



T.C

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DEBRİYAJ DAMPER YAYI RİJİTLİĞİNİN ARAÇ KONFORUNA ETKİSİNİN
İNCELENMESİ**

Mehmet Onur GENÇ

Prof. Dr. Necmettin KAYA

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2015

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

Mehmet Onur GENÇ tarafından hazırlanan “DEBRİYAJ DAMPER YAYI RİJİTLİĞİNİN ARAÇ KONFORUNA 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.

İMZA

Danışman: Prof. Dr. Necmettin KAYA

Başkan : Prof. Dr. Necmettin KAYA

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Doç. Dr. Fatih KARPAT

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

Üye : Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Otomotiv Mühendisliği Bölümü

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

..../..../2015

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

Mehmet Onur GENÇ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DEBRİYAJ DAMPER YAYI RİJİTLİĞİNİN ARAÇ KONFORUNA ETKİSİNİN İNCELENMESİ

Mehmet Onur GENÇ

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Necmettin KAYA

Araçlarda artan konfor ve yakıt verimliliği ihtiyacı daha etkili güç aktarım sistemi tasarımlarını gerekli kılmıştır. Bu iki özellik mekanik parçalarının çalışma performansları birbirine bağlı olan güç aktarım sisteminde en optimum değerlerin sağlanmasına bağlıdır. Debriyaj güç aktarım sisteminde tork iletiminin kontrolünü sağlayarak önemli bir role sahiptir, aracın mekanik parçalarında dayanım süresini arttırmak ve kullanıcıların sürüş konforu isteklerini karşılamak için bu iletimin en uygun şekilde olması istenmektedir.

Bu yüksek lisans tez çalışmasının amacı debriyajda kullanılan damper yayı rijitliğinin araç konforuna olan etkisini incelemek, matematik modelleme yaparak sonuçları gerçek araç test sonuçlarıyla karşılaştırarak çözümler sunmaktır. Sistemin matematik modellenmesinde LMS AMESim programının güç aktarım sistemi kütüphanesi kullanılarak aracın gerçek kullanım şartları oluşturulmaya çalışılmış, güç aktarım sisteminin titreşimlere tepkisi frekans düzeyinde incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Debriyaj damper yayı rijitliği, taşıt titreşimi, güç aktarım sistemi, modal analiz, titreşim simülasyonu

2015,x+65 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

INVESTIGATION OF CLUTCH DAMPER SPRING STIFFNESS EFFECT ON VEHICLE COMFORT

Mehmet Onur GENÇ

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof. Dr. Necmettin KAYA

Increasing demands on comfort and fuel efficiency in vehicles lead to more effective powertrain system designs. These two parameters require to obtain optimum values in powertrain systems where the performance of all the components are strongly linked to each other. Clutches, which help increasing the life time of the various components in a vehicle and helps to meet the requirements of driving comfort, have an important role in powertrain systems by controlling the torque transmission.

The aim of this master thesis is to investigate the effect of damper spring stiffness on vehicle comfort and provide solutions by applying mathematical model and making comparisons between measurements on real vehicle test results and simulation results. The real driving conditions of the vehicle is simulated in LMS AMESim software with the help of powertrain system library and response of the powertrain system to the vibrations is investigated in the study.

Keywords:Clutch damper spring stiffness, vehicle vibration, powertrain system, modal analysis, vibration simulation

2015, x+65 pages

TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca desteklerini esirgememiŐ olan aileme, tez çalıŐmamda ve yüksek lisans eğitimim boyunca bana yol göstermiŐ olan değerli hocam Prof. Dr. Necmettin Kaya'ya, bilgileri ve tecrübeleriyle tez çalıŐmamda bana destek olan Valeo Otomotiv San. A.Ő firması ve çalıŐanlarına teŐekkürlerimi sunarım.

Mehmet Onur GENÇ

/ /

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	i
ABSTRACT	ii
TEŞEKKÜR	iii
İÇİNDEKİLER	iv
SİMGELER DİZİNİ	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
1. GİRİŞ	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	6
2.1. Doğal Frekans ve Modal Analiz Üzerine Çalışmalar.....	6
2.2. Harmonik Analiz ve Zorlama Frekansı Üzerine Çalışmalar.....	8
2.3. Debriyaj Sönümleme Sistemi Üzerine Çalışmalar.....	10
2.4. Tasarım ve Sönümleme İlişkisi Üzerine Çalışmalar.....	12
3. MATERYAL VE YÖNTEM	16
3.1. Güç Aktarım Sisteminin Modellenmesi.....	16
3.2. Debriyajda Tork İletimi.....	17
3.3. Titreşim.....	18
3.3.1.Modal analiz.....	19
3.3.2.Doğal frekans ve rezonans.....	21
3.3.3 Sönümleme.....	22
3.3.4 Motor zorlama frekansı.....	24
3.4. Yaylar ve Yay Rijitliği.....	29
3.5. Debriyaj Damper Yaylarının Modellenmesi.....	34
4. SİSTEM MODELLENMESİ VE SONUÇLAR	37

4.1. Değerlerin Atanması	37
4.2. Simülasyon Şartlarının Oluşturulması	42
4.3. Güç Aktarım Sisteminin Titreşim Analizi	46
4.4 Yay Rijitliğinin Titeşimlere Etkisinin İncelenmesi	51
4.5. Rijitlik Analizlerinin Karşılaştırılması	58
5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI	62
KAYNAKLAR	63
ÖZGEÇMİŞ.....	65

SİMGELER DİZİNİ

SİMGELER	AÇIKLAMA
f	Frekans (Hz)
k	Rijitlik
c	Sönümlenme katsayısı
ζ	Kritik sönüm oranı
f_d	Sönümlü doğal frekans
f_n	Sönümsüz doğal frekans
N	Sürtünme yüzey sayısı
R_m	İletim yapılan ortalama çap
f_s	Sürtünme katsayısı
T	Tork
I	Atalet momenti
f_z	Motor zorlama frekansı
a	İvme

ŞEKİLLER DİZİNİ

	Sayfa
Şekil 1.1. Güç Aktarım Sistemi	1
Şekil 1.2. Araç Motoru	2
Şekil 1.3. Debriyaj Komitesi.....	2
Şekil 1.4. Debriyaj Diski (Anonim 2014).....	3
Şekil 1.5. Debriyaj Disk Bileşenleri	4
Şekil 1.6. Debriyaj Damper Yayını.....	4
Şekil 1.7. Yaylı Volan.....	5
Şekil 2.1. Debriyaj Modal Analizi (Aktır ve ark. 2014)	6
Şekil 2.2. Disk Damper Ölçüm Grafiği (Acar ve ark. 2014)	7
Şekil 2.3. Sönümleme Faktörü Grafiği (Smith 2001)	7
Şekil 2.4. Frekans Harmonik Analizi (Brandt ve ark. 2005)	8
Şekil 2.5. Rezonans Grafiği (Jianjun ve ark. 2009)	9
Şekil 2.6. Taşıt titreşim frekans aralıkları (Jianjun ve ark. 2009).....	9
Şekil 2.7. Histeresiz Grafiği (Duque ve Augusto 2012)	10
Şekil 2.8. Dişli Kutusu Gürültü Analizi (Jadhav 2014).....	10
Şekil 2.9. Dişli Kutusu Sonlu Elemanlar Analizi (Sofian ve ark. 2009)	12
Şekil 2.10. Dişli Kutusu Frekans Analizi (Miyasato ve ark. 2011)	13
Şekil 2.11. Taşıt Gürültü Optimizasyonu (Abe ve ark. 2010)	13
Şekil 2.12. Güç Aktarım Sistemi İletim Fonk. (Skup 2005).....	14
Şekil 2.13. Deb.Yay Geometrisi Çalışması (Szadkowski ve Morford 2001)	15
Şekil 3.1. AMESim Güç Aktarım Sistemi	16
Şekil 3.2. Kavrama Bölgesi Bileşenleri	17
Şekil 3.3. Dört Zamanlı Motor Çalışma Prensipleri (Anonim 2013).....	18
Şekil 3.4. FFT Yöntemi ile alınan titreşim sinyalleri (Anonim 2014).....	19
Şekil 3.5. AMESim Modal Analiz Grafiği	20

Şekil 3.6. Sönümleme Oranı Karşılaştırma Grafiği	21
Şekil 3.7. Sönümlü Titreşim	22
Şekil 3.8. Karşılaştırmalı Sönümleme Oranları	24
Şekil 3.9. Taşıt Motoru	24
Şekil 3.10. AMESim Frekans Haritası.....	25
Şekil 3.11. Harmonik Seçimi	27
Şekil 3.12. Titreşim–RPM Grafiği.....	28
Şekil 3.13. Debriyaj Diski Yayları.....	30
Şekil 3.14. Ana ve Ön Damper Yayları (Riedel ve ark. 2002)	31
Şekil 3.15. Ön Damper Yayı Ölçüm Grafiği (Anonim 2014)	32
Şekil 3.16. Ana Damper Yayı Ölçüm Grafiği (Anonim 2014).....	32
Şekil 3.17. Yaylı Volan ve Klasik Volan Rezonans Farkları (Anonim 2013).....	33
Şekil 3.18. Yaylı Volan ve Yaylı Disk Titreşim Karşılaştırması (Anonim 2013).....	33
Şekil 3.19. AMESim Debriyaj Modeli	34
Şekil 3.20. Sönümleyici yay klasörü	34
Şekil 3.21. Dönel kütle klasörü.....	35
Şekil 3.22. Araç Modeli (Riedel ve ark. 2002)	36
Şekil 4.1. Güç Aktarım Sistem Modeli.....	37
Şekil 4.2. Ağır Vasıta.....	37
Şekil 4.3. AMESim araç motoru modeli.....	38
Şekil 4.4. Debriyaj Montajı.....	38
Şekil 4.5. Debriyaj ve Volan kompleksi	39
Şekil 4.6. AMESim debriyaj modeli.....	39
Şekil 4.7. Debriyaj diski	39
Şekil 4.8. AMESim dişli kutusu modeli	40
Şekil 4.9. Dişli kutusu titreşim hassasiyetleri (Anonim 2013)	40
Şekil 4.10. Debriyaj .Muhafazası.....	41
Şekil 4.11. RPM düzenleme klasörü.....	42

Şekil 4.12. Motor torku düzenleme klasörü.....	42
Şekil 4.13. Simülasyon süresi ayarlama klasörü.....	43
Şekil 4.14. Simülasyon ara yüzü.....	43
Şekil 4.15. Mod koordinat değerleri	44
Şekil 4.16. Modal analiz klasörü.....	45
Şekil 4.17. Güç aktarım sistemi	46
Şekil 4.18. 26 Hz titreşimde sistem tepkileri	46
Şekil 4.19. 66 Hz titreşimde sistem tepkileri	47
Şekil 4.20. 109 Hz titreşimde sistem tepkileri	47
Şekil 4.21. 169 Hz titreşimde sistem tepkileri	48
Şekil 4.22. 205 Hz titreşimde sistem tepkileri	48
Şekil 4.23. Dişli kutusu FFT analizi	50
Şekil 4.24. Debriyaj diski	51
Şekil 4.25. Tork-RPM grafiği	52
Şekil 4.26. $k= 500 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği	53
Şekil 4.27. $k= 500 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği.....	53
Şekil 4.28. $k= 400 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği	54
Şekil 4.29. $k= 400 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği.....	54
Şekil 4.30. $k= 300 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği	55
Şekil 4.31. $k= 300 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği.....	55
Şekil 4.32. $k= 200 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği	56
Şekil 4.33. $k= 200 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği.....	56
Şekil 4.34. $k= 100 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği	57
Şekil 4.35. $k= 100 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği.....	57
Şekil 4.36. Rijitlik etkilerinin karşılaştırması	58
Şekil 4.37. Karşılaştırmalı titreşim değerleri	59
Şekil 4.38. Araç testi ölçümü (Anonim 2014)	60
Şekil 4.39. Matlab rijitlik etkisi modeli (Anonim 2013)	61

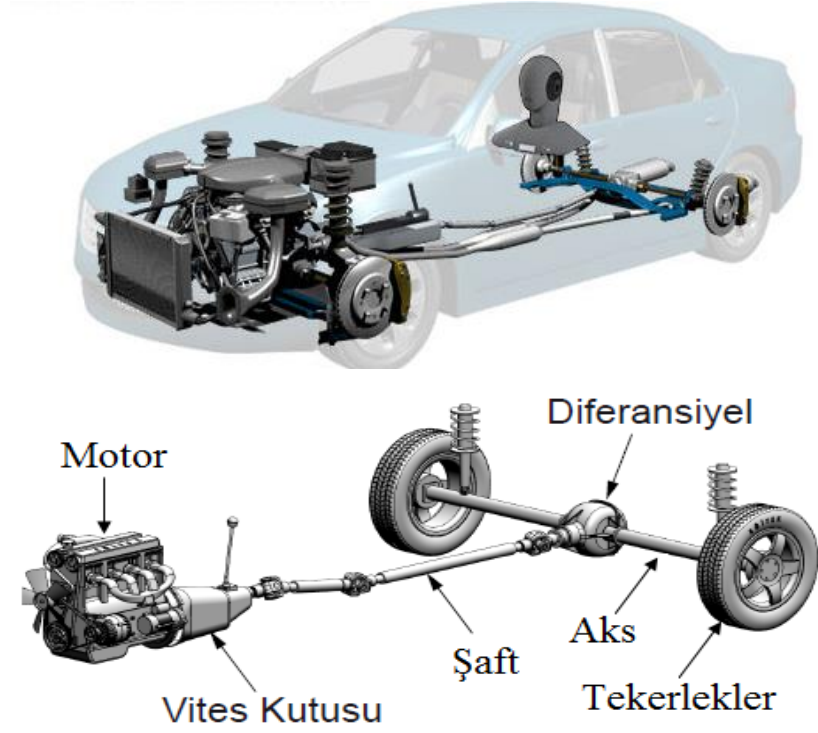
ÇİZELGELER DİZİNİ

Sayfa

Çizelge 4.1. Güç aktarım sistemi atanan değerler.....	41
--	----

1. GİRİŞ

Son yıllarda büyük gelişme gösteren otomotiv sektörü kullanıcılara sunduğu konfor ve yakıt ekonomisi konularında büyük rekabet içinde olup, bu konularda sürekli iyileştirme yöntemini izleyerek büyük araştırma ve geliştirme yatırımları yapmaktadır. Bu yüksek lisans tez çalışmasında güç aktarım sisteminin önemli bir parçası olan debriyajın titreşim sönümlenme ve tork iletimi konularında üstlendiği görev incelenmiş, debriyaj diskinde kullanılan damper yaylarının titreşim sönümlenme özelliği bir boyutlu matematik modelleme yapılarak gözlemlenmiş ve gerçek sonuçlarla karşılaştırılmıştır.

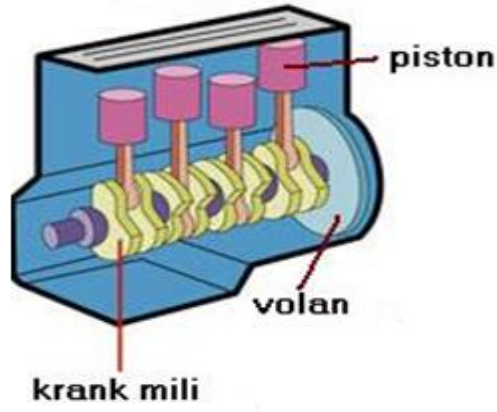


Şekil 1.1. Güç aktarım sistemi

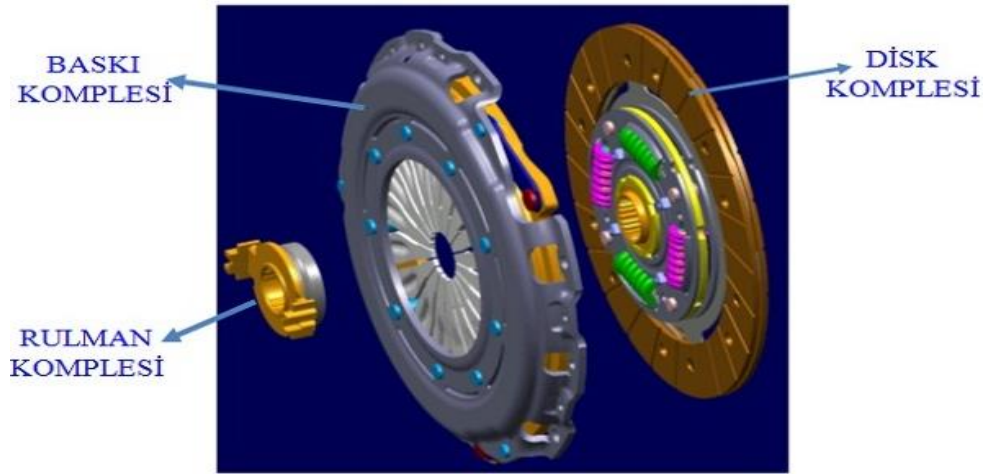
Debriyaj güç aktarım sisteminde motor ve dişli kutusu arasında bağlantı sağlayarak küçük kuvvetler ile büyük atalet kuvvetlerine izin veren önemli bir yapıdır (Şekil 1.3).

Bu yapının en uygun şekilde dizayn edilmesi araç konforunun artması ve araç mekaniğinin uzun ömürlü olması için gerekliliktir. Güç aktarım sisteminin akış kontrolü debriyaj ile yapılır, bu kontrol iki sürtünme yüzeyinin kontağı ile gerçekleşir.

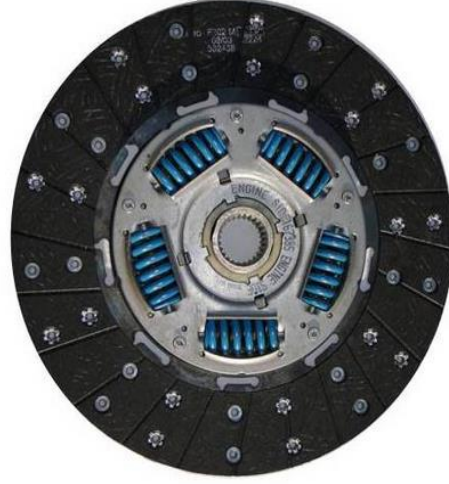
Sürtünme işlemi sürtünme katsayısı oldukça yüksek malzemelerden yapılmış balataların vites kutusu giriş mili üzerinde aksel hareket edebilen bir diskle itilerek bu disk ile volan arasında sıkıştırılmasıyla gerçekleşir, bu yüzden yapının diğer adı kavrama olarak geçmektedir. Motorda üretilen tork sürtünme ile debriyajdan diğer güç aktarma sistem elemanlarına geçerek aracın hareketi sağlanır.



Şekil 1.2. Araç motoru

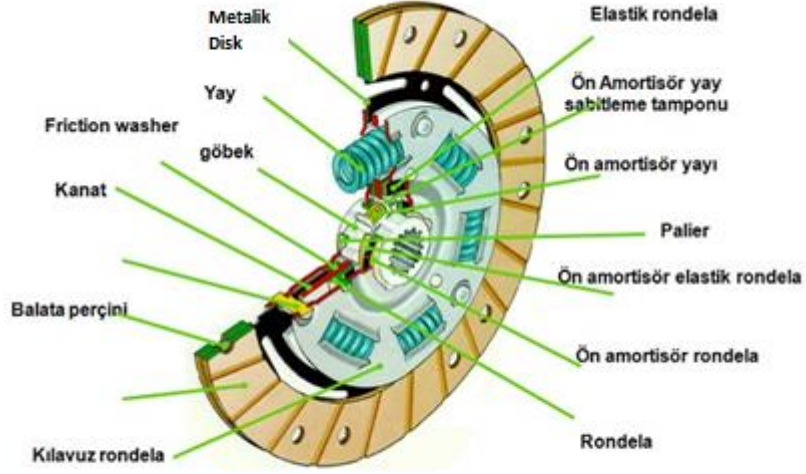


Şekil 1.3. Debriyaj kompleksi



Şekil 1.4. Debriyaj diski (Anonim 2014)

Debriyaj diski volan ile debriyaj baskısı arasında sürtünme ile tork iletimini sağlayan, baskı diyafram yaylarına gelen kuvvet ile tork iletimini keserek vites değiştirme işleminin yapılmasına imkan veren, yüksek dayanımlı bir yapıdır. Bu yapının tork iletimi sırasında motor titreşimlerini sönümlemesi beklenir, bu nedenle disk kompleksinde başta damper yayı olmak üzere değişik sönümleme elemanları mevcuttur. Sönümleme elemanları titreşim sönümleyerek araç konforunu arttırmalarının yanında mekanik sistemlerin titreşim yorulması sebebiyle zarar görmelerini engeller. Şanzıman dişli kutusunun belirli bir titreşim aralığında düzgün olarak çalışmasından dolayı debriyaj üreticileri tasarım süreci ve araç testi simülasyonu ile istenen aralıkta olup olmadığını kontrol eder, gerçek araç testleri yaparak sonuçları karşılaştırır. Araç testlerinde, gerçek yol koşullarında kullanılan araçta sensörler aracılığı ile araç titreşimleri ölçülür ve çıkan sonuçlar yorumlanır.



Şekil 1.5. Debriyaj disk bileşenleri

Debriyaj disklerinde titreşimleri sönmölemek için kullanılan önemli bir yapı elemanı damper yaylarıdır. Disk kompleksinin rijitliğini düşürerek vites değışimlerinde ani tork nedeniyle oluşan sarsıntıyı azaltmasının yanı sıra güç aktarım sistem komponentlerinin rezonans frekanslarında oluşan büyük genlikli titreşimlerinin sönmölenmesinde büyük rol oynar.



Şekil 1.6. Debriyaj damper yayı

Araç tork seviyelerine göre çeşitli rijitlik değerlerine sahip bası yayları kullanılır. Bu yayların disk tasarımında kullanılırken dikkat edilecek en önemli noktası yayın araç torkunu karşılama noktasıdır. Araç torkuna göre yay seçilirken yay malzemesi, rijitlik değeri ve geometrik özellikleri büyük önem taşır.

Eğer yay geometrisi araç torkuna uygun değilse rijitliği düşük bile olsa yay araç torkunu karşılayamayacak, bunun sonucunda yay kırılması başta olmak üzere debriyajda deformasyonlar meydana gelecektir.

Klasik yaylı debriyaj kullanımına kıyasla kullanıcıya daha konforlu bir kullanım sunan çift kütleli yaylı volan son yıllarda kendine artan bir kullanım alanı bulmuştur (Şekil 1.7). Maliyet olarak yüksek fiyata sahip olmasından dolayı her kullanıcı tarafından tercih edilmemektedir fakat klasik yaylı debriyaja kıyasla yüksek titreşim sönümlenmesi ve düşük frekans rezonansları oluşturarak konfor aralığı daha geniş bir alan sunmaktadır. Yaylı volan iç içe geçmiş iki ayrı kütle ve düşük rijitlik değerine sahip yay bileşenlerinden oluşmaktadır. İç kısımda bulunan yaylı kütle yüksek atalet momenti ve düşük rijitlik ile sistemin doğal frekansını düşürerek rezonans bölgesini araç rölanti rpm seviyesinin altına düşürür ve düşük rijitlik ile yüksek bir sönümlenme sağlayarak araç konforu ve mekanik sistemlerin ömrü açısından büyük bir iyileşme sağlar.



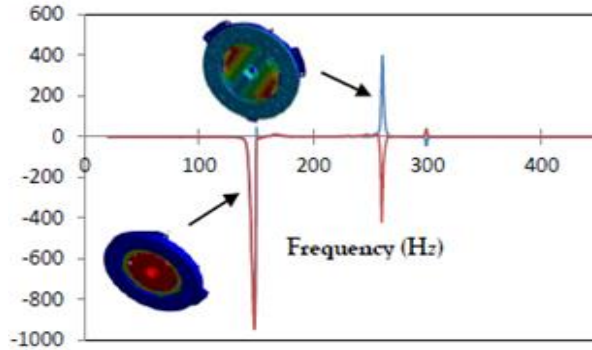
Şekil 1.7. Yaylı volan

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Motor titreşimlerini sönümleme üzerine yapılan kaynak araştırmalarında görülen ortak nokta komponentlerdeki rijitlik değerlerinin belli kısıtlar içinde düşürülmesi, atalet momentlerinin ise artırılmasıdır. Rijitlik ve atalet momentlerindeki iyileşme sonucu sistemlerin doğal frekansları değişecek, frekans konfor aralığının artmasıyla titreşim sönümlenmeleri ile birlikte kullanıcı tarafından hissedilen titreşimler de azalacaktır.

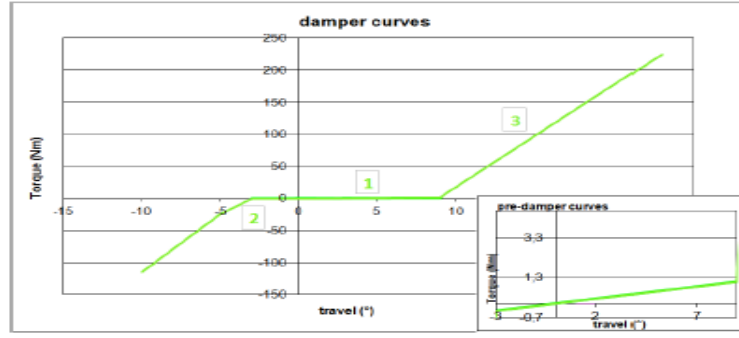
2.1. Doğal Frekans ve Modal Analiz Üzerine Çalışmalar

Aktır ve ark. (2014) çalışmalarında motordan şanzıman giriş miline tork iletilmesini sağlarken aynı zamanda dönel ve aksel titreşimlerin sönümlenmesi görevini yapan debriyajın çekiç vurma yöntemiyle modal analizini yapmışlar, çalışmada debriyajın aksel titreşimlerini debriyajı doğal frekans modlarına ayırarak yorumlamışlardır. Bu çalışmanın sonucunda debriyajın rezonans frekanslarını bularak, taşıt titreşimlerinde dikkat edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır.



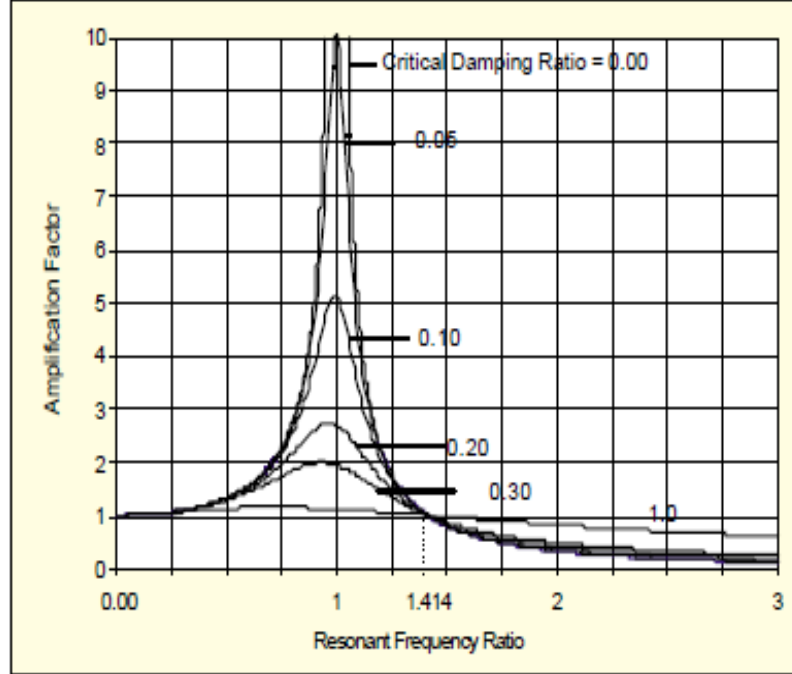
Şekil 2.1. Debriyaj modal analizi (Aktır ve ark. 2014)

Acar ve ark. (2014) çalışmalarında titreşim sönümlemesi için 4 silindirli bir motora kıyasla daha etkili tasarım ve konfor gereksinimleri bulunan, yakıt tasarrufu daha yüksek olan 3 silindirli bir motorun konfor iyileştirme çalışması yapmış, matlab programında frekans düzeyinde analiz yaparak debriyaj tasarımı iyileştirme önerilerini sunmuşlardır. Bu kapsamda 3 kademeli debriyaj yay tasarımını incelemişlerdir.



Şekil 2.2. Disk damper ölçüm grafiği (Acar ve ark. 2014)

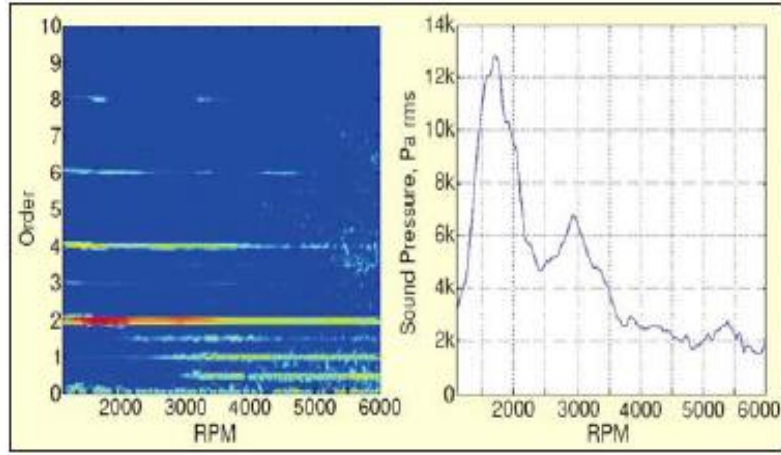
Smith (2001) çalışmasında araç komponentlerinin doğal frekansı ve aracın zorlama frekanslarını modlara ayırarak incelemiş ve şanzıman sisteminde yapılacak optimum ağırlık artışlarının sistemin atalet momentini artırarak doğal frekansın düşürülmesiyle kullanıcılara sunulacak konforun iyileştirilmesi çalışmasını yorumlamıştır. Kritik sönüme ulaşıldığında rezonans frekansında artık genlik artışı olmadığını göstermiştir.



Şekil 2.3. Sönümleme faktörü grafiği (Smith 2001)

2.2. Harmonik Analiz ve Zorlama Frekansı Üzerine Çalışmalar

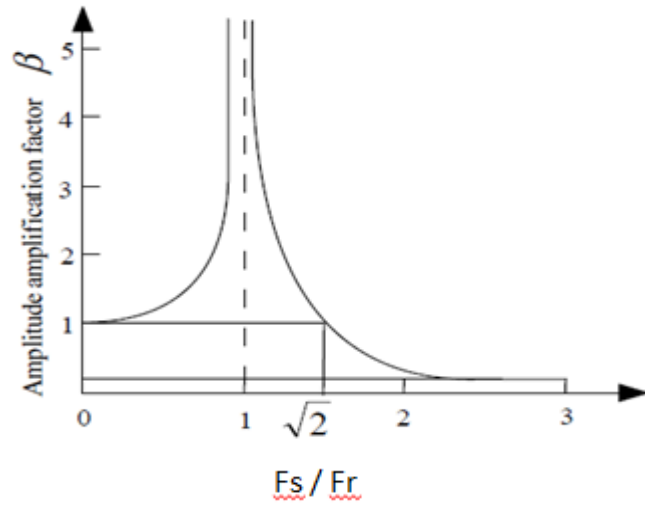
Brandt ve ark. (2005) çalışmalarında araçta ölçülen zamana bağlı titreşimlerin FFT yöntemi ile frekans düzeyinde incelenmesi ve harmonik analizi yaparak dinamik sistem çözümlerinin iyileştirilmesi çalışmalarını yorumlamışlardır. Araçta hangi sisteme titreşim ve gürültü analizi yapılacaksa o sistemin harmonik değerlerinin dikkate alınması gerektiğini belirtmişlerdir.



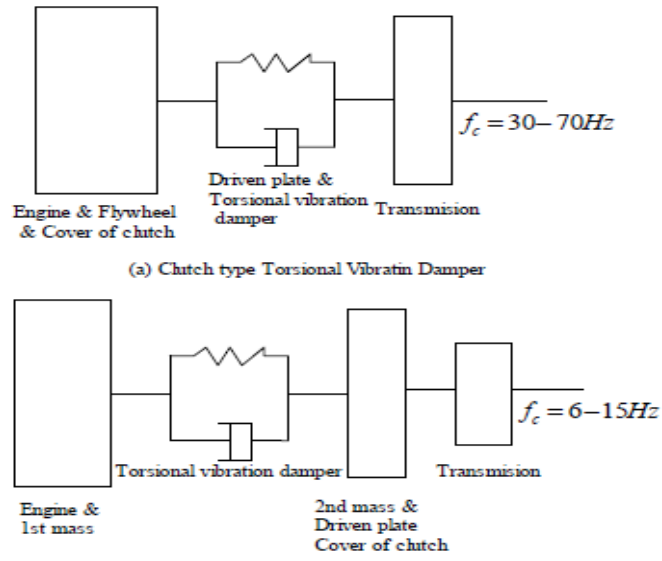
Şekil 2.4. Frekans harmonik analizi (Brandt ve ark. 2005)

Sorniotti (2008) çalışmasında debriyajın titreşim sönümleme görevinin analizini yaparken seçilecek frekans harmoniklerini yorumlamış ve güç aktarım sistemi dinamiklerini komponent düzeyinde incelemiştir.

Jianjun ve ark. (2009) çalışmalarında düşük yay rijitliği ve yüksek atalet momentine sahip yaylı volan teknolojisini incelemiş, sabit volan ile birlikte kullanılan yaylı disk debriyajlarının titreşim sönümleme etkilerini matematik model ile karşılaştırmış ve düşük rpm rezonansı ile yüksek sönümleme etkisine sahip yaylı volanın araç konforuna olan etkilerini yorumlamıştır. Motor zorlama frekansı ile doğal frekans arasındaki genlik ilişkisini yorumlamıştır.



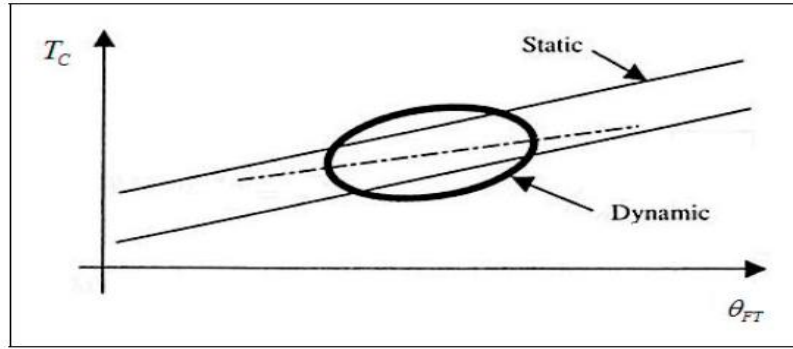
Şekil 2.5. Rezonans grafiği (Jianjun ve ark. 2009)



Şekil 2.6. Taşıt titreşim frekans aralıkları (Jianjun ve ark. 2009)

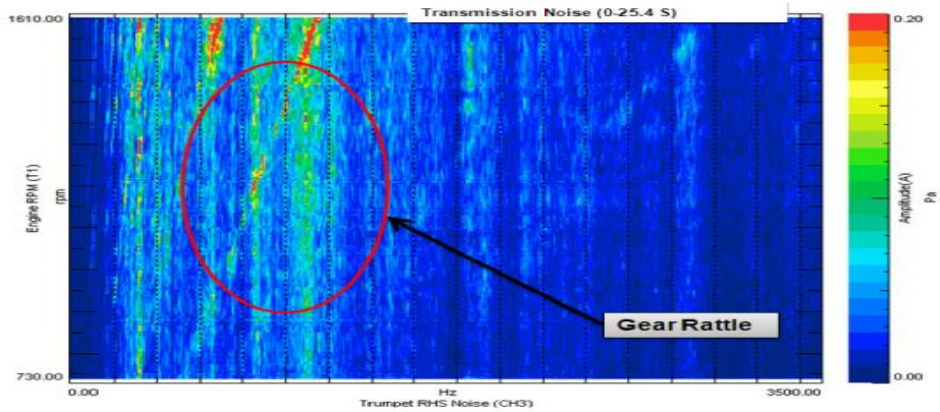
2.3. Debriyaj Sönümlenme Sistemi Üzerine Çalışmalar

Duque ve Augusto (2012) çalışmalarında debriyaj diskinde bulunan dinamik ve statik sönümlenme elemanlarının histeresiz olarak ifade edilen titreşim sönümlenme etkisini incelemiştir, Matlab/Simulink programı ile sistemi modelleyerek sonuçları yorumlamıştır. Tork iletim eğrisinde sabit ve dinamik sürtünme değerlerinin gösterimini ifade etmiştir.



Şekil 2.7. Histeresiz grafiği (Duque ve Augusto 2012)

Jadhav (2014) çalışmasında şanzıman dişlilerinin tasarımı ile debriyaj sönümlenme faktörlerinin optimizasyon çalışmasını harmonik analizi uygulayarak yapmış, dişli kutusu titreşimlerinin ve gürültülerinin meydana geldiği frekans aralıklarını yorumlamıştır.



Şekil 2.8. Dişli kutusu gürültü analizi (Jadhav 2014)

Hans Jurgen Drexl (1989) çalışmasında ağır vasıta debriyajlarını incelemiş, yüksek titreşimlerin mevcut olduğu bu araçlarda tasarım iyileştirmeleri yaparak araç konforunu artırma çalışması yapmıştır. Debriyaj disk rijitliğinin yüksek torklu bu araçlarda titreşim sönümlenmesi ve rpm konfor aralığını iyileştirme açısından faydalarını yorumlamıştır.

Heidingsfeld ve Petri (1989) çalışmasında şanzıman doğal frekansı ve araç zorlama frekans aralıklarını incelemiş, güç aktarım sistemindeki kütle ve sönümlenme elemanlarının araç konforuna olan etkilerini matematik model ile karşılaştırmış ve yaylı volanın sönümlenme ve rpm konfor aralığındaki iyileştirmelerde üstün özelliklerini yorumlamıştır.

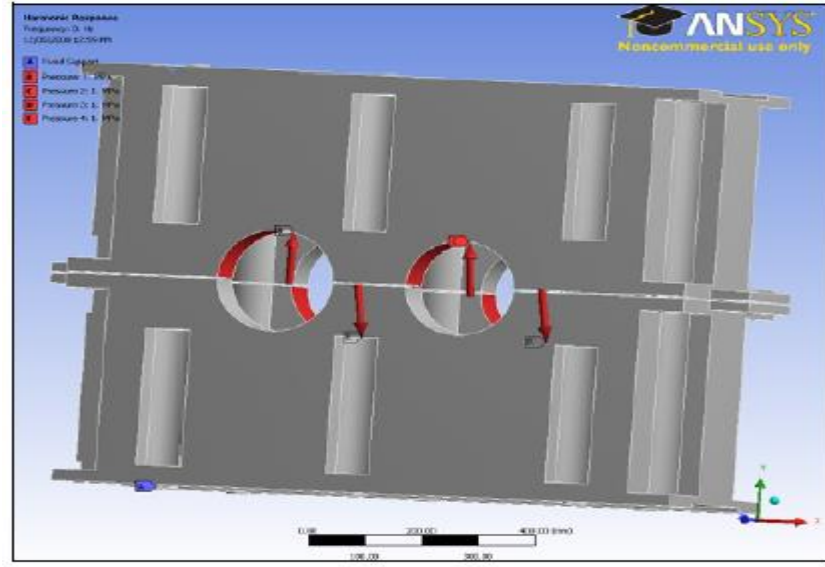
Keeney ve Shih (1992) çalışmalarında güç aktarım sistemindeki dönel titreşimlerin araçta meydana getirdiği gürültü etkisini azaltmak amacıyla harmonik incelemeler yapmış ve sönümlenme elemanlarının değerlerini sınıflandırarak titreşim ve gürültü etkilerini yorumlamışlardır.

Nakano ve Suzuki (1995) çalışmalarında debriyaj damper yaylarının malzeme özelliklerini incelemiş, güçlü sertliğe sahip yay malzemelerinin yay ömrüne olan katkısını ve damper yayının şanzıman gürültü ve titreşimlerinin iyileştirilmesinde bulunan etkilerini yorumlamışlardır.

Hwang ve ark. (1998) çalışmalarında arkadan itişli bir aracın dinamik modellemesini yaparak doğal frekanslar ve motor zorlama titreşimlerini frekans aralıklarında inceleyerek sistemin dinamik tepkilerini yorumlamışlardır.

2.4. Tasarım ve Sönümlenme İlişkisi Üzerine Çalışmalar

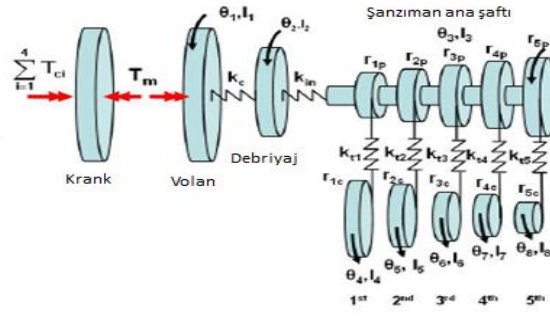
Sofian ve ark. (2009) çalışmalarında şanzımanın doğal frekansı ve motor zorlama frekansının şanzıman komponentlerine olan etkilerini sonlu elemanlar analizi ile incelemiş, titreşim ve tasarım optimizasyonunu yorumlamışlardır.



Şekil 2.9. Dişli kutusu sonlu elemanlar analizi (Sofian ve ark. 2009)

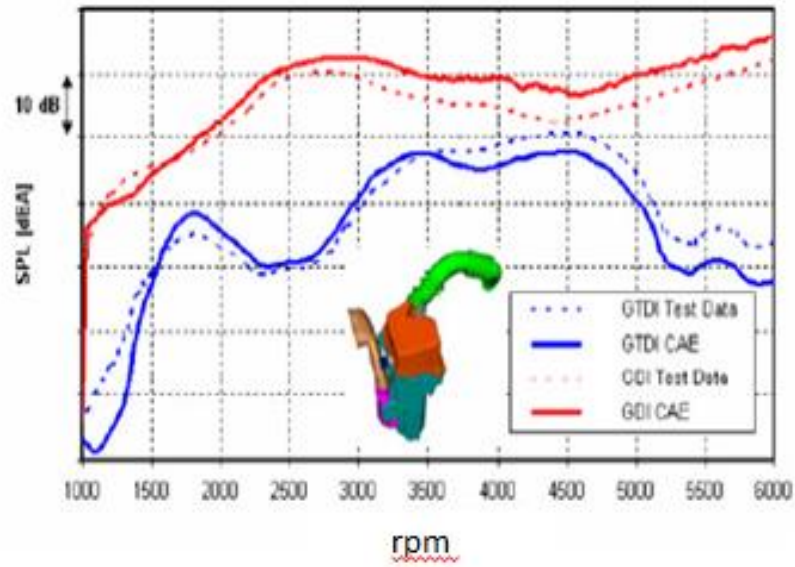
Deighan ve Whitehead (2014) çalışmalarında 4 Silindirli motor kullanılan bir motorsiklette debriyaj damper yayı kullanılması sonucu sistemdeki titreşim sönümlenmelerinin iyileşmesini ve rezonans frekansının yay katsayısı sayesinde düşerek daha konforlu bir kullanım aralığı oluşturmasını frekans analizleri ile yorumlamışlardır.

Miyasato ve ark. (2011) çalışmalarında otomobil güç aktarım sisteminde zorlama frekansları ile oluşan titreşim frekans aralıklarını incelemiş, şanzıman titreşimi ve gürültü frekans aralığında debriyaj yay katsayısının değişimi ile meydana gelen iyileştirmeleri yorumlamışlardır.



Şekil 2.10. Dişli kutusu frekans analizi (Miyasato ve ark. 2011)

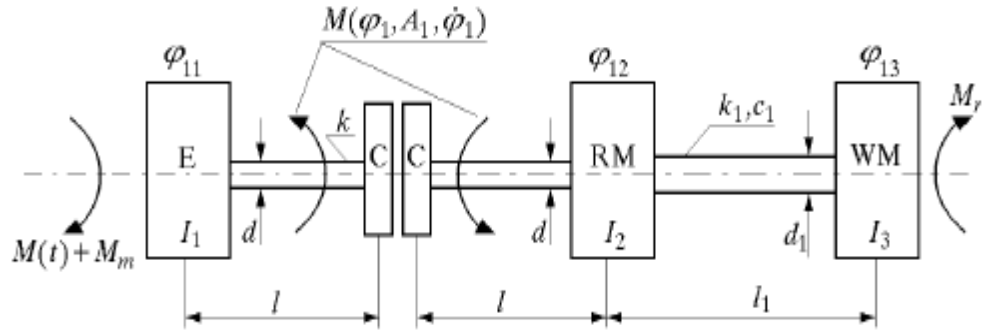
Abe ve ark. (2010) çalışmalarında ilerleyen teknoloji ile birlikte kullanıcılarda artan konfor ve yakıt verimliliği gereksinimlerini incelemiş, araç konforunun artırılmasında ihtiyaç duyulan titreşim ve gürültü optimizasyonunu yorumlamışlardır.



Şekil 2.11. Taşıt gürültü optimizasyonu (Abe ve ark. 2010)

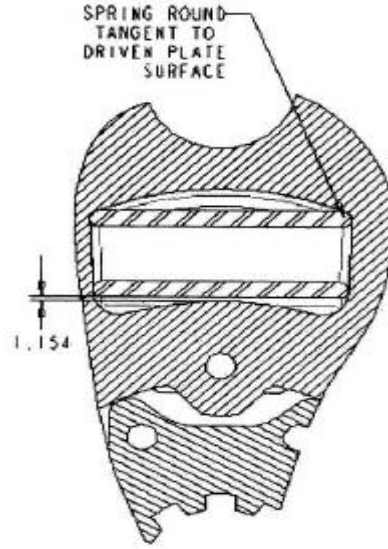
Mazzei ve ark. (2002) çalışmalarında ağır vasıta araçlara modal analiz yaparak frekans aralıklarını belirlemiş, analiz sonucu araçta iyileştirme gereken yerlerde rijitlik ve kütle değişimlerine gidilerek sonuca ulaşma çalışmasını yorumlamışlardır.

Skup (2005) çalışmasında debriyajın ve güç aktarım sisteminin komponent bazlı iletim fonksiyonlarını incelemiş, sönümlenme elemanlarının etkilerini fonksiyonel ve grafiksel olarak yorumlamıştır.



Şekil 2.12. Güç aktarım sistemi iletim fonksiyonları (Skup 2005)

Szadkowski ve Morford (2001) çalışmalarında debriyaj damper yayına uygun disk geometrisi tasarımını incelemiş ve yay montajında ön yükleme, tork karşılama açısı konularında yay geometrisi ve rijitlik optimizasyonunu yorumlamışlardır.



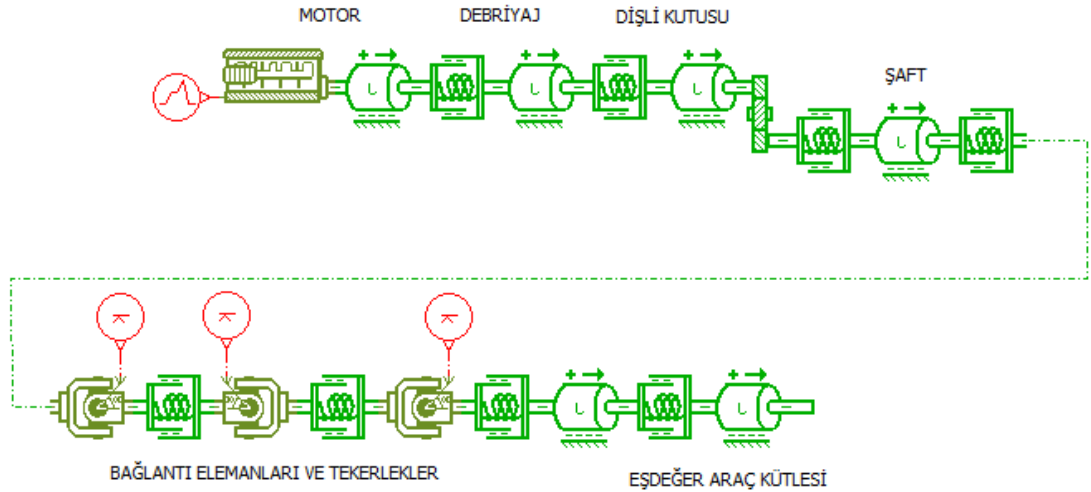
Şekil 2.13. Debriyaj disk yay geometri çalışması (Szadkowski ve Morford 2001)

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada debriyaj damper yay rijitliğinin araç konforuna olan etkilerini incelemek amacı ile güç aktarım sistemi modellenerek zamana bağlı ve frekans düzeyinde titreşim analizi yapılmış, yay rijitliğinin titreşim sönümlenme ve rezonans frekansına olan etkileri incelenmiştir.

3.1. Güç Aktarım Sisteminin Modellenmesi

Bu çalışmada LMS AMESim modelleme programı kullanılarak bir ağır vasıta aracının güç aktarım sistemi modellenmiştir. Sistem motor, debriyaj, dişli kutusu, ana şaft, bağlantı elemanları, tekerlek ve eşdeğer araç kütesinden oluşmaktadır. Motora tanımlanan devir ve tork miktarı ile simülasyon zamanı belirlenmiş, araç komponentlerinin doğal frekansları ve sönümlenme davranışları incelenerek daha konforlu bir kullanım için yapılacak iyileştirmeler yorumlanmıştır.



Şekil 3.1. AMESim güç aktarım sistemi

Bu modelde 6 silindirli bir motor ile tahrik edilen güç aktarım sisteminin dinamik davranışları incelenmiştir. Sistem elemanlarına rijitlik ve kütle tanımlanmış, sisteme gelen titreşim frekansları yorumlanmıştır. Öncelikle debriyajda tork iletimi ve titreşim kavramları incelenmiştir.

3.2. Debriyajda Tork İletimi

$$T = N * f_s * F * R_m \quad (3.1)$$

Denklemdaki terimlerin anlamları aşağıdaki gibidir.

T= İletilen Tork Miktarı (Nm)

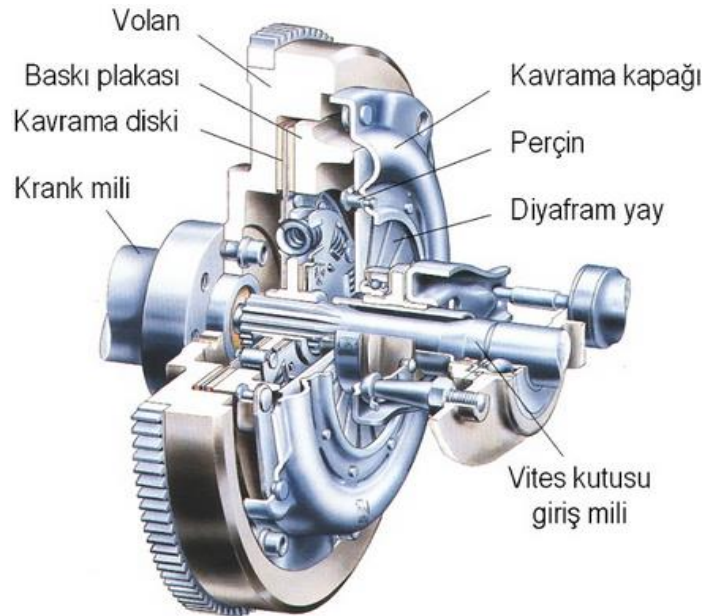
f_s = Sürtünme katsayısı

F= Tahrik kuvveti (N)

N= Sürtünme yüzey sayısı

R_m = İletim yapılan ortalama çap (mm)

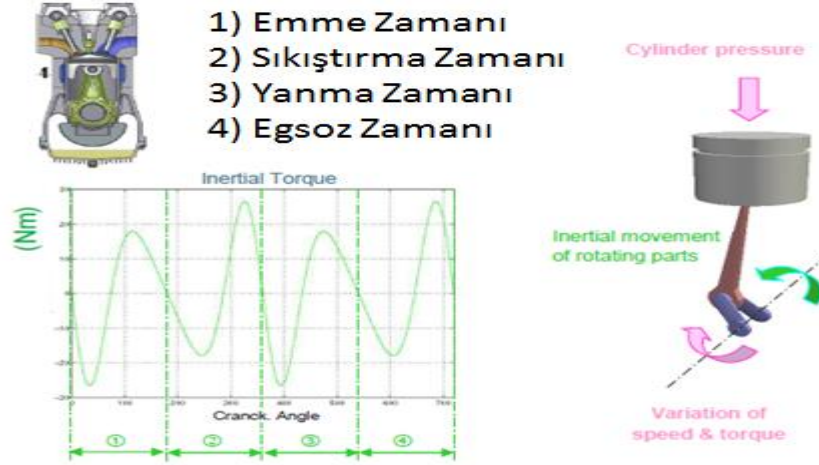
Debriyaj diski, volan ile baskı plakası arasında sürtünme kuvveti ile tork iletir. Baskı plakasında bulunan diyafram yayına uygulanan kuvvet ile baskı plakasının aksel hareket verilir ve bunun sonucunda vites değiştirme işlemi için motor ve güç aktarım sistemi birbirinden ayrılmış olur.



Şekil 3.2. Kavrama bölgesi bileşenleri

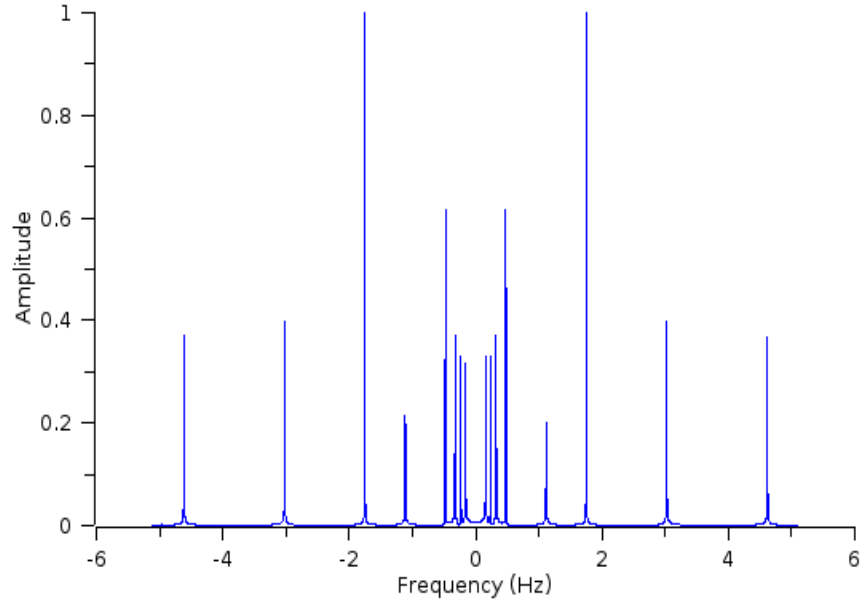
3.3. Titreşim

Titreşim bir denge noktası etrafındaki mekanik salınımdır. Araçta meydana gelen titreşimler yüksek olduğunda kullanıcılar ve araç mekanik sisteminde zararlar meydana getirir. Motorda krankın döndürülmesi için silindirlerde belli bir sıra ile meydana gelen patlamalar araçta düzenli sinüzoidal titreşimler meydana getirir.



Şekil 3.3. Dört zamanlı motor çalışma prensibi (Anonim 2013)

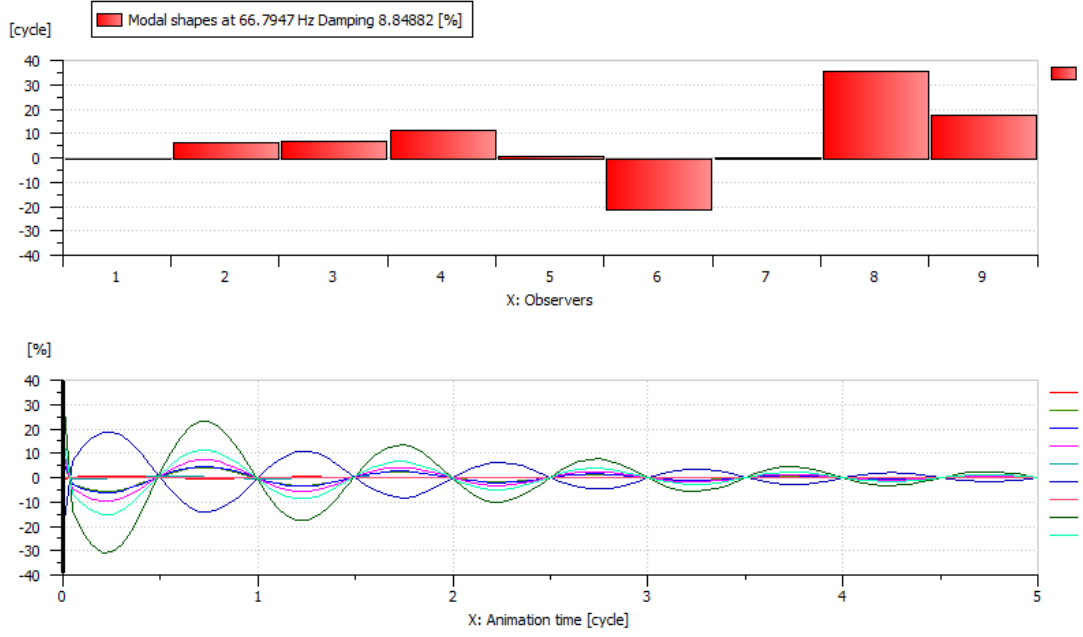
Sistem titreşimlerinin dinamik analizinin yapılması için zamana bağlı titreşimler frekans düzeyinde incelenir. Zamana bağlı titreşimler FFT yöntemi ile (Fast Fourier Transformation) zaman düzeyinden frekans düzeyine dönüştürülür. FFT yönteminde karışık sinyaller ayrıştırılarak, bu sinyaller içinde harmonik olanlar belirlenip harmonik bileşenlerine ayrılır.



Şekil 3.4. FFT yöntemi ile alınan titreşim sinyalleri (Anonim 2014)

3.3.1. Modal analiz

Bir sistemin doğal frekansı, sönüm değerleri ve yapısal fazına bağlı bir değer olan mod biçimini içeren dinamik karakterleri belirlemek için kullanılan bir yöntemdir. Güç aktarım sisteminde motor zorlama frekansı ile sistem parçalarının rezonans frekanslarının birbirine göre durumunu inceler. Aynı yönlü titreşim koordinatlarını frekans düzeyinde toplayarak ayrı ayrı tanımlanmış sistem parçalarının doğal frekanslarını bulur. Bu sayede sistemde titreşim seviyelerini ve istenen frekans seviyelerini kontrol ederek en konforlu sürüş ihtiyaçları bulunur.



Şekil 3.5. AMESim modal analiz grafiği

Yukarıdaki modal analiz grafiklerini yorumlayarak toplam 9 parçadan oluşan güç aktarım sisteminde hangi komponentin yüksek genlikli olduğunu bulur, bu komponentlerde hangi iyileştirmelerin yapılması gerektiği hakkında fikir sahibi olunur. Öncelikle komponentlerin doğal frekansı yani titreşime yatkın olduğu frekansları ve bunların harmonik katlarını bularak motordan gelen zorlama titreşimlerinde sistemin ne tip tepkiler verdiği görülür. Sistemin titreşim analizinde yapılacak iyileştirmelerden önce bilinmesi gereken aracın sahip olduğu kısıtlardır.

Titreşim değerlerini değiştirmek için sistem komponentlerindeki rijitlik ve kütle değerleriyle işlem yapmadan önce, dinamik kısıtları göz önünde bulundurmak gerekir. Örneğin kütledeki artışın araç geometrisiyle uyumunu, dinamik kuvvetlerle olan uyumunu ve yakıt ekonomisine olacak etkisini önceden mühendislik hesaplarıyla kontrol etmek gerekir.

3.3.2. Doğal frekans ve rezonans

Bir yapıya denge konumunda iken geçici bir hareket girdisi verilirse, yapı doğal frekans adı verilen, kendi kütle ve direngenliğine bağlı olan belirli bir frekansla titreşmeye başlar.

Dinamik bir kuvvet etkisinde zorlanmış titreşimler yapan bir yapının doğal frekansı ile zorlamanın frekansının eşit olması durumunda ise yapının titreşim genliği artma eğilimine girer. Bu genlik artışı sistemin düzgün çalışmasını engellediği gibi, onun hasara uğramasına da neden olur. Bu nedenle rezonans bölgelerinde titreşimleri azaltmak amacıyla enerjiyi sönmleyen elemanlar bulunur.

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (3.2)$$

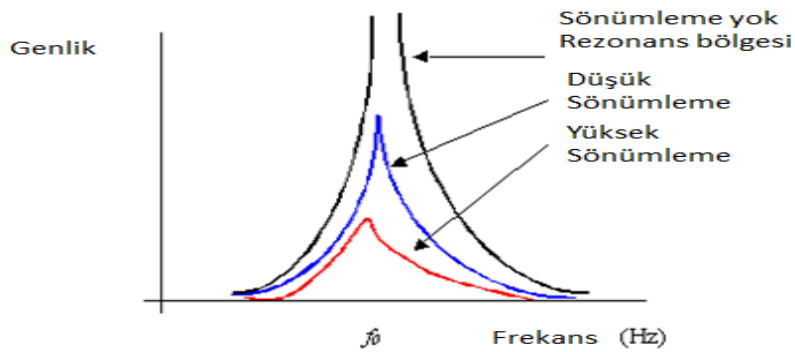
Denklemdaki terimlerin anlamları aşağıdaki gibidir.

f = Frekans (Hz)

k = Rijitlik (N/mm)

m= kütle (kg)

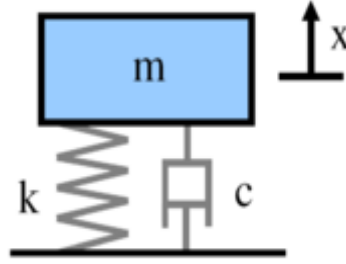
Bu hesaptan da göreceğimiz gibi eğer sistemin doğal frekansını değiştirmek istiyorsak, sistemin sahip olduğu rijitlik ve kütle değerlerini değiştirmeliyiz. Eğer sistemin zorlama frekansı ile sistemin doğal frekansı birbirine eşit olursa, titreşim genlikleri o frekansta artacak ve rezonans oluşmasına neden olacaktır.



Şekil 3.6. Sönümlenme oranı karşılaştırma grafiği

3.3.3. Sönümlenme

Sönümlenme titreşimin azaltılması, sınırlanması veya önlenmesidir. Mekanik titreşim enerjisi sönümlenme sayesinde başka bir form kazanarak genliğinde zamanla değişiklik meydana gelir. Buna örnek olarak kütle ,yay ve sönüm elemanı modelini gösterebiliriz.



Şekil 3.7. Sönümlü titreşim

Kütle üzerindeki kuvvetleri toplayarak aşağıdaki denklem elde edilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.3)$$

Sistemdeki sönümü tanımlamak için ‘ ζ ’ sönüm oranı ‘ ζ ’ denen bir oran kullanılır. Bu oran sistemdeki gerçek sönümün kritik sönüme oranıdır.

$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{km}} \quad (3.4)$$

Denklemdaki terimlerin anlamları aşağıdaki gibidir.

c = Sönümlenme katsayısı (N * s / m)

k = Rijitlik katsayısı (N / mm)

m = Kütle (Kg)

Sistem sönüm oranına göre aşırı sönümlü ,kritik sönümlü ve sönüm altında olarak üçe ayrılır.

1) Aşırı Sönümlü : $\zeta = \% \text{ kritik sönüm oranı} > 1$

Bu durumda sistemde titreşim olmaz

2) Kritik sönüm : : $\zeta = \% \text{ kritik sönüm oranı} = 1$

Bu durumda sistem genliğinde bir artış meydana gelmez

3) Sönüm altında : $1 > \zeta = \% \text{ kritik sönüm oranı} > 0$

Bu durumda titreşim genlikleri zamanla azalan bir grafik gösterir.

Doğal frekans sönüme uğradıkça düşer. Kritik sönüm oranı ile sönümlü doğal frekans arasında aşağıdaki bağlantıyı kurabiliriz.

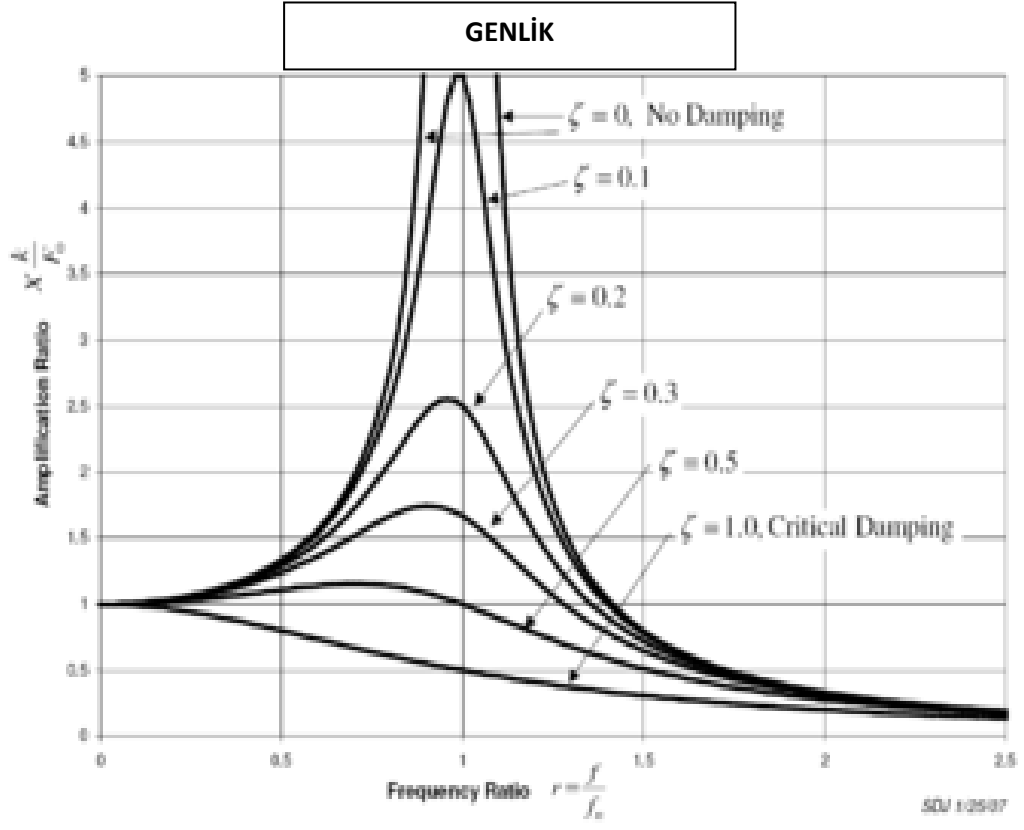
$$f_d = \sqrt{1 - \zeta^2} f_n \quad (3.5)$$

Denklemdaki terimlerin anlamları aşağıdaki gibidir.

f_d = Sönümlü doğal frekans

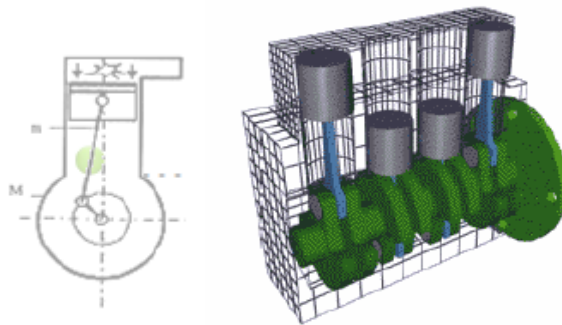
f_n = Sönümsüz doğal frekans

Sönümlü doğal frekansın dinamik sistemlerde uygulanması mekanik sistemlerin ömür ve maliyet gibi konularında fayda sağlamaktadır. Sistemin zorlanması sonucu oluşan titreşim genlikleri düşer ve sistemin rezonans frekansı da düşürülerek daha güvenli çalışma aralıklarının oluşturulması sağlanmış olur.



Şekil 3.8. Karşılaştırmalı sönümleme oranları

3.3.4. Motor zorlama frekansı



Şekil 3.9. Taşıt Motoru

Motor zorlama frekansı krankın bir tur dönüşünde silindirlerde meydana gelen patlama sayısının frekans türünden ifade edilmiş şeklidir. 4 zamanlı bir motorda bir çevrim 4 aşamada tamamlanır. Bu aşamalar şu şekildedir ;

- 1) Emme Zamanı : Hava ve yakıt içeri emilir.
- 2) Sıkıştırma Zamanı : Yakıt ve hava sıkıştırılır ve tutuşturulur.
- 3) Yanma Zamanı : Yakıt yanar ve piston aşağı itilir.Bu sayede krank döndürülmüş olur.
- 4) Egsoz Zamanı : Yanmış gazlar dışarı atılır.

Benzinli ve dizel motorlarda fark olarak ;

Benzinli motorlarda sıkışmış karışım bir kıvılcım ile tutuşturulur.

Dizel motorlarda ise yüksek basınç ve sıcaklık altında kendiliğinden tutuşur ve yanma gerçekleşir.

Motorun bir turda yaptığı patlama sayısı silindir sayısına bağlıdır. 4 Silindirli bir motorda bir turda 2 silindirde patlama olurken, 6 silindirli bir motorda bir turda 3 silindirde patlama gerçekleşir.

Motor zorlama frekansı aşağıdaki denklemler ile bulunur.

$$F = rpm/60 \quad (3.6)$$

Denklemdaki terimlerin anlamları aşağıdadır.

$$F(Hz) = \text{Krankın saniyedeki dönüş miktarı}$$

RPM = Bir dakikada motorun sahip olduğu devirdir (Revolution per Minute). Bu sebeple motor devrini 60 ile bölerek saniyedeki dönüş sayısına ulaşılır.

Yukarıdaki formül ile krankın frekansını yani saniyede kaç tur döndüğünü bulunabilir. Fakat titreşim analizi yapmak için araca asıl titreşimi veren silindirlerdeki patlama frekansı bulunmalıdır.

$$F_z = F * N_p \quad (3.7)$$

F = Krankın saniyedeki dönüş miktarı

F_z = Bir saniyede meydana gelen silindirlerdeki patlama sayısı

N_p = Bir turda meydana gelen patlama sayısı.

Buna bir örnek verecek olursak ;

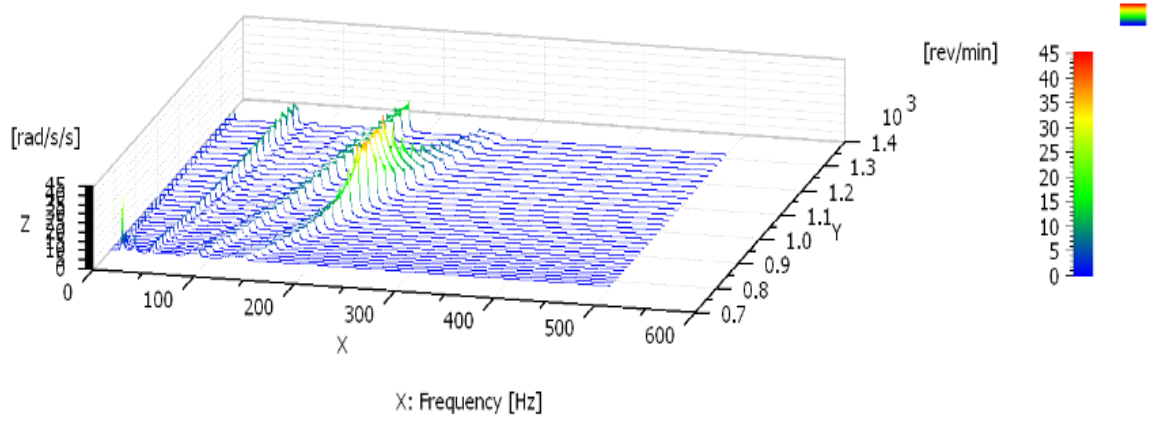
4 zamanlı ve 4 silindirli bir motorun zorlama frekansı ;

Motor Hızı = 900 rpm

$F=900 / 60 = 15$ Hz (Krankın saniyedeki dönüş sayısı)

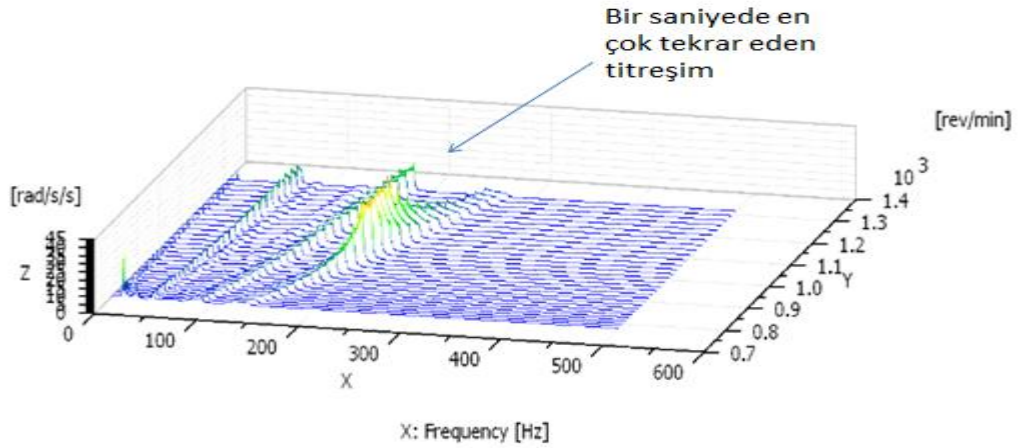
$F_z = 15 * 2 = 30$ Hz (Bir saniyede motorda gerçekleşen patlama sayısı)

Bu yöntem ile sistemi zorlayan titreşimin frekansı bulunmuş oldu. Bu sayede sistem titreşimleri ve gürültülerini incelerken FFT yöntemini de kullanarak motor kaynaklı titreşimleri ve motor kaynaklı olmayan titreşimleri ayırt edilebilir. Spektrum haritası denen, motor hızı ,frekans ve titreşimin sinyal noktalarını FFT yöntemi ile bulan bu haritada 'Order Track' ismi verilen, bir saniyede tekrar eden titreşim sayılarını veren bir seçenek vardır ve sistem titreşim ve gürültü analizlerinde kullanılır.



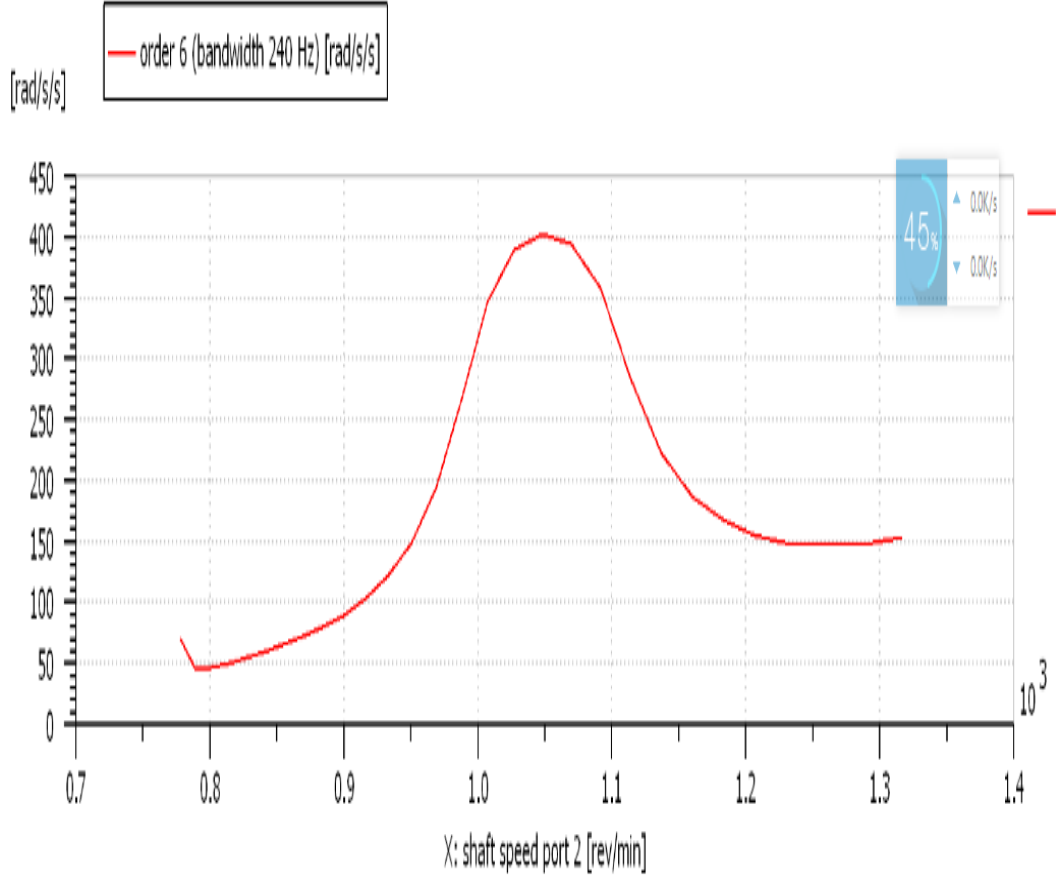
Şekil 3.10. AMESim frekans haritası

Frekans haritasında aracın hızı ile titreşimlerin genliği hakkında fikir sahibi olunur ve bir turda tekrar eden titreşim sayıları bulunabilir. Bu sayede sistem parçalarının dinamik davranışları yorumlanabilir.



Şekil 3.11. Harmonik seçimi

Bu yöntemi kullanarak sistemde oluşan arızalar ve gürültüler hakkında çözüm fikirleri oluşturulabilir. Örneğin frekans haritasında olması gerekenden büyük bir titreşim ile karşılaşırsa, o parçaya direkt müdahale ederek istenen titreşim seviyesinde olması sağlanabilir.



Şekil 3.12. Titreşim – RPM Grafiği

Harmonik analiz ile bulduğumuz değerleri program zaman tabanından frekans tabanına çevirerek araç içinde hissedilen değerleri elde ederiz. Bu değerleri program RMS hesabını kullanarak vermektedir. RMS (Root Mean Square) değeri değişen miktarların büyüklüğünün ölçümünde kullanılan istatistik bir ölçüttür. Değişimin artı ve eksi yönde olduğu sinyallerin hesaplanmasında kolaylık sağlamaktadır.

3.4. YAYLAR VE YAY RİJİTLİĞİ

Yaylar gerildiği zaman enerji depo eden, bırakıldığı zaman ise enerjiyi aynı miktarda geri veren makine elemanlarıdır. Debriyaj diskinde kullanılan yaylar basma yaylarıdır. Basma yayları metal veya metal alaşımından yapılan, üzerine yüklenen yükün etkisi yönünde esneyerek bu etkiyi karşılayan ve üzerindeki yük kalktığında depoladığı enerjinin etkisi ile ilk durumunu alan elemanlardır.

Rijitlik elastik cisimlerin ve yapıların ötelenme ve yer değiştirme tesirlerine karşı koyma derecesidir. Debriyaj diskine kullanılan yaylar motor titreşimlerini sönmölemek amacıyla, araç torkuna ve disk geometrisine uygun olacak şekilde tasarlanır. Yay sayısı debriyaj tipine, kullanılacak aracın torkuna göre değişir. Kullanılan yaylar basma tipi yaylardır ve debriyaj diskinde kullanılan yaylar sistemde seri bağlı yay karakterinde çalışır. Sistemin toplam rijitlik değeri, araç torkunu karşılayan toplam yay sayısına bağlıdır. Rijitlik birimi diskler için Nm / ° 'dir. Yani araçtan gelen anlık torka bağlı olarak debriyaj damper yayının derece cinsinden sıkışma miktarıdır.

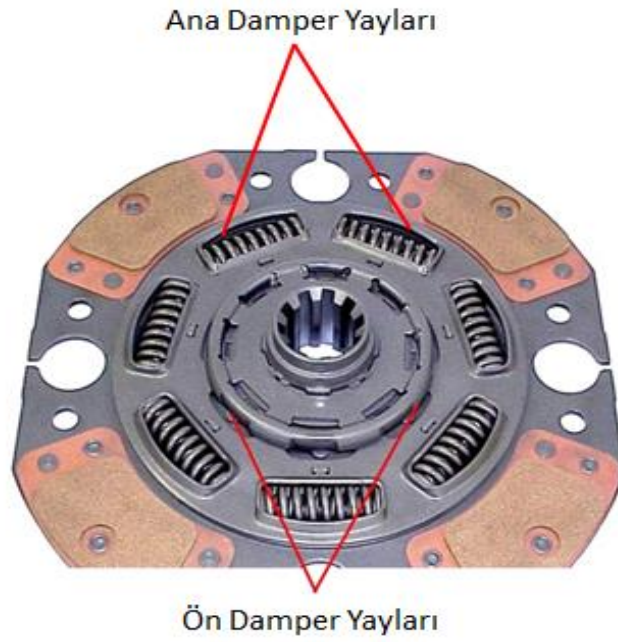
Örnek;

9. Viteste anlık tork miktarı 1200 Nm olan bir araçta 6 damper yayından oluşan debriyaj sisteminin rijitlik değeri 200 Nm / ° ölçölmüştür. Yani sistem 200 Nm torku karşılamak için bir derece sıkışmaktadır. Bu demektir ki 1200 Nm torku karşılamak için tüm sistem yayları 6 ° sıkışacaktır.

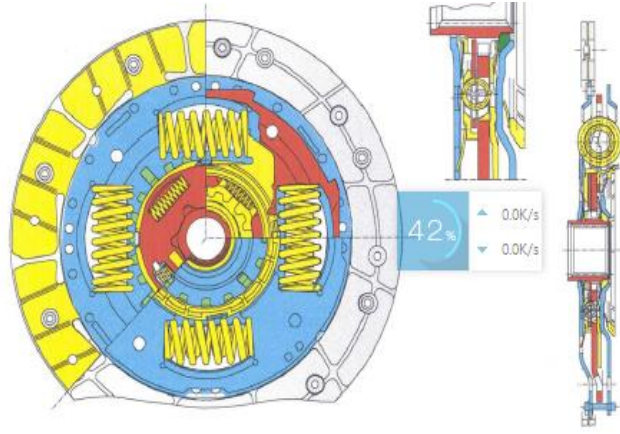
Ana damper yayları ve ön damper yayları olarak ikiye ayrılır;

Ön damper yayları : Motor rölanti durumunda iken titreşimleri sönmölemek ve dişli kutusunda bu frekanslarda oluşması muhtemel dişlilerin birbirine çarpma seslerini önlemek amacıyla kullanılır.

Ana Damper Yayları : Değişken motor devirlerinde ve değişken torklarda meydana gelen titreşimleri sönmölemek amacıyla kullanılır.



Şekil 3.13. Debriyaj diski yayları

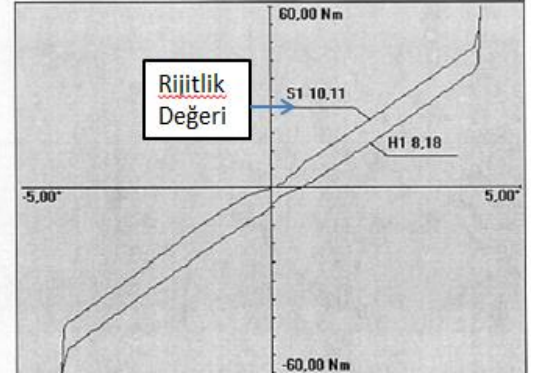


Şekil 3.14. Ana ve ön damper yayları (Riedel ve ark. 2002)

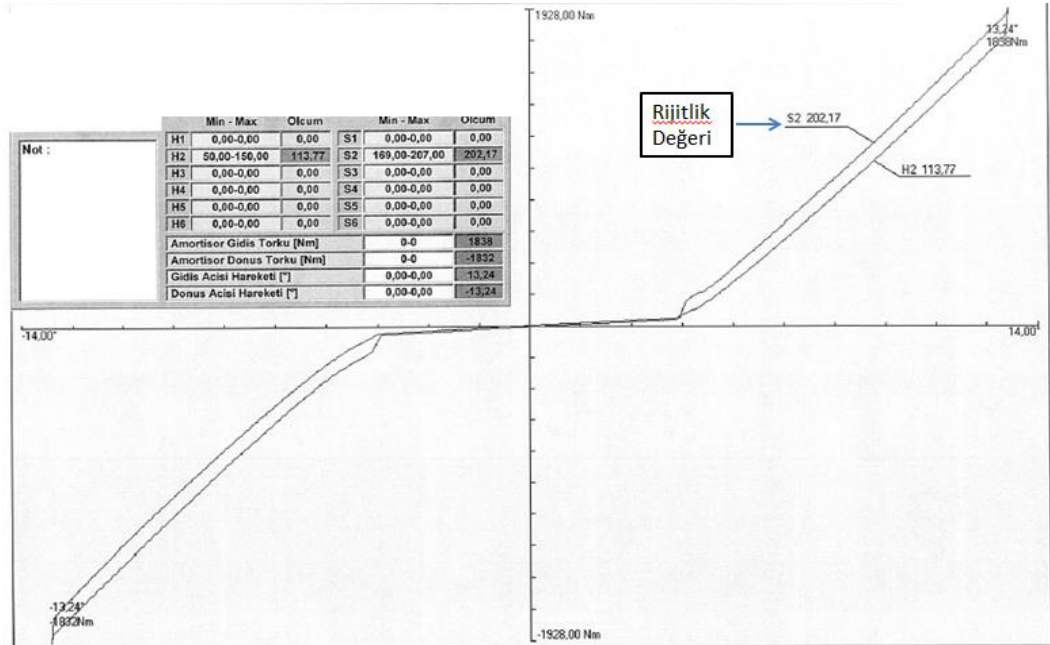
Damper yayları tasarım ve üretim sürecinde sürekli kontrol altında tutulmaktadır. Tasarımda detaylı hesaplar ile geometrik ve titreşim açısından optimum yay rijitliği bulunduğundan sonra, prototip ürünler ve seri üretim disk parçalarında debriyaj sönümlenme elemanlarının uygunluğu özel geliştirilmiş ölçüm makinaları ile ölçülür. Ölçüm değerlerinin belirli değer aralıklarında olması istenir.

Üretimden kaynaklanan farklılıklar göz önüne alınarak aynı referans numaralı ve aynı araçta kullanılabilen iki diskin rijitlik değerleri birbirinden farklı olabilir.

	Min - Max	Olcum	Min - Max	Olcum
H1	3,00-9,00	8,18	S1	8,44-10,32
H2	0,00-0,00	0,00	S2	0,00-0,00
H3	0,00-0,00	0,00	S3	0,00-0,00
H4	0,00-0,00	0,00	S4	0,00-0,00
H5	0,00-0,00	0,00	S5	0,00-0,00
H6	0,00-0,00	0,00	S6	0,00-0,00
Amortisor Gidis Torku [Nm]		0-0		0
Amortisor Donus Torku [Nm]		0-0		0
Gidis Acisi Hareketi [°]		0,00-0,00		0,00
Donus Acisi Hareketi [°]		0,00-0,00		0,00

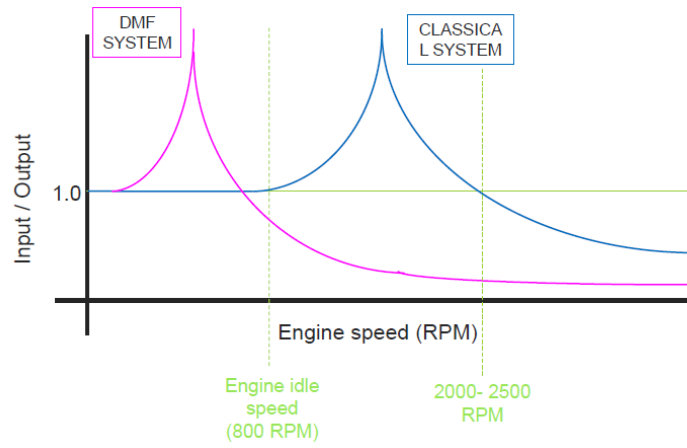


Şekil 3.15. Ön damper yayı ölçüm grafiği (Anonim 2014)

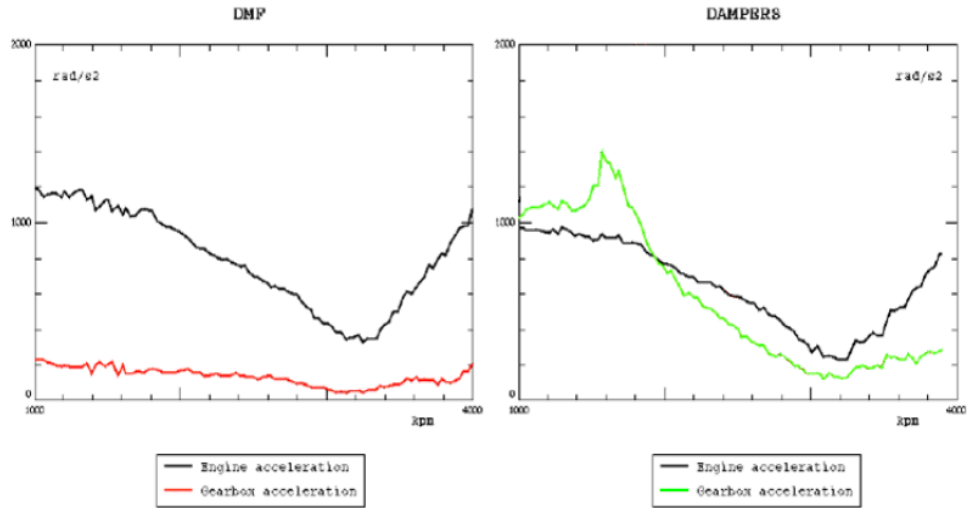


Şekil 3.16. Ana damper yayı ölçüm grafiği (Anonim 2014)

Grafiklerden anlaşılacağı gibi ön damper yaylarının ve ana damper yaylarının karşıladığı en yüksek araç torku ve bu torku karşıladığı açı birbirinden farklıdır. Ön damper yayları düşük torkları karşılamakta ve araç yüksek torklara çıktığında ise ana damper yayları görev almaktadır.

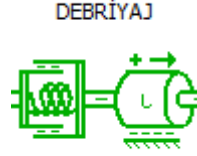


Şekil 3.17. Yaylı volan ve klasik volan rezonans farkları (Anonim 2013)



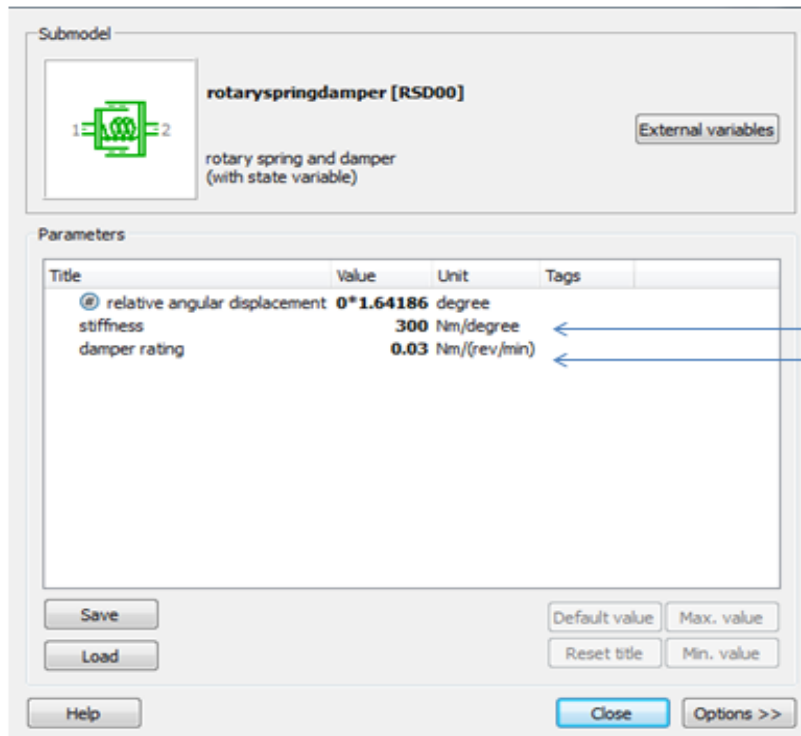
Şekil 3.18. Yaylı volan ve Yaylı disk titreşim karşılaştırması (Anonim 2013)

3.5. Debriyaj Damper Yaylarının Modellenmesi



Şekil 3.19. AMESim debriyaj modeli

Debriyaj matematik modelinin AMESim programında yay rijitliğinin değişimine olan etkisini görmek istersek bir adet dönel yay sönümleyici ve bir adet kütle olarak tanımlayabiliriz. Aşağıdaki şekilde görüleceği gibi girilmesi istenen rijitlik değerini ilgili satıra girerek matematik model sonuçları karşılaştırılabilir.



Submodel

rotaryspringdamper [RSD00]
rotary spring and damper
(with state variable)

External variables

Parameters

Title	Value	Unit	Tags
relative angular displacement	0*1.64186	degree	
stiffness	300	Nm/degree	
damper rating	0.03	Nm/(rev/min)	

Save Load

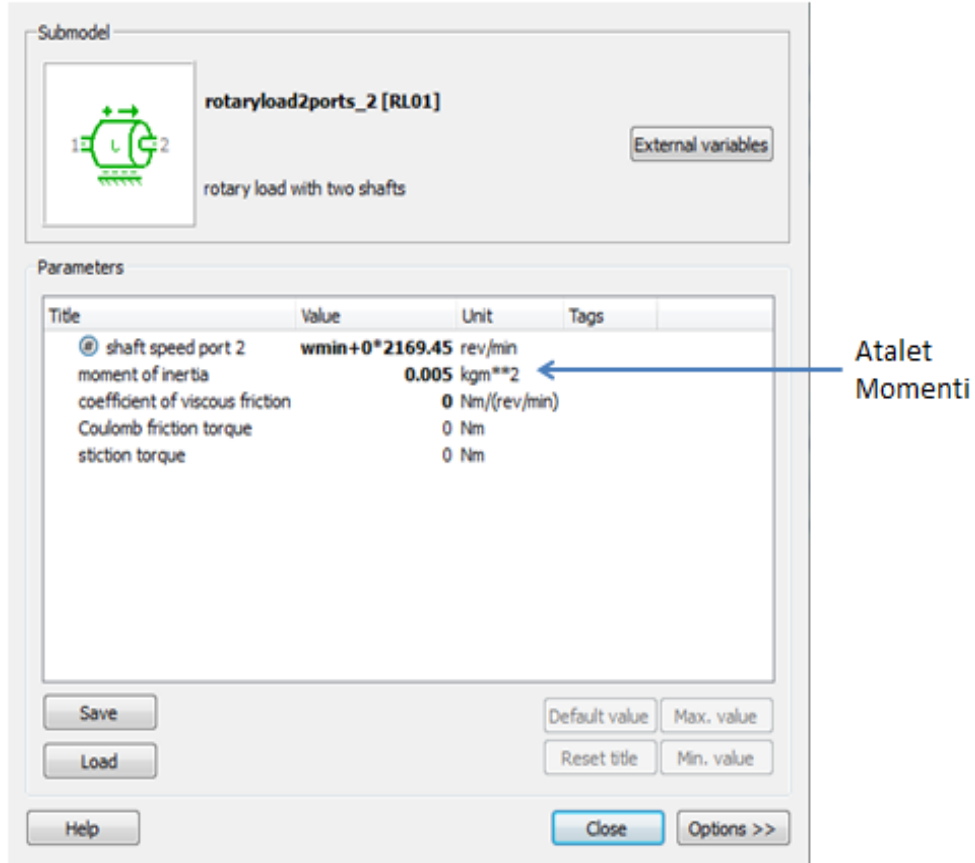
Default value Max. value
Reset title Min. value

Help Close Options >>

Yay Rijitliği
Sönümleme Katsayısı

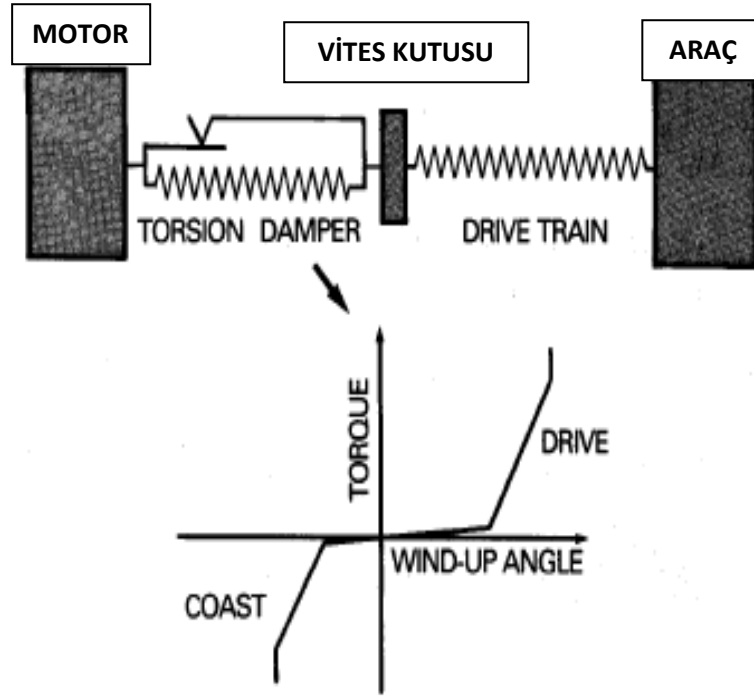
Şekil 3.20. Sönümleyici yay tanımı

Tez çalışmasının matematik model oluşturma kısmında sönümlenme katsayısını sabit kabul edilip sadece rijitlik değerleri değiştirilerek sistemdeki sönümlenmeler gözlemlendi. Debriyajda kütle ve sürtünme değerlerinin girildiği, dönen bir kütleyi temsil eden diğer parçada ise sistemdeki sürtünme değerlerini ihmal edilip, sadece kütle değişkenlerinin sistemde neden olduğu değişiklikler gözlemlendi. Dönen kütlelerde atalet momenti kavramının incelenmesi gerekiyor. Atalet momenti için bir cismin ivmeye direnme eğilimi denilebilir. Yani duran veya hareket eden bir cismin durumunu korumaya karşı olan direncidir.



Şekil 3.21. Dönel kütle tanımı

Ataleti arttırıldığında sistemin rezonansı düşer, dolayısıyla titreşim problemlerinde yay rijitliğinin yanında bu seçenek de göz önüne alınır.



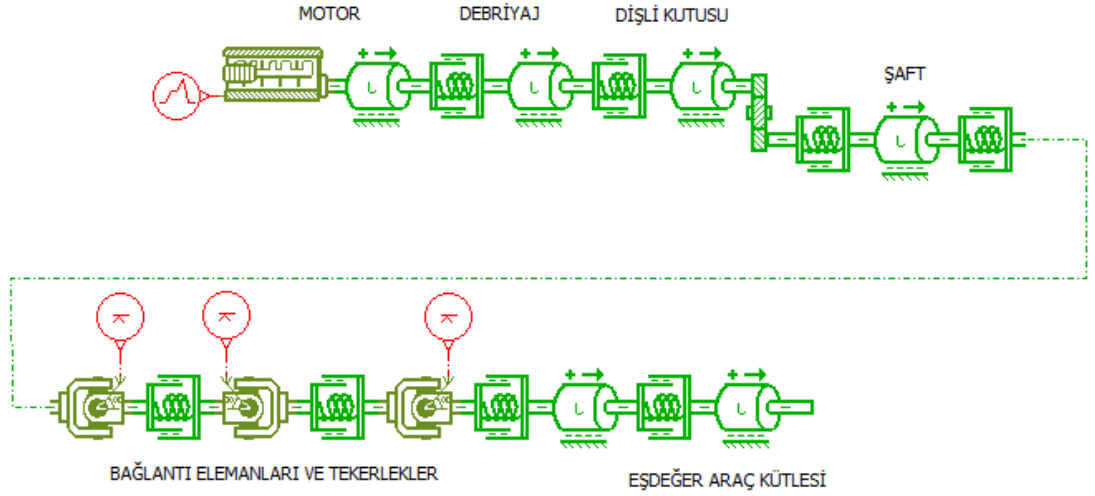
Şekil 3.22. Araç modeli (Riedel ve ark. 2002)

Riedel ve ark.(2002) debriyaj damper yayının optimizasyonu ve sistem dizaynı çalışmasında güç aktarım sistemini modelleyip, damper rijitliği ve yay geometrisini incelemiştir. Debriyaj tasarımında rijitlik optimizasyonu yaparken, disk tasarım geometrisinin uygunluk şartlarına dikkat çekmişlerdir (Şekil 3.22).

4. SİSTEM MODELLENMESİ VE TİTREŞİM ANALİZLERİ

4.1. Değerlerin Atanması

Bu bölümde güç aktarım sisteminin modellenmesi yapılmış, motordan çıkan titreşimler ve şanzıman titreşimleri karşılaştırılarak debriyaj damper yayı rijitliğinin titreşimleri sönmülemeye olan etkisi incelenmiştir.



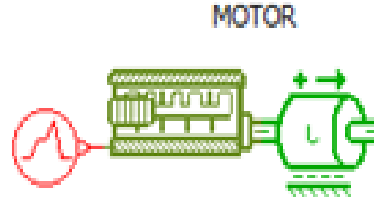
Şekil 4.1. Güç aktarım sistem modeli



Şekil 4.2. Ağır vasıta

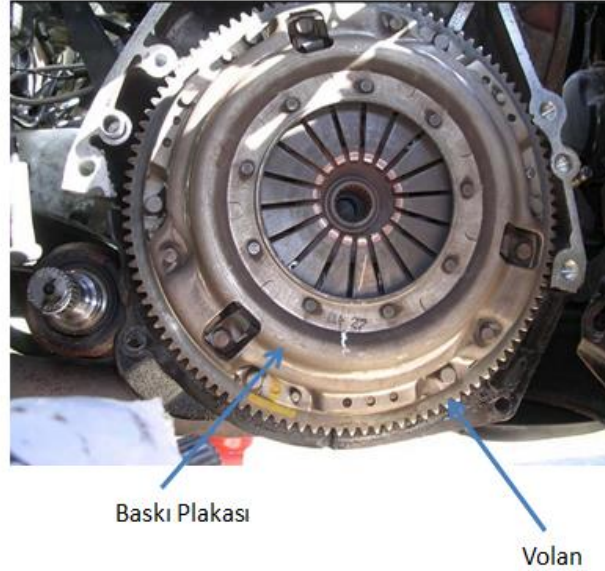
Bu modelde 6 silindirli bir motora sahip ,ağır vasıta aracının değişik yay rijitliklerinde oluşan dinamik tepkileri incelenmiştir. Rijitlikler dışında sabit aldığımız model özellikleri şu şekillerde atanmıştır ;

1) Motor Atalet Kuvveti ;

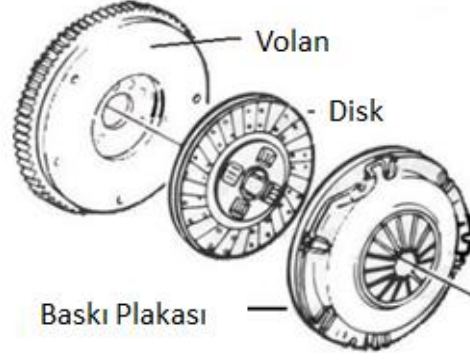


şekil 4.3. AMESim araç motoru modeli

Krank + Volan + Debriyaj Baskı Plakası = 1 kg.m2 (3 parça beraber dönmektedir)

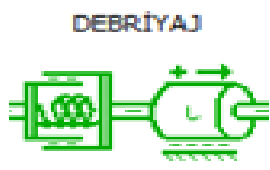


şekil 4.4. Debriyaj montajı



Şekil 4.5. Debriyaj ve volan kompleksi

2) Debriyaj Atalet Kuvveti ;



Şekil 4.6. AMESim debriyaj modeli

Debriyaj diski = 0.005 kg.m²



Şekil 4.7. Debriyaj diski

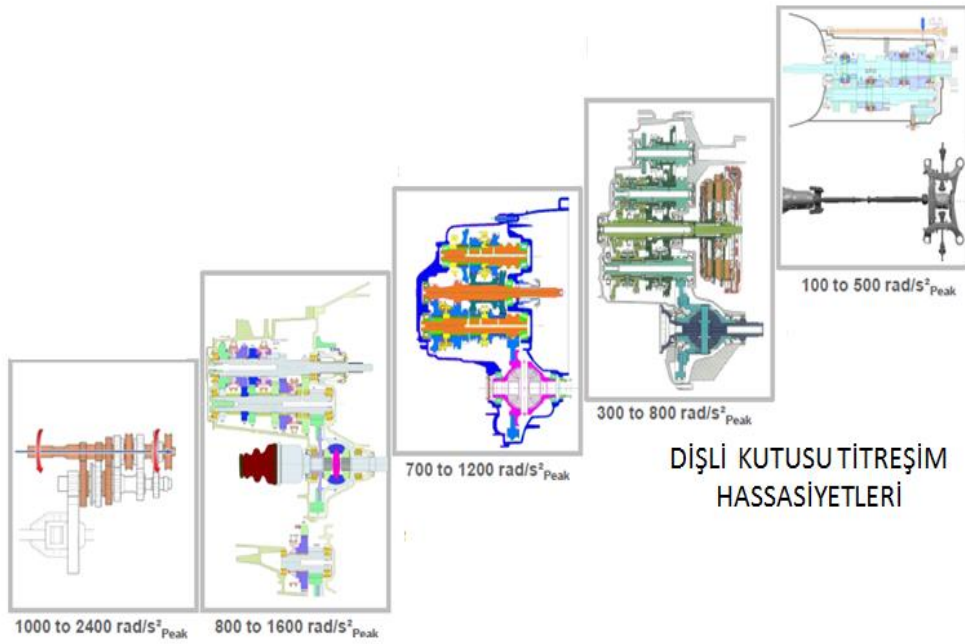
3) Dişli Kutusu Rijitliği ve Atalet Kuvveti ;



Şekil 4.8. AMESim dişli kutusu modeli

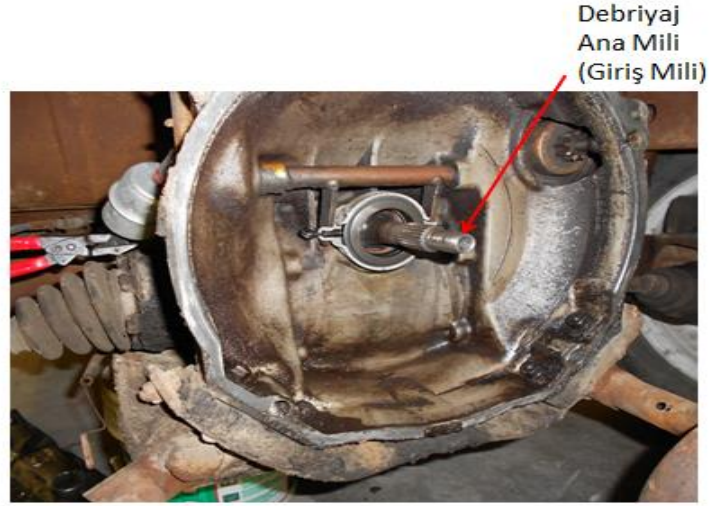
Dişli Kutusu Atalet Kuvveti = 0.1 kg.m²

Dişli Kutusu Rijitliği = 3000 NM / ° (Bu rijitlik şanzıman ana miline ait rijitliktir.)



Şekil 4.9. Dişli kutusu titreşim hassasiyetleri (Anonim 2013)

Dişli kutusu titreşimlerinin şanzıman üreticilerinin belirttiği aralıkta olması gerekir. Titreşim değerlerinin bu aralıkta olmaması araç konforunda azalmaya ve mekanik parçaların ömründe azalmaya neden olacaktır (Şekil 4.9.).



Şekil 4.10. Debriyaj muhafazası

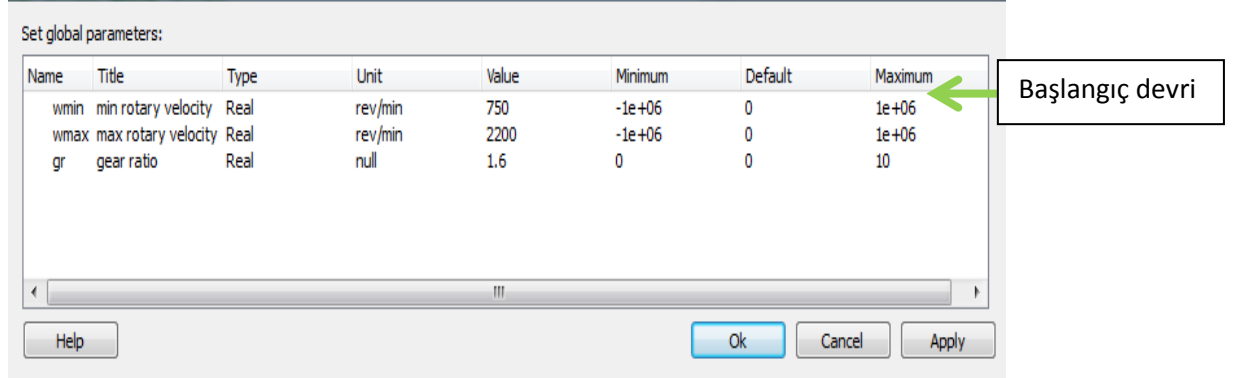
Matematik model değerleri yaklaşık olarak bir ağır vasıta aracına yakın alınmıştır. Değerleri bir tabloda toplarsak ;

Çizelge 4.1. Güç aktarım sistemi atanan değerler

BÖLÜM	RİJİTLİK (NM / °)	ATALET MOMENTİ (kg.m ²)
Motor	-	1
Debriyaj	-	0.005
Dişli kutusu	3000	0.1
Şaft	1000	0.5
Bağlantı elemanları ve tekerlekler - 1	1500	0.07
Bağlantı elemanları ve tekerlekler - 2	1000	0.09
Bağlantı elemanları ve tekerlekler - 3	500	0.12
Bağlantı elemanları ve tekerlekler - 4	1000	0.12
Eşdeğer araç kütlesi	1000	250

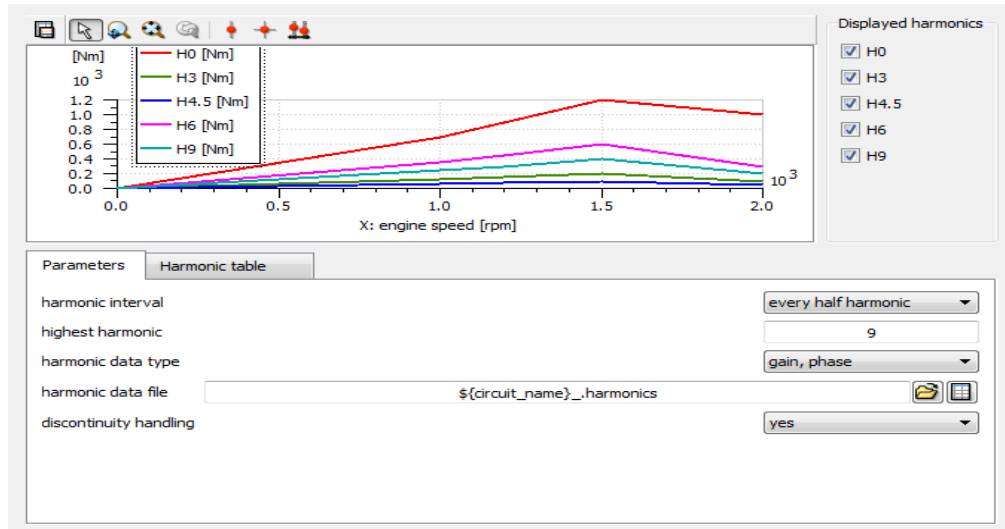
4.2. Simülasyon Şartlarının Oluşturulması

AMESim güç aktarım sistemi klasörleriyle oluşturulan modelde bu bölümde araç dinamik şartlar simüle edilerek çalıştırılmış ve titreşimler gözlemlenmiştir. Aracın ‘global parameter settings’ klasörüyle başlangıç RPM sayısını seçilir.



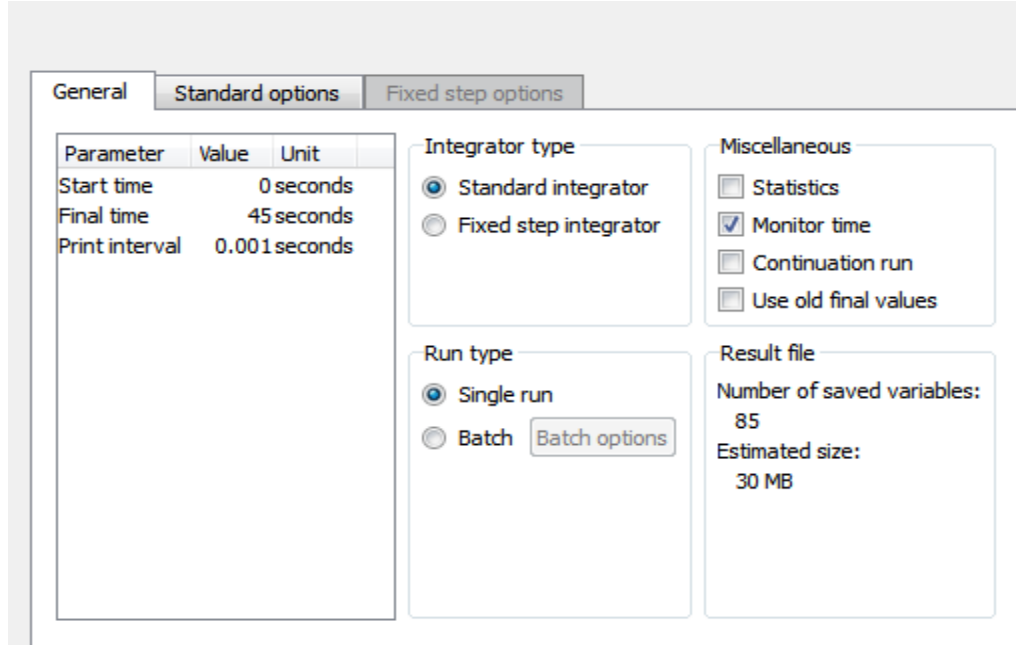
Şekil 4.11. RPM düzenleme klasörü

Motora ait RPM–TORK grafiğini ‘Launch Configuration’ seçeneği ile aşağıdaki gibi motora tanımlanabilir.

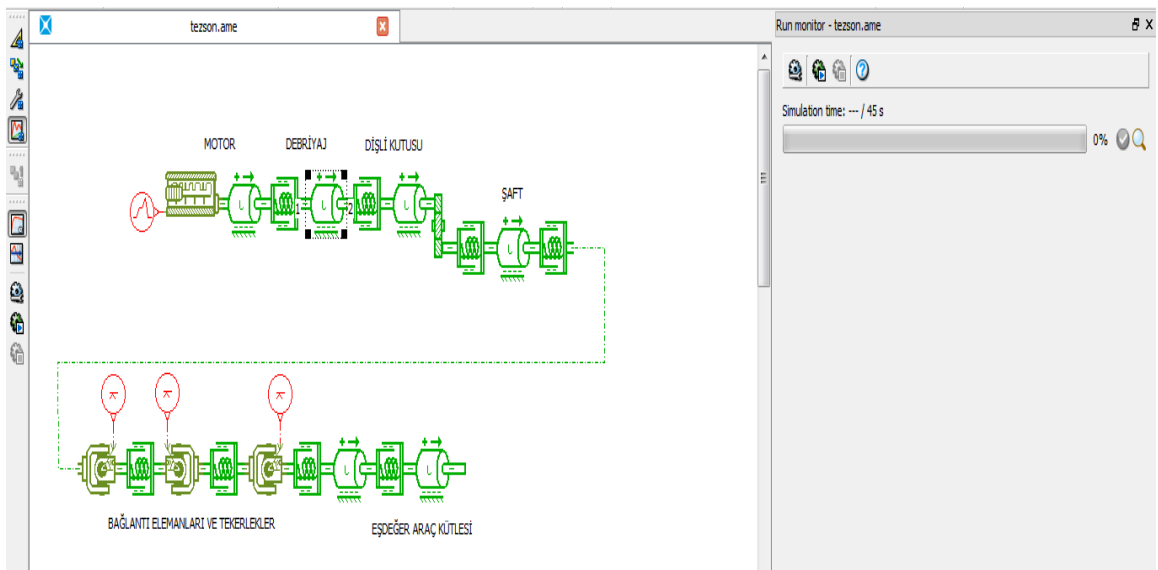


Şekil 4.12. Motor torku düzenleme klasörü

‘Run Parameters’ komutu ile simülasyon süresini ve sinyal aralık değerleri seçilir. Bu komut ile simülasyon süresini 45 saniye ve sinyal alma değerini 0.001 saniye yani 1 mili saniye alınır.



Şekil 4.13. Simülasyon süresi ayarlama klasörü

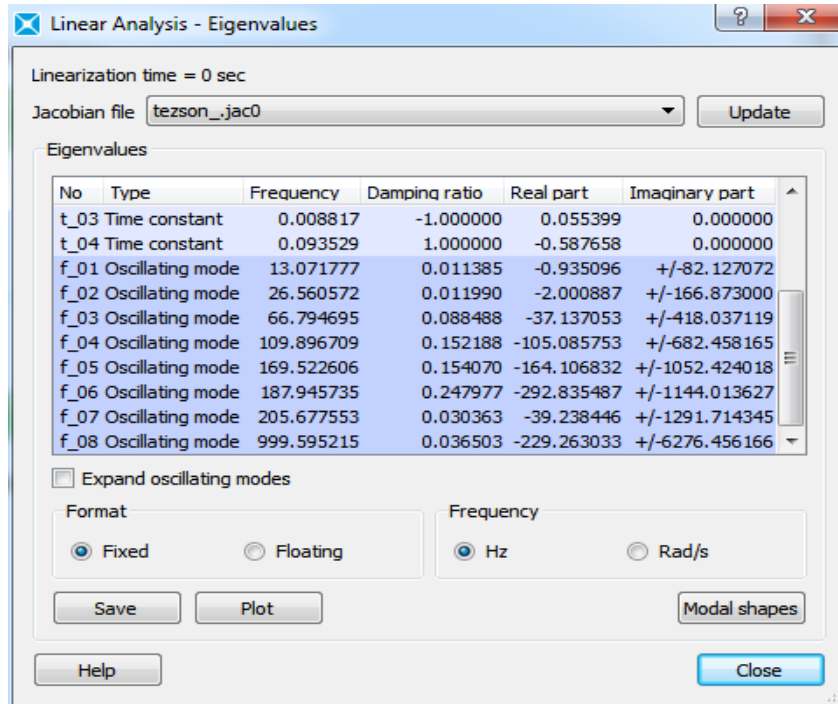


Şekil 4.14. Simülasyon ara yüzü

Araç 750 RPM devirden başlayarak 45 saniye süre ile hızlanacak ve bu süre boyunca 0.001 saniye hassasiyet ile sistemden gelen titreşimler gözlemlenecektir. Değişken debriyaj damper yay rijitliği olacak ve değişik rijitlik değerlerinde alınan titreşim sonuçları yorumlanacaktır. Bu çalışmada debriyaj rijitliğini temsil eden AMESim yay modeline $500 \text{ NM} / ^\circ$ ile $100 \text{ NM} / ^\circ$ ile değişen aralıkta rijitlik değerleri atanmıştır.

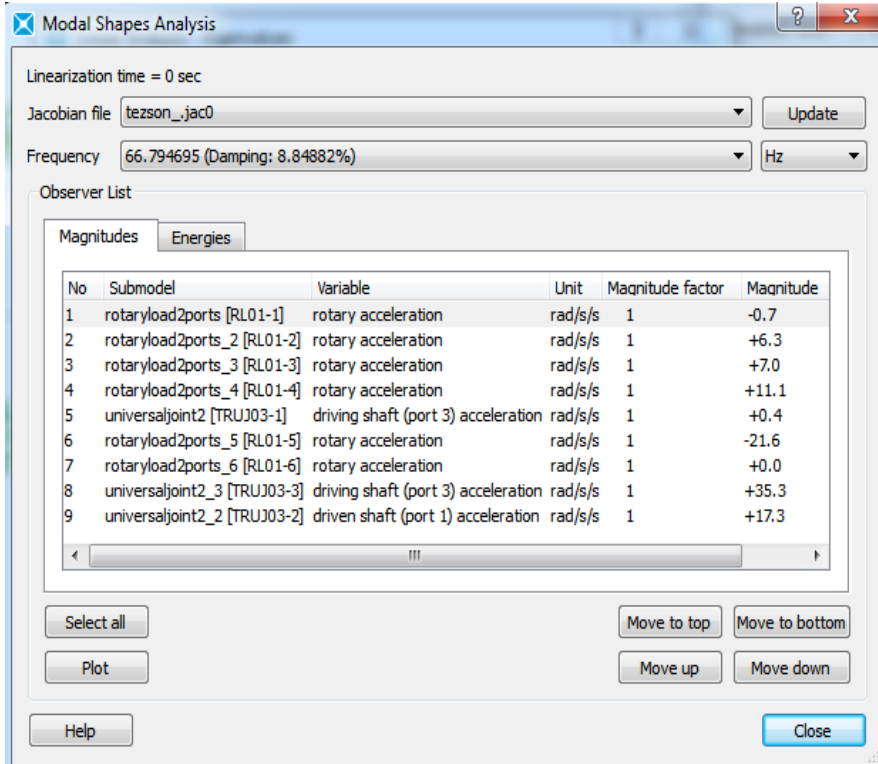
Öncelikle daha önceki bölümde bahsedilen, aracın rezonans modlarının aynı yönlü koordinatlar aracılığı ile bulunduğu 'eigenvalues' komutu ile aracın titreşim analizini ve yorumlanmasını inceleyelim.

Bu komut FFT tabanını kullanarak aracın titreşim değerlerinin yüksek olduğu parçaları ve frekansları vererek, tasarlanan bir güç aktarım sisteminde iyileştirme gereken parçalar ve iyileştirilmesi gereken kütle, rijitlik vb. değerleri hakkında fikir verir.



No	Type	Frequency	Damping ratio	Real part	Imaginary part
t_03	Time constant	0.008817	-1.000000	0.055399	0.000000
t_04	Time constant	0.093529	1.000000	-0.587658	0.000000
f_01	Oscillating mode	13.071777	0.011385	-0.935096	+/-82.127072
f_02	Oscillating mode	26.560572	0.011990	-2.000887	+/-166.873000
f_03	Oscillating mode	66.794695	0.088488	-37.137053	+/-418.037119
f_04	Oscillating mode	109.896709	0.152188	-105.085753	+/-682.458165
f_05	Oscillating mode	169.522606	0.154070	-164.106832	+/-1052.424018
f_06	Oscillating mode	187.945735	0.247977	-292.835487	+/-1144.013627
f_07	Oscillating mode	205.677553	0.030363	-39.238446	+/-1291.714345
f_08	Oscillating mode	999.595215	0.036503	-229.263033	+/-6276.456166

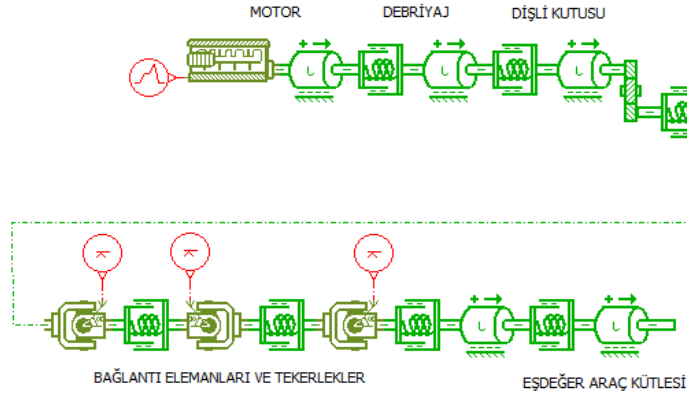
Şekil 4.15. Mod koordinat değerleri



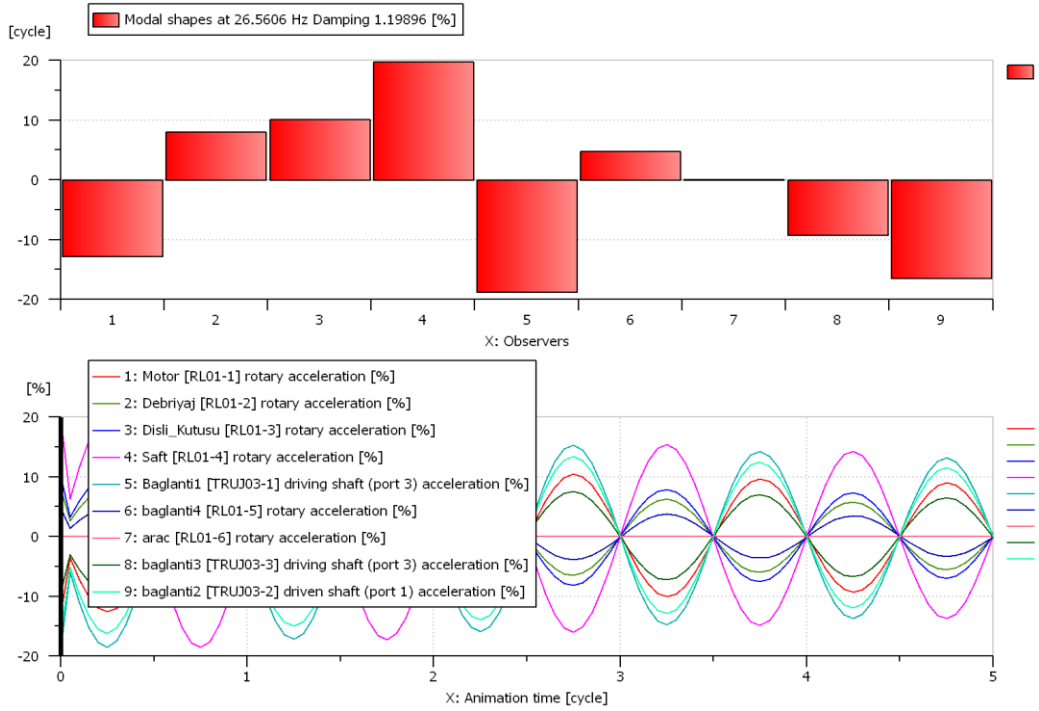
Şekil 4.16. Modal analiz klasörü

4.3. Güç Aktarım Sisteminin Titreşim Analizi

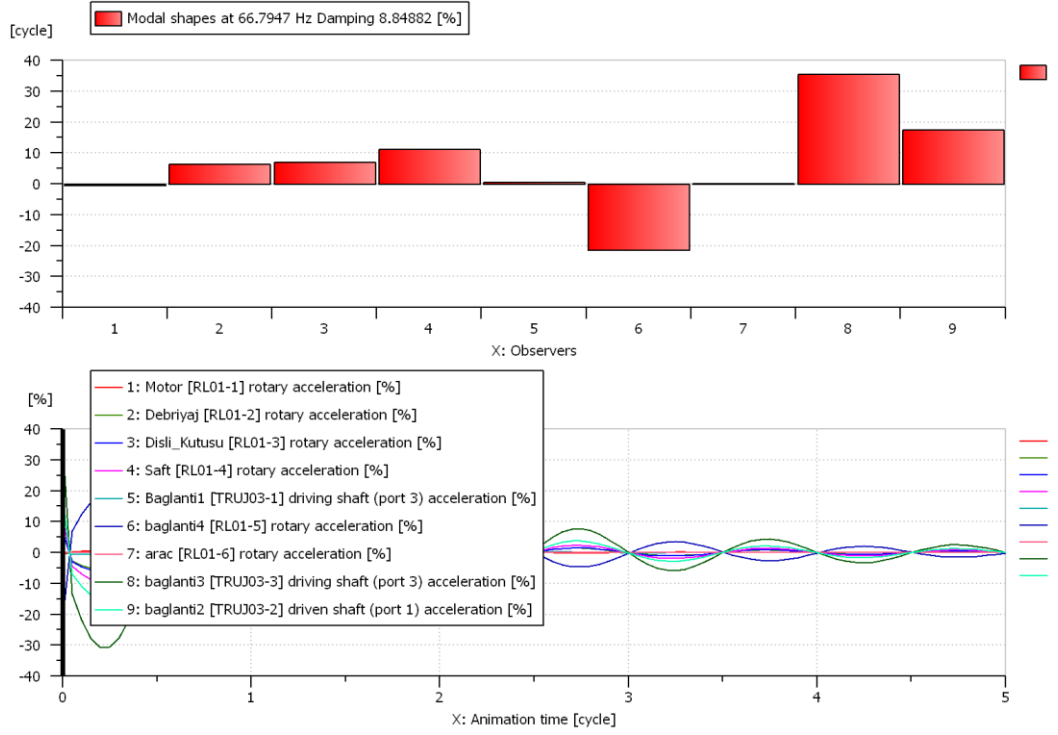
Kurulan modelin titreşim analizi bir önceki bölümde bahsedilen modal analiz komutlarıyla yapılabilir. Sisteme ait motor zorlama frekansı ile güç aktarım sisteminin titreşim tepkileri aşağıdaki gibi olur.



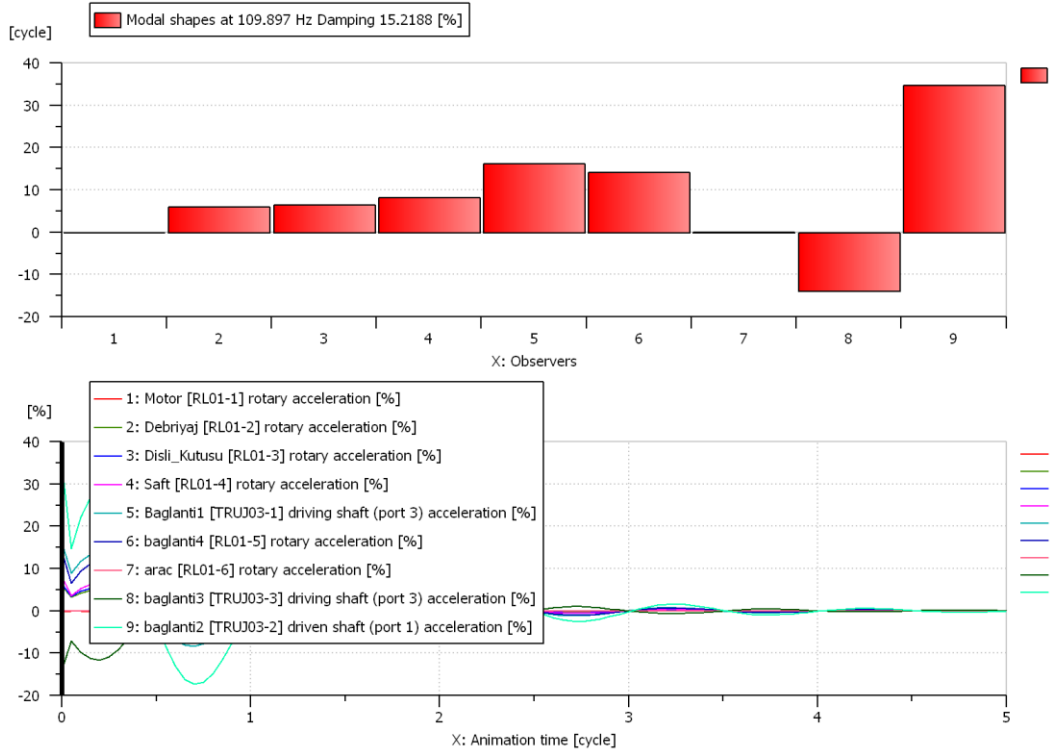
Şekil 4.17. Güç aktarım sistemi



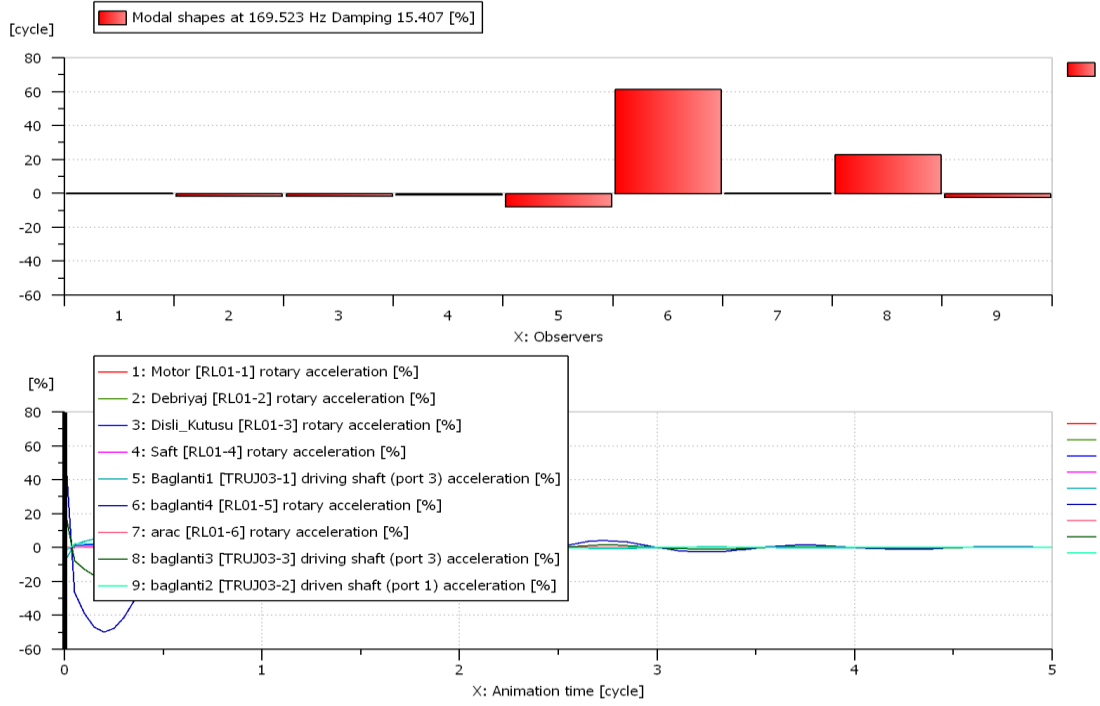
Şekil 4.18. 26 Hz titreşimde sistem tepkileri



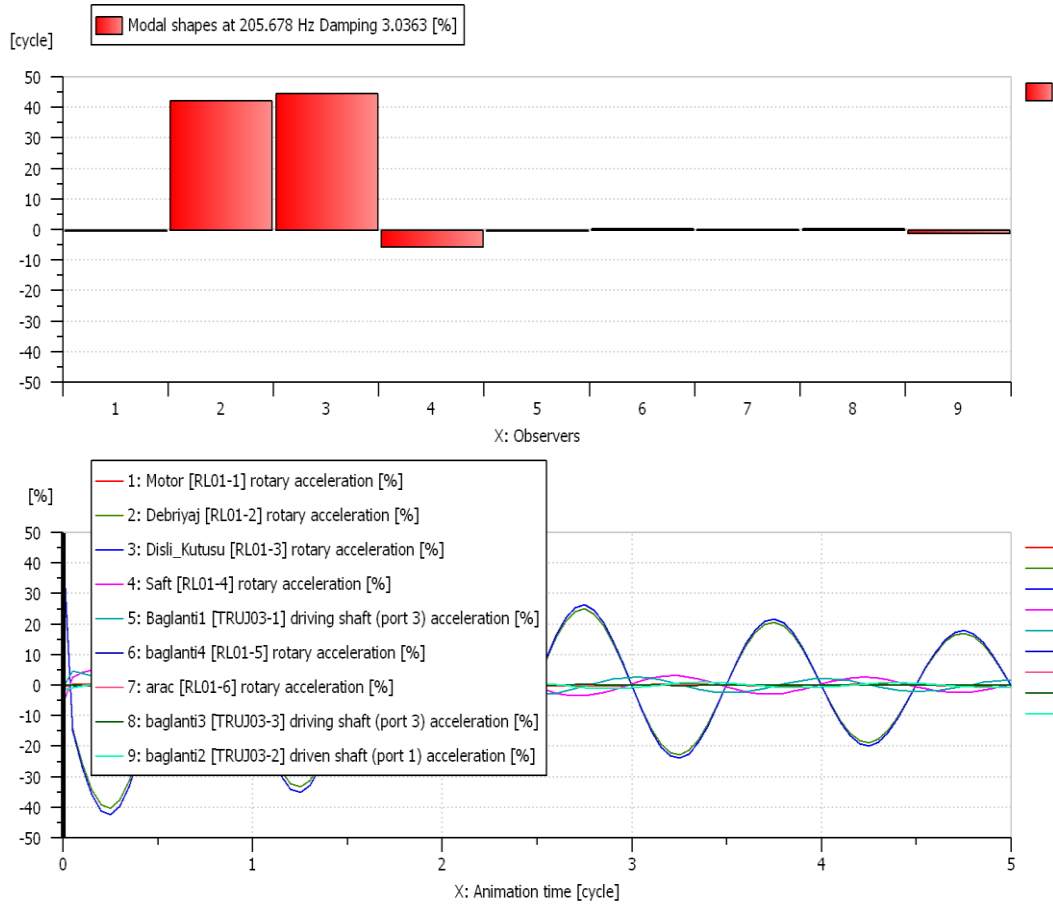
Şekil 4.19. 66 Hz titreşimde güç aktarım sistemi tepkileri



Şekil 4.20. 109 Hz titreşimde güç aktarım sistemi tepkileri



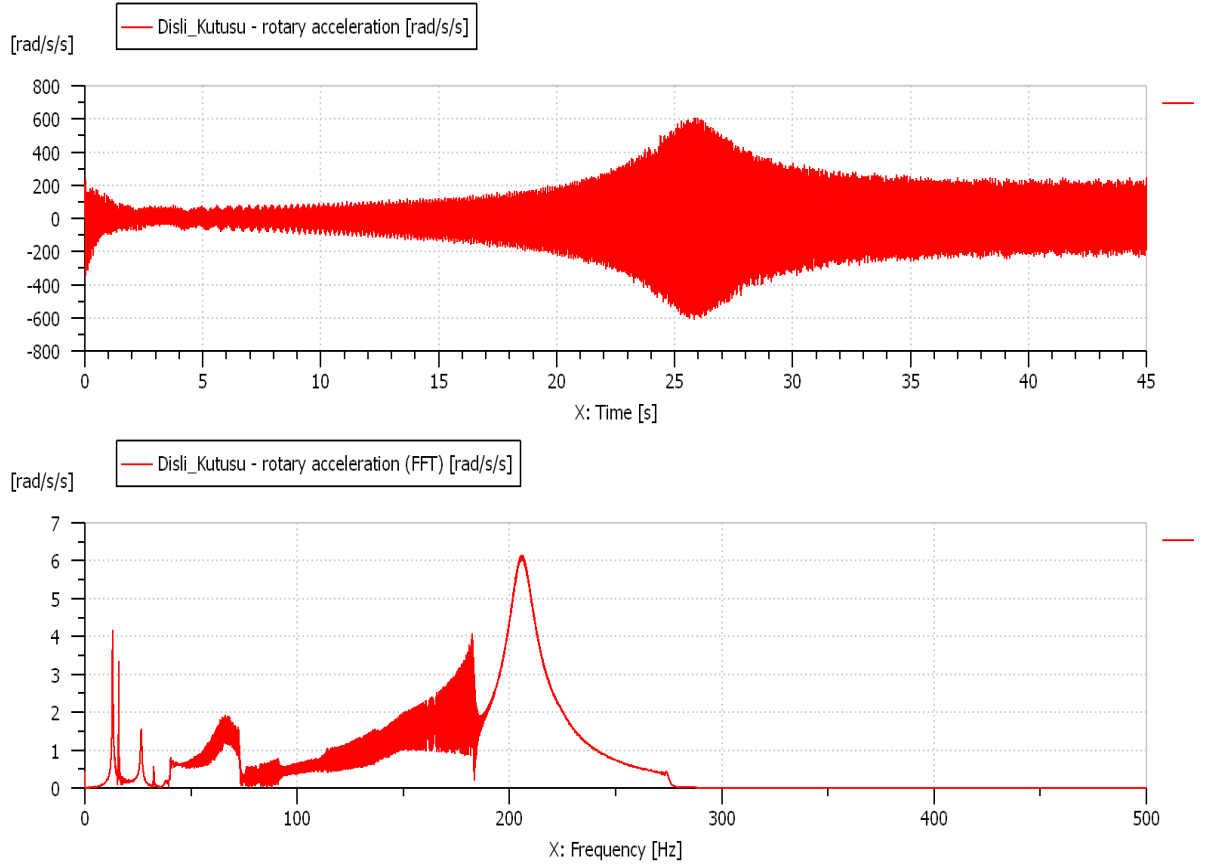
Şekil 4.21. 169 Hz titreşimde güç Aktarım sistemi tepkileri



Şekil 4.22. 205 Hz titreşimde güç aktarım sistemi tepkileri

Modal analiz sonucunda Şu veriler elde edilmiştir.

- Değişik frekanslarda gözlem yapılan sistemde 7 numarası ile belirtilen eşdeğer araç kütlesinde yüksek bir titreşim gözlenmemektedir.
- 26 Hz frekansta yüksek titreşim gözlemlenen motor parçasında, sistem zorlama frekansı yükseldikçe titreşimin azaldığı gözlemlenmiştir.
- 66 Hz motor zorlama frekansında yüksek titreşim gözlemlenen bağlantı elemanı, araç Őasisi ve tekerleklerde frekans yükseldikçe titreşimin azaldığı gözlemlenmiştir. 205 Hz frekans düzeyinde titreşim çok d Őuk seviyelerdedir.
- 3 Numarası ile gösterilen Şanzımanın 205 Hz frekans seviyesinde en yüksek titreşime sahip olduğu görülür. Bu değerler FFT ile de gösterilerek yorumlanabilir.



Şekil 4.23. Dişli kutusu FFT analizi

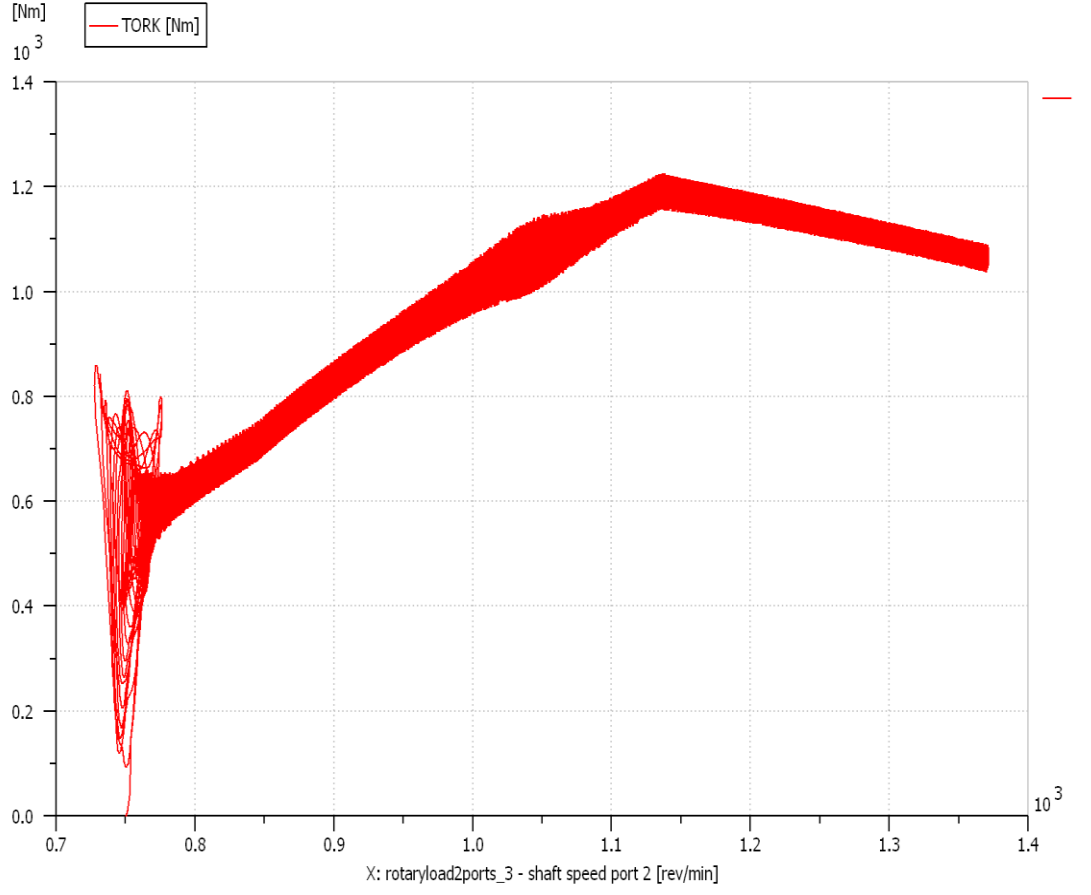
Grafikten de anlaşılacağı gibi, motorun ürettiği zorlama frekanslarının 3N, 6N ve 9N harmonik frekansları 205 Hz frekansa ulaştığında dişli kutusunun rezonansa girdiği ve en yüksek titreşimlere bu frekansta maruz kaldığı görülür. Bu titreşimleri düşürmek için debriyaj damper yay rijitliğini düşürerek, sönüm miktarını arttırırız. Bu sayede şanzımanın daha düşük genlikli titreşimlere uğraması sağlanıp mekanik parçaların zarar görmesini engellenir ve araç kullanıcılarına daha konforlu bir sürüş seçeneği sunulabilir.

4.4. Yay Rijitliğinin Titreşimlere Etkisinin İncelenmesi

Bu bölümde oluşturulan matematik modelde farklı yay rijitliklerine sahip yayların şanzıman titreşimi üzerindeki etkisi titreşim grafikleri karşılaştırılarak yorumlanmıştır. Aracın 45 saniye sürede 750 RPM motor devrinden başlayarak hızlanması istenmektedir.



Şekil 4.24. Debriyaj diski

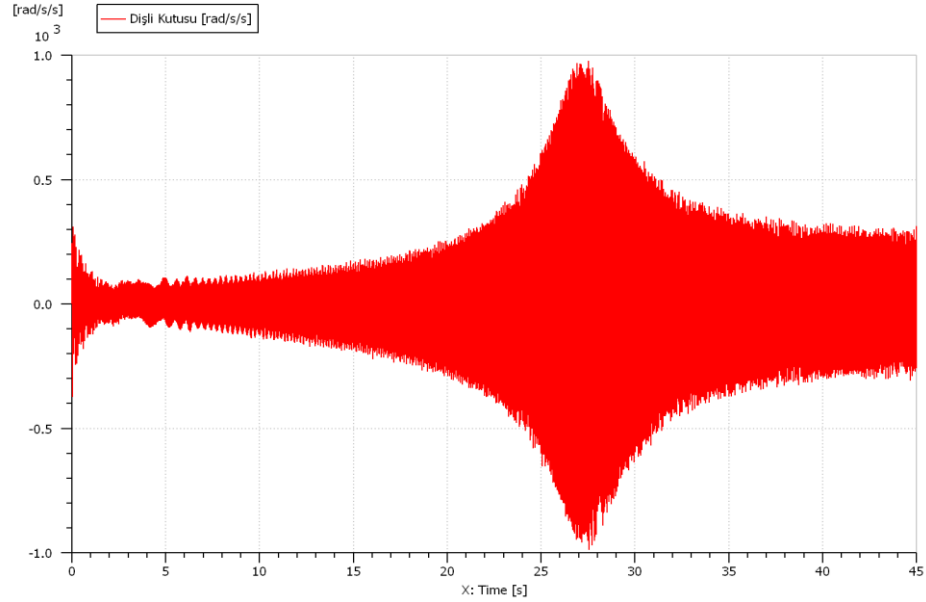


Şekil 4.25. Tork – RPM grafiği

Oluşturulan modelde araç yaklaşık 1150 RPM devrinde 1200 Nm tork değerine ulaşmakta ve sonrasında bu tork değeri düşmektedir. Grafik oluşturulurken bir ağır vasıta aracının yaklaşık verileri dikkate alınmıştır.

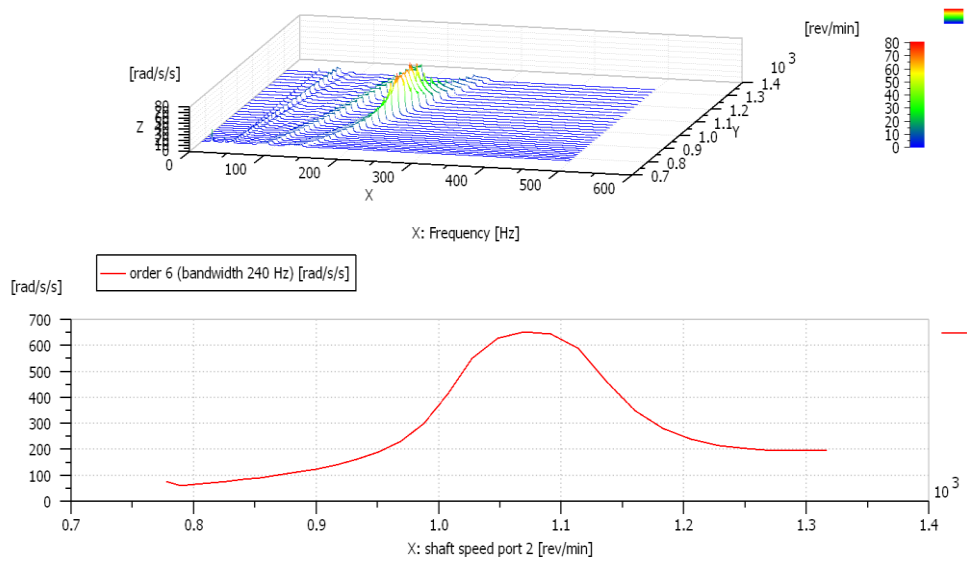
Bu bölümde debriyaj damper yayı rijitliğine belirli bir aralıkta değerlerler verilerek dişli kutusundaki titreşim tepkileri incelenecek ve damper yayının titreşimler üzerindeki etkisi yorumlanacaktır.

$K= 500 \text{ Nm} / ^\circ$:



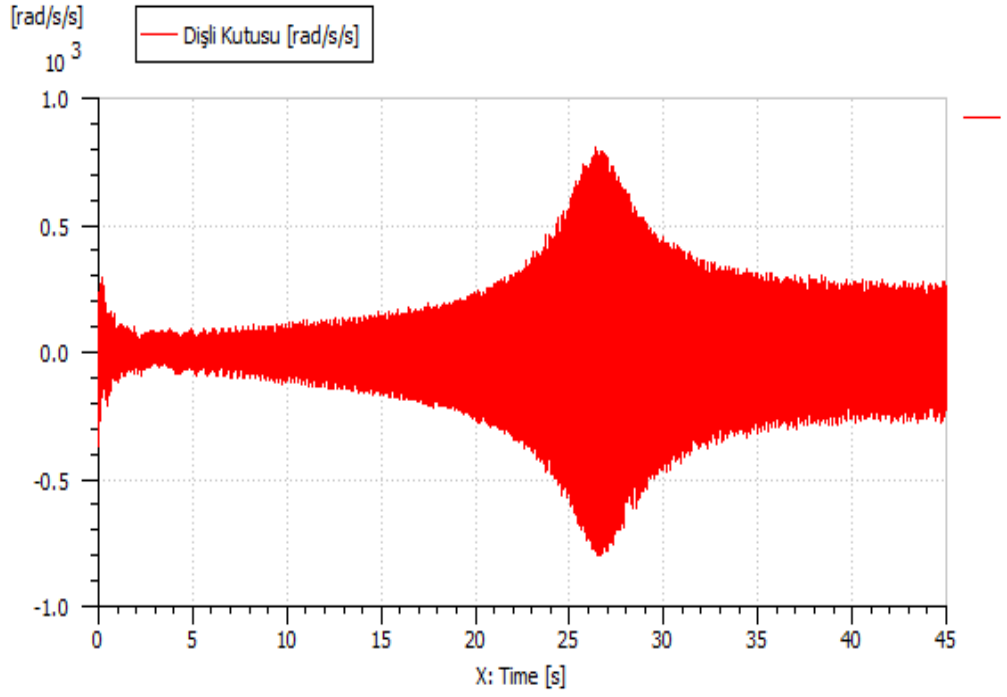
Şekil 4.26. $k= 500 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği

Zamana bağlı alınan titreşim değerleri frekans haritası ile incelenirse, kullanıcıların hissettiği en yüksek titreşim değerine sahip RPM – Titreşim grafiğine ulaşılır.

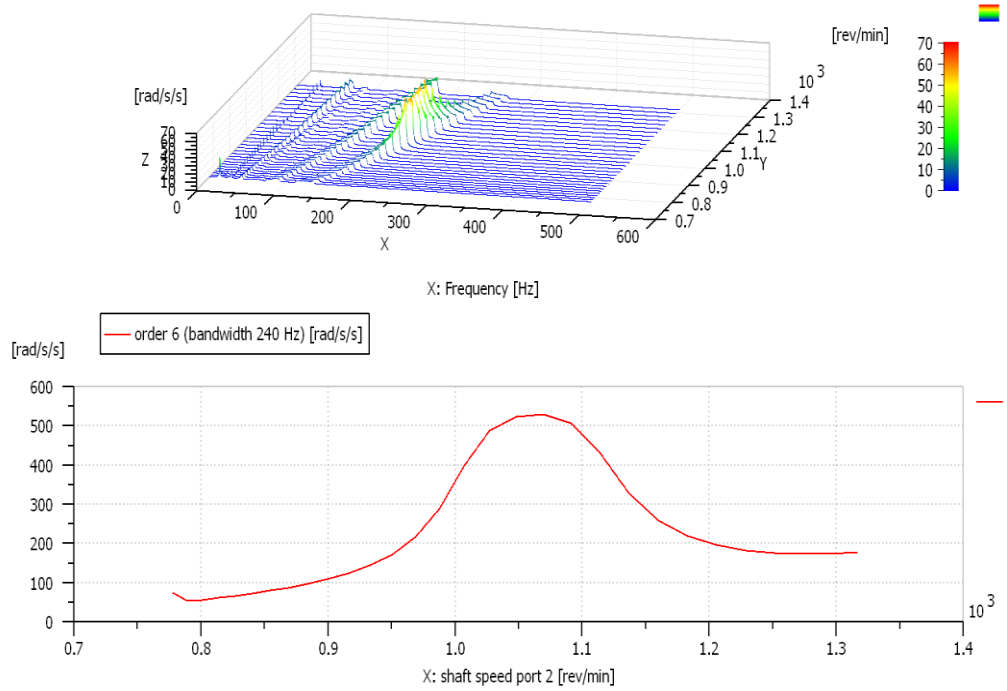


Şekil 4.27. $k= 500 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği

$K = 400 \text{ Nm} / ^\circ$:

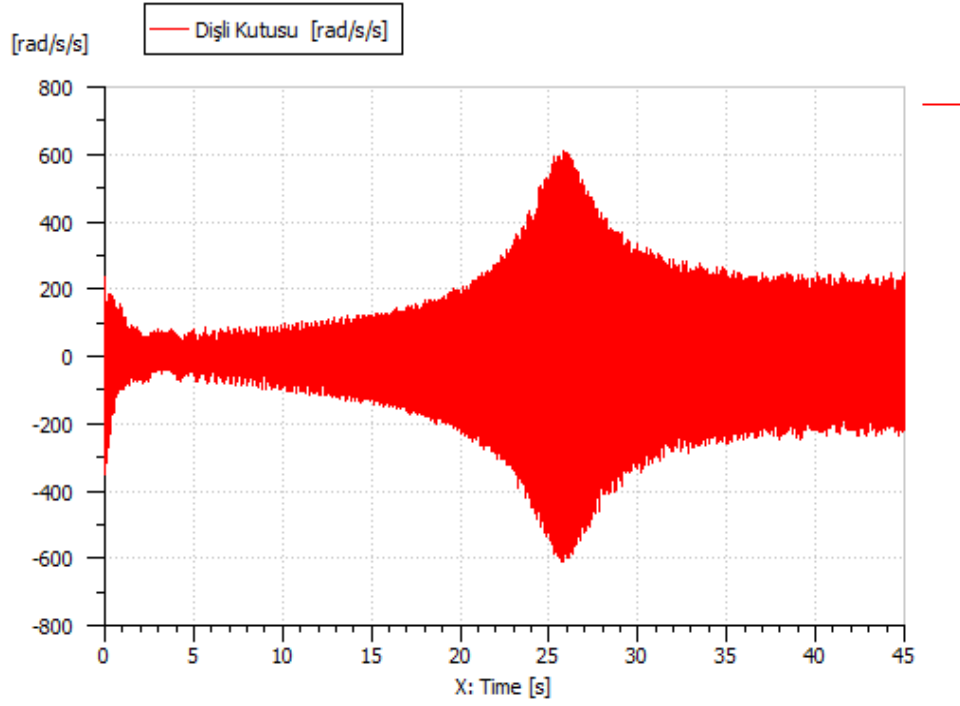


Şekil 4.28. $k = 400 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği

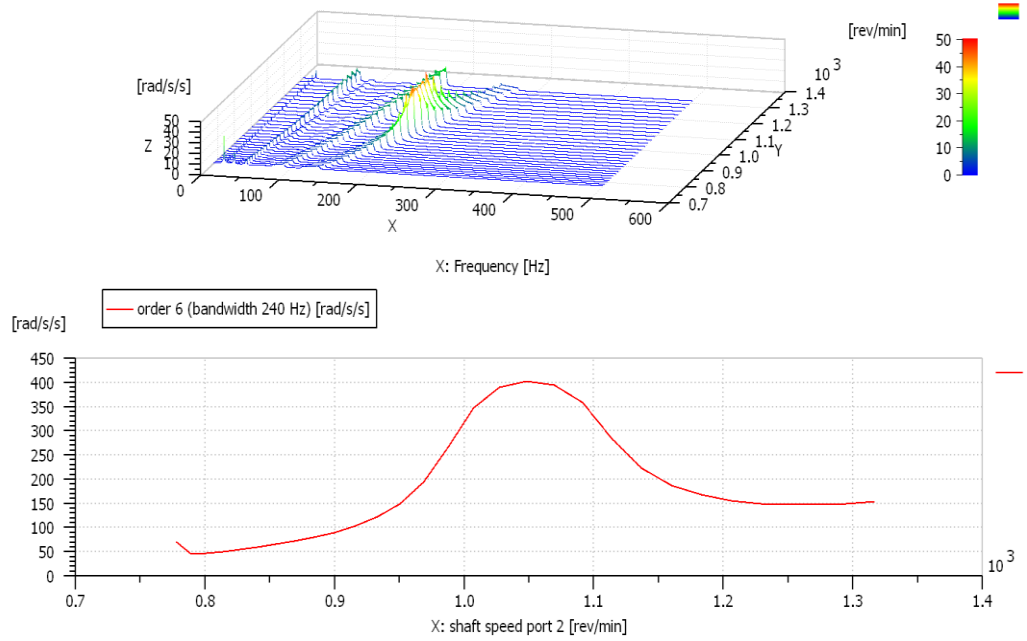


Şekil 4.29. $k = 400 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği

$K = 300 \text{ Nm} / ^\circ$:

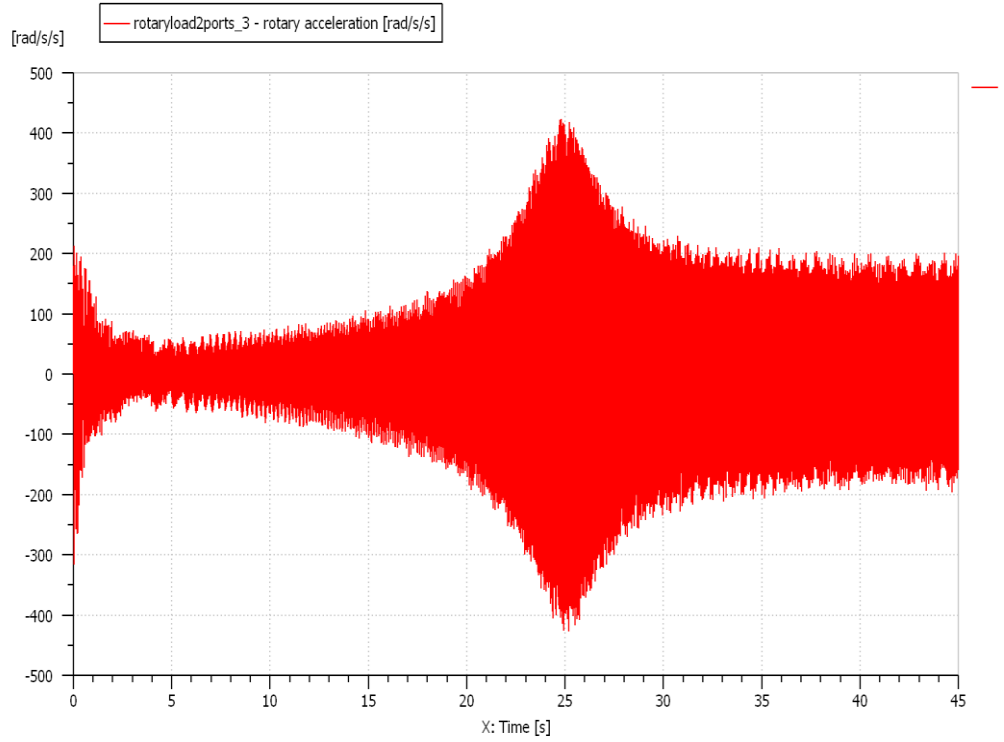


Şekil 4.30. $k = 300 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği

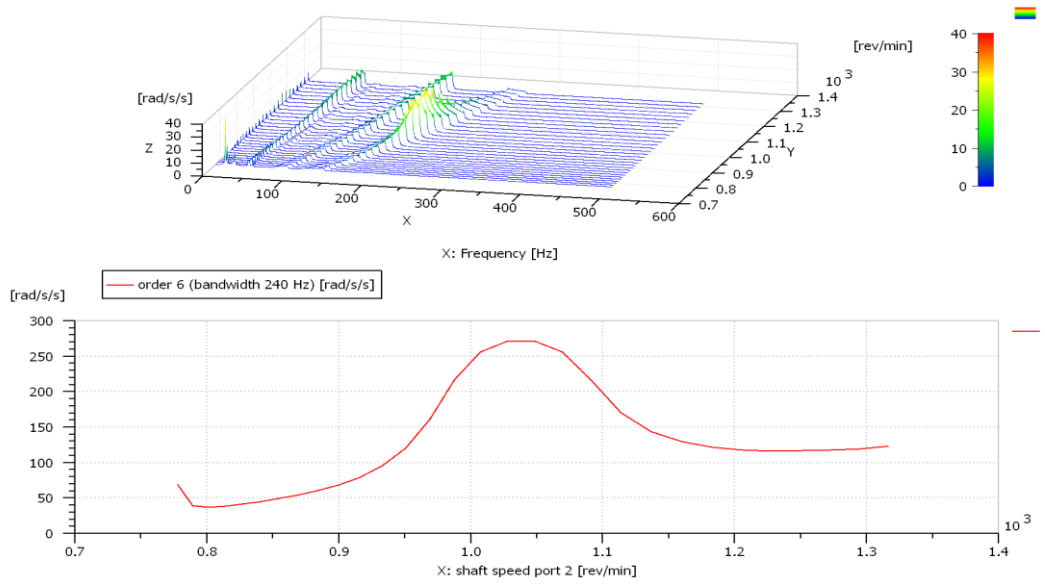


Şekil 4.31. $k = 300 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği

K= 200 Nm / ° :

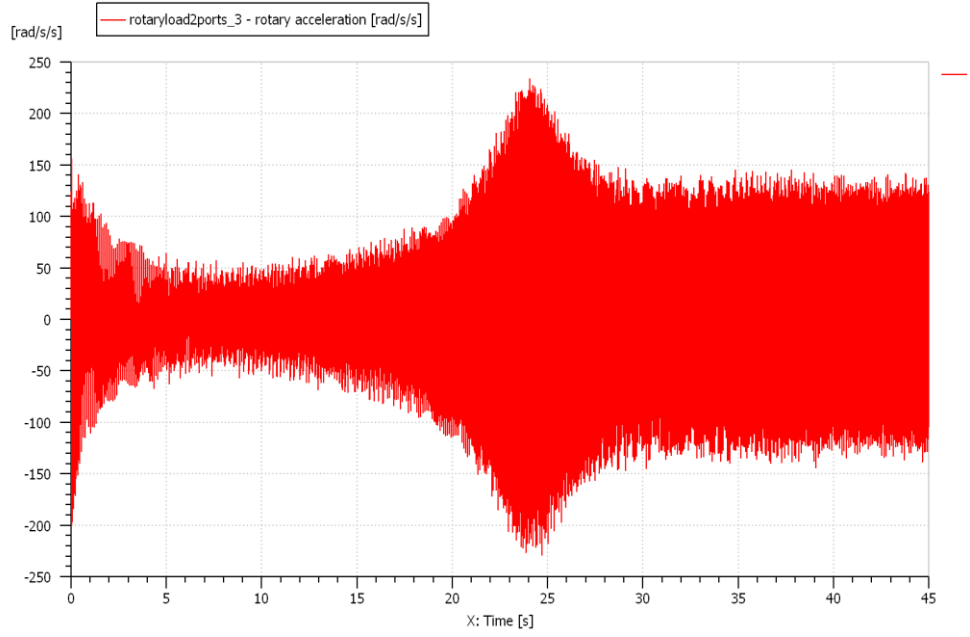


Şekil 4.32. $k= 200 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği

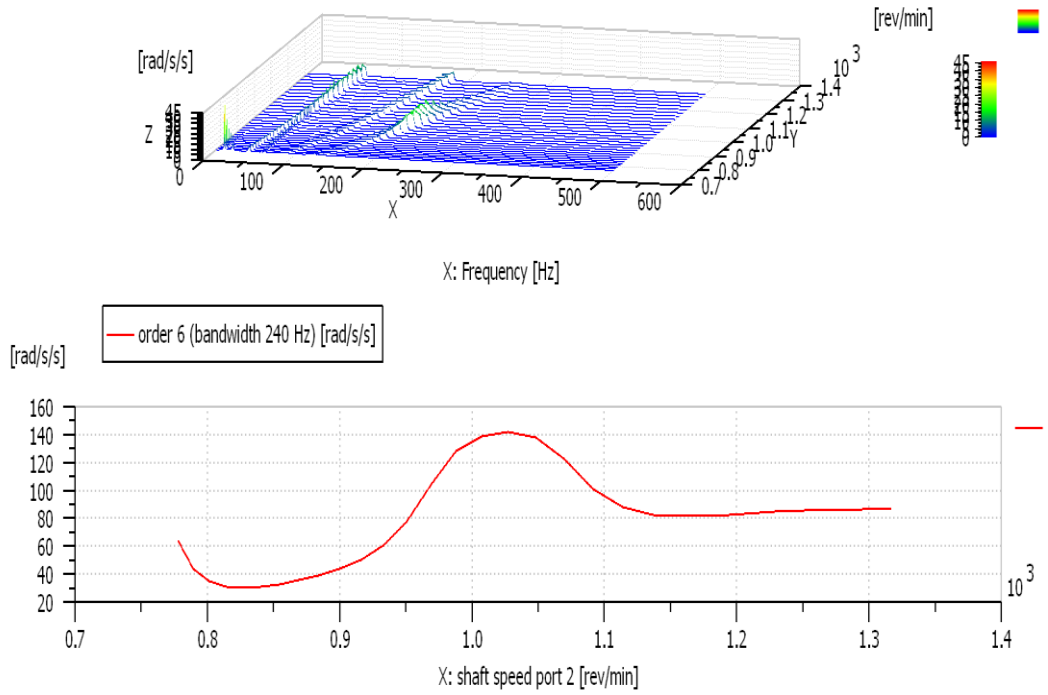


Şekil 4.33. $k= 200 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği

K= 100 Nm / ° :

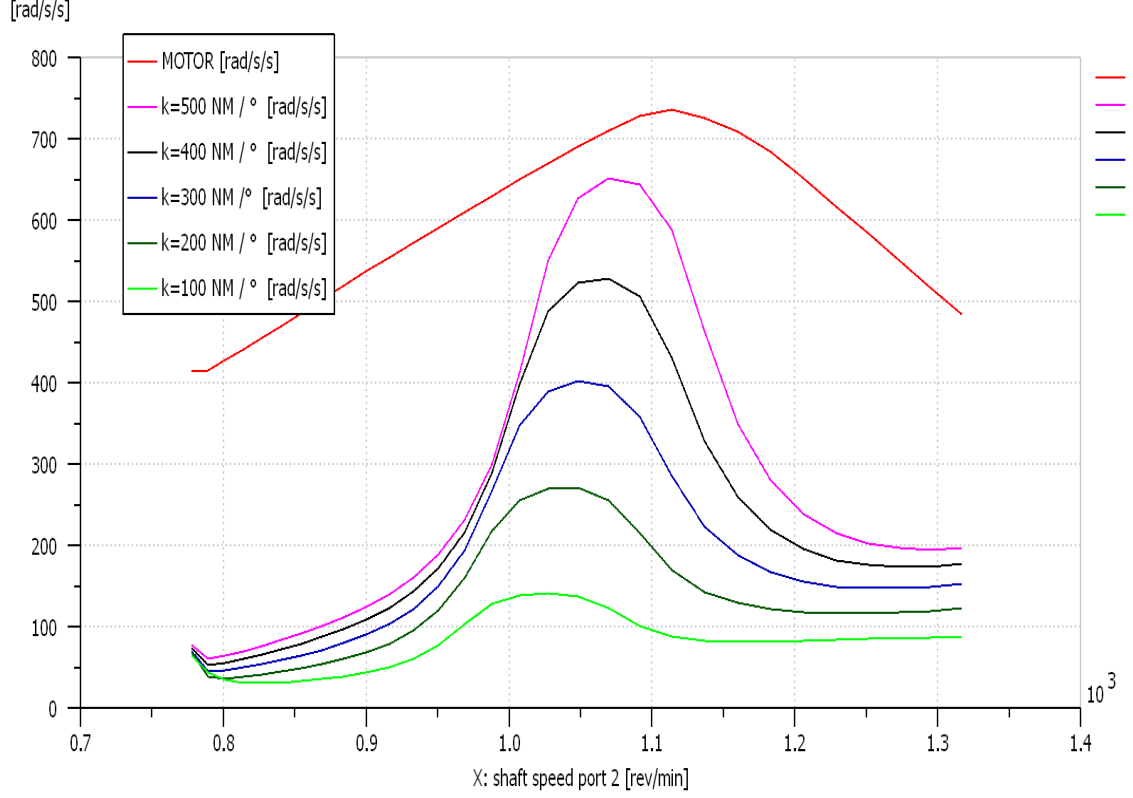


Şekil 4.34. $k= 100 \text{ Nm} / ^\circ$ Zaman – Titreşim grafiği



Şekil 4.35. $k= 100 \text{ Nm} / ^\circ$ RPM – Titreşim grafiği

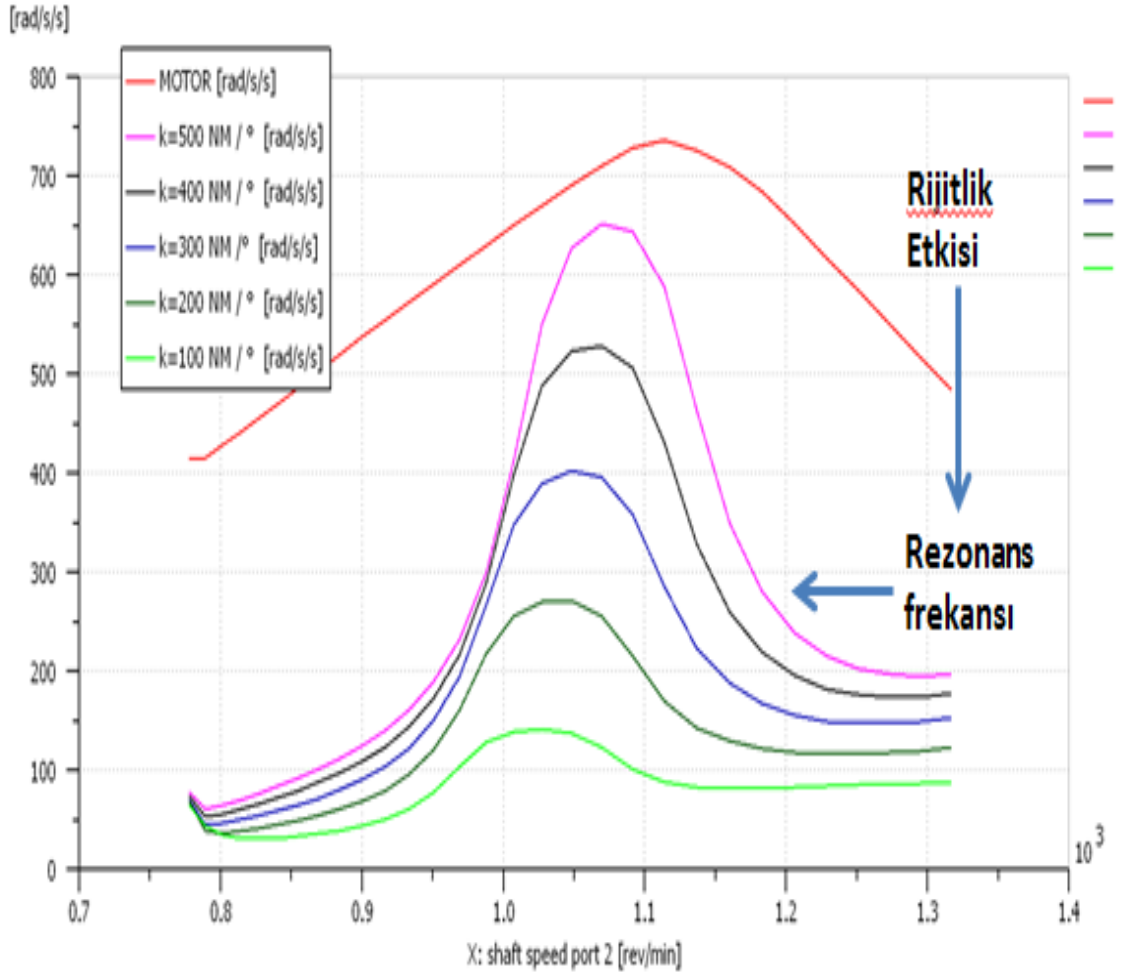
4.5. RİJİTLİK ANALİZLERİNİN KARŞILAŞTIRMASI



Şekil 4.36. Rijitlik etkilerinin karşılaştırması

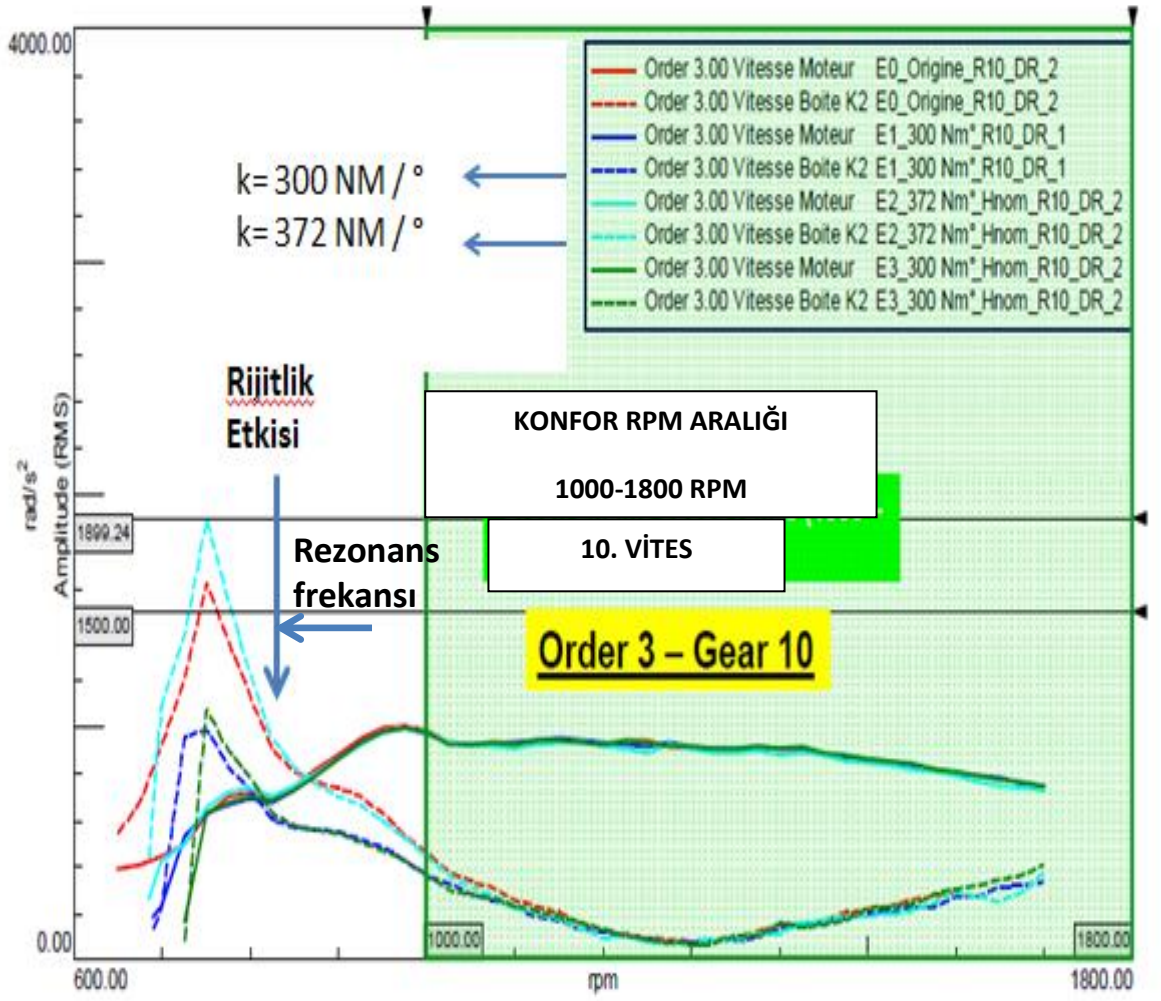
Bir önceki bölümde 500 Nm / ° ile 100 Nm / ° rijitlik değerlerine sahip yaylara yaptığımız karşılaştırmalı titreşim analizleri sonucu şekildeki grafiği elde ederiz (4.36).

Grafiği incelediğimizde debriyaj damper yayı rijitliğinin azalması ile araçta motor tarafından kaynaklanan titreşimlerin genliklerinin azaldığı sonucunu elde ederiz. İstenilen rijitliğin debriyajda kullanılması dik tasarımına ve araç özelliklerine bağlıdır. Disk tasarımında düşük rijitliğe ve uzun gidiş-geliş açısına sahip yay geometrisi dikkate alınmalıdır, yetersiz gidiş-geliş açısı bulunan yaylar iletilen tork miktarını karşılayamaz ve bu durum yay kırılması başta olmak üzere uzun vadede araç mekanik sistemlerinde arızalar meydana getirir. Bu çalışmada disk geometrisinin çalışma yapılan rijitlik değerlerine uygun olduğu kabul edilmiştir.



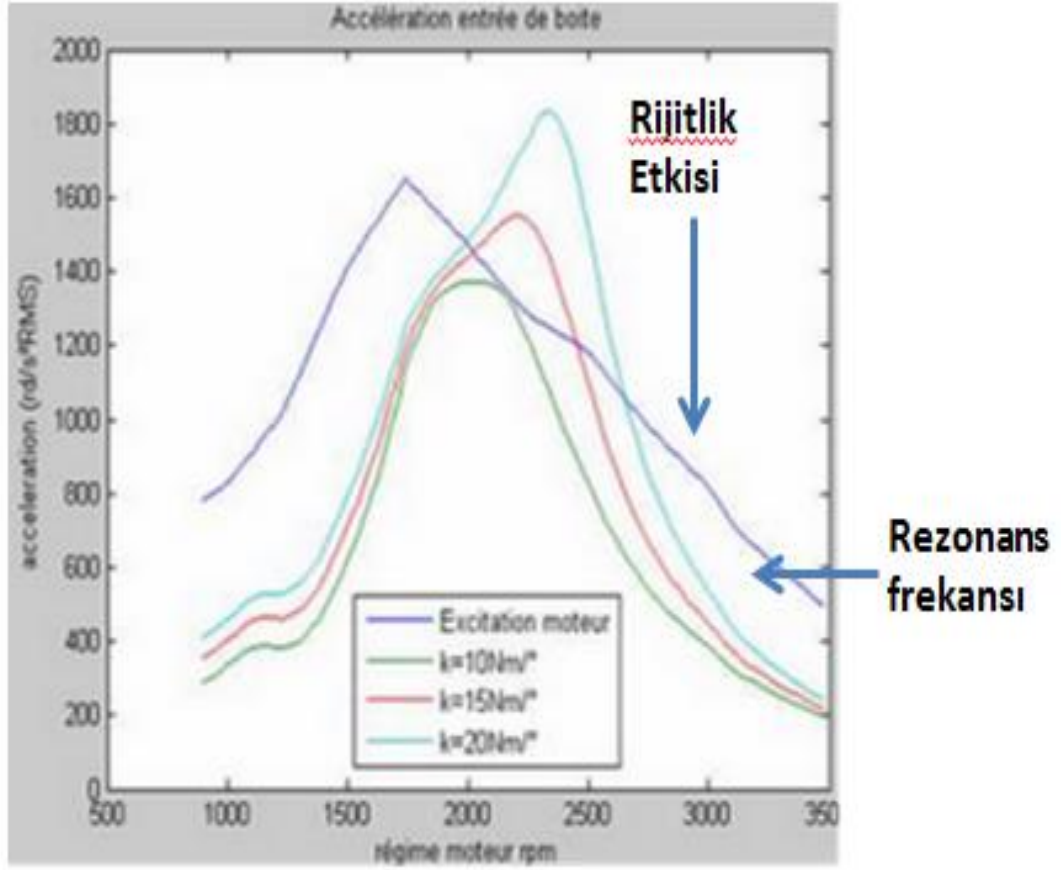
Şekil 4.37. Karşılaştırmalı titreşim değerleri

Karşılaştırma sonucunda debriyaj damper yayı rijitlik değerinin azalması ile sistemde bulunan sönüm miktarının arttığını ve vites kutusunda meydana gelen titreşim genliklerinin azaldığını görürüz. Sönüm miktarının artması ile kritik sönüm katsayısının arttığı ve sönümlü doğal frekansın sola kaydığı görülmektedir (4.37).



Şekil 4.38. Araç testi ölçümü (Anonim 2014)

Analiz sonuçları gerçek araç test sonuçları karşılaştırıldığında grafik verilerinin birbiriyle doğru orantılı olduğu görülür. Ölçüm sonucu en yüksek 1200 Nm tork değerine sahip bir ağır vasıta aracına aittir. Rijitlik etkisi ile şanzıman titreşimlerinin sönümlendiği ve sönümlü doğal frekans eğrisinin sola kaydığı görülmektedir (Şekil 4.38).



Şekil 4.39. Matlab rijitlik etkisi modeli (Anonim 2013)

Matlab programında hazırlanan modelde ise binek araçlar için rijitlik değerlerinin etkisi karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Binek araçlarda tork değerleri ağır vasıta araçlara göre daha düşük olduğu için bu araçlar için tasarlanan debriyajların rijitlik değerleri de düşüktür.

Elde edilen sonuçlar LMS AMESim programında elde edilen grafik sonuçlarıyla doğru orantılıdır. Damper yayı rijitliğinin azalmasının sistemde titreşimleri sönümleyici bir etki yaptığı ve sönümlü doğal frekans eğrisinin sola kaydığı görülmektedir (Şekil 4.39).

5. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

Çalışmada debriyaj damper yay rijitliğinin araç titreşimlerine olan etkileri incelenmiştir. Değişik yay rijitliğine sahip yaylar LMS AMESim programında oluşturulan gúc aktarım sisteminde modellenerek titreşime olan etkileri zamana ve frekansa bağlı olarak karşılaştırılmıştır.

Yay rijitliğinin araç konforuna olan etkilerini incelemek için kurulan modelde debriyaj disk damper yayı rijitliği değişken olarak alınmış ve diğer bütun değerler karşılaştırmalı analizde sabit kabul edilmiştir. Yol ve sürücü profillerinin simülasyona etkisi ihmal edilmiştir.

Araştırma sonunda debriyaj tasarım geometrisinin izin verdiği ölçüde yay rijitliğini düşürmenin araç titreşimlerini sönümlediği, sistemin rezonans bölgesinde oluşan yüksek genlikli titreşimlerin değerini azalttığı ve araç konforunu arttırdığı sonucunu elde ederiz. Sönümde meydana gelen artış ile rezonans frekansının sola kaymasının ise konforlu kullanım aralığını arttırdığı sonucunu elde ederiz.

KAYNAKLAR

- Abe, T. , Felice , M.J. 2010.** ‘Driving the Next Generation of Powertrain NVH Refinement Through Virtual Design.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Acar, H. , Gul, C. ,Avci, M. 2014.** ‘Clutch Disc Torsional Characteristics Optimization to Reduce Idle and Gear Rattle on Passenger Car.’ SAE International.
- 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.
- Anonim ,2013.** Technical documentation of Valeo A.Ş.
- Anonim ,2014.** Technical documentation of Valeo A.Ş.
- Anonim ,2014.** LMS AMESim Powertrain System Guide.
- 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.’ <http://www.ricardo.com> (Erişim Tarihi:08.11.2014)
- Drexl, H. 1989.** ‘Truck Clutches For the 90s-Higher Torques,Efficient Torsional Damping and Electronic Control.’ SAE Technical Paper Series.
- Duque, E. , Augusto, R. 2012.** ‘Mathematical Formulation of Dynamic Automotive Clutch Damper.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Heidingsfeld, D. , Petri, H. 1989.** ‘The Hydraulic Torsion Damper-A New Concept For Vibration Damping in Powertrains.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Hwang, S. , Stout, J. , Ling, C. 1998.** ‘Modeling and Analysis of Powertrain Torsional Response.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Jadhav, S. 2014.** ‘Powertrain NVH Analysis Including Clutch and Gear Dynamics.’ SAE Technical Paper Series.
- Jianjun, H. , Yusheng, Z. , Yong, G. 2009.** ‘Study on Natural Torsional Vibration Characteristics of Dual Mass Flywheel.’ *SAE International*.
- Keeney, S. , Shih, S. 1992.** ‘Prediction and Control of Heavy Duty Powertrain Torsional Vibration.’ *Rockwell International*.
- Mazzei, A. , Alzahabi, B. , Natarajan, L.K. 2002.** ‘Analysis of Drivetrain Bending Response For a Heavy Truck Driveline.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Miyasato, H. , Siminatto, G. , Junior, M. 2011.** ‘Study of the Gear Rattle Phenomena in Automotive Powertrain Systems.’ 21st International Congress of Mechanical Engineering, BRAZIL
- Miyasato, H. , Siminatto, G. , Junior, M. 2013.** ‘Linear Powertrain Models For NVH Phenomena Evaluation.’ International Symposium on Dynamic Problems of Mechanics, BRAZIL.
- Nakano, O. , Suzuki, M. 1995.** ‘Development of High Fatigue Strength Spring-Application on Clutch Disc Torsional Damper.’ *SAE Technical Paper Series*.

- Riedel, L.H. , Neto, D.V. , Horowitz, R.O. , Duque, E.L. , Almeida, R.C. 2002.** ‘Optimization of a Clutch Disc Torsional Damping System Design.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Rivin, E. 2000.** ‘Analysis and Reduction of Rattling in Power Transmission Systems.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Skup, Z. 2005.** ‘Damping of Vibrations in a Power Transmission System Containing a Friction Clutch.’ *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*,43(4):875-892.
- Smith, R. 2001.** ‘Changing the Effective Mass to Control Resonance Problems.’ *Sound and Vibrations*,14-17.
- Sofian, M. , Hazry D, Ishak, I. 2009.** ‘A Study of Vibration Analysis for Gearbox Casing Using Finite Element Analysis.’ Proceedings of International Conference on Applications and Design in Mechanical Engineering ,MALAYSIA.
- Sorniotti, A. 2008.** ‘Driveline Modeling, Experimental Validation and Evaluation of the Influence of the Different Parameters on the Over All System Dynamics.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Szadkowski, A. , Prange, E. , Nagi, N. 1995.** ‘Hysteresis effects on Driveline Torsional Vibrations.’ *SAE Technical Paper Series*.
- Szadkowski, A. ,Morford, R. 2001.** ‘Long Travel Damper.’ *SAE Technical Paper Series*.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Mehmet Onur GENÇ
Doğum Yeri ve Tarihi : Samsun / 1986
Yabancı Dili : İngilizce

Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : Bursa Karacabey Anadolu Lisesi / 2004
Lisans : Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi
: Makine Mühendisliği / 2011

Çalıştığı Kurumlar ve Yılı

: Durmazlar Makine San. A.Ş (2012–2013)
: Valeo Otomotiv San. A.Ş (2013–Devam Ediyor)

İletişim(e-posta)

: mehmetonurgenc@hotmail.com