

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TİCARİ AĞIR VASITALARDA DİFERANSİYEL DIŞLI KUTUSU KAYNAKLI
GÜRÜLTÜNÜN ANALİZİ**

EREN TAŞPINAR

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. TARKAN SANDALCI**

İSTANBUL, 2017

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TİCARİ AĞIR VASITALARDA DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU KAYNAKLI
GÜRÜLTÜNÜN ANALİZİ

Eren TAŞPINAR tarafından hazırlanan tez çalışması 21.03.2017 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Övün IŞIN
İstanbul Üniversitesi

Prof. Dr. Ahmet GÜNEY
İstanbul Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Arka tekerden tahrikli ticari ağır vasıtalarda diferansiyel dişli kutusu sesinin sonlu elemanlar ile modellenmesi ve azaltılmasına yönelik hazırlanan bu tez çalışması Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda hazırlanmış olup 21 Mart 2017 tarihinde yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Yüksek lisans tez çalışmamı hazırladığım süreçte benden yardımlarını esirgemeyen saygıdeğer hocam Sayın Doç. Dr. Tarkan SANDALCI'ya içten teşekkürlerimi ve şükranlarımı sunarım.

Çalışma sırasında dişli tasarımı konusundaki tecrübelerini benimle paylaşan ekip arkadaşım Umut YILDIR'a ve uzun süren tez çalışmamın ilk döneminden tamamlanmasına kadar geçen süreçte bana desteğini esirgemeyen sevgili eşim İlvan TAŞPINAR'a ve aileme de teşekkür ederim.

Mart, 2017

Eren TAŞPINAR

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT.....	xiii
BÖLÜM 1	1
GİRİŞ	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Orjinal Katkı.....	5
BÖLÜM 2	6
SES VE GÜRÜLTÜ	6
2.1 Ses Terminolojisi ve Sesin Yapısı.....	6
2.2 Sesin Yeğİnliği.....	7
2.3 Desibel (dB) Konsepti.....	8
2.4 Duyma Seviyesi	8
BÖLÜM 3	11
TİTREŞİM	11
3.1 Serbest Titreşim	11
3.1.1 Sönümsüz Serbest Titreşim	12
3.1.2 Sönümlü Serbest Titreşim	13
3.2 Zorlanmış Titreşimler	14
3.3 Rezonans.....	16

3.4	Periyot ve Frekans Arasındaki İlişki.....	16
3.5	Fourier Dönüşümü (FFT)	17
3.6	Mertebe Analizi ile Kritik Frekans Tespiti	18
3.7	Mertebe Analizinin Grafikselsel Gösterimi	20
3.7.1	Campbell Diyagramı.....	20
3.7.2	Renk Haritası Grafiğı	21
3.8	Frekans Karakteristik Fonksiyonu	22
BÖLÜM 4		25
ARKA AKS VE HİPOİD DİŞLİ MEKANİZMASI		25
4.1	Arka Aks ve Diferansiyelin Çalışma Mekanizması.....	25
4.2	Taşıtlı Kaynaklı Ses ve Titreşim Problemleri	27
4.3	Arka Aks Dişli Sesi ve Kaynakları	28
4.3.1	Hareket Transfer Hatası (HTH)	29
4.3.2	Dişli Teması Sırasında Oluşan Dinamik Kuvvetlerdeki Değişiklikler ..	30
4.3.3	Kuvvetin Yapılan İletilebilirliği	31
4.4	Arka Aksın Dişli Sesine Ait Mertebenin Belirlenmesi.....	31
BÖLÜM 5		33
DİŞLİLER.....		33
5.1	Hipoid Dişliler ve Avantajları.....	34
5.2	Dişli Dizaynı	35
BÖLÜM 6		37
ARKA AKS SONLU ELEMANLAR MODELİ		37
6.1	Vites Kutusundan İletilen Yüklerin Modele Aktarılması	38
6.2	Ayna ve Mahrutli Dişlilerin Modellenmesi	39
6.3	Aks Kovanı ve Istavroz Kutusunun Modellenmesi	41
6.4	Sistemde Yer Alan Rulmanların Modellenmesi	42
6.5	Aks Boruları, Braketler ve Makas Yayların Modellenmesi	44
6.6	Aks Milleri ve Güneş Dişlilerin Modellenmesi	45
6.7	Kardan Milinin Modellenmesi.....	46
6.8	Modelde Kullanılan Sınır Şartları	47
6.9	Frekans Karakteristik Analizi için Modelin Kullanılması.....	49
BÖLÜM 7		51
KURULAN MODELİN ARAÇ TESTLERİ İLE DOĞRULANMASI.....		51
7.1	Araç Testleriyle Arka Aks Diferansiyel Dişli Sesinin Öznel Ölçülmesi	51
7.2	Araç Testleriyle Arka Aks Diferansiyel Dişli Sesinin Nesnel Ölçülmesi	52
7.2.1	Araç ve Ölçüm Aletleri	52
7.2.2	Nesnel Test Yöntemi.....	54
7.2.3	Nesnel Araç Testlerinin Değerlendirilmesi	54

7.3	Sonlu Elemanlar Modelinin Araç Testleri ile Doğrulanması	56
BÖLÜM 8		59
DİZAYN İYİLEŞTİRME ÇALIŞMALARI.....		59
8.1	Dişli Geometrisi Üzerinde İyileştirme Yapılması	59
8.1.1	Profil Yönünde Bombe Verilmesi.....	61
8.1.2	Helis Yönünde Bombe Verilmesi İşlemi	62
8.1.3	Basma Açısının Değiştirilmesi	62
8.1.4	Spiral Açısının Değiştirilmesi.....	62
8.1.5	Diş Yanağının Bükülmesi.....	63
8.1.6	Dişli Sesini Azaltmak için Alternatif Dişli Tasarımının Geliştirilmesi..	63
8.2	Diğer Parçalara ait Rezonansların Dişli Kavrama Frekansından Uzaklaştırılması	65
BÖLÜM 9		71
SONUÇ VE ÖNERİLER		71
KAYNAKLAR		73
ÖZGEÇMİŞ		76

SİMGE LİSTESİ

f_H	Hipoid Dişli Kavrama Frekansı [Hz]
L_p	Ses Basınç Seviyesi [Pa]
P_0	Referans Ses Basıncı [20 μ Pa]
ρ	Özkütle [kg/m ³]
λ	Dalga Boyu
ψ	Faz Farkı
Ω	Doğal Frekans

KISALTMA LİSTESİ

A	Alan
c	Viskoz Sönümlleme Katsayısı veya Ses Hızı
DKF	Dişli Kavrama Frekansı [Hz]
f	Frekans [Hz]
FKF	Frekans Karakteristik Fonksiyonu
HTH	Hareket Transfer Hatası
I	Ses Yeğirliği
k	Rijitlik
K	Adyabatik Hacim Modülü
m	Kütle [kg]
n	Devir Sayısı [devir/dakika]
NVH	Noise Vibration and Harshness
T	Periyot
V	Araç Hızı [km/saat]
W	Ses Gücü

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1	Ses Dalgalarına Ait Parametrelerin Şematik Gösterimi 7
Şekil 2. 2	Eş Ses Şiddet Eğrileri 9
Şekil 2. 3	Ses Basınç Seviyelerinin Ağırlıklaştırma Ölçeklerinin Kıyaslanması 10
Şekil 3. 1	Serbest Titreşim Hareketi Yapan Basit Sarkaç Görseli 12
Şekil 3. 2	Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Serbest Titreşimine ait Sistem Modeli.. 13
Şekil 3. 3	Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Serbest Titreşimine ait Sistem Modeli 14
Şekil 3. 4	Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Zorlanmış Titreşime ait Sistem Modeli ... 15
Şekil 3. 5	Periyot ile Frekans Arasındaki İlişki..... 16
Şekil 3. 6	Kompleks bir kuvvet datası ile sinüs eğrilerinin ilişkisi 17
Şekil 3. 7	İki Farklı Çapta Kasnaklardan Oluşan Mekanizma 18
Şekil 3. 8	Sistemdeki Kuvvetlerin Frekans Tabanında Gösterilmesi..... 19
Şekil 3. 9	İki Kasnaktan Oluşan Sistemin Mertebe Analizi İle Gösterilmesi 20
Şekil 3. 10	Campbell Diyagramı 21
Şekil 3. 11	Renk Haritası 22
Şekil 4. 1	Arka Tekerden Tahrikli Bir Aracın Şematik Gösterimi..... 25
Şekil 4. 2	Diferansiyel Kutusu Dişlileri 26
Şekil 4. 3	Arka Aks ve Alt Parçaları 27
Şekil 4. 4	HTH Ölçüm Cihazı..... 30
Şekil 4. 5	Diş İzinin Kontrol Edilmesi..... 31
Şekil 5. 1	Dişli Tipleri..... 33
Şekil 5. 2	Hipoid Dişli ile Helisel Dişli Arasındaki Temel Fark 34
Şekil 5. 3	Dişlinin Makro Geometri Dizaynında Kullanılan Temel Parametreler 35
Şekil 6. 1	Araç Testleri Sırasında Kaydedilen Ses Datası..... 38
Şekil 6. 2	Vites Kutusundan İletilen Yüklerin Modellenmesi..... 39
Şekil 6. 3	Ayna ve Mahruti Dişlilerin Sonlu Elemanlar Modeli 40
Şekil 6. 4	Istavroz Kutusunun Sonlu Elemanlar Modeli..... 41
Şekil 6. 5	Diferansiyel Kovanının Sonlu Elemanlar Modeli 42
Şekil 6. 6	Emil Claesson'un Tez Çalışması Sırasında Kullandığı Modeller..... 43
Şekil 6. 7	Tez Çalışmasında Kullanılan Rulman Modeli..... 44
Şekil 6. 8	Arka Aks Boru Komplexinin (Braketler ile Birlikte) Modeli 45
Şekil 6. 9	Güneş ve Pinyon Dişlinin Sonlu Elemanlar Modeli 46
Şekil 6. 10	Aks Milinin Sonlu Elemanlar Modeli 46
Şekil 6. 11	Kardan Milinin Sonlu Elemanlar Modeli 47
Şekil 6. 12	Askı ile Şasi Arasındaki Bağlantının Rijit Elemanlar ile Modellenmesi..... 48

Şekil 6. 13	Makas Yayların Bağlantı Noktalarından Sabitlenmesi	48
Şekil 6. 14	Aksın Süspansiyon Braketi ve Aks Millerinden Sabitlenmesi.....	49
Şekil 6. 15	Aksın Süspansiyon Braketi ve Aks Millerinden Sabitlenmesi.....	49
Şekil 7. 1	Mikrofonun Kayıt Pozisyonu (Solda) ve Data Toplama Sistemi (Sağda)	53
Şekil 7. 2	Testlerde Kullanılan Mikrofon (Solda) ve Mikrofon Kalibratörü (Sağda).....	53
Şekil 7. 3	Araç Testleri Sırasında Toplanılan Sesli Aksa Ait Nesnel Data Örneği	55
Şekil 7. 4	Araç Testleri Sırasında Toplanılan Sessiz Aksa Ait Nesnel Data Örneği	56
Şekil 7. 5	Aracın Yavaşlama Manevrası Sırasında Kaydedilen Ses Datası.....	57
Şekil 7. 6	Aracın Yavaşlama Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu.....	57
Şekil 7. 7	Aracın Hızlanma Manevrası Sırasında Kaydedilen Ses Datası	58
Şekil 7. 8	Aracın Hızlanma Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu.....	58
Şekil 8. 1	Profil Yönünde Bombe Verilmesi İşlemi.....	61
Şekil 8. 2	Helis Yönünde Bombe Verilmesi İşlemi	62
Şekil 8. 3	Basma Açısının Değiştirilmesi İşlemi	62
Şekil 8. 4	Spiral Açısının Değiştirilmesi İşlemi.....	63
Şekil 8. 5	Diş Yanağının Bükülmesi İşlemi.....	63
Şekil 8. 6	Aracın Hızlanma Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu.....	64
Şekil 8. 7	Aracın Yavaşlama Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu.....	65
Şekil 8. 8	Güç Aktarma Ünitelerinin Modal Analiz Sonucu	66
Şekil 8. 9	Vibracoustic Firmasına ait Damper Dizaynı	68
Şekil 8. 10	Damperin Kurulan Sonlu Elemanlar Modeli	69
Şekil 8. 11	Modele Damper Eklenilmesi Sonrasında Yavaşlama Şartı için FKF Sonucu. 70	
Şekil 8. 12	Modele Damper Eklenilmesi Sonrasında Hızlanma Şartı için FKF Sonucu... 70	

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 2. 1 Günlük hayatta karşılaşılan bazı koşullar için ses basınç seviyeleri [1, 12] .	8
Çizelge 6. 1 Modelde Kullanılan Eleman Tipleri ve Sayıları	50
Çizelge 7. 1 SAE J 1060 J2 Standardına Göre Özel Sınıflandırma Ölçeği.....	51
Çizelge 7. 2 Test Yapılan Aracın Özellikleri	54
Çizelge 8. 1 Hızlanma Şartı için Dişli Dizaynının Optimize Edilmesi	64
Çizelge 8. 2 Yavaşlama Şartı için Dişli Dizaynının Optimize Edilmesi.....	65

TİCARİ AĞIR VASITALARDA DİFERANSİYEL DİŞLİ KUTUSU KAYNAKLI GÜRÜLTÜNÜN ANALİZİ

Eren TAŞPINAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Aks sesi güç aktarma organlarındaki önemli ses ve titreşim problemlerinden birisidir. Bu ses, yüksek frekans aralığında dişli temasında oluşan kuvvetteki değişiklikler ve ayna ile mahruti dişliler arasında meydana gelen hareket transfer hatasının sonucunda oluşmaktadır. Bu parametreler, diş profilinin ve diş temasının kontrol edilmesine yarayan benzetim programları vasıtasıyla iyileştirilebilmektedir. Dişlilerin ses ve titreşim karakteristiğini iyileştirmek için kullanılan bu dişli tasarım programlarının çoğu, dişlilerin diğer sistemlerle olan etkileşimini göz ardı etmektedir. Ancak temas noktasından aksa iletilen kuvvet ve aks ile diğer parçalar arasındaki etkileşim de dişli sesine etki eden kritik etmenlerdendir. Bu nedenle arka aks ses ve titreşim analizlerinde hem dişli üzerinde yapılan değişikliklerin hem de sistem geliştirmelerinin birlikte kullanılması gerekmektedir.

Bu tez çalışmasında, her iki parametrenin dişli sesi üzerindeki etkilerini gösterebilmek için kullanılacak olan aktarma organları modeli sonlu elemanlar yöntemiyle kurulmuştur. Hipoid dişliler ise özel bir dişli tasarım programı yardımıyla modellenmiş ve sisteme dahil edilmiştir. Kurulan model araç testleriyle doğrulanmış ve dişli sesini azaltmak için yapılabilecek tasarım iyileştirme önerileri tartışılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Arka aks dişli sesi, gürültü analizi, diferansiyel dişli kutusu sesi

**ANALYSIS OF REAR AXLE GEAR WHINE NOISE OF
COMMERCIAL MOTOR VEHICLES**

Eren TASPINAR

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Tarkan SANDALCI

Axle whine is one of the important NVH problems in driveline systems and it occurs in high frequency range due to dynamic meshing force variation and transmission error between the pinion and drive gears of rear axle system. These parameters can be improved by gear tooth profile optimizations through the usage of simulation tools to control the tooth contacts. Most of the design tools and special gear design programs, which use these techniques to improve NVH characteristic of gears, ignore the gear interaction with other systems. However force transmissibility from mesh to the axle and system interaction between the rear axle and other components are also critical parameters, which are affected to gear whine. Because of this reason, both gear modifications and system optimizations should be used together in rear axle NVH analyses.

In this thesis, a driveline CAE model was prepared to show both these two effects on gear whine noise. Hypoid gearset model was prepared with the help of a special gear design program and added into the driveline system model. Accuracy of the model were verified by vehicle tests and design proposals, which can be used to reduce gear whine, were discussed.

Keywords: Rear axle whine noise, noise analysis, differential whine noise

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

1.1 Literatür Özeti

Aks sesi üzerine yapılan ilk çalışmalardan olan ve sonraki yapılan araştırmaların temelini oluşturan kaynaklardan biri Makoto, Sugita ve Naoto'nun gerçekleştirdiği çalışmadır [1]. Makoto ve ekibi arka akstan gelen dişli sesinin dişlilerin teması sırasında oluşan eğilme ve burulmadan kaynaklandığını, sesin oluşum mekanizmasının ise hareket transfer hatası ve dişliler arası temas ile ilişkili olduğunu belirtmişlerdir. Buna karşın hipoid dişlinin temas oranının yeterince geniş olduğu belirtilerek çalışmada sadece hareket transfer hatasının dişli sesi üzerindeki etkisi incelenmiştir. Çalışmada hareket transfer hatasına bağlı olarak hem aks sesini hem de diferansiyel kovarı titreşimini elde etmeyi sağlayan bir deneysel formül elde edilmiş ve bu formüle bağlı olarak çıkartılan sonuçlar deney dataları ile kıyaslanarak formül doğrulanmıştır. Yapılan bu çalışma hipoid dişliler arasında meydana gelen hareket transfer hatası ile aksın dişli sesinin bağlantılı olduğunun gösterildiği ilk çalışmalardandır. Yayın çalışması sırasında aktarma organlarının titreşiminin sese etkisi de incelenmiş ve kardan milinin açılal rijitliği değiştirilerek dişli sesi azaltılmaya çalışılmıştır.

Donley ve çalışma arkadaşları aks sesi üzerine yapılan çalışmaların bir çoğuna kaynak olmuş ve ses analizlerinde kullanılan modeller için referans niteliğinde olan bir çalışma ortaya çıkartmışlardır [2]. Çalışmada; bir kamyonete ait arka aks modeli oluşturulmuş ve parçalar birbirlerine özel bir yöntem ile eklenmiştir. Tüm parçalar ayrı ayrı modellenip yapılan testlerle doğrulanmıştır. Tekerlek, amortisör ve yayların özellikleri sistem cevabına ve yüke göre değişiklik gösterdiği için bu parçaların doğrulanması

amacıyla da sistem seviyesinde kontroller gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar sırasında parça modellerinin doğrulanması için çekiç testi, sistemin genel kontrolü içinse şasi dinamometresi aracılığıyla yapılan testler kullanılmıştır. Testlerin sonucunda ise kurulan model ile deneysel sonuçlar arasında iyi bir korelasyon kurulduğu gözlemlenmiştir.

Ses tiplerini özetlerken aktarıldığı gibi aks ve vites kutusu kaynaklı dişli sesleri karakteristik açıdan birbirlerine çok benzemektedir. Bu nedenle literatür araştırması sırasında vites kutusu bazlı yapılan çalışmalar da incelenmiştir.

Chung ve Steyer yapmış oldukları çalışmada dişli sesini azaltmak için dişliler arasında oluşan hareket transfer hatasını, ham dişli özelliklerini ve sesin araç içerisindeki iletim yollarını incelemişlerdir [3]. Bu doğrultuda Makoto, Sugita ve Naoto'nun yapmış oldukları çalışmaya benzer olarak dişli sesine etki eden temel kaynağın hareket transfer hatası olduğu ifade ederek, sesi kaynağında azaltmak için dişli temasının ve yük altındaki diş eğilmelerinin analiz edilmesi gerektiğini belirtmişlerdir. Buradan yola çıkarak hareket transfer hatasının sese olan etkisini göstermek için çeşitli benzetim programlarında yardımıyla çeşitli oranlarda temas miktarına sahip dişliler imal edilmiş ve bunlar hem vites kutusu üzerinden ivmeölçerler vasıtasıyla elde edilen deneysel sonuçlar ile hem de sessiz oda testleriyle kaydedilen ses dataları üzerinde merteye analizi yapılarak incelenmiştir. Aldıkları sonuçları istatistiksel olarak kullanıp özel bir program vasıtasıyla dişlinin mikro geometri yapısında iyileştirmeler yapmışlardır. Önerilen tasarımda rezonans frekansının bir miktar aşağı düştüğü ve dişli sesi seviyesinde de düşüş olduğu gözlemlenmiştir.

Vites kutusu kaynaklı dişli sesi üzerine yapılan bir diğer çalışma ise Krishnaswami ve arkadaşlarının gerçekleştirdiği çalışmadır [4]. Benzer şekilde bu çalışmada da hareket transfer hatası dişli sesinin temel kaynağı olarak ifade edilmiş, sesin yayılım yolu olarak da dişli kutusu içerisindeki diğer parçalar ve bunların birbirleriyle olan etkileşimleri gösterilmiştir. Hem deneysel hem de analitik sonuçların yer aldığı yayında, deneysel çalışmalar daha çok hareket transfer hatasını arttırıcı yönde neden olabilecek imalat konularını çözümlmek, analitik çalışmalar ise diş profilini hareket transfer hatasını azaltacak şekilde tekrar dizayn etmek için kullanılmıştır. Sesin dağılım mekanizmaları

üzerinde bazı iyileştirmeler yapılmış ancak dişli sesi gereken seviyenin altına düşürülemediği. Bunun sonucunda planet dişliler üzerinde dizayn değişikliğine gidilmiş ve mikro geometri optimizasyonları yapılmıştır. Yapılan optimizasyon çalışmaları sonrasında sesi azaltmak için gereken optimum dişli dizaynı önerisi çalışmanın sonucu olarak paylaşılmıştır.

Sun, Steyer ve Ranek sonlu elemanlar modellemesi ile aks sistem dinamiği ve bu modellerin ses ve titreşim optimizasyonu için kullanılması konusu üzerine çalışmışlardır [5]. Makalede daha önceden geliştirdikleri yöntemi kullanarak, modelin doğrulama çalışmaları için şasi dinamometresi ile yapılan testlerden faydalanmışlardır. Kurulan korelasyon hem sonlu elemanlar modelinden hem de deneysel çalışmalardan alınan sonuçlar ile kontrol edilmiş ve başarılı bir korelasyon kurulduğu ifade edilmiştir. Kurulan model ile dişli kavrama frekansı ile kardan milinin rezonans frekansının çakıştığı gözlemlenmiş ve kardan milinin boru kalınlığı değiştirilerek iki sistemin rezonans frekansında ayrışma sağlanıp, dişli sesi azaltılmıştır.

Daha önceki bölümlerde aktarıldığı üzere dişli sesine temelde etki eden faktörlerden birisi hareket transfer hatası iken diğeri de dişli teması sırasında ayna ve pinyon dişlileri arasında oluşan temas kuvvetlerinin değişimidir. Sun, Steyer ve Ranek gerçekleştirmiş olduğu çalışmada diğer çalışmalara farklı olarak temas noktasındaki kuvvetleri ve bunların iletilebilirliği incelemişlerdir [6]. Aks sesi üzerine yapılan bu çalışmada temas sırasında oluşan kuvvetleri ve bunların iletilebilirliğini kontrol altına alarak sesi azaltmak için kullanılacak yöntemler ele alınmıştır. Ayna ve pinyonun dizaynı üzerinde iyileştirme yapılarak diş teması sırasında oluşan dinamik kuvvetin optimizasyonu üzerine çalışılmış, buna ek olarak kardan mili ve üzerindeki mafsalların, diferansiyelin veya aks millerinin üzerinde iyileştirme yapılarak ses ve titreşim problemlerinin çözümlenebileceği belirtilmiştir. Çalışmada ses üzerinde etkisi olan bir diğer etken olarak belirtilen kuvvetin aks üzerinden araca iletilebilirliği ile ilgili olarak aks millerinin, aks rulmanlarının rijitliği incelenmiştir. Çalışmada önceki gerçekleştirdikleri çalışmada [5] da değindikleri gibi kardan milinin rezonans frekanslarının dinamik temas kuvvetleri üzerinde (dolayısıyla da dişli sesi üzerinde) önemli bir etkisi olduğu belirtilerek, kardan milinin rezonans frekansının dişlinin kavrama frekansından mümkün olduğunca uzaklaştırılması gerektiği vurgulanmıştır.

Aks üzerinde yapılan bir diğer çalışmayı aks üreticisi Visteon firması çalışanları gerçekleştirmişlerdir [7]. Kurdukları modelin doğrulanması için daha önceki çalışmalar sırasında gerçekleştirilen sistem esaslı test dataları kullanılmıştır. Bu çalışmada ise önceki çalışmaya ek olarak 3 farklı dişli modeli (temasın lineer yay ile, kutlesel elemanlarla ve nonlinear temas ile modellenmesi) 0-1000 Hz arasında test edilerek kıyaslamıştır. Bunun yanında kardan milinin rezonans modlarının dişli temas kuvveti üzerinde etkili olduğu belirtilerek ses üzerinde etkili olan bu dişli kuvvetini kontrol etmek için kardan mili üzerinde dizayn değişiklikleri yapılabileceği belirtilmiştir. Kurulan modellerden yararlanılarak dişli sesini önlemek için kardan mili içerisindeki mafsal üzerinde bir damper geliştirmesi yapılmış ve bu sayede dişli sesi üzerinde iyileştirme yapıldığı kayıt edilmiştir.

Colabawala, Sorenson ve Houser yayınladıkları makalede dişli kutuları ve arka akslar ile deneysel çalışmalara yer vermişlerdir [8]. Titreşim ve akustik datalarını kayıt altına alarak bu dataların hız ve tork ile dinamik değişimlerini inceledikleri çalışmalar kapsamında dişli kutusu ve arka aks kontrolü ile sistem iyileştirilmesine çalışılmış ve torkun dişli sesi üzerindeki etkileri vurgulanmıştır. Bu çalışma sırasında aksın üzerinden alınan titreşim datalarında ses datalarında gözlemlenmeyen bir rezonans alanı tespit edilmiş, bunun ses oluşumuna etkisi olmayan bir kovan rezonansı dolayısıyla oluştuğu belirtilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Günümüzde binek araçlarda fazlasıyla önemli hale gelen ses ve titreşim problemlerinin önlenmesine dair yapılan çalışmalar, ticari araç pazarında artan rekabetinde etkisi ile bu araçlarda da önemli olmaya başlamıştır. Motor kaynaklı seslerin kontrol altına alınması için yıllardır yapılan çalışmaların yardımıyla taşıt içerisinde duyulan motor sesi önemli oranda azaltılmış ve bunun sonucunda da taşıt içerisinde yer alan diğer gürültü kaynakları sürücü ve yolcuların konforunu olumsuz yönde etkileyen ana faktörler haline gelmişlerdir. Arka aks dişli sesi, şikayet edilen bu gürültü tiplerinden en önemlileri arasında yer almaktadır. Bunun göz önüne alınması ile yeni araç geliştirme dönemlerinde müşteri şikayeti dolayısıyla hem prestij kaybına hem de aks değişimleri

dolayısıyla büyük servis giderlerine neden olan bu sesin azaltılması üzerine önemli çalışmalar gerçekleştirilmektedir.

Tez çalışması kapsamında bir ticari araca ait arka aks dişli sesinin sonlu elemanlar ile azaltılması hedeflenmiş ve bu doğrultuda güç ve aktarma organları modeli kurulup araç testleri ile doğrulanmıştır. Kurulan modelin ve yapılan literatür araştırmalarının yardımıyla sistem üzerinde uygulanabilecek yeni dizayn iyileştirme önerileri tartışılmıştır.

Bu bağlamda aşağıdaki konuların irdelenmesi ve dişli sesinin iyileştirme çalışmalarında kullanılması hedeflenmiştir.

- Literatürde yer alan çalışmalar irdelenerek diferansiyel dişli sesine etki eden parametrelerin tespit edilmesi
- Dişli geometrisi ve özellikleri ile birlikte bu geometrinin sese etkisinin incelenmesi
- Arka aks diferansiyel dişli sesinin analizinde kullanılmak üzere sonlu elemanlar benzetimi ile modelleme yapılması
- Araçta arka aks dişli sesinin duyulduğu frekans aralıklarının yapılan testler ile tayin edilmesi
- Kurulan sonlu elemanlar modeli ile araçta kaydedilen deneysel ölçüm datalarının korelasyonu
- Dişli geometrisi ve sistem üzerinde yapılan iyileştirme çalışmalarının ses üzerindeki etkisinin irdelenmesi ve dizayn iyileştirme faaliyetlerinin değerlendirilmesi

1.3 Orjinal Katkı

Sonlu elemanlar yönteminden faydalanarak taşıtlardaki ses ve titreşim problemlerini kontrol altına almak için kullanılacak bir model kurulmuştur. Bu modelde daha önce dişli analizlerinde kullanılan yöntemlerin birleşiminden oluşan yeni bir yöntem kullanılmış olup, kurulan modele ait sonuçlar araç testleriyle doğrulanmış ve literatüre dişli modellemesi için kullanılacak yeni bir yöntem kazandırılmıştır. Bu yöntem ile dişli üzerinde yapılan iyileştirmelerin dişli sesine olan etkisi gözlemlenebilmektedir. Buna ek olarak sistem esaslı yapılabilecek iyileştirmeler de datalar ile incelenmiştir.

SES VE GÜRÜLTÜ

2.1 Ses Terminolojisi ve Sesin Yapısı

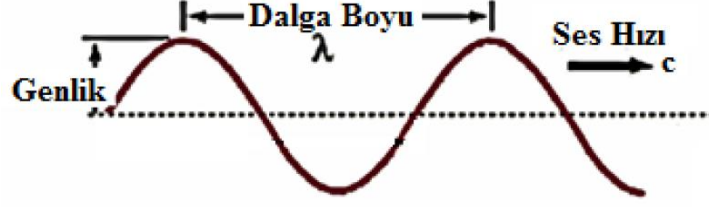
Ses ortamda yer alan akışkan içerisinde katı cisimlerin titreşimlerinin oluşturduğu insan kulağı tarafından hissedilen basınç değişimleri olarak tanımlanmaktadır. İstenmeyen, rahatsız edici seslerse gürültü olarak adlandırılmakta olup bu kavram kişiden kişiye değişiklik göstermektedir.

Sesin iletimi ortam basıncının değişimine bağlı olarak bir çeşit mekanik dalga şeklinde gerçekleşmektedir. Sesin bu şekilde içinde bulunduğu ortam ile direkt olarak etkileşim halinde olması dolayısıyla bir ses farklı bir ortamda farklı şekillerde değerlendirilebilmektedir. Bu nedenle sesin ölçülebilmesi için benzer sistemlerde olduğu gibi frekans ve sesin basınç seviyesinden yararlanılmaktadır.

Sağlıklı bir genç insanın normal şartlardaki duyma yeteneği 20 Hz ile 20.000 Hz aralığındadır[9]. Bu frekans dışında duyma yetisinin kaybolabileceği gibi, bu eşik değerleri kişiden kişiye, yaşa veya cinsiyete göre de değişiklik göstermektedir. Bu nedenle sesin ölçülmesi sırasında yayıldığı frekansın tespiti de fazlaca önemlidir. Ses dalgasının sahip olduğu frekans değeri sesin bulunduğu ortamdaki yayılma hızı ve dalga boyuna bağlı olarak aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$f = \frac{c}{\lambda} \quad (2.1)$$

Burada yer alan f değeri sesin frekansını gösterirken, formül içerisinde yer alan λ dalga boyunu ifade etmekte olup Şekil 2.1’de de görüldüğü gibi ses dalgası içerisindeki sinüs eğrisinde yer alan iki tepe noktası arasındaki mesafeyi göstermektedir.



Şekil 2. 1 Ses Dalgalarına Ait Parametrelerin Şematik Gösterimi

Denklemden diğer bir değişken olarak yer alan sesin, bulunduğu ortamdaki yayılma hızı (c değişkeni) ise altta yer alan formüle göre hesaplanmakta olup hava içerisinde sesin yayılma hızı yaklaşık olarak 344 ms^{-1} dir [9]. Formül içerisinde yer alan K sabiti adyabatik hacim modülünü, ρ ise sesin içinde bulunduğu akışkanın yoğunluğunu ifade etmektedir.

$$c = \sqrt{\frac{K}{\rho}} \quad (2.2)$$

2.2 Sesin Yeğİnliği

Gürültünün şiddeti, sesin yeğİnliği ile yakından ilişkilidir. Ses yeğİnliği, yarı çapı 1m olan dairesel bir alandaki sesin gücünü ifade etmektedir ve birimi watt/m^2 dir [10]. Ses yeğİnliği sesin gücünün (W) yayılan alana (A) bölümü ile aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$I = \frac{W}{A} \quad (2.3)$$

Buna göre sesin kaynağından uzaklaştıkça sesin yayıldığı alanda artış söz konusu olacağı için sesin yeğİnliği üstteki formül ile orantılı olarak azalmaktadır. Denkleme göre tanımlanabilecek ses yeğİnlik değeri ise desibel biriminden aşağıdaki gibi ifade edilebilmektedir. I_0 değeri, eşik ses yeğİnliğini ifade edip, $10^{-12} \text{ watt/m}^2$ ye eşittir.

$$L_I = 10 \log_{10} \frac{I}{I_0} \text{ dB} \quad (2.4)$$

2.3 Desibel (dB) Konsepti

Bir kaynaktan yayılan ses dalgaları ortamdaki hava üzerinde basınç dalgaları meydana getirmektedir. Bu sayede ortamdaki ses basınç seviyesinin ölçülmesiyle, ses seviyesinin de ölçülmesi mümkün olmaktadır. Ancak insan kulağı basınca karşı yaklaşık olarak logaritmik şekilde tepki verdiği için akustik basıncın, sesin yenginliğinin ve gücünün ölçülmesi sırasında çoğunlukla pascal yerine logaritmik tabanlı kıyaslama şansı tanıyan ses basınç seviyesi (L_p) kullanılır. Bu değer bir referans basınç değerine göre ölçülen değerlerin logaritmik olarak kıyaslanmasına imkan tanır ve ölçünün birimi desibel (dB) dir. Ses ölçümlerinde referans ses basınç değeri $20\mu\text{Pa}$ olarak kabul edilerek, ses seviyesi aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır.

$$L_p = 20 \log_{10} P/P_0 \quad (2.5)$$

Bu referans değeri insan kulağının duyma sınırı olan basınç değerine eşdeğerdir. Çizelge 2. 1’de görüldüğü üzere desibel değerinin logaritmik olarak değişim göstermesi nedeniyle insan için en düşük duyma sınırı ile üst sınır arasındaki fark düşük olmasına karşın oluşan etki büyük oranda olmaktadır.

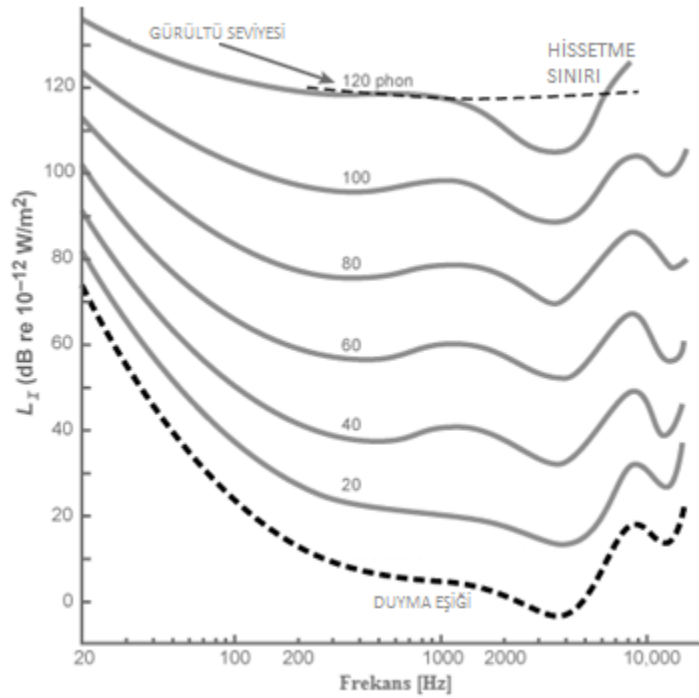
Çizelge 2. 1 Günlük hayatta karşılaşılan bazı koşullar için ses basınç seviyeleri [10, 11]

SES BASINÇ SEVİYESİ (LP) [dB]	KOŞUL	SES BASINÇ SEVİYESİ (LP) [dB]	KOŞUL
0	DUYMA ALT SINIRI	100	SİREN
40	KÜTÜPHANE	110	EL MİKSERİ
60	OFİS	140	ACI SINIRI, DUYMA ÜST SINIRI
80	KALABALIK BİR CADDE	170	YANMA SONRASI JET MOTORU

2.4 Duyma Seviyesi

Önceki bölümde de belirtildiği üzere sesin frekansı, insanın duyma hassasiyeti ile doğrudan ilişkilidir. Diğer bir deyişle bir sesin duyulabilmesi veya gürültü olarak hissedilebilmesi için sesin sahip olduğu frekans değerinin ve yenginliğinin kişinin işitme

aralığında bulunması gerekmektedir. Bu hassasiyetin tespiti ve iki sesin daha iyi kıyaslanabilmesi için “phon” adı verilen eş gürültü eğrilerinden faydalanılmaktadır. Eş gürültü eğrileri Şekil 2.2’de görüldüğü gibidir. Bu grafikten ve yapılmış olan çalışmalardan yola çıkarak insanın 300 Hz altında ve 8 KHz üzerindeki sesleri algılayabilmesi için daha yüksek ses seviyelerine ihtiyaç olduğu belirtilirken, gerçek hayatta ise ortalama bir insanın 50 Hz altı ve 15 KHz üzeri sesleri algılayamadığı belirtilmektedir.



Şekil 2. 2 Eş Ses Şiddet Eğrileri

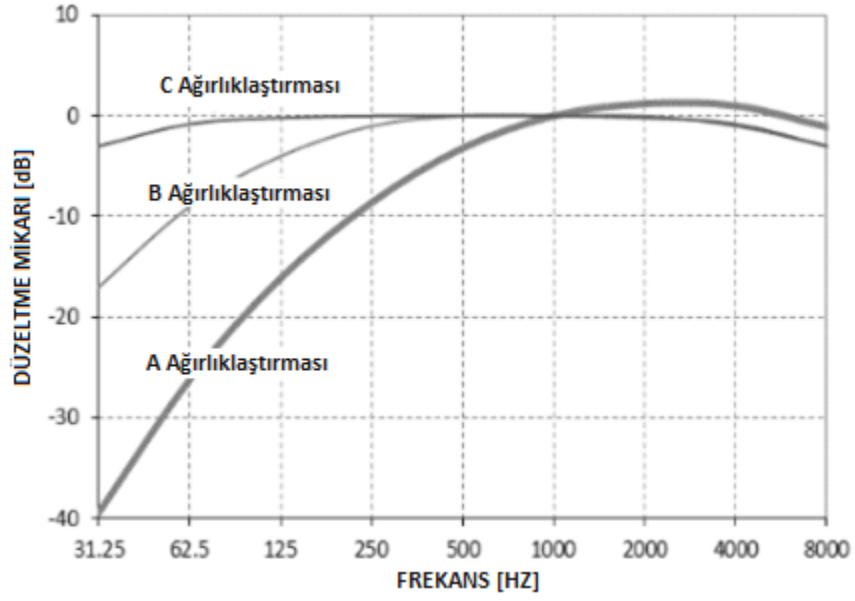
İnsan kulağının duyma yeteneğinin frekansa bağlı olarak değişim göstermesi ve tüm frekanslarda duyma yeteneğine sahip olmaması dolayısıyla insanın gürültü algısını da doğru bir şekilde inceleyebilmek için ölçülen ses seviyesi üzerinde bir ağırlıklaştırma yöntemi kullanılması gerekmektedir.

Literatürde A, B ve C tipi ağırlıklaştırma metodları olmasına karşın B ve C tipi ağırlıklaştırma yöntemleri öznel değerlendirmeler ile uyumlu olmadığı için taşıt ses problemlerinde genellikle “A” tipi ağırlıklaştırma ölçeklerinden faydalanılmaktadır [9].

A ağırlıklaştırma yöntemi ile sunulan kayıtlar dB(A) olarak ifade edilmekte olup, metot frekansa bağlı olarak yaklaşık olarak altta yer alan fonksiyon doğrultusunda hesaplanmakta olup bu fonksiyon EN 60651 ile standardize edilmiştir [12].

$$W_A = 10 \log \left[\frac{1.562339f^4}{(f^2+107.65265^2)(f^2+737.86223^2)} \right] + 10 \log \left[\frac{2.24288 \times 10^{16} f^4}{(f^2+20.598997^2)^2 (f^2+12194.22^2)^2} \right] \quad (2.6)$$

A, B ve C ağırlıklaştırma ölçeklerinin kıyaslanması Şekil 2.3'te görüldüğü gibidir.



Şekil 2. 1 Ses Basınç Seviyelerinin Ağırlıklaştırma Ölçeklerinin Kıyaslanması

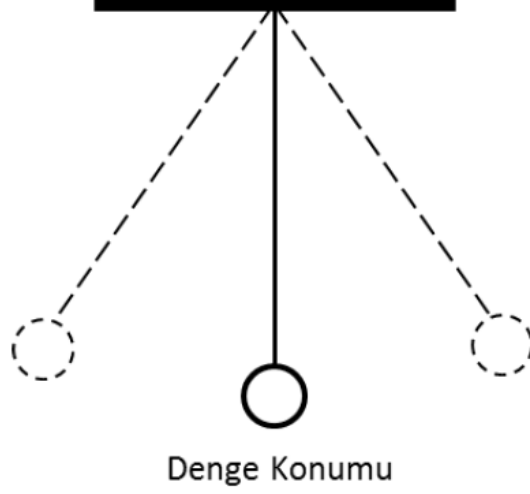
TİTREŞİM

Ses, titreşimin bir sonucu olarak meydana gelmekte olup istenilmeyen seslere karşı dizaynın iyileştirilmesi için öncelikle titreşim kaynaklarında iyileştirme yapılması önem arz etmektedir. Belirli bir zaman aralığında tekrarlanan her hareket salınım olarak adlandırılmaktadır. Titreşim ise en genel tanımıyla bir denge noktası etrafında yapılan mekanik salınım hareketi olarak ifade edilebilir.

Titreşimler sistem üzerine uygulanan kuvvetin kaynağı ve sistemin içerisinde sönüm elemanı yer alıp almadığına göre çeşitli şekillerde adlandırılmaktadır.

3.1 Serbest Titreşim

Eğer bir sistem dışarıdan sürekli zorlayıcı bir etki olmaksızın başlangıçtaki denge konumunun bozulması ile kendi kendine titreşim yapıyorsa bu hareket, serbest titreşim olarak adlandırılmaktadır. Serbest titreşim durumunda sistemin titreşim frekansı, sisteme ait doğal frekansına eşittir [13]. Şekil 3.1’de görünen ve başlangıç anında belli bir yükseklikten serbest bırakıldığı kabul edilen basit sarkaç yapısı serbest titreşim için örnek teşkil etmektedir.

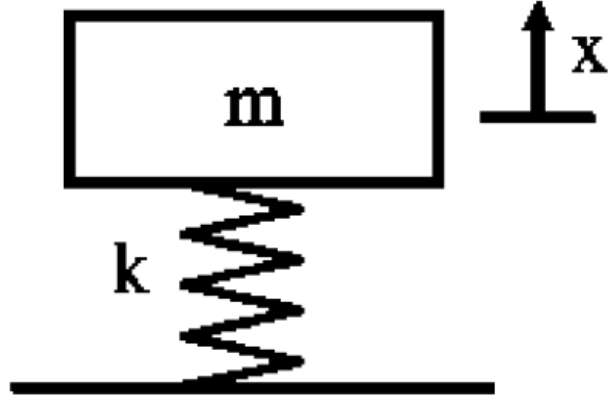


Şekil 3. 1 Serbest Titreşim Hareketi Yapan Basit Sarkaç Görseli

Bir sistemin titreşimi sırasında, bu sistemin potansiyel enerjisinin kinetik enerjiye, kinetik enerjisinin de potansiyel enerjiye dönüşümü söz konusu olmaktadır. Eğer sistem içerisinde bir veya birden çok sönüm elemanı yer alıyor ise titreşimin her periyodunda belli bir miktar enerji kaybı söz konusu olacak ve bir müddet sonra sisteme ek bir enerji girişi söz konusu olmaz ise titreşim sönümlenecektir. Belirtilen bu sönüm sistem üzerinde yer alan bir eleman olabileceği gibi sistem sürtünmesi gibi etmenler sonucunda da gerçekleşebilmektedir. Titreşim üzerinde önemli etkisi olması dolayısıyla serbest ve zorlanmış titreşimlerin gruplandırılmasında sönüm elemanı önemli bir yer tutmaktadır. İlerleyen bölümde sönümlü ve sönümsüz serbest titreşim yapıları hakkında bilgi verilecektir.

3.1.1 Sönümsüz Serbest Titreşim

Titreşim boyunca sürtünme gibi etkiler dolayısıyla sistemde herhangi bir enerji kaybı oluşmuyorsa ve hareket sırasında herhangi bir kuvvet sisteme etki etmiyor ise böyle titreşimlere sönümsüz serbest titreşimler denir. Sönümsüz sistemler aynı zamanda konservatif sistemler olarak da bilinirler [6]. Şekil 3.2'de tek serbestlik dereceli sönümsüz serbest titreşim sistemi örneği yer almaktadır.



Şekil 3. 2 Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Serbest Titreşimine ait Sistem Modeli

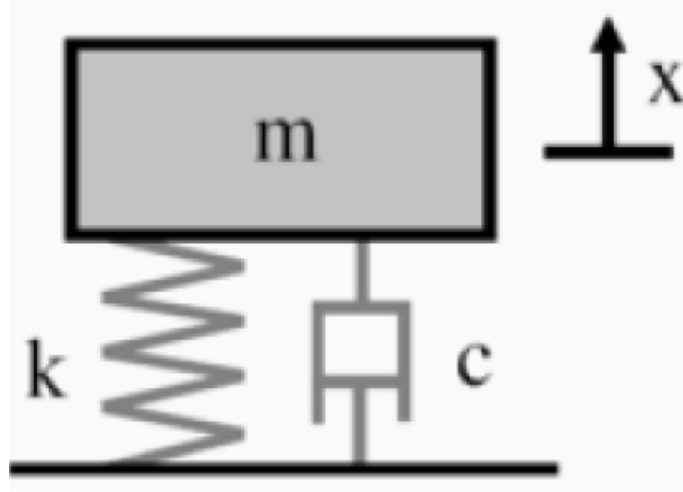
Belirtildiği gibi sisteme dışarıdan herhangi bir kuvvet etki etmediği göz önüne alındığında Newton'un ikinci hareket kanununda zamana bağlı tanımlanan kuvvet sıfıra eşit olur ve sistem içerisinde herhangi bir sönüm elemanı yer almadığı için, sisteme ait hareket denkleminde kütle tarafından sağlanan kuvvet ve yay tarafından kütleye iletilen kuvvetin toplamı sıfıra eşit olur. Bu denklem aşağıda görüldüğü gibi tanımlanmaktadır.

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (3.1)$$

3.1.2 Sönümlü Serbest Titreşim

Titreşim süresince sisteme herhangi bir kuvvet etki etmiyor ve sistemden sürtünme veya sistemde yer alan başka bir eleman dolayısıyla belli bir enerji kaybı söz konusu oluyor ise böyle titreşimlere sönümlü serbest titreşimler denilmektedir.

Sönümsüz serbest titreşim modelinde ilk olarak sistemin elde ettiği enerji ile yapının sonsuza kadar aynı genlikte salınacağı kabul edilir. Ancak gerçek hayatta tüm sistemlerde elde edilen bu enerjiyi sönümleyen viskoz veya yapısal sönüm elemanları ve bu elemanlardan kaynaklı sisteme iletilen kuvvetler bulunmaktadır. Şekil 3.3'de önceki bölümde gösterilen tek serbestlik dereceli sisteme sönüm elemanı eklenilmesi ile elde edilen bir sönümlü serbest titreşim modeli görülmektedir.



Şekil 3. 3 Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Serbest Titreşimine ait Sistem Modeli

Sönüm elemanının sisteme aktardığı kuvvet, sönüm katsayısı ve kütle hızı ile orantılı olup aşağıda görüldüğü gibi ifade edilmektedir.

$$F_d = -cv = -c\dot{x} = -\frac{dv}{dt} \quad (3.2)$$

Elde edilen bu kuvvet, önceden tatbik edilen tek serbestlik dereceli sönümsüz serbest titreşim modelinin hareket denkleminde eklenilirse, Şekil 3.3'de yer alan titreşim modeline ait adi diferansiyel denklem aşağıdaki gibi elde edilir. Sistem üzerinde herhangi bir kuvvetin etkisi söz konusu olmadığı için görüldüğü üzere sisteme etkiyen toplam kuvvet; kütle, yay ve sönüm elemanından gelen kuvvetler ile sınırlı olup sıfıra eşit olmaktadır.

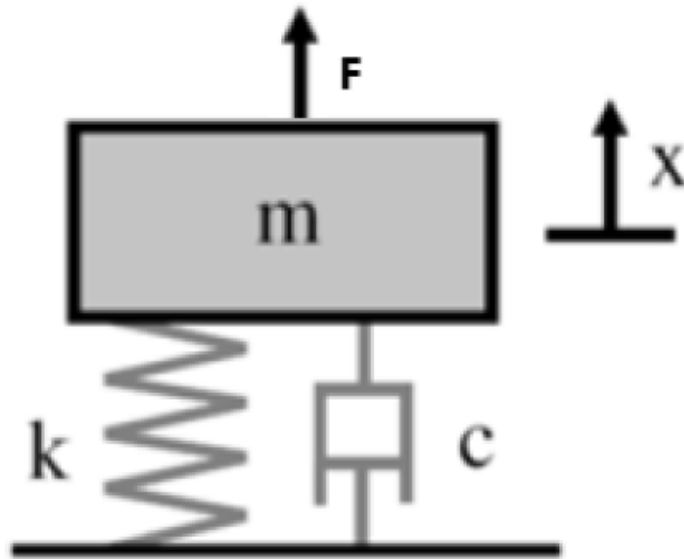
$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = 0 \quad (3.3)$$

3.2 Zorlanmış Titreşimler

Eğer bir sistem dışarıdan tahrik eden zorlayıcı bir etki (kuvvet veya moment) altında titreşiyorsa bu titreşim hareketi, zorlanmış titreşim olarak adlandırılır. Bu tür titreşimleri oluşturan kuvvetlere ise zorlayıcı kuvvet denir ve zorlanmış titreşimin frekansı zorlayıcı kuvvet veya momentin frekansına eşit olur [13].

Serbest titreşime benzer şekilde zorlanmış titreşimler de sönümlü zorlanmış titreşimler ve sönümsüz zorlanmış titreşimler olmak üzere iki gruba ayrılmaktadır. Önceki bölümde de aktarıldığı üzere gerçek hayatta sistemler sönümlü bir yapı olarak

buldukları ve sönümsüz sistemlere fazlasıyla yer verildiği için bu bölüm altında sadece sönümlü zorlanmış titreşim yapısına değinilecektir.



Şekil 3. 4 Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Zorlanmış Titreşime ait Sistem Modeli

Şekil 3.4'de tek serbestlik dereceli zorlanmış sönümlü bir sistem görülmektedir. Zamana bağlı $F(t)$ kuvvetinin Şekil 3.3'deki sisteme eklenilmesi ile hareket denkleminde daha önce sifıra eşitlenen kuvvet $F(t)$ olarak tanımlanır ve Şekil 3.4'de görülen sisteme ait hareket denklemi aşağıda yer aldığı gibi elde edilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (3.4)$$

Eğer tanımlanan kuvvetinin titreşim frekans değeri ω ve faz açısı ise ψ ile tanımlanarak ifade tekrar düzenlenir ise altta yer alan denklem elde edilir.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F\sin(\omega t + \Psi) \quad (3.5)$$

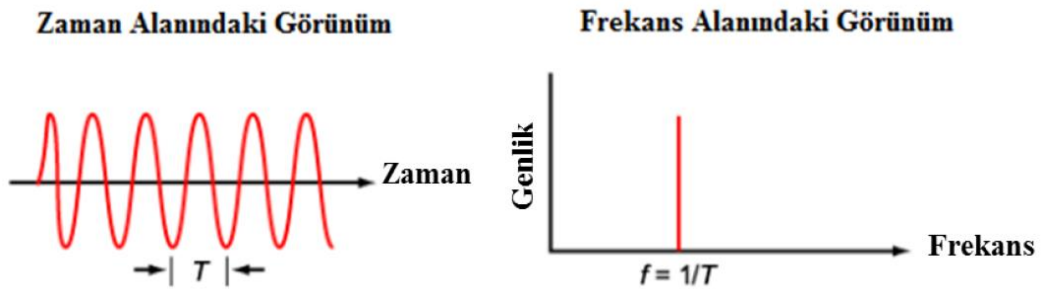
3.3 Rezonans

Dışarıdan tahrik eden zorlayıcı etkinin frekansı, sistemin doğal frekansı ile çakırsa sistemin salınımlarının son derece büyüdüğü ve sistemi tahrip edecek mertebeye ulaştığı görülür. Bu onaya rezonans denir [13]. Titreşim genliğinin sonsuza gitmesi olarak da nitelendirilen bu durum, yapı üzerinde kalıcı deformasyonlar oluşmasına, rahatsız edici ses ve titreşim problemlerine neden olmaktadır. Bu tip problemlerin önlenmesi için yürütülen tüm projelerde sistemin doğal frekansını ve rezonans karakteristiğini dikkate alarak dizayn geliştirilmesi fazlasıyla önemlidir. Sistemin rezonansa uğradığı frekanslar, yapının karakteristik özelliklerine ve serbestlik derecesinin sayısına göre de farklılık gösterdiği için tüm geliştirme faaliyetleri için ayrı ayrı değerlendirilmesi önemlidir.

3.4 Periyot ve Frekans Arasındaki İlişki

Periyot, bir olayın gerçekleşmesi sırasında kayıt edilen süreyi ifade ederken; frekans bir olayın belli bir süre zarfında ne kadar sıklık ile kaç defa gerçekleştirildiğini ifade etmektedir. Frekans birimi saniyenin çarpmaya göre tersi (s^{-1}) olup Alman fizikçi Heinrich Rudolf Hertz'in adına itafen "Hertz" olarak adlandırılmıştır.

Deneysel çalışmalar sırasında toplanılan verilerin işlenmesi sırasında periyot ve frekansa bağlı olarak "zaman alanı" ve "frekans alanı" olarak iki terim ortaya çıkmaktadır. Zaman alanı, çalışma sırasında ölçülen ivme, basınç, kuvvet gibi parametrelerin şiddetini zamana bağlı olarak gösteren grafikleri ifade ederken, frekans alanında ise toplanan verinin şiddeti zamana bağlı olarak değil frekansa bağlı olarak gösterilmektedir. Her iki grafik tipine ait bir örnekleme Şekil 3.5'te yapılmıştır.

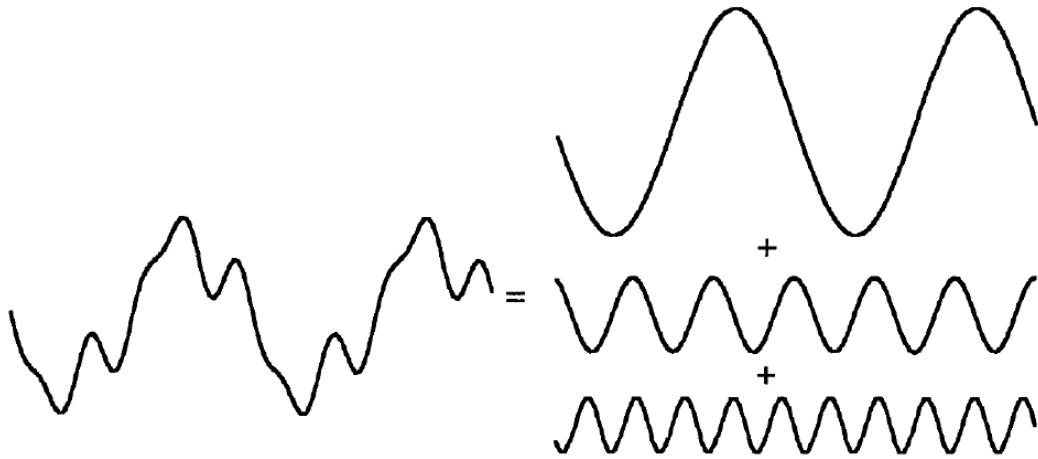


Şekil 3. 5 Periyot ile Frekans Arasındaki İlişki

Özellikle gürültü ve titreşim kaynağının daha kolay tespit edilebilmesi amacıyla kullanılan frekans alanındaki veriler, çalışma sırasında zaman alanı olarak kayıt edilen verilerin Fourier Dönüşümü yardımıyla işlenmesi sonucunda elde edilmektedir.

3.5 Fourier Dönüşümü (FFT)

Doğada ses dalgaları ve titreşimler tek bir frekans değerinde bulunmazlar ve genellikle zaman içerisinde düzensiz bir yapıda yayılmaktadırlar. Şekil 3.6'dan da görülebileceği gibi zamana bağlı olarak kayıt edilen karmaşık bir veri, aslında farklı genlik ve frekanslardaki birçok başka verinin birleşiminden meydana gelmektedir. Önceki bölümde de belirtildiği gibi, farklı frekans tiplerinde bulunan ve zaman alanında kayıt altına alınan bu tip ses ve titreşim datalarının frekans alanında gösterilmesi ve incelemesi için Fourier Dönüşümü'nden yararlanılmaktadır. Bu dönüşüm adını herhangi bir karmaşık verinin içerisinde sonsuz sayıda sinüs ve kosinüs serisi veya sonsuz sayıda kompleks üstel ifade olduğu belirten Joseph Fourier'den almaktadır.



Şekil 3. 6 Kompleks bir kuvvet datası ile sinüs eğrilerinin ilişkisi

Altta yer alan Fourier dizisi yardımıyla farklı frekanslarda kaydedilen bu veriler birbirlerinden ayrılabilen ve bu sayede sistem içerisinde sorun teşkil eden frekanslar rahatlıkla tespit edilebilmektedir.

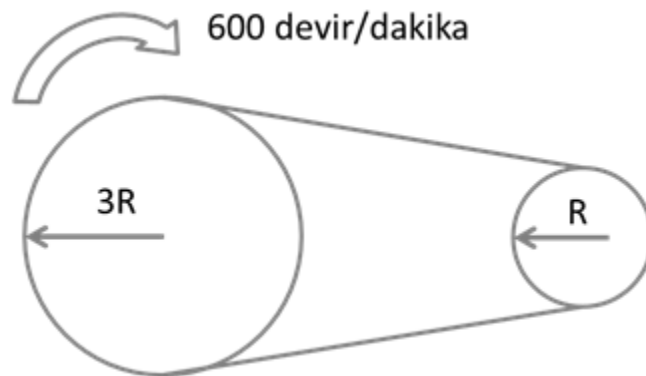
$$f(t) = a_0 + \sum_{n=1}^{\infty} (a_n \cos \frac{2\pi n}{T} t + b_n \sin \frac{2\pi n}{T} t) \quad (3.6)$$

Yapılan tez kapsamında kurulan sonlu elemanlar modelinin doğrulanması için benzer bir yöntem kullanılarak deneysel çalışmalar sırasında kaydedilen veriler Fourier dönüşümünü esas alan mertebe analizi yöntemi kullanılarak incelenmiştir.

3.6 Mertebe Analizi ile Kritik Frekans Tespiti

Bir sistem içerisinde yer alan her bir parçanın kendine özgü bir titreşim karakteristiği bulunmaktadır ve bu farklı titreşim karakteristiğine sahip yapılar birleşerek sistemden alınan genel titreşim cevabını meydana getirmektedir. Titreşimin bu şekilde birleşmesi dolayısıyla sistemin titreşim cevabına veya sistemden gelen sese en çok hangi parçanın etkisi olduğunu tespit etmek için mertebe analizi denilen yöntemden faydalanılmaktadır. Başka bir deyişle mertebe analizi ile açılal hızlara bağılı olarak ses ve titreşim datalarının incelenmesi ve sistem içerisinde yer alan parçaların kritik çalışma frekanslarının tayini mümkün hale gelmektedir.

Mertebe analizini daha detaylı bir şekilde açıklamak için Şekil 3.7'de görülen kayış-kasnak bağlantısı ile birbirine bağılı iki şaft bulunan bir sisteme sahip olduğumuzu düşünelim ve bu şaftların kasnaklarının oranının 1/3 olduğunu kabul edelim. Şaftlardan ilkinin 600 devir/dakika ile döndüğünü ve hızının 6000 devir/dakika'ya kadar arttırıldığını düşünelim.



Şekil 3. 7 İki Farklı Çapta Kasnaklardan Oluşan Mekanizma

Buna göre ilk şaftın 600 devir/dakika'daki ve 6000 devir/dakika'daki frekansları aşağıda görüldüğü gibi hesaplanır.

$$600 \text{ devir/dk için frekans} = 600 \frac{\text{devir}}{\text{dk}} \times \frac{1 \text{ dk}}{60 \text{ sn}} = 10 \frac{\text{devir}}{\text{sn}} = 10 \text{ Hz}$$

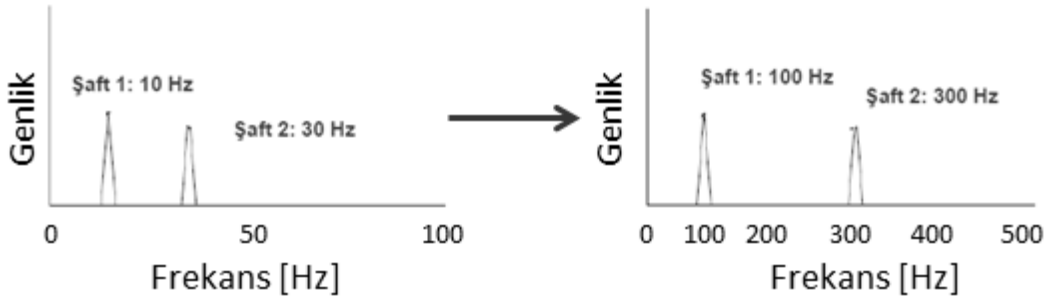
$$600 \text{ devir/dk için frekans} = 6000 \frac{\text{devir}}{\text{dk}} \times \frac{1}{60} \frac{\text{dk}}{\text{sn}} = 100 \frac{\text{devir}}{\text{sn}} = 100 \text{ Hz}$$

Bu şaftın 600 devir/dakika hız ile döndüğü anda diğer şaftın hızı 1800 devir/dakika olacaktır. Buna göre bu şaftın dönüş frekanslarını da her iki durum için benzer şekilde hesaplırsak ilk şaftın 600 devir/dakika hızla döndüğü anda ikinci şaftın frekansı 30 Hz, 6000 devir/dakika hıza ulaştığı ulaştığı anda ise 300 Hz olacaktır.

$$1800 \text{ devir/dk için frekans} = 1800 \frac{\text{devir}}{\text{dk}} \times 1 \frac{\text{dk}}{\text{sn}} = 30 \frac{\text{devir}}{\text{sn}} = 30 \text{ Hz}$$

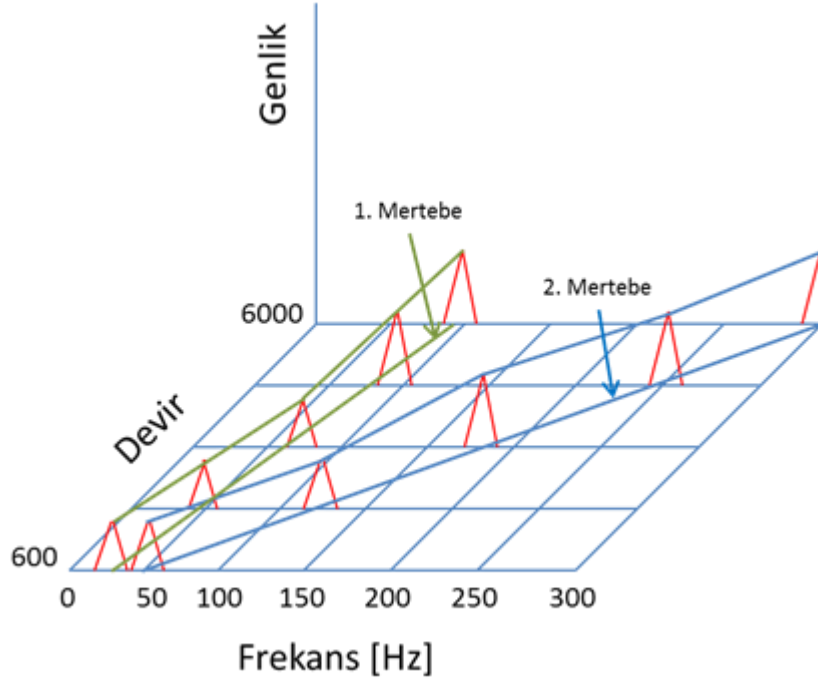
$$18000 \text{ devir/dakika için frekans} = 18000 \frac{\text{devir}}{\text{dk}} \times 1 \frac{\text{dk}}{\text{sn}} = 300 \frac{\text{devir}}{\text{sn}} = 300 \text{ Hz}$$

Eğer bu hızlanma şartı için her iki şaftın da frekansa göre değişiklik gösteren titreşim miktarını grafik yardımı ile gösterirsek Şekil 3.8'de görünen genlik/frekans grafiğini elde ederiz.



Şekil 3. 8 Sistemdeki Kuvvetlerin Frekans Tabanında Gösterilmesi

Bu test kontrollü bir ortamda bir deney seti kurularak gerçekleştirilip, belli bir örnekleme sayısı ile alınan ölçümlerin kayıt altına alınması halinde ise devir,genlik,frekans datalarının 3 eksenli bir diyagramda çakıştırılmasıyla Şekil 3.9'de görülen grafik elde edilmektedir.



Şekil 3. 9 İki Kasnaktan Oluşan Sistemin Mertebe Analizi İle Gösterilmesi

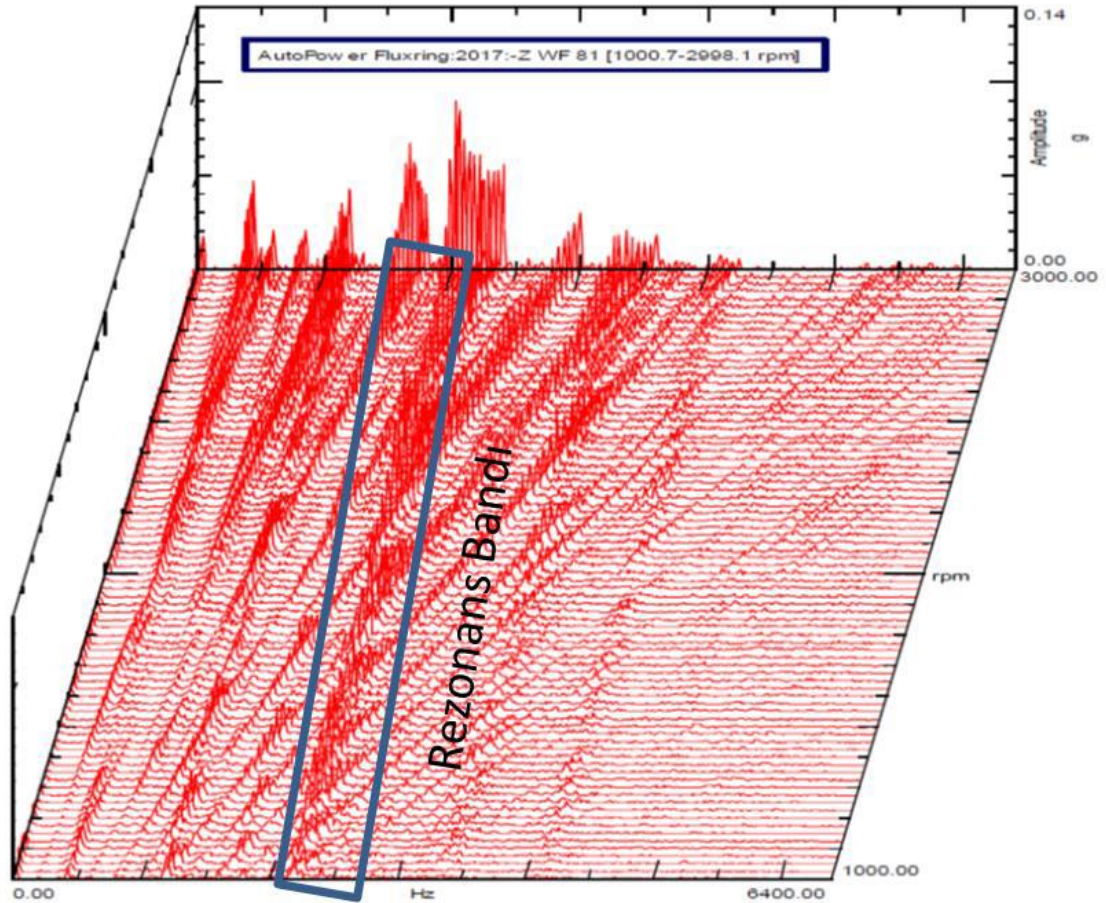
Mertebe analizi yöntemi Şekil 2.9'da yer alan grafikte de görüleceği üzere sistemin belli bir noktasından ölçülen herhangi bir değerin değişiminin üzerinde sistemdeki elemanların ne kadar etkisi olduğunu tespit etmek ve bunları ayırtmak için kullanılabilir. Bunun için de farklı yapıların sistemdeki referans harekete oranla sergiledikleri hareketten faydalanılmaktadır. Ek olarak mertebe analizi, sistemin çalışma şartları içerisinde rezonans frekansı bulunmaması için sistemin optimize edilmesi veya sistemden kaynaklanan herhangi bir sesi azaltmak için kritik parçaların tespit edilmesi amacıyla da kullanılabilir.

3.7 Mertebe Analizinin Grafikselleştirilmesi

3.7.1 Campbell Diyagramı

Şekil 3.10'da bir örneği görülen bu diyagramlar referans bir değere göre bu değerin harmoniği niteliğindeki değerlerin boyutsal değişim miktarlarını göstermektedir. Bu değişim sistem üzerinden ivme veya hız miktarı olarak ölçülebileceği gibi data toplanılan sistemde mikrofon kullanılması halinde ölçüm alınan ortamdaki seslerin kaynaklarının ayrıştırılması için de kullanılabilir.

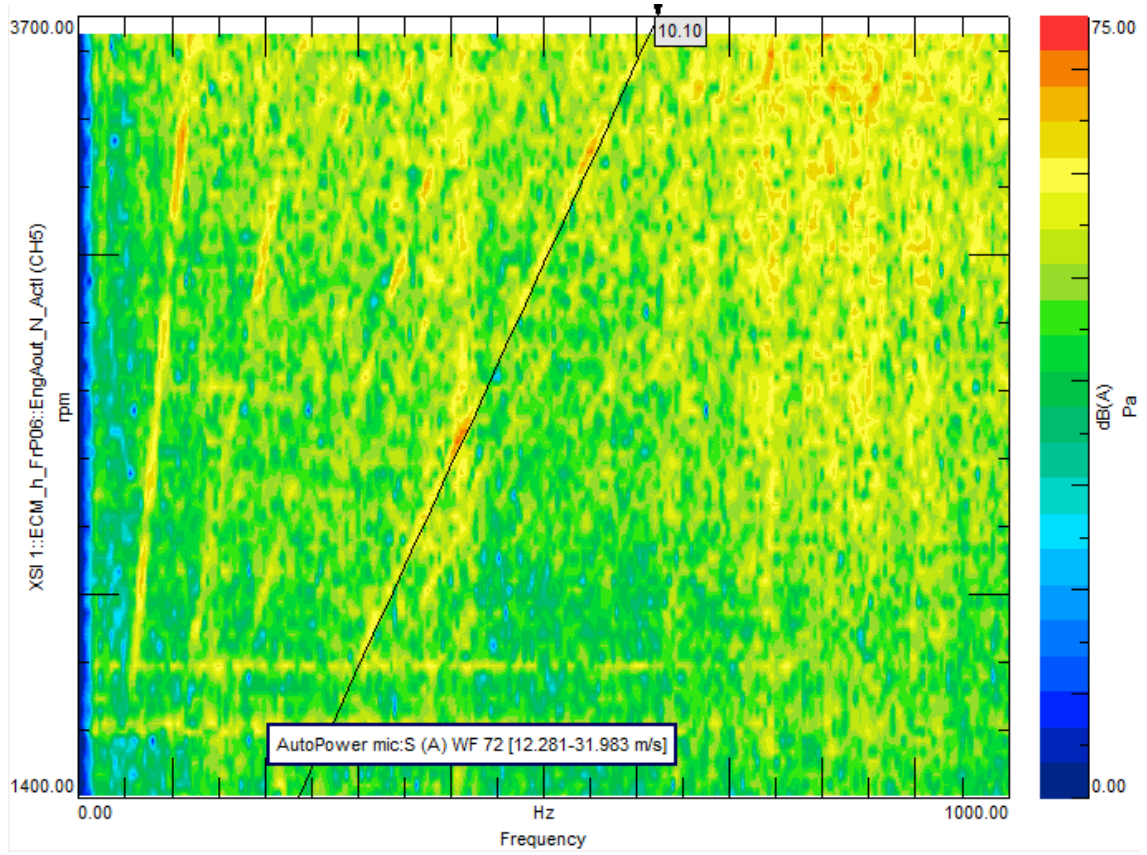
Waterfall diyagramı olarak da adlandırılan bu diyagramlar ses ve titreşim problemlerinin çözümü için testler sırasında toplanılan dataların incelenmesi için çokça kullanılmaktadır. Toplanan bu dataların incelenmesi sırasında grafiğin eksenleri sırasıyla devir, frekans ve ölçülen değerin genliği olarak kaydedilirken belli bir frekans aralığında yaklaşık olarak tüm devirlerde aynı genlikte görünen yerler rezonans frekanslarını ifade etmektedir.



Şekil 3. 10 Campbell Diyagramı

3.7.2 Renk Haritası Grafiği

Bu grafikler değişikliklerin daha kolay gözlemlenebilmesi için Campbell diyagramının iki boyutlu olarak gösterilmesiyle elde edilmektedir. Data gösterimi benzer prensipte olmasına karşın, renkler vasıtasıyla genlikleri görselleştirildiği için rezonans frekanslarının ve mertebelerin daha net bir şekilde ayrıştırılmasını sağlamaktadır.



Şekil 3. 11 Renk Haritası

3.8 Frekans Karakteristik Fonksiyonu

Frekans karakteristik fonksiyonu, sistemin yapısal cevabını sisteme aktarılan kuvvete göre belirlemek için kullanılmaktadır. Bu yöntem ile kuvvetin zamana bağlı bir fonksiyon olarak değil, frekansa bağlı bir fonksiyon olduğu kabul edilmektedir. Bu doğrultuda daha önce zamana bağlı bir kuvvetin etkisi altında tanımlanan zorlanmış sönümlü titreşime ait hareket denklemi (3.4) tekrar düzenlenirse aşağıdaki hareket denklemi elde edilir.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (3.7)$$

Bir sistemin doğal frekansının tespit edilmesi ve titreşim karakteristiğinin görüntülenmesi için yaygın şekilde kullanılan bu yöntemde genelde sonuç olarak belli bir noktanın yer değiştirmesi, hızı veya ivmesi kullanılmaktadır.

Deneysel çalışmalar sırasında sistemin titreşim karakteristiğinin tayini için sisteme modal çekiç yardımıyla dışarıdan belli bir kuvvet uygulanır ve sistem üzerine yerleştirilmiş olan ivmeölçerler yardımıyla sisteme ait frekans cevabı elde edilir. Buradaki değerlerin tepe noktalara ulaştığı noktalar sistemin kuvvete karşı vermiş olduğu cevabın en yüksek olduğu noktalar olup sistem içerisindeki parçalardan bir veya birkaçının rezonans frekanslarına denk gelen frekans değerlerini ifade etmektedir [14].

FKF analizlerinde yapısal cevap, denklem 3.7'ye bağlı olarak farklı frekanslardaki uyarımları çeşitli matris eşitlikleri kullanılarak hesaplanmaktadır. Bu denklemde yer alan kuvvet, matematik çözüm için uygun bir kompleks vektör olarak tanımlanır. Harmonik hareketi tayin etmek içinse $\{x\} = \{u(\omega)\} e^{i\omega t}$ formunda bir harmonik çözüm olduğu kabul edilmektedir. Buradaki $\{u(\omega)\}$ kompleks bir yer değiştirme vektörüdür. Eğer bu eşitliğin zamana bağlı olarak 1. ve 2. türevleri alınırsa ivme ve hız değişkenleri aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

$$\{\dot{x}\} = i\omega\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (3.8)$$

$$\{\ddot{x}\} = -\omega^2\{u(\omega)\}e^{i\omega t} \quad (3.9)$$

Üstteki bulunan ifadeler genel hareket denklemi üzerine yazılır ve sadeleştirilirse alttaki denklem elde edilir:

$$[-\omega^2 M + i\omega C + K]\{u(\omega)\} = \{F(\omega)\} \quad (3.10)$$

Denkleme tanımlanan kuvvetin frekans değeri eklenilerek çözüm yapıldığında sistemin karakteristik cevabı kompleks bir yapı aracılığıyla çeşitli frekanslardaki kuvvetlere bağlı olarak çözülmüş olur.

Elde edilen sonuç frekans tabanında bir grafik ile gösterildiğinde ise sistem cevabının tepe noktaya ulaştığı frekanslar sistemin rezonans frekanslarını göstermektedir. Buna göre ölçüm yapılan sistemin doğal frekans değerleri tespit edilerek, sistemin çalışma frekansı içerisinde yapının rezonansa girmesi engellenebilir veya sistem üzerinde yapısal değişikliklere gidilerek doğal frekans değerinde düzenlemeler yapılabilir.

Bu yöntem diferansiyel dişli sesinin azaltılması için birçok kaynak çalışma sırasında da fazlasıyla kullanılmıştır. Önceki bölümlerde de belirtildiği üzere dişli üzerinde yapılan iyileştirmelerin yanı sıra sistemin içerisinde yer alan diğer elemanların dişliler ile

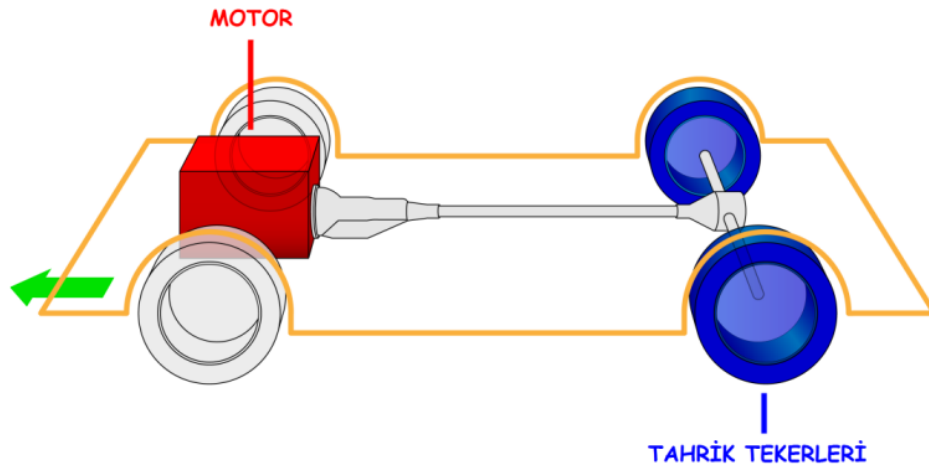
etkileşimi de aynı noktada önemlidir. Bunun için dişli sesini azaltma amacıyla aks içerisinde yer alan ıstavroz kutusu gibi elemanların üzerinde dizayn değişikliklerine gidilerek, parçaların rijitlik değerleri değiştirilmektedir. Yapılan bu dizayn değişikliklerinin sonucunda elde edilen iyileşme ise yine üstte anlatılan yöntem ile sistemin FKF'unun çizdirilmesi sayesinde değerlendirilebilmektedir. Benzer fonksiyonlar kardan mili gibi diğer elemanların dişli sesi üzerindeki etkilerini gözlemleyebilmek için de kullanılmaktadır.

ARKA AKS VE DİŞLİ SESİ

Arka aks dişli sesinin azaltılabilmesi için, arka aksın ve yapının çalışma mekanizmalarının iyi bir şekilde analiz edilip, buna göre model faaliyetlerinin yürütülmesi gerekmektedir. Bu bölüm içerisinde arka aksın çalışma prensibi hakkında kısa bilgiler paylaşıldıktan sonra, literatür çalışmalarında da değinilen dişli sesinin oluşum ve yayılım mekanizmalarına kısaca değinilecektir.

4.1 Arka Aks ve Diferansiyelin Çalışma Mekanizması

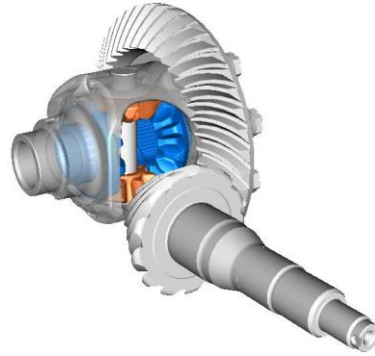
Arkadan itişli araçlarda motor torku vites kutusundan kardan miline aktarılır. Aktarılan bu tork kardan milinin diğer tarafındaki pinyon aracılığıyla doksan derece yön değiştirip aynı zamanda ayna ve pinyon dişlilerinin arasındaki oran kadar arttırılarak önce aynaya oradan da istavroz kutusuna iletilir. İstavroz kutusu ise bu torku güneş dişlilere sonrasında da aks milleriyle tekerlere iletmektedir. Aracın hareketi bu şekilde arka tekerler ile sağlanmaktadır. Şekil 4.1’de bu sistem şematik olarak gösterilmektedir.



Şekil 4. 1 Arka Tekerden Tahrikli Bir Aracın Şematik Gösterimi

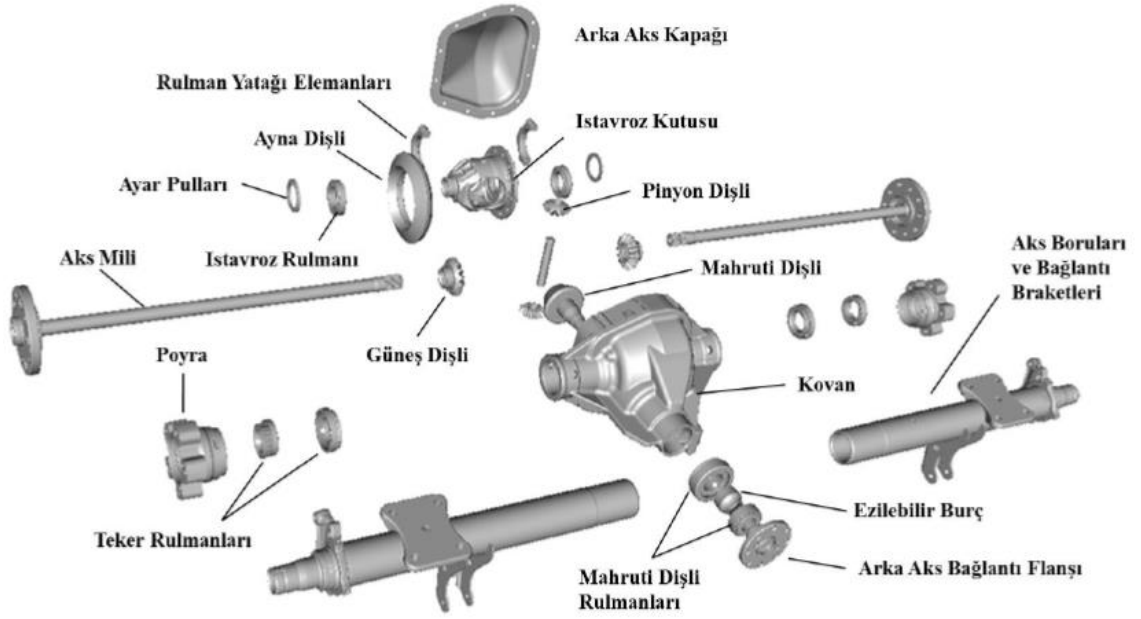
Arkadan itişli araçlarda diferansiyel, motordan gelen torku arka tekerlere iletmenin yanında taşıtın viraj dengesinin sağlanması için tekerlek devirlerinin ayarlanması için de görev almaktadır. Çalışma şartlarında, taşıtın viraj dengesini sağlamak için iç ve dış tekerlerin virajlarda farklı hızla dönmesi gerekmektedir. Bu fark iç tekerlekteki azalma oranında dış tekerlekte artış şeklindedir. Bu farkı diferansiyel kutusunda yer alan istavroz dişli takımı sağlamaktadır [15].

Istavroz dişli takımı ve bunlara muhafaza görevi gören diferansiyel dişli kutusu Şekil 4.2’de görülmektedir. Yukarıda da belirtildiği gibi taşıtın doğrusal hareket ettiği durumda, mavi renk ile gösterilen güneş dişliler ve güneş dişlilere bağlı bulunan aks milleri yardımıyla tekerler aynı hızda dönerken, aracın viraj dönmesi halinde güneş dişliler ile temas halinde olan turuncu renk ile gösterilmiş olan planet dişliler kendi eksenleri etrafında dönmeye başlarlar. Bu dönüş, güneş dişlilerin çakışık oldukları eksene göre ters yönde hareket etmelerine neden olur. Bu sayede virajın merkez noktasına yakın olan teker uzakta olan tekere oranla daha yavaş şekilde dönmeye başlar.



Şekil 4. 2 Diferansiyel Kutusu Dişlileri

Projede kullanılan araçta tam bağımsız bir arka aks bulunmaktadır. Tam bağımsız akslarda, taşıt ağırlığı aks milleri ile değil, aks boruları ve kovan ile taşınmaktadır. Başka bir deyişle aks milleri taşıt ağırlığından bağımsız şekilde çalışabilmektedir. Bu yapıda bir arka aks ve aks içerisinde yer alan parçalar Şekil 4.3’de görüldüğü gibidir. Şekilden de anlaşılacağı üzere aks rulman, dişli ve miller gibi birçok dönen elemanı içerisinde barındıran karmaşık bir sistemdir. Bu nedenle analiz sırasında tüm bu elemanların göz önüne alınması ve başarılı şekilde modellenmesi analiz sonuçlarının doğruluğu açısından fazlasıyla önemlidir.



Şekil 4. 3 Arka Aks ve Alt Parçaları

4.2 Taşıt Kaynaklı Ses ve Titreşim Problemleri

Taşıtlar birçok dönen parçayı içerisinde barındıran karmaşık yapılardır. Yapı içerisinde yer alan bu dönen parçaların bir çoğunun hem kendi dengesizliği hem de bu yapısal dengesizliklerin diğer sistemler ile olan etkileşimi dolayısıyla aracın çalışma şartlarında titreşim ve ses problemleri ile karşılaşmaktadır. Bu tür ses ve titreşim problemleri direkt olarak sistemin dengesizliği kaynaklı gözlemlenebileceği gibi, bir sistemin diğer bir sistemi etkileyerek rezonans frekansında bulunan yapıdaki titreşim miktarını arttırıcı yönde de etki gösterebilir. Sürücü ve yolculara rahatsızlık verebilecek olan bu problemler çalışma koşullarına, aracın yapısal özelliklerine veya sistem içerisinde kullanılan parçaların yapısal özelliklerine bağlı olarak değişim göstermekte ve kabin içerisinde yolcuları rahatsız edici bir şekilde etkisini göstermektedir.

Ticari araçlarda titreşim ve gürültü kaynaklı tüketici şikayetlerinin önemli bir kısmını güç aktarma organları kaynaklı şikayetler oluşturmaktadır. Karşılaşılan bu şikayetler düşük frekanslarda hissedilen ve kardan milinin yapısal dengesizliğinden kaynaklanan ses ve titreşim problemleri olabildiği gibi daha yüksek frekanslarda hissedilen zincir ve dişli elemanların çıkartmış olduğu seslerden dolayı da olabilmektedir.

Dişli sesi temas halindeki dişlilerin arasındaki oluşan kuvvetin değişimi, temas sırasında dişli çiftinin tasarım ile eşleşmeyen ve üretim hataları dolayısıyla mükemmel olmayan kavraması dolayısıyla bu kuvvetin belli bir hata ile iletilmesi gibi nedenlerle yüksek frekansta duyulan bir ses tipidir. Bu sesler tüketici tarafından genellikle kaynağına göre adlandırılmakta olup, vites kutusu dişlileri kaynaklı hissedilmesi halinde vites kutusu sesi, aksın içerisinde yer alan ayna mahrutu dişlileri kaynaklı hissedilmesi halinde ise aks sesi olarak adlandırılmaktadır. Her iki sese de etki eden temel faktörler büyük oranda benzerlik göstermekte olup, yayılım ve çözüm yöntemleri açısından farklılıklar görülmektedir. Kaynakların benzer olması dolayısıyla literatür araştırması gerçekleştirilirken kaynağı arka aks veya vites kutusu olan dişli sesinin azaltılması veya incelenmesi için ortaya çıkarılan tüm çalışmalar birlikte incelenmiştir. Hem bu çalışmaların kapsamı ve sonuçları, hem de çalışmalar doğrultusunda dişli sesine etkisi ispatlanan temel kaynaklar ile ilgili bilgiler ilerleyen bölümlerde paylaşılacaktır.

4.3 Arka Aks Dişli Sesi ve Kaynakları

Arka aks dişli sesi, gerek dişlinin imalatı sırasında meydana gelen ve dizayn edilen tasarımdan belli bir miktarda farklı bir şekilde üretilmesine neden olan etmenler dolayısıyla gerekse sistemin yapısal özelliklerinden dolayı, yüksek frekanslarda meydana gelen bir sestir. İmalat sırasındaki değişim gösterebilecek birçok etmenin (şim kalınlığı, kesici uçların aşınması, ısıl işlem farklılığı vb.) etkisiyle dişli teması sırasında oluşan kuvvet ve hız aktarımında meydana gelen hata sonucu oluşan ve aracın hem hızlanma hem de yavaşlama şartları için etkili olabilen bu ses, dişli temas noktasında oluşan titreşimin makas yay, süspansiyon gibi elemanlar aracılığıyla önce şasiye oradan da kabin içerisine kadar iletilmesi sonucunda yolcu ve sürücü için rahatsız edici olarak hissedilen bir çeşit uğultu sesine dönüşmektedir. Literatürde yer alan çalışmalarda dişli sesinin aşağıdaki parametrelere bağlı olarak meydana geldiği üzerinde durulmuş, ve sesi azaltmak için bu parametreleri kullanarak iyileştirme yapılması gerektiği belirtilmiştir.

4.3.1 Hareket Transfer Hatası (HTH)

Teorikte dişlilerin arasındaki hız iletimi aşağıdaki denkleme bağlı olarak diş sayılarının oranı ile ters orantılı şekilde iletilmekte ve sürekli aynı oranda sabit şekilde aktarılmaktadır.

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} \quad (4.1)$$

Gerçekte ise imalatta karşılaşılan farklılıklar sonucu bu hareket iletimi bir miktar farklılık göstermektedir. Dişli çiftinin arasındaki hareket iletiminde anlık olarak meydana gelen bu değişikliklerin sonucunda dişlilerin teorik olarak hesaplanan hızdan farklı hızlarda dönmesi hareket transfer hatası olarak adlandırılmaktadır. Bu hatanın sese olan etkisi literatürde yer alan birçok çalışmada hem deneysel hem de analitik olarak gözlemlenmiştir [1, 2, 4]. Yapılan çalışmaların ışığında HTH'sının dişli sesi üzerindeki etkisi önemli ölçüde kanıtlandığı için hipoid dişli işleme hattında da sesin kontrolü amacıyla HTH ölçümü yüzde yüz olarak gerçekleştirilmektedir. Bunun için özel bir test cihazı kullanılmakta olup hattan alınan dişliler, tezgah içerisinde tanımlanan dişli boşluğunu sağlanacak şekilde gerekli pozisyona yerleştirilerek ölçüm yapılmaktadır. Bu ölçüm sırasında pinyon dişlisine verilen tahrik ile düşük devirde dişliler çevrilerek dişli setinin HTH'sı ölçülmektedir. Ancak bu ölçümün dişli seviyesinde gerçekleştirilmesi ve dişlilerin sistem ile etkileşimi göz önüne alınmadığı için bu kontrol ile dişli sesi beklenen düzeyde kontrol altına alınamamaktadır.

Şekil 4.4'de dişlinin HTH'sının ölçümünde kullanılan bu tezgah görülmektedir.



Şekil 4. 4 HTH Ölçüm Cihazı

4.3.2 Dişli Teması Sırasında Oluşan Dinamik Kuvvetlerdeki Değişiklikler

Temas halindeki dişliler, diş yüzeyi üzerinden hem hız hem de tork iletmektedirler. Temas noktası üzerinden iletilen bu tork değeri, hız iletiminde olduğu gibi benzer parametrelerin etkisiyle temas alanının artması veya azalması sonucunda değişiklik göstermektedir. Literatürde yapılmış olan bazı çalışmalarda [6, 16] oluşan dişli sesinin temas sırasında dişli yüzeyinden iletilen bu kuvvete bağlı olduğu belirtilmiş ve sesin azaltılması için bu kuvvetin kontrol edilmesinin önemli olduğu vurgulanmıştır. Bu kuvvet dişliler arasında oluşan temas üzerinden aktarıldığı için diş temasının dizayn edildiği gibi gerçekleşmesi fazlasıyla önemlidir. Bu amaçla hatta ayna ve mahruti dişlileri ile birlikte diferansiyel dişli kutusu montajlandıktan sonra düşük tork altında kısa bir süre dişli çifti çalıştırılıp diş üzerindeki temas kontrol edilmektedir. Kontroller sırasında temasın kontrolü dişliler üzerine sürülen özel bir boya yardımıyla yapılmaktadır. Dişli çiftinin birlikte hareketi sırasında temas noktasında bu boyanın silinmesi sayesinde Şekil 4.5'de görülen diş temas noktaları belirgin hale gelmektedir. Bu sayede yapılan kontrol her ne kadar kuvvetin aktarımı ile ilgili fikir verse de düşük tork altında yapılması ve kuvvetin dinamik olarak değişimini ölçmemesi nedeniyle

gerektiği kadar gerçekçi değerlendirme fırsatı sağlamamaktadır. Bu nedenle dizayn sırasında sistem esaslı sonlu elamanlar analizinin gerçekteştirilmesi ve dişliler arasındaki kuvvet iletiminin kontrolü fazlasıyla önem arz etmektedir.



şekil 4. 5 Diş İzinin Kontrol Edilmesi

4.3.3 Kuvvetin Yapılan İletilebilirliği

Dişliler arasında meydana gelen titreşim diş yüzeyinde oluşan hız ve tork değişimi sonucunda oluşup önce sistemdeki parçalara buradan da şasi bağlantı elemanları üzerinden şasiye iletilmektedir. şasiye iletilen bu titreşim ise kabin içerisine dişli sesi olarak aktarılmaktadır. Bu nedenle taşınan kuvvetin şasiye iletilebilirliği fazlaca önemlidir [16]. Aks içerisinde ayna ve mahruti dişlilerinin kavraması sırasında başlayan bu titreşimin iletimi, istavroz kutusu üzerinde yer alan rulmanlar aracılığıyla kovana, oradan da borulara aktarılarak gerçekteşir. Akabininde titreşim boruların üzerinde yer alan makas yaylar ve süspansiyon elemanları aracılığıyla da şasiye iletilmektedir.

4.4 Arka Aksın Dişli Sesine Ait Mertebenin Belirlenmesi

Hipoid dişlinin kavrama frekansı pinyon dişlisinin (veya kardan milinin) devir sayısı ve pinyon diş sayısının sayısının bir fonksiyonu olarak tayin edilmektedir. Bu frekansın hesaplanma yöntemi aşağıdaki gibidir. Burada yer alan f_H hipoid dişlinin kavrama frekansını, n_P pinyon dişlinin devir sayısını, a_P ise pinyon dişlinin diş sayısını ifade etmektedir.

$$f_H = n_P \frac{a_P}{60} \quad (4.2)$$

Buna göre birçok kaynakta belirtildiği üzere arka aks diferansiyel dişli kutusu kaynaklı dişli sesinin mertebesi de bu formül baz alınarak pinyon dişlinin diş sayısına eşit olarak gözlemlenmektedir [10]. Bu oran araçtaki vites oranının 1:1 olduğu kabul edilerek hesaplanmakta olup, vites oranının farklı olması halinde değişim göstermektedir.

Tez çalışması kapsamında üretimde fazlasıyla kullanılan bir dişli oranı tercih edilmiştir. Bu dişlinin pinyon diş sayısı 13'e eşit olup arka aks diferansiyel dişli kutusu kaynaklı dişli sesinin tespit edildiği mertebe de 13 olmaktadır. İlerleyen bölümde gerçekleştirilecek olan testlerde bu nedenle 13. mertebeye denk gelen ölçüm sonuçları sonlu elemanlar modelinin doğrulanması için kullanılmıştır.

BÖLÜM 5

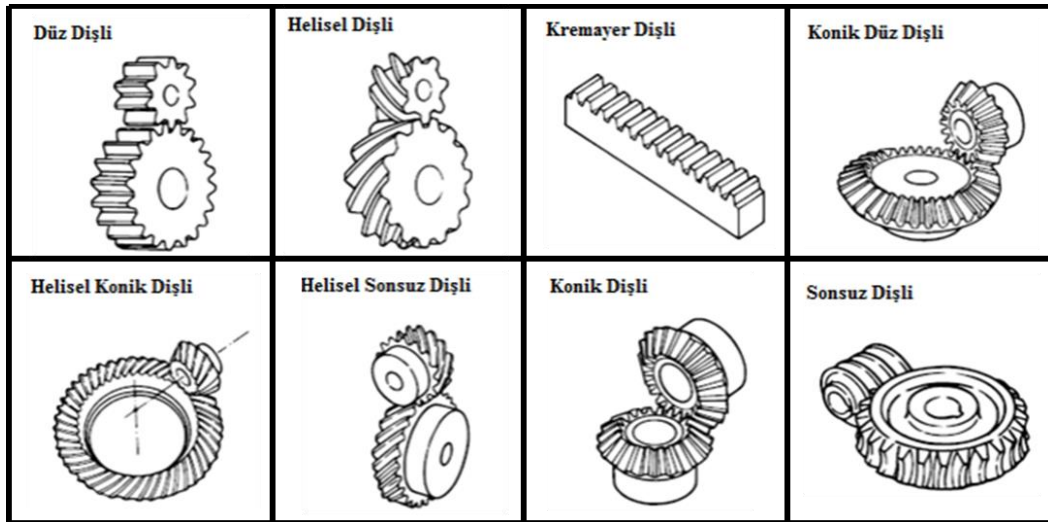
DİŞLİLER

Taşıtlarda aktarma organları içerisinde birçok noktada hız ve tork iletimi için dişlilerden faydalanılmaktadır. Dişli mekanizmalarında temas halindeki iki dişlinin devir iletimi dişlilerin diş sayısı ile ters orantılı iken, tork iletimi ise diş sayısı ile doğru orantılı olarak aşağıdaki denklemlerde görüldüğü gibi değişmektedir.

$$\frac{n_2}{n_1} = \frac{z_1}{z_2} \quad (5.1)$$

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{z_2}{z_1} \quad (5.2)$$

Kullanım alanı, iletilen güç ve çalışma şartlarına göre üretilmiş çeşitli şekillerde dişliler bulunmaktadır. Standart dişli yapılarından bazıları Şekil 5.1.'de görülmektedir.

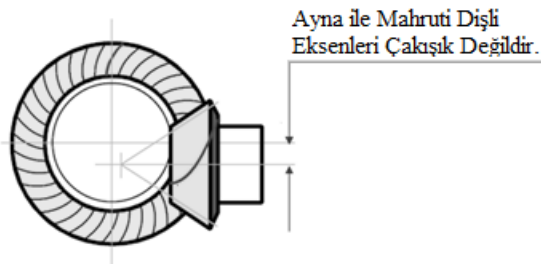


Şekil 5. 1 Dişli Tipleri

5.1 Hipoid Dişliler ve Avantajları

Hipoid dişliler yapı olarak Şekil 5.1’de görülen helisel konik dişlilere benzerler ancak dişli eksenlerinin çakışık olmaması yönüyle bu dişlilerden ayrılırlar. Bu aksinel kaçıklığın sağladığı bazı avantajlar dolayısıyla arkadan tahrikli veya dört tekerden tahrikli araçlarda yer alan arka akslerde hipoid dişliler tercih edilmektedirler. Bu faydalar aşağıdaki gibi sıralanabilir.

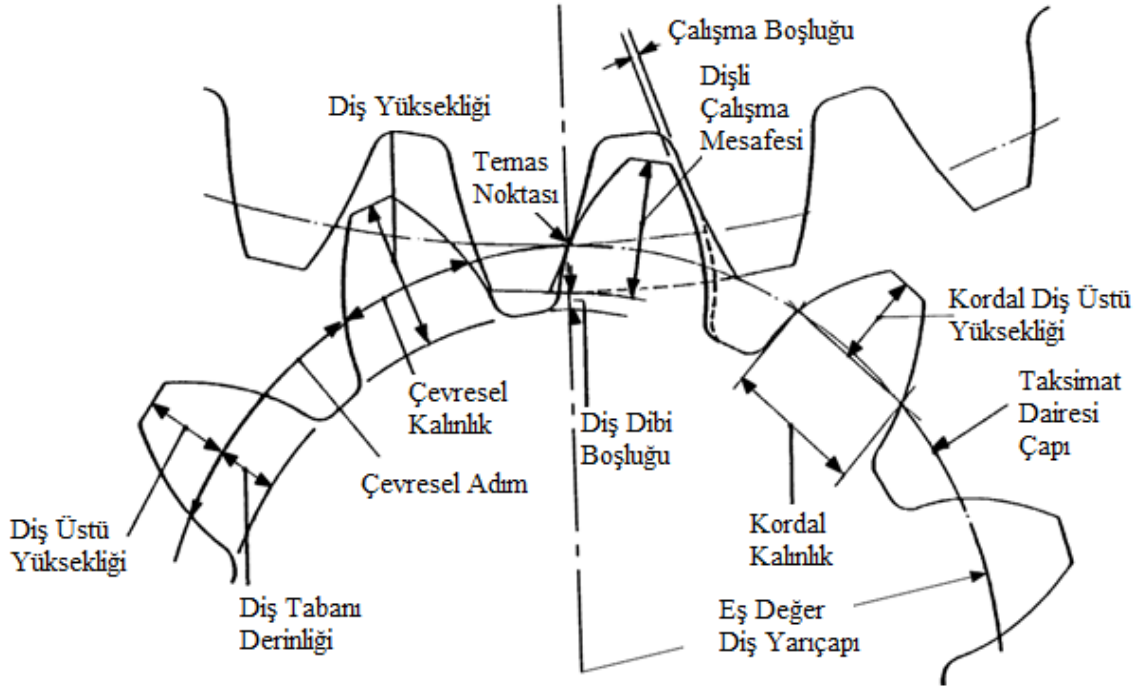
- Ayna ve mahruti dişlinin eksenleri kaçık olması dolayısıyla kardan milinin aksini ile teker aksini çakışmak zorunda kalmaz bu sayede de aracın daha alçak olması sağlanabilir.
- Hipoid dişlilerde temas yüzeyi hiperboloid şeklinde olması dolayısıyla dişlilerin arasında kesintisiz bir çizgi halinde temas oluşur.
- Hipoid dişli çiftlerinde mahruti dişlinin spiral açısı ayna dişlinin spiral açısından daha fazla olacak şekilde tasarım yapılabilir. Bunun sonucunda helisel konik dişlilerdeki mahruti dişlinin dişine oranla daha geniş ve güçlü bir diş dizaynı kullanılabilir ve bu sayede de hipoid dişlilerin dayanımı helisel konik dişlilerin dayanımına göre daha iyi olmaktadır [17].
- Sahip olunan dayanımın daha iyi olması dolayısıyla dişliler arasındaki oran da daha fazla seçilebilmektedir. Bu da özellikle yük taşımacılığında tercih edilmelerine neden olmaktadır.
- Her dişteki temas uzunluğunun daha fazla olması dolayısıyla temas sırasında diş yüzeyinde oluşan gerilim dağılımı daha düşük olmaktadır. Bu nedenle hipoid dişlilerin çalışma şartları sırasında konik helisel dişlilere göre daha sessiz bir çalışma sağlaması söz konusu olur [17].



Şekil 5. 2 Hipoid Dişli ile Helisel Dişli Arasındaki Temel Fark

5.2 Dişli Dizaynı

Şekil 5.3 bir dişlinin dizaynı sırasında kullanılan temel parametrelerden bazılarını göstermektedir. Şekilde ifade edilen parametreler dişlinin temel hatlarını oluşturmak için kullanılmakta olup dişlinin makro geometri olarak adlandırılan tasarımını ortaya çıkartmaktadır.



Şekil 5. 3 Dişlinin Makro Geometri Dizaynında Kullanılan Temel Parametreler

Bu dizayn parametreleri arasında dişliye ait ham parçanın dizaynının gerçekleştirilebilmesi ve dişlinin imal edilebilmesi için gereken diş üstü yüksekliği, diş tabanı yüksekliği, modül ve taksimat dairesi çapı gibi değerlerin yanı sıra montaj şartlarını da belirleyen temas noktası, diş boşluğu, çevresel adım ve diş dibi boşluğu gibi değerler de bulunmaktadır.

Üstte belirtildiği gibi makro geometri dizaynı genel olarak bir dişlinin imalatı sırasında kullanılacak olan boyutsal değerlerin belirlenmesi için kullanılır. Bu dizayn tamamlandıktan ve dişli ana hatlarıyla elde edildikten sonra, uygun diş profilini elde etmek için gerekli diğer parametreleri de belirleyerek dişlinin mikro geometri tasarımı yapılmaktadır.

İlerleyen bölümde daha detaylı şekilde değinilecek olan bu optimizasyon yöntemleriyle dişlinin kesimi için kullanılan kesici uçların üzerinde değişiklikler yapılarak dişli profillerinin ve bağlantılı olarak da diş temasının iyileştirilmesi hedeflenmektedir.

Hipoid dişlilerde mikro geometri optimizasyonu uygulanarak diş temasının kontrol edilmesi sırasında, profil yönünde bombe verilmesi, helis yönünde bombe verilmesi, basınç açısının kaydırılması, spiral açısının kaydırılması ve diş yanağının bükülmesi yöntemleri kullanılmaktadır. Bu yöntemler sayesinde dişlilerin optimize edilmesinin önemi literatürde çeşitli çalışmalarda vurgulanmıştır [3,4,18,19,20,21].

ARKA AKS SONLU ELEMANLAR MODELİ

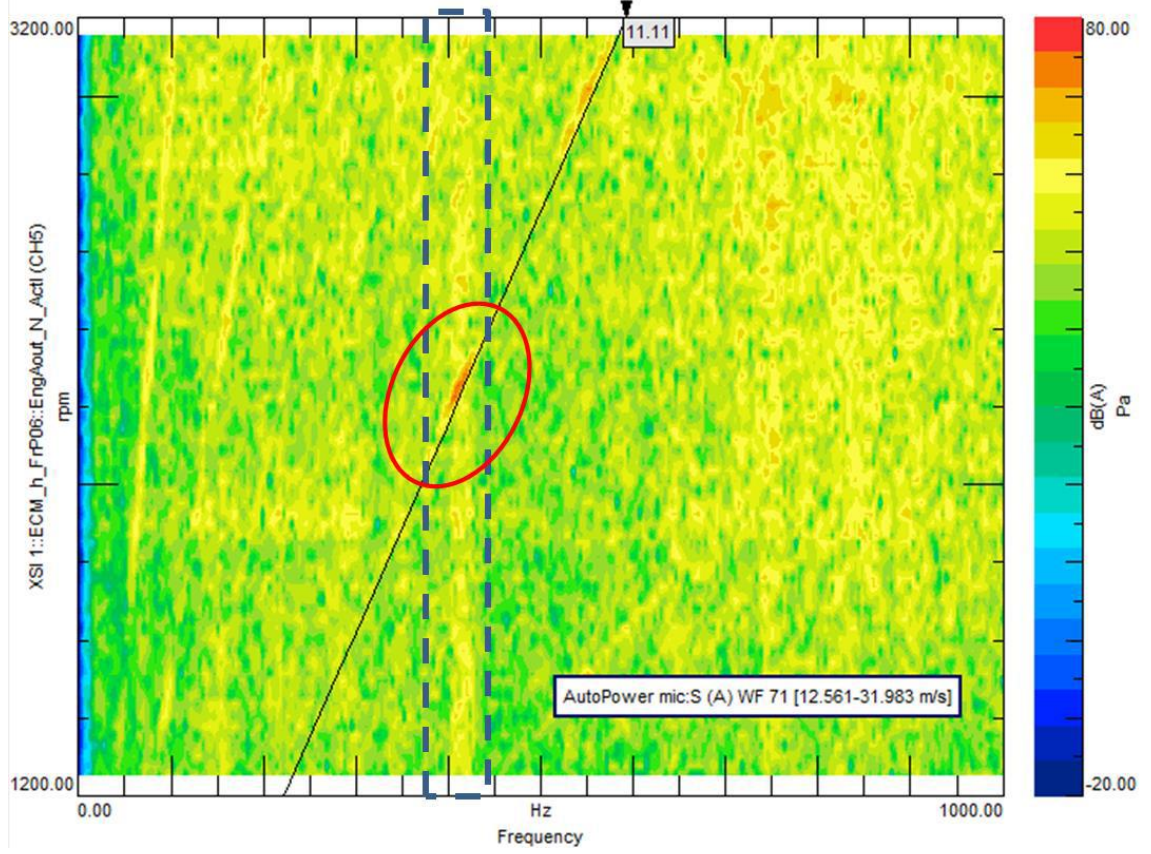
Otomotivde aktarma organları ve arka aks dişli sesi genellikle modal analiz ve frekans karakteristik analizi çalışmalarıyla incelenmektedir. Bu çalışmalar sırasında amaç arka aks dişlilerinin kavrama frekansını tespit ederek, bu frekans aralıklarını kardan mili gibi uyarıcı sistemlerin rezonans frekanslarından olabildiğince uzaklaştırmak, mümkünse kaynakta iyileştirme yapılarak sistemin çalışma sırasında rezonans frekansı ile çakışmamasını sağlamaktır.

Modal analiz sayesinde sistemde arka aks dişlilerinin kavrama frekansı ile aynı rezonans frekansına sahip olan parçalar tespit edilirken, bunların yapısal değişikliği ile sistem karakteristiği ve sistemin belli noktalarında oluşan titreşim değeri üzerindeki etkilerini gözlemleyebilmek içinse frekans karakteristik analizleri kullanılmaktadır.

Özellikle sonlu elemanlar modellerinin korelasyonu sırasında bu iki yöntemden fazlaca faydalanılmaktadır. Frekans karakteristik analizleri ile elde edilen frekans tabanındaki grafiklerdeki tepe noktaları aracın belli noktalarından kayıt altına alınan ses veya titreşim datalarıyla kıyaslanarak model korelasyonu kurulabilir. Birçok çalışmada kullanılan bu yöntem ile sesin azaltılması için çeşitli denemeler yapılırken sonucu nümerik olarak incelenebilir ve deneysel çalışmaların sayısı azaltılarak gerekli olan zaman ve maliyet de bağlantılı olarak düşürülebilir [8, 10].

Önceki bölümlerde de belirtildiği gibi arka aks dişli sesi pinyon dişli sayısının katları ile bağlantılı olarak mertebe analizi sırasında etkisini göstermektedir. Deneysel çalışma sırasında bu mertebe analizleri kullanılarak dişlinin kavrama frekansı ile çakışan noktalarda tespit edilen sesi önlemek için dizayn ve optimizasyon çalışmaları ortaya konulabilir. Şekil 6.1'de bu tez çalışması sırasında kullanılan araç ile benzer nitelikteki

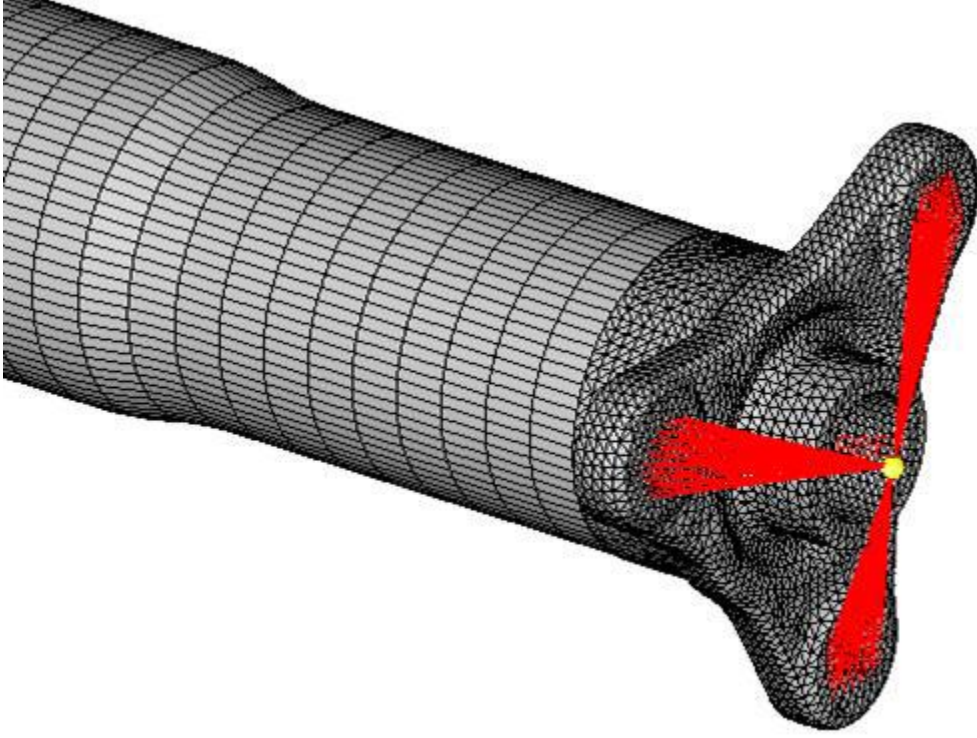
bir araca ait ses datası görülmektedir. Bu datada mavi kutu ile belirtilen alan sistemin rezonans frekansını ifade ederken, bu frekansın pinyon dişli sayısı ile uyum sağlayan mertebe ile denk geldiği noktalarda dişli sesi gözle görülür şekilde kayıt altına alınmaktadır.



Şekil 6. 1 Araç Testleri Sırasında Kaydedilen Ses Datası

6.1 Vites Kutusundan İletilen Yüklerin Modele Aktarılması

Vites kutusu model içerisine dahil edilmemiş, vites kutusundan gelen tork kardan mili bağlantı braketinin merkezine tanımlanan bir düğüm noktasından uygulanmış ve bu düğüm noktasına rijit olarak bağlı bulunan civata noktalarından kardan miline iletilmiştir. Yükün bu şekilde modele aktarıldığı nokta Şekil 6.2.'de gösterilmiştir.



Şekil 6. 2 Vites Kutusundan İletilen Yüklerin Modellenmesi

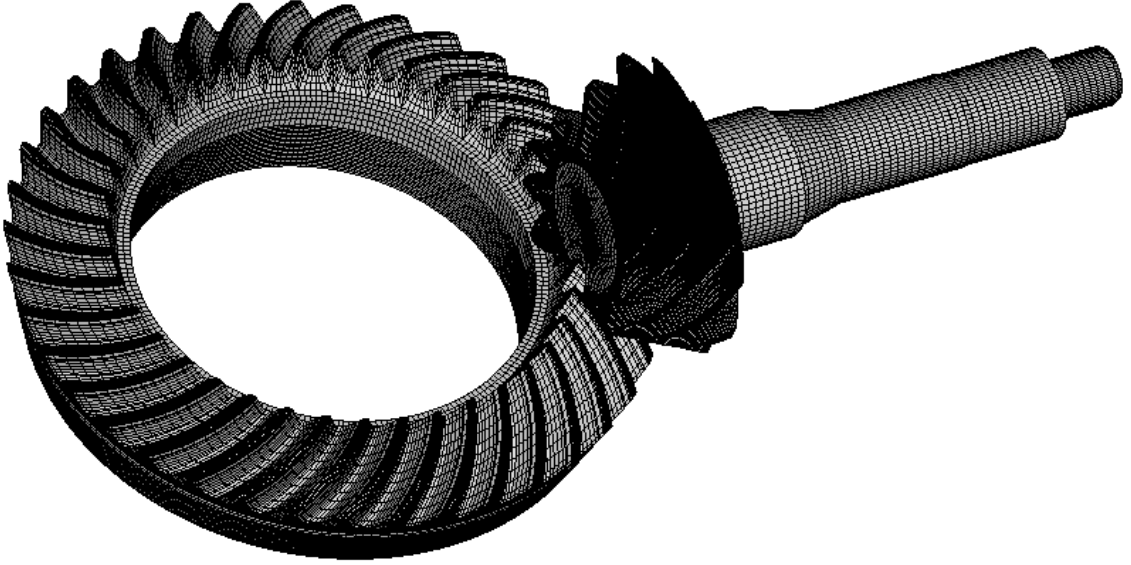
6.2 Ayna ve Mahruti Dişlilerin Modellenmesi

Dişli sesi üzerine yapılan sonlu elemanlar analizi esaslı çalışmalarda dişliler genellikle dövme parça (dişlinin ham datası) üzerinden modellenmekte, diş profili göz önüne alınmamaktadır [10]. Bu tip modellerde dişli temasının olduğu alanlar özel programlar vasıtasıyla belirlenip buralara denk gelen düğüm noktalarına tanımlanan yay elemanlar ile model daha gerçeğe yakın hale getirilmektedir. Tanımlanan bu yay elemanların rijitlik değerleri ampirik formülasyonlar aracılığıyla tespit edilirken, aynı zamanda yayın rijitlik değerleri değiştirilerek dişliler arası HTH'da modele yansıtılmaktadır. Ayna ve mahruti dişlinin bu şekilde katı elemanlar ile modellenmesinin yanı sıra literatürdeki bazı çalışmalarda kabuk eleman veya kiriş ve kütle elemanlar aracılığıyla modellendiği de görülmektedir [2, 5]. Ancak tüm bu modelleme yöntemlerinde dişlileri diş profilini göz ardı edilmektedir.

Bu eksikliğin önüne geçebilmek için Lee yapmış olduğu analiz çalışmasında, standart kullanılan dişli modellerine ek olarak diş profillerinin de yer aldığı bir dişli çiftini kullanmıştır [7]. Kullanılan dövme parça üzerinden veya kütle elemanlarla modelleme yapılması sayesinde kritik dişli frekansının tayin edilebileceği gibi, bu frekanslar ile

rezonans frekansı çakışan yapıların rijitliği değiştirilerek sistemin ses seviyesi de azaltılabilir. Ancak önceki bölümlerde de belirtildiği üzere dişli sesi üzerinde etkili olan bir diğer parametre ise dişli temasında meydana gelen kuvvetin varyasyonudur. Bu varyasyon ise diş profili üzerinde yapılan geometri değişiklikleri ile kontrol altına alınabilmektedir. Diş profili üzerinde yapılacak olan bu optimizasyon çalışmalarının modele dahil edilmesi için tek yöntem ise dişli profilinin sisteme dahil edilip katı elemanlar ve yay elemanlar ile modellenmesidir.

Çalışmada buradan yola çıkılarak KIMOS dişli tasarım programından alınan dişli dataları Şekil 6.3'te görüldüğü gibi kullanılmıştır. Dişliler arasındaki HTH değeri ise diğer yöntemlere benzer şekilde yay elemanlar aracılığıyla sağlanmıştır.

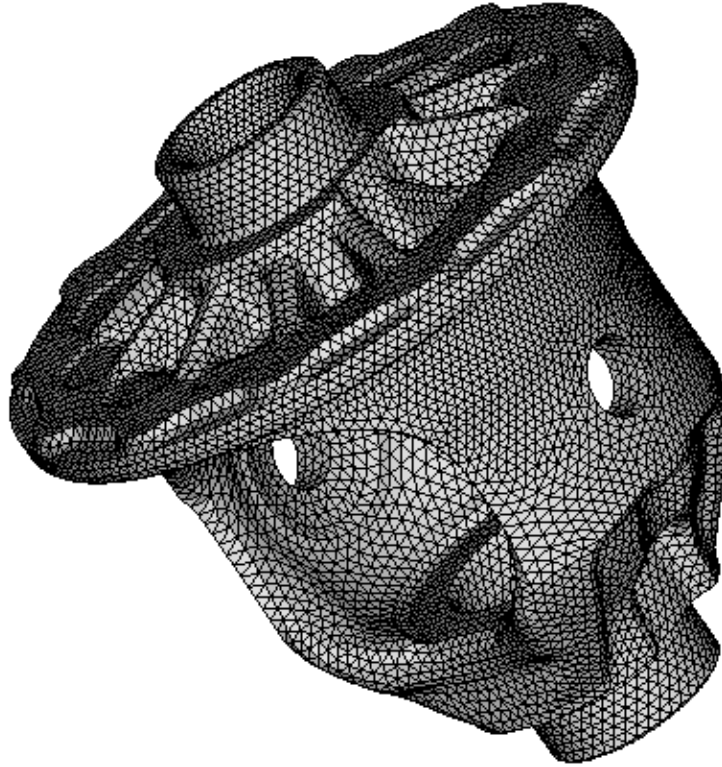


Şekil 6. 3 Ayna ve Mahruti Dişlilerin Sonlu Elemanlar Modeli

Ayna ve mahruti dişlinin modellenmesi sırasında hegzagonal katı elemanlar kullanılmış olup ayna dişli için 114660 adet, pinyon dişli için ise 233476 adet hex8 eleman kullanılmıştır.

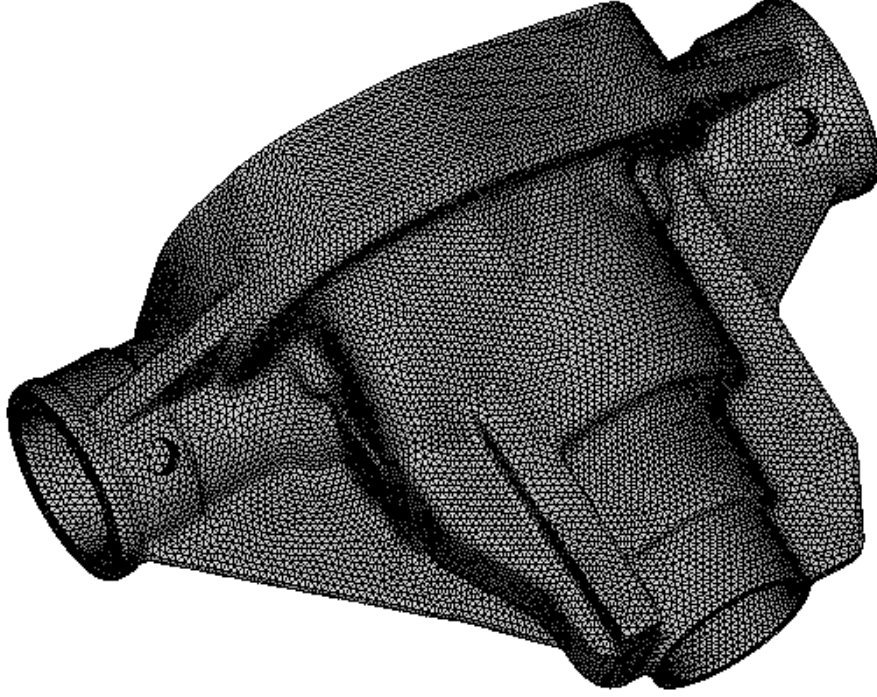
6.3 Aks Kovanı ve Istavroz Kutusunun Modellenmesi

Dişli sesi üzerine yapılan benzer çalışmalarda da belirtildiği gibi titreşim dişliler arasındaki temas noktasından başlayarak önce istavroz kutusuna oradan rulmanlar yardımıyla kovana ve boru komplelerine iletilmektedir. İletilen bu titreşim makas yaylardan şasiye aktarılırken aynı zamanda kabin içerisinde sürücü ve yolcuları rahatsız edici dişli sesini de ortaya çıkartmaktadır. Bu nedenle sesin yayılmaya başladığı ilk nokta olan istavroz kutusunun doğru şekilde modellenmesi fazlasıyla önemlidir. Önceki yapılan çalışmaların bir kısmında istavroz kutusunun kabuk elemanlarla veya kütle elemanlar ile modellenebileceği belirtilirken [2, 5] bazı çalışmalarda ise katı elemanlar yardımıyla modellendiği görülmektedir [10]. Kurulan modelin farklı testlerde de kullanılabilmesi amacıyla istavroz kutusu Şekil 6.4'te görüldüğü gibi tetragonal katı elemanlar ile modellenmiş olup 95184 adet tetra10 eleman kullanılmıştır. Istavroz kutusu ile ayna dişli arasındaki bağlantı ise civata deliklerine denk gelen noktalardan rijit elemanlar vasıtasıyla modellenmiştir.



Şekil 6. 4 Istavroz Kutusunun Sonlu Elemanlar Modeli

Benzer şekilde titreşimin iletilmesinde önemli bir etkisi bulunan kovan ise yine ikinci dereceden tetragonal katı elemanlar aracılığıyla Şekil 6.5'te görüldüğü gibi modele dahil edilmiştir. Kovan içinse toplamda 260406 adet tetra10 eleman kullanılmıştır.



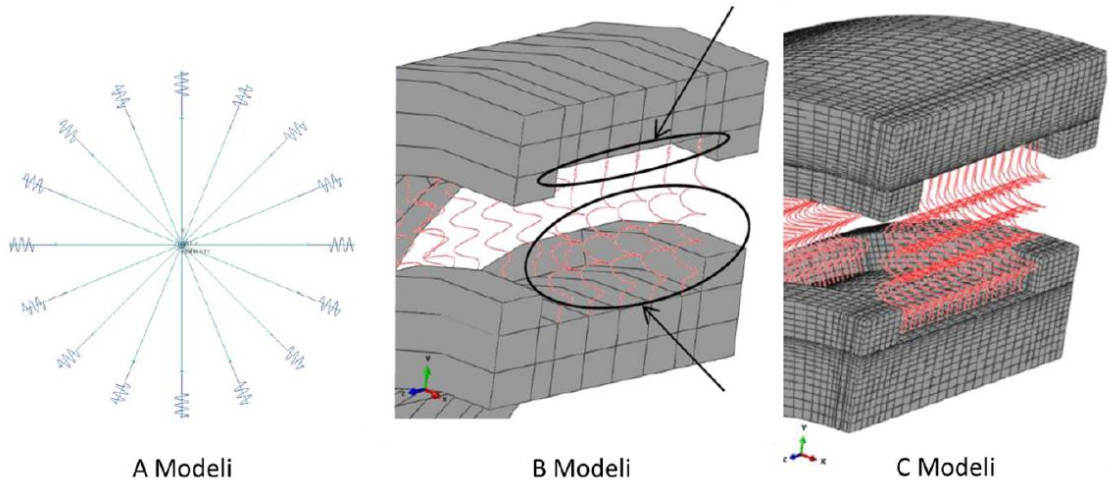
Şekil 6. 5 Diferansiyel Kovanının Sonlu Elemanlar Modeli

6.4 Sistemde Yer Alan Rulmanların Modellenmesi

Rulmanlar titreşimin iletilmesi sırasında önemli rol oynayan elemanlardır. Bu nedenle rulmanların doğru şekilde modellenmesi yapılan sonlu elemanlar analizinden elde edilecek sonucun doğruluğuna öncemli derecede etki etmektedir. Tez çalışması sırasında rulmanların modellenmesine başlanılmadan önce literatürde rulmanın sonlu elemanlar analizinde kullanılması üzerine yapılan çalışmalar incelenmiş ve rulmanlar için benzer bir modelleme yöntemi kullanılmıştır.

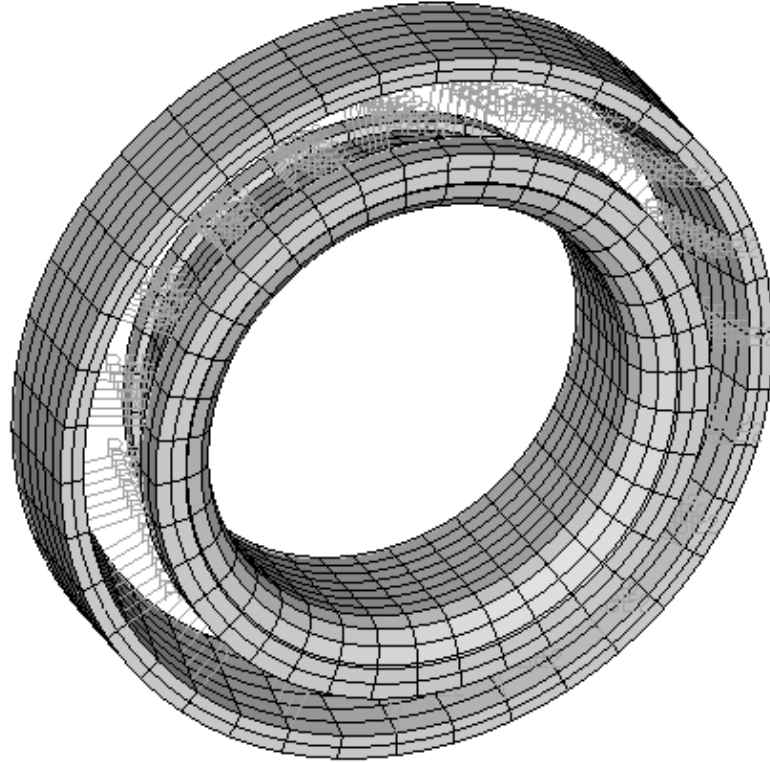
Ivar Nilsson gerçekleştirdiği tez çalışmasında rulmanların doğru şekilde modellenmesinin önemli olduğunu belirterek, projesinde L.Houpert tarafından 1997'de geliştirilen analitik modeli esas alan bir rulman modeli kullanmıştır [22]. Bu model, rulmanın üç eksendeki ilettiği kuvveti ve iki eksendeki döndürme momentini göz önüne almakta olup, iç ve dış bilezikler katı elemanlar ile, iç ve dış bilezik arasındaki ilişki ise rijit elemanlar ile modellenmiştir.

Özellikle sonlu elemanlar esaslı modal analiz çalışmalarında model boyutunu ve çözüm zamanını azaltmak amacıyla rulmanlar rijit eleman olarak da modellenenmektedir. Emil Claesson yapmış olduğu çalışma ile hem bu tipteki rulman modellerini hem de Ivar Nilsson'un yaptığı çalışmada kullandığı modele benzer nitelikteki modelleri çözüm süresi ve doğruluğu yönünden incelemiştir. Claesson, yaptığı bu çalışma sırasında hem masuralı hem de bilyeli rulmanların modellenmesinde geçerli olan üç farklı yapıda modeli kıyaslamıştır [23]. Kurulan modellerden ilkinde rulman zarflarının deformasyonu ve rulmanların içerisindeki yük dağılımı göz önüne alınmamış, sadece rulmanın rijitliği misket veya masura pozisyonlarına yerleştirilen yay elemanlar ile sağlanmış, bu elemanlar ise iç ve dış bilezik pozisyonlarına rijit elemanlar ile yerleştirilmiştir. Çalışmada yer alan ikinci modelde bileziklerin genel deformasyonu da göz önüne alınarak misket/masuralar yay elemanlar ile modellenirken, rulman iç ve dış bilezikleri ise silindirik katı elemanlar ile modellenmiştir. İkinci model sırasında her bir misket/masura için iki sıra yay eleman kullanılırken, son modelde bu yapı biraz daha hassas hale getirilmek için daha fazla yay elemandan yararlanılmıştır. Şekil 6. 6'da bu üç modelde kullanılan rulman modelleri gösterilmiştir.



Şekil 6. 6 Emil Claesson'un Tez Çalışması Sırasında Kullandığı Modeller

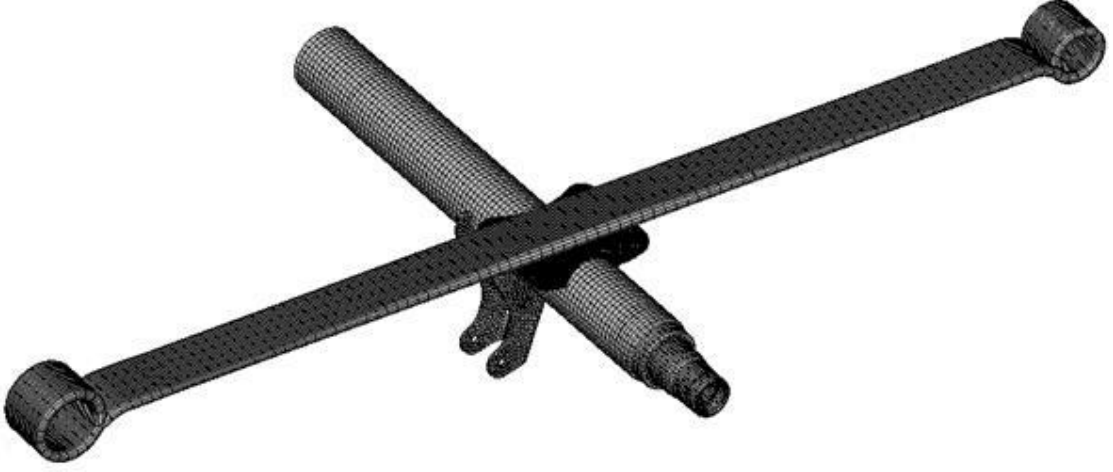
Her iki çalışma göz önüne alınarak, hem rulmanların daha doğru modellenebilmesi hem de kurulan sonlu elemanlar modelinin sonraki çalışmalarda da kullanılabilmesi adına rulmanların iç ve dış bilezikleri ikinci dereceden hegzagonal katı elemanlar ile, rulmanın masuraları ise yay elemanlar ile modellenmiştir. Pinyon rulmanları, istavroz kutusu rulmanları, teker rulmanları ve kardan mili askı rulmanları da benzer yapıda modellenmiştir. Kullanılan modele ait örnek Şekil 6. 7’de görülmektedir.



Şekil 6. 7 Tez Çalışmasında Kullanılan Rulman Modeli

6.5 Aks Boruları, Braketler ve Makas Yayların Modellenmesi

Boru ve braketler ile birlikte makas yaylar da katı elemanlar ile modellenmiştir. Şekil 6. 8’de görüldüğü gibi boru ve makas yaylar iki düğüm noktalı hegzagonal katı elemanlar ile, makas yaya ve amortisore yataklık eden braketler ise tetragonal katı elemanlar ile modellenmiştir.

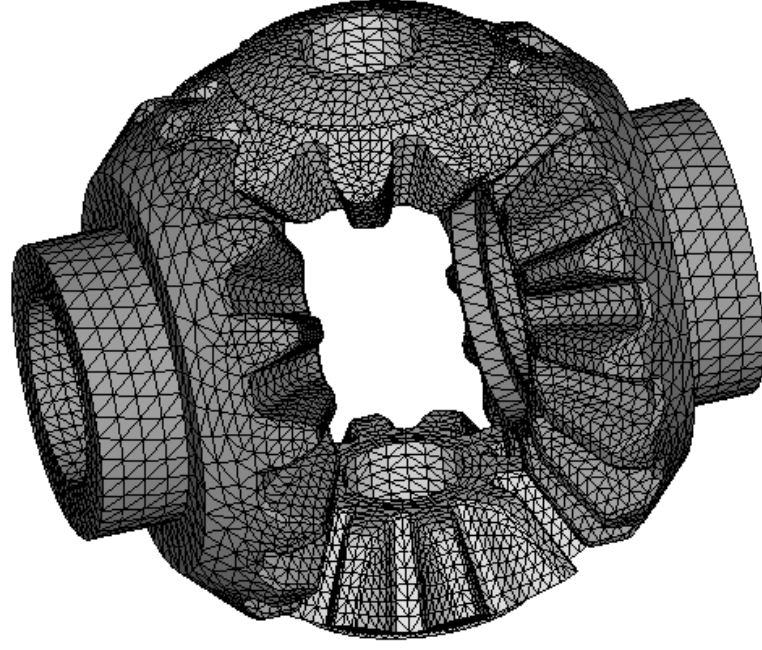


Şekil 6. 8 Arka Aks Boru Komplesinin (Braketler ile Birlikte) Modeli

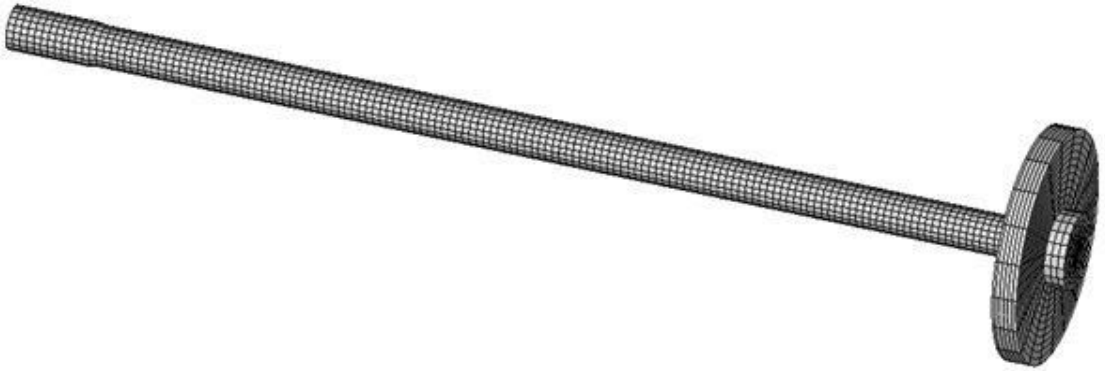
Arka aks boru kompleksi ve makas yaylar için toplam 165946 eleman kullanılmış olup, bunlardan 79768 tanesi hex20 eleman, 86178 tanesi ise tetra10 elemandır.

6.6 Aks Milleri ve Güneş Dişlilerin Modellenmesi

Aks milleri güneş dişliler aracılığıyla aldığı torku teker poyralarına ileterek arka tekerlerin hareket ettirilmesinde görev alır. Bu hareket ve güç iletimi sırasında aks milleri güneş dişliler aracılığıyla diferansiyel ve dolayısıyla ayna dişli ile sürekli ilişki halindedir. Bu nedenle aks millerinin ve diferansiyel dişli komplelerinin model içerisine doğru şekilde aktarılması önemlidir. Bazı çalışmalarda aks millerinin kiriş elemanlar vasıtasıyla modellenebileceği belirtilmiştir [5]. Ancak yapılan tez çalışması kapsamında Tarkan Yapıcı'nın gerçekleştirmiş olduğu tez çalışması referans alınarak aks milleri benzer şekilde hegzagonal katı elemanlar ile modellenmiş ve 10540 adet hex20 eleman kullanılmıştır [10]. Benzer şekilde güneş dişliler de katı elemanlar ile modellenmiş ve istavroz mili içerisine yerleştirilmiştir. Güneş ve pinyon dişlilerinin modellenmesi sırasında 50549 adet tetra 10 eleman kullanılmıştır. Şekil 6. 9'da istavroz dişlilerinin, Şekil 6. 10'da ise aks milinin sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



Şekil 6. 9 Güneş ve Pinyon Dişlinin Sonlu Elemanlar Modeli



Şekil 6. 10 Aks Milinin Sonlu Elemanlar Modeli

6.7 Kardan Milinin Modellenmesi

Kardan mili rezonans karakteristiğinin arka aks dişli sesi üzerindeki etkisi birçok çalışmada gösterilmiş ve iyileştirme amacıyla da kullanılmıştır [1,5,7,24,25,26,27]. Buradan yola çıkarak arka aks diferansiyel dişli sesi analizinde kullanılacak olan sonlu elemanlar modelinde sadece arka aks değil kardan milinin de içinde bulunduğu bir aktarma organları modelinden yararlanılmıştır.

Sonlu elemanlar modelinin araç testleri ile doğrulanması sırasında kullanılan test aracında Şekil 6.11'de görülen 3 parçalı kardan mili kullanılmıştır. Kardan mili boruları kabuk elemanlar, kardan mili üzerinde yer alan tüm mafsal ve braketler ise tetra elemanlar ile modellenmiştir. Askı rulmanları üzerinden şasi bağlantısı rijit elemanlar ile gerçekleştirilirken, askı içerisinde yer alan rulmanlar aks içerisinde kullanılan rulman modelleri ile benzer şekilde hegzagonal elemanlar ve yay elemanlar vasıtasıyla modellenmiştir.

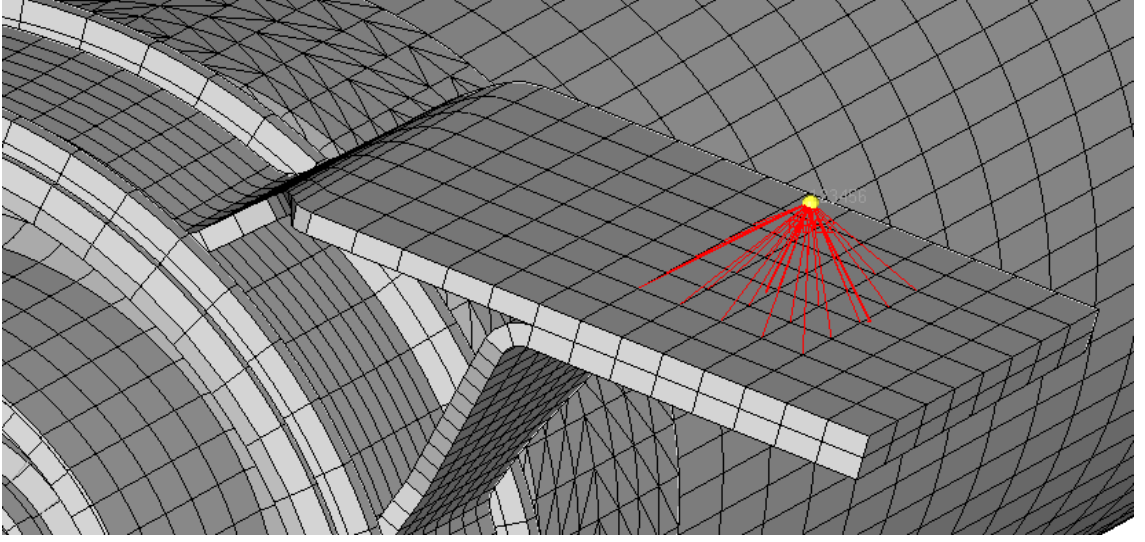


Şekil 6. 11 Kardan Milinin Sonlu Elemanlar Modeli

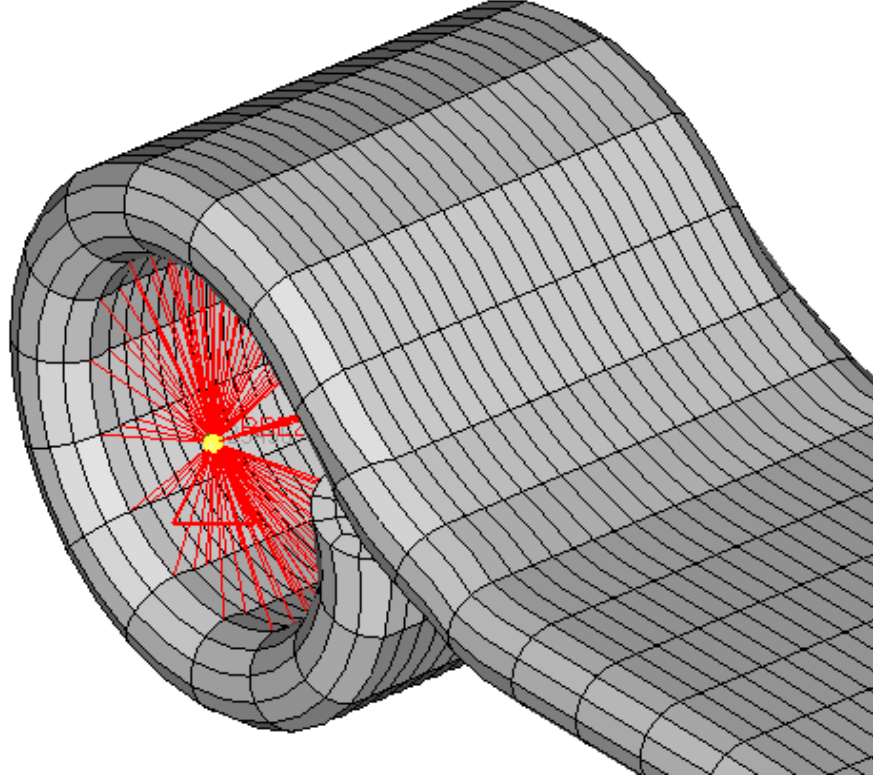
Kurulan kardan mili modelinde 26010 adet quad8 eleman, 408665 adet tetra10 eleman ve askı rulmanlarında 4848 adet hex20, 240 adet celas1 tipi yay eleman kullanılmıştır.

6.8 Modelde Kullanılan Sınır Şartları

Arka aks ve kardan mili, şasi bağlantı noktaları gibi yerlere tanımlanan rijit elemanlar aracılığıyla sabitlenmiştir. Belirtilen bu bağlantı yerleri kardan mili için askı rulmanlarının tepe noktaları ve vites kutusu çıkış mili bağlantı yüzeyi, aks içinse makas yayların ve amortisör bağlantı noktalarının uçlarıdır. Şekil 6.12'de askı rulmanlarının sabitlendiği noktalar gösterilirken, Şekil 6.13'de makas yayların bağlantı noktaları görülmektedir.

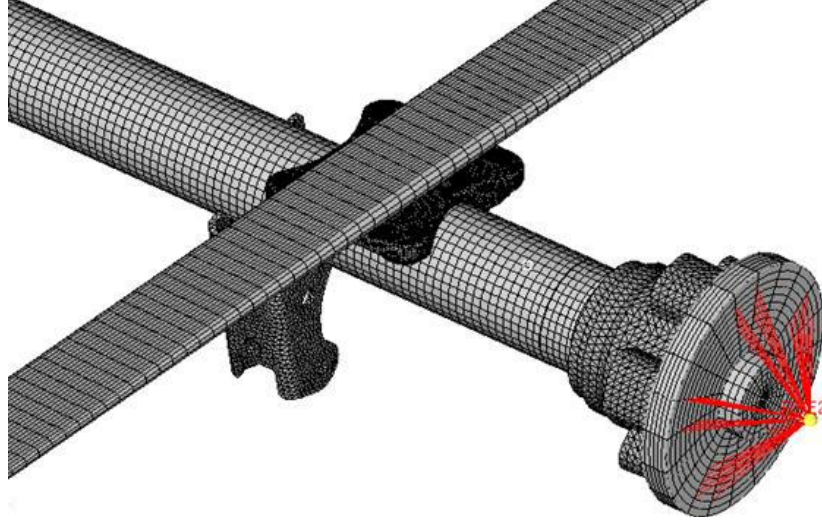


Şekil 6. 12 Askı ile Şasi Arasındaki Bağlantının Rijit Elemanlar ile Modellenmesi



Şekil 6. 13 Makas Yayıların Bağlantı Noktalarından Sabitlenmesi

Tanımlanan bu bağlantı noktalarının yanı sıra aks, Şekil 6.14'de görülen aks milleri üzerinde yer alan bijon bağlantı noktalarından rijit elemanlarla sabitlenmiştir.



Şekil 6. 14 Aksın Süspansiyon Braketi ve Aks Millerinden Sabitlenmesi

6.9 Frekans Karakteristik Analizi için Modelin Kullanılması

Sistem için tanımlanan modal sönüm oranı; daha önceden gerçekleştirilmiş olan çalışmalar ve firmanın teknik şartnamelerinden daha önce tanımlanan değerlere göre seçim yapılarak %3 olarak tanımlanmıştır.

Bunun sonucunda malzeme tanımlamaları ve frekansa göre değişim gösteren vites kutusu yükleri tanımlandıktan sonra Şekil 6.15'de görünen aktarma organları modeli elde edilmiştir. Bu modelin analitik olarak çözülmesi için RADIOSS programından faydalanılmıştır.



Şekil 6. 15 Aksın Süspansiyon Braketi ve Aks Millerinden Sabitlenmesi

Tez çalışması kapsamında kurulan modelde kullanılan eleman tipleri ve toplam eleman sayıları Çizelge 6. 1'de görüldüğü gibidir.

Çizelge 6. 2 Modelde Kullanılan Eleman Tipleri ve Sayıları

PARÇA ADI	ELEMAN TİPİ	TOPLAM ELEMAN SAYISI
AYNA DİŞLİ	HEX8	114660
MAHRUTİ DİŞLİ	HEX8	233476
ISTAVROZ KUTUSU	TETRA10	95184
AKS KOVANI	TETRA10	260406
AKS BORUSU	HEX20	7596
SÜSPANSİYON BRAKETLERİ	TETRA10	28646
MAKAS BRAKETİ	TETRA10	57532
AKS MİLLERİ	HEX20	10540
ARKA AKS FLANŞI	HEX20	1620
DİFERANSİYEL RULMANLARI	HEX20	2724
	CELAS1	266
MAHRUTİ DİŞLİ RULMANLARI	HEX20	2498
	CELAS1	490
TEKER RULMANLARI	HEX20	2856
	CELAS1	560
PİNYON VE GÜNEŞ DİŞLİLER	TETRA10	50549
MAKAS YAYLAR	HEX20	72172
KOVAN KAPAĞI	TRIA6	13733
KARDAN MİLİ	QUAD8	26010
	TETRA10	408665
	HEX20	4848
	CELAS1	240

KURULAN MODELİN ARAÇ TESTLERİ İLE DOĞRULANMASI

Sonlu elemanlar modelleri hazırlandıktan sonra modelin doğrulanabilmesi için çeşitli deneysel yöntemler kullanılmaktadır. Model korelasyonu, parçanın belli bir test ekipmanında araç yüklerinde tahrik edilip dinamik olarak sonuçları inceleyerek yapılabileceği gibi araç üzerinden mikrofon veya ivme ölçerler vasıtasıyla ölçüm alınarak da gerçekleştirilebilir. Tez çalışması sırasında, modelin doğrulaması için araç testlerinde kaydedilen veriler kullanılmış olup, bu bölüm içerisinde testler ve modelin doğrulanması ile ilgili bilgiler paylaşılacaktır.

7.1 Araç Testleriyle Arka Aks Diferansiyel Dişli Sesinin Öznel Ölçülmesi

SAE J 1060 J2 standartlarına göre araç gürültüsünün değerlendirilmesi Çizelge 7. 1’de gösterildiği gibi yapılmaktadır. Bu standarda göre araç testi konusunda uzman olan kişiler tarafından gerçekleştirilen testlerle araç sesi öznel olarak aşağıdaki gibi puanlanmaktadır.

Çizelge 7. 3 SAE J 1060 J2 Standardına Göre Öznel Sınıflandırma Ölçeği

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
KABUL DEĞERİ	Kabul Edilemez		Kötü		Sınır Değeri	Kabul Edilebilir	Orta	İyi	Çok İyi	Kusursuz
MÜŞTERİ ALGISI	Kabul Edilemez Derecede Kötü			Oldukça Kötü	Ortalama Derecede		Memnun	Tam Anlamıyla Memnun		

Aracın müşteri tarafından herhangi bir şikayete konu olamaması için minimum 6 puan alması gerekirken, bunun altındaki puanlamalarda servisten şikayetlerin gelmesine muhtemel olarak bakılmaktadır. Bir araç için değerlendirmenin 7 ve üzeri olması durumunda, “kritik müşterinin” dahi, araçla ilgili gürültü ve titreşim kaynaklı bir şikayete sahip olması beklenmemektedir. Araç puanının 5.5’un altında olması halinde ise araç problemlili olarak kabul edilmekte ve satış onayı verilmemektedir. Bu şekilde belli bir standardı olmasına karşın öznel değerlendirmeler, gözlemcinin yeteneğine ve değerlendirirken sergilediği tutuma bağlı olduğundan ölçülebilirliği ve tekrar değerlendirilebilirliği yeterli düzeyde değildir.

7.2 Araç Testleriyle Arka Aks Diferansiyel Dişli Sesinin Nesnel Ölçülmesi

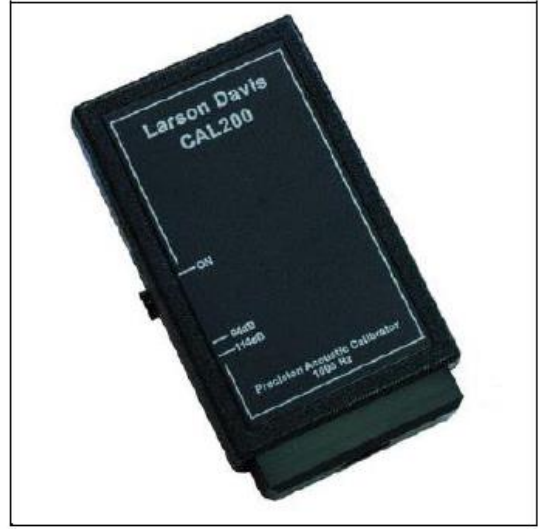
Nesnel testler tekrarlanabilirliği, tutarlılığı ve ilgili notlandırma kayıtlarının saklanabilmesi yönüyle öznel testlere oranla daha gerçekçi ve kıyaslanabilir sonuçlar ortaya çıkartmaktadır. Bu testler sırasında özel data toplama sistemleri ve manevralar kullanılmakta olup ilerleyen bölümlerde bunlarla ilgili bilgiler paylaşılacaktır.

7.2.1 Araç ve Ölçüm Aletleri

Araç testleri sırasında, ölçüm standartlarına uygun şekilde yerleştirilmiş olan PCB marka mikrofon (Ürün Kodu: 426E01 ICP SN 2422) ile test sırasındaki sesin değişim miktarı anlık olarak kayıt edilmektedir. Her test öncesinde ise mikrofon, Şekil 7. 2’de görülen LARSON DAVIS - CAL 200 kalibratör ile kalibre edilmekte olup, data toplamak için Şekil 7. 1’de gösterilmiş olan 4 kanallı LMS Scadas Mobile sistemi kullanılmaktadır. Test sonrasında, kaydedilen tüm datalar LMS Test Lab. programı ile analiz edilmektedir.



Şekil 7. 1 Mikrofonun Kayıt Pozisyonu (Solda) ve Data Toplama Sistemi (Sağda)



Şekil 7. 2 Testlerde Kullanılan Mikrofon (Solda) ve Mikrofon Kalibratörü (Sağda)

Önceki bölümlerde de belirtildiği üzere arka aks dişli sesi şasi bağlantıları aracılığıyla yayıldığı için test yapılan araç tipi ve gövde yapısı fazlasıyla önemlidir. Bunun için kurulan sonlu elemanlar modelinde yer alan aktarma organları ile araç testleri sırasında kullanılan yapının özellikleri birebir uyum sağlayacak şekilde seçim yapılmıştır. Ek olarak seçilen aracın dişli sesinin aktarımında en hassas yapıya sahip araç olmasına ayrıca özen gösterilmiş olup, bu araca ait özellikler Çizelge 7. 2’de görüldüğü gibidir.

Çizelge 7. 2 Test Yapılan Aracın Özellikleri

ŞASİ TİPİ	AKS AÇIKLIĞI	TAVAN TİPİ	YÜKSEKLİK
KISA ŞASİ	1860 mm	ALÇAK TAVAN	1400 mm

7.2.2 Nesnel Test Yöntemi

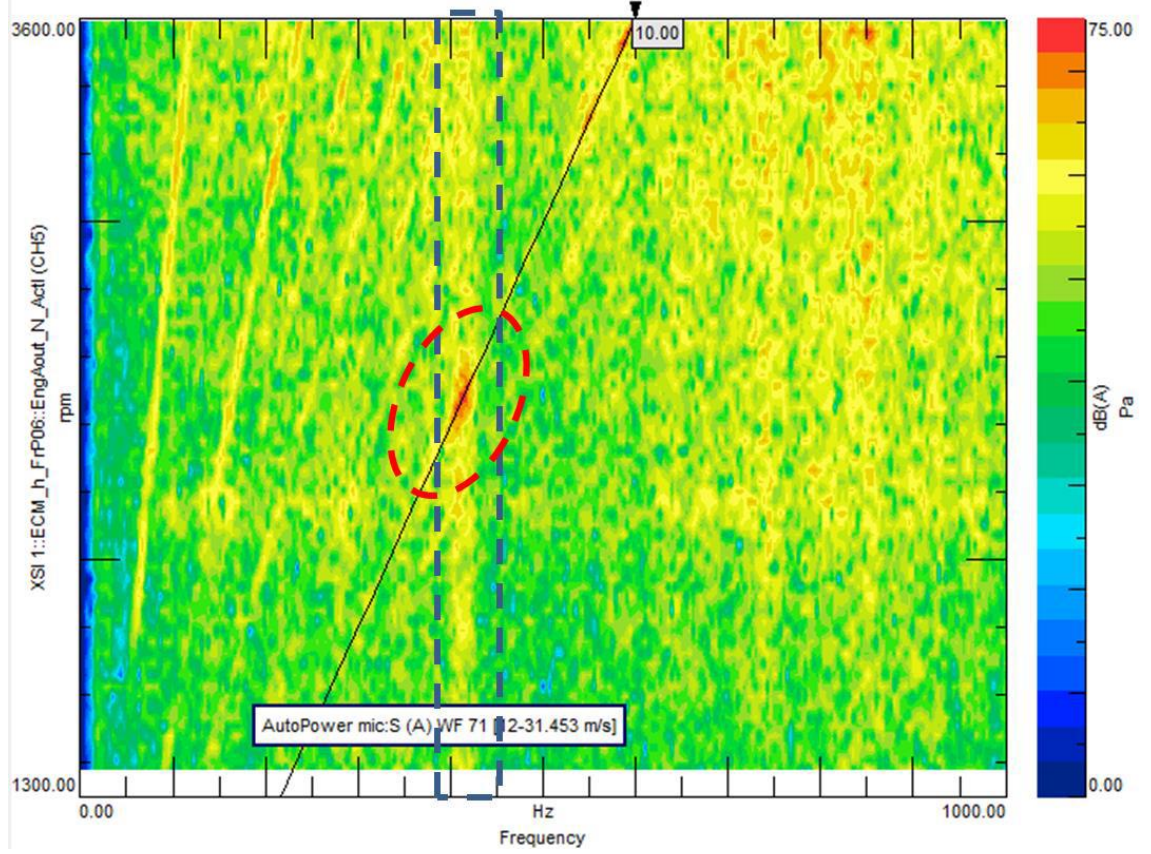
Araç testleri öncesi ilk işlem olarak sistemin genel kontrolü yapıp üstte belirtilen kalibratör yardımıyla mikrofونun kalibrasyonu gerçekleştirilir. Sonrasında aracın hızı ve motor devir bilgilerinin alınması için LMS sistemi aracılığıyla motor CAN bağlantısı yapılır. Bu işlemlerin ardından araç testine başlanır ve arka aksın etkin çalışma koşuluna erişmesi ve diferansiyel yağının ideal çalışma sıcaklığına ulaşması için araç 15 dk süre ile serbest olarak sürülür. Sürüş sırasında 40 km/saat hızın altında arka aks dişli sesinin veya başka bir sesin olup olmadığı kontrol edilir.

Yeterli bir süre sürüş yapıldıktan sonra, sonlu elemanlar modelinin doğrulanması için de kullanılan test manevraları gerçekleştirilir. Bu manevralar sırasında araç 40 km/saat ile 120 km/saat hızları arasında hem hızlanma hem de yavaşlama şartları için kontrol edilmektedir. Hızlanma şartı için vites oranı 1:1 olacak şekilde araç teste hazır hale getirildikten sonra 40 km/saat hızdan 120 km/saat hıza kadar araç tam gaz yapılarak hızlandırılır ve sürücünün kulak hizasına yerleştirilmiş mikrofون ile data toplanır. Yavaşlama şartında ise bu durumun tam tersi olarak 120km/saat hıza ulaşan araç 40 km/saat hıza ulaşınca kadar serbest olarak sürülür. Yapılan testler süresince araç hızı, motor devri ve kabin içi mikrofون datası aynı anda kayıt altına alınarak değerlendirme bu dataların ışığında gerçekleştirilmektedir.

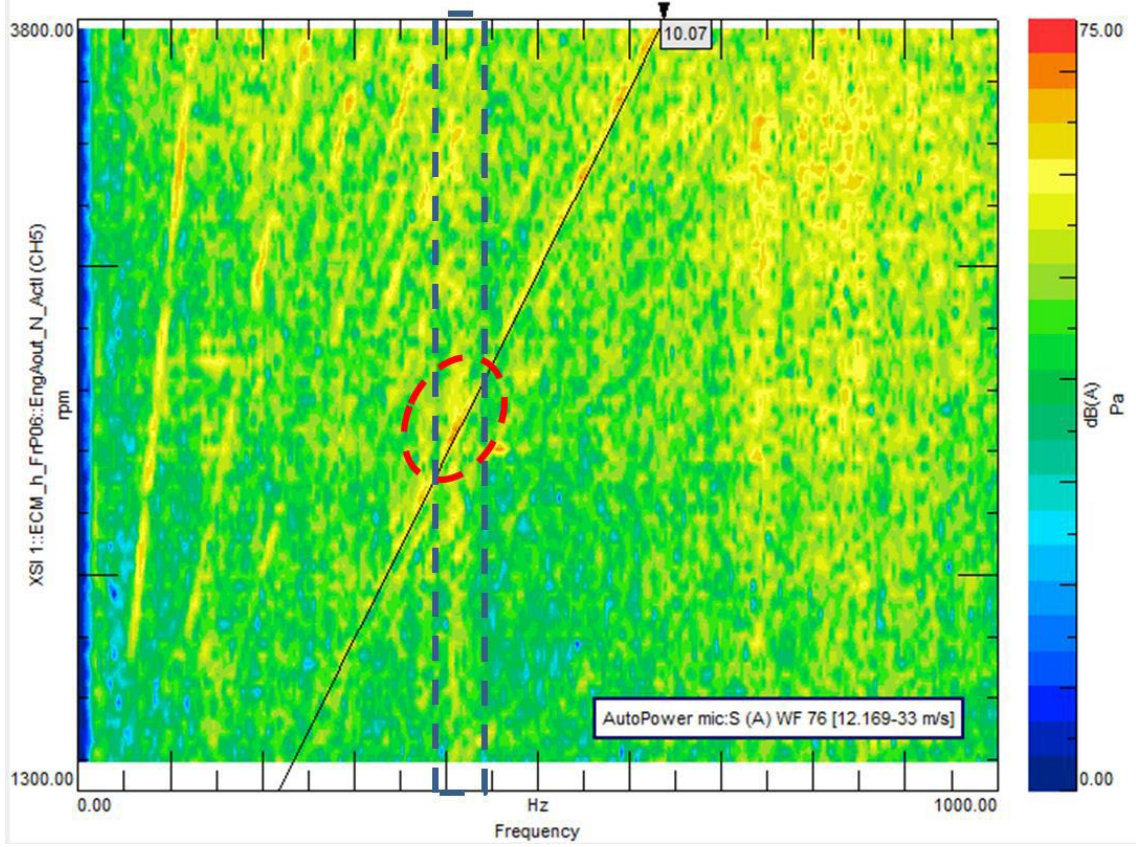
7.2.3 Nesnel Araç Testlerinin Değerlendirilmesi

Nesnel testler sırasında arka aks diferansiyel dişli sesi, test sırasında kabin içerisinden kaydedilen ortam sesinin mertebe analizi yöntemi ile incelenmesi sonucunda kontrol edilir. Önceki bölümde belirtilen metoda göre test sırasında kaydedilen data işlenerek, dişli kavrama frekansına denk gelen bölümde mahruti dişlinin diş sayısı ile orantılı olan mertebedeki ses seviyesinin belli bir değerden düşük olup olmadığı kontrol edilmektedir.

Şekil 7.3 ve Şekil 7.4’de daha önce araç testleri sırasında kaydedilen örnek datalar yer almaktadır. Bu testler sırasında kullanılan aksların mahtuti dişli sayısı 10 olup, Şekil 7.3’de bu mertebeye denk gelen ve dişli kavrama frekansı ile çakışım gösteren ses seviyesinin önemli bir oranda olduğu görülmektedir. Bundan dolayı ilk araçta arka aks dişli sesi olduğu, aksi şekilde ise benzer frekans aralığında daha düşük ses seviyesine sahip olan Şekil 7.4’de yer alan araçta ise dişli sesi olmadığı kaydedilmiştir.



Şekil 7. 3 Araç Testleri Sırasında Toplanan Sesli Aksa Ait Nesnel Data Örneği

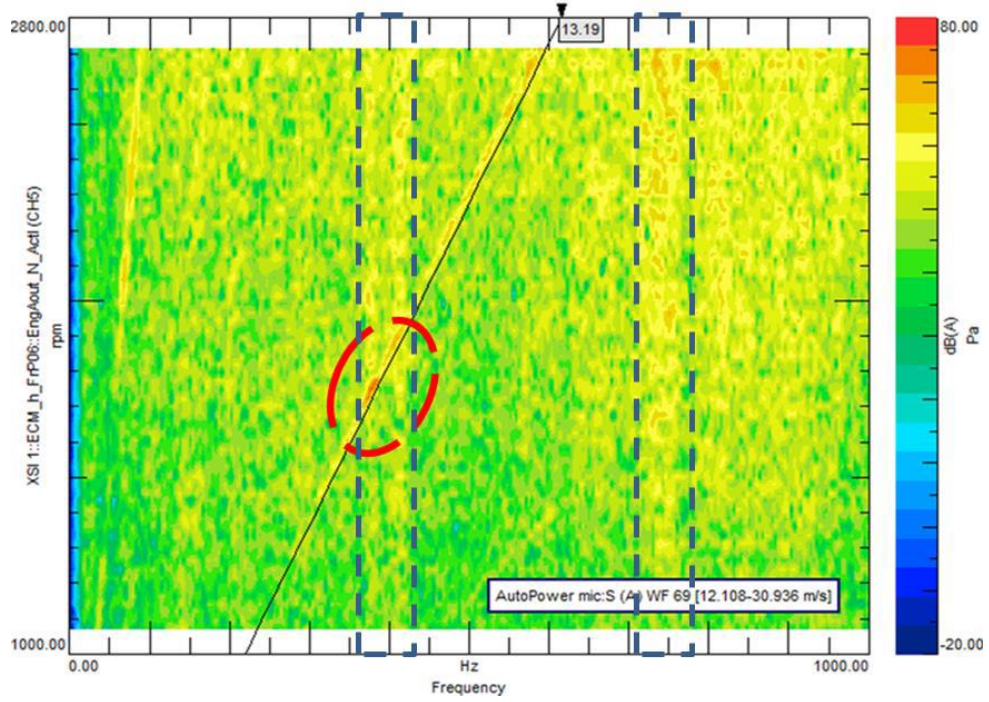


Şekil 7. 4 Araç Testleri Sırasında Toplanan Sessiz Aksa Ait Nesnel Data Örneği

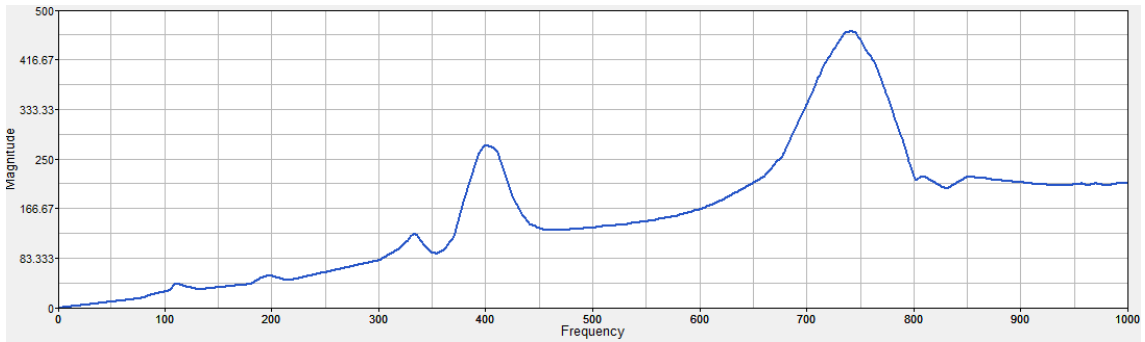
7.3 Sonlu Elemanlar Modelinin Araç Testleri ile Doğrulanması

Kurulan sonlu elemanlar modelinin doğrulanması amacıyla önceki bölümde belirtilen nesnel test yöntemi kullanılarak araç içerisinde mikrofon ile data toplanılmıştır. Önce hızlanma şartında sonrasında da yavaşlama şartında gerçekleştirilen testler ile 40 km/saat ile 120 km/saat arasında ölçüm alınmıştır. Şekil 7.5 bu testlerde aracın yavaşlama şartı sırasında kaydedilen mikrofon datasını, Şekil 7.6 ise aynı manevranın sonlu elemanlar modeli aracılığıyla elde edilen FKF sonucunu göstermektedir.

Buna göre sonlu elemanlar yöntemi ile yapılan analiz sonucu dişli temas noktasında 400 Hz'de tespit edilen pik değer ile mikrofon datasında aynı frekansa denk gelen ses seviyesinin örtüştüğü gözlemlenmiştir. Ek olarak kaydedilmiş mikrofon datasında temas noktasından alınan sonuç datasında 730 Hz'de gözlemlenen ikinci pik değerine denk gelen nokta ile örtüşen bir rezonans frekansı gözlemlenmektedir.

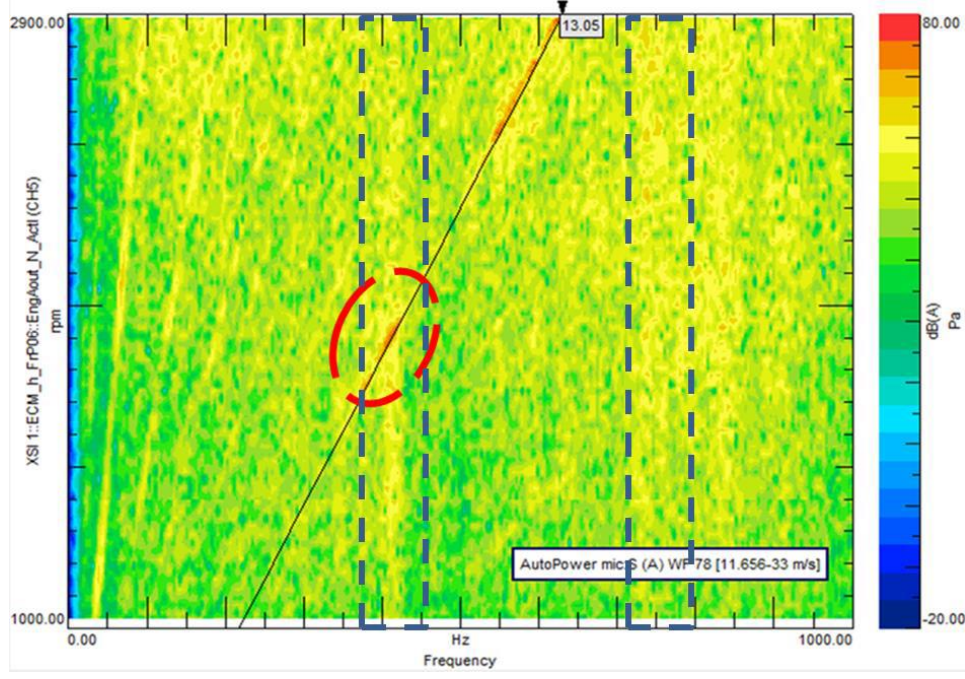


Şekil 7. 5 Aracın Yavaşlama Manevrası Sırasında Kaydedilen Ses Datası

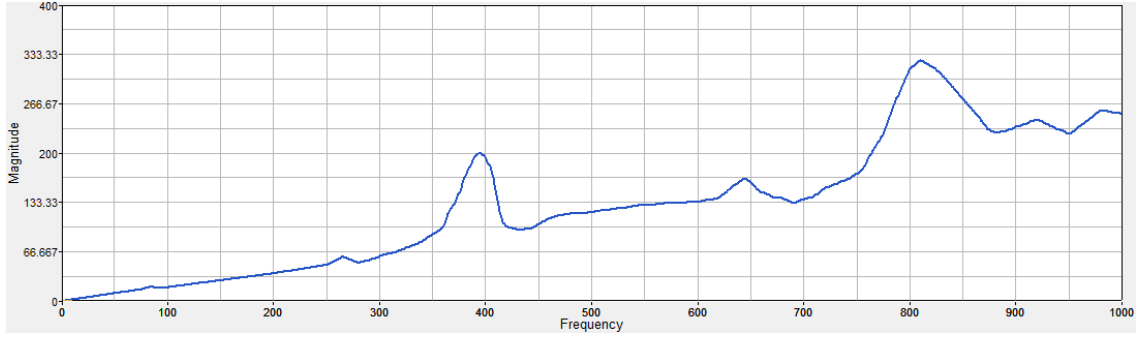


Şekil 7. 6 Aracın Yavaşlama Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu

Benzer bir kontrol aracın hızlanma şartı sırasında toplanılan datanın korelasyonunu incelemek için de gerçekleştirilmiştir. Şekil 7.7 aracın hızlanma şartı sırasında kabin içerisinden mikrofon ile toplanılan datayı, Şekil 7.8 ise sonlu elemanlar modelinden alınan sonuç değerini göstermektedir. Buna göre dişlinin temas noktasından çizdirilen FKF'de pik değer in gözlemlendiği 380 Hz ve 810 Hz'e yakın değerlerde mikrofon datasında da sistemin rezonans frekansı görülmektedir. Bunun yanı sıra 380Hz'e yakın bölümde dişli mertebesine denk gelen ses seviyesinde artış olduğu gözlemlenmiştir.



Şekil 7. 7 Aracın Hızlanması Manevrası Sırasında Kaydedilen Ses Datası



Şekil 7. 8 Aracın Hızlanma Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu

Sonuç olarak, araç testleri sırasında kaydedilen mikrofon dataları, sonlu elemanlar modelinden elde edilen data ile kıyaslanmış ve her iki yapının da rezonans karakteristiği yönünden benzer olduğu gözlemlenmiştir. Bunun yanı sıra sonlu elemanlar modelinden elde edilen data sırasında hızlanma şartında 380 Hz'de, yavaşlama şartında ise 400 Hz'de gözlemlenen pik değerinin aynı şekilde taşıt datalarında da dişli mertebesinde ses olarak kaydedildiği tespit edilmiştir. Hızlanma şartında 810 Hz'e, yavaşlama şartında ise 730 Hz'e denk gelen diğer pik noktalarının sebep olduğu ses ise taşıt testleri sırasında motor devrinin 3000 devir/dakika'nın üzerine çıkmaması dolayısıyla taşıt testlerinde alınan ölçümlerde gözlemlenememiş ancak üstte de yer verildiği gibi bu frekanslara denk gelen aralıklarda sisteme ait rezonansın kaydedilmiştir.

DİZAYN İYİLEŞTİRME ÇALIŞMALARI

8.1 Dişli Geometrisi Üzerinde İyileştirme Yapılması

Aracın çalışma şartlarında dişlilerin arasında oluşan temasa ait dağılımın dişli sesi üzerindeki etkisine literatürde gerçekleştirilen birçok çalışmada değinilmiştir [3,18,19,20,21]. Buradan yola çıkarak dişli üzerinde geometrik optimizasyon yapılabilecek araç içi ses seviyesinin azaltılmasına çalışılmıştır. Bu kapsamda dişli tasarım programı KIMOS kullanılarak dişlinin makro geometri dizaynı değiştirilmeksizin mikro geometri üzerinde optimizasyon çalışması yapılmış ve ayna ile pinyon dişli arasındaki temasın iyileştirilmesi hedeflenmiştir.

Benzer bir yöntem Singh ve K tarafından kullanılmıştır. Yaptıkları çalışmada mikro geometri optimizasyonu yöntemini vites kutusunda dişli sesinin azaltılması amacıyla kullanmışlardır [18]. Bu doğrultuda dişli üzerinde mikro geometri optimizasyonunun yapılması sayesinde diş yüzeyinde oluşan stres dağılımının iyileştirilebileceği ve çalışma şartlarındaki dişli ses seviyesinin azaltılabileceği belirtilmiştir. Dişli sesinin temel kaynağının dişliler arasındaki HTH olduğunu ancak bunun tek kaynak olmadığını dişlilerin temas noktasında oluşan stres dağılımının da dişli sesi üzerinde önemli bir payı olduğunu belirtmişlerdir. Temas sırasında oluşan bu stres dağılımını iyileştirebilmek içinse mikro geometri optimizasyonu yapılmasının önemli olduğunu belirtmiş ve dişli profili üzerinde iyileştirme yapmışlar. Bu sayede bir binek araçta yavaşlama sırasında duyulan vites kutusu dişli sesini önlemeye çalışmışlar. Yapılan optimizasyon çalışmasının akabinde aynı vites kutusunda sadece dişli setleri değiştirilerek sessiz odada kıyaslamalı olarak ses ve titreşim testleri gerçekleştirilmiştir.

Hem yüksek hem de düşük tork ile yapılan bu testler sonucunda profil eğiminin değiştirilmesiyle yüksek torkta sesin arttığı, düşük torkta ise tam tersi bir etkiye bulunarak azaldığı tespit edilmiştir. Helis eğiminin azaltılması halinde ise yüksek torkta sesin azaldığı, düşük torkta da önemli bir değişiklik kaydedilmediği belirtilmiştir. Bu tespitler ışığında dişliler üzerinde yapılan mikro geometri optimizasyonunun dişli sesine direkt olarak etki ettiği ve sesin azaltılması için bu yöntemin önemli olduğu vurgulanmıştır.

Inha Üniversitesi ve DYMOS firması çalışanları yapmış oldukları çalışmada dişli sesinin yapısal titreşiminden ziyade hava yoluyla iletildiğini belirtmiş ve bunun oluşumunda da aks sisteminin rezonans karakteristiğinin etkili olduğu üzerinde durulmuştur [19]. Çalışmada sistemin rezonansa girdiği frekans değerlerinin değiştirilmesi için aks sisteminde yapısal değişiklikler yapılması veya sistemden iletilen kuvvetlerin azaltılması gerektiği öne sürülmüştür. Buradan yola çıkarak sistemden iletilen kuvvetin azaltılması için diş profili üzerinde iyileştirme yapılmış ve ayna dişlinin kesici ucu değiştirilerek dişli yüzeylerindeki temas optimize edilmiştir. Sonrasında farklı iki kesici uç ile işlenen bu dişlilerin HTH ölçülmüş ve optimize edilmiş daha küçük kesici uç kullanılarak işlenen dişlide HTH daha düşük olduğu kaydedilmiştir. Bunun yanında optimize edilmiş dişli ile toplanan aksın eski aksa oranla daha sessiz olduğu gözlemlenmiştir.

Romax ve Hyundai firması çalışanları yapmış oldukları çalışmada vites kutusu dişlilerinde mikro geometrisi üzerinde yapılan değişikliklerin HTH ve dişli sesi seviyesi üzerindeki etkilerini incelemişlerdir [20]. Çalışmada vites kutusu dinamometreler yardımıyla test edilmiş ve benzer bir test düzeneği Romax programı üzerinde de modellenmiştir. Buna paralel olarak dişli sesinin iyileştirilmesi için dişli mikro geometrisinin optimize edilmesinin önemli olduğu belirtilmiş ve bu tespit hem kurulan model ile hem de test düzeneğinden alınan datalarla doğrulanmıştır. Sonuç olarak çalışmada kullanılan vites kutusu modeli yardımıyla dişlilerde mikro geometri optimizasyonu yapılmış ve dişli sesi seviyesinde iyileşme kaydedilmiştir.

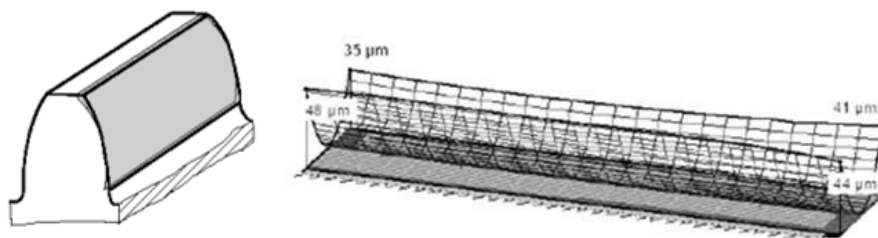
Ohio Üniversitesi ve Toyota işbirliğiyle hazırlanan başka bir makalede ise bir dişlinin dizayn aşamalarının ömür hesabına göre dizayn, dış yüzeyinin topoloji optimizasyonu ile HTH iyileştirilmesi ve imalat hatalarına karşı duyarlılığın azaltılması için dizaynın

kontrol altına alınması şeklinde üç temel başlıkta ele alındığı belirtilmiştir [21]. Geleneksel yöntemlerde dizaynı tamamlamak için önceliğin ömür hesabına verildiğinden, sonrasında dizayn tamamlandıktan sonra ses ve titreşim problemlerinin incelendiği belirtilen makalede önerilen yöntem ile dizayn aşamasında imalat varyasyonlarını da göz önüne alan ve akabinde de mikrogeometri optimizasyonu yapılarak tasarımı ses ve titreşim yönünden iyileştiren istatistiksel bir dizayn metodolojisi geliştirilmiştir. İmalat hataları nedeniyle meydana gelen dişli sesini azaltmak için genellikle diş üzerine tasarım değişiklikleri yapılmakta olduğunu belirterek bu tasarım değişiklikleri sırasında sıklıkla dişli profiline bombe verilmesi, profil eğiminin ve diş tepesi ve dibinde modifikasyon yapılması gibi mikro geometri optimizasyon yöntemleri kullanılmakta olduğuna değinmişlerdir.

Literatürde yer alan bu çalışmalardan yola çıkarak dişli mikro geometrisi üzerinde iyileştirme yapılması ile dişli sesinin azaltılabileceği tezinden yola çıkarak mevcut dizayn üzerinde ana hatları değiştirilmeden profil yönünde bombe verilmesi (HB), helis yönünde bombe verilmesi (LB), basınç açısının değiştirilmesi ($d\alpha$), spiral açısının değiştirilmesi ($d\beta$) ve diş yanağının bükülmesi (dv) yöntemleriyle dişli mikro geometrisi optimize edilmeye çalışılmıştır. Bu yöntemler ile ilgili bilgiler aşağıda verilmiştir.

8.1.1 Profil Yönünde Bombe Verilmesi

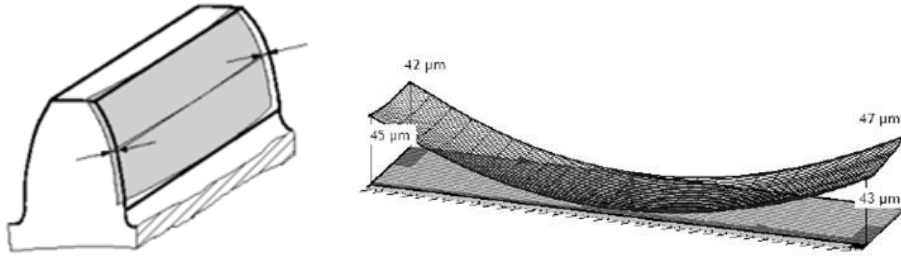
Literatürde profile crowning veya barreling olarak da geçen bu işlem ile diş profili Şekil 8.1'de görüldüğü gibi üstten ve alttan belli bir miktar bükülerek diş temasının iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Uygulanan bu yöntem ile diş profilinin ortasından başlanılarak diş dibi ve tepesine doğru parabolik şekilde malzeme azaltılması veya eklenilmesi söz konusudur. Bu sayede diş temasının diş dibinden tepesine doğru olan temas alanının yüksekliğinin arttırılması veya azaltılması sağlanır [28].



Şekil 8. 1 Profil Yönünde Bombe Verilmesi İşlemi

8.1.2 Helis Yönünde Bombe Verilmesi İşlemi

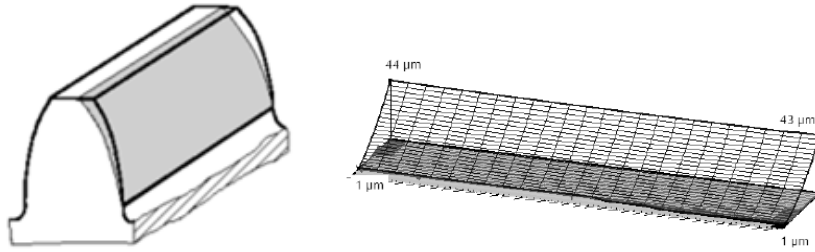
Diş profilinin orta noktasından başlanılarak dişin iç ve dış yönlerinde simetrik olarak malzeme eklenilmesi veya azaltılması ile dişlinin optimize edilmesini esas alan bu yöntem, literatürde “Length Crowning” olarak da geçmektedir. Bu uygulama sayede dişin iç ve dış bölümlerinde bir miktar temas azaltılmış veya artırılmış olacağı için temas alanının genişliği de benzer şekilde diş profilinin iç kısmı ile dış kısmı arasında düzeltilebilmektedir. Şekil 8.2’de bu yöntem ile yapılan değişiklik gösterilmiştir.



Şekil 8. 2 Helis Yönünde Bombe Verilmesi İşlemi

8.1.3 Basma Açısının Değiştirilmesi

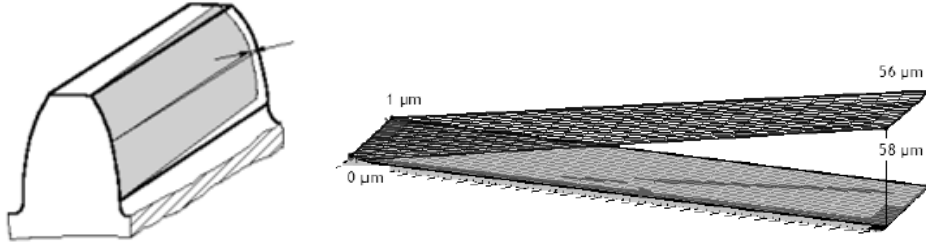
Literatürde “Pressure Angle Deviation” olarak geçen bu yöntem ile diş yüzeyinde maksimum basıncın olduğu temas noktasının yeri Şekil 8. 3’de görüldüğü gibi değiştirilerek dişin üzerindeki temas alanının diş tepesine veya dibine doğru kaydırılması hedeflenmektedir.



Şekil 8. 3 Basma Açısının Değiştirilmesi İşlemi

8.1.4 Spiral Açısının Değiştirilmesi

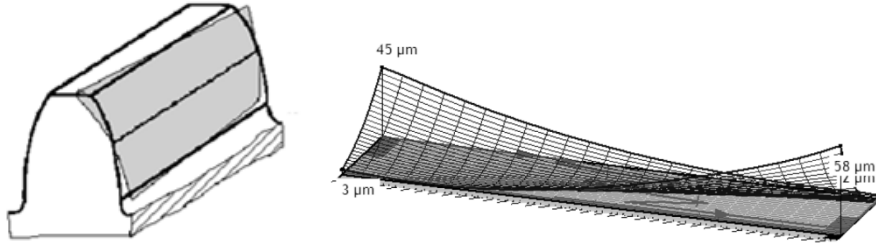
Dişlinin spiral açısı üzerinde Şekil 8. 4’de görüldüğü gibi oynama yapılarak yalnızca dişin bir tarafının hareket ettirilerek iç veya dış bölümlerinin aksenel olarak kaydırılması sağlanabilir. Bu sayede temas alanının diş yüzeyinde yatay bir şekilde kaydırılabilir.



Şekil 8. 4 Spiral Açısının Değiştirilmesi İşlemi

8.1.5 Diş Yanağının Bükülmesi

Literatürde “Flank Twist” olarak geçen bu yöntem ile diş temas yüzeyinin Şekil 8. 5’te görüldüğü gibi belli bir miktar bükülmesi sonucu dişliler arasındaki temas alanının açılmasını sağlayarak kaydırılması ve bu sayede diş temasının iyileştirilmesi sağlanır.



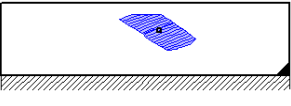
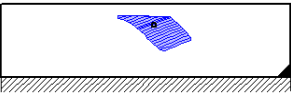
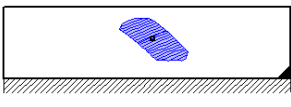
Şekil 8. 5 Diş Yanağının Bükülmesi İşlemi

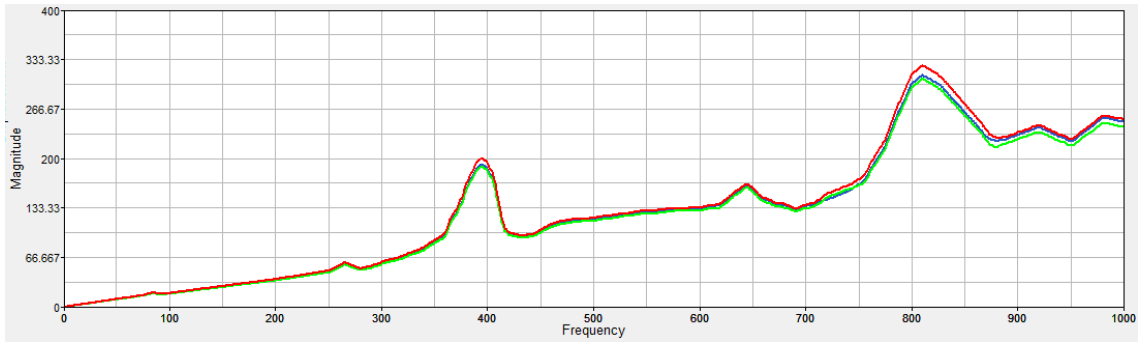
8.1.6 Dişli Sesini Azaltmak için Alternatif Dişli Tasarımının Geliştirilmesi

Belirtilen mikro geometri optimizasyon yöntemleri kullanılarak dişlilerin arasındaki temas yüzeyinde iyileştirme yapılmaya çalışılmış ve farklı dizaynlara sahip iki alternatif dizayn geliştirilmiştir. Sonrasında bu dizaynlara ait dişli dotalarının diferansiyel içerisine yerleştirilmesi ile diğer tüm parametreler sabit tutularak analizler hem hızlanma hem de yavaşlama şartı için tekrarlanmıştır. Çizelge 8. 1 bu optimizasyon çalışmaları sırasında dizayn edilen tasarımlardaki dişlilerin konkav yüzeyine ait parametreleri göstermektedir. Burada yer alan 1 nolu model güncel dizayn dotalarına ait olup, parametrelerin değişimi ile yapılan optimizasyon çalışması sonrasında geliştirilen iki alternatif model ile analiz çalışması tekrar edilmiştir. Analiz çalışmasına ait sonuçlar Şekil 8. 6’da görülmektedir.

Yapılan çalışmalar sırasında elde edilen datalar doğrultusunda mikrojeometri optimizasyonu dolayısıyla her ne kadar bir miktar iyileşme olsa da bu iyileşmenin geliştirilen 2 nolu dataya ait (mavi renkle gösterilen) ve 3 nolu dataya ait (yeşil renk ile gösterilen) sonuçlar üzerinde beklenen etkinin gözlemlenemediği kaydedilmiştir.

Çizelge 8. 1 Hızlanma Şartı için Dişli Dizaynının Optimize Edilmesi

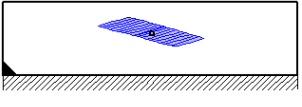
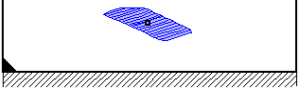
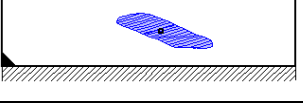
	D β [deg.]	D α [deg.]	LB [μ m]	HB [μ m]	dv [deg.]	Diş İzi Analiz Sonucu
1	D β	D α	LB	HB	dv	
2	1.13 D β	1.02 D α	1.01 LB	0.95 HB	1.01 dv	
3	0.06 D β	1.56 D α	1.02 LB	0.96 HB	1.06 dv	

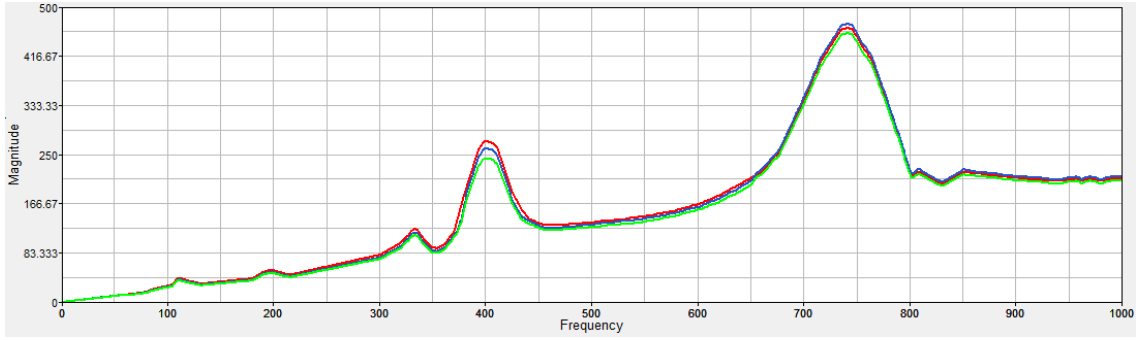


Şekil 8. 6 Aracın Hızlanma Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu

Altta yer alan Çizelge 8. 2 benzer yöntemlerle dişlinin konveks yüzeyinde yapılan iyileştirme çalışmalarına ait değişiklikleri sunmaktadır. Geliştirilen bu dişli modelleri ile tekrarlanan analiz çalışmalarına ait sonuçlar ise Şekil 8. 7’de görülmektedir. Aracın yavaşlama şartı için 400Hz frekans bandında daha iyi bir miktar iyileşme kaydedilmiş ancak 730 Hz mertebesinde tespit edilen pik değerlerde hızlanma şartında olduğu gibi hem 2 nolu tasarım (mavi renkli) hem de 3 nolu tasarım (yeşil renkli) için beklenen düzeye ulaşamamıştır.

Çizelge 8. 2 Yavaşlama Şartı için Dişli Dizaynının Optimize Edilmesi

	D β [deg.]	D α [deg.]	LB [μ m]	HB [μ m]	dv [deg.]	Diş İzi Analiz Sonucu
1	D β	D α	LB	HB	dv	
2	1.17 D β	0.69 D α	1.08 LB	0.82 HB	1.24 dv	
3	0.92 D β	1.64 D α	0.93 LB	0.84 HB	1.56 dv	



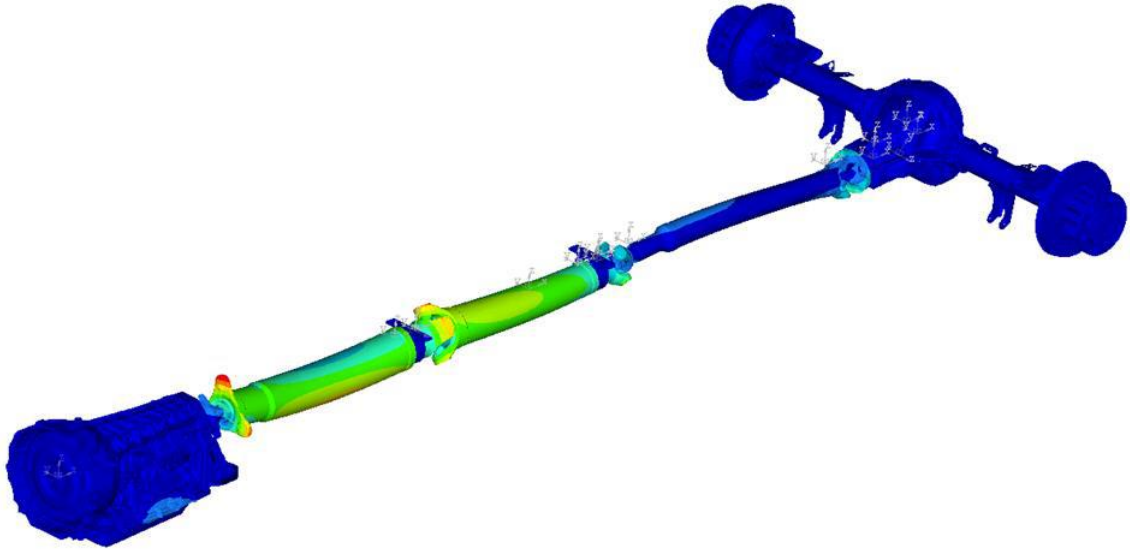
Şekil 8. 7 Aracın Yavaşlama Şartı için Gerçekleştirilen Analiz Sonucu

Elde edilen değerler doğrultusunda mikro geometri optimizasyonunun daha önce literatürde kaydedilmiş çalışmalara benzer şekilde dişli sesi üzerindeki etkisinin olduğu gözlemlenmiştir. Ancak bu iyileşmenin aracın yavaşlama şartı için belli bir oranda gerçekleşip hızlanma şartında istenilen noktada olmaması dolayısıyla sistem üzerinde yapılabilecek geliştirme faaliyetlerinin de araştırılması üzerine çalışmaya devam edilmiştir. Bir sonraki bölüm içerisinde bu kapsamda kardan mili için geliştirilen damper çalışması hakkında bilgi verilecektir.

8.2 Diğer Parçalara ait Rezonansların Dişli Kavrama Frekansından Uzaklaştırılması

Daha önceden projenin dizayn fazında gerçekleştirilmiş olan modal analiz çalışmaları incelendiğinde kardan miline ait rezonans frekanslarından bir tanesinin dişlinin kavrama frekansı ile çakıştığı tespit edilmiştir. Şekil 8. 8’de görülen kardan miline ait bu rezonans frekansı yapılan incelemelerde gözlemlenen 400 Hz bandında tespit edilmiştir.

Önceki bölümlerde de değinildiği gibi kardan milinin arka aks dişli sesi üzerindeki etkisine birçok çalışmada yer verilmiş, aks sesinin giderilmesi için kardan mili rijitliği ve kütlesi üzerinde değişiklikler yapılabileceği tezi savunulmuştur [1,5,7]. Buradaki temel amaç kardan milinin rezonans frekansları üzerinde değişikliğe gidilerek arka aks dişli sesinin kavrama frekansı ile kardan mili rezonans frekanslarının arasında kesin bir ayrışma yakalayabilmektir.



Şekil 8. 8 Güç Aktarma Ünitelerinin Modal Analiz Sonucu

Kardan mili üzerinde gerçekleştirilebilecek boyutsal düzenlemeler dizayn evresinde kolay bir şekilde yapılabilirken dizaynın sonlandırıldığı ve üretim için tedarikçi ile ortak çalışmaların başlatıldığı evrelerde pek de mümkün olmamaktadır. Bu nedenle boyutsal bir değişiklik yapılmaksızın kardan mili rezonans frekansı üzerinde değişikliğe gidilmesi amacıyla kardan mili üzerinde veya çeşitli noktalarında ses damperleri kullanılması alternatifi üzerine çalışma yapılması hedeflenmiştir.

American Axle firması mühendislerinin yapmış oldukları çalışmada kardan mili borularının içerisine yerleştirilen ve çoğunlukla kağıt veya karton tipi malzemelerden yapılan bir çeşit damperin kardan mili kaynaklı titreşimi azaltmakta etkili olduğunu belirterek, bu parçaların dizaynı sırasında önemli olan parametreleri incelemişlerdir. Bunun yanı sıra aynı çalışma içerisinde bu parametrelerin ses ve titreşim problemleri üzerindeki etkilerini gözlemlemek için deneysel ve sonlu elemanlar esaslı testler gerçekleştirmiş ve sunmuşlardır [27]. Yapılan testler ışığında bu kullanımın kardan mili

karakteristiğini değiştirerek rezonans frekansı üzerinde değişikliğe neden olduğu belirtilmiş, bundan yararlanılarak aks sesinin azaltılabileceği örnekler üzerinden açıklanmıştır.

İlerleyen dönemde bu konuda geliştirilen bir diğer tasarıma ise yine benzer şekilde American Axle alışanları imza atmışlardır. American Axle alışanları yapmış oldukları çalışmada bir önceki referansta ortaya çıkarttıkları dizaynı biraz daha geliştirerek kardan milinin rezonans frekanslarını daha başarı ile kontrol edebilecek yeni bir dizayna imza atmışlardır [25]. Çift sarmallı kardan mili borularının içinde kullanılan karton damperde köpük malzeme kullanarak daha önce kullanılan damperin eksikliklerini gideren bu tasarımın geliştirildiği çalışmada, yapılan değişikliğin ses üzerindeki etkisini hem komponent bazlı hem de araç seviyesi testlerle doğrulamış ve bu damperin kullanılmasıyla birlikte araç içi ses seviyesinde belli bir oranda iyileştirme elde edildiği belirtmişlerdir.

Bir başka arka aks üreticisi olan Visteon'un mühendisleri tarafından geliştirilen bir çalışmada ise kardan mili borusu içine yerleştirilen karton vb. yapıda bir i damper ile kardan mili kayıcısı üzerine yerleştirilen bir dış damper için sonlu elemanlar modeli kurulmuş ve kurulan bu model test datalarıyla doğrulandıktan sonra vites kutusu ve aks tarafındaki titreşime olan etkileri incelenmiştir [26]. Kardan mili borularının kabuk eleman, flanş ve boru içi damperin de dahil olduğu diğer parçaların kütle elemanlarla, kayıcı yüzeyine dışarıdan yerleştirilen damperin ise katı elemanlar yardımıyla modellendiği çalışma sırasında üç farklı durum için (kardan mili damperleri modele dahil edilmeden, ayrı ayrı dahil ederek ve tek tek dahil ederek) incelenmiştir. Yapılan bu inceleme neticesinde kardan mili damperlerinin kardan mili rezonans frekanslarını ve dolayısıyla genel titreşim karakteristiğini değiştirmek için etkili olduğu tespit edilmiştir.

Kardan mili rezonans karakteristiğini değiştirmek için karton ve türevi malzemelerden üretilerek kardan mili borusu içerisinde kullanılan bu damperlerin yanı sıra başka damper tipleri de bulunmaktadır. Örneğin Şekil 8. 9'da Vibracoustic firması tarafından üretilen ve kardan milinde kullanılan bir boru içi damper dizaynını görülmektedir. Kardan mili üzerinde bu tip damperler boru içerisine yerleştirilerek kardan milinin rezonans frekansı üzerinde değişiklikler yapılmakta ve bu değer arka aks dişlilerinin kavrama frekansından mümkün olduğu kadar uzaklaştırılmaktadır.

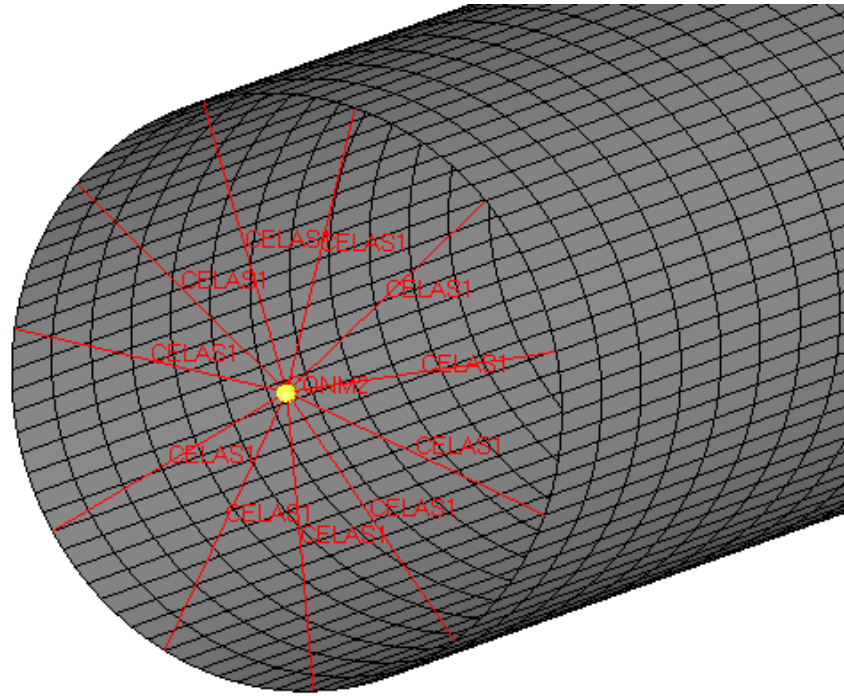


Şekil 8. 9 Vibracoustic Firmasına ait Damper Dizaynı

General Motors mühendisleri yapmış oldukları çalışmada kardan milinin rezonans frekansları dolayısıyla gürültü seviyesinin arttığı biri düşük diğeri ise yüksek devirde duyulan iki ses tipinin azaltılması üzerine çalışmışlardır [24]. Bu amaçla her iki durum için farklı iki tipte damper geliştirilmesi üzerine yürütölen çalışmada bu çözümlerden kardan milinin dışına takılarak kullanılan damper tipinin uğultu sesini azaltmada kullanılabildiğini, kardan mili borularının içine yerleştirilen damperin ise kardan milinin rezonans frekanslarının değiştirilmesi sayesinde diğer tipteki yüksek devirlerde hissedilen seslerin azaltılmasında kullanıldığı belirtilmiştir. çalışmada her iki damper tipinin ortaklaştırılarak bunların yerine farklı tipteki iki serbestlik dereceli titreşim damperinin kullanılması üzerine çalışmışlardır.

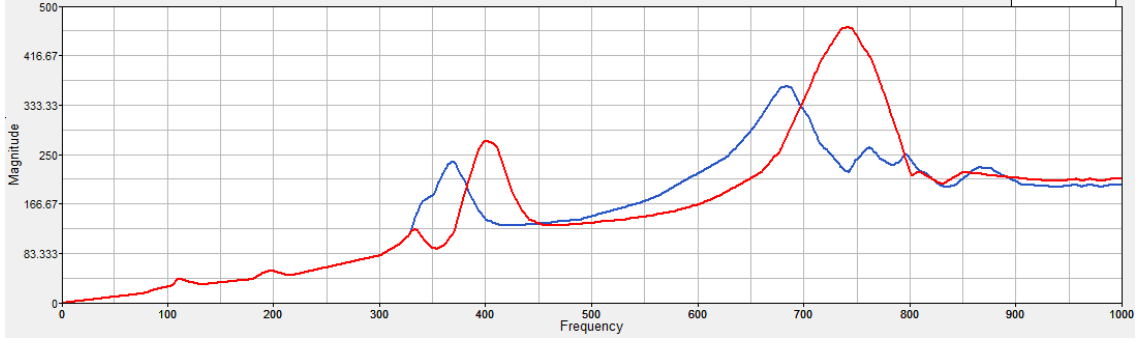
Yapılan deneysel çalışmaların ışığında kardan milinin rezonans frekanslarının değiştirilmesi için ya boru çaplarında değişiklik yapılması ya da kardan milinin borusunun içerisinde damper kullanılması gerektiği belirtilmiş ve bu tip bir damper dizaynı üzerinde çalışılmıştır. Kardan milinde damper kullanılması öncesi ve sonrası ses ölçümleri kontrol edildiğinde diferansiyel dişli sesine ait değerlerin azaldığı hem objektif hem de subjektif olarak kayıt altına alınmıştır.

Bu tez çalışması kapsamında General Motors firmasının kullanmış olduğu dampere benzer nitelikte bir damper modellemesi yapılmış olup, damperin kauçuk bölümü yay elemanlar vasıtasıyla modele aktarılmış, damper kütlesi ise kütleli elemanlar aracılığıyla tanımlanmıştır. Şekil 8. 10'da kullanılan damper modeli görülmektedir.

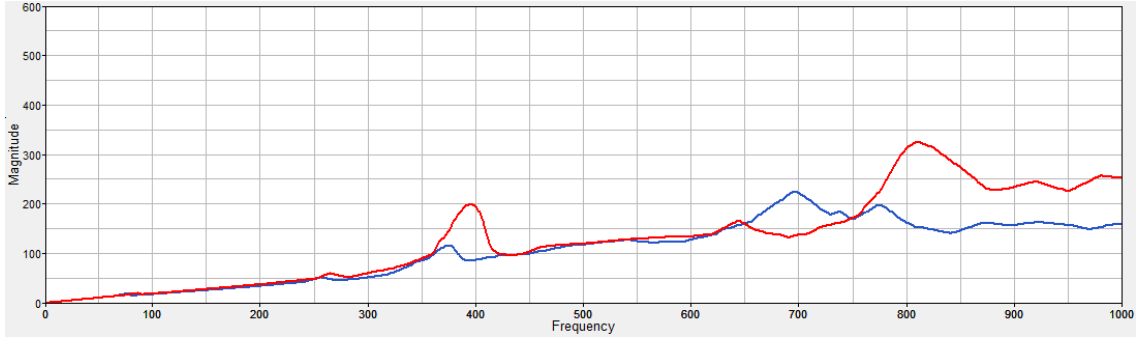


Şekil 8. 10 Damperin Kurulan Sonlu Elemanlar Modeli

Kardan mili içerisine eklenen damper ile birlikte aynı sonlu elemanlar analizi tekrar gerçekleştirildiğinde, arka aks diferansiyel dişlisinin temas noktasından ölçülen değerlerde yavaşlama manevrası için bir miktar iyileşme kaydedilirken, hızlanma manevrasında daha başarılı bir oranda düşüş olduğu gözlemlenmiştir. Bu sonuçlar Şekil 8. 11 ve Şekil 8. 12'de görülmektedir.



Şekil 8. 11 Modele Damper Eklenilmesi Sonrasında Yavaşlama Şartı için FKF Sonucu



Şekil 8. 12 Modele Damper Eklenilmesi Sonrasında Hızlanma Şartı için FKF Sonucu

SONUÇ VE ÖNERİLER

Gerçekleştirilen tez çalışması kapsamında ticari bir araca ait arka aks içerisinde yer alan dişli sesinin oluşum mekanizmaları ve iyileştirme yöntemleri incelenmiştir. Çalışmada ilk olarak ses ve titreşim konusu irdelenmiş ve arka aksın görev ve çalışma şartlarını değerlendirebilmek amacıyla arkadan tahrikli araç yapısı incelenmiştir. Akabinde sorunun kaynağında düzeltilmesi için dişli sesine etki eden etmenler incelenmesi gerektiği göz önüne alınarak sistem içerisinde ve dişli sesinin oluşumu, yayılımı konusunda önemli olan hipoid dişli geometrisi ve dizayn esasları kısaca gözden geçirilmiştir.

Yapılan literatür çalışmaları ve incelemeler ışığında dişli sesine etki eden temel faktörler dişliler arasında oluşan HTH, dişli teması sırasında oluşan dinamik kuvvetlerin aktarımı sırasında oluşan varyasyon ve kuvvetin sistem üzerinden yapısal iletilebilirliği olarak belirtilmiştir. Buradan yola çıkarak sesin azaltılabilmesi için arka aksa ait sonlu elemanlar modelinin hipoid dişlileri ve kardan milini de içine alacak şekilde modellenmesinin faydalı olacağı düşünülmüş ve literatür çalışması derinleştirilmiştir.

Çalışmalar ışığında kurulan aktarma organları modeli yapılan araç testleri ile doğrulanmış ve tez içerisinde kurulan modelin detayları ile birlikte, yapılan bu araç testleri ve test yöntemi hakkında bilgiler paylaşılmıştır.

Kritik frekansların tayini ile birlikte aks sesini azaltmak için uygulanabilecek dizayn önerileri literatürde yer alan çalışmalar ışığında değerlendirilmiş ve iki yöntem üzerinde durulmuştur. Bunlardan ilki olan mikro geometri optimizasyon çalışmaları sırasında öncelikle kullanılacak optimizasyon yöntemleri hakkında detay verilmiş, iki adet alternatif dişli tasarımı ortaya çıkartılmıştır.

Tekrar analiz yapılmasıyla birlikte mikro geometri optimizasyonunun dişli titreşimi üzerinde etkili olduğu ancak aracın hızlanma şartı için beklenen değerlerin elde edilemediği görülmüştür. Bunun üzerine ikinci dizayn iyileştirme önerisi olarak geçmiş çalışmalardan da faydalanılarak dişli sesinin azaltılması için sistemsel dizayn değişikliği yapılmaya çalışılmış ve kardan milinin rezonans frekanslarının dişli sesine etkisi göz önüne alınarak iyileştirme için kardan mili üzerinde kullanılan bir ses damperi modellenmesi gerçekteştirilmiştir. Sisteme eklenen bu damper ile dişli temas yüzeyinden yayılan titreşimlerin hem düşük hızlarda hem de yüksek hızlarda büyük oranda düştüğu tespit edilmiştir. Analitik olarak tespit edilen bu iyileşmenin deneysel olarak doğrulanması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Hirasaka, N. Sugita, H. ve Asai, M., (1991). "A Simulation Method of Rear Axle Gear Noise", SAE Technical Paper, 911041.
- [2] Donley, M. Stokes, W. Neriya, S. ve Monkaba, V., (1999). "Modeling of a Driveline System Using a Building Block Approach", SAE Technical Paper, 1999-01-1762.
- [3] Chung, C. Steyer, G. Abe, T. ve Clapper, M., (1999). "Gear Noise Reduction through Transmission Error Control and Gear Blank Dynamic Tuning", SAE Technical Paper, 1999-01-1766.
- [4] Krishnaswami, R. Kaatz, S. Hildebrand, D. ve Hiatt, J., (2001). "Gear Whine Reduction for a New Automatic Transmission", SAE Technical Paper, 2001-01-1506.
- [5] Sun, Z. Steyer, G. ve Ranek, M., (2002). "FEA Studies on Rear Axle System Dynamics", SAE Technical Paper, 2002-01-1190.
- [6] Sun, Z. Steyer, G. ve Ranek, M., (2003). "NVH Robustness Design of Axle Systems", SAE Technical Paper, 2003-01-1492.
- [7] Lee, Y., (2007). "Axle Gear Mesh Force Prediction, Correlation and Reduction", SAE Technical Paper, 2007-01-2230.
- [8] Colabawala, M. Sorenson, J. ve Houser, D., (2003). "An Experimental Procedure for Characterization of Gear Whine Noise in a Variety of Vehicle Applications", SAE Technical Paper, 2003-01-1488.
- [9] Bruel&Kjaer, (1984). Measuring Sound, 1984, K.Larson and Sons, Naerum.
- [10] Yapıcı, T., (2007). Arkadan İtişli Araçlarda Arka Aks Diferansiyel Sesinin Nitelendirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [11] Harrison, M., (2004). Vehicle Refinement Controlling Noise and Vibration in Road Vehicles, Elsevier, Amsterdam.
- [12] Can, U., (2008). Investigations on Booming Noise in Commercial Vehicles and Precautions to Reduce This Noise, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [13] Tahranlı, N. Kaya, F. Yüksek, İ. ve Güçlü, R. (2005). Makina Dinamiği, Yıldız Teknik Üniversitesi, İstanbul.

- [14] Kurowski, P.M., (2000). Finite Element Analysis for Design Engineers, SAE International, Pensilvanya.
- [15] Arslan, R. Sürmen, A. Kaplan, C. ve Karamangil, M.İ., (2011). Motorlu Taşıtlarda Güç Aktarma Organları, Alfa Aktüel Yayınevi, Bursa.
- [16] FEV GmbH, Internal Technical Paper, "Optimizing Vehicle NVH Characteristics for Driveline Integration".
- [17] Waldron, K.J. ve Kinzel, G.L., (2004). Kinematics, Dynamics, and Design of Machinery, Third Edition, Wiley, New Jersey.
- [18] Singh, P. ve K, S., (2015). "Study of Effect of Variation in Micro-Geometry of Gear Pair on Noise Level at Transmission", SAE Technical Paper, 2015-26-0130.
- [19] Lee, S. Go, S. Yu, D. ve Lee, J., (2005). "Identification and Reduction of Gear Whine Noise of the Axle System in a Passenger Van", SAE Technical Paper, 2005-01-2302.
- [20] Shin, W. Kanase, A. Hwang, S. ve Baek, S., (2011). "6 Speed Automatic Transmission Vibration Magnitude Prediction and Whine Noise Improvement through Transmission System Modeling", SAE Technical Paper, 2011-01-1553.
- [21] Houser, D.R. Harianto, J. ve Ueda, Y., (2014). "Determining the Source of Gear Whine Noise", Gear Solutions, 2004: 17-22.
- [22] Nielsson, I., (2013). Gear Whine Noise Excitation Model, Yüksek Lisans Tezi, Chalmers University of Technology, Göteborg.
- [23] Claesson, E., (2014). Modelling of roller bearings in ABAQUS, Yüksek Lisans Tezi, Chalmers University of Technology, Göteborg.
- [24] MR, V. Mark, G. ve Ramesh, P., (2015). "Dual Degree of Freedom Vibration Damper (DDVD) for Driveline Noise and Vibration Issue Resolution", SAE Technical Paper, 2015-01-2177.
- [25] Jason, L. Zhaohui, S. William, B. ve Jeffrey, N., (2015). "Optimization of Propshaft Liner Tuning and Damping: A SYLENT Approach", SAE Technical Paper, 2015-01-2175.
- [26] Nitin, W. Vinod, S. Greg, F. ve Vincent, M., (2004). "Finite Element Model Correlation of an Automotive Propshaft with Internal and External Dampers", SAE Technical Paper, 2004-01-0862.
- [27] Zhaohui, S. David, S. William, B. ve Jason, L., (2011). "Attenuation of Driveline Vibrations through Tuning of Propeller Shaft Liners", SAE Technical Paper, 2011-01-1547.
- [28] KISSOFT Gear Design Manual, <http://www.kissoft.ch/Manual/en/8761.htm>, 18 Ağustos 2017.
- [29] Dukkipati, R.V., (2006). Advanced Mechanical Vibrations, Alpha Science International Limited, Oxford.

- [30] Vinogradov, O., (2000). Fundamentals of Kinematics and Dynamics of Machines and Mechanisms, CRC Press, Florida.
- [31] Çetinkaya, S., (2010). Taşıt Mekaniği, Nobel Akademik Yayıncılık, Ankara.
- [32] Bozacı, A., (2005). Makina Elemanları Cilt 2, Çağlayan Kitapevi, İstanbul.
- [33] Perretliadet, J. Carbonelli, A. Rigaud, E. ve Nelain, B., (2014). "Modeling of Gearbox Whining Noise", SAE Technical Paper, 2014-01-2090.
- [34] American National Standard, (2005). Design Manual for Bevel Gears, ASTM, Philadelphia.
- [35] Larson Davis, CAL2000, Precision Acoustic Calibrator Manual.
- [36] Visteon, Rear Axle Design Overview Training Document.
- [37] Veri Toplama ve Analizi Eğitimi, 2014, DTA Mühendislik.
- [38] Radioss 12.0 Tutorials.
- [39] J. Montgomery, 2015, Methods for Modeling Bolts in the Bolted Joint.
- [40] KIMOS User Guide, 2017.
- [41] Kohara Gear Industry, 2000, Introduction to Gears.
- [42] Gear Technology, The Basics of Gear Theory, www.geartechnology.com, 18 Ağustos 2016.
- [43] Mechanicalmania, Construction Working of Differential, mechanicalmania.blogspot.in, 18 Ağustos 2016.
- [44] Wikipedia, Fourier Dönüşümü, tr.wikipedia.org/wiki/Fourier, 18 Ağustos 2016.
- [45] Wikipedia, Automobile Layout, [en.wikipedia.org/wiki/Automobile layout](http://en.wikipedia.org/wiki/Automobile_layout), 18 Ağustos 2016.
- [46] Dengizek, F.M., Dişli Terminolojisi, <http://www.muhendislikbilgileri.com/>, 18 Ağustos 2016.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Eren TAŞPINAR
Doğum Tarihi ve Yeri : 30/03/1989 – FATİH
Yabancı Dili : İngilizce
E-posta : erentaspinar@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	-
Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2013
Lise	Sayısal	Bahçelievler Anadolu Lisesi	2007

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2016 - ...	FORD-OTOSAN	Güç Aktarma Organları Mühendisi
2014 – 2016	FEV GmbH.	Arka Aks Sistemleri Mühendisi
2013 – 2014	B/S/H/	ARGE Mühendisi
2012 – 2013	OYAK-RENAULT	Proje Öğrencisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Sandalçı, T. ve Taşpınar, E., (2016). "Axle Whine Reduction Through Usage of Driveline System Model", 1st International Conference on Advances in Automotive Technologies, 11-14 Ekim 2016, İstanbul.