyüklüğüne göre titreşimin genliği değişkenlik göstermektedir. Kritik sönüm oranında titreşimin genliğinde bir değişiklik olmaz iken, aşırı sönümlü olarak adlandırılan sistemlerde, sönüm oranına bağlı olarak titreşim genliği azalarak durur. Zorlama frekansının sistemin doğal frekansıyla hemen hemen aynı olduğu çok az sönümlü sistemlerde titreşimin genliği çok yüksek olabilir. Bu olgu “rezonans” veya “mekanik rezonans” olarak adlandırılır. Böyle bir durumda sistemin doğal frekansı sıklıkla rezonans frekansı olarak adlandırılır. Eğer rezonans mekanik bir sistemde meydana gelirse çok zararlı olabilir sistemde nihai bir bozulmaya sebep olabilir. Sonuç olarak titreşim analizinin en önemli sebeplerinden biri rezonansın ne zaman meydana geleceğini tahmin etmek ve gerçekleşmesini önlemek için ne gibi önlemlerin alınacağına karar vermektir. Sisteme sönüm eklemek titreşimin genliğini önemli derecede azaltır. Aynı zamanda titreşim genliği, sistemin kütlesi veya direngenliği (örneğin yay içeren sistemlerde yaylılık katsayısı) değiştirilerek doğal frekansın zorlama frekansından uzaklaştırılmasıyla da düşürülebilir. Eğer sistem değiştirilemiyorsa, belki zorlama frekansı değiştirilebilir (Anonim, <https://www.wikizero.com/tr/Titreşim> (Erişim Tarihi: 25.05.2019))

#### **2.1.4. Otomotiv sektörü ve NVH uygulamaları**

Gürültü, titreşim ve rahatsızlık kelimelerinin İngilizce karşılıklarının (noise, vibration, harshness) ilk harflerinden oluşan NVH tanıma ait çalışmalar günümüzde hemen hemen her ürünün üretim ve geliştirme aşamalarında sıklıkla uygulanmaktadır. İçten yanmalı motorlarda oluşan yanma neticesinde ortaya çıkan burulma titreşimleri yapılan testlerle ve benzetim çalışmaları ile incelenebilir.

Otomotiv sektöründe ise NVH uygulamaları her geçen gün daha da önem kazanmaktadır. Uluslararası çevre anlaşmaları ve düzenlemeleri neticesinde, otomotiv üreticileri, daha düşük hacimli içten yanmalı motorlardan, daha yüksek beygir güçleri ve torklar elde etmek zorunda kalmaktadırlar. Turbo beslemeli içten yanmalı motorların verimlerinin artmasının getirdiği bir dezavantaj olan düşük devirde çalışabilme özellikleri, motor ve şanzımanların düşük devirlerde yüksek titreşimlere maruz kalmaları anlamına gelmektedir.

Düşük devirlerde çalışan motor ve vites grubu, rezonans frekansları etrafında çalışarak, kısa zamanda zarar görmekte ve ciddi mekanik sorunlara neden olmaktadır. Bunun yanı sıra yeni nesil araçlarda yolcu konforu da her geçen gün önem kazanmaktadır. Motor ve şanzıman titreşimlerinin yarattığı gürültünün de kabin içerisine ulaşmadan önce sönümlenmesi gerekmektedir.

Bunun gibi nedenlerden dolayı günümüzde her aracın hatta her mekanik komponentinin NVH testleri ve mümkün olduğu durumlarda benzetim çalışmaları yapılmakta ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda ürün iyileştirme çalışmaları yapılarak üretimler gerçekleştirilmektedir. Uygulamaya bağlı olarak bazı otomotiv üreticileri mükemmel sönümleme talebinde bulunurken bazı üreticiler ise ses ve titreşimlerin yol titreşimleri ve diğer dış ortam seslerinin arkasına sığınabilecek kadar azaltılmasını talep ederler. Her durumda şanzıman burulma titreşim değerlerinin motor burulma titreşimlerinden daha az olması istenir. Bazı dokümanlarda bu motor burulma titreşimleri motor dinamiği ve şanzıman ivme değerleri ise şanzıman cevabı olarak adlandırılabilir.

NVH testlerinden toplanan ham veri, detaylı gerçekleştirilecek analizler ile sonuçlandırılmalıdır. Gerçekleştirilen testlerde analiz edilmek istenen sonuçlara göre kayıt yapılıp, frekans bant genişliği, örnekleme frekansı ayarlanmalı ve kullanılan algılayıcıların voltaj giriş ve çıkış değerleri doğru tespit edilmelidir.

Hemen her alanda gerçekleştirilebilecek bu testler gerek ekipmanların pahalı olması gerekse test kurulumunun uzun ve meşakkatli oluşu nedenleri ile benzetim yazılımları ile sonuca ulaştırılmaya çalışılmaktadır. Bazı ürün ve çalışmalara özel durumlarda bu benzetim çalışmaları sağlıklı sonuçlar vermekte iken otomotiv sektöründe olduğu gibi karmaşık ürünlerin testlerinde, birbiri ile etkileşimde olan birçok eleman rüzgâr ve yol titreşimleri gibi dış etkenler neticesinde benzetim ve test sonuçlarının birbirine yakın çıkması zor olmaktadır. Benzetim çalışmaları sırasında, mühendis gözü ile tüm parametrelerin dikkate alınacağı kadar detaylı ancak yazılım ile hesaplamaya müsaade edecek kadar yalın bir model oluşturulmalıdır. İşlem basamakları açısından model ana bölümlere ayrılarak detaylar sırası ile tanımlanmalıdır.

## **2.2. Kaynak Araştırması**

Tez çalışması kapsamında gerçekleştirilen literatür araştırmasında, araçlardaki burulma titreşimlerinin test ve benzetim çalışmaları ile nasıl bulunabileceğine yönelik konulara değinilmiştir.

### **2.2.1. Otomotiv endüstrisinde yer alan motor testleri hakkında çalışmalar**

Atkins (2009) otomotiv endüstrisinin kalbi olan içten yanmalı motorların çalışma prensipleri ile başlayan açıklamalarının sonrasında motor testlerinin hangi şekillerde yapılabileceğinden, yapılacak motor testlerinde hangi parametrelerin daha önemli olduğundan bahsetmiştir. Motor testlerinde, akustik, gürültü ve titreşimin ayrı ayrı kayıt edilmesi gerektiğini ve raporlama amacı ile bu kayıtların görüntülenebilir olması gerektiğini vurgulamıştır.

Martyr ve Plint (2007) kitaplarında motor testlerinde kayıt altına alınacak titreşimin kaynağının motorda gerçekleşen patlamalar olduğunu açıklamış ve altı serbestlik derecesinden sadece üç tanesinin, dikey eksen ve dönme eksenlerinde incelenmesi

gerektiğini belirtmiştir. Bunu destekleyici olarak basit bir içten yanmalı piston silindir modeli ele almış ve dengelenmeyen kuvvetleri belirtmişlerdir.

Jadvah (2014) çalışmasında, şanzıman gürültüsünün genellikle dişliler arasındaki boşluklardan ve geri tepmelerden kaynaklandığını belirtmiştir. Bunu ortadan kaldırmak için ise ön damper yaylarının ve sürtünme elemanlarının kullanılması gerektiğini bu sayede düzensiz titreşimlerin önüne geçilebileceğini anlatmıştır.

Esfahani ve ark. (2009) çalışmalarında motorda oluşan titreşimlere değinmişlerdir. Kurdukları çok serbestlik dereceli modeli ADAMS yazılımı ile inceleyerek debriyaj sistemlerine etki eden titreşimlerin dördüncü pistonda oluşan patlamadan kaynaklandığını ve bu titreşimlerin volanı dolayısıyla debriyaj sistemini etkilediğini belirtmişlerdir.

### **2.2.2. Araç testlerini konu alan çalışmalar**

Yıldırım (2017) çalışmasında bir içten yanmalı motora sahip araçta çevrim parametrelerinin ve motor tasarımında atalet yüklerinin değişkenliğinin araç içerisinde oluşan gürültüye etkilerini incelemiştir. Bu deneysel çalışmaların neticesinde yüksek atalet yüklerinin özellikle yüksek motor devirlerinde ancak çevrim parametrelerindeki değişikliklerin tüm motor devir aralıklarında etkili olduğunu kanıtlamıştır.

Ürüt (2016) çalışmasında rölanti devrinde çalışan bir binek otomobilde, motor tarafında ve şanzıman tarafında oluşan burulma titreşimlerinin ölçüm yöntemini izah etmiştir. Çalışmada kullanılan algılayıcılar, veri toplama sistemleri, kullanılan yazılımlar ve formüller verilmiştir. Rölanti devrinde motorda oluşan burulma titreşimlerinin şanzıman tarafına aktarılmadan önce disk kompleksi sayesinde sönümlenmesi gerektiğinin önemi açıklanmış ve örnekler paylaşılmıştır.

Deighan ve ark. (2014) dört silindri bir motosiklet motorunun iyileştirme çalışmaları kapsamında gerçekleştirdikleri gerçek zamanlı NVH testinde en yüksek titreşimin ikinci mertebede olduğunu tespit etmişler ve çalışmalarında bu titreşimlerin sönümlenmesinin önemini belirtmişlerdir. Birbirinden farklı yay sertliklerine sahip dört adet disk kompleksi denenmiş ve sonuçlar ışığında motosikletin ürettiği yüksek titreşimlerin sürücüyü daha az etkiler hale getirilmesi amaçlanmıştır.

Brandt ve ark. (2005) çalışmalarında araç testi ile elde edilen zamana bağlı verilerin “fast fourier transformation” (FFT) yöntemi ile frekansa bağlı gösterimini gerçekleştirmiştir. Bu sayede frekans alanında harmonik mertebe analizleri gerçekleştirilmiş ve dinamik sistem fonksiyonlarının çözümü iyileştirilmeye çalışılmıştır. Çalışmasında araçlarda titreşim veya gürültü analizi yapılırken dikkate alınması gereken değerler belirtilmiştir.

Albers ve ark. (2010) çalışmalarında motorda oluşan titreşimlerin şanzıman grubuna aktarılmasını önlemek amacıyla üretilen debriyaj sistemlerinin eksenel titreşimlere neden olan silkeleme durumunu ortadan kaldırmak için nasıl çalıştığını anlatmışlardır. Bu çalışmada klasik tip debriyaj malzemeleri ile testler gerçekleştirilmiş sonrasında ilgili değerlerin incelenmesi için benzetim çalışmaları yapılmıştır. Sonuç olarak debriyajın eksenel titreşimlerin aktarımını engellemeye yönelik katkısı ortaya konmuştur.

### **2.2.3. Benzetim çalışmalarını konu alan çalışmalar**

Tsujiuchi ve ark. (2013) çalışmalarında rölanti devrinde çalışan bir motorda oluşan titreşim ve gürültünün azaltılmasında etkili olan debriyaj disk kompleksinin sönümleme parametrelerinin önemini incelemişlerdir. Bu incelemeleri sırasında ADAMS programını kullanmışlardır. Motor titreşimleri sırasında volan ve şanzıman arasında disk kompleksinin sıkışması neticesinde bir bağıl hareket oluşmaktadır. Bu çalışmada yay sertliğinin ve diskin bağıl hareketi sırasında etki eden ve teknik olarak “hysteresis” olarak adlandırılan açılal sürtünmenin, oluşacak ses ve titreşimlere etkisini gerçek zamanlı araç testi sonuçları ile benzerlikleri şeklinde göstermişlerdir.

Yıldız (2017) doktora tezi çalışmasında piyasa ismi SDA olan sürekli değişken aktarım sisteminin dinamik davranışını ve kontrolünü teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Ayrıca çalışmasında zincirli SDA sistemi ile donatılmış elektrikli bir aracın dinamik modeli kurulmuş ve bu model yardımıyla aracın standart bir hız profilini elektrik motorunun minimum enerji tüketim bölgesinde kalarak takip etmesini sağlamak için SDA çevrim oranı takip edilmiştir.

Ordu (2018) yüksek lisans tez çalışmasında debriyaj sisteminin dinamik analizini incelemiştir. Mekanik bir kavrama olan debriyajın önce basit bir matematiksel modelini çıkarmış sonra ise debriyajın içerisinde bulunan elemanları da kapsayan modeli

oluşturmuştur. Bu modeli Matlab isimli benzetim yazılımında ele alarak farklı değişkenlerin durumlarını nümerik olarak incelemiştir.

Genç (2015) yüksek lisans tez çalışmasında altı silindirli içten yanmalı dizel bir motora sahip ağır vasıta bir aracın klasik kuru kavramalı debriyaj disk kompleksinin içerisinde yer alan ana bası yaylarının yaylılık değerlerinin değişkenliğini AmeSIM isimli benzetim yazılımında ele almış ve farklı yaylılık değerlerine karşılık şanzıman titreşimlerinin genlik değişimlerini incelemiştir. Ayrıca çalışması sırasında benzetim yazılımında kurduğu modelde yer alan güç aktarım organlarının doğal frekanslarını modal analiz çalışması sonucu tespit etmiştir. Çalışması sonucunda debriyaj disk kompleksi içerisinde yer alan ana bası yaylarının yaylılık katsayısı değerini tasarım geometrisinin izin verdiği ölçüde düşürdükçe şanzıman tarafından ölçülen açısız titreşimlerin genliğinin düştüğünü tespit etmiştir.

Yılmaz (2019) yüksek lisans tez çalışmasında klasik tip tek kütleli volan ve debriyaj disk kompleksi içeren sistem ile yeni nesil çift kütleli volan ve esnemez disk kompleksi içeren sistemi mukayese etmiştir. Yaptığı benzetim yazılımı çalışmaları ile yaylılık katsayısı ve atalet değerlerindeki değişimlerin sistem rezonans frekansına ve titreşim genliğine olan etkilerini incelemiştir. Buna göre atalet artışının ve yaylılık katsayısının düşürülmesinin rezonans frekansını düşürdüğünü belirtmiştir.

Abe ve ark. (2010) çalıştıkları otomotiv firması bünyesinde gerçekleştirdikleri benzetim çalışmaları sonucunda gelişen otomotiv sektörünün güç aktarım organlarının NVH anlamında geliştirilmesiyle hem konfor anlamında iyileşeceğini hem de yakıt tüketimi değerlerinde ciddi azalmalar olacağını belirtmişlerdir. İçten yanmalı motorlarda teknolojik anlamda yapılacak en ufak bir iyileştirme dahi ciddi masraflara neden olabileceğinden bu çalışmalarında araç testleri yerine benzetim yazılımlarından destek almışlardır.

Hwang ve ark. (1998) çalışmalarında dinamik modelini kurdukları arkadan itiş sistemine sahip bir araçta doğal frekans ve rezonans frekanslarını tespit ederek motorun çalışma aralıklarında bu değerleri incelemiş ve sistemin dinamik cevaplarını yorumlamışlardır.

Gaillard ve ark. (1999) içten yanmalı motora sahip bir aracın güç aktarım organlarının analizlere dahil edilebilmesi için kuru kavrama debriyaj modelini hazırlamış ve yaptığı çalışmalarda bu modellerin başarılı sonuçlar verdiğini göstermiştir.

Aktır ve ark. (2014) alışmalarında debriyaj kompleksinin tüm alt parçalarına ayrı ayrı darbe çekici yöntemi ile modal analiz yapmışlar ve rezonans frekanslarını tespit etmişlerdir. Elde ettikleri frekans değerleri hem ürün tasarımında ve araç testlerinde hem de benzetim yazılımları ile yapılacak analizlerde kullanmak amacı ile önem arz eder.



### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada dört zamanlı, içten yanmalı, dört silindirli, benzinli bir motora sahip otomobilin, motorun tüm devir aralıklarında tam gaz halinde oluşturduğu burulma titreşimleri ve bu titreşimlerin motor ve şanzımana olan etkisi ile bu etkinin benzetim programıyla hesaplanabilmesi amaçlanmıştır. Bunun için öncelikle Şekil 2.2' de örneği görülen tek diskli kuru tip kavrama sistemine sahip bir araç ile test gerçekleştirilmiş sonrasında ise AmeSIM isimli benzetim yazılımı ile araç modeli kurulup, uygun giriş değerleri ile sonuç verileri alınmaya çalışılmıştır.

#### 3.1. Araç Testi

##### 3.1.1. Testin gerçekleştirildiği araç hakkında bilgiler

Bu çalışmada dört zamanlı içten yanmalı dört silindirli yaklaşık 1600 cc kapasitesinde benzinli bir motora sahip binek bir otomobil kullanılmıştır. Bu aracın üretici firma tarafından tedarik edilen boyutsal özellikleri Çizelge 3.1' de motor özellikleri Çizelge 3.2' de ve güç aktarım organları hakkındaki özellikleri Çizelge 3.3' de verilmiştir. Araç testi öncesi test sırasında kullanılacak debriyaj alt elemanlarının ürün bazında rezonans frekansı tespit testleri yapılmamıştır. Motor ve şanzıman boyutsal bilgileri araç testinde önem arz etmekle beraber, şanzıman vites dişli oranları, diferansiyel oranı, ağırlık ve araç boyutları benzetim çalışmalarında kullanılacaktır.

**Çizelge 3.1.** Testte kullanılan aracın boyutsal özellikleri

<b>TEST ARACI BOYUTSAL ÖZELLİKLERİ</b>	
Teknik Adlandırma	TU5 Petrol (Benzin)
Toplam Boy	4292 mm
Toplam Genişlik	1648 mm
Toplam Yükseklik	1453 mm
Boş Ağırlık	1104 kg

**Çizelge 3.2.** Testte kullanılan aracın motor özellikleri

<b>TEST ARACI MOTOR ÖZELLİKLERİ</b>	
Motor Tipi	Tu5
Maksimum Tork	142 Nm (4000 dev/dk)
Maksimum Güç	108 HP (5600 dev/dk)
Motor Hacmi	1578 cc
Maksimum Hızı	187 km/s

**Çizelge 3.3.** Testte kullanılan aracın şanzıman özellikleri

<b>TEST ARACI ŞANZIMAN ÖZELLİKLERİ</b>	
Debriyaj Tipi	Çelik halatlı, kuru tip kavramalı
Debriyaj Diski ve Çapı	Valeo marka, 200 mm balatalı
Şanzıman Marka ve Modeli	PSA BE1 – N serisi – 5 Manuel
Birinci Vites Dişli Oranı	3,454
İkinci Vites Dişli Oranı	1,866
Üçüncü Vites Dişli Oranı	1,290
Dördüncü Vites Dişli Oranı	0,950
Beşinci Vites Dişli Oranı	0,744
Geri Vites Dişli Oranı	0,300
Diferansiyel Oranı	17/81

### **3.1.2. Aracın teste hazırlanması**

Bu aşamada araç motor dönüş hızını ve şanzıman vites dişlisi dönüş hızını ölçmek amaçlanmıştır. Araç testi sırasında kaydedilen hız verileri manyetik hız algılayıcıları ile alınmıştır. Bu algılayıcılar ile debriyajın motorda oluşan burulma titreşimlerini ne oranda sönmüleyebildiği araştırılacağı için motor ve şanzıman arasında bağlı hareketin ölçülmesi gerekmektedir. Bu nedenle test sırasında kullanılan iki adet manyetik hız algılayıcısının bir tanesi motor hızını ölçmek amacı ile volan dişlilerini sayacak şekilde motor bloğuna, ikincisi de şanzıman dönüş hızını ölçmek amacı ile vites dişlisini okuyacak şekilde şanzıman üzerine monte edilmiştir.



**Şekil 3.1.** Test aracının fotoğrafları

Şanzıman tedarikçisinden gelen bilgiler ve teknik resimler ışığında, şanzıman üzerine algılayıcı için açılacak deliğin yerinin noktasal tespiti yapılır. Açılan bu delik testte kullanılan algılayıcıya uygun olacak şekilde kılavuz ile diş açılarak hazırlanır. Sonrasında testte kullanılan metrik 10 çapında ve 1 mm diş adımına sahip “Jaquet” marka “DSL 1010.0” model kendinden kablolu manyetik hız algılayıcısını monte etmeye hazır hale getirilir. Çizelge 3.4’ te algılayıcının temel özellikleri sunulmuştur.

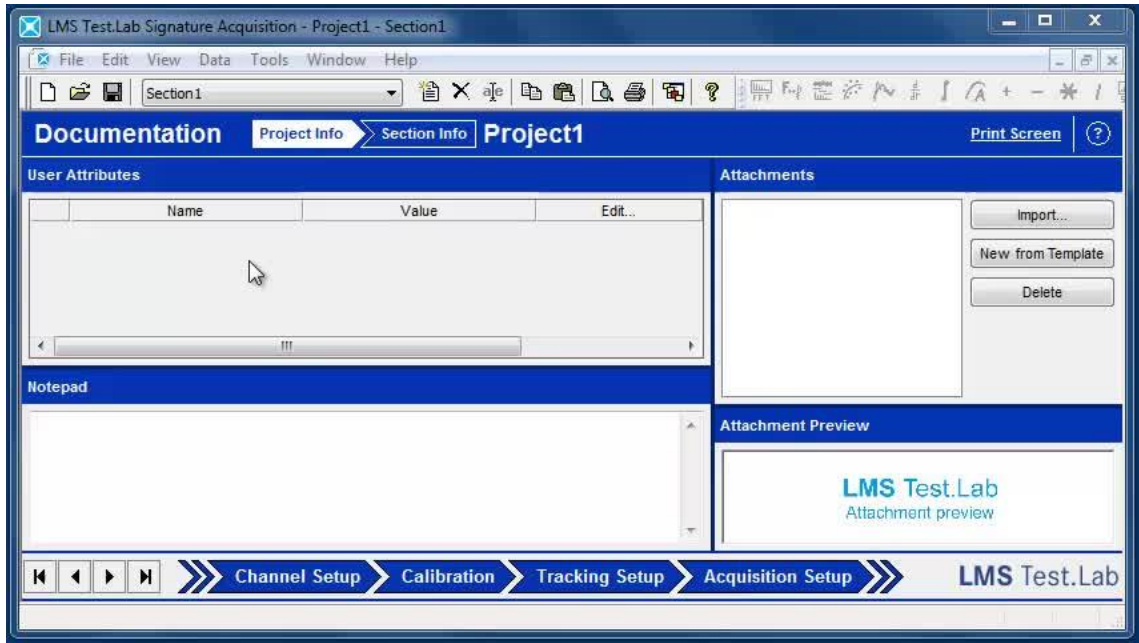
**Çizelge 3.4.** Manyetik hız algılayıcısı teknik bilgileri

Algılayıcı Markası	Jaquet
Modeli	DSL 1010.0
Çapı	M10
Diş Adımı	1 mm
Kablo Tipi	Entegre izoleli
Kablo Boyu	1000 mm.
Besleme Voltajı	12 - 25 Volt DC
Çıktı Sinyali	Kare Dalga Sinyali
Frekans Aralığı	0 Hz – 15 kHz
Hassasiyet	0,01 Hz
Çalışma Sıcaklığı	- 40°C ~ +125°C



**Şekil 3.2.** Testte kullanılan manyetik hız algılayıcısı

Araç testi öncesinde şanzıman yağı, debriyaj çatalı ve debriyaj rulmanı da yenilenmiştir. Bu işlemler ile araç test sonuçlarına olumsuz katkısı olabilecek bu parçaların etkilerini en aza indirmek amaçlanır. Araç testi öncesinde değiştirilen bir diğer parçada volandır. Manyetik hız algılayıcısı, motor hızını marş motoru dişlilerinden ölçeceği için diş adımı ve diş sayısı bilinen orijinal bir volan kullanılmıştır. Değiştirilen volanın üzerine fonksiyonel ölçümleri alınmış yeni bir baskı kompleksi ile yeni bir disk kompleksi monte edilmiştir. Bu montajla birlikte tüm debriyaj elemanlarının yenilenmesi tamamlanır. Test sırasında kullanılan veri toplama sistemi ve algılayıcı şartlandırıcıları aracın aküsünden 12VDC gerilim ile beslenir. Algılayıcı, kablo ve veri toplama cihazlarının montaj ve sabitleme işlemlerinden sonra, test aracını atölyeden çıkarmadan önce bilgisayarda kurulu Siemens-LMS Test.LAB isimli test yazılımı ile algılayıcılardan gelen sinyaller kontrol edilir. Son olarak araç çalıştırılarak tüm devir aralıklarında kesintisiz ve sağlıklı veri alabilmek için kayıt bant genişliği elle ayarlanır ve sonrasında tüm devir aralığı boyunca ikinci kez sinyal kontrol edilerek yazılım desteği ile otomatik kayıt devir aralığı ayarlaması yapılır.



**Şekil 3.3.** LMS Test.LAB yazılımının ara yüzü

Tüm sinyal kontrolleri ve denemelerden sonra, test kayıt dosyası da teste hazır hale getirilir.

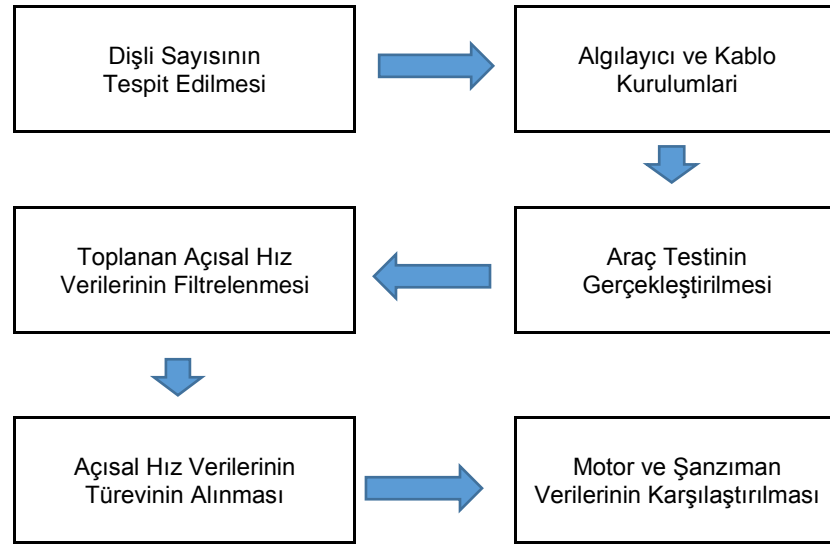
### **3.1.3. Araç test yöntemi**

Test aracının hazırlık aşamalarının tamamlanmasından sonra, tüm güvenlik şartlarını sağlayacak şekilde araç testi gerçek yol koşullarında sahada gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada incelenecek olan debriyaj disk kompleksinin motor tarafından üretilen titreşimleri hangi devir aralıklarında ne oranda sönümleyebildiği olacaktır. Bu nedenle gerçekleştirilen araç testinin yöntemi aracın toplam vites sayısının yarısının bir fazlası sayıda yüksek vites değerlerinde rölanti devrinden en yüksek motor devrine kadar tam gaz ile aracı zorlamak ve en yüksek devre ulaşıldığında da gaz pedalını bırakıp aracın yine rölanti devrine kadar kendi ataleti ile yavaşlamasını beklemek olarak izah edilebilir. Vites sayısının yarısının üstündeki vites numaraları ise, beş vitesli olan bu araçta üçüncü, dördüncü ve beşinci vitesler olarak belirlenmiştir. Düşük vites değerlerinde yani birinci ve ikinci viteste test yapılmamasının nedeni ise düşük viteslerde şanzıman içi dişli oranları nedeni ile motor ve şanzıman grubunun rezonansa yakalanma ihtimalinin düşük oluşudur.

### **3.1.4. Test yazılımının hazırlanması**

Araç testi için Siemens-LMS firmasının Test.LAB yazılımı kullanılmıştır. Bu yazılım test ekipmanları ile tamamen uyumlu şekilde çalışmaktadır. Yazılım açıldıktan sonra test edilecek Algılayıcıların bilgileri kanal ayarları bölümünde detaylı olarak girilmiş ve gerekli frekans kontrolleri yapılmıştır. Açılan yeni proje ekranında öncelikle kanal ayarları yapılmıştır. Test yöntemi olarak volan dişlilerinin ve şanzıman vites dişlilerinin hızları ölçülerek sonrasında bu açısal hız değerleri matematiksel denklemler ile açısal ivmeye dönüştürüleceği için manyetik hız algılayıcıların kanal adları ile bir turda sayacakları dişli adetlerinin girilmesi yeterlidir. Bu değerler volan için 120, şanzıman vites dişlisinde ise 15 olarak girilir. Kanal ayarları ekranında gerekli bilgilerin girişlerini yaptıktan sonra, devir takip ekranında yazılımın girilen dişli sayılarına uygun olarak motor devrini saydırıp saydıramadığı kontrol edilir. Bu ekranda aracın devir saatine uygun motor devri okunur ve şanzıman hızı ile volan hızının aynı değerde olduğu görülür. Tüm gerçek zamanlı testler sırasında dikkat edilmesi gereken en önemli konu kayıt frekansı bant genişliği değeridir. Kayıt frekans bant genişliği değeri kaydedilmek istenen niceliğin sahip olduğu en yüksek frekans değerinin en az iki katını içine alacak bir değerde olmalıdır.

Menon (2005) makalesinde Nyquist teoremine değinmiş ve bant genişliğinin niçin en az iki kat alınması gerektiğini açıklamıştır. Bu kurala dikkat edildiğinde kayıpsız bir şekilde istenen tüm değerler kayıt altına alınabilir. Frekans bant genişliğini çok yüksek seçmek ise veri toplama sırasında gereksiz veri kayıtlarına ve analiz sürecinde yüksek işlem sürelerine neden olur. Bu çalışmada kullanılan test aracının en yüksek devir hızı dakikada yaklaşık beş bin devirdir. Buradan yola çıkarak en yüksek motor devrinde volan üzerinde bulunan 120 adet dişlinin sağlıklı bir şekilde ölçülebilmesi için manyetik hız algılayıcısının dakikada altı yüz bin sinyali okuyabilmesi, yani frekans alanında ise 10 kHz lik bir sinyali sorunsuzca okuyabilmesi gerekmektedir. Bu nedenle araç testi sırasında frekans bant genişliği 20480 Hz olarak seçilmiştir. Test sırasında uygulanacak işlemlerin akış şeması Şekil 3.4' te verilmiştir.



**Şekil 3.4.** Sinyal toplama ve inceleme akış şeması

### 3.1.5. Testlerin gerçekleştirilmesi

Araç güvenlik tedbirleri alınmış bir yolda birinci vitesten başlayarak hızlandırılmış ve üçüncü vitese geldiğinde gaz kesilerek aracın rölanti devrine kadar düşmesi beklenmiştir. Yaklaşık 750 dev/dak olan rölanti devrinde zorlanarak da olsa ilerlemeye devam eden araçta aniden tam gaz verilmiş, araç en yüksek devre çıkana kadar sürülmüş ve sonrasında rölanti devrine kendiliğinden yavaşlayana kadar gaz pedalına basmadan ilerlemesi sağlanmıştır. Aynı yöntem ile dördüncü ve beşinci vitesler de test edilmiş ve kayıt alınmıştır.

### 3.1.6. Kaydedilen verilerin analiz edilmesi

Zamana bağılı açısal hız verisi olarak kayıt edilen tüm veriler, aynı yazılım içerisinde bulunan zaman verisi işlemleri altında matematiksel türev denklemi ile açısal ivmeye dönüştürülmüştür. Bu denklemin uygulanmasının öncesinde kaydedilen veriler; algılayıcı hataları, kablo parazit hataları ve ilave yol kuvvetlerin etkilerinin giderilmesi için sadece 100 Hz altında kalan veriler dikkate alınacak şekilde “Alt frekans filtresi” ile filtrelenmiştir. Denklemlerin uygulandığı veriler, analiz işlemi için bir sonraki hesaplama adımına aktarılmıştır.

Hesaplanan açısal ivme değerlerinden motor açısal ivmesine “*ENG ACC*” kısaltması, şanzıman açısal ivmesine ise “*GBX ACC*” kısaltması verilmiştir.

### 3.1.7. Mertebe analizi

İçten yanmalı dört zamanlı ve dört silindirli bir motor bilindiği üzere her 720° de bir çevrim yapar. Buradan anlaşılacağı üzere 360° lik bir tam turda 4 silindirden 2 tanesi yanma zamanını tamamlar. Yani bir turda 2 patlama meydana gelir. Bu patlamaların neden olduğu motor düzensizliklerini incelerken bir tur başına 2 titreşim ânı görülür. Mertebe analizi yöntemi kullanarak bir turda gerçekleşen tekrarlı olaylar filtrelenebilmekte ve sadece bu olayların neden olduğu titreşimler incelenebilmektedir. Bunun için ivme değerine ihtiyaç duyulur. Toplanılan gerçek zamanlı açısal hız verisinden yukarıda bahsedildiği gibi açısal ivme verisine geçiş yapılır. Dört zamanlı motorlarda titreşim analizi yaparken silindir sayısının yarısı derecesinde mertebe analizi bize en yüksek genlikli sonuçları vermektedir. Mertebe analizi hakkında örnek vermek gerekirse 4 zamanlı 8 silindirli bir motorda bir turda 4 pistonda patlama olacağı için 4.derece mertebe analizinin incelenmesi gerekir. 7 kanadı olan bir fan pervanesinin gürültü analizini yaparken bir turda pervaneler 7 kez ses dalgası oluşturacağı için 7.derece mertebe analizinin incelenmesi gerekir. Motorda krank milinin dönüşünün neden olduğu titreşimi veya gürültüyü analiz etmek için 1.derece mertebe analizinin incelenmesi gerekir.

Çalışmamızda sadece motor içerisinde gerçekleşen patlamaların oluşturduğu titreşimler dikkate alınacağı için hesaplanan bu ivme değerlerine 2.derece mertebe analizi uygulanmıştır.

Disk kompleksi bu süreçte motor ve şanzıman arasında sönümleyici bir köprü gibi çalışmaktadır. Şanzıman dişlisindeki burulma titreşimini hesaplamak için aşağıda verilen denklemler kullanılmaktadır.

$$\theta = \bar{\omega}t \quad \bar{\omega} = \frac{\omega_0 + \omega}{2} \quad (3.1)$$

$$\omega = \omega_0 + \alpha t \quad (3.2)$$

$$\theta = \omega_0 t + \frac{1}{2} \alpha t^2 \quad (3.3)$$

$$\omega^2 = \omega_0^2 + 2\alpha\theta \quad (3.4)$$

Açısal ivme açısal hızın zamana bağlı türevi alınarak elde edilir. Doğru bir inceleme için sadece merteye ayarı yapmak ve açısal hızı hesaplamak yeterli değildir. Çıktıların motor devrine bağlı olarak görüntülenebilmesi için devir kanalı olarak “motor devir kanalı” seçilmiştir ve açısal ivme grafiklerinde x ekseninde zaman yerine devir gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar “Bulgular ve Tartışma” bölümünde sunulmuş ve izah edilmiştir.

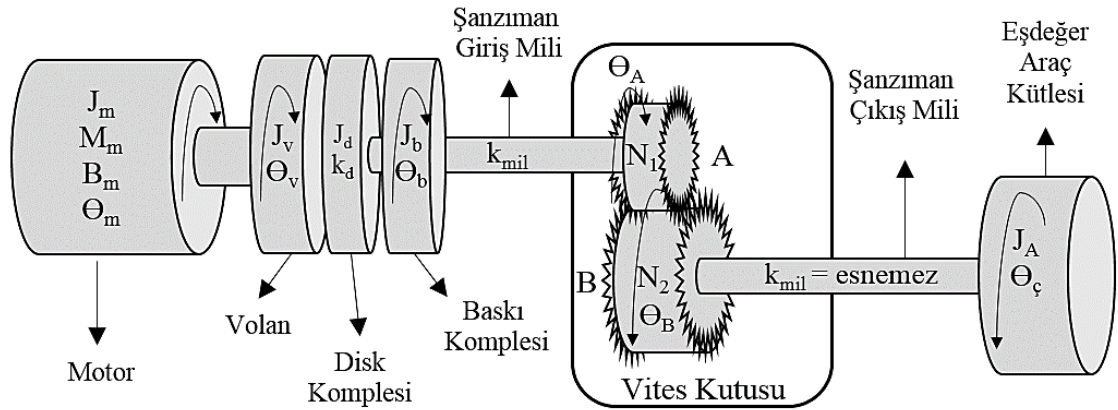
## 3.2. Benzetim Çalışmaları

### 3.2.1. Sistemin hareket denklemlerinin çıkarılması

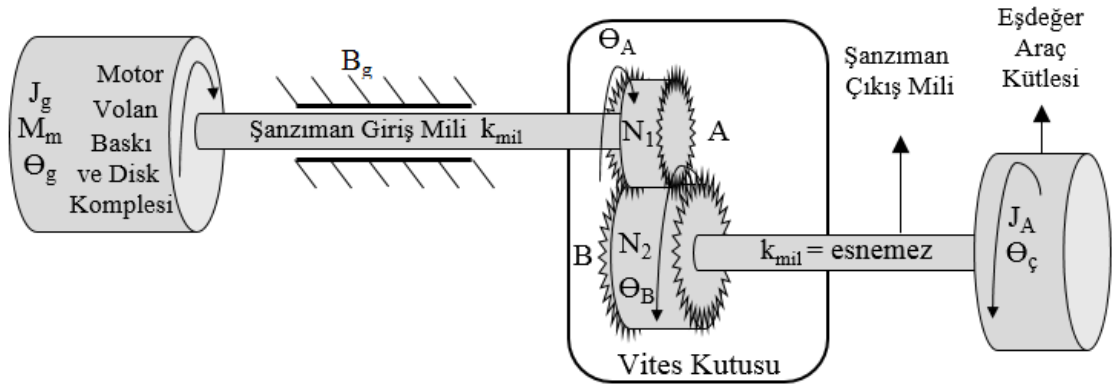
Araç testi ile elde edilen verilen benzetim programları yardımı ile hesaplanabilmesi için öncelikle aracın şematik ve matematiksel modeli hazırlanmalıdır. Modelin hareket denklemlerini çıkarma sürecinde Şekil 3.5’ te verilen komple hareket iletim sistemine ait dinamik model Şekil 3.6’ da görüldüğü üzere sadeleştirilmiş ve bu yeni model üzerinden hareket denklemleri çıkarılmıştır. Sadeleştirme işlemleri sırasında öncelikle debriyaj kompleksinin araç testinde gerçekleştirildiği üzere ilk kavrama aşamasını yani sürtünme fazını tamamlamış tam kavrama pozisyonunda ve yük altında olduğu dikkate alınmıştır. Motorda üretilen tork önce disk balatasına, disk balatasından ise disk kanadı sayesinde disk göbeğine aktarılmaktadır. Göbek elemanına kadar olan disk kompleksi grubu volan, baskı ve disk olmak üzere tek bir kütle olarak ele alınabilir. Şekil 3.6’ da görüldüğü üzere motordan çıkan ve şanzımana giriş yapan mil esnek kabul edilmiştir. Buradaki esneklik disk kompleksinin içerisinde bulunan yaylardan, sürtünme etkisi de sürtünme rondelalarından kaynaklanmaktadır. Vites seçimine göre görev alan dişliler, şanzıman



çıkış mili ile diferansiyel grubunun da yük altında esnemez çalışacağı kabul edilmiştir. Vites dişli oranları ile diferansiyel dişli oranı sonuçta tek bir oran verecek şekilde hesaplanarak dinamik modelde şanzıman giriş dişlisi ve çıkış dişlisi olacak şekilde iki ana mil gösterilmiştir. Diferansiyel çıkışından tekerleklere hareketi aktaran aksların da yük altında esnemez çalışacakları kabul edilerek dinamik modelde sadeleştirilmişlerdir. Bu kabuller ışığında dinamik model daha sade bir yapıya kavuşmuştur. Şekil 3.6' da verilen sadeleştirilmiş model dikkate alınarak sistemin hareket denklemleri elde edilmiştir.



Şekil 3.5. Hareket iletim sistemine ait detaylı sembolik model



Şekil 3.6. Hareket iletim sistemine ait sadeleştirilmiş sembolik model

Çıkış mili rijit olduğuna göre  $\Theta_B(t) = \Theta_C(t)$  olur. Dişli kutusunda  $\Theta_A(t) / \Theta_B(t) = n$  olduğuna göre,  $\Theta_A(t) = n \Theta_C(t)$  olur.

Motorun sağladığı  $M_M(t)$  döndürme momentinin bir kısmı volan, baskı ve diskten meydana gelen  $J_G$  eylemsizlik momentini yenmek için bir kısmı  $B_g$  yapışkanlık

sürtünmesini yenmek için ve bir kısmı da dişliyi döndürmek için iletilmektedir. Buna göre net moment hesabı için kullanılacak denklem şu şekilde olur:

$$M_m(t) = J_g \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_g \frac{d}{dt}(\theta_m - \theta_A) + K(\theta_m - \theta_A) + M_{sürt} + M_1(t) \quad (3.5)$$

Vites kutusundan aktarılan moment

$$M_2(t) = J_a \frac{d^2\theta_\zeta}{dt^2} \quad (3.5)$$

olarak elde edilir. Denklem (3.5) ve (3.6) da verilen sistemin dinamik davranışını tanımlayan diferansiyel denklemi vermesi için dişli takımının özelliklerinden gelen eşitlikler denklemlere dâhil edilir

$$M_1 \theta_A = M_2 \theta_\zeta \text{ ve } M_1 = M_2 \frac{N_1}{N_2} = \frac{M_2}{n} \quad (3.7)$$

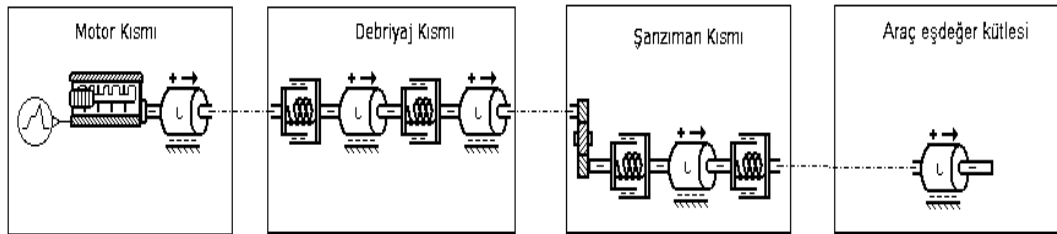
$$N_1 \theta_A = N_2 \theta_\zeta \text{ veya } \theta_A = \theta_\zeta \frac{N_2}{N_1} = n \theta_\zeta \quad (3.8)$$

(3.7) ve (3.8) denklemleri (3.5) ve (3.6) denklemleri ile birleştirilirse,

$$M_m(t) = J_g \frac{d^2\theta_m}{dt^2} + B_g \frac{d}{dt}(\theta_m - \theta_A) + K_{mil}(\theta_m - n \theta_\zeta) + M_{sürt} + J_a \frac{d^2\theta_\zeta}{dt^2} \quad (3.9)$$

elde edilir.

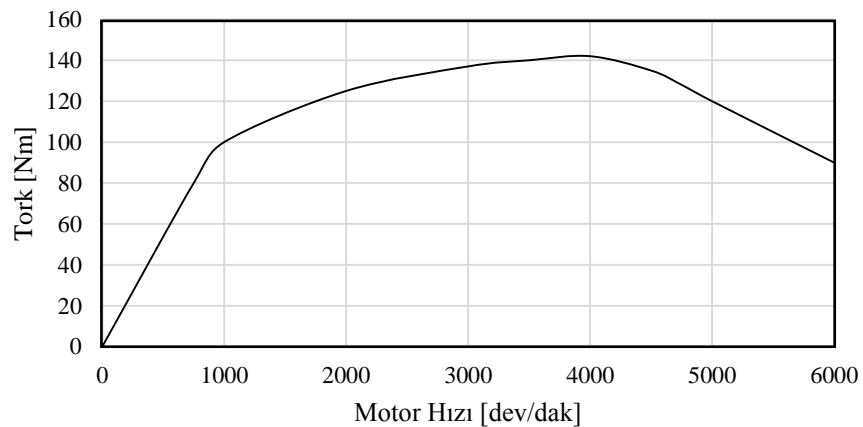
Test aracının benzetim modelinin kurulması işlemi için Siemens-LMS firmasının ImagineLAB AmeSIM isimli yazılımı kullanılmıştır. Model kurulurken dört ana bölüme ayrılmıştır. Bu bölümler Şekil 3.7' de görüldüğü üzere sırası ile motor, debriyaj, şanzıman ve eşdeğer araç kütlesidir.



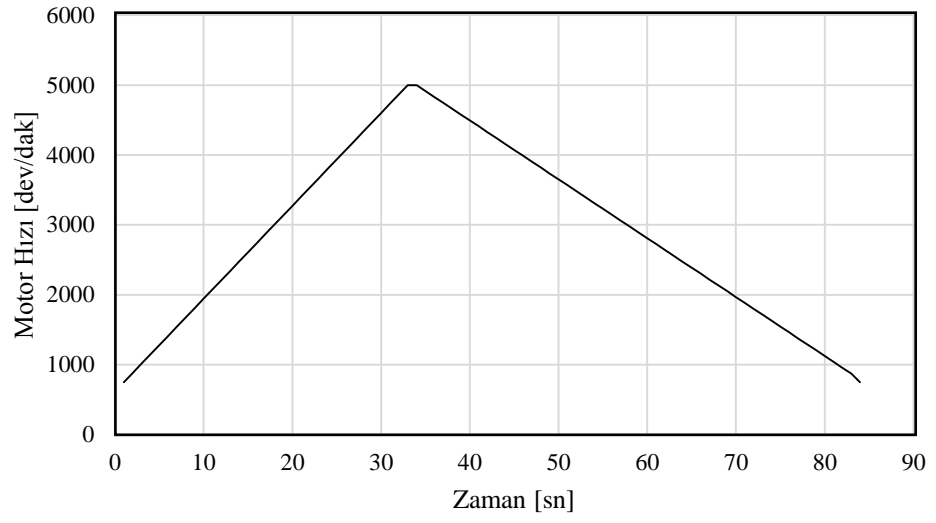
Şekil 3.7. Benzetim modeli

### 3.2.2. Benzetim modeli parametre girişleri

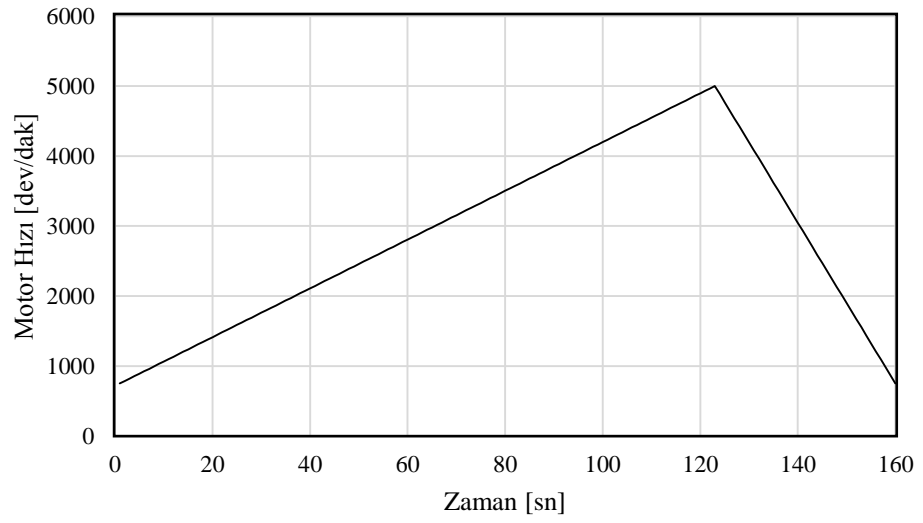
Kurulan benzetim modeline parametre girişleri araç testinde kullanılan aracın teknik özelliklerine ve test metoduna uygun olarak yapılmıştır. Debriyaj disk kompleksinin ne oranda sönümleme yaptığıının incelenmesi için disk kompleksi içerisinde yer alan ve motor tarafında oluşan açısız titreşimleri sönümlemekle görevli olan bası yayları ve sürtünme rondelalarının etkisinin olmadığı esnemez (rijit) disk denemesi de gerçekleştirilmiştir. Motor sinyali için en düşük ve en yüksek hız değerleri, hızlanma ve yavaşlama süreleri araç testi sonuçlarından, başta araç ağırlığı olmak üzere, debriyaj ağırlık ve atalet momentleri, şanzıman dişli oranları, araç eşdeğer ağırlığı gibi değerler üretici teknik verilerinden alınmıştır. Motor moment grafiği üretici firma tarafından elde edilen bilgiler ışığında yazılım üzerinde Şekil 3.8’ de verildiği gibi kullanılmıştır. Araç testinden elde edilen motor devirleri de benzetim yazılımında giriş verisi olarak kullanılmıştır. Değerler Şekil 3.9, Şekil 3.10 ve Şekil 3.11’ de grafik olarak gösterilmiştir. Çizelge 3.5 ve Çizelge 3.6’ da verilen ağırlık, atalet momenti, yaylılık katsayısı ve histerezis değerleri de araç testinden alınarak benzetim modelinde giriş verisi olarak kullanılmıştır. Histerezis değeri yayın esnemesi sırasında sürtünmeye bağlı olarak her açı değerinde sabit bir değer olduğundan, benzetim yazılımı modeline gerçek histerezis değerinin yarısı negatif ön yük olarak girilmiştir. Bu sayede benzetim yazılımı modelinde yer alan motorun hangi devre kaç saniyede ulaşacağı ve kaç saniyede yavaşlayacağı bilgisinin yanı sıra bu devir aralığında devre karşılık ürettiği tork miktarı da girilmiştir.



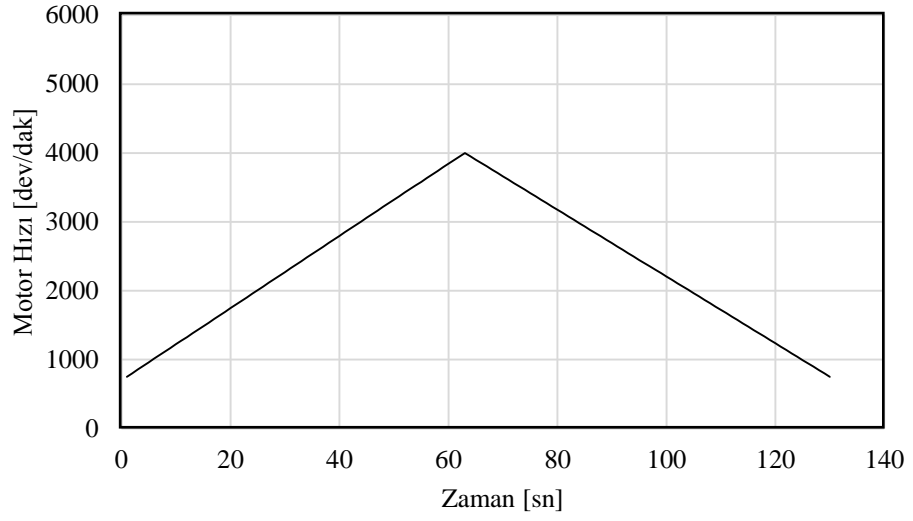
Şekil 3.8. Motor hız moment grafiği



**Şekil 3.9.** Üçüncü vites için kullanılan motor hız zaman grafiği



**Şekil 3.10.** Dördüncü vites için kullanılan motor hız zaman grafiği



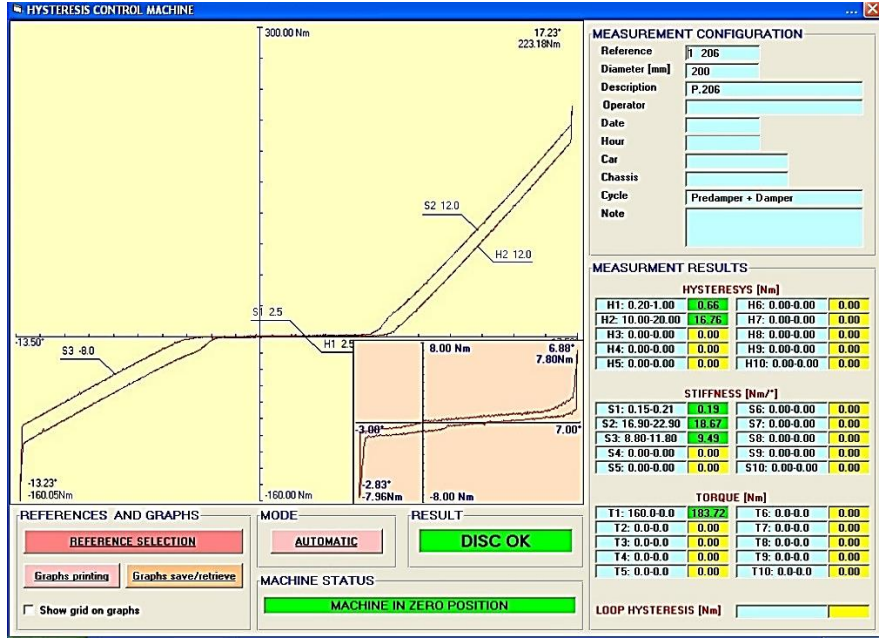
**Şekil 3.11.** Beşinci vites için kullanılan motor hız zaman grafiği

**Çizelge 3.5.** Ağırlık ve atalet momentleri

Ürün Adı	Ağırlık [kg]	Atalet Momenti [kgm <sup>2</sup> ]
Volan	5,8	0,051
Disk Komplexi	0,835	0,0027
Baskı Komplexi	3,1	0,024

**Çizelge 3.6.** Gerçek yaylılık katsayıları ve histerezis değerleri

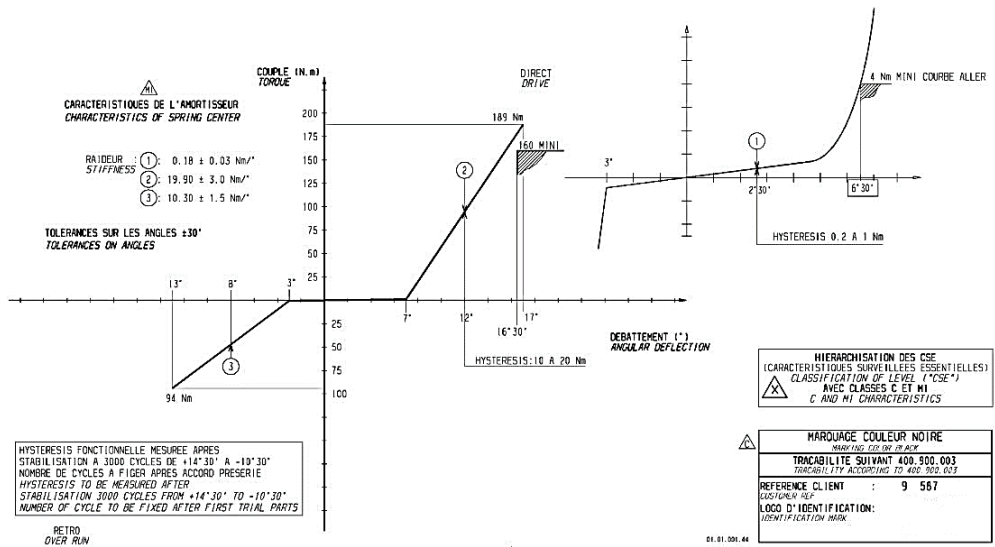
Değer Adı	Ürün Adı	Araç testi öncesi ölçülen değer
Yaylılık Katsayısı	Disk ön yayları S1	0,19 Nm/°
	Disk yayları S2	18,67 Nm/°
Histerezis (Sürtünme) Torqu	Ön Histerezis Rondelası H1	0,66 Nm
	Histerezis Rondelası H2	16,76 Nm



Şekil 3.12. Araç testinde kullanılan debriyaj diskinin fonksiyonel ölçümü

Benzetim sistemindeki tüm elemanlara araç testinde kullanılan elemanlara ait gerçek ağırlık ve atalet momenti değerleri verilmiştir. Her vites için üretici firmadan alınan dişli oranları benzetim yazılımı modelinde kullanılmıştır.

Araç testinde kullanılan debriyaj elemanlarının titreşimleri sönmülemde rol alan alt parçalarına, sonucu olumlu yönde etkileyecek yeni değer girişleri ile farklı benzetim çalışmaları gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.13. Araç testinde kullanılan debriyaj diskinin teorik fonksiyonel grafiği

**Çizelge 3.7.** Deneme yapılan yaylılık katsayıları ve histerezis değerleri

Değer Adı	Ürün Adı	1 Tol. altı	2 Alt tol.	3 Nominal	4 Üst tol.	5 Tol. üstü
Yaylılık Katsayısı	Disk ön yayları S1	0,12	0,15	0,18	0,21	0,24
	Disk yayları S2	13,9	16,9	19,90	22,9	25,9
Histerezis (Sürtünme) Torku	Ön Histerezis Rond. H1	0 (Yok)	0,2	0,6	1	1,4
	Histerezis Rondelası H2	5	10	15	20	25

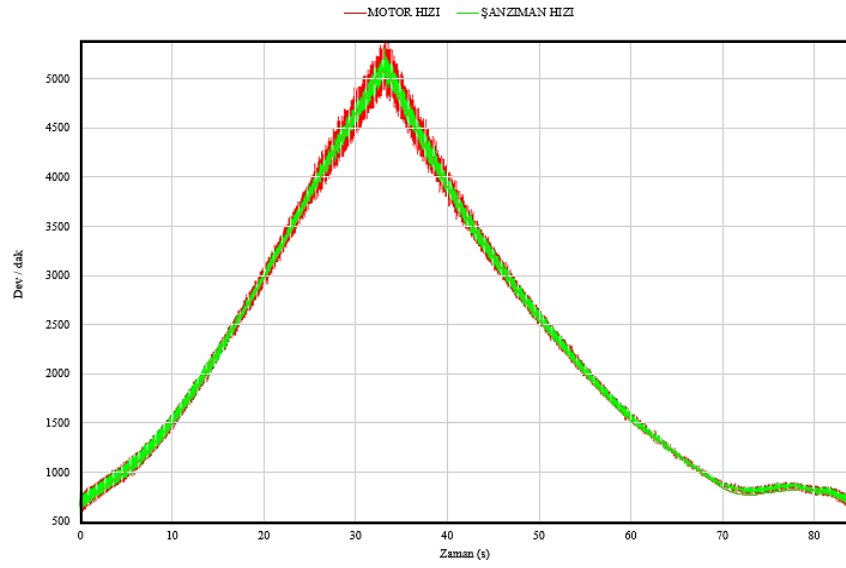
Yapılan yeni benzetim çalışması denemelerinde, araç testinde kullanılan ürüne ait teknik verilerden elde edilen nominal, minimum ve maksimum değerler alınmıştır. Ayrıca nominal değerden iki tolerans değeri kadar az ve fazla olacak şekilde tolerans altı ve tolerans üstü olarak iki deneme daha yapılmıştır. Yapılan araç testinde motor tam gaz denemesine tabii tutulduğu ve düşük devirlerden itibaren yüksek moment üretmeye zorlandığı için, disk ön yayları yaylılık katsayısının ve ön histerezis rondela yükünün değişimlerinin benzetim çalışması sonuçlarında büyük farklılıklar oluşturmayacağı öngörülmüştür. Yapılan bu yeni denemelerin sonuçları bir sonraki bölümde sunulmuştur.

## 4. BULGULAR VE TARTIŞMA

### 4.1. Araç Testi ile Elde Edilen Bulgular

#### 4.1.1. Araç testi sırasında kayıt altına alınan ham veriler

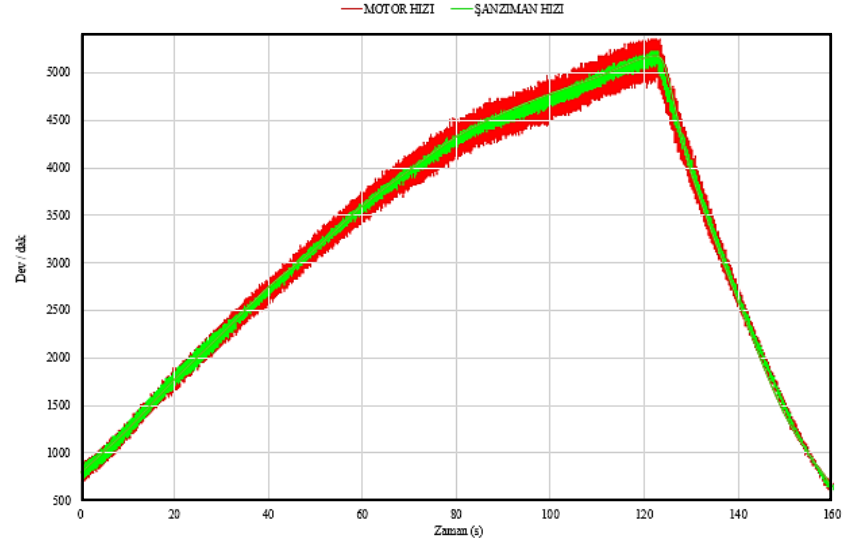
Araçtan ilk olarak üçüncü vites için kayıt alınmış olup elde edilen ham veri kayıtlarında motor hızı ve şanzıman hızı gösterilmiştir. Bu ölçüm sırasıyla dördüncü ve beşinci vitesler için de tekrarlanmıştır.



Şekil 4.1. Üçüncü viteste kaydedilen devir sayısı zaman grafiği

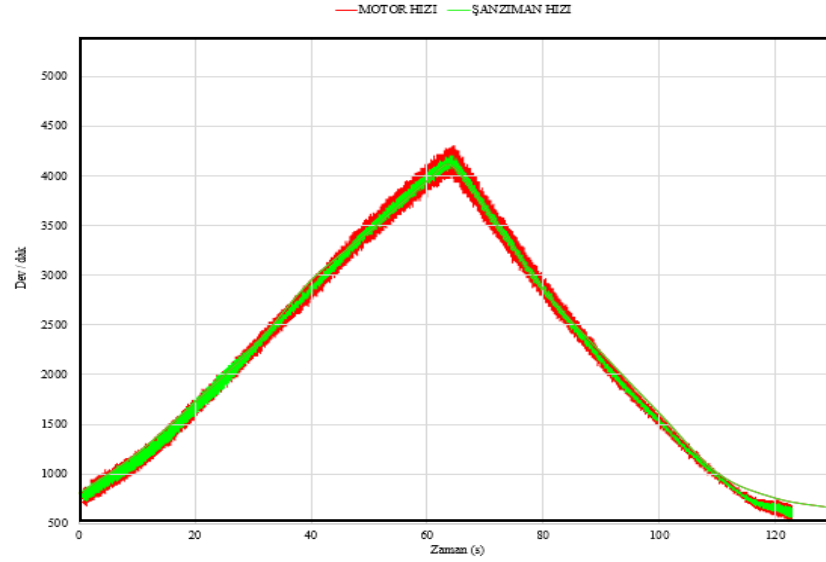
Şekil 4.1' de görüldüğü gibi araç üçüncü viteste rölanti devrinden tam gaz ile hızlandırılarak yaklaşık 5400 dev/dk motor hızına kadar çıkartılmış sonrasında ise gaz pedalı bırakılarak yavaşlaması sağlanmıştır. Bu hızlanma ve yavaşlama süreci yaklaşık 84 saniye sürmüştür.





**Şekil 4.2.** Dördüncü viteste kaydedilen devir sayısı zaman grafiği

Şekil 4.2’ de görüldüğü gibi araç dördüncü viteste rölanti devrinden tam gaz ile hızlandırılarak yaklaşık 5400 dev/dk motor hızına kadar çıkartılmış sonrasında ise gaz pedalı bırakılarak yavaşlaması sağlanmıştır. Bu hızlanma ve yavaşlama süreci yaklaşık 160 saniye sürmüştür.



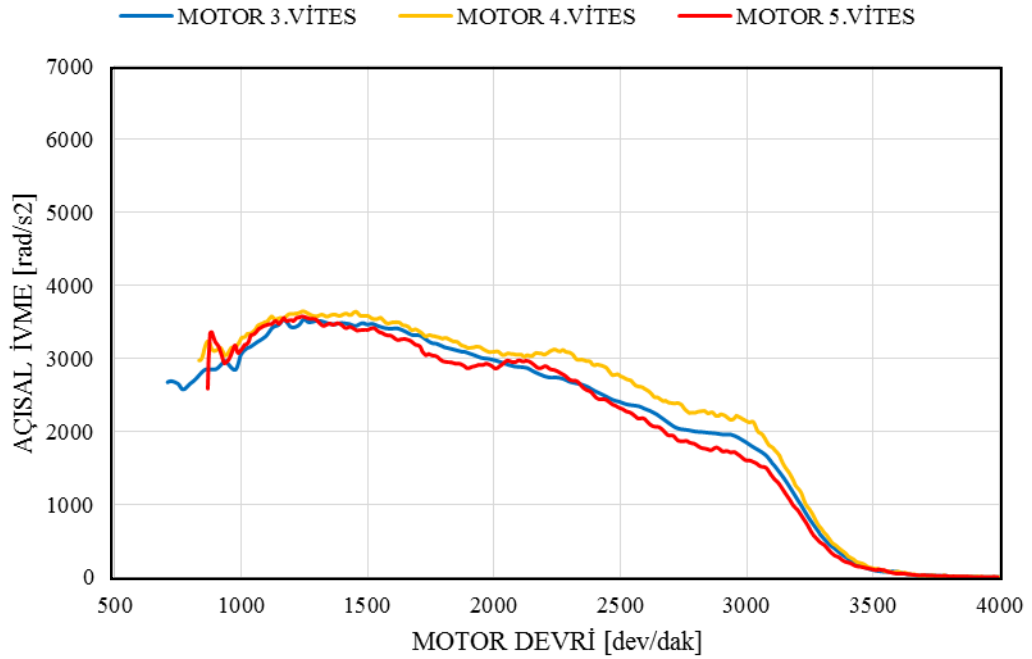
**Şekil 4.3.** Beşinci viteste kaydedilen devir sayısı zaman grafiği

Şekil 4.3' te görüldüğü gibi araç beşinci viteste rölanti devrinden tam gaz ile hızlandırılarak yaklaşık 4300 dev/dak motor hızına kadar çıkartılmış sonrasında ise gaz pedalı bırakılarak yavaşlaması sağlanmıştır. Bu hızlanma ve yavaşlama süreci yaklaşık 130 saniye sürmüştür.

Kullanılan algılayıcıların ölçüm hassasiyetlerinin yüksek oluşu ve kayıt frekans aralığının gerektiği gibi seçilmesi sonucu motorda ve şanzımanda oluşan tüm açısal titreşimler kayıt altına alınan açısal hız verisi kullanılarak hesaplanabilmiştir.

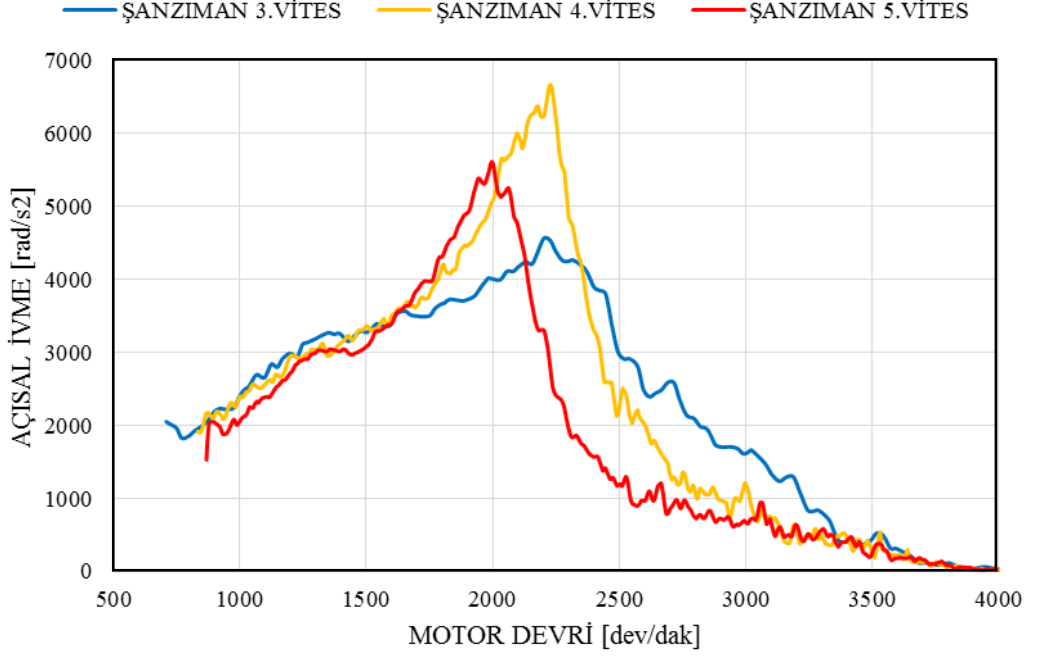
#### 4.1.2. Araç testi ham verilerinden analiz edilen sonuçlar

Araç testi sırasında kayıt edilen ham verilerden, “Materyal ve Yöntem” bölümünde anlatıldığı üzere merteye analizi sonrasında elde edilen sonuçlar, motor titreşimleri ve şanzıman titreşimleri olarak ayrı ayrı hesaplanmıştır. Açısal titreşimlerin test yapılan araçta sönümlenip sönümlenmediği incelenmiştir.



Şekil 4.4. Araç testi ikinci merteye motor açısal ivme grafikleri

Şekil 4.4' te verilen grafikte görüldüğü gibi her üç vites için de motor tarafında oluşan burulma titreşimleri birbiri ile yakın sonuçlar vermektedir. Maksimum titreşim değeri ortalama  $3480 \text{ rad/s}^2$  olarak görülmüştür. Bu grafik sönümleme için bir referans değer olarak ele alınacağı için önemlidir.



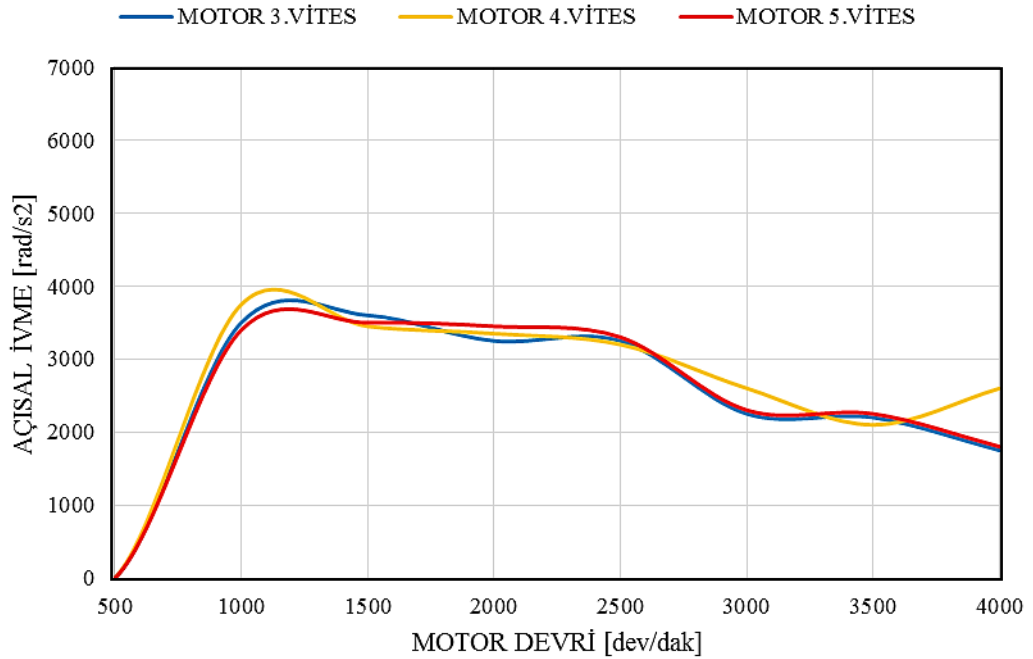
Şekil 4.5. İkinci mertebe şanzıman açısai ivme grafikleri

Şekil 4.5' te verilen grafikte görüldüğü gibi üç vites için de şanzıman tarafında oluşan açısai ivme değerleri ikinci mertebe analizi sonrası incelenmiştir. 3.vites için yaklaşık  $4590 \text{ rad/s}^2$ , 4.vites için yaklaşık  $6690 \text{ rad/s}^2$ , 5.vites için yaklaşık  $5630 \text{ rad/s}^2$  maksimum açısai ivme değeri elde edilmiştir. Şanzıman tarafından elde edilen açısai ivme değerlerinin motor açısai ivme değerlerine göre 1500 ve 2500 devir aralığında yüksek oluşu sistemin yani debriyaj disk kompleksinin belirtilen devir aralığında rezonansa yakalandığını göstermektedir. Bu devirlerde ilgili araçta kullanılan debriyaj disk kompleksinin motor düzensizliklerini sönümleyemediği açıkça görülmektedir.

## 4.2. Benzetim Yazılımı ile Elde Edilen Bulgular

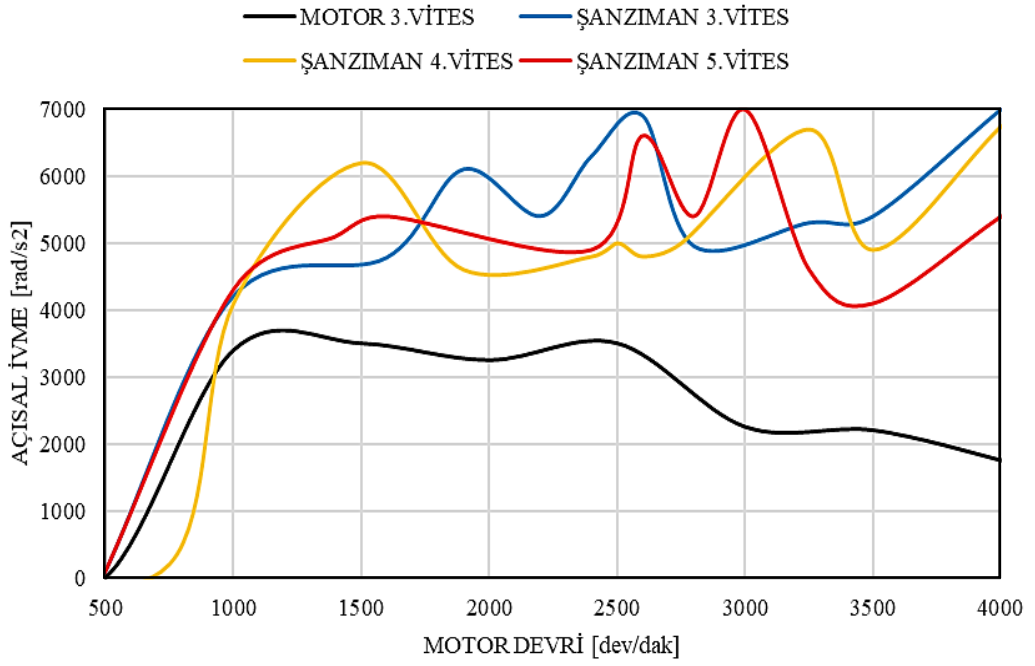
### 4.2.1. Araç testinde kullanılan debriyajın gerçek değerleriyle elde edilen bulgular

Kurulan benzetim modelinde iki farklı deneme gerçekleştirilmiştir. Öncelikle debriyaj disk kompleksi içerisindeki yayların ve sürtünme rondelalarının etkisini incelemek amacı ile debriyaj disk kompleksi esnemez (rijit) olarak ele alınmış, sonrasında ise gerçek araç testinde kullanılan debriyaj disk kompleksine ait yaylılık katsayısı ve sürtünme yükü değerleri ile benzetim çalışması yenilenmiş ve sonuçlar grafikler ile sunulmuştur. Motor tarafında oluşan açısız titreşimler Şekil 4.6' da görüldüğü gibidir.

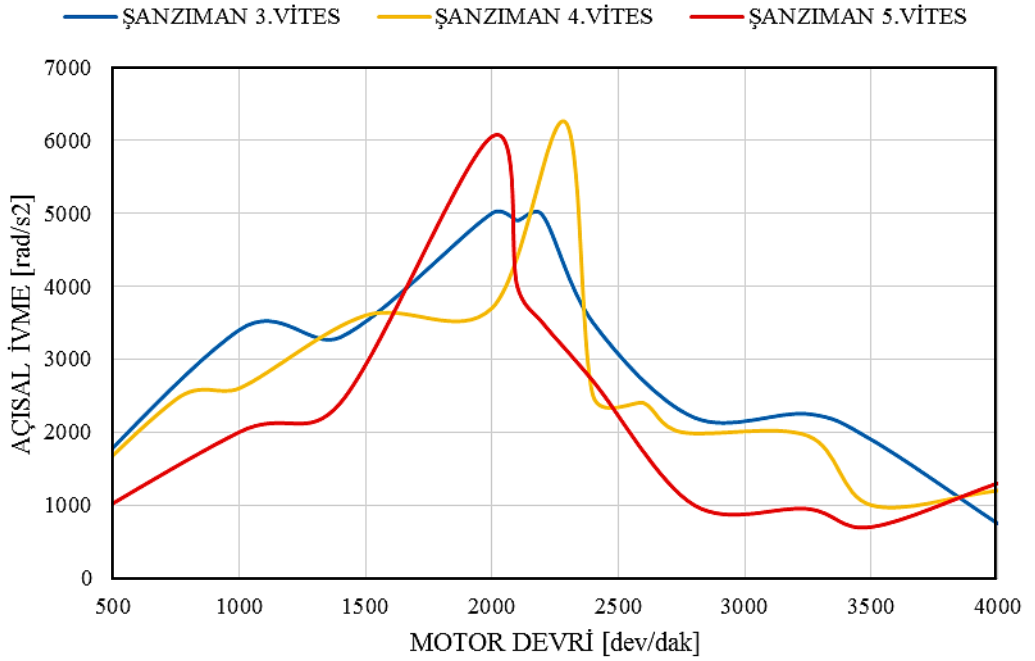


Şekil 4.6. Benzetim çalışmaları ikinci mertebeye motor açısız ivme grafikleri

Şekil 4.7' de esnemez disk ile ve Şekil 4.8' de araç testinde kullanılan debriyaj disk kompleksinin değerlerine sahip disk ile şanzıman tarafında ölçülen açısız titreşimler verilmiştir. Yapılan incelemede debriyaj disk kompleksi içerisinde yer alan ve sönümleme görevini üstlenen bası yaylarının ve sürtünme rondelalarının motor tarafında oluşan açısız titreşimleri 1000 ve 1500 devirler aralığı ile 2400 ve 4000 devirler aralığında sönümlendiği tespit edilmiştir.



Şekil 4.7. Benzetim çalışmaları esnemez disk şanzıman açısai ivme grafikleri

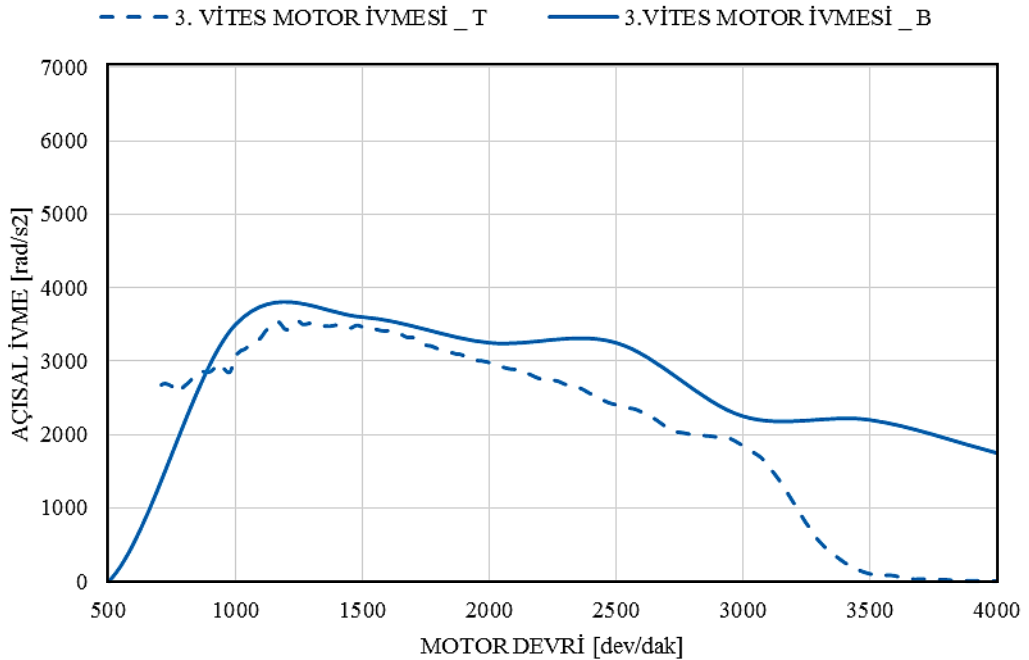


Şekil 4.8. Benzetim çalışmaları ikinci mertebe şanzıman açısai ivme grafikleri

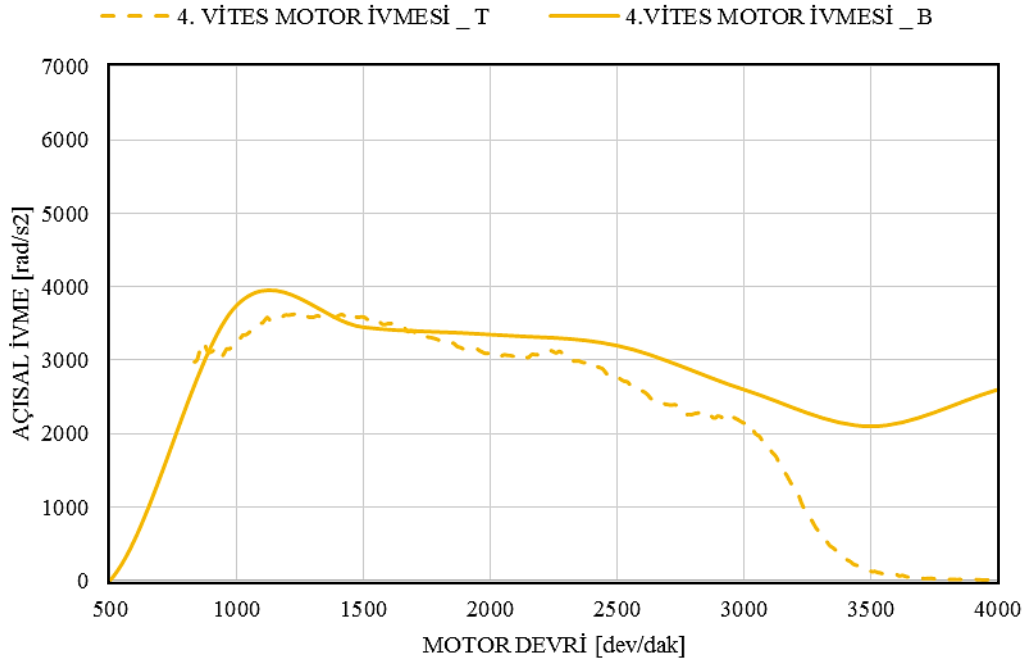
Disk kompleksinin motor düzensizliklerini sönümleyerek şanzıman tarafına aktarmaması istenmektedir. Ancak testlerin yapıldığı araçta kullanılan sistemde yaklaşık olarak 1500 ve 2500 devir aralığında sönümlemenin aksine rezonans etkisiyle motor tarafındaki açısai ivme değeri artarak şanzıman tarafına aktarılmıştır. Motor düzensizlikleri girdi olarak ele alınır ise şanzıman tarafından ölçülen ve hesaplanan açısai ivme değeri çıktı olacaktır.

### 4.3. Araç Test Sonuçları ile Benzetim Yazılımı Sonuçlarının Mukayesesi

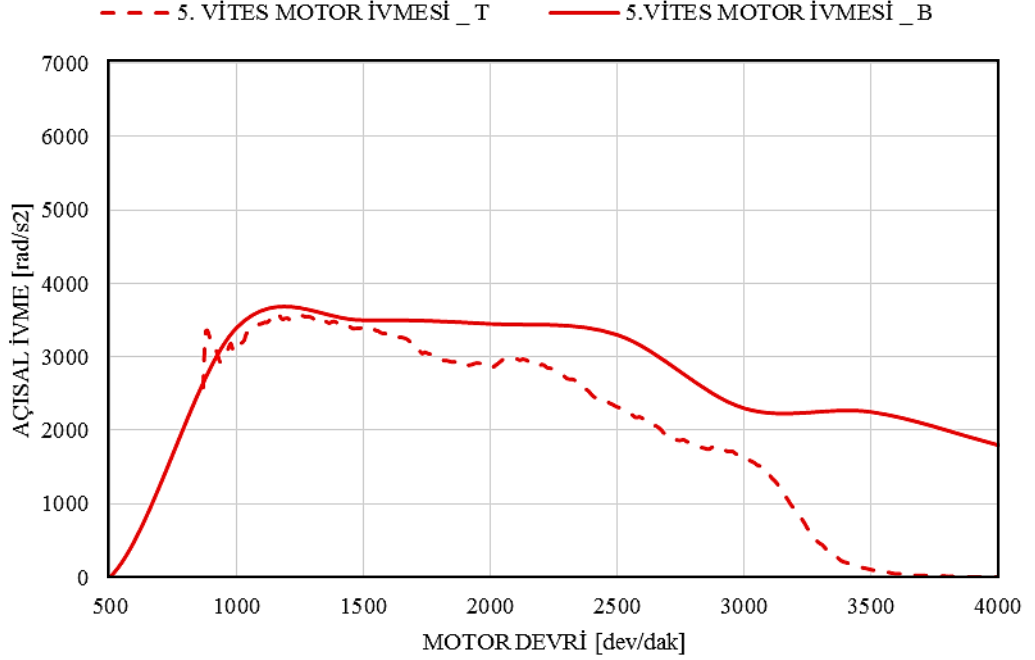
Gerçek araç testi sonuçları ile benzetim yazılımı ile hesaplatılan sonuçların mukayesesi motor açısai ivmeleri için Şekil 4.9, Şekil 4.10 ve Şekil 4.11’ de, şanzıman açısai ivmeleri için Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.14’ te sunulmuştur. Mukayese grafiklerinde araç testi sonuçları ‘\_T’ uzantısı ile benzetim çalışmaları sonuçları ‘\_B’ uzantısı ile gösterilmiştir. Test sonuçları ile benzetim çalışmaları sonuçlarının 1000 ve 3000 devirler aralığında birbiriyle uyumlu olduğu görülmüştür.



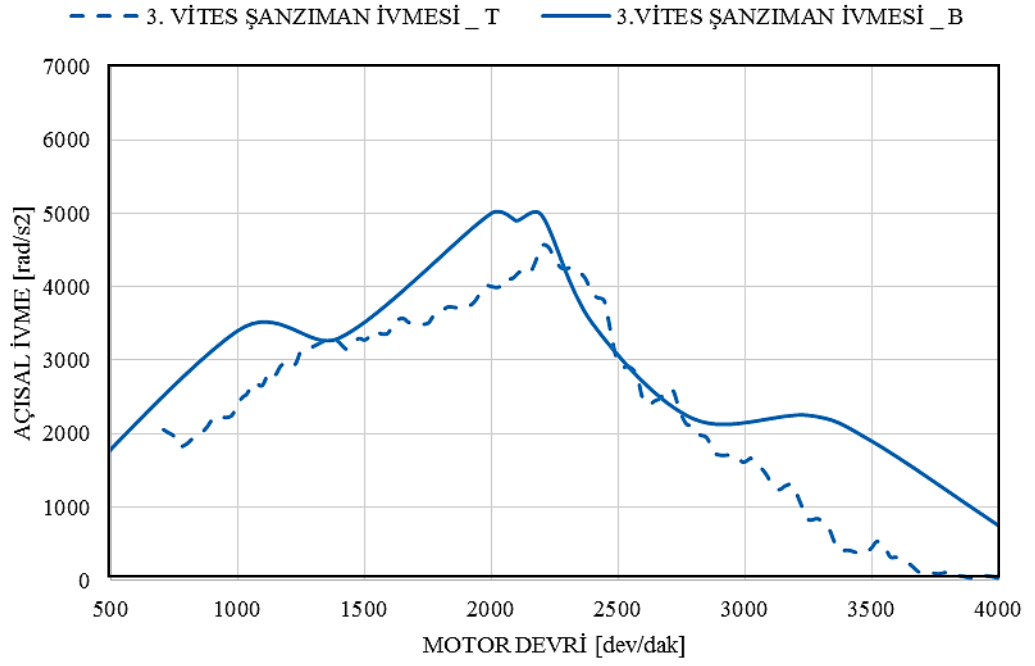
Şekil 4.9. Üçüncü vites motor açısai ivmeleri mukayesesi



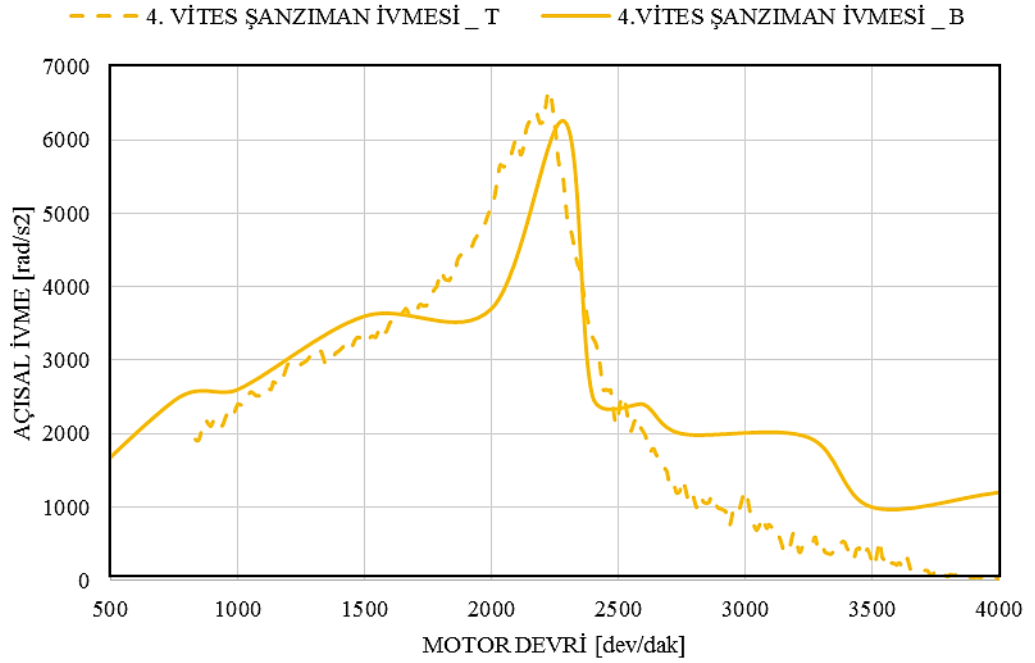
Şekil 4.10. Dördüncü vites motor açisal ivmeleri mukayesesi



Şekil 4.11. Beşinci vites motor açisal ivmeleri mukayesesi

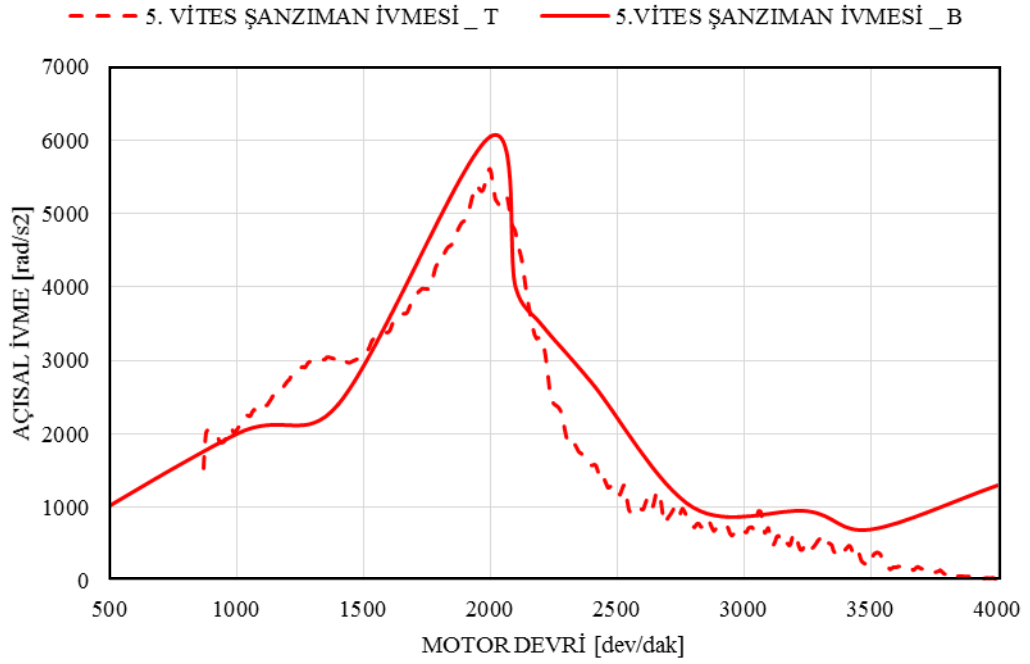


**Şekil 4.12.** Üçüncü vites şanzıman açısai ivmeleri mukayesesi



**Şekil 4.13.** Dördüncü vites şanzıman açısai ivmeleri mukayesesi





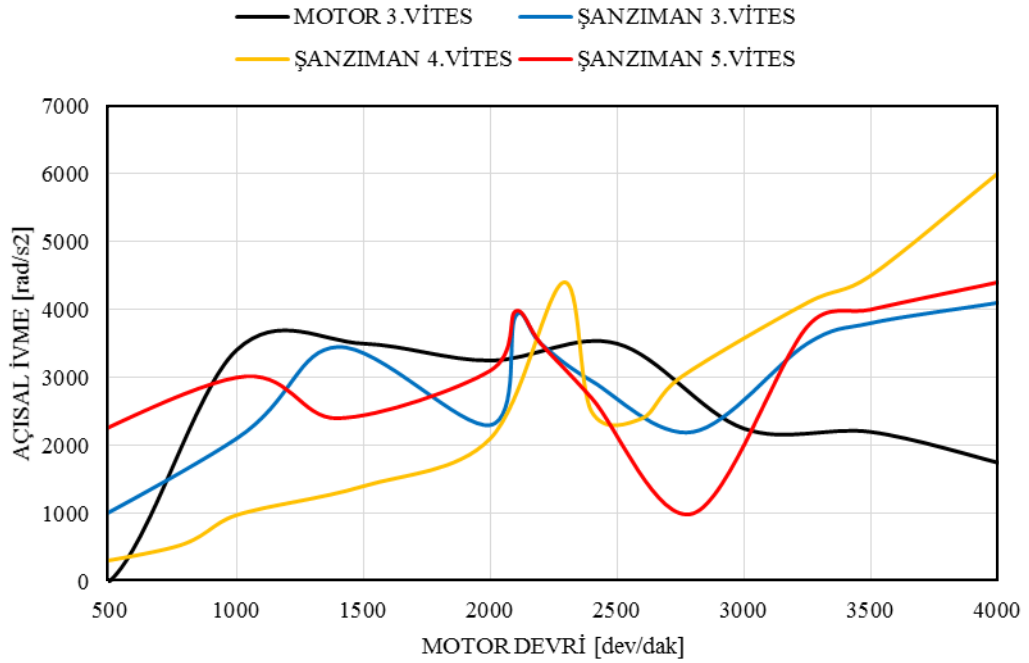
Şekil 4.14. Beşinci vites şanzıman açısai ivmeleri mukayesesi

#### 4.4. Araç Testinde Kullanılan Debriyajın Tolerans Değerleriyle Elde Edilen Bulgular

Gerçekleştirilen araç testinde kullanılan tek diskli ve kuru tip kavramalı debriyaj sistemlerinde motor tarafında oluşan burulma titreşimlerinin debriyaj diski içerisinde yer alan bası yayları ve sürtünme rondelaları sayesinde sönümlenmesi istenir. Araç testinden elde edilen sonuçlarda Şekil 4.5' te görüldüğü üzere sönümleme yetersiz kalmıştır. Araç testinde kullanılan debriyaj diskinin gerçek değerleri ile yapılan benzetim çalışmasında da Şekil 4.8' de görüldüğü üzere sönümleme yetersiz kalmıştır.

Şekil 3.13' te debriyaj diskinin teorik fonksiyonel grafiği verilmiştir. Debriyaj diskinin tasarımı sırasında bası yaylarının yaylılık katsayısı ve sürtünme rondelalarının sürtünme yükleri nominal, minimum ve maksimum olmak üzere belirlenmiştir. Debriyaj diskinin tasarımında ön bası yaylarının yaylılık katsayısı değeri  $0,18 \pm 0,3 \text{ Nm/}^\circ$ , ana bası yaylarının yaylılık katsayısı değeri  $19,9 \pm 3 \text{ Nm/}^\circ$ , ön sürtünme rondelasının sürtünme yükü  $0,6 \pm 0,4 \text{ Nm}$  ve ana sürtünme rondelasının sürtünme yükü  $15 \pm 5 \text{ Nm}$  olarak verilmiştir. Motordan tekerleklere kadar uzanan güç aktarım organlarından sadece

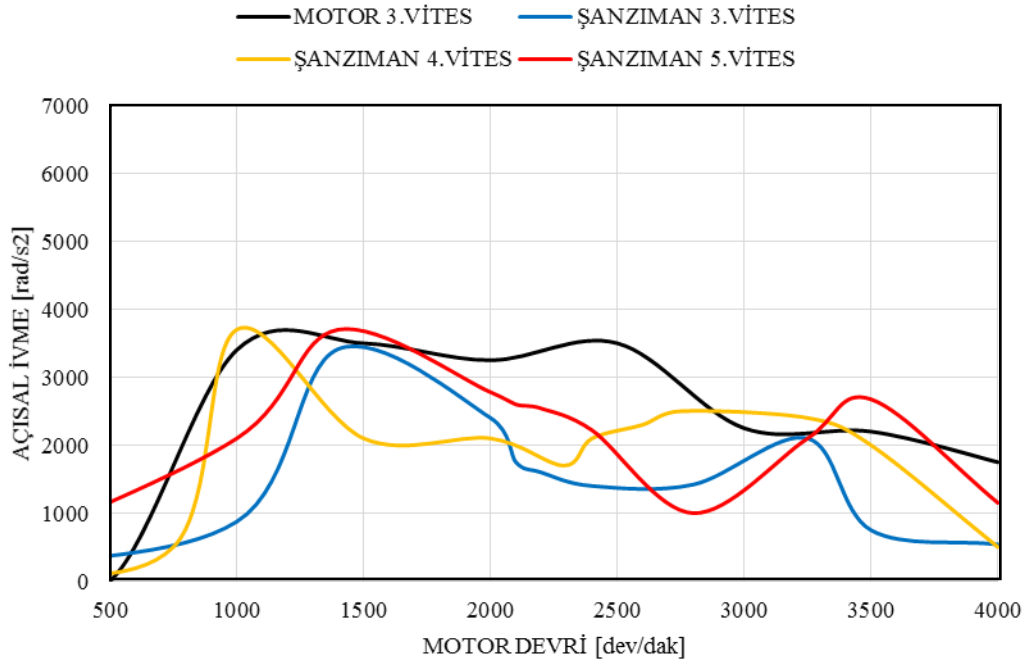
debriyaj disk kompleksinin bası yaylarının yaylılık katsayısını ve sürtünme rondelalarının sürtünme yüklerini minimum ve maksimum toleransların izin verdiği ölçüde ve birer tolerans aşağısında ve yukarısında kabul ederek beş farklı halde benzetim çalışmaları deneysel olarak tekrarlanmıştır. Çizelge 3.7’ de bu beş farklı deneme halinde kullanılan yaylılık katsayısı ve sürtünme yük değerleri verilmiştir. Ön bası yaylarının yaylılık katsayısı S1 (Stiffness) kısaltması ile ana bası yaylarının yaylılık katsayısı S2 kısaltması ile verilmiştir. Ön sürtünme rondelasının sürtünme yükü H1 (Hysteresis) kısaltması ile ana sürtünme rondelasının sürtünme yükü H2 kısaltması ile verilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre hazırlanan grafiklerde tek bir motor açısal ivmesi değerine karşılık her vites için şanzıman açısal ivmesi değerleri sunulmuştur.



**Şekil 4.15.** Birinci deneme sonuçları (S1=0,12 / S2=13,9 / H1=0 / H2=5)

Yapılan ilk denemede ön ve ana bası yaylarının yaylılık katsayıları sırası ile 0,12 Nm/° ve 13,9 Nm/° alınmıştır. Ön sürtünme rondelası minimum tolerans sifira çok yakın olduğu için sıfır kabul edilmiş ve ana sürtünme rondelasının sürtünme yükü de 5 Nm alınmıştır. Bu değerler debriyaj diskinin tasarımında verilen minimum değerlerden tolerans kadar daha düşüktür. Bu değerlerle gerçekleştirilen benzetim çalışmasında şanzıman tarafında oluşan açısal titreşimler 2000 ve 2500 devirler aralığında bir artış göstermiştir. Sonrasında

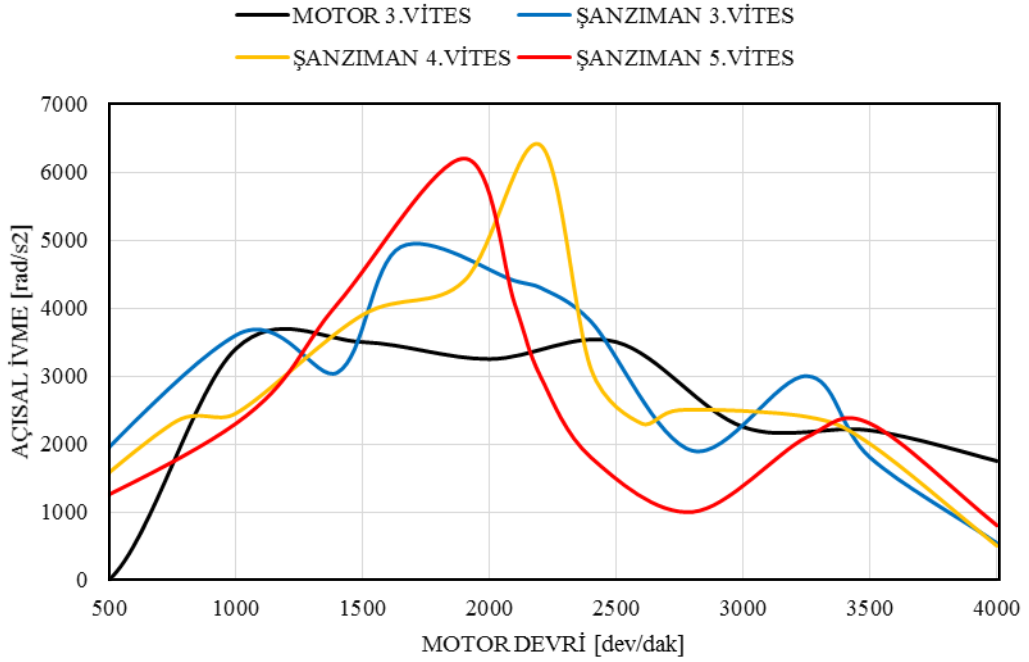
tekrar motor açısai titreşim değeri altında kalsalar da 3000 devir sonrasında tüm viteslerde şanzıman açısai ivmeleri yüksek genlik değeri ulaşmıştır. Şekil 3.8' de verilen motor hız moment eğrisinde görüldüğü üzere motor 3000 devirde yüksek döndürme momenti değeriindedir ve maksimum tork değeri 4000 devirde ulaşmaktadır. Bu bilgilerin ışığında düşük yaylılık katsayıları ve düşük sürtünme yükünün yüksek tork seviyelerinde sönümlemede yetersiz kaldığı söylenebilir.



**Şekil 4.16.** İkinci deneme sonuçları (S1=0,15 / S2=16,9 / H1=0,2 / H2=10)

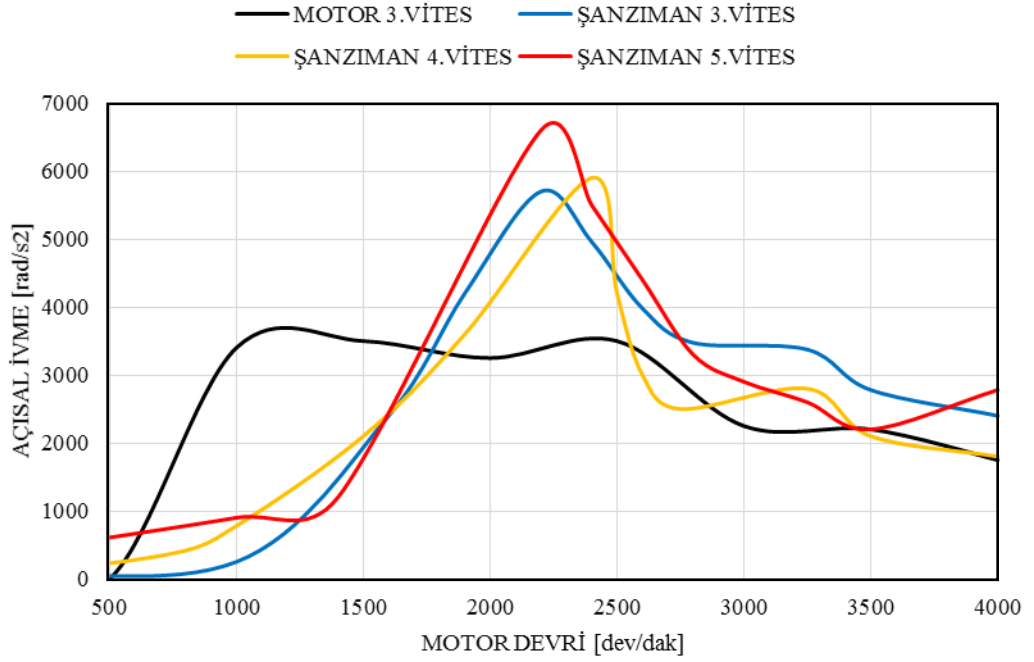
Yapılan ikinci denemede ön ve ana bası yaylarının yaylılık katsayıları sırası ile 0,15 Nm/° ve 16,9 Nm/° alınmıştır. Ön sürtünme rondelası ve ana sürtünme rondelasının sürtünme yükleri de sırasıyla 0,2 Nm ve 10 Nm alınmıştır. Bu değeri debriyaj diskinin tasarımında verilen minimum değeri dir. Gerçekleştirilen benzetim çalışmasında şanzıman açısai ivme değeri 4. vites için 1000 devir civarında ve 5. vites için 1500 ve 3500 devirler civarında motor açısai ivme değeri nden yüksek bulunmuştur. Ancak genel durum itibarıyla şanzıman açısai ivme değeri debriyaj diskinin gerçek değeri ile yapılan benzetim çalışmasına göre çok daha düşük bulunmuştur. Debriyaj diskinden beklenen motor tarafında oluşan açısai titreşimleri sönümleyerek şanzıman tarafına aktarmamasıdır. Bunun göstergesi de açısai ivme mukayese grafiklerinde şanzıman açısai

ivme değerlerinin motor açısai ivme değerlerinden düşük olmasıdır. Benzetim çalışmasında kullanılan bu parametreler ile üretilecek bir debriyaj diskinin araç testinde de her vites için motor açısai ivmesinden düşük şanzıman açısai ivme değerleri vereceği öngörülmektedir.



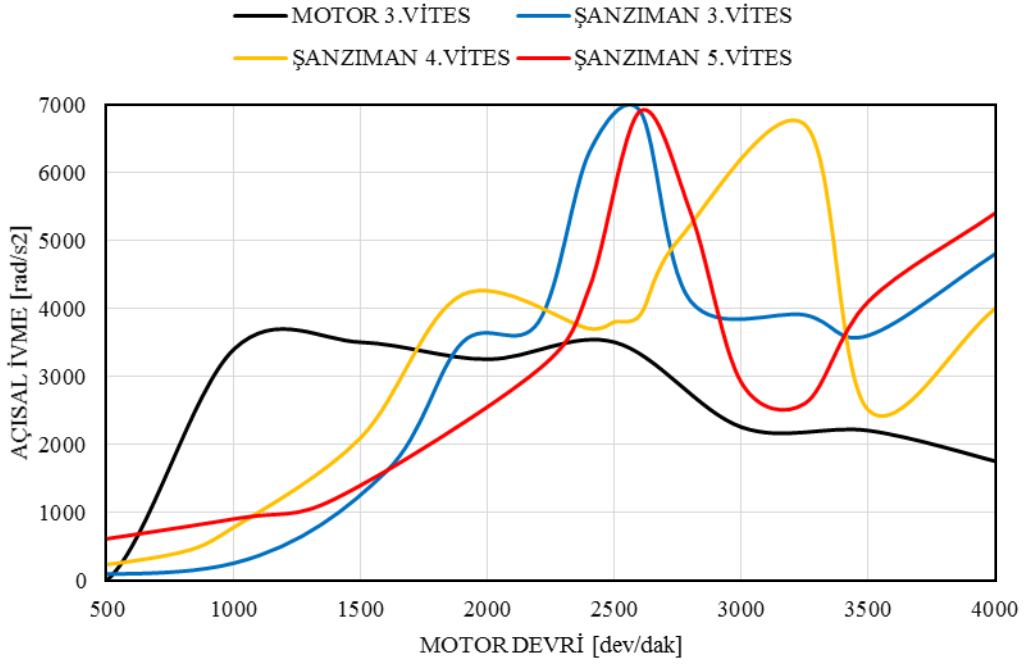
**Şekil 4.17.** Üçüncü deneme sonuçları (S1=0,18 / S2=19,9 / H1=0,6 / H2=15)

Yapılan üçüncü denemede ön ve ana bası yaylarının yaylılık katsayıları sırası ile 0,18 Nm/° ve 19,9 Nm/° alınmıştır. Ön sürtünme rondelası ve ana sürtünme rondelasının sürtünme yükleri de sırasıyla 0,6 Nm ve 15 Nm alınmıştır. Bu değerler debriyaj diskinin tasarımında verilen nominal değerlerdir. Gerçekleştirilen benzetim çalışmasında şanzıman açısai ivme değerleri tüm vitesler için 1500 ve 2500 devirler aralığında ve 3. vites için 3250 devir civarında motor açısai ivme değerinden yüksek bulunmuştur. Üçüncü denemede kullanılan değerler gerçek araç testinde kullanılan debriyaj diskinin parametrelerine çok yakın olduğu için sonuçlar benzerlik göstermektedir. Bu hali ile sonuçlar motorda oluşan açısai ivme değerleri sönümlenmediği için kabul edilebilir değildir.



**Şekil 4.18.** Dördüncü deneme sonuçları (S1=0,21 / S2=22,9 / H1=1 / H2=20)

Yapılan dördüncü denemede ön ve ana bası yaylarının yaylılık katsayıları sırası ile 0,21 Nm/° ve 22,9 Nm/° alınmıştır. Ön sürtünme rondelası ve ana sürtünme rondelasının sürtünme yükleri de sırasıyla 1 Nm ve 20 Nm alınmıştır. Bu değerler debriyaj diskinin tasarımında verilen maksimum değerlerdir. Gerçekleştirilen benzetim çalışmasında şanzıman açısai ivme değerleri tüm vitesler için yaklaşık 1750 devirden itibaren motor açısai ivme değerinden yüksek bulunmuştur. 4. vites şanzıman açısai ivme değeri yaklaşık 2750 devir civarında ve 3500 devir sonrasında motor açısai ivme değerinden düşük bulunmuştur. 3. ve 5. viteslerin sonuçları birbirine benzer bulunmuştur. Bu farklı sonuçların şanzıman içerisinde 1,3 ve 5 numaralı vites dişlilerinin aynı mil üzerinde, 2 ve 4 numaralı vites dişlilerinin aynı mil üzerinde olması neticesinde elde edildiği düşünülmektedir. Bu hali ile sonuçlar motorda oluşan açısai ivme değerleri sönümlenmediği için kabul edilebilir değildir.



**Şekil 4.19.** Beşinci deneme sonuçları (S1=0,24 / S2=25,9 / H1=1,4 / H2=25)

Yapılan beşinci denemede ön ve ana bası yaylarının yaylılık katsayıları sırası ile 0,24 Nm/° ve 25,9 Nm/° alınmıştır. Ön sürtünme rondelası ve ana sürtünme rondelasının sürtünme yükleri de sırasıyla 1,4 Nm ve 25 Nm alınmıştır. Bu değerler debriyaj diskinin tasarımında verilen maksimum değerlerin tolerans kadar fazlalarıdır. Gerçekleştirilen benzetim çalışmasında şanzıman açısai ivme değerleri 3. ve 4. vitesler için yaklaşık 1750 devirden itibaren 5. vites için ise yaklaşık 2250 devirden itibaren motorun tüm devirlerinde motor açısai ivme değerinden yüksek bulunmuştur. 3. ve 5. viteslerde şanzıman açısai ivme değerinin maksimuma ulaştığı devir ve genlikler bakımından benzerlik vardır. Yaklaşık 7000 rad/s<sup>2</sup>'ye ulaşan şanzıman açısai ivme genlik değerleri ile sonuçlar motorda oluşan açısai ivme değerleri sönümlenmediği için kabul edilebilir değildir.

## 5. SONUÇ

Tez çalışması araç testi ve benzetim yazılımı çalışmaları olmak üzere iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Araç testinde algılayıcılar ile motor ve şanzıman taraflarından açısız hızlar ölçülmüş ve açısız titreşimler hesaplatılmıştır. Benzetim çalışmaları kısmında ise öncelikle gerçek araç testi değerleri ile benzetim modeli kurulmuştur. Kurulan model gerçek test verileri ile denenmiş ve sonuçları test sonuçları ile mukayese edilmiştir. Sonrasında iyileştirme çalışmaları kapsamında daha verimli çalışacak ürün tasarımı için beş farklı değer grubu ile denemeler yapılmıştır. Yapılan bu denemelerin sonuçları diğer çalışmalar ile mukayese edilmiştir.

Araç testinden elde edilen ham veri grafiklerinde de görüldüğü gibi test aracı üçüncü ve dördüncü viteslerde beş bin devre kadar çıkabilse de beşinci viteste en fazla dört bin devre kadar çıkabilmiştir. Sağlıklı bir sönümleme işleminde şanzıman tarafında oluşan açısız ivme değerlerinin tüm devir aralığında motor tarafında oluşan açısız ivme değerlerinden düşük olması beklenir. Araç testinden elde edilen sonuçlar incelendiğinde debriyaj disk kompleksinin motorun tüm devir aralığında sönümleme görevini yerine getiremediği açıkça görülmüştür.

Benzetim çalışmalarında ise kullanılan değerler gerçek araç değerlerine uygun kullanılmış, devir aralıkları ve zamanlama şartları aynı alınmıştır. Ancak benzetim çalışmalarının sonuçları da gerçek araç test sonuçları gibi rezonansa yakalanan debriyaj disk kompleksinin sönümlemede başarısız kaldığını göstermiştir.

Araç testinde kullanılan debriyaj disk kompleksinin titreşimleri sönümlemede görev alan alt elemanlarından olan ön damper yayları, ön histerezis rondelası, ana damper yayları ve ana histerezis rondelasının yaylılık katsayısı ve sürtünme yükleri araç testinde kullanılan debriyaj disk kompleksinin teorik fonksiyonel grafiğinde yer alan nominal maksimum ve minimum değerlerine göre değiştirilerek benzetim yazılımında denemeler yapılmıştır.

Bu deneme çalışmalarının sonucunda gerçek araç testinde kullanılan debriyaj disk kompleksinin sönümleme kapasitesinden daha iyi sonuç veren bir durum elde edilmiştir. Ön bası yayları ve ana bası yayları yaylılık katsayısı değerleri sırası ile 0,15 Nm/° ve 16,9 Nm/° alınmıştır. Ön sürtünme rondelası ve ana sürtünme rondelası sürtünme yükü değerleri sırası ile 0,2 Nm ve 10 Nm alınmıştır.

Bu değerler kullanılarak yapılan benzetim çalışmasında şanzıman açısal ivme değerleri motor açısal ivme değerlerinden daha dūřuk elde edilmiştir. Sonuç grafiği verilen duruma yönelik imal edilecek bir debriyaj disk kompleksi ile gerçek araç testinde de şanzıman açısal ivme değerlerinin motor açısal ivme değerlerinden dūřuk elde edilebileceği n grlmektedir.



## KAYNAKLAR

- Abe, T., Felice, M.J. 2010.** Driving the next generation of Powertrain NVH refinement through virtual design. Proceedings of ISMA2010 including USD2010, 4275- 4292.
- Aktır, Y. ,Brunel, J. ,Dufrenoy, P. ,Mahe, H. 2014.** Modal Analysis of Automotive Clutch Using Finite Element Method. ASME 2014 12th Conference on Engineering Systems Design and Analysis, Denmark.
- Albers, A., Meid, M., Ott, S. 2010.** Avoiding clutch excited judder by using an active clamping force control : Proceedings of ISMA2010 including USD2010, 1151 - 1166.
- Anonim, 2009.** Car with four cylinder engine or three cylinder engine. <https://www.team-bhp.com/forum/technical-stuff/65785-car-four-cylinder-engine-three-cylinder-engine.html>- (Erişim tarihi: 18.09.2019)
- Anonim, 2015a.** Aracımda seyir halindeyken güç kaybı var. <https://otoekspertest.wordpress.com/2015/12/03/aracimda-seyir-halinde-vites-gecislerinde-guc-kaybi-var/>- (Erişim tarihi: 18.09.2019)
- Anonim, 2015b.** Debriyaj balatasının bittiğini nasıl anlarız. <http://www.mertoglu-balatacilik.com/debriyaj-balatasi-nasil-biter.html>- (Erişim tarihi: 18.09.2019)
- Anonim, 2016.** Crankshaft with pistons. <https://grabcad.com/library/crankshaft-with-pistons-and-flywheel-1>- (Erişim tarihi: 18.09.2019)
- Anonim, 2018.** Transmission automation. <https://www.valeo-italy.com/en/powertrain-systems/>- (Erişim tarihi: 18.09.2019)
- Anonim, 2019a.** Damper and clutch springs. <http://www.forcetechnology.co.uk/products/damper-clutch-springs/>- (Erişim tarihi: 18.09.2019)
- Anonim, 2019b.** Noise,vibration and harshness. [http://web.iitd.ac.in/~achawla/public\\_html/736/14-NVH-V2.pdf](http://web.iitd.ac.in/~achawla/public_html/736/14-NVH-V2.pdf)- (Erişim tarihi: 18.09.2019)
- Anonim, 2019c.** Valeo conversion kit. [https://www.autoteileservice24.de/en/kupplungssatz/VALEO-Clutch-Kit-KIT4P-CONVERSION-KIT-BMW\\_VAL-835167-](https://www.autoteileservice24.de/en/kupplungssatz/VALEO-Clutch-Kit-KIT4P-CONVERSION-KIT-BMW_VAL-835167-) (Erişim tarihi : 18.09.2019)
- Anonim, 2019d.** Harmonic oscillator. [https://en.wikipedia.org/wiki/Harmonic\\_oscillator](https://en.wikipedia.org/wiki/Harmonic_oscillator) (Erişim tarihi : 09.01.2019)
- Atkins, R.D. 2009.** An introduction to engine testing and development. SAE International, Warrendale, PA, USA, 308.
- Brandt, A., Lagö, T., Ahlin, K., Tuma, J. 2005.** Main principles and Limitations of Current Order Tracking Methods. *Sound and Vibrations*, 19-22.
- Deighan, T., Whitehead, T., 2014.** Driveline vibration analysis for successful clutch spring pack design for a 4 cylinder motorcycle engine. Ricardo UK Ltd, UK.
- Demir, A. 2013.** Kavrama Debriyaj. Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Ders Notları, İstanbul, 127s.
- Edson, L.D., Agenor, T.F. 2013.** Automotive clutch damper analysis using dynamic friction models. 3rd Virtual powertrain conferences, 2013, Brasil.
- Esfahani, R., Farshidianfar, A., Shahrjerdi, A., Mustapha, F. 2009.** Longitudinal vibrations analysis of vehicular clutch. *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, 3(4):3633-3641.
- Gaillard, C. L., Singh, R. 1999.** Dynamic analysis of automotive clutch dampers : *Applied acoustics*, 399 - 424.

- Genç, M.O. 2015.** Debriyaj damper yayı rijitliğinin araç konforuna etkisinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Hwang, S., Stout, J., Ling, C. 1998.** Modeling and Analysis of Powertrain Torsional Response. *SAE Technical Paper Series*.
- İşcan, U., 2016.** Aktarım organları. <https://slideplayer.biz.tr/slide/download/>-(Erişim tarihi: 25.05.2019).
- Kronmüller, S., Petri, T. 2015.** Introduction to clutch technology for cars and LCVs. LUK Clutch Course.
- Martyr, A.J., Plint, M.A., 2007.** Engine testing theory and practice. Elsevier Ltd, Oxford, USA, 459pp.
- Ordu, B. 2018.** Debriyaj sisteminin dinamik analizi. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Tsujiuchi,N., Koizumi,T., Hara,N., Yamakaji,Y., Yamashita,K. 2013.** The effects of clutch damper in idling driveline rattle: Topics in nonlinear dynamics, 259 : 267.
- Ürüt, C. 2016.** NVH testing at idle rpm on a conventional clutch disc. VIII. Otekon Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23 – 24 Mayıs 2016, Uludağ Üniversitesi, Bursa.
- Yıldırım, M. 2017.** Engine inertia and combustion loads parameters effect on vehicle interior noise. SAE International Technical Paper, 6.
- Yıldız, A. 2017.** Taşıtlarda kullanılan zincirli bir sürekli değişken güç aktarma sisteminin dinamik davranışı ile kontrolünün teorik ve deneysel incelenmesi. *Doktora Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Yılmaz, A. 2019.** İçten yanmalı motorlarda çift kütleli volan kullanımı ve taşıt güç aktarma sisteminin performansına etkileri. *Yüksek Lisans Tezi*, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Bursa.
- Yücel, E. 2003.** Mühendislik sistemlerinin modellenmesi ve dinamiği. Literatür yayıncılık, İstanbul, Türkiye, 439s.
- Yüksel, İ.2012.**Otomatik Kontrol. Nobel yayınevi, Ankara, Türkiye, 403s.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Cihan ÜRÜT  
Doğum Yeri ve Tarihi : Bursa / 04.08.1986  
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yılı)  
Lise : Bursa Anadolu Lisesi / 2004  
Lisans : Uludağ Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fak.  
: Makine Mühendisliği / 2012

Çalıştığı Kurumlar ve Yılı : DTA Mühendislik (2011 – 2013)  
: Valeo Otomotiv (2014–2019)  
: Oyak-Renault (2019 – Devam Ediyor )

İletişim  
E-posta : cihan.urut@hotmail.com  
Telefon : 0 551 652 32 92

Yayınları :

**Ürüt, C. 2016.** NVH testing at idle rpm on a conventional clutch disc. VIII. Otekon Otomotiv Teknolojileri Kongresi, 23 – 24 Mayıs 2016, Uludağ Üniversitesi, Bursa.