



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT TASARIMI İÇİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM
OPTİMİZASYON ALGORİTMASI GELİŞTİRİLMESİ

Mehdi YILDIZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2006



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT TASARIMI İÇİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM
OPTİMİZASYON ALGORİTMASI GELİŞTİRİLMESİ

Mehdi YILDIZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA 2006

**T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞIT TASARIMI İÇİN BİLGİSAYAR DESTEKLİ TASARIM
OPTİMİZASYON ALGORİTMASI GELİŞTİRİLMESİ**

MEHDİ YILDIZ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

**Bu Tez 07.02.2006 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu
ile kabul edilmiştir.**

**Prof.Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Danışman)**

Prof.Dr. Sedat ÜLKÜ

Prof.Dr. Recep EREN

ÖZET:

Otomobillerdeki gürültü ve titreşimler müşterilerin tercihlerini direk olarak etkiler hale gelmiştir. Satış sonrasında da müşterilerin kullandıkları araca karşı beğenisi, araçlarının ses ve titreşim özellikleri ile doğrudan ilişkilidir. Müşterinin beğenisinin kazanılması, firmaların hem iç piyasada hem de dış piyasada daha rekabetçi olmasını sağlayacaktır. Artık günümüz şartlarında, müşterilerin otomobil alırken dikkat ettikleri en önemli unsur, konfor olarak karşımıza çıkmaktadır. Bir otomobilde konfor bakımından en önemli parametreler de gürültü ve titreşimdir.

Bu çalışmada bir otomobilin bilgisayar destekli sonlu elemanlar metoduna dayalı gürültü ve titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Yapının gürültü ve titreşim karakteristikleri belirlenerek aracın belirli frekanslarda yoğunlaşan gürültü ve titreşim nedenleri araştırılmıştır. Eş zamanlı olarak yapılan deneysel ölçümlerle analiz sonuçları karşılaştırılarak uygulanan yöntemlerin doğruluğu tespit edilmiş ve ileride yapılacak benzer çalışmalarda geliştirilen bu yöntemin tasarım evresinin erken safhalarında kullanılması ile çok maliyetli prototip imali ve çok zaman gerektiren test sayısının azaltılması hedeflenmiştir.

Bu çalışmada araç gövdesinin sonlu elemanlar modelinin oluşturulması ve yapısal modal analizler Altair HyperMesh programında, akustik ve titreşim analizleri de LMS Virtual.Lab programında gerçekleştirilmiştir. Sonuçların karşılaştırılması için LMS Test.Lab programı ve donanımları ile yapılan deneysel ölçümlerden yararlanılmıştır.

Anahtar kelimeler: Modal analiz ve modal test, gürültü ve titreşim, Sonlu Elemanlar

ABSTRACT:

The noise in the vehicle compartment and the vibration on the vehicle body which are very effective parameters for the preference of the humans. After the sale, pleased of the customers is associated with noise and vibration quality of the vehicle. The passenger comfort is key to competition between manufacturers. Any more, in today conditions the most important thing for the customers is comfort and the most important parameters for the comfort are noise and vibration.

In this project, the noise and vibration analysis are made by the computer aided finite element method. The noise and vibration characteristics of the structure are defined and the possible causes of the noise and vibration at a certain frequency have been investigated. The validation of the method is identified by the compare of the structural analysis results with the experimental measurements which are made at the same time. The object at the feature projects by using this improved method in the early design phases is decrease the making of the expensive prototypes and the number of the experimental test.

The finite element model of the vehicle body and the structural modal analysis are created with the Altair HyperMesh, the NVH analysis is performed by the software Virtul.Lab of the LMS. For the compare of the results, the experimental measurements are used which are performed in the LMS Test.Lab and using measurement systems.

Keywords: Modal analysis, modal test, noise and vibration, FEM

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
İÇİNDEKİLER DİZİNİ.....	iii
SİMGELER DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	xi
1- GİRİŞ.....	1
1.1.Giriş.....	1
1.2. Tanımlar.....	2
1.3. Amaç ve Kapsam.....	4
2- KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	6
3- MODAL ANALİZ.....	8
3.1. Giriş.....	8
3.2. Deneysel Modal Analiz.....	11
3.2.1. Tahrik.....	11
3.2.2. Ölçüm.....	11
3.2.3. Analiz.....	11
3.2.4. Tek Referans Noktalı Modal Test.....	14
3.2.5. Sarsıcı Testi.....	15
3.3. Analitik Modal Analiz.....	16
3.4. Analitik ve Deneysel Modal Analizlerin Karşılaştırılması.....	16
3.5. Titreşim Modları ve Mod Şekilleri.....	18
3.6. Örnek Çalışma.....	21
3.6.1. Analitik Model.....	21
3.6.2. Deneysel Model.....	23
4- TİTREŞİM BİLGİSİ.....	25
4.1. Giriş.....	25
4.2. Yapısal Titreşimler.....	26
4.3. Genlik ve Frekans.....	28
4.4. Mekanik Titreşimlerin Sınıflandırılması.....	29
4.4.1. Tek Serbestlik Dereceli Sistemin (SDOF) Hareket Denklemi.....	29

4.4.1.1. Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Serbest Titreşim.....	31
4.4.1.2. Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Serbest Titreşim.....	33
4.4.1.2.1. Sönümlü Sistem.....	34
4.4.1.2.2. Kritik Sönümlü Sistem.....	35
4.4.1.2.3. Aşırı Sönümlü Sistem.....	36
4.4.2. Zorlanmış Titreşimler.....	37
4.4.2.1. Harmonik Etki Altındaki SDOF Sistemler.....	48
4.4.3. Çok Serbestlik Dereceli (MDOF) Sistemin Hareket Denklemi.....	49
5- AKUSTİK BİLGİSİ.....	53
5.1. Giriş.....	53
5.2. Titreşim ile Ses Arasındaki İlişki.....	53
5.3. Ses Dalgalarının Özellikleri.....	55
5.4. Arı Ses, Periyodik ve Karmaşık Sesler.....	58
5.5. Frekans Analizi.....	58
5.6. Harmonik Olmayan Ses Dalgaları.....	62
5.7. Order Kavramı.....	62
5.8. Düzey ve Desibel.....	62
5.8.1. Ses Gücü Düzeyi.....	63
5.8.2. Ses Basıncı Düzeyi.....	64
5.9. Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi.....	66
5.10. Yönelme ve Yönelme Katsayısı.....	68
5.11. Ses Kaynağı Türleri.....	69
5.12. Oktav Bantları.....	73
5.13. Gürültünün Sınıflandırılması.....	75
5.13.1. Geniş Bant Gürültü.....	75
5.13.2. Dar Bant Gürültü.....	75
5.13.3. Kararlı Gürültü.....	75
5.13.4. Kararsız Gürültü.....	75
5.14. Ses Yüksekliği ve Ses Yüksekliği Düzeyi.....	76
5.15. Ses Düzeyi.....	78
6- MOTOR BAĞLANTILARI.....	81
7- UYGULANAN ANALİZ YÖNTEMLERİ VE YAPILAN ÇALIŞMALAR.....	82

7.1. Giriş.....	82
7.2. Yapılan Çalışmalar.....	83
7.2.1. Yapısal Modal Analiz.....	84
7.2.2. Kabin için Doğal Frekansları (Akustik Modal Analiz).....	87
7.2.3. Motor Titreşimleri Sonucu Elastik Takozlardan Gövdeye İletilen Kuvvetlerin Hesaplanması.....	91
7.2.4. Titreşim Analizleri.....	94
7.2.5. Akustik Analizler.....	100
7.2.5.1. Akustik Transfer Vektör Analizi (ATV).....	101
7.2.5.2. Panel Katkıları Analizi.....	102
7.2.5.3. İletim Yolları Analizi.....	108
8- YORUMLAR VE SONUÇLAR.....	111
9- KAYNAKLAR.....	115
10- TEŞEKKÜR.....	116
11- EKLER.....	117
12- ÖZGEÇMİŞ.....	122

SİMGELER DİZİNİ

W	Watt, güç birimi
dB	Desibel, bir büyüklüğün referans değere göre logaritmik ortalaması
x	Konum
t	Zaman
m	Kütle
L	Uzunluk
f	Hz cinsinden frekans
T	Saniye cinsinden periyot
c	Sönüm katsayısı
k	Katılık, yay katsayısı
$F(t)$	Tahrik
$y(t)$	Cevap
λ	Öz değer
$u_i^{(j)}$	Öz vektör
w_n	Doğal frekans
x_0	Başlangıç konumu
$\dot{x}_0$	Başlangıç hızı
ζ	Sönüm oranı
c_c	Kritik sönüm
x_r	İzafi hareket
V	Büyüme katsayısı
ψ	Her ikisi de harmonik değişen zorlayıcı kuvvet ile zorlanmış titreşim arasındaki faz açısı
P_0	Ses basıncının en büyük değeri, genlik
c	Ses dalgasının yayılma hızı
T_k	Kelvin cinsinden havanın sıcaklığı
$p(t)$	Ses basıncının zamanla değişimi
L_w	Ses gücü düzeyi

SPL, L_p	Ses basıncı düzeyi
I	Ses şiddeti
ρ	Sesin iletiildiği ortamın yoğunluğu
L_t	Ses şiddeti düzeyi
Q	Yönelme katsayısı
I_t	Ses şiddeti düzeyi
$Phon$	Ses yüksekliği düzeyi
$Sone$	Ses yüksekliği birimi
dBA	A-ağırlıklı ses düzeyi
$dB B$	B-ağırlıklı ses düzeyi
$dB C$	C-ağırlıklı ses düzeyi
$dB D$	D-ağırlıklı ses düzeyi
FRF	Frekans cevap fonksiyonu
$SIMO$	Tek referans (giriş) çoklu çıkış testi
$MIMO$	Çok referans (giriş) çoklu çıkış testi
$SDOF$	Tek serbestlik dereceli
$MDOF$	Çok serbestlik dereceli
RMS	root mean square değeri
λ	sesin dalga boyu
L_{eq}	Eş değeri ses düzeyi

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1	Tipik bir darbe çekici ile yapılan Modal analiz sistemi
Şekil 3.2	Eğri uydurma yöntemi ile modların bulunması
Şekil 3.3	Tek giriş tek çıkış test sistemi (SISO)
Şekil 3.4	Tek giriş çok çıkış test sistemi (SIMO)
Şekil 3.5	Sarsıcı ile araçlara yapılan Modal Analiz
Şekil 3.6	Yapısal Dinamik Modifikasyon, Problem Çözüm ve Analiz Akış Şeması
Şekil 3.7	Yaylar üzerindeki dikdörtgen şase
Şekil 3.8	İki serbestlik dereceli yay-kütle sistemi
Şekil 3.9	İki kütle iki yay sisteminin birinci mod şekli
Şekil 3.10	İki kütle iki yay sisteminin ikinci mod şekli
Şekil 3.11	FEM Model
Şekil 3.12	Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF)
Şekil 4.1	Sinüzoidal ve gelişigüzel titreşim
Şekil 4.2	Basit Kütle- Yay-Sönüm Titreşim Modeli
Şekil 4.3	Kütle-yay-sönümleme modeli serbest titreşimi
Şekil 4.4	Harmonik Hareket
Şekil 4.5	Zamana bağlı Sönümsüz serbest titreşim
Şekil 4.6	Sönümlü sistem yer değiştirme eğrisi (Pasin 2000)
Şekil 4.7	Kritik sönümlü sistemin yer değiştirme eğrisi (Pasin 2000)
Şekil 4.8	Aşırı sönümlü sistemin yer değiştirme eğrisi (Pasin 2000)
Şekil 4.9	Zorlanmış titreşimlerin doğuşu (Pasin 2000)
Şekil 4.10	Hareketli sistem (Pasin 2000)
Şekil 4.11	Sabit genlikli kuvvet için rezonans diyagramı (Pasin 2000)
Şekil 4.12	Sönümsüz halde rezonans (Pasin 2000)
Şekil 4.14	Rezonans diyagramı (Pasin 2000)
Şekil 4.15	Harmonik etki altındaki sistemin hareketi
Şekil 5.1	Duyulabilir ses aralığı
Şekil 5.2	İşitme sınırı
Şekil 5.3	Sinyal seviyesinin değişik ölçümleri

Şekil 5.4	Sesin yayılması
Şekil 5.5	Dalga boyu
Şekil 5.6	Dalga boyu ve Frekans
Şekil 5.7a	Saf sinüs sinyali (harmonik ve periyodik)
Şekil 5.7b	İki sinüs sinyalinin birleşimi (harmonik olmayan periyodik)
Şekil 5.7c	Kare dalga (karmaşık ama periyodik)
Şekil 5.7d	Rasgele sinyal (karmaşık ve periyodik değil)
Şekil 5.8	Çeşitli gürültü sinyalleri
Şekil 5.9	Ses Basıncı Değişimi Aralığı
Şekil 5.10	Ses kaynağı türleri
Şekil 5.11	İki ses kaynağı
Şekil 5.12	dB düzeylerinin toplanması
Şekil 5.13	dB düzeylerinin çıkarılması
Şekil 5.14	Oktav bantları
Şekil 5.15	1/1 ve 1/3 oktav filtreleri
Şekil 5.16	Arı sesler için eş yükseklik eğrileri
Şekil 5.17	ISO 131 için Ses yüksekliği-Ses yüksekliği düzeyi çevrim eğrisi (sone-phone)
Şekil 5.18	40dB Eş yükseklik eğrisi ve A ağırlıklı filtre
Şekil 5.19	A,B ve C için frekans ağırlık eğrileri
Şekil 7.1	Araç gövdesi CAD modeli
Şekil 7.2	Araç gövdesi Sonlu Elemanlar Modeli
Şekil 7.3	X_1 Hz'deki yapısal mod şekli
Şekil 7.4	X_2 Hz'deki yapısal mod şekli
Şekil 7.5	Kabin boşluğu sınırlarının tanımlanması
Şekil 7.6	Cavity Mesh yöntemi ile kabin boşluğunun FE modelinin oluşturulması
Şekil 7.7	Akustik mesh ve ortam özelliklerinin tanımlanması
Şekil 7.8	Motor takozlarının dinamik özellikleri
Şekil 7.9	Deneysel testlerle elde edilmiş C dev/dak'daki titreşim eğrileri
Şekil 7.10	C dev/dak'da motor takozlarından gövdeye iletilen kuvvet değerleri

Şekil 7.11	Motor takozlarının FEM modelde belirlenmesi
Şekil 7.12	Titreşim cevap noktaları
Şekil 7.13	Sürücü koltuğu noktası ile kuvvet uygulama noktaları arası FRF
Şekil 7.14	Seçilen koltuk noktaları için 1451 dev/dak'da zorlanmış titreşim eğrileri
Şekil 7.15	Seçilen iki nokta için değişik devirlerdeki titreşim eğrileri
Şekil 7.16	C dev/dak'da iletim yollarının titreşime olan katkıları
Şekil 7.17	C dev/dak'daki zorlanmış titreşim değerine yapısal modların katkısı
Şekil 7.18	A dev/dak'da x Hz için titreşim bölgeleri
Şekil 7.19	Titreşim sonuçları şelale (waterfall) gösterimi
Şekil 7.20	Akustik cevap noktaları
Şekil 7.21	Belli bir frekans için ATV
Şekil 7.22	Kabin içerisindeki akustik ses basıncı seviyesi
Şekil 7.23	Akustik sonuçların grafiksel gösterimi
Şekil 7.24	Yapısal modların akustik sonuçlara olan katkısı
Şekil 7.25	Kabin panelleri
Şekil 7.26	B dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı değerlerine panellerin katkısı
Şekil 7.27	Motor takozları ile sürücü sağ kulak seviyesindeki nokta arası iletim yolları
Şekil 7.28	B dev/dak'da iletim yollarının sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı değerlerine katkısı
Şekil 7.29	B dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı seviyesi
Şekil 11.1	A dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı seviyesi
Şekil 11.2	B dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı seviyesi
Şekil 11.3	Ses basıncı seviyesi şelale gösterimi
Şekil 11.4	Ses basıncı seviyesi renk dağılımı gösterimi

ÇİZELGELER DİZİNİ

Tablo 3.1	Doğal Frekans Değerleri
Tablo 3.2	Deneysel Doğal Frekans Değerleri
Tablo 5.1	Bir ses kaynağının değişik konumlardaki yönelme katsayıları ve yönelme indeksleri
Tablo 5.2	Akustik sinyallerin ağırlıklandırılması
Tablo 7.1	Araç gövdesinin FEM modeli ile elde edilen 15 modu
Tablo 7.2	Kabin içi akustik modları ve mod şekilleri

1. GİRİŞ:

1.1. Giriş:

Günümüzde, otomobillerdeki gürültü ve titreşimler, müşterilerin tercihlerini direk olarak etkiler hale gelmiştir. Satış sonrasında da, müşterilerin kullandıkları araca karşı beğenisi, araçlarının ses ve titreşim özellikleri ile doğrudan ilişkilidir. Müşterinin beğenisinin kazanılması, firmaların hem iç piyasada hem de dış piyasada daha rekabetçi olmasını sağlayacaktır. Artık günümüz şartlarında, müşterilerin otomobil alırken dikkat ettikleri en önemli unsur, konfor olarak karşımıza çıkmaktadır. Bir otomobildeki konfor bakımından en önemli parametreler gürültü ve titreşimdir.

Otomobil gibi karmaşık bir yapıda bütün gövde, motor ve aktarma organları tarafından uyarılabilmekte ve uyarı sonrası bir ses duyulmakta veya titreşim hissedilmektedir. Gerçektende ses ve titreşim sorunları en kolay hissedilen sorunlardandır. Tasarım aşamasında iyileştirilmemiş ses ve titreşim karakterleri, müşterilerin en çabuk tepki verdikleri konular arasında ön sıralarda gelmektedir. Dolayısıyla, müşteri memnuniyetini artırmanın en kolay yollarından birisi de taşıtların ses ve titreşim karakteristiklerini iyileştirmektir. Titreşim ve gürültü problemleri son yıllara kadar, araçta uygulanan yalıtım çalışmaları ile kontrol altına alınmaya çalışılmışsada, artık günümüz şartlarında, rekabet ortamı içerisinde geliştirilen ileri düzeydeki mühendislik teknikleri ile firmalar daha kalıcı çözümlere ve dolayısıyla da sorunu tasarım aşamasında çözme yoluna gitmişlerdir. Bu sebeple yapılan bu çalışmada, aracın bilgisayar ortamında hazırlanmış sayısal modeli üzerinde titreşim ve gürültü analizleri gerçekleştirilerek sonuçlar yapılan deneysel çalışmalarla karşılaştırılmıştır. Böylece aracın sayısal modeli doğrulanarak, yapılacak ses ve titreşim analizlerinin direk olarak bu model üzerinden yapılması amaçlanmıştır. Son yıllarda sonlu elemanlar modeline (FEM) bağlı olarak geliştirilen ileri seviyedeki analiz teknikleri ile artık bir çok konudaki çalışmalar bilgisayar ortamında hazırlanan sayısal modeller üzerinde gerçekleştirilmektedir. Böylece, elde edilen doğrulanmış sayısal modeller üzerinde yapılan analizler neticesinde karşılaşılan sorunlar yine bu model üzerinde yapılan modifikasyonlar ile çözümlenerek, hem çok maliyetli yeni tasarım ve dolayısıyla prototip hazırlanması çalışmalarından hem de yapılacak tekrarlı analizlerde harcanan büyük zaman kayıplarından kaçınılması sağlanmaktadır.

1.2. Tanımlar:

Doğal, serbest titreşim mekanik sistemlerdeki salınım hareketlerinin bir görünümüdür. De Silva'ya (1999) göre bu salınım ve dolayısıyla da titreşim, sistem bileşenleri arasındaki tekrarlı kinetik ve potansiyel enerji değişimlerinin bir sonucudur. Seto (1964) ise titreşimi zamanla tekrarlanan salınım hareketleri olarak tanımlamıştır. Titreşim, bir yapının ölçülebilen ve tanımlanabilen tekrarlı hareketleri olarak ifade edilebilir. Sistemlerdeki istenmeyen mekanik titreşimler gürültüye neden olduğu gibi yapıda yorulma ve performans düşüklüğüne neden olmaktadır. Bu nedenle titreşimi engellemek yada azaltmak gerekir, fakat titreşimi engellemek mümkün değildir. Bu nedenle yapılan çalışmalarda, titreşimin yapılar üzerindeki etkisinin anlaşılması ve yapının titreşimi izole edilerek yapısal cevapların minimize edilmesi amaç edinilmiştir. Titreşim konusuna "Titreşim Teorisi" bölümünde daha detaylı girilecektir.

Bilindiği gibi sesin genel anlamda sebebi titreşimdir. Mekanik titreşimler çoğu zaman duyulabilir titreşimlerdir. Bu titreşimler katı ortamda, mekanik temas yoluyla yayılabileceği gibi, akışkanlar içinde de yayılabilir. Yani titreşimin yayılabilmesi için sadece yapısal temas gerekmez. Sesin doğuşu ve yayılmasında da aynı durum geçerlidir, ortamdaki parçacıkların titreşimi ve bu titreşimlerin komşu parçacıklara iletilmesiyle olur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesiyle oluşan ses dalgaları havada basınç değişiklikleri yaratır. Bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından ses olarak algılanır. İşte mekanik titreşimler de etrafındaki hava yada akışkan ortamı bu şekilde harekete geçirerek ses oluşumuna neden olmaktadır. Hava basıncının değişme miktarına ses basıncı denir.

Ses nesnel bir kavramdır. Yani ölçülebilir ve varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü ise öznel bir kavramdır. Teknolojinin gelişmesiyle gittikçe artan gürültü sorunu, günlük yaşantımızın bir parçası haline gelmiştir. Beranek (1991) gürültüyü, bir insanı rahatsız edecek seviyede algılanan ses olarak tanımlamıştır. Gürültüyü hoşla gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses olarak da tanımlayabiliriz. Tanımdan da anlaşılacağı gibi, bir sesin gürültü olarak nitelenip nitelenmemesi kişilere bağlı olarak değişebilir. Dolayısıyla gürültüyü doğru bir şekilde değerlendirebilmek için güvenilir ses ölçümlerinin yapılması gerekmektedir. Ses ve gürültü ile ilgili detaylı bilgi "Akustik Teori" bölümünde verilecektir.

Sonlu elemanlar modeli ile yapıların sayısal modelinin oluşturularak titreşim ve akustik analizlere geçilmesindeki ilk aşama yapının modal analizinin gerçekleştirilmesi aşamasıdır. Mühendislik sistemlerinde iyi bir titreşim performansı için tasarım ve kontrol işlemlerinden önce bu sistemin titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Modal analiz, son yirmi yıl içerisinde mühendislik yapılarının dinamik karakteristiklerinin tanımlanması, yapı özelliklerinin geliştirilmesi ve optimizasyonu gibi araştırma çalışmalarında kullanılan başlıca yöntem haline gelmiştir. Bir sistemin dinamik (salınım karakteristikleri) davranışları yapıyı tanımlamak amacıyla oluşturulan matematik model yardımıyla belirlenir. Zhi Fang Fu ve Jimin He'ye (2001) göre modal analiz, bir sistemin doğasında varolan dinamik karakterlerini doğal frekansları, sönümleme faktörleri ve mod şekilleri formunda veren ve yapının dinamik davranışlarının belirlenmesi için bu bilgilerden yararlanarak matematik modelin oluşturulması işlemi olarak tanımlanmıştır. Günümüzde bu dinamik özelliklerin yada titreşim karakteristiklerinin belirlenmesi için analitik modellerin bilgisayar ortamında analizi, test verilerinin toplanması ve analizi ve bu iki yöntemin eşzamanlı uygulaması işlemleri yapılmaktadır. Artık günümüz makine tasarımında, havacılık ve sivil araçlarda, hedeflenen daha hafif, daha esnek ve yeterince dayanıklı yapıların imal edilmesidir. Örneğin otomobil üretiminde, günümüzde araç yapısından mikroskobik kütle indirimleri bile büyük önem kazanmıştır. Günümüzde yapılardan beklenen özellikler onları istenmeyen titreşim etkilerine karşı daha hassas hale getirmiştir. Modern yaşam koşullarında yapılardan beklenen diğer bir hususta, yasalarca belirlenen yada müşterilerce istenen emniyet, konfor ve yapı güvenilirliğidir. Tüm bu istekler mühendislik yapıları için yeni bilimsel araştırmalar gerektirmektedir. Yapılardaki titreşim çalışmalarıyla ilgili olarak, onların en iyi şekilde dinamik özelliklerini çıkarmak için analitik, sayısal ve deneysel yöntemlerin tümü artık kullanılmaktadır. Mühendislik yapılarının dinamik davranışlarının belirlenmesindeki önem, yeni tasarımların geliştirilmesi esnasında bu dinamiklerin göz önünde bulundurulmasıdır. Bu konuya ileride daha ayrıntılı değinilecektir.

1.3. Amaç ve Kapsam:

Günümüzde gürültüsüz ortamlar ve cihazlar artık bir lüks olmaktan çıkmış, bir ihtiyaç halini almıştır. Ayrıca piyasalarda satılan ürünlerin sessizliği, kalitesinde ve fiyatlarında belirleyici olmaktadır. Müşteri her zaman kalite ve fiyatı optimize etmeye çalışmaktadır. Dolayısıyla hem ucuz hem de sesiz ve kaliteli ürünlerin yapılması artık şart olmuştur. Bu durum otomobil endüstrisi içinde geçerlidir.

Bir aracın normal kullanımı esnasında, bazı devirlerde anlık ses ve titreşim artışları yaşanabilmektedir. Bu titreşim ve sesin nedenleri sırasıyla araç gövdesinin ve taşıt kabinindeki akustik boşluğun rezonansa girmesidir. Müşteri tarafından çoğunlukla motor titreşimleri ve sesi olarak algılanan bu durumun en aza indirgenmesi için kapsamlı analizlere ihtiyaç duyulmaktadır. Bu analizlerde kullanılması gereken yöntemler, ileri seviyede mühendislik çalışması gerektirmektedir. Kabin içinde duyulan sesler ve hissedilen titreşimler, aslında çok farklı şekillerde kabine ve gövdeye ulaşan sırasıyla ses ve titreşim bileşenlerinin bir toplamıdır. Motorun çalışması esnasında, motor tarafından üretilen titreşimler yapısal bağlantılar sayesinde gövdeye ve kabini çevreleyen panellere iletebilmektedir. Bu panellerin titreşimi kabin içindeki havaya ulaşarak sese dönüşmektedir (structure borne). Diğer bir iletim de, motordan yayılan ses basıncı dalgalarının havada yayılması şekliyle gerçekleşir (airborne). Kabin içindeki akustik boşluğun rezonans frekanslarında uyarılması, kabin vonlaması adını verdiğimiz ses sorununun ortaya çıkmasına neden olmaktadır. Kabin içindeki akustik boşluğun davranışları, ülkemizde henüz çalışılmamış bir konudur. Kabin boşluğunun akustik modları, araçlarda belli devirlerde anlık gürültülere sebep olmaktadır ve yoğun olarak karşılaşılmaktadır.

Kabin vonlama sesinin en aza indirgenmesi için öncelikle kabin içinde duyulan rahatsızlık, akustik terimler ile somut olarak ifade edilmelidir. Bu amaçla kabin içindeki akustik boşluğun rezonans davranışlarının ve modal karakteristiklerinin tespit edilmesi gerekir. Bunu yapmak için, analiz çalışmalarının gerçekleştirileceği araç gövdesi sonlu elemanlar modelinde kabin boşluğunu sınırları belirlenmiş ve kabin boşluğunu tanımlayan akustik mesh özel bir program sayesinde üç boyutlu elemanlar ile yaratılmıştır. Daha sonra bu akustik mesh üzerine ortam özellikleri atanarak akustik modlar hesaplatılmıştır. Böylece kabin vonlaması olayının anlaşılabilmesi için gerekli olan kabin boşluğunun rezonans davranışları belirlenmiştir.

Motor sesi ve titreşimlerinin kabin içine iletimi ve kabin içindeki ses dalgalanmaları oldukça karmaşık ve birbirine bağlı mekanizmalarla olmaktadır. Bu mekanizmaların anlaşılması için farklı alt disiplinleri ilgilendiren çalışmaların aynı anda yapılması gerekmektedir. Bu sebeple yapılan bu çalışmada sonlu elemanlar modeline bağlı olarak geliştirilen ileri seviyedeki analiz tekniklerinden yararlanarak tüm bu titreşim ve gürültü problemleri incelenmiştir. Bu amaçla, ilk olarak araç gövdesinin “Yapısal Modal analizi”, kabin boşluğu “Akustik Modal analizi”, tüm titreşim ve gürültü problemlerine en çok katkıda bulunan tahrik noktalarının belirlenmesi için “İletim Yollarının Tespiti analizi” ve kabin içindeki toplam basınç seviyesi her bir panelin titreşiminden kaynaklanan seslerin toplamıdır ifadesinden yola çıkarak kabin boşluğunda oluşan gürültü problemine kabini çevreleyen panellerin katkısının belirlenmesi için “Panel Katkıları analizi” gibi konularda çalışılmıştır.

Böylece bu çalışma sonrasında, sadece yapısal titreşimleri ve kabin içi vonlama sesi azaltılmış bir araç ortaya çıkmayacak; ayrıca, bundan sonraki uygulamalarda hızlı ve uygulanabilir bir yöntem geliştirilmiş olacaktır. Sonlu elemanlar yazılımında uygulanan yöntemin testlerle doğrulanması sayesinde sonraki projelerde tasarım aşamasında benzetimden faydalanarak, ses karakteristiklerinin belirlenmesi mümkün olacaktır. Bu şekilde, taşıt geliştirme sürecinde en büyük maliyetlere neden olan tasarım değişikliği, prototip sayısının azaltılması ve bu prototipler üzerinde daha az test yapılması mümkün olacaktır. Ayrıca uygulanacak yöntem ile geliştirilen algoritmayı kullanarak, araç ses ve titreşim karakterlerinin tespitinde yeni çalışmalar yapma imkanı doğacaktır. rnek olarak, egzoz sesinin taşıt kabinine iletim mekanizmaları veya yoldan gelen uyarıların sürüş konforuna etkisi verilebilir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI:

Bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizi yöntemine bağlı olarak yapılan bu çalışmayı tam anlamıyla kapsayan bir kaynağa ne yazık ki rastlanamamıştır. Tez konusu içerisinde, yapılacak çalışmalarla ilgili ana başlıklar altında modal analiz, titreşim analizi ve akustik analizlerle ilgili teorik bilgiler toplanarak çalışma açısından alt yapı oluşturulmaya çalışılmıştır. Ülkemizde henüz FEM yöntemine dayalı bilgisayar destekli gürültü ve titreşim analizi konularında bu denli kapsamlı bir çalışma olmadığı için yurt dışında yayınlanan benzer yöntemlerle yapılmış analiz çalışmalarını içeren makaleler incelenmiş ancak yinede bu konuyu kapsayan bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu bölümde faydalanan kaynaklar ve konu ile ilgili literatürdeki çalışmalardan bahsedilecektir.

Beranek (1992), ses gücünü etkileyen parametreler ve sesin kaynağında nasıl kontrol altına alınabileceği konularında bilgi vermiştir. Sesin açık alanlarda, bir engelin etrafından yada üzerinden ve araçlar gibi kapalı alanlarda nasıl yayılacağı konularından bahsetmiştir. Gaz akışı esnasında oluşan gürültü konularını incelemiştir. Ayrıca gürültü kontrolü için ses sönümleyici malzemeler, izolasyon paketi, susturucular, titreşim izolasyonu ve titreşim sönümleyici malzemeler hakkında da bilgi vermiştir.

Erol (1998), Genel olarak ses ve gürültü konularında temel oluşturacak teorik bilgiler vermiştir. Ses dalgaları, ses basıncı, ses düzeyi, sesin yayılımı ve frekans analizi gibi konulardan bahsederek insanın ses seviyesini algılama mekanizması hakkında da bilgi vermiştir.

Fu ve He (2001), analitik ve deneysel modal analiz konularında detaylı bilgiler vermişlerdir. Modal analiz sonucunda sistem dinamik karakterlerinin belirlenmesi ve sistemin dinamik davranışları sayısal modelinin oluşturulmasında bu dinamik karakterlerin nasıl formüle edileceği konularından bahsetmişlerdir.

De Silva (1999), mühendislik sistemlerinde titreşim hareketlerinin modellenmesi, analizi, görüntülenmesi, test edilmesi, modifikasyonu ve kontrolü gibi konular da bilgi vermiştir. Zaman ve frekans alanında zorlanmış titreşim cevabı, sinyal ve modal analiz, tasarım ve titreşim kontrolü konularından da bahsetmiştir.

Ewins (2000), tek ve çok serbestlik dereceli sistemler için sistem parametrelerinin sistem cevabı üzerine etkilerini incelemiş ve sistem karakteristiklerinin

ve frekans tepki fonksiyonlarının bulunuşunu göstermiştir. Yazar ayrıca, dönen sistemler üzerinden FRF ölçüm alınmasını anlatmıştır.

3. MODAL ANALİZ:

3.1. Giriş :

Modal analiz, son yirmi yıl içerisinde mühendislik yapılarının dinamik karakteristiklerinin tanımlanması, yapı özelliklerinin geliştirilmesi ve optimizasyonu gibi araştırma çalışmalarında kullanılan başlıca yöntem haline gelmiştir. Artık günümüz makine tasarımında, havacılık ve sivil araçlarda, hedeflenen daha hafif, daha esnek ve yeterince dayanıklı yapıların imal edilmesidir. Örneğin otomobil üretiminde, günümüzde araç yapısından mikroskobik kütle indirimleri bile büyük önem kazanmıştır. Günümüzde yapılardan beklenen özellikler onları istenmeyen titreşim etkilerine karşı daha hassas hale getirmiştir. Modern yaşam koşullarında yapılardan beklenen diğer bir hususta, yasalarca belirlenen yada müşterilerce istenen emniyet, konfor ve yapı güvenilirliğidir. Tüm bu istekler mühendislik yapıları için yeni bilimsel araştırmalar gerektirmektedir. Yapılardaki titreşim çalışmalarıyla ilgili olarak, onların en iyi şekilde dinamik özelliklerini çıkarmak için analitik, sayısal ve deneysel yöntemlerin tümü artık kullanılmaktadır. Mühendislik yapılarının dinamik davranışlarının belirlenmesindeki önem, yeni tasarımların geliştirilmesi esnasında bu dinamiklerin göz önünde bulundurulmasıdır.

Sonlu elemanlar analizi gibi bilgisayar modelleme teknikleri, mühendislere tasarım esnasında dinamik özellikleri incelemek amaçlı oldukça kullanışlı yöntemler sunmuştur. En önemli dinamik sonlu elemanlar analizi Modal Analiz'dir. Bilgisayarla modelleme tam olarak yapıların dinamik davranışlarını tanımlayamamaktadır, çünkü klasik modelleme teknikleri yapıların sönümleme ve lineer olmama gibi önemli özelliklerini tanımlamaya izin vermemektedir. Önemli bir özellik de deneysel tekniklerle bulunan yapısal özellikler sayesinde bu eksiklerin tamamlanabilmesidir. Bu aşamaya da Fourier dönüşümü analizi ile gelinmiştir.

Modal analiz, bir sistemin içinde barındırdığı dinamik karakteristiklerini, doğal frekanslar, sönümleme faktörleri ve mod şekilleri formunda tanımlayan ve bunları sistemin dinamik davranışlarını tanımlamak amaçlı matematik modelin oluşturulmasında kullanan bir yöntemdir. Oluşturulan matematik modele sistemin *modal modeli* ve sistemin karakteristik bilgileri de *modal data* olarak adlandırılır. Bir yapının dinamikleri fiziksel anlamda frekans ve konumuyla gösterilebilir. Modal analiz,

lineer olarak zamanla değişim göstermeyen sistemin titreşim cevabına dayanarak, titreşim doğal modları adı verilen basit harmonik hareketlerin lineer kombinasyonu şeklinde ifade edilebilir. Bu kavram karmaşık bir dalga yapısını ifade ederken, sinüs ve kosinüs dalgalarının Fourier kombinasyonunun kullanılmasına benzer. Titreşim doğal modları, dinamik sistemin tabiatında varolan özelliğidir ve tamamen onun fiziksel özellikleri (kütle, sertlik ve sönüm) ile tanımlanır. Yapının her bir modu, onun modal parametreleri ile ifade edilir; doğal frekansı, modal (şekle ait) sönümleme faktörü ve mod şekli olarak bilinen karakteristik şekil değiştirme modeli.

Modal analiz tüm teorik ve deneysel teknikleri kapsamaktadır. Bir dinamik sistemin teorik modal analizi onun kütle, sertlik (rijitlik) ve sönüm özelliklerine bağlıdır. Bu özellikler kısmi diferansiyel denklem formunda yazılabilir. Örnek olarak, düzgün titreşen telin dalga denklemi onun kütle yayılımı ve elastik özelliklerine göre oluşturulabilir ve bu denklemin çözümü ile telin doğal frekansı, mod şekli ile zorlanmış titreşim cevabı bulunabilir. Bununla beraber gerçek fiziksel modeller kütle, serlik ve sönüm matrisleriyle ifade edilebilir. Bu matrisler hareketin normal diferansiyel denklemi içinde birleştirilir. Lineer dinamik sistemin süperpozisyon prensibi ile bu denklemleri öz değer (eigenvalue) problemlerine dönüştürebiliriz. Bu problemin çözümü de sistemin modal verilerini elde etmemizi sağlar. Modern sonlu elemanlar analizi tekniği, lineer dinamik sistemlerin ayrıştırılmasında ve çözümünde kullanılan oldukça gelişmiş bir yöntemdir. Diğer yandan veri toplama ve işleme konularındaki son yıllarda atılan adımlarla deneysel analizlerde büyük kolaylık sağlanmışır ki buna modal test adı verilir.

Modal test, titreşen sistemlerin modal modelinin çıkarılmasında kullanılan bir deneysel yöntemdir. Teorik olarak bu teknik, bir bölgedeki titreşim cevabı ile aynı yada farklı bölgedeki frekansa bağlı fonksiyon şeklinde tanımlı etki değeri arasındaki ilişkiye bağlıdır. Bu ilişki genelde karmaşık matematiksel fonksiyon şeklinde olup, frekans cevap fonksiyonu (Frequency Response Function) olarak adlandırılır ve kısaca FRF olarak gösterilir. Farklı etki ve cevap noktaları arası toplanan FRF'ler, sistemin FRF matrisi içerisinde toplanabilir. Bu matris simetrik olup sistemin yapısal karşılığını vermektedir. Modal test uygulaması, yapının darbe cevaplarını yada FRF ölçümelerini içerir.

Kısaca bir yapının verilen bir frekans aralığında dinamik davranışları, bir seri titreşim modları ile modellenebilir.

Her bir modu tanımlayan parametreleri :

- Doğal frekans yada rezonans frekansı,
- Sönümleme (Modal Damping),
- Mod şekli.

olarak belirtmiştik.

Tüm bu sıralanan parametreler, modal parametreler olarak tanımlanır. Yapının modellenmesinde modal parametrelerin kullanılmasıyla, rezonans modları nedeniyle oluşan titreşim problemleri açıklanabilir ve anlaşılabilir.

Modal parametreler, modelin tanımlanması için gerekli olan referans ve ölçüm noktaları arasında ölçülmüş frekans cevap fonksiyonlarından (FRF) elde edilebilir. Bu yöntem deneysel modal analizde kullanılır. Bir yapıdaki noktaların konumu ve doğrultusu serbestlik derecesi (DOF) olarak isimlendirilir. Rezonans frekansı ve sönüm değeri yapıdan alınan FRF ölçümüyle tespit edilebilir ancak burada dikkat edilmesi gereken, seçilen ölçüm ve cevap noktasının, yapının mod şeklinin sıfır olmadığı noktalar (düğüm noktaları) olmasıdır. Bu nedenlerle mod şekillerinin doğru bir şekilde buluna bilmesi ve yapının dinamik özelliklerinin doğru bir şekilde elde edilebilmesi için yapı üzerinde yeterli ve uygun sayıda DOF seçilmelidir. Ölçülen FRF lerden modal parametrelerin çıkarılması işlemi değişik matematiksel eğri uydurma işlemleriyle yapılır.

Yukarıda da bahsedildiği gibi modal analiz ,deneysel ve analitik olmak üzere iki şekilde yapılmaktadır. Günümüzde, daha doğru ve hızlı sonuçların elde edilebilmesi açısından artık bu iki yöntem eş zamanlı olarak gerçekleştirilmektedir. Deneysel modal analiz doğru sonuçlar vermesine karşın, analizin doğru bir şekilde gerçekleştirilebilmesi için seçilecek sensör yerleştirme noktaları yapılan analitik modal analiz ile çok daha kolay görülebilmektedir. Analitik modal analizde, bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi kullanılması, yapısal modelin doğru bir şekilde tanımlanmasını gerektirir. İşte bu doğrulama deneysel modal analiz ile gerçekleştirilir. Böylece, elde edilen doğrulanmış sonlu elemanlar modelinin ileriki analizlerde de kullanılması ile uzun prototip işlemlerinden ve dolayısıyla da zaman ve maliyet açısından büyük kazançlar elde edilir.

3.2. Deneysel Modal Analiz:

Test edilen parçadan elde edilen verilere dayanır. Modal parametreler ölçülen verilerden tespit edilir. Deneysel modal analiz de, dinamik modeli tanımlamak için kullanılan noktalar arasındaki frekans cevap fonksiyon'larını (FRF) ölçmek gereklidir. FRF'leri toplarken dijital sinyal işleme (DSP) ile ilgili pek çok konuya dikkat edilmesi gerekir. Yapılacak ölçümler için değişik sistem tahrik yöntemleri kullanılabilir [hammer (darbe çekici) yada shaker(sarsıcı)]. Modal parametreler, ölçülen FRF'lerden eğri uyurma yöntemleri ile elde edilir.

Deneysel modal analizin amacı, incelenen sistemin modal parametrelerinin yani doğal frekanslarının, sönümlenme (damping) katsayılarının ve mod şekillerinin (mode shape) çıkartılmasıdır. Elde edilen bu modal parametreler, sistemin davranışını tanımlar.

3.2.1. Tahrik:

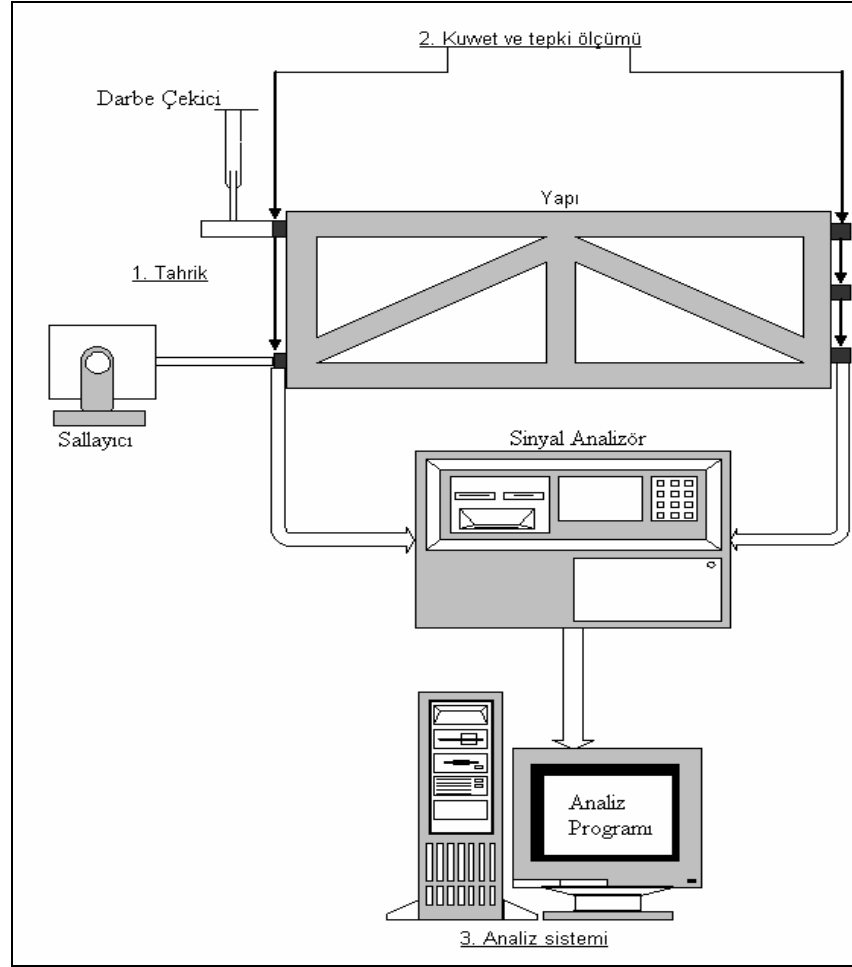
Sistemin dinamik olarak uyarılması incelenen parçanın, gerekli frekans aralığında incelenmesini sağlar. Sistemin uyarılması için “sarsıcı” (Shaker) veya “darbe çekici” (Impact Hammer) kullanılabilir. Analizi yapılacak probleme göre, yapı bir veya bir kaç noktadan aynı anda uyarılabilir. Sistemi bir noktadan uyarmak için, parçanın yapısına göre çarpma çekici veya sallayıcı kullanılabilir. Birden çok noktadan uyarma yapılacaksa birden fazla sallayıcının aynı anda kullanılması gerekir.

3.2.2. Ölçüm:

Modal analizin gerçekleştirilebilmesi için, sistem cevabının olduğu gibi, sistemi uyarmak için verilen kuvvetin de ölçülmesi gerekir. Kuvvet ölçümleri çekice veya sarsıcıya bağlanan kuvvet ölçerlerle (force transducer) yapılır. Sistemin cevabı ise parçaya mekanik, magnetik veya yapıştırma ile bağlanan ivme ölçerlerle (accelerometer) yapılır.

3.2.3. Analiz:

Kuvvet ölçer ve ivme ölçerlerden gelen sinyaller dijital hale getirilerek sistemin frekans cevap fonksiyonları bulunur. Frekans cevap fonksiyonları, modal parametrelerin tespiti için esas teşkil eder. Bilgisayara kaydedilen bu fonksiyonlar kullanılarak “Analiz Yazılımı” yardımı ile sistemin modal parametreleri bulunur.



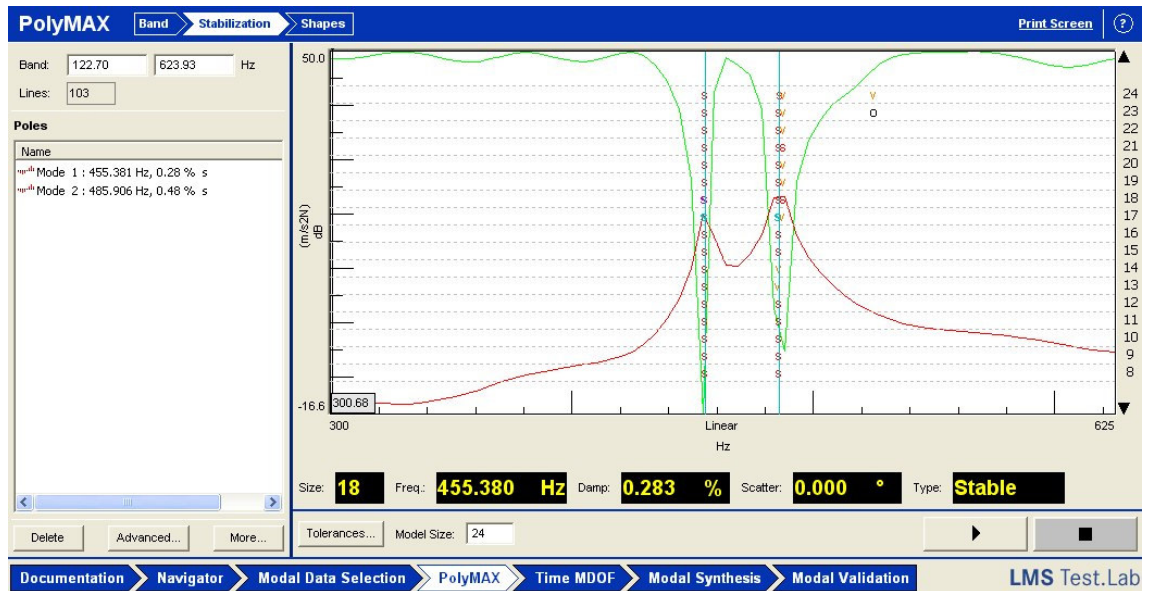
Şekil 3.1 Tipik bir darbe çekici ile yapılan Modal analiz sistemi

Parçaya bağlanan ivme ölçerlerin sayısının, sistemin modal yapısını tesbit edecek kadar çok fakat sistem cevabını etkilemeyecek kadar az olmalıdır. Ayrıca uyarının yapılacağı ve cevabın kaydedileceği noktaların dikkatli bir şekilde seçilmesi gerekir. Bu noktaların sistem cevabının sıfır olduğu düğüm noktalarıyla çakışmamasına dikkat edilmelidir. Böyle bir durum yapılacak analizin yanlış olmasına yol açabilir. Gerekli noktaların tespitinde, parçanın daha önceden “Sonlu Elemanlar Yöntemi” ile yapılmış teorik modal analizi faydalı olabilir. Eğer böyle bir analiz mevcut değilse kaydedilen değerler dikkatlice incelenmeli, gerekiyorsa deneme-yanılma metodu ile bir kaç ölçüm daha yapılmalıdır.

İvme ölçerlerden ve kuvvet ölçerden gelen sinyallerin doğru ve de hızlı bir şekilde alınmasını ve işlenmesini sağlayacak donanım ihtiyacı vardır. Sinyal Analizör (Front End) olarak adlandırılan bu donanım, sistemin en önemli ve pahalı kısımlarından

birini oluşturur. Burada FRF'ler çok kanallı FFT ölçümleriyle elde edilir. Bunları elde etmek için uygulanan kuvvetin (impact Hammer yada shaker ile) ve cevap titreşimlerinin ölçülmesi gerekir.

Darbe çekici (Impact Hammer) uygulamalarında genellikle ivme ölçerlerin konumu referans noktasına göre sabittir ve Hammer yapı etrafında dolaştırılarak belirlenen noktalardan etki ettirilir. Shaker uygulamalarında ise shaker sabit tutulurken ivme ölçerler yapı üzerinde değişik yerlere konumlandırılır. Tabi ki burada dikkat edilmesi gereken husus yerleştirilen ivme ölçerlerin yapının kütle dağılımını etkilemeyecek şekilde olmasıdır. Çünkü kütle dağılımındaki değişim rezonans frekansının değişimi anlamına gelir.



Şekil 3.2 Eğri uydurma yöntemi ile modların bulunması

Yukarıda ki grafikte FRF eğrisinden, 1. mod için rezonans frekansı: 455Hz , sönüm oranı: %0.28 ve kursör değeri(Y): 18[(m/s²)/N (dB)] okunabilir. Deneysel modal analizde elde edilen her bir FRF den rezonans (doğal frekans) frekansı ve sönüm oranı bulunabilir. Ayrıca farklı noktalardan elde edilen FRF'lerin toplanmasıyla yapının Mod şekilleri elde edilir. Lineer bir sistemdeki giriş (kuvvet uygulaması) ile çıkış (titreşim cevabı) noktaları arası ilişki:

$$\{Y\} = [H] \cdot \{X\} \quad (3.1)$$

şeklinde gösterilir.

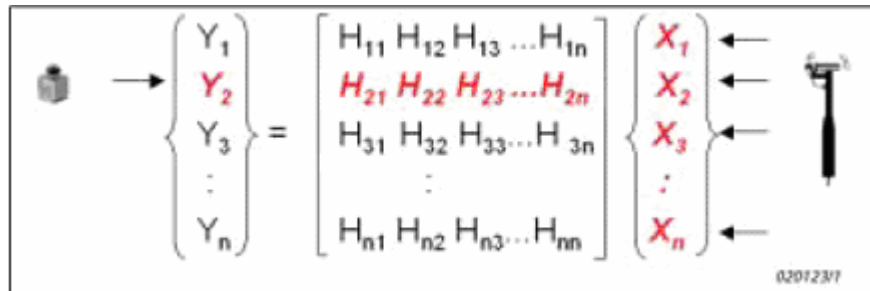
Burada $\{Y\}$ ve $\{X\}$ vektörleri, modelde farklı DOF'lardaki cevap ve uygulama değerlerini ve $[H]$ 'da bu farklı DOF'lar arasındaki FRF matrislerini içerir. Bunlar dikkate alınarak yukarıdaki denklem şu şekilde yazılabilir.

$$Y_i = \sum_j H_{ij} X_j$$

Burada Y_i , DOF i deki cevap spektrumunu, X_j DOF j deki giriş spektrumunu ve H_{ij} de DOF i ve DOF j arasındaki FRF'i tanımlar. Toplam çıktı değeri, her bir giriş değeri neticesinde oluşan cevapların toplamına eşittir.

3.2.4. Tek Referans Noktalı Modal Test:

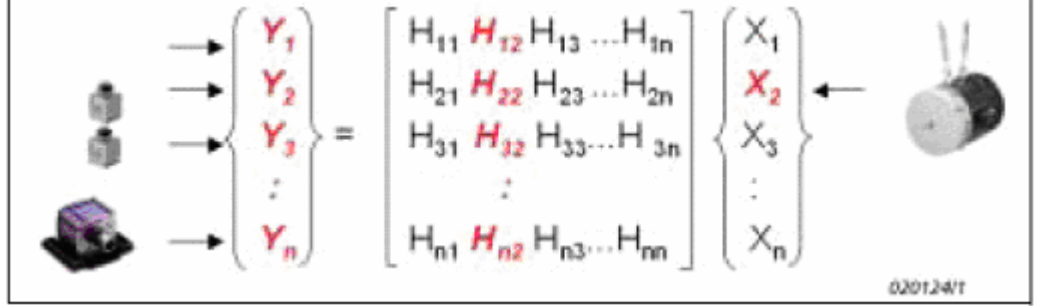
Bir çok ölçüm durumunda, FRF ölçüm datası sadece tek bir referans DOF ile yapılabilir. Örneğin, Modal modeli çıkarmak için $[H]$ 'ın gerekli ve yeterli bilgileri içeren tek bir sütun yada satırı kullanılabilir. Burada düşünülen, seçilen referans DOF'un tüm mod bilgilerini içeriyor olmasıdır. Diğer bir deyişle seçilen noktanın tüm modlar için düğüm noktası olmamasıdır. Uygun bir referans DOF'un bulunabilmesi için, bazı ön testlerin yapılmış olması gereklidir. Eğer bir sonlu elemanlar modeli (FEM) var ise bunun kullanılması uygun olacaktır. Bu yöntem Gezen (Roving) Hammer testi denir ve sadece bir cevap (çıkış) noktası yeterlidir. Yani tek bir ivme ölçerin pozisyonunun (yeri ve doğrultusu) bilinmesi yeterlidir. Bu olay aşağıdaki şekilde de görüldüğü gibi tek giriş ve tek çıkış (SISO) testine örnek verilir.



Şekil 3.3 Tek giriş tek çıkış test sistemi (SISO)

Yukarıdaki şekilden de görülebileceği gibi Hammer model üzerinde seçilen noktalar üzerinde dolaştırılarak farklı noktalardan model uyarılmakta ve belirlenen tek çıkış noktasındaki ivme ölçerden her bir uyarı için FRF'ler hesaplatılmakta ve bunların vektörel toplamı ile toplam cevap elde edilmektedir.

Sabit shaker testinde ise tek bir uygulama noktası yani tek bir shaker pozisyonunun bilinmesi yeterlidir. Burada farklı noktalardan cevaplar ölçülür. Tek giriş çok çıkış (SIMO) testine örnektir.

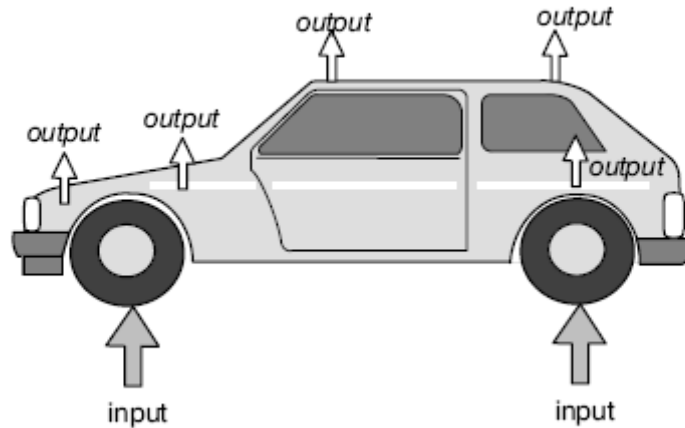


Şekil 3.4 Tek giriş çok çıkış test sistemi (SIMO)

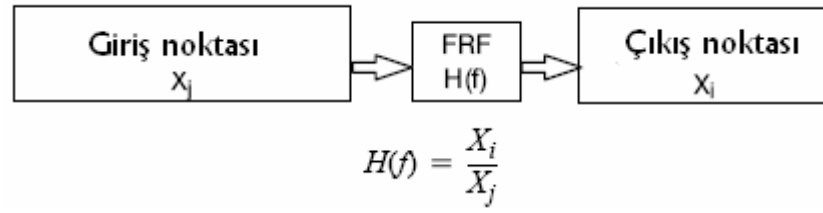
İki yada daha fazla sabitlenmiş giriş kullanılırsa ve her giriş ile bir çok cevap noktası arasında FRF'ler ölçülür ise buradan FRF matrisi çarpım sütunlarından FRF'ler elde edilir. Bu tip testlere de çoklu giriş çoklu çıkış testi (MIMO) adı verilir.

3.2.5. Sarsıcı Testleri :

Tüm yapılarda darbe testini darbe çekici ile yapmak mümkün değildir. Örneğin bazı durumlarda darbe kuvveti yapının modlarını uyarmak seviyede olmayabilir. Bu bakımdan darbe testinin uygulanmadığı durumlarda yapıya bağlanan bir yada daha fazla sarsıcı ile yapı tetiklenerek yine bir yada çok noktadan FRF ölçümleri gerçekleştirilir. Bu yöntemde hidrolik ve elektrodinamik olmak üzere ikitip sarsıcı kullanılır.



Şekil 3.5 Sarsıcı ile araçlara yapılan Modal Analiz



3.3. Analitik Modal Analiz:

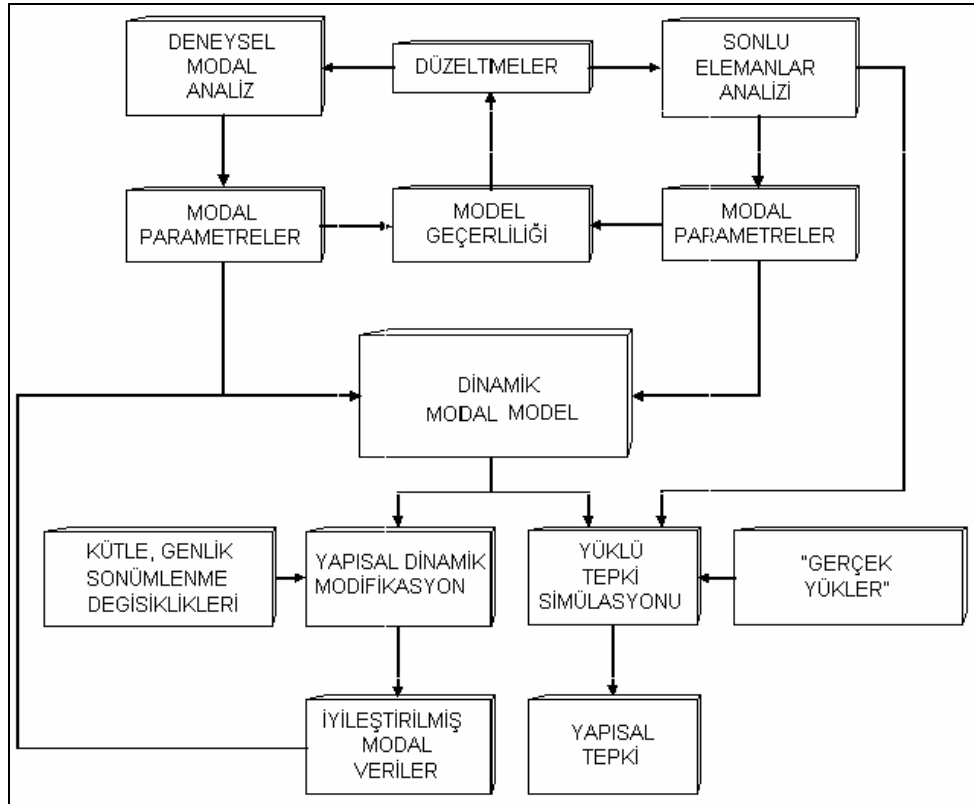
Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilen hareket diferansiyel denklemlerinin çözümüne dayanır. Denklem çözümlerinden frekanslar ve mod şekilleri elde edilir. Çözüm matematiksel olduğu için prototip üretimine geçmeden yapılabilir. Analitik modal analizinde sonlu elemanlar modelinin oluşturulması için geometri, malzeme bilgisi ve sınır şartlarının bilinmesi yeterlidir. Bu sebeple analitik modal analizde numune gereksinimi olmadığından tasarım geliştirme evresinin erken safhalarında da kullanılabilir. Burada elde edilen sonlu elemanlar modeli, yapının karakteristiklerini belirlemede yeterlidir.

3.4 Analitik ve Deneysel Modal Analizlerin Karşılaştırılması:

	AVANTAJLAR	DEZAVANTAJLAR
DENEYSEL MODAL ANALİZ	- Modal karakteristik gerçek ölçümlere dayanılarak elde edilir - Sönümleme değeri bulunabilir	- Spesifik donanımlara ihtiyaç vardır - Gerçek sınır koşullarının simülasyonu zordur

ANALİTİK MODAL ANALİZ	• Çözüm matematiksel olduğu için prototip üretimine geçmeden yapılabilir • Matematiksel model üzerinde kolayca değişiklikler yapıp değişik durumlar için oluşturulan senaryolar çözümlenebilir	• Model varsayımları kaçınılmazdır • Model oluşturulması zaman alıcıdır • Modeller hatalı olabilir. • Bağlantıları modellemek oldukça zordur • Bileşenler arasındaki etkileşimi tahmin etmek güçtür • Sönümleme genellikle ihmal edilir
---	---	--

Deneysel ve analitik modal analiz sonuçları kullanılarak, gerçeğe yakın Modal Model elde edebilmek için aşağıda verilen algoritma kullanılabilir.



Şekil 3.6 Yapısal Dinamik Modifikasyon, Problem Çözüm ve Analiz Akış Şeması

- **Yapısal Dinamik Modifikasyon(Structural Dynamic Modification):** Sistemde yapılması düşünülen bir değişikliğin modal analiz programına aktarılarak, ortaya çıkan yeni sistemin modal parametrelerinin tekrar araştırılmasıdır.
- **Yüklü Tepki Simülasyonu (Forced Response Simulation):** Sistemin matematiksel modeli elde edildikten sonra, gerçek çalışma şartlarında maruz kalacağı kuvvetin bilgisayar ortamında uygulanarak sistem cevabının elde edilmesidir.

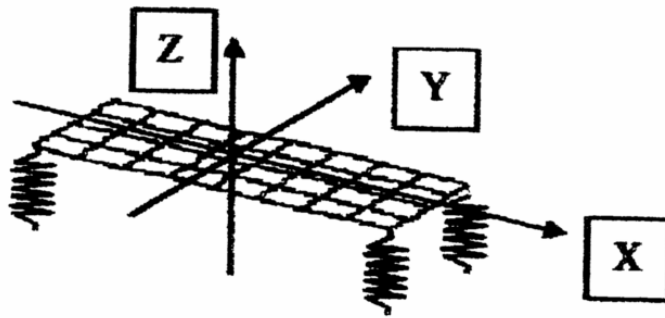
3.5. Titreşim Modları ve Mod Şekilleri:

Modal analiz yoluyla cisimlerin fiziksel yapılarının titreşim karakteristiklerinin irdelenmesi sonucunda bulunan değişik frekanslardaki davranış biçimlerine sistemin *modları* ve cisimlerin bu modlarda aldıkları şekillere ise *mod şekilleri* adı verildiğinden bahsetmiştik.

Yapıların modal hareketlerini aşağıdaki gibi sıralayabiliriz.

- Esnemesiz katı hal (Rigid Body Motion) modu
 - Öteleme
 - Dönme
- Bükülme elastik modu
- Burulma elastik modu
- Karışık bükülme ve burulma elastik modları

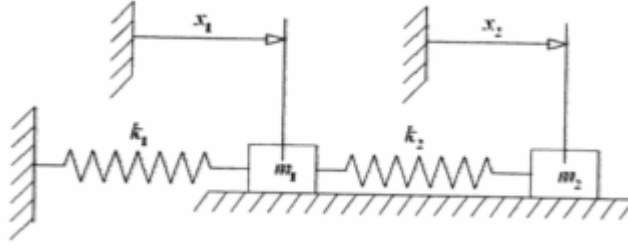
Örneğin, Aşağıdaki şekildeki gibi dikdörtgen şekilli ve yaylar üzerindeki bir parçayı ele alınacak olursa , bu parça hiç esneme göstermeden yayların esnemesine bağlı olarak değişik frekanslarda değişik konumlara gelebilir.



Şekil 3.7 Yaylar üzerindeki dikdörtgen şase

Cisim gösterilen eksenler boyunca veya etrafında olmak üzere üç öteleme ve üç dönme hareketi yapabilir. Bu modal hareketlerin hangi frekanslarda meydana geleceği, yayların x,y ve z yönlerindeki yay katsayılarına ve şasinin ağırlığına bağlıdır.

Örneğin Şekil 3.8’deki gibi birbirine iki yay ile bağlanmış iki kütle sistemi göz önüne alınırsa, sistemin hareket denklemi:



Şekil 3.8 İki serbestlik dereceli yay-kütle sistemi

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.2)$$

şeklinde yazılabilir. Kısalık bakımından $\lambda = \omega^2$ kullanılırsa özdeğer (eigen value) problemi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$[k]\{u\} = \lambda[m]\{u\} \quad (3.3)$$

düzenlenirse,

$$([k] - \lambda[m])\{u\} = \{0\} \quad (3.4)$$

halini alır. Buradan karakteristik determinant çekilirse,

$$\Delta = |[k] - \lambda[m]| = \begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \lambda m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \lambda m_2 \end{vmatrix} \quad (3.5)$$

elde edilir ve buradan Δ sıfıra eşitlenerek karakteristik denklem (frekans denklemi) elde edilir.

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \lambda m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \lambda m_2 \end{vmatrix} = 0 \quad (3.6)$$

bu ifade açılıp düzenlenecek olursa λ 'ya göre ikinci dereceden bir polinom elde edilir.

$$\lambda^2 - \left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right) \lambda + \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2} = 0 \quad (3.7)$$

bu denklemin kökleri reel'dir ve aşağıdaki gibidir.

$$\lambda_{1,2} = \frac{1}{2} \left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right) \mp \sqrt{\frac{1}{4} \left(\frac{k_1 + k_2}{m_1} + \frac{k_2}{m_2} \right)^2 - \frac{k_1 k_2}{m_1 m_2}} \quad (3.8)$$

Burada öz değerler (frekanslar $\omega_n = \sqrt{\lambda_n}$ formülü yardımıyla elde edilirler.

Öz vektörler ise,

$$\begin{vmatrix} k_1 + k_2 - \lambda m_1 & -k_2 \\ -k_2 & k_2 - \lambda m_2 \end{vmatrix} \begin{Bmatrix} u_1^{(1)} \\ u_2^{(1)} \end{Bmatrix} = \{0\} \quad (3.9)$$

şeklinde bulunur ve açılımı yapılırsa

$$(k_1 + k_2 - \lambda_1 m_1) u_1^{(1)} - k_2 u_2^{(1)} = 0 \quad (3.10)$$

yazılır ve

$$u_2^{(1)} = \frac{k_1 + k_2 - \lambda_1 m_1}{k_2} u_1^{(1)} \quad (3.11)$$

şeklinde bulunur. Buradan birinci öz vektör şu şekilde elde edilir,

$$\{u^{(1)}\} = \left\{ (k_1 + k_2 - \lambda_1 m_1) / k_2 \right\} u_1^{(1)} = \left\{ k_2 / (k_2 - \lambda_1 m_2) \right\} u_2^{(1)} \quad (3.12)$$

benzer şekilde ikinci öz vektörde,

$$\{u^{(2)}\} = \left\{ (k_1 + k_2 - \lambda_2 m_1) / k_2 \right\} u_1^{(2)} = \left\{ k_2 / (k_2 - \lambda_2 m_2) \right\} u_2^{(2)} \quad (3.13)$$

olarak bulunabilir.

Bir sonraki adım da bu vektörlerin normalize edilmesidir. Bunun için

$$\{u^{(1)}\}^T [m] \{u^{(1)}\} = 1 \quad (3.14)$$

işleminin yapılması gerekmektedir.

$$u_1^{(1)} \left[1 \quad \frac{k_2}{k_2 \lambda_1 m_2} \right] \begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \left\{ k_2 / (k_2 - \lambda_1 m_2) \right\} u_1^{(1)} = (u_1^{(1)})^2 \left(m_1 + \frac{k_2^2 m_2}{(k_2 - \lambda_1 m_2)^2} \right) = 1$$

buradan

$$u_1^{(1)} = \frac{1}{\sqrt{m_1 + \frac{m_2 k_2^2}{(k_2 - \lambda_1 m_2)^2}}} \quad (3.15)$$

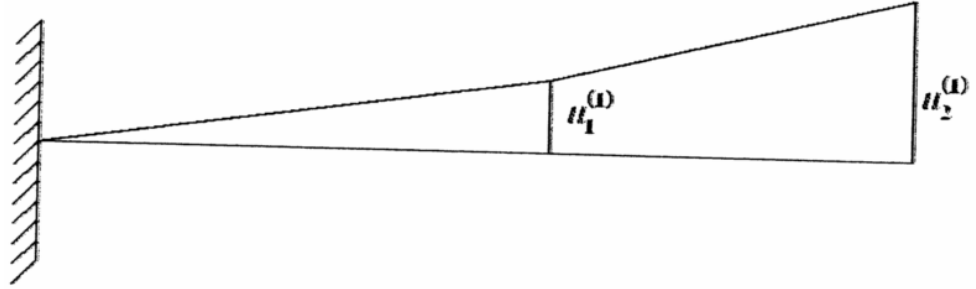
bulunur. Benzer şekilde

$$\{u^{(2)}\}^T [m] \{u^{(2)}\} = 1 \quad (3.16)$$

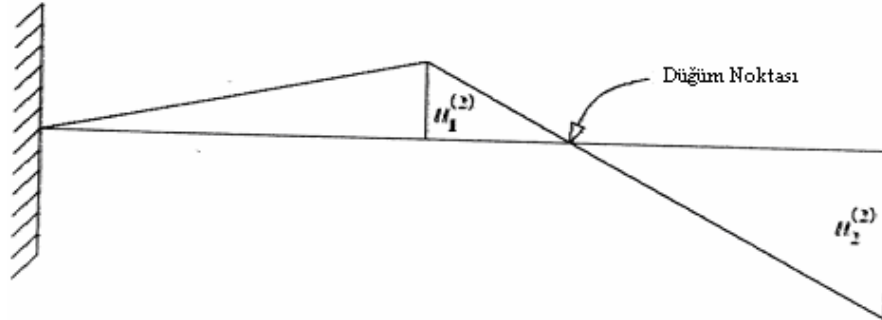
olması içinde

$$u_1^{(2)} = \frac{1}{\sqrt{m_1 + \frac{m_2 k_2^2}{(k_2 - \lambda_2 m_2)^2}}} \quad (3.17)$$

şartı elde edilir. Buradan da mod şekilleri çizilebilir. Bu modlar çizilirken kütlelerin sağa doğru yer değiştirmeleri yataydan yukarı, sola doğru olan yer değiştirmeleri de aşağı doğru çizilmiştir.



Şekil 3.9 İki kütle iki yay sisteminin birinci mod şekli



Şekil 3.10 İki kütle iki yay sisteminin ikinci mod şekli

3.6. Örnek Çalışma:

Analitik ve deneysel modal analiz uygulaması için örnek bir parça seçildi. Deneysel ve analitik modal analizleri karşılaştırmanın en kolay yolu iki tip analizi de sınır koşulları uygulamadan (free-free) yapmak olduğu için bu çalışmada da bu yöntem izlenmiştir.

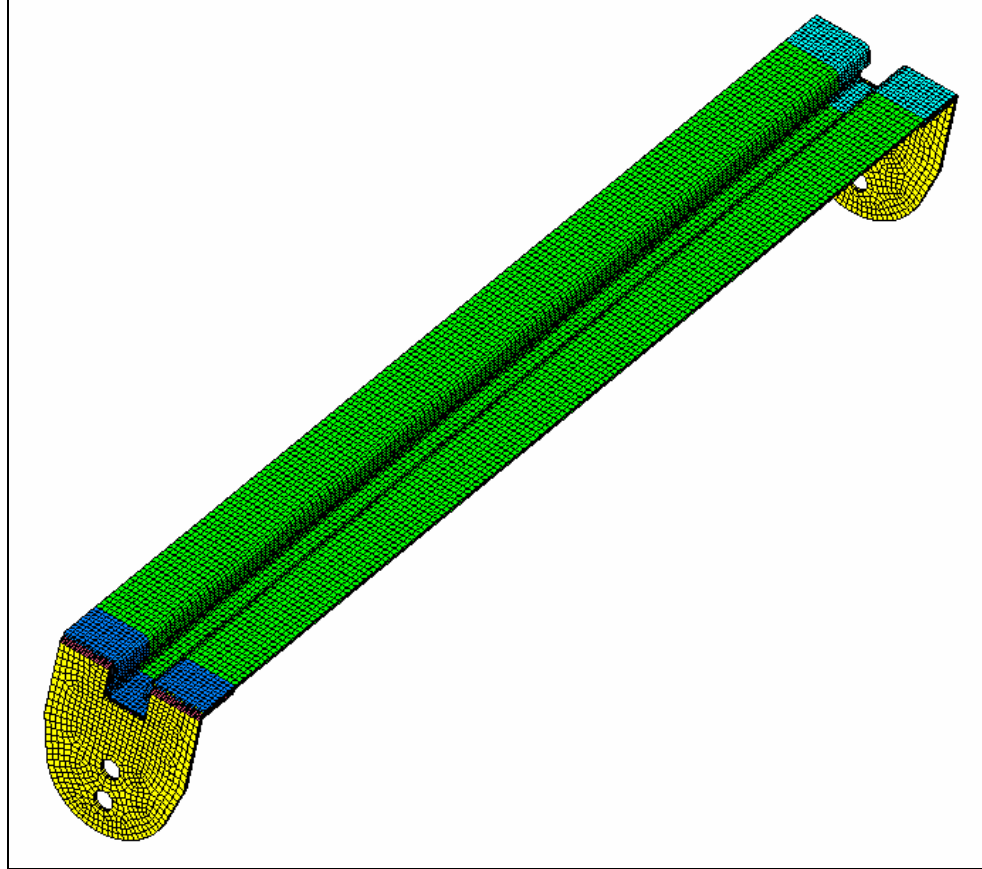
3.6.1. Analitik Model:

CATIA V5 R14 ile tasarlanan parça kaydedildikten sonra Sonlu Elemanlar Modeli (Mesh) ALTAIR HyperMesh programı ile elde edilmiştir. Mesh 28676 elemandan oluşmakta ve elemanların hiçbirisi geometrik uyarı limitleri içerisinde

bulunmamaktadır. Daha doğru sonuçlar için Hexa (6 kenarlı 8-20 node'ye sahip solid eleman) eleman tipi kullanılmıştır.

HyperMesh programında FEM modeline modal analiz yapıldı ve ilk on modunun bulunması hedeflendi.

Parçanın Sonlu Elemanla Modeli (FEM) Şekil 3.11'de verilmiştir ve bulunan doğal frekanslar Tablo 3.1'de listelenmiştir.



Şekil 3.11 FEM Model

Tablo 3.1 Doğal Frekans Değerleri

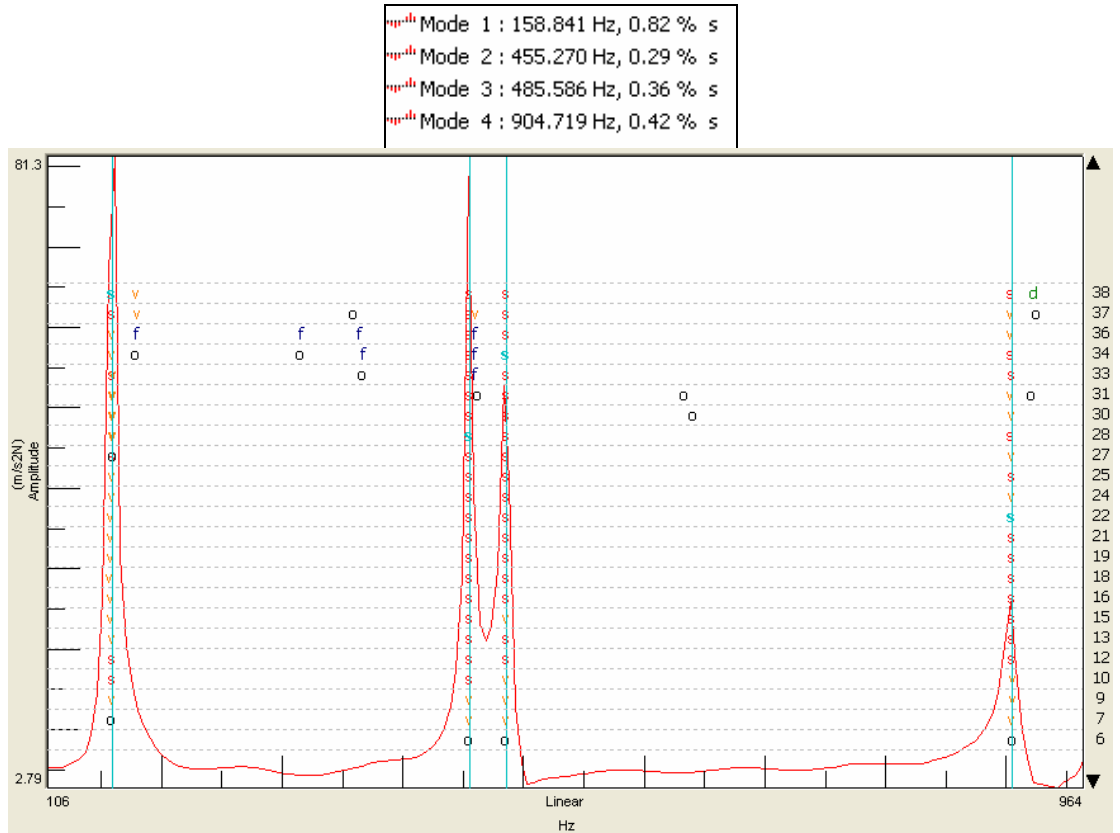
MODE	FREKANS [Hz]
1	0
2	0
3	0
4	1.65228E-02
5	1.82526E-02
6	1.86340E-02
7	153.75

8	420.36
9	462.87
10	876.73

Sınır koşulları tanımlanmadığı için katı cisim modlarından dolayı (Rigid Body Modes) beklendiği gibi ilk 6 frekans “0 Hz” çıkmıştır. 0-1000 Hz arasında 4 adet esnek mod (Flexible Mode) bulunduğu görülmüştür.

3.6.2. Deneysel Model:

Deneysel modal analiz yapabilmek için LMS Test.Lab programı ve LMS SCADAS III sistemi kullanılmıştır. Parça serbest-serbest (free-free) koşulu seçildi. PCB 086C08 tipi ICP tipi darbe çekici ile tahrik edilen sistemin tepkisi TCP 333B32 tek eksenli ivmeölçer ile alındı. FRF’ler LMS Test.Lab programı ile kaydedilip değerlendirildi. Elde edilen FRF’ler üzerinde POLYMAX modülü kullanılarak eğri uydurma tekniği ile elde edilen modlar ve sönümleme değerleri Şekil 3.12’de, deneysel olarak elde edilen analiz sonuçları ise Tablo 3.2’de verilmiştir.



Şekil 3.12 Frekans Cevap Fonksiyonu (FRF)

Tablo 3.2 Deneysel Doğal Frekans Değerleri

MODE	FREKANS [Hz]
1	158.84
2	455.27
3	485.58
4	904.72

Sonuç olarak bu çalışmada bulunan analitik ve deneysel doğal frekans değerlerinin son derece birbirine yakın olduğu, 0-1600 Hz arasında bulunan 4 mod için hatanın çok küçük değerlerde olduğu görülmüştür.

Frekansları uyumlu olan analitik ve deneysel modellerden elde edilen mod şekillerinin de uyumlu olacağı düşünülmemelidir. Çünkü mod şekillerinde sönümleme değeri önemli bir faktördür. Analitik model elde edilirken sönümleme değerleri hesaba katılmadığı için, analitik modelden elde edilen mod şekilleri ile deneysel modelden elde edilen mod şekilleri farklılık gösterecektir. Sönümleme değeri arttıkça bu farklılık artacağı gibi sönümlemenin kütle ve sertlik değerleri ile orantılı olup olmaması da mod şeklini etkileyen çok önemli faktörlerdir.

Ayrıca analitik yöntem (sonlu elemanlar analizi) ile yapılan modal analizlerde doğru sonuçların elde edilmesi için parça sonlu elemanlar modelinde benzer eleman tiplerinin kullanımına dikkat edilmeli ve parça malzeme özelliklerinin ve ağırlığının doğruluğu kontrol edilmelidir. Bu çalışmada kullanılan Altair HyperMesh programı barındırdığı üstün mesh atma özellikleri sebebiyle seçilmiştir. Yine arada kaynak, cıvata veya esnek bağlantılar olan çok parçalı modellerin bu bağlantı özelliklerine göre doğru bir şekilde modellenmesi büyük önem taşımaktadır.

4. TİTREŞİM BİLGİSİ:

4.1. Giriş :

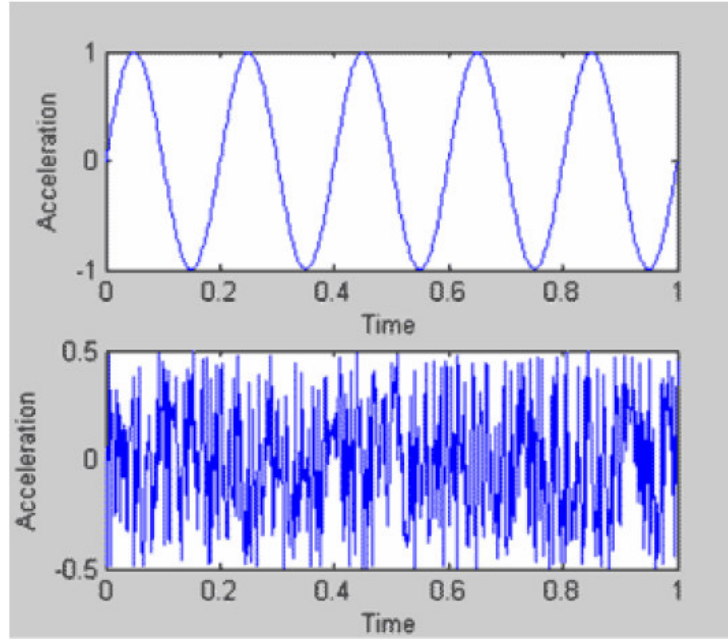
Titreşim, bir yapının ölçülebilen ve tanımlanabilen tekrarlı hareketleri olarak ifade edilebilir. Sistemlerdeki istenmeyen titreşimler gürültüye neden olduğu gibi yapıda yorulma ve performans düşüklüğüne neden olmaktadır. Bu nedenle titreşimi engellemek yada azaltmak gerekir, fakat titreşimi engellemek mümkün değildir. Bu nedenle yapılan çalışmalarda, titreşimin yapılar üzerindeki etkisinin anlaşılması ve yapının titreşimi izole edilerek yapısal cevapların minimize edilmesi amaç edinilmiştir.

Genel olarak titreşimi, serbest (free) ve zorlanmış (forced) titreşim, sinüzoidal, gelişigüzel (random), periyodik, aperiodyik vs. olmak üzere sınıflandırmak mümkündür. Serbest titreşim, yapının dış etkilerden arındırılarak kendi içinde barındırdığı etkiler nedeniyle oluşan salınımlara verilen isimdir. Sistem, serbest titreşim etkisi altında bir veya daha fazla doğal frekansında titreşim sergileyecektir ki bu yapının kütle ve sertlik dağılımına göre oluşturulan dinamik sistemin bir özelliğidir. Titreşim sisteminde oluşan serbest titreşimlere karşı sürtünme vesaire gibi bir direnç mevcut değilse, doğan bu titreşimler sonsuza kadar devam ederler ve sönümsüz serbest titreşimler olarak adlandırılırlar. Fakat gerçek sistemlerde daima bir direnç mevcuttur.

Eğer titreşim dış kuvvetler etkisi altında oluşuyorsa buna zorlanmış titreşim (forced vibration) adı verilir. Uygulanan dış etken salınım şeklinde ise yapı uygulama frekansında titreşime zorlanacaktır. Eğer uygulama frekansı sistemin doğal frekanslarından biriyle çakışırsa rezonans şartlarından biri sağlanmış olur ve yapı tehlikeli büyük salınımlar gösterir. Bu yüzden titreşim çalışmalarında doğal frekansların hesaplanması büyük önem taşımaktadır.

Sinüzoidal titreşim, titreşimin özel bir şeklidir. Bu tip titreşimde yapı, belli bir frekansta ve belli bir değerde etkiyen kuvvet fonksiyonunca zorlanmaktadır. Sinüzoidal titreşim doğada pek görülmesine de karmaşık titreşim hareketlerinin basit titreşim hareketlerine indirgenerek anlaşılmasında önemli bir mühendislik kavramı olarak karşımıza çıkmaktadır. Aşağıda şekil 1’de üst kısımda görüldüğü gibi yapının herhangi bir noktasının hareketi zamana bağlı olarak değişen sinüzoidal bir fonksiyon şeklinde ifade edilebilir. Gelişi güzel titreşim ise birçok etkenin bir araya gelerek oluşturduğu etkidir. Örneğin araç kullanırken hissettiğimiz titreşim, yol yüzeyindeki pürüzlülük,

motor titreşimi vb. etkilerin kombinasyonu olarak karşımıza çıkmaktadır.Şekil 1 alt kısımda bu tip bir titreşime örnek verilmiştir.



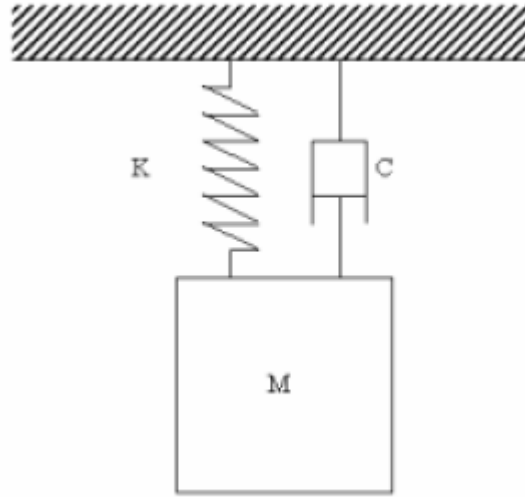
Şekil 4.1 Sinüzoidal ve gelişigüzel titreşim

Titreşen sistemlerin belli oranlarda sönümlendiği görülür çünkü enerji sürtünme ve diğer etkenlerle azalmaktadır. Eğer sönümleme etkisi küçük değerlerde ise sistemin doğal frekansına etkisi oldukça az olacaktır. Bu nedenle doğal frekans hesaplamaları sönümleme olmadığı temel alınarak gerçekleştirilir. Diğer taraftan sönümleme etkisi rezonans salınım genliğinin sınırlanmasında oldukça etkilidir. Sistemin hareketini tanımlamak için gerekli bağımsız koordinatların sayısı sistemin serbestlik derecesi olarak adlandırılır. Bu nedenle boşlukta genel hareket gösteren serbest tanecikler üç, rijit yapılar ise altı serbestlik derecesine sahiptirler , üçü konumunu diğer üçü de doğrultusunu tanımlar. Diğer taraftan elastik bir yapının hareketini tanımlamak için sonsuz sayıda koordinata (her noktası için üç adet) gereksinim vardır. Bu nedenle yapı sonsuz sayıda serbestlik derecesine sahiptir. Tüm bunlar gözüne alınarak sistemlerin bazı parçaları rijit kabul edilebilir. Böylece büyük titreşim problemleri doğruluğundan emin olunacak koşullarda birkaç serbestlik derecesine indirgenmektedir.

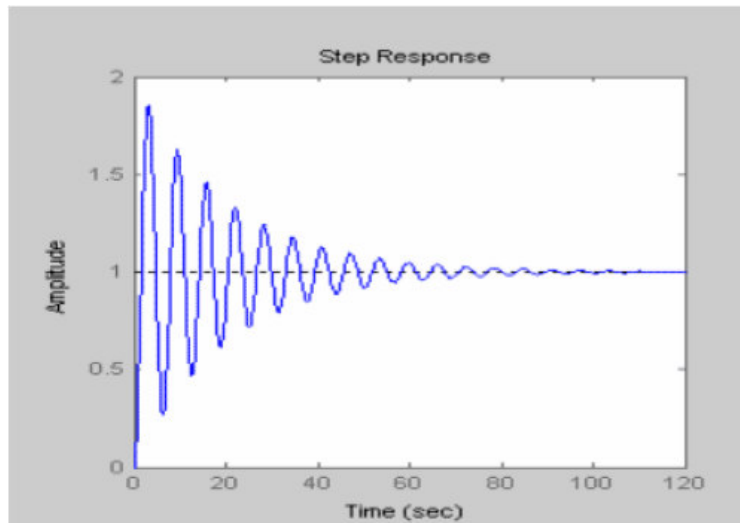
4.2. Yapısal Titreşimler:

Yapısal titreşimler çok karmaşık olabilmektedir, bu yüzden öncelikle basit bir modelle bazı terimleri tanımlayıp daha karmaşık modelleri incelemeye geçebiliriz. En basit titreşim modeli, tek serbestlik dereceli yada kütle-yay-sönümleme olarak

adlandırılan modeldir. Bu sistem basit bir kütle $[M]$, yay sabiti belli olan bir yay $[K]$ ve kütlenin hızıyla orantılı kuvvet üreten sönümleme elemanından $[C]$ oluşmaktadır. Tüm bu ifadelerin bilinmesi yapının titreşime nasıl cevap vereceğinin anlaşılmasını sağlayacaktır. Kütle yoğunluğun ve malzeme miktarının ölçüsüdür. Yay rijitliği, yayın belli bir miktar uzamasında oluşan kuvvet değerinin ölçüsüdür. Eğer kütleyi belli bir miktar çekip serbest bırakırsak, kütle şekil 3'deki gibi bir hareket sergileyecektir. Kütle denge noktası etrafında salınım sergileyecek ve her salınımı sonrası sönümleme değerine bağlı olarak maksimum yer değiştirme değeri azalacak ve belli bir zaman sonunda hareketi izlenemeyecek ölçüde azalacak ve sonunda duracaktır.



Şekil 4.2 Basit Kütle- Yay-Sönüm Titreşim Modeli



Şekil 4.3 Kütle-yay-sönümleme modeli serbest titreşimi

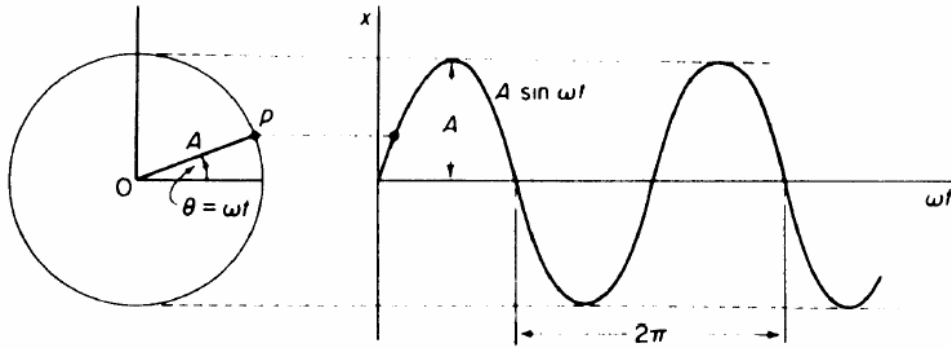
Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi her salınım arası zaman değeri aynıdır. Zaman eğrisi düzenli aralıklarla denge noktasından (sıfır) geçmektedir. Yer değiştirme eğrisinin pozitif eğimle sıfır noktasını geçtiği an ve tekrar pozitif eğimle sıfır çizgisini geçtiği an arasındaki zaman aralığına *periyot* denir ve bu terim titreşim frekansını ifade eder. Titreşim periyodu T ile gösterilir ve titreşim frekansı $f = 1/T$ şeklinde ifade edilir. T periyodu saniye ile ölçülürse (s), f frekansının birimi (1/s) veya (titreşim/s) olmaktadır. Bu birim kısaca Hertz (Hz) olarak ifade edilmektedir.

Belirli ve eşit zaman aralıkları için de bütün özellikleriyle aynen tekrarlanan titreşimlere periyodik titreşim denir. Bunun matematiksel ifadesi $x(t + T) = x(t)$ şeklindedir. Her periyodik fonksiyon bir Fourier serisi ile temsil edilebilmektedir. Fourier serisi ise birbirinden farklı katsayı ve frekansları içeren harmonik terimlerden ibarettir. Bu bakımdan Harmonik hareket titreşimlerin esas yapı taşıdır.

Genel olarak harmonik hareket, A , ω ve ϕ sabitler olmak üzere,

$$x = A \cos(\omega t + \phi)$$

bağıntısıyla verilir.



Şekil 4.4 Harmonik Hareket

4.3. Genlik ve Frekans:

Genlik, orta konumdan dikey yöndeki maksimum sapmayı göstermektedir ve A ile gösterilir. Uygulanan dış kuvvete bağlıdır. Kütle büyük bir kuvvetle çekecek olursak denge konumundan hareket mesafesi uzun olacak ve eğer düşük bir kuvvetle çekecek olursak hareket mesafesi kısalmaktadır. Bu yüzden titreşim kuvvetinin etkisini kütlenin hareket mesafesi cinsinden tanımlamak mümkündür. Titreşim cinsine göre uzunluk yada açı ile ifade edilir. Yukarıdaki şekil ve formülden görüleceği gibi,

hareketin ωt 'ye bağılı olarak 2π periyodunda tekrarlanacağı görülmektedir. Bu durumda t zamanına göre periyot;

$$T = \frac{2\pi}{\omega} \text{ (s)} \quad (4.1)$$

ve buradan da titreşim frekansı

$$f = \frac{1}{T} = \frac{\omega}{2\pi} \text{ (Hz)} \quad (4.2)$$

şeklinde ifade edilir.

Burada ω dairesel frekans adını alır ve birimi rad/s'dir. $\omega=2\pi f$

ϕ başlangıç faz açısı olup kısaca faz açısı ismini alır.Hareketin başlangıç şartlarını belirler , karakteristiğine tesir etmez.

Frekans, saniyedeki tekrar sayısı yada saniyedeki dikey hareketlerin sayısı olarak da ifade edilebilir. Örneğin kütlelin saniyedeki bir yukarı aşağı hareketi 1Hz'dir.

4.4. Mekanik Titreşimlerin Sınıflandırılması :

Mekanik titreşimler genel olarak serbest ve zorlanmış titreşimler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Daha önce de bahsettiğimiz gibi serbest titreşimler, sistemin kendi içinde barındırdığı doğal etkiler neticesinde ve herhangi bir dış kuvvet tesiri olmadan gösterdiği titreşim hareketleridir. Serbest titreşim gösteren bir sistem bir veya daha fazla doğal frekansında titreşim sergileyecektir.

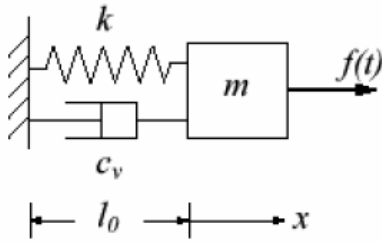
Dış kuvvetlerin etkisi altında olan sistem titreşimlerine zorlanmış titreşim adı verilir. Burada yapı uyarıcı etkinin frekanslarında titreşim gösterecek ve eğer bu etkinin frekansları yapının doğal frekansları ile çakışacak olursa, rezonans adı verilen yüksek salınım genliklerine neden olacaktır. Bu nedenlerden dolayı daha öncede belirttiğimiz gibi titreşim analizlerinde yapının doğal frekanslarının belirlenmesi oldukça büyük önem kazanmaktadır.

4.4.1. Tek Serbestlik Dereceli Sistemin (SDOF) Hareket Denklemi :

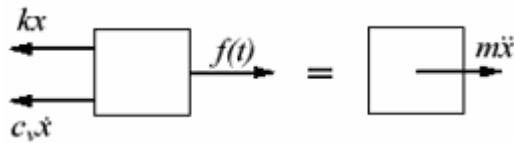
Bir mekanik sistemin bir referans sistemine göre konumunu tamamen tayin edebilmek için gerekli olan birbirinden bağımsız büyüklüklerin sayısına, bu mekanik sistemin serbestlik derecesi denir ve serbestlik derecesi mekanik sistemin en önemli ayırt edici özelliklerinden biridir. Tek serbestlik dereceli sistemlerde sistemin referans sistemine göre konumunu belirlenmek için bir büyüklüğün bilinmesi yeterlidir. Konumu tayin eden bu büyüklük genellikle bir uzunluk veya bir açı olup konum koordinatı adını alır. Bu bakımdan titreşim hareketinin bilinmesi konum koordinatının

zamanın fonksiyonu olarak bilinmesi demektir. Bir titreşim sistemini diğer mekanik sistemlerden ayıran karakteristik özellik, titreşim sistemi denge konumundan ayrıldığı zaman sistemi denge konumuna gelmeye zorlayan bir geri getirici tesir (kuvvet veya moment) in doğmasıdır. Bu geri getirici tesir kaynağı çok farklı olabilir. En çok rastlanan geri getirici tesir, sistemde bulunan cisimlerin elastik özelliğinden dolayı ortaya çıkan tesirdir. Titreşim yapan cismin kendi ağırlığı veya merkezkaç kuvveti de geri getirici kuvvetin kaynağı olabilir.

Geri getirici tesir K , konum koordinatı x ise $K=K(x)$ fonksiyonunun x , K düzlemindeki grafiğine titreşim sisteminin karakteristiği adı verilir. Bu karakteristiğin eğimini ifade eden k katsayısına yay katsayısı veya yay sertliği denir. x konum koordinatı uzunluk (m) boyutunda ise K geri getirici tesirin boyutu kuvvet (N), x konum koordinatı açısal bir büyüklük ise ve radyan ile ölçülürse K geri getirici tesirin boyutu momenttir (Nm). O halde k yay katsayısının birimi birinci durum için N/m ve ikinci durum için Nm/rad olur.



Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi $F = m \cdot a$ 'dan denge denklemi;



$$-kx - c_v \dot{x} + f(t) = m\ddot{x} \quad (4.3)$$

şeklinde yazılabilir. Burada sistemin sönümleme değeri ihmal edilir ve serbest titreşim ($f(t) = 0$) olarak düşünülürse denge denklemi;

$$m \ddot{x} + kx = 0 \quad (4.4)$$

şeklindeki diferansiyel denkleme dönüşür. Bu denklem ikinci dereceden bir adi diferansiyel denklemdir. Burada $x(t)$ çözümü için $x(0)$ ve $\dot{x}(0)$ başlangıç şartlarına ihtiyaç vardır ve $k > 0$ ve $c > 0$ kabulü ile denklemin 4 farklı çözümü bulunabilir. Bu

çözümler de sönüm ifadesine göre isimlendirilir. Bunlar sönümsüz, zayıf sönümlü, kritik sönümlü ve aşırı sönümlü titreşimler olarak adlandırılır. Bu denklemde $x = e^{\lambda t}$ dönüşümü yapılırsa denklemin kökleri (eigenvalue) bulunabilir. Bu denkleme öz değer problemi denir.

$$(m\lambda^2 + c\lambda + k)e^{\lambda t} = 0 \quad (4.5)$$

$$\lambda^2 + \frac{c}{m}\lambda + \frac{k}{m} = 0 \quad (4.6)$$

denklemin iki kökü,

$$\lambda_{1,2} = -\frac{c}{2m} \pm \sqrt{\left(\frac{c}{2m}\right)^2 - \left(\frac{k}{m}\right)} \quad (4.7)$$

şeklinde bulunur.

4.4.1.1. Tek Serbestlik Dereceli Sönümsüz Serbest Titreşim:

Yukarıdaki şekilde görüldüğü gibi m kütlesi denge konumundan ayrıldıktan sonra belli bir hızla veya hızsız olarak kendi haline bırakılırsa m kütlesi x doğrultusunda ileri geri hareket etmeye, titreşim hareketi yapmaya başlayacaktır. Titreşim hareketini teşvik eden bir dış etken ve bu harekete karşı koyan bir sönüm olmadığından, meydana gelen titreşim sönümsüz serbest titreşimdir.

Bu titreşime ait diferansiyel denklem, Newton kanununa göre,

$$m\ddot{x} + kx = 0 \quad (4.8)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklem sabit katsayılı diferansiyel denklem olduğundan, genel çözüm için

$\ddot{x} = w_n^2$ dönüşümü yapılırsa denklem

$$mw_n^2 + k = 0 \quad (4.9)$$

halini alır ve denklemin kökleri

$w_n = \pm \sqrt{\frac{k}{m}}$ olarak bulunur. Bu durumda denklemin genel çözümü;

$$x = C_1 e^{jw_n t} + C_2 e^{-jw_n t} \quad (4.10)$$

ve buradan da ,

$$x = A \cos w_n t + B \sin w_n t \quad (4.11)$$

veya

$$x = A_0 \cos(wt + \varphi) \quad (4.12)$$

şeklinde yazılabilir. Bu denklemlerin içerdiği C_1, C_2 , A, B ve φ sabitleri başlangıç şartlarından tayin edilebilir. Burada w_n sistemin dairesel frekansı yada dairesel doğal frekansı olarak adlandırılır. Örneğin $t = 0$ için $x = x_0$ ve $v = v_0$ başlangıç şartları verilirse ;

$$x = A \cos w_n t + B \sin w_n t \quad (4.13)$$

denkleminin t'ye göre türevi alınırsa

$$\dot{x} = v = -Aw_n \sin w_n t + Bw_n \cos w_n t \quad (4.14)$$

elde edilir. Başlangıç şartları yerine yazılırsa ;

$$t=0 \text{ için } x = x_0 \text{ dan } x_0 = A$$

$$t=0 \text{ için } v = v_0 \text{ dan } v_0 = Bw_n \quad \text{bulunur bunlar ana denklemde yerine yazılırsa}$$

$$x = x_0 \cos w_n t + \frac{v_0}{w_n} \sin w_n t \quad (4.15)$$

şeklinde genel çözüm elde edilmiş olur.

Yukarıda da görüldüğü gibi yapının doğal frekansı sadece kütle ve yay sabitine bağlıdır.

Alternatif olarak yukarıdaki denklem

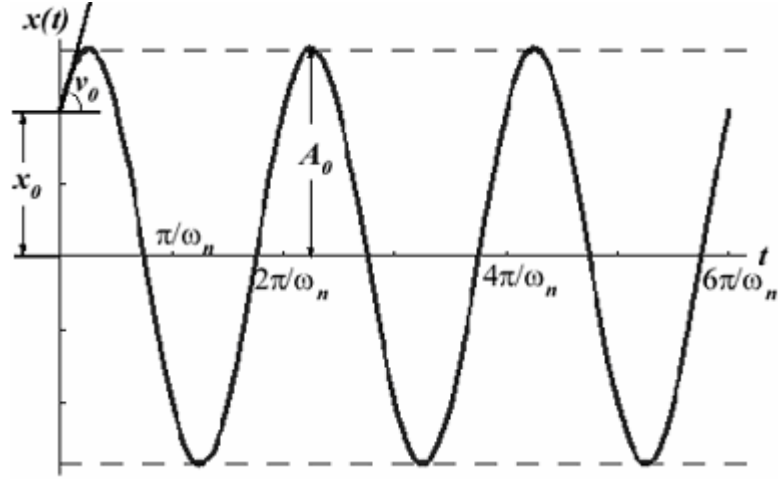
$$x(t) = A_0 \cos(w_n t - \varphi_0) \quad (4.16)$$

şeklinde yazılabilir. Burada ;

$$A_0 = \sqrt{x_0^2 + \left(\frac{v_0}{w_n}\right)^2}$$

$$\varphi_0 = \tan^{-1}\left(\frac{v_0}{x_0 w_n}\right) \quad (4.17)$$

şeklinde ifade edilmiştir.



Şekil 4.5 Zamana bağlı Sönümsüz serbest titreşim

4.4.1.2. Tek Serbestlik Dereceli Sönümlü Serbest Titreşim:

Genelde serbest titreşimler sonsuza kadar devam etmezler; sistemin içinde barındırdığı yada sisteme ilave edilmiş harekete karşı koyan dirençlerle sönümlendirilirler. Harekete karşı koyan bu direnç genellikle hıza bağlıdır.

Herhangi bir dış kuvvet uygulanmamış tek serbestlik dereceli sistemin genel hareket denklemi;

$$m\ddot{x} + c_v \dot{x} + kx = 0 \quad (4.19)$$

yapı serbest titreşim sergilediğinden denklemin sağ tarafı sıfırdır. Burada $x = e^{\lambda t}$ dönüşümü yapılırsa denklem,

$$(m\lambda^2 + c\lambda + k)e^{\lambda t} = 0 \quad (4.20)$$

halini alır. Bu denklemin sıfır olabilmesi için parantez içindeki değerin sıfıra eşit olması gerekir. Daha sonra denklemin her tarafı m ile bölünürse,

$$\lambda^2 + \frac{c}{m}\lambda + \frac{k}{m} = 0 \quad (4.21)$$

elde edilir. Bu denklemin genel çözümü için

$$x = Ae^{\lambda_1 t} + Be^{\lambda_2 t} \quad (4.22)$$

eşitliğinden yararlanılabilir. Burada A ve B katsayıları verilen başlangıç şartları $x(0)$ ve $\dot{x}(0)$ ile bulunabilir. (4.22) denklemi (4.7) eşitliğinde yerine yazılırsa ,

$$x = e^{-(c/2m)t} \left(Ae^{\sqrt{(c/2m)^2 - (k/m)t}} + Be^{-\sqrt{(c/2m)^2 - (k/m)t}} \right) \quad (4.23)$$

elde edilir. Bu denklemdaki $(c/2m)^2$ sönüm teriminin k/m ifadesi ile aralarındaki ilişkiye bağlı olarak sistem isimlendirilir. Kısaca, sönümlü serbest titreşim probleminin köklerine bağlı olarak sistem üç kısımda incelenir.

- 1- Eğer $c_v^2 - 4mk < 0$ ise, (zayıf)sönümlü sistem,
- 2- Eğer $c_v^2 - 4mk = 0$ ise, kritik sönümlü sistem,
- 3- Eğer $c_v^2 - 4mk > 0$ ise, aşırı sönümlü sistem denir.

Titreşimin salınımlı ve salınımsız hareketleri arasındaki limit değerine kritik sönüm denir ve c_c ile gösterilir. Kritik sönüm halinde

$$\left(\frac{c_c}{2m}\right)^2 = \frac{k}{m} = w_n^2 \quad (4.24)$$

$$c_c = 2m\sqrt{\frac{k}{m}} = 2mw_n \quad (4.25)$$

elde edilir ve herhangi bir sönüm değeri böylece kritik sönüm değeri cinsinden ifade edilebilir ki buna sönüm oranı denir.

$$\zeta = \frac{c_v}{c_c} \quad (4.26)$$

$$\frac{c}{2m} = \zeta \frac{c_c}{2m} = \zeta w_n \quad (4.27)$$

Buradan (4.7) denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\lambda_{1,2} = (-\zeta \mp \sqrt{1 - \zeta^2}) w_n \quad (4.28)$$

sönümlü titreşim frekansı da aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$w_d = \sqrt{1 - \zeta^2} w_n \quad (4.29)$$

4.4.1.2.1. Sönümlü Sistem:

$c_v^2 - 4mk < 0$, ($\zeta < 1$ yada $c_v < c_c$) olduğu zaman yukarıdaki denklem, karmaşık eşlenikli köklere sahip olur ve denklem çözümleri;

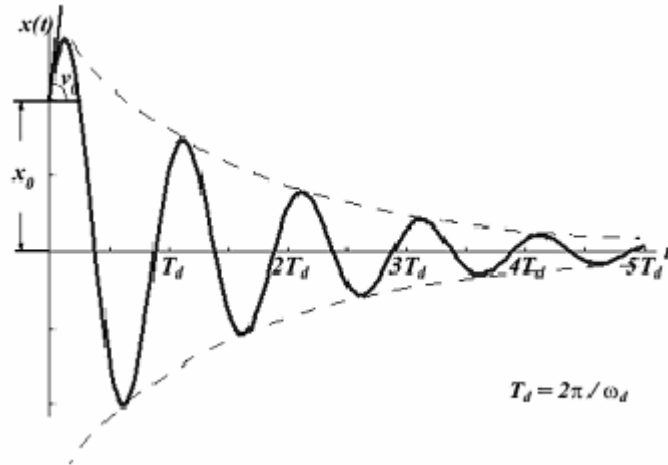
$$\begin{aligned}
x(t) &= c_1 e^{\left(-\zeta + i\sqrt{1-\zeta^2}\right)w_n t} + c_2 e^{\left(-\zeta - i\sqrt{1-\zeta^2}\right)w_n t} \\
&= e^{-\zeta w_n t} \left[d_1 \cos(w_d t) + d_2 \sin(w_d t) \right] \\
\Rightarrow x(t) &= e^{-\zeta w_n t} \left[x_0 \cos(w_d t) + \frac{v_0 + \zeta w_n x_0}{w_d} \sin(w_d t) \right]
\end{aligned} \tag{4.30}$$

Bu denkleme alternatif ve denk bir çözüm,

$$x(t) = A_0 e^{-\zeta w_n t} \cos(w_d t - \varphi_0) \tag{4.31}$$

olarak bulunur.

Sönümlü sistemin yer değiştirme eğrisi aşağıdaki gibidir ;



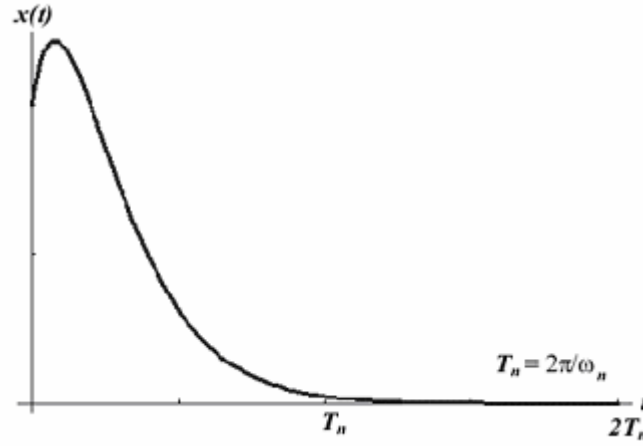
Şekil 4.6 Sönümlü sistem yer değiştirme eğrisi (Pasin 2000)

4.4.1.2.2. Kritik Sönümlü Sistem:

$c_v^2 - 4mk = 0$ ($\zeta = 0$ yada $c_v < c_c$) ise bu sistem kritik sönümlü sistemdir ve denklemin tekrarlı gerçekte kökleri vardır. Bu tip sistemler için yer değiştirme denklemi,

$$\begin{aligned}
x(t) &= (c_1 + c_2 t) e^{-w_n t} \\
\Rightarrow x(t) &= e^{-w_n t} \left[x_0 + (v_0 + w_n x_0) t \right]
\end{aligned} \tag{4.32}$$

Kritik sönümlü sistemin pozitif başlangıç yer değişimi ve hızına bağlı olarak yer değiştirme eğrisi,



Şekil 4.7 Kritik sönümlü sistemin yer değiştirme eğrisi (Pasin 2000)

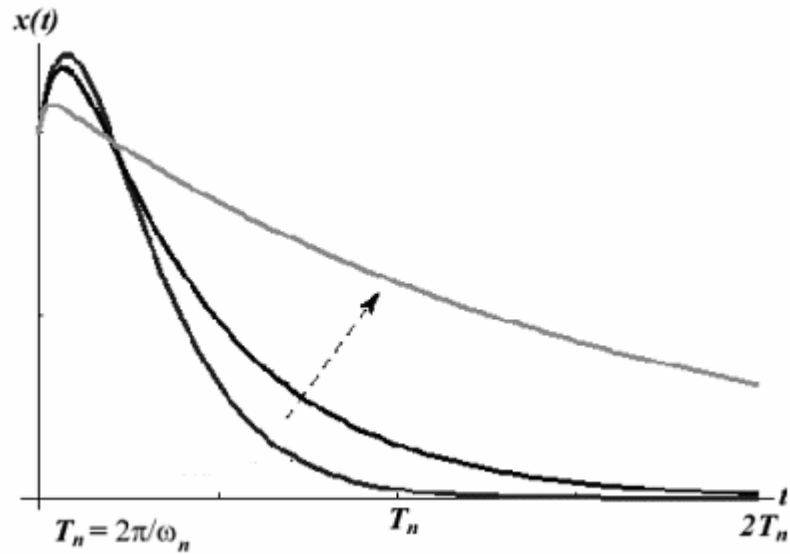
4.4.1.2.3. Aşırı Sönümlü Sistem:

$c_v^2 - 4mk > 0$ ($\zeta > 0$ yada $c_v > c_c$) ise bu tip sistemlere aşırı sönümlü sistemler denir ve denklemin birbirinden farklı iki kökü olduğu bulunur. Bu tip sistemlerin yer değiştirme çözüm denklemleri,

$$x(t) = c_1 e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + c_2 e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t}$$

$$\Rightarrow x(t) = \frac{x_0 \omega_n (\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1}) + v_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} e^{(-\zeta + \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t} + \frac{-x_0 \omega_n (\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1}) - v_0}{2\omega_n \sqrt{\zeta^2 - 1}} e^{(-\zeta - \sqrt{\zeta^2 - 1})\omega_n t}$$

şeklindedir. Aşırı sönümlü sistemin yer değiştirme eğrisi aşağıdaki gibidir,



Şekil 4.8 Aşırı sönümlü sistemin yer değiştirme eğrisi (Pasin 2000)

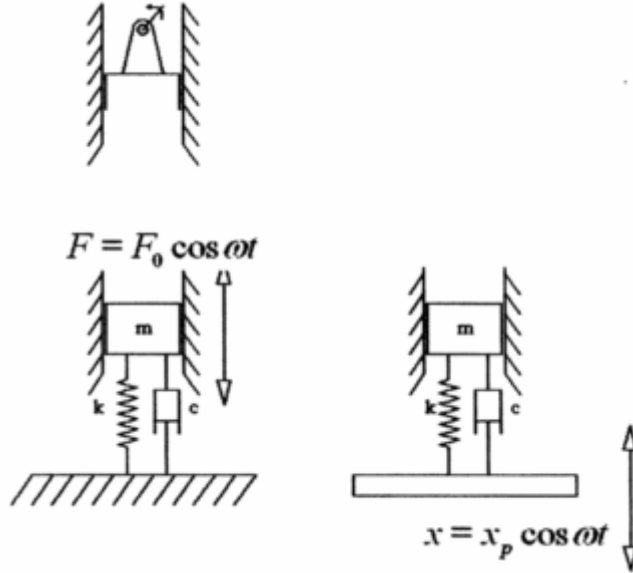
Aşırı sönümlü sistemin hareketi başlangıç koşulları ne olursa olsun periyodik değildir. Eğer sönüm oranı aşırı büyükse $\zeta \gg 1$ yer değiştirme çözümü yaklaşık olarak,

$$x(t) \approx x_0 + \frac{v_0}{2\zeta\omega_n}(1 - e^{-2\zeta\omega_n t}) \quad (4.33)$$

şeklinde verilir.

4.4.2. Zorlanmış Titreşimler :

Zorlanmış titreşimler, ya yön değiştiren kuvvetler sonucu ya da yay tespit noktasının hareketi sonucu ortaya çıkmaktadır. Aşağıda ki şekilde görüldüğü gibi kütle, yay ve sönüm sistemine dış kuvvetin etkisi sonucu oluşan hareket denklemi,



Şekil 4.9 Zorlanmış titreşimlerin doğuşu (Pasin 2000)

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (4.34)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $F=F(t)$ fonksiyonu bir çok tesir çeşidine göre yazılabilir. Ancak burada lineer titreşim sistemi karakteristiğini en iyi şekilde veren aşağıdaki harmonik fonksiyon kullanılacaktır.

$$F(t) = F_0 \cos \omega t \quad (4.35)$$

Bunun ana denklemde yerine yazacak olursak sistemin hareket denklemi,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \cos \omega t \quad (4.36)$$

şeklinde elde edilir.

Yay tespit noktası hareketiyle tahrik edilmiş sistemlerde ise hareket denkleminin elde edilmesi için, üç hareketin karşılıklı tesirlerinin hesaba alınması gerekmektedir.

Bunlar,

- m kütesinin x ile gösterilen mutlak hareketi
- $x_p = x_p \cos wt$ ile verilen tespit noktası hareketi (platform hareketi)
- m kütesinin platforma göre izafi hareketi x_r

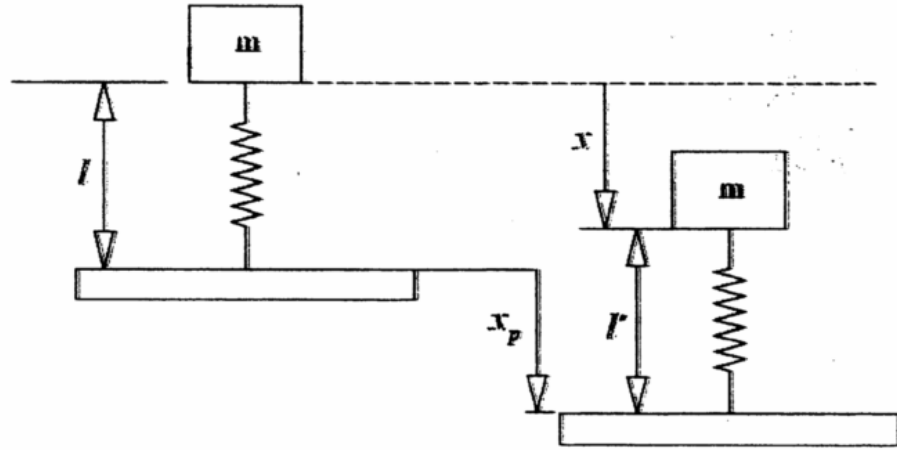
$x, x_p = 0$ olması halinde m kütesinin statik denge konumundan itibaren aşağı yönde ölçülmüş yer değiştirmesi, x_p ve x_r 'ler de yine aşağı yönde pozitif yer değişmeler olsun. Şekil 4.10'dan,

$$x_r = l - l' \quad (4.37)$$

$$x + l' = x_p + l \quad (4.38)$$

$$x_r = x - x_p \quad (4.39)$$

bağıntıları yazılabilir.



Şekil 4.10 Hareketli sistem (Pasin 2000)

m kütesine tesir eden yay ve sönüm kuvvetlerini, x_r izafi hareketi tayin eder.

$$\text{yay kuvveti} = -kx_r = -k(x - x_p)$$

$$\text{Sönüm kuvveti} = -c\dot{x}_r = -c(\dot{x} - \dot{x}_p)$$

bu durumda x mutlak hareketine göre hareketin diferansiyel denklemi,

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kx_p + c\dot{x}_p \quad (4.40)$$

ve burada

$$x_p = x_p \cos wt \quad (4.41)$$

olduğu dikkate alınırsa;

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = kx_p \cos wt - cw x_p \sin wt \quad (4.42)$$

veya

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = x_p (\sqrt{k^2 + c^2 w^2} \cos(wt + \lambda)) \quad (4.43)$$

şeklinde yazılabilir. Burada,

$$\lambda = \arctan \frac{cw}{k} \quad (4.44)$$

dır. m kütesinin platforma göre izafi hareketini gösteren diferansiyel denklem ise,

$$m\ddot{x} = -kx_r - c\dot{x}_r \quad (4.45)$$

denkleminde $\ddot{x} = \ddot{x}_r + \ddot{x}_p$ yazılarak bulunan

$$m\ddot{x}_r + c\dot{x}_r + kx_r = -m\ddot{x}_p \quad (4.46)$$

veya

$$m\ddot{x}_r + c\dot{x}_r + kx_r = mw^2 x_p \cos wt \quad (4.47)$$

diferansiyel denklemdir.

Elde edilen dört hareket denklemi de lineer olduğundan, genel çözüm iki kısımdan ibaret olacaktır. Bunlardan birisi homojen kısım, yani ikinci tarafı sıfır olan diferansiyel denklemin çözümü olup daha önceden incelenilen sönümlü serbest titreşime karşılık gelmektedir. İkinci kısım, özel çözümdür. Bu çözüm homojen çözümün başlangıç şartlarını tayinine yarayan iki sabiti içermesine karşın, bu özel çözüm tamamen bellidir ve zorlanmış titreşim olarak adlandırılır.

Sistemi titreşime zorlayan bir dış etken olduğunda, sönümlü serbest titreşimle zorlanmış titreşimin bileşimi olan genel harekette, başlangıçta serbest titreşim etkisi olmasına karşın belli bir zaman sonrasında bu etki ihmal edilebilecek kadar küçülür ve sadece zorlanmış titreşim önem kazanır. (4.36) denkleminin genel çözümü,

$$x = A_0 e^{-\frac{c}{2m}t} \cos(w_d t - \varepsilon) + X \cos(wt - \psi) \quad (4.48)$$

şeklindedir. Burada zorlanmış titreşim olarak yalnızca

$$x = X \cos(\omega t - \psi) \quad (4.49)$$

kısmı göz önüne alınacaktır ve bunu aşağıdaki gibi ifade edebiliriz,

$$x = A \cos \omega t + B \sin \omega t \quad (4.50)$$

3.79 'un çözüm olabilmesi için 3.62 denklemini sağlaması gerekir.

$m(-A\omega^2 \cos \omega t - B\omega^2 \sin \omega t) + c(-A\omega \sin \omega t + B\omega \cos \omega t) + k(A \cos \omega t + B \sin \omega t) = F_0 \cos \omega t$
her iki taraftaki $\cos \omega t$ ve $\sin \omega t$ 'li terimlerin katsayıları eşitlenirse A ve B bilinmeyenleri için,

$$\begin{aligned} (k - m\omega^2)A + c\omega B &= F_0 \\ -c\omega A + (k - m\omega^2)B &= 0 \end{aligned} \quad (4.51)$$

denklemleri bulunur. Buradan da

$$A = \frac{F_0 (k - m\omega^2)}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \quad (4.52)$$

$$B = \frac{F_0 c\omega}{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2} \quad (4.53)$$

elde edilir. Bunlar (3.79)'da yerine yazılırsa zorlanmış titreşim bulunur. Ancak çözümün çeşitli parametrelere göre incelenmesi bakımından (3.78)'de olduğu gibi incelenmesi daha uygundur. Bu bakımdan $x = \sqrt{A^2 + B^2}$ ve $\tan \psi = \frac{B}{A}$ ifadelerinden yola çıkarak

$$x = F_0 \frac{1}{\sqrt{(k - m\omega^2)^2 + (c\omega)^2}} \quad (4.54)$$

$$\tan \psi = \frac{c\omega}{k - m\omega^2} \quad (4.55)$$

bulunur. Buradan $x_{st} = \frac{F_0}{k}$, $\omega_n^2 = \frac{k}{m}$, $\eta = \frac{c}{2m\omega_n}$, $k = m\omega_n^2 = \frac{c^2}{2}$ olmak üzere

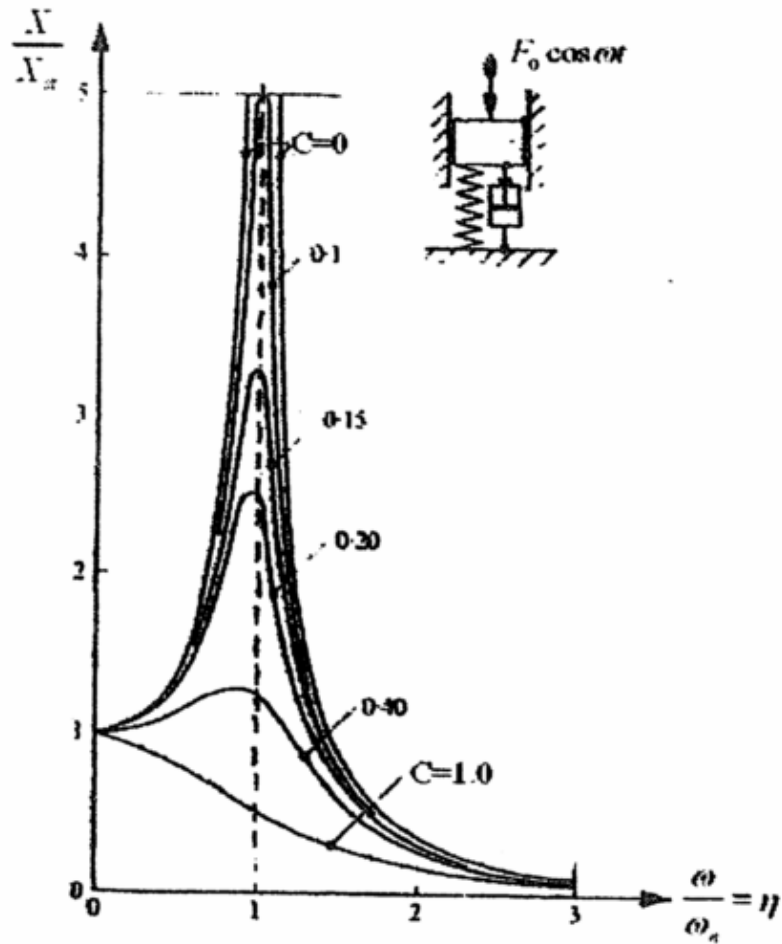
$$V = \frac{x}{x_{st}} = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2}} \quad (4.56)$$

$$\tan \psi = \frac{2\zeta\eta}{1 - \eta^2} \quad (4.57)$$

elde edilir.

V 'ye dinamik büyütme katsayısı denir ve $F_0 = \cos wt$ ile tahrik edilen zorlanmış titreşimin genliğinin, $F = F_0$ sabit kuvveti altında yayın uzamasına oranını ifade eder. ψ ise, her ikisi de harmonik değişen zorlayıcı kuvvet ile zorlanmış titreşim arasındaki faz açısını göstermektedir.

ζ ve η parametrelerinin değişik değerleri için V büyütme katsayısının ve ψ faz gecikmesinin aldığı değerler ilgi çekicidir. Bu amaçla ζ parametresinin değişik değerleri için $V=V(\eta;\zeta)$ fonksiyonu η , V düzleminde çizilerek V 'nin η 'ye göre değişimi aşağıdaki şekilde verilmiştir.



Şekil 4.11 Sabit genlikli kuvvet için rezonans diyagramı (Pasin 2000)

Sistemin sönümsüz yani $\zeta=0$ olması halinde

$$V = \frac{1}{|1-\eta^2|} \quad (4.58)$$

olur. Bu ise, $\eta = 1$ için yani $w = w_n$ olduğu zaman, V 'nin sonsuza gittiğini, $\eta = 0$ için $V = 1$ ve $\eta \rightarrow \infty$ için $V = 0$ olduğunu göstermektedir. İşte zorlayıcı kuvvetin frekansı sistemin doğal frekansına eşit olduğu zaman V 'nin dolayısıyla da titreşim genliğinin sonsuza gitmesine *rezonans* ve $w = w_n$ 'e de *rezonans frekansı* denir.

Sönüm olması halinde büyütme eğrilerinin hepsi $\zeta = 0$ halindeki eğrilerin altında kalır, hepsi $\eta = 0$ değeri için $V = 1$ değerine sahiptir ve $\eta \rightarrow \infty$ için sifıra yaklaşır.

Bütün eğriler, ζ 'nin değerine bağlı olmaksızın (0,1) noktasından geçmesi, $w = 0$ 'ın statik yükü temsil etmesi, dolayısıyla sönümün ortaya çıkmadığı gerçeği ile açıklanabilir. $\eta \rightarrow \infty$ için $V \rightarrow 0$ olması ise kütlelerin, kuvvetin sonsuz hızla yaptığı değişmeyi takip edememesi ve basitçe statik denge konumunda kalması şeklinde yorumlanabilir. Bu noktaların dışında sönümün büyümesi ile genlikler azalır.

Sönümün mevcut olması halinde, genliğin hiçbir η için sonsuz olmadığı, fakat çoğu zaman rezonans frekansında bir maksimum değere ulaştığı görülmektedir. Bu frekans (4.56) eşitliğinin türevi alınarak bulunur.

$$\frac{dV}{d\eta} = \frac{-\frac{2(1-\eta^2)(-2\eta) + 8\zeta^2\eta}{2\sqrt{(-1\eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2}}}{\left((1-\eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2\right)} = \frac{-\eta[-2(1-\eta^2) + 4\zeta^2]}{\left[(1-\eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2\right]^{3/4}} \quad (4.59)$$

$\eta = 0$, daha önce anlatılan (0,1) noktasındaki minimuma denk gelir. Aranılan maksimum genlik ise

$$\eta_0 = \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (4.60)$$

frekansı için ortaya çıkar. $w_d = w_n = \sqrt{1 - 2\zeta^2}$ olduğundan, bu rezonans frekansı sönümlü titreşimlerin doğal frekansından farklı ve ondan biraz küçüktür. Maksimumun mevcut olması için $1 - 2\zeta^2 > 0$ yani $\zeta < 1/\sqrt{2}$ olmalıdır.

Bu maksimum genliğin değeri ise (4.56)'da $\eta = \sqrt{1 - 2\zeta^2}$ konularak elde edilir.

$$V_{\max} = \frac{1}{\sqrt{(1 - 1 + \zeta^2)^2 + 4\zeta^2(1 - 2\zeta^2)}} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1 - \zeta^2}} \quad (4.61)$$

(4.60) ve (4.61) formüllerinden, büyütme eğrisinin tepe noktalarının ζ büyüdükçe sola ve aşağı doğru kaydığı görülür.

Diğer taraftan, özellikle küçük sönümler ($\zeta < 0.2$) halinde η_0 'ın 1'e çok yaklaştığı görülmektedir. Bu bakımdan tepe noktası yerine $\eta = 1$ 'dekideğerler alınabilir. Gerçekten

$$V(1) = \frac{1}{2\zeta} \quad (4.62)$$

olup, (4.61) ile verilen değerden çok az farklıdır.

$\eta=1$ civarında genliklerin büyük değerler alması sonucu, bu durumda çalışan makinelerde, yorulmadan dolayı kırılmalar olur. Önceden de söz edildiği gibi rezonans yeri denilen bu civardaki titreşimler tehlikelidir ve bu civarda çalışılmaktan kaçınılmalıdır.

Sönümsüz halde rezonans durumu da önem teşkil eden konulardan biridir. Öncelikle (4.49) denkleminde genliğin sonsuz olmasının fiziki anlamı anlaşılmalıdır. Ayrıca genliğin sonsuza gitmesi için belirli bir zamana ihtiyaç olması gerekli değildir? Bu soruları cevaplamak için aşağıdaki diferansiyel denkleme göz atalım.

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos w_n t \quad (4.63)$$

Karakteristik denklemin kökleri $\mp j\sqrt{\frac{k}{m}}$ olup, denklemin sağ tarafındaki w_n ile uyushmaktadır. Bu durumda diferansiyel denklemin partiküler çözümünün (4.49) şeklinde değil,

$$x = Ct \sin w_n t + Dt \cos w_n t \quad (4.64)$$

şeklinde olduğu bilinmektedir. Bu çözüm (4.63)'de yerine konulursa,

$$m[2Cw_n \cos w_n t - Cw_n^2 t \sin w_n t - 2Dw_n \sin w_n t - Dw_n^2 t \cos w_n t] + kCt \sin w_n t + kDt \cos w_n t = F_0 \cos w_n t$$

olması için, $2Cw_n m = F_0$ 'dan $C = \frac{F_0}{2mw_n}$ ve $-2Dw_n m = 0$ 'dan $D=0$ bulunur. D'nin 0

olması ile $t \cos w_n t$ 'li terimler kendiliğinden ortadan kalkmakta,

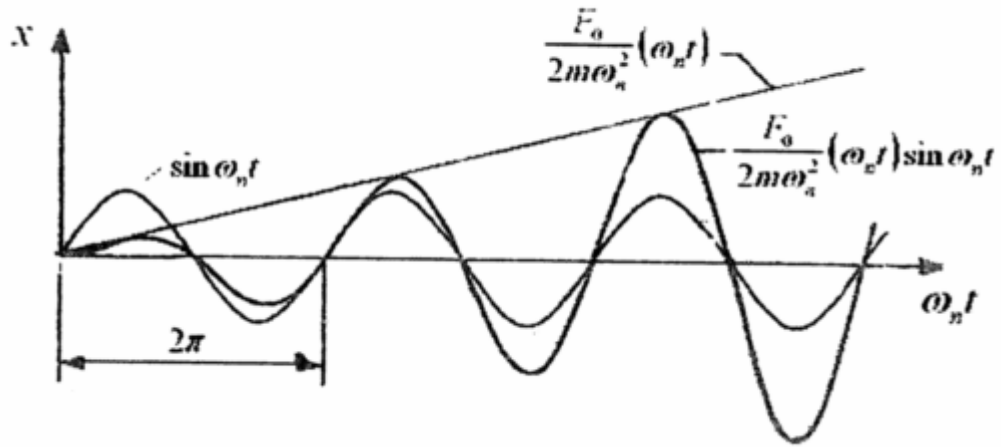
$[-mCw_n^2 + kC] \sin w_n t$ terimlerinin katsayısı ise $w_n^2 = k/m$ olduğundan sıfır

olmaktadır. Bu durum da rezonans halinde zorlanmış titreşim,

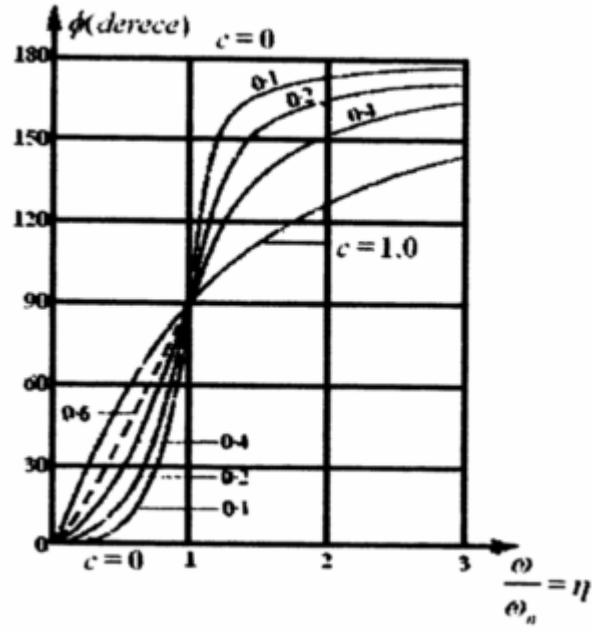
$$x = \frac{F_0}{2m\omega_n} t \sin \omega_n t \quad (4.65)$$

olmaktadır. Bu, $t=0$ için $x=0$, $\dot{x} = 0$ başlangıç şartları altında aynı zamanda genel çözüm demektir. Elde edilen bu titreşim hareketi Şekil 3.20’de gösterilmiştir. Bu hareket diyagramından, genliğin sonsuza gidişinin birden bire değil, zamanla ve lineer olarak artarak meydana geldiği görülebilir.

Faz açılarının değişik sönüm faktörlerine göre η ile değişimini incelemek için (4.57) denkleminin değerlendirilmesi gerekir. Bu şekilde elde edilen sonuçlar Şekil 4.16’deki faz diyagramında verilmiştir. Bu diyagramda sönümün büyüklüğüne bağlı olmaksızın, $\eta = 0$ için $\psi = 0$, $\eta = 1$ için $\psi = \pi/2$ ve $\eta \rightarrow \infty$ için $\psi = \pi$ olduğu görülmektedir. Bundan başka sönümsüz halde, kuvvet ve yer değiştirme rezonans altında aynı, rezonans üzerinde ise zıt fazdadır. Ayrıca $\zeta = 0.6$ civarında ψ ’nin η ile rezonans noktasına doğru neredeyse doğrusal olarak büyüdüğü dikkat çekmektedir. Bu özellikten titreşim ölçüm aletlerinin yapımında istifade edilmektedir.



Şekil 4.12 Sönümsüz halde rezonans (Pasin 2000)



Şekil 4.13 Faz açısı diyagramı (Pasin 2000)

$F = F_0 \cos wt$ tahrik kuvvetinin, $x = X \cos(wt - \psi)$ zorlanmış titreşimi esnasında bir periyot boyunca yaptığı iş,

$$\begin{aligned}
 A &= \int_{t=0}^{t=\frac{2\pi}{w}} F_0 \cos wt \cdot d(X \cos(wt - \psi)) = -F_0 X \int_0^{2\pi} \cos wt \sin(wt - \psi) d(wt) \\
 &= -F_0 X \left[\int_0^{2\pi} \cos \tau \cdot \sin \tau \cos \psi d\tau - \int_0^{2\pi} \cos \tau \cdot \cos \tau \sin \psi d\tau \right] \\
 &= F_0 X \sin \psi \int_0^{2\pi} \frac{1 + \cos 2\tau}{2} d\tau = \pi F_0 X \sin \psi
 \end{aligned}$$

olarak hesaplanır. Diğer taraftan sönüm kuvveti de zorlanmış titreşim esnasında bir iş yapar. Sönüm kuvveti,

$$c\dot{x} = cwx \sin(wt - \psi) \quad (4.66)$$

dir. Buna göre;

$$\begin{aligned}
A_D &= \int_{t=0}^{t=\frac{2\pi}{w}} rwX \sin(wt - \psi) d(X \cos(wt - \psi)) \\
&= -rwX^2 \int_0^{2\pi} \sin(\tau - \psi) \sin(\tau - \psi) d\tau \\
&= -rwX^2 \int_0^{2\pi} \frac{1 - \cos 2(\tau - \psi)}{2} d\tau = -\pi rwX^2
\end{aligned}$$

olur. Zorlanmış yani sabit genlikli titreşimin devam etmesi, daimi olması tahrik kuvvetinin bir periyot esnasında sisteme soktuğu enerjinin sönüm kuvveti tarafından yok edilmesinin gerektirir. Bu durumda, $A + A_D = 0$ olmalıdır.

Birde genliği frekansa bağlı harmonik kuvvetle tahrik hali vardır. Burada daha öncede elde edilen

$$m\ddot{x} + r\dot{x} + kx = mew^2 \cos wt \quad (4.67)$$

denkleminin çözümü söz konusudur. w dairesel frekansı t ile değişmediğinden mew^2 zamana göre bir sabitten ibarettir. Bu yüzden daha önce elde edilen çözümde F_0 yerine mew^2 koymak çözümü elde etmek için yeterlidir. Bu durumda,

$$X = mew^2 \frac{1}{\sqrt{(k - mw^2)^2 + rw^2}} \quad (4.68)$$

$$\tan \psi = \frac{rw}{k - mw^2}$$

yazılabilir. Faz açısı bakımından herhangi bir değişiklik olmadığı görülmektedir. Genlik ise e 'ye oranlanarak, V ' büyütme faktörü:

$$V' = \frac{X}{e} = \left(\frac{w}{w_n} \right)^2 \frac{1}{\sqrt{\left[1 - \left(\frac{w}{w_n} \right)^2 \right]^2 + \left(\frac{rw}{k} \right)^2}} \quad (4.69)$$

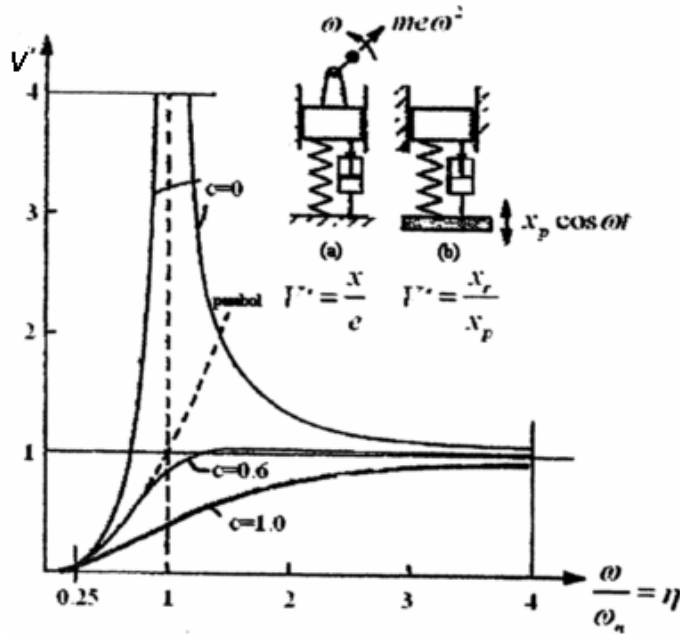
şeklinde elde edilir. Daha önce kullanılan gösterimlerle sonuç,

$$V' = \frac{\eta^2}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2 + 4\zeta^2\eta^2}} \quad (4.70)$$

$$\tan \psi = \frac{2\zeta\eta}{1-\eta^2} \quad (4.71)$$

şeklinde ifade edilir.

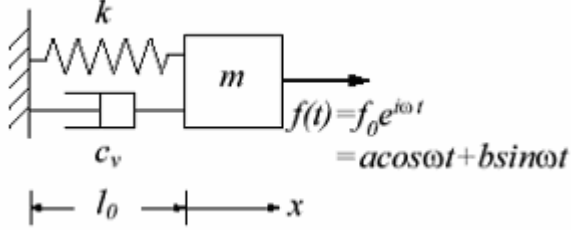
Genliğin zorlayıcı kuvvetin frekansına bağlı olarak nasıl değiştiğini, η ve V' düzleminde ζ parametresinin değişik değerleri için çizilen eğrilerle takip edilebilir. Bu şekilde elde edilen eğriler Şekil 4.14'de gösterilmiştir. Faz açıları için Şekil 4.13'deki diyagram geçerlidir. (4.70) denkleminden $V' = \eta^2 V$ olduğu, sönüm faktörü ζ ne olursa olsun, $\eta = 0$ için $V' = 0$, $\eta \rightarrow \infty$ için $V' = 1$ olduğu görülmektedir. $\zeta = 0$ halinde $\eta = 1$ için rezonans ortaya çıktığı V' 'nin de sonsuza gittiği anlaşılmaktadır. $\zeta \neq 0$ hallerinde ise, yine $\eta = 1$ civarında genlik maksimum değere ulaşır. Bu defa maksimumlar $\eta = 1$ 'in sağında bulunur ve ζ büyüdükçe maksimum değerler küçülür. $V'\left(\frac{1}{\eta}\right) = V(\eta)$ veya $V'\left(\frac{1}{\eta}\right) = V'(\eta)$ olduğundan, $V'(\eta)$ için yapılan incelemeler ve elde edilen sonuçlardan doğrudan yararlanılabilir. $V'(\eta)$ 'nin incelenmesinde bulunan sonuçlar, V' için $\frac{1}{\eta}$ noktasında geçerli olur. Örneğin maksimum genlik $\frac{1}{\eta} = \sqrt{1-2\zeta^2}$ 'de ortaya çıkar.



Şekil 4.14 Rezonans diyagramı (Pasin 2000)

4.4.2.1. Harmonik Etki Altındaki Tek Serbestlik Dereceli Sistemler:

Tek serbestlik dereceli sisteme bir kuvvet $f(t)$ uygulanırsa, yer değiştirme çözümü $x(t)$ iki kısım içerecektir, genel çözüm ve özel çözüm



Uygulanan kuvvet fonksiyonu harmonik ise (fonksiyon sinüs ve cosinus fonksiyonları içeriyorsa, bu kompleks üstel $e^{i\omega t}$ şeklinde tanımlanabilir. Tanımsız katsayılar yöntemi kullanılarak özel çözüm bulunur,

$$x_p(t) = \frac{f_0}{(k - m\omega^2) + i c \omega} e^{i\omega t} \quad (4.72)$$

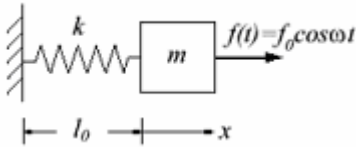
Sönümsüz $c_v = 0$ ve harmonik etki altındaki bir sistem için toplam yer değiştirme,

$$x(t) = d_1 \cos \omega_n t + d_2 \sin \omega_n t + \frac{f_0}{k - m\omega^2} e^{i\omega t}$$

$$\Rightarrow x(t) = \left(x_0 - \frac{f_0}{k - m\omega^2} \right) \cos \omega_n t + \left(\frac{v_0 - \frac{i e f_0}{k - m\omega^2}}{\omega_n} \right) \sin \omega_n t + \frac{f_0}{k - m\omega^2} e^{i\omega t}$$

Eğer uygulanan kuvvet frekansı doğal frekansa çok yakın olursa $x(t)$ paydası sıfıra yaklaşacağından sistem rezonansa (çok büyük yer değiştirme) girecektir.

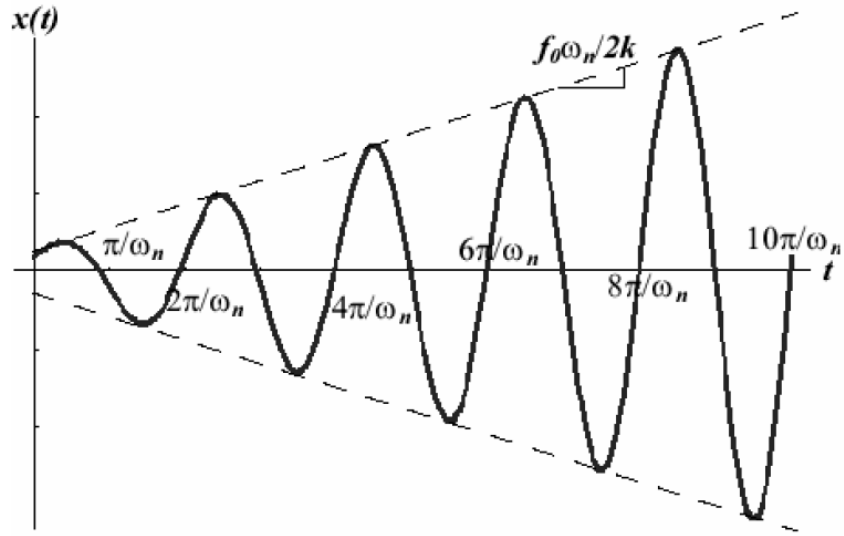
Uygulanan kuvvetin sadece cosinus fonksiyonu içerdiği düşünülürse,



$$x(t) = x_0 \cos \omega_n t + \frac{v_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \lim_{\omega \rightarrow \omega_n} \left\{ \frac{f_0}{k - m\omega^2} (\cos \omega t - \cos \omega_n t) \right\}$$

$$= x_0 \cos \omega_n t + \frac{v_0}{\omega_n} \sin \omega_n t + \frac{f_0 \omega_n t}{2k} \sin \omega_n t$$

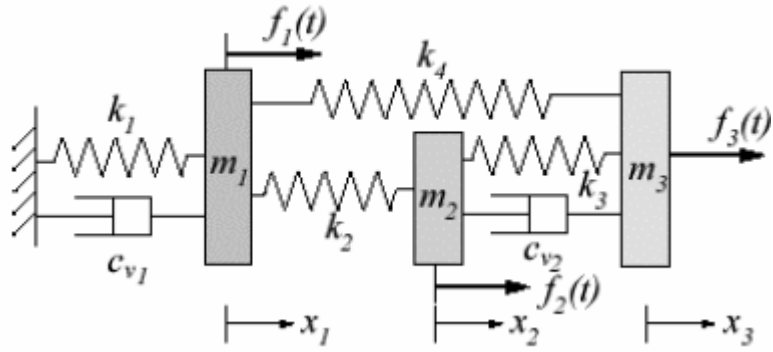
$\underbrace{\hspace{10em}}$ Serbest titreşim
 $\underbrace{\hspace{10em}}$ lineer artan genlik



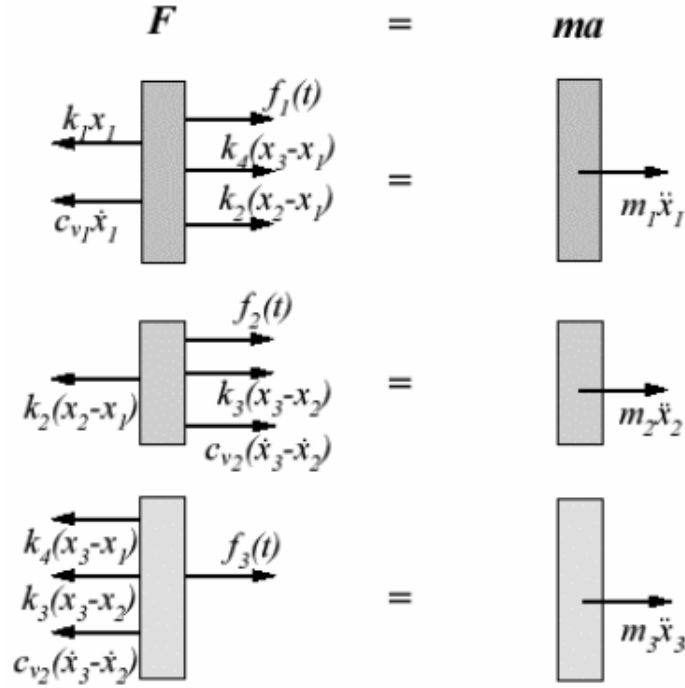
Şekil 4.15 Harmonik etki altındaki sistemin hareketi

4.4.3. Çok Serbestlik Dereceli (MDOF) Sistemin Hareket Denklemi:

Bu bölümde üç serbestlik dereceli bir sistemin hareket denklemi açıklanacaktır. Burada sistemin hareket denkleminin çıkarılabilmesi için kütlelerin pozisyonunun ve serbest hareket denklemlerinin ayrı ayrı bilinmesi gerekir.



Bu sistemin hareket denklemi Newton'un ikinci hareket kanunundan ($F=m.a$) hareketle serbest hareket diyagramlarından elde edilebilir.



$$\begin{aligned}
 m_1 \ddot{x}_1 + c_{v1} \dot{x}_1 + (k_1 + k_2 + k_4)x_1 - k_2 x_2 - k_4 x_3 &= f_1(t) \\
 m_2 \ddot{x}_2 + c_{v2} \dot{x}_2 - c_{v2} \dot{x}_3 + (k_2 + k_3)x_2 - k_2 x_1 - k_3 x_3 &= f_2(t) \\
 m_3 \ddot{x}_3 + c_{v2} \dot{x}_3 - c_{v2} \dot{x}_2 + (k_3 + k_4)x_3 - k_3 x_2 - k_4 x_1 &= f_3(t)
 \end{aligned}$$

bu denklemler matris formunda ifade edilebilir,

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_2 & 0 \\ 0 & 0 & m_3 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \\ \ddot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_{v1} & 0 & 0 \\ 0 & c_{v2} & -c_{v2} \\ 0 & -c_{v2} & c_{v2} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \\ \dot{x}_3 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_1 + k_2 + k_4 & -k_2 & -k_4 \\ -k_2 & k_2 + k_3 & -k_3 \\ -k_4 & -k_3 & k_3 + k_4 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ x_3 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_1(t) \\ f_2(t) \\ f_3(t) \end{bmatrix}$$

Yukarıdaki katsayılar matrisinden de görülebildiği gibi köşegen matris terimleri pozitif değerde ve ilgili parça ile etkileşim halindeki katsayılarıdır. Köşegen matris dışındaki terimler negatif ve simetrik. Bu terimler iki parça arası etkileşimi ifade eder ve bu iki parça üzerlerindeki etkileri eşittir. Bu terimlerin negatif olma sebepleri birbirine bağlı elemanların izafi yer değiştirmelerinden kaynaklanmaktadır.

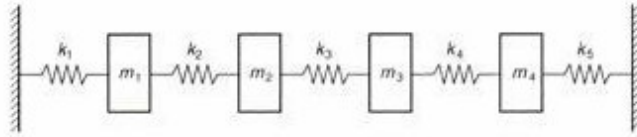
Kısacası bir sistemdeki her serbestlik derecesi sayısı bu katsayılar matrisinin boyutunu etkilemektedir. Buda sonlu elemanlar modeli analizlerinde eleman sayısı yani serbestlik derecesi arttıkça çözüm süresinin artış nedenini açıklamaktadır. Bu katsayılar matrisi kısaca aşağıdaki gibi yazılabilir,

$$[M]\ddot{X} + [C]\dot{X} + [K]X = [F] \quad (4.73)$$

Örneğin sönümsüz serbest titreşim gösteren sistemin hareket denklemini aşağıdaki gibi de yazmak mümkündür,

$$([K] - w^2[M])\{\psi\} = 0 \quad (4.74)$$

Burada $[M]$ kütle katsayılar matrisini ve $[K]$ rijitlik matrisini ifade etmektedir. Bu denklemin çözümü ile öz değerler (eigenvalue) w^2 ve öz vektörler (eigenvector) ψ bulunur. Bulunan bu öz değerlerin kare kökü sistemin doğal frekanslarını ve öz vektörleri de mod şekillerini vermektedir.



Yukarıda verilen sistemde $k_{1,2,3,4,5} = 1000 \text{ N/m}$ ve $m_{1,2,3,4,5} = 1 \text{ kg}$ verilmiştir. Bu durumda sistemi kütle ve rijitlik katsayılar matrisi aşağıdaki gibi yazılır,

$$[M] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \text{ kg} \quad \text{ve} \quad [K] = \begin{bmatrix} 2000 & -1000 & 0 & 0 \\ -1000 & 2000 & -1000 & 0 \\ 0 & -1000 & 2000 & -1000 \\ 0 & 0 & -1000 & 2000 \end{bmatrix} \text{ N/m}$$

(5.1) denkleminin öz değer çözümü, sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerinin gösteren öz değer ve öz vektörlerin bulunmasını sağlar,

$$\begin{aligned} w_1^2 &= 381,967(\text{rad/s})^2 & w_2^2 &= 1381,97(\text{rad/s})^2 \\ w_3^2 &= 2618,03(\text{rad/s})^2 & w_4^2 &= 3618,03(\text{rad/s})^2 \end{aligned}$$

ve

$$\{\psi\}_1 = \begin{Bmatrix} 0,37363 \\ 0,60455 \\ 0,60455 \\ 0,37363 \end{Bmatrix} \quad \{\psi\}_2 = \begin{Bmatrix} -0,36180 \\ -0,22361 \\ 0,22361 \\ 0,36180 \end{Bmatrix}$$

$$\{\psi\}_3 = \begin{Bmatrix} -0,44721 \\ 0,27639 \\ 0,27639 \\ -0,44721 \end{Bmatrix} \quad \{\psi\}_4 = \begin{Bmatrix} -0,82706 \\ 1,33821 \\ -1,33821 \\ 0,82706 \end{Bmatrix}$$

Genellikle modal analiz problemlerinde öz değer ve öz vektör değerlerinin bir matriste toplanması daha elverişli ve çözüm açısından daha kolaydır.

$$\text{Doğal frekans matrisi } w_r^2 = \begin{bmatrix} w_1^2 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & w_2^2 & \dots & 0 \\ \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & w_n^2 \end{bmatrix}$$

$$[\psi] = \begin{bmatrix} 0,37363 & -0,36180 & -0,44721 & -0,82706 \\ 0,60455 & -0,22361 & 0,27369 & 1,33821 \\ 0,60455 & 0,22361 & 0,27639 & -1,33821 \\ 0,37363 & 0,36180 & -0,44721 & 0,82706 \end{bmatrix}$$

Tüm bu hazırlanan katsayılar matrisleri daha sonra denklemde yerlerine yazılır.

$$[K]\{\psi\} = [M]\{\psi\}[w_r^2] \quad (4.75)$$

5. AKUSTİK BİLGİSİ:

5.1. Giriş :

Sesle ilgilenen bilime Akustik adı verilir ve bu bilim dalı, sesin üretilmesi, yayılması ve algılanması ile ilgili tüm alanları kapsamaktadır.

Ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklindedir ve sesin tanımı, kulak tarafından algılanabilen hava, su yada benzeri bir ortamdaki basınç değişimi olarak verilebilir. Bilindiği gibi sesin genel anlamda sebebi titreşimdir. Mekanik titreşimler çoğu zaman duyulabilir titreşimlerdir. Bu titreşimler katı ortamda, mekanik temas yoluyla yayılabileceği gibi, akışkanlar içinde de yayılabilir. Yani titreşimin yayılabilmesi için sadece yapısal temas gerekmez. Sesin doğuşu ve yayılmasında da aynı durum geçerlidir, ortamdaki parçacıkların titreşimi ve bu titreşimlerin komşu parçacıklara iletilmesiyle olur. Ortamdaki parçacıkların titreşmesiyle oluşan ses dalgaları havada basınç değişiklikleri yaratır. Bu basınç değişiklikleri kulak tarafından elektrik sinyallerine çevrilir ve beyin tarafından ses olarak algılanır. İşte mekanik titreşimler de etrafındaki hava yada akışkan ortamı bu şekilde harekete geçirerek ses oluşumuna neden olmaktadır. Hava basıncının değişme miktarına ses basıncı denir.

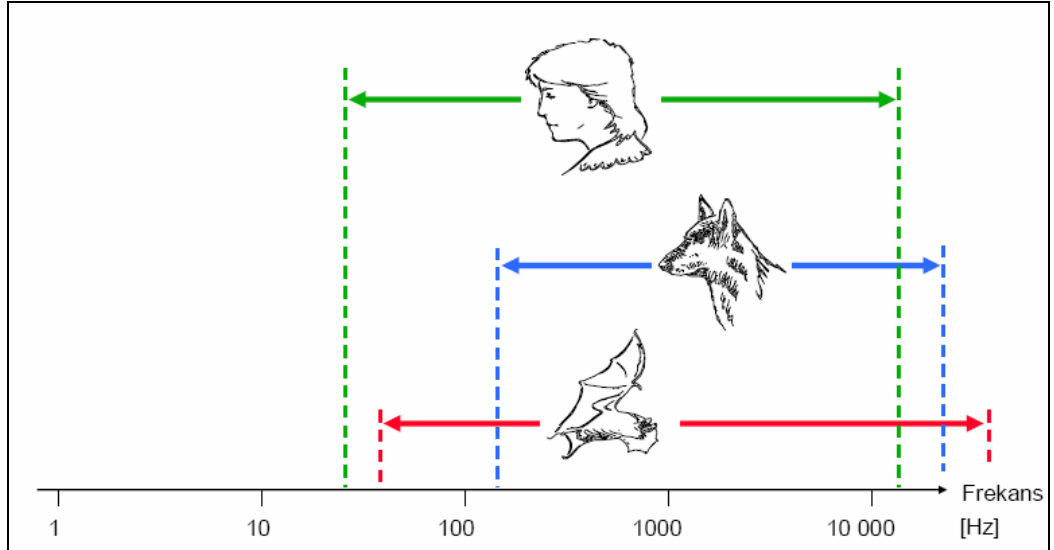
Ses nesnel bir kavramdır. Yani ölçülebilir ve varlığı kişiye bağlı olarak değişmez. Gürültü ise öznel bir kavramdır. Teknolojinin gelişmesiyle gittikçe artan gürültü sorunu, günlük yaşantımızın bir parçası haline gelmiştir. Gürültüyü, hoş gitmeyen, istenmeyen, rahatsız edici ses olarak tanımlayabiliriz. Tanımdan da anlaşılacağı gibi, bir sesin gürültü olarak nitelenip nitelenmemesi kişilere bağlı olarak değişebilir. Dolayısıyla gürültüyü doğru bir şekilde değerlendirebilmek için güvenilir ses ölçümlerinin yapılması gerekmektedir.

5.2. Titreşim ve Ses Arasındaki İlişki :

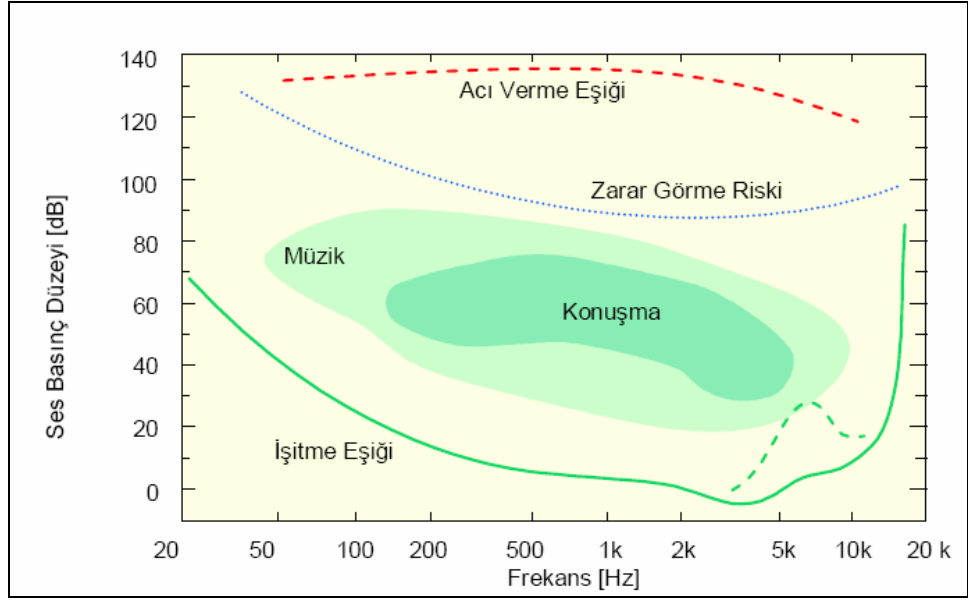
Titreşim vücudumuzla hissedebildiğimiz bir etkidir. Örneğin, gitar ve davul gibi enstrümanların çalınması esnasında gitar tellerine yada davul yüzeyine dokunacak olursak titreştiklerini hissedebiliriz. İşte bu titreşimler etraftaki havaya ve oradan da kulağımıza ses olarak ulaşmaktadır. Hava yoluyla iletilen her titreşimi biz ses olarak duyamayabiliriz. Duyulabilen ses aralığı, onun frekansı (pitch) ve genliği (ses yüksekliği) ile tanımlanmaktadır. Örneğin bir trampelen tarafından üretilen titreşimleri yeterince güçlü olmasına rağmen duyamayız, çünkü insanların duyabileceğinden daha

düşük frekanslıdır. Buna rağmen, çok hafif çalınan gitarın yarattığı sesleri bile duyabiliriz. Çünkü düşük genliğine rağmen gitarın frekansı insanların algılayabileceği aralıktadır. Yani kısacası titreşimin gücü tek başına sesin oluşumu için yeterli değildir. Gitar örneğinde de olduğu gibi, titreşimlerin insan tarafından ses olarak algılanabilmesi için belli frekansların üzerinde olması gerekmektedir. Yine buna ek olarak belli frekansların üzerindeki sesleri de algılayamayız. Ses frekansı (pitch), titreşim gösteren elemanın titreşim frekansına bağlıdır.

Bir insanın duyabileceği ses frekansı aralığı ortalama 20Hz ile 20kHz arasındır. 20Hz altındaki titreşimleri insan algılayabilir fakat duyamaz. İnsanlar 20 ile 200Hz arası frekansları hisseder ve duyabilir fakat 200Hz ile 20kHz arasındaki frekansları sadece duyabilir. 20kHz üzerindeki titreşim yada gürültüyü hissedemez.



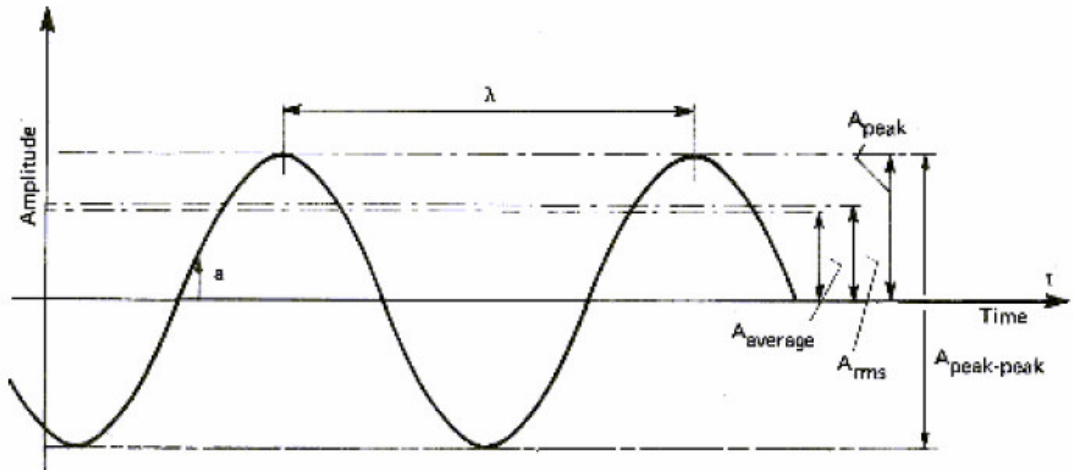
Şekil 5.1 Duyulabilir ses aralığı



Şekil 5.2 İşitme sınırı

5.3. Ses Dalgalarının Özellikleri :

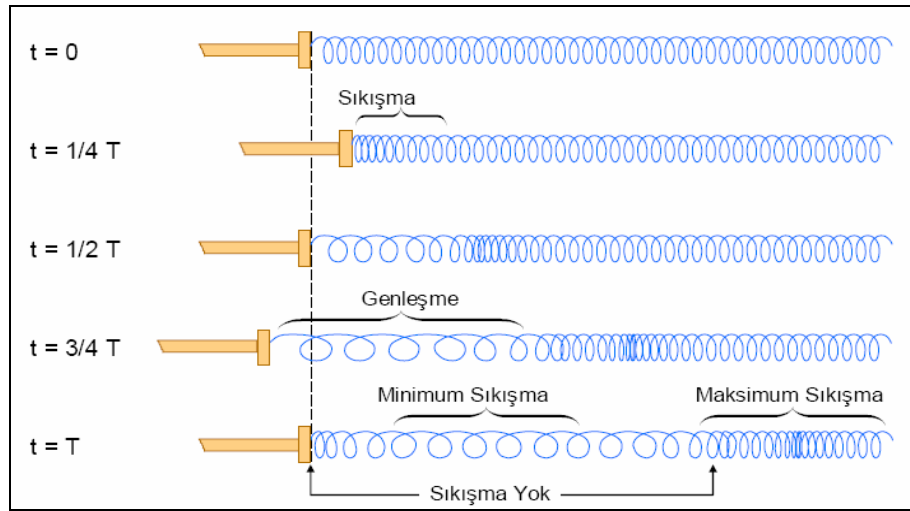
Şekil 5.3 basit bir harmonik ses dalgasının bir noktada oluşturduğu ses basıncının zamanla değişimini göstermektedir. P_0 ile gösterilen basıncın en büyük değerine genlik adı verilir. Ses genliği değişik şekillerde hesaplanabilir. Aşağıdaki şekilde buna örnek verilmiştir.



Şekil 5.3 Sinyal seviyesinin değişik ölçümleri

Sembol	İsim	Tanım
A(ortalama)	Ortalama Genlik	Pozitif genliğin aritmetik ortalaması
A(RMS)	Root Mean Square	Genliğin enerji içeriğine oranı
A(tepe)	Tepe Genliği	Maksimum pozitif genlik
A(tepe-tepe)	Tepeden Tepeye Genlik	Pozitiften negatife maksimum genlik

Basıncın birbirini izleyen en büyük iki değeri arasında geçen zamana periyot (T) adı verilir. Periyodun tersi frekanstır (f) ve sinüs şeklindeki ses dalgalarında bir saniyede gözlenen tepe sayısına frekans adı verilir. İki tepe noktası arası mesafeye de dalga boyu denir. Sesin yayılması yay hareketlerine benzetilebilir. Bir yay sıkıştırıldığında, oluşan bu sıkışma yay boyunca ilerler. Hava molekülleri sıkışıp genleştiğinde de aynı olay meydana gelir; sıkışma ve genleşme hareketi veya başka bir deyişle ses basıncı değişimleri hava içerisinde yayılır.

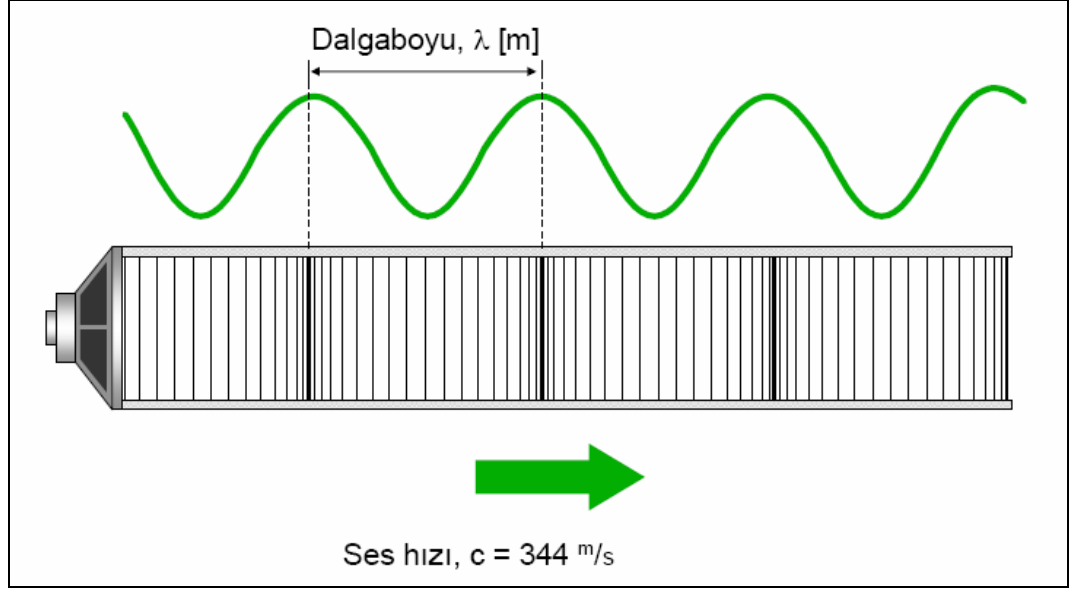


Şekil 5.4 Sesin yayılması

Ses dalgasının yayılma hızı,

$$c = \frac{1}{T}$$

ifadesi ile verilir. Örneğin bir tüpün ucuna yerleştirilmiş bir hoparlör, yayılma hızı 344m/s olan ses dalgaları üretsin. Eğer hoparlörün üretmekte olduğu ses arı bir sinüs ise ses dalgası, tüp içerisinde birbirinden bir dalga boyu uzaklıkla ayrılmış basınç maksima ve minimaları meydana gelir.

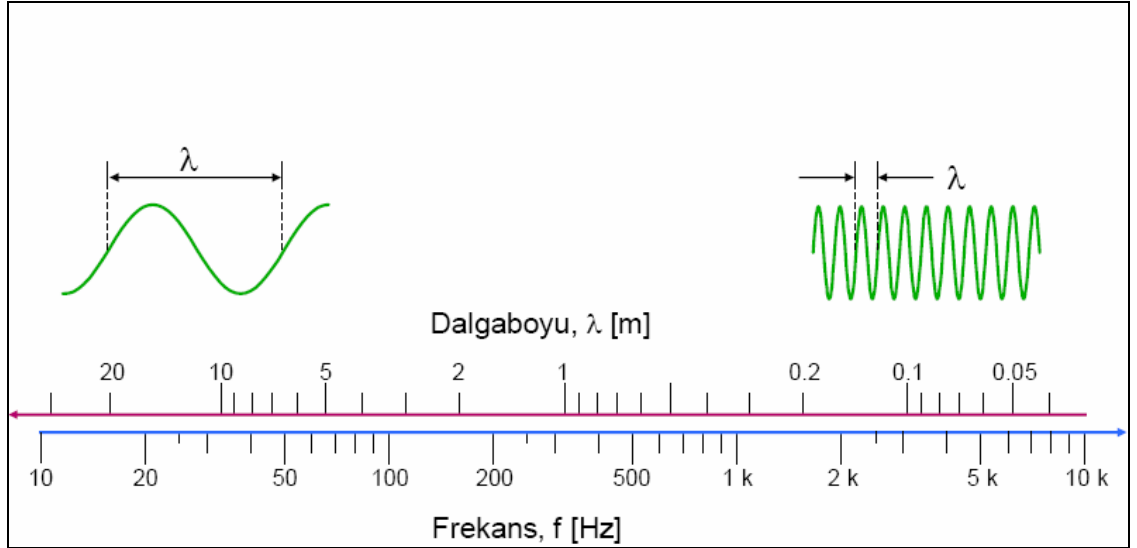


Şekil 5.5 Dalga boyu

Dolayısıyla bir dalganın frekansı veya periyodu ile dalga boyu arasındaki ilişki yayılma hızı c 'ye

$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda f \quad (5.1)$$

eşitlikleri ile bağlıdır.



Şekil 5.6 Dalga boyu ve Frekans

Tabi ki sesin yayılma hızı ortam sıcaklığına da bağlıdır. Sesin havada ki yayılma hızı, havanın ideal gaz kabul edilmesiyle,

$$c = 20.05\sqrt{T_k} \text{ m/s} \quad (5.2)$$

eşitliğiyle verilebilir. Burada T_k havanın Kelvin cinsinden sıcaklığıdır.

$$T_k (Kelvin) = 273.2^\circ + T_d (derece) \quad (5.3)$$

olduğundan 21 derecedeki sesin yayılma hızı 344 m/s bulunur. Aynı şekilde havadaki ses hızı

$$c \cong 331,4 + 0.6T_c (m/s^2) \quad (5.4)$$

şeklinde de yazılabilir. Burada T_c celsius cinsinden sıcaklıktır. İdeal bir gaz için ses hızı,

$$c = \sqrt{\frac{\gamma RT}{M}} \quad (m/s^2) \quad (5.5)$$

ifadesi ile verilir. Burada

γ : adiyabatik sabitini

R : gaz sabitini (8.314 J/mol K)

T : mutlak sıcaklık (Kelvin cinsinden sıcaklık)

M : gazın moleküler ağırlığını (kg/mol)

temsil etmektedir. Bu değerler için havanın özellikleri girilirse yukarıdaki denklemler elde edilir.

5.4. Arı ses, Periyodik ve Karmaşık Sesler :

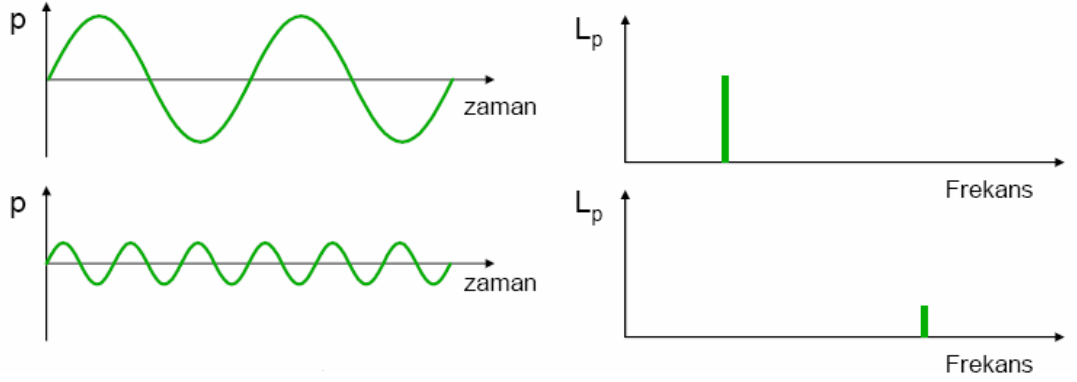
Harmonik ses basıncı değişimlerinin yarattığı seslere arı ses (saf ton) adı verilir. Değişik frekanslardaki iki yada daha çok arı sesin birleşmesi sonucunda harmonik olmayan periyodik sesler elde edilebilir. Periyodik sesler, kendilerini oluşturan arı seslere ayrıştırılabilirler. Doğada arı ses olarak nitelendirilen tek bir harmonikten oluşan seslere ender rastlanır. En yaygın örneği, org veya akort çubuklarının çıkardığı sestir. Endüstride böyle bir örnek bulmak çok zordur. Periyodik seslere doğada daha çok rastlanır. Örneğin bir dizel motorun çıkardığı sesler, belli bir frekans ve onun katlarından oluşur. Üçüncü olarak, karmaşık sesler harmonik olmadıkları gibi periyodik de değildirler. Yani yarattıkları ses basıncının, zamanla değişimi gelişigüze'dir.

5.5. Frekans Analizi :

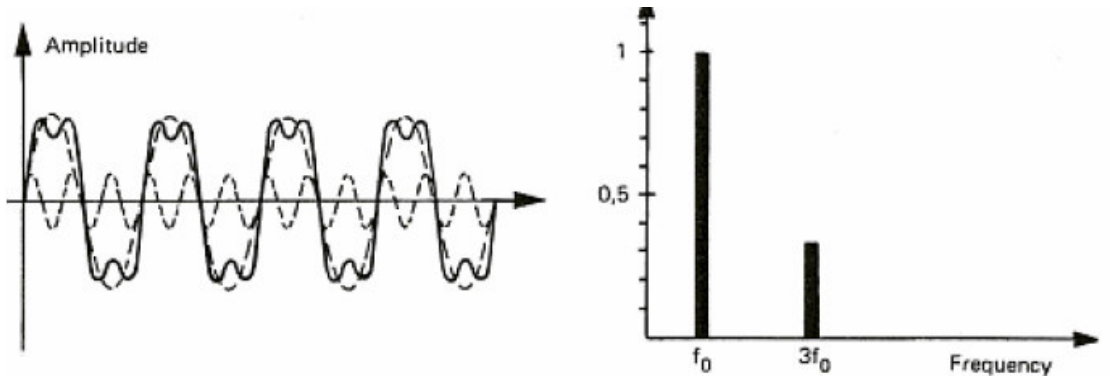
Periyodik sesler kendini oluşturan harmoniklere ayrılabilirdiği gibi, periyodik olmayan karmaşık sesler de sonsuz sayıda harmonik fonksiyonun toplamı şeklinde düşünülebilir. Böyle bir analize girildiğinde, teorik olarak sıfırdan sonsuza kadar her frekanstaki fonksiyonun, verilen karmaşık fonksiyonu oluşturmakta katkısının olabileceği görülür. Her frekanstaki fonksiyonun katkısı, frekansın fonksiyonu olarak

izilirse sürekli bir eğri elde edilir. Bu tür eğrilere frekans dağılımı eğrisi yada frekans spektrumu denir. Fakat periyodik bir fonksiyonun frekans spektrumu çizilecek olursa, yalnız belli frekanslar için değerler bulunur.

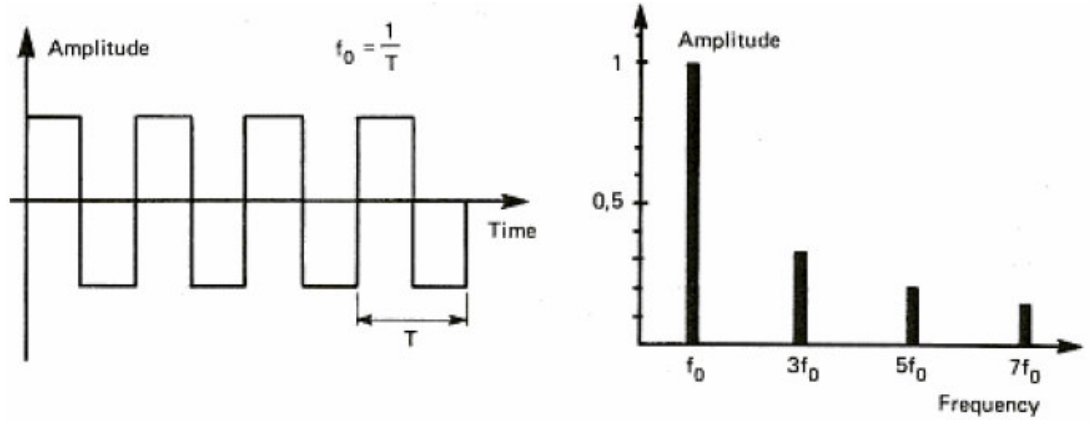
Şekil 5.7.a bazı ses sinyallerini göstermektedir. Spektrum kavramını açıklamak için bu diyagramları kullanacağız. *Sinyal spektrumları*, karmaşık ses sinyallerini oluşturan saf sinyalleri gösterir. Eğer sabit periyodik sinyalleri düşünecek olursak, spektrum zamana bağlı olarak sabit ve sadece tek bir değeri gösterecektir (Şekil 5.7a'da ki tek bir çizgi).



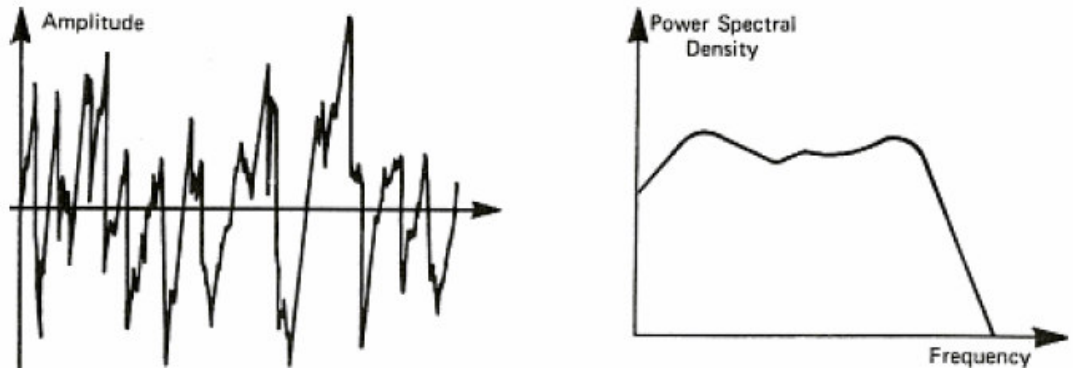
Şekil 5.7a Saf sinüs sinyali (harmonik ve periyodik)



Şekil 5.7b İki sinüs sinyalinin birleşimi (harmonik olmayan periyodik)

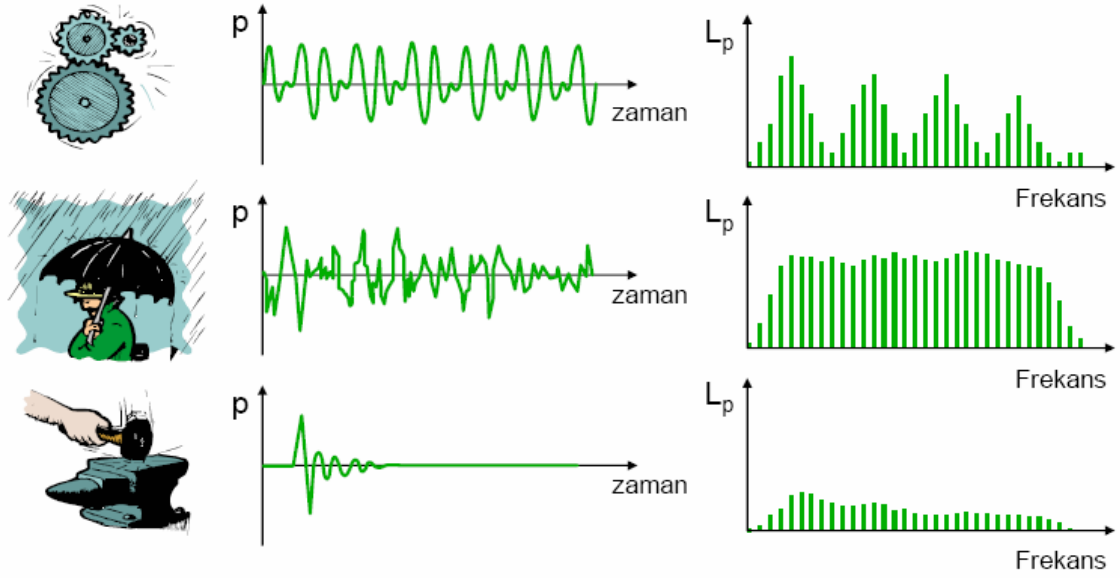


Şekil 5.7c Kare dalga (karmaşık ama periyodik)



Şekil 5.7d Rasgele sinyal (karmaşık ve periyodik değil)

Sesi bilgisayar ile işlemek, sesi (havadaki basınç değişimlerini) bilgisayarın anlayabileceği sayılara dönüştürmektir. Bunun için bir mikrofona basınç değişimleri elektrik sinyallerine ve bir örnekleyici (sampler) ile elektrik sinyalleri sayılara dönüştürülür. Örnekleyici genel bir terimdir ve ACD (Analog to Digital Converter-Analog dijital dönüştürücü) elektronik alanındaki adıdır. Bu işlemi bilgisayarlarda ses kartları yapar ve ses kartlarının numaraları kaydetme hızına örnekleme frekansı denir.



Şekil 5.8 Çeşitli gürültü sinyalleri

Görüldüğü gibi etrafımızdaki pek çok ses sinyali karmaşık yapıdadır ve frekans analizinin bize ilk olarak kazandırdığı şey, bir sinyalin hangi büyüklükteki hangi frekans bileşenlerinden meydana geldiğini göstermesi olmaktadır. Elde edilen frekans bileşenlerinin (spektrum çizgileri) sayısı analizin hassasiyetini belirlemektedir. Gürültü kontrolü açısından, birçok durumda gürültünün frekans dağılımının bilinmesi gereklidir. Çünkü gürültü kontrolü sağlamak için alınacak önlemler, yayılması yada doğması önlenecek sesin frekansına bağlı olarak değişebilir. Ayrıca kulağın her frekansa gösterdiği duyarlılık farklıdır.

Bir ses kaynağının çıkardığı sesin frekans dağılımını elde etmek için çok sayıda ve değişik türde ölçüm aygıtı kullanılabilir. Temel kural, gelen sinyalleri süzerek istenilen frekanstaki bileşenlerin büyüklüğünü ölçmektir. Bu işleme filtreleme denir. Geçmesine izin verilen frekans aralığı değiştirilerek, her frekans bandındaki bileşenlerin katkısı bulunabilir. Burada önemli olan, gelen sinyalin hangi genişlikteki frekans batlarından süzüleceğidir. Çok geniş bant aralığı kullanıldığında frekans ölçümleri fazla bir anlam taşımaz. Buna karşılık çok dar bant aralığı kullanılması da gereksiz zaman kaybına neden olabilir. Bant genişliğini genellikle yapılacak analizin niteliği ve duyarlılığı belirler.

Ses ve gürültü analizlerinde, oktav bantları ve 1/n oktav batları ($n=2,3,10,vb.$) kullanılarak standartlaştırmaya gidilmiştir. Genelde hassasiyet gerektiren durumlarda 1/3 oktav ve 1/10 oktav bantları kullanılır.

5.6. Harmonik Olmayan Ses Dalgaları :

Önceki bölümde harmonik ses dalgalarının özellikleri incelendi ve harmonik ses dalgasının, periyodunun (yada frekansının) ve genliğinin bilinmesiyle tanımlanabileceği görüldü. Ancak çevrede duyulan seslerin ve makinelerin ürettiği gürültülerin çoğu harmonik değildir. Bu durumda ses dalgası periyodik yada periyodik olmayabilir ancak harmonik değildir. Her iki durumda da ses basıncı yüksekliğinin, ses basıncı genliği ile tanımlanması olanaksızdır. Böyle durumlarda, ses basıncı hakkındaki en önemli bilgiyi ses basıncının rms değeri adı verilen ortalama kare değerinin karekökü verir. Ses basıncının zamanla değişimi $p(t)$ ise, bu ses basıncının T süresindeki rms değeri,

$$p = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T p(t)^2 dt} \quad (5.6)$$

eşitliği ile tanımlanır. Periyodik ses dalgaları için, yukarıdaki eşitlikte T yerine ses dalgasının periyodu alınır. Periyodik olmayan ses dalgaları için ise, ses basıncının rms değeri ancak belli bir T süresi için bulunabilir. Harmonik bir ses basıncının rms değerinin, ses basıncı genliğinin $\frac{\sqrt{2}}{2}$ 'si olacağı kolayca görülebilir.

5.7. Order Kavramı:

Dönen makinelerde toplanan sinyaller, dönüş hızı ve bunun harmoniklerine göre incelenirler. Bilindiği gibi yapılar bir asıl doğal frekanslarında (rezonans frekansları) ve de bunların harmoniklerinde titreşim sergilerler. Dönüş hızı harmonikleri de *order* olarak isimlendirilir. Order, dönüş hızı (rpm) ve frekansı (Hz) arasındaki orantı sabitidir ve O ile gösterilir.

$$f = O.rpm(Hz) \quad (5.7)$$

şeklinde yazılabilir.

5.8. Düzey ve Desibel :

Sesin çeşitli büyüklüklerini ölçmek için düzeyler kullanılır. En yaygın olarak kullanılan desibeldir (dB). İlk kez elektrik mühendisliğinde kullanılan desibel, bir oranı yada izafi bir değeri gösterir. Alexander Graham Bell'in anısına bel adı verilen birim iki büyüklüğün oranının logaritması olarak tanımlanmaktadır. 1 bel, oranları 10 olan iki büyüklüğü göstermektedir. Fakat bu oranın çok yüksek olmasından dolayı, desibel adı verilen ve oranların logaritmasının 10 katı olarak tanımlanan birim daha yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu orandaki sayılardan biri referans değer olarak alındığından,

desibel'i belli bir büyüklüğün referans büyüklüğüne oranının logaritmasının 10 katı olarak tanımlayabiliriz. Desibel (dB) ile ölçülen büyüklüklere düzey adı verilir. Örneğin, W değerinde ki bir gücün W_0 referans değerine göre düzeyi;

$$Düzey(dB) = 10 \log \frac{W}{W_0} \quad (5.8)$$

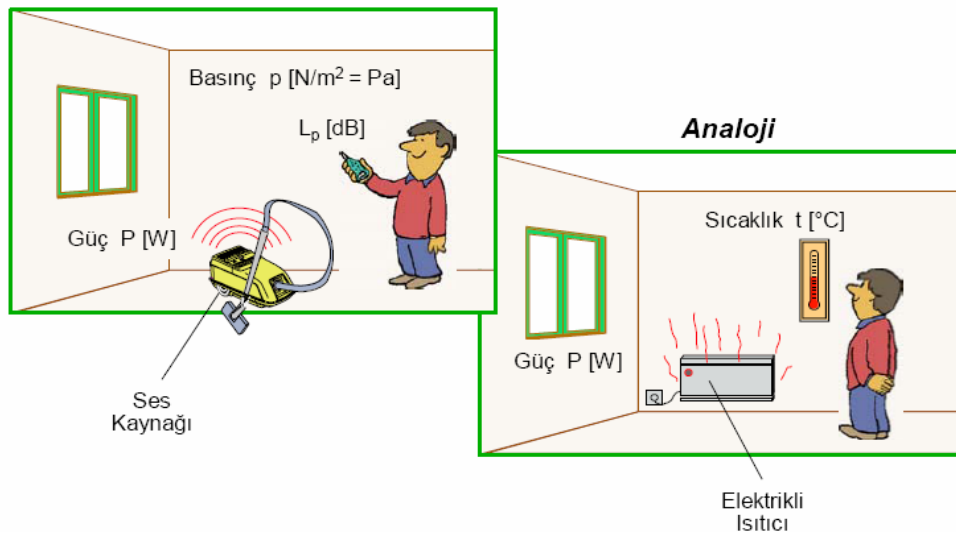
olarak bulunur. Desibel kullanılmasının diğer bir avantajı da, doğrusal bir ölçek yerine logaritmik bir ölçek kullanılmasından dolayı alt ve üst sınır değerleri arasında büyük farklar olan ses ölçümlerinin daha kolay ve rahat bir şekilde incelenebilmesidir. Ayrıca kulağımız lineer değil, logaritmik artışlara karşı hassastır. Bu sebeplerden ötürü akustik parametrelerin tespitinde, ölçülen değerlerin bir referans seviyeye oranının logaritması olan desibel (dB) ölçeği kullanılır.

5.8.1. Ses Gücü Düzeyi :

Bir ses kaynağının yaydığı ses enerjisinin gücüne ses gücü yada akustik güç, bu gücün düzeyine de ses gücü düzeyi (L_w) adı verilir. Referans güç değeri olarak uluslararası değer olan $W_0 = 10^{-12}$ Watt kullanılır. Buna göre ses gücü W olan bir kaynağın ses gücü düzeyi L_w ,

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \quad (5.9)$$

eşitliği ile hesaplanabilir.



Sesin fiziksel özelliklerinden bahsetmeden önce, daha aşına olduğumuz başka bir fiziksel büyüklükle - ısı ile - arasındaki analogiden bahsedelim.

Bir elektrikli ısıtıcı, örneğin bir radyatör, birim zamanda belli bir enerji (Joule/sec) açığa çıkarır, yani belli bir güce (Watt = Joule/sec) sahiptir. Bu, o radyatörün, çevresel etkenlerden bağımsız olarak, ne kadar ısı üretebileceğinin bir ölçüsüdür. Üretilen enerji, odanın sıcaklığını yükselterek ortama yayılır ve bu sıcaklık, basit bir termometre ile ölçülebilir. Fakat herhangi bir noktadaki sıcaklık sadece radyatörün gücüne ve noktanın radyatöre uzaklığına değil, duvarlar tarafından emilen ısıya ve camlardan veya kapıdan dış ortama iletilen ısıya da bağlı olarak değişir.

Bir ses kaynağı birim zamanda belli bir ses enerjisi (Joule/sec) açığa çıkarır, yani belli bir güce (Watt = Joule/sec) sahiptir. Bu, o ses kaynağının, çevresel etkenlerden bağımsız olarak, ne kadar akustik enerji üretebileceğinin bir ölçüsüdür. Üretilen enerji, odadaki ses basıncını yükselterek ortama yayılır. Fakat herhangi bir noktadaki ses basıncı sadece kaynağın gücüne ve noktanın ses kaynağına olan uzaklığına değil, duvarlar tarafından emilen ses enerjisine ve camlardan veya kapıdan dış ortama iletilen ses enerjisine de bağlı olarak değişir.

Örneğin 1W ses gücüne sahip olan bir uçak motorunun ses gücü düzeyi,

$$L_w = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} - 120 \text{dB} \quad (5.10)$$

olur.

5.8.2. Ses Basıncı Düzeyi :

Ses kulak zarıyla temasta bulunan havanın basıncının değişmesiyle algılandığından, bir ses kaynağının ses gücünden daha çok, belli bir noktada yarattığı ses basıncı önemlidir. Ses basıncı düzeyi SPL yada L_p ile gösterilir ve

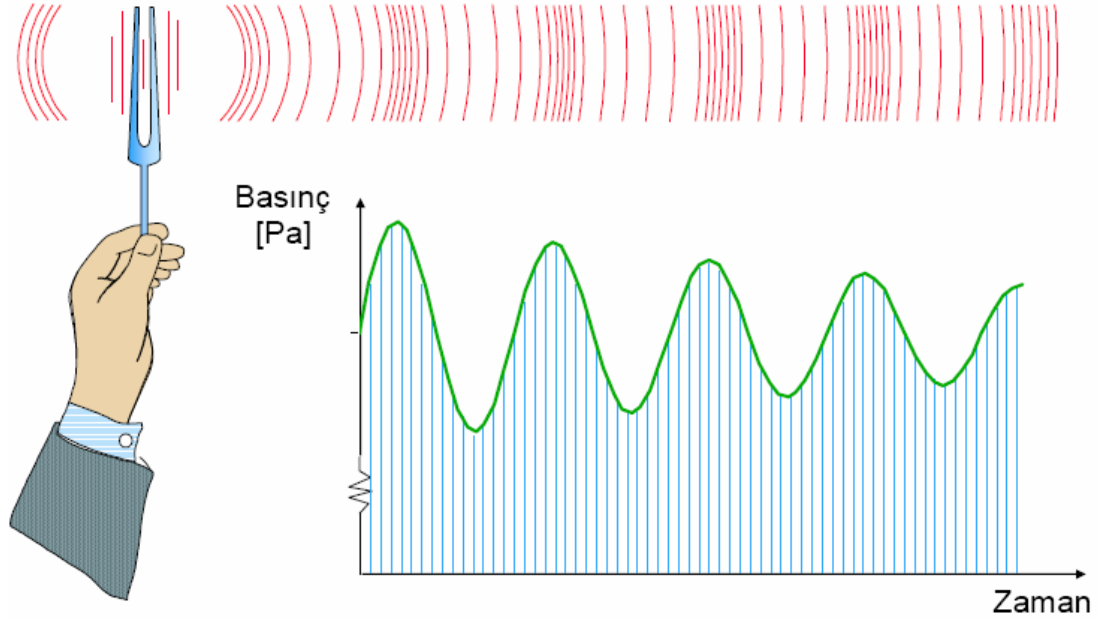
$$L_p = 10 \log \frac{P^2}{P_0^2} \quad (5.11)$$

olarak tanımlanır. Burada P , ses basıncının rms değeri ve P_0 ise referans basınç değeri olarak kabul edilen $20 \times 10^{-6} \text{Pa}$ 'dır. Eşitlik,

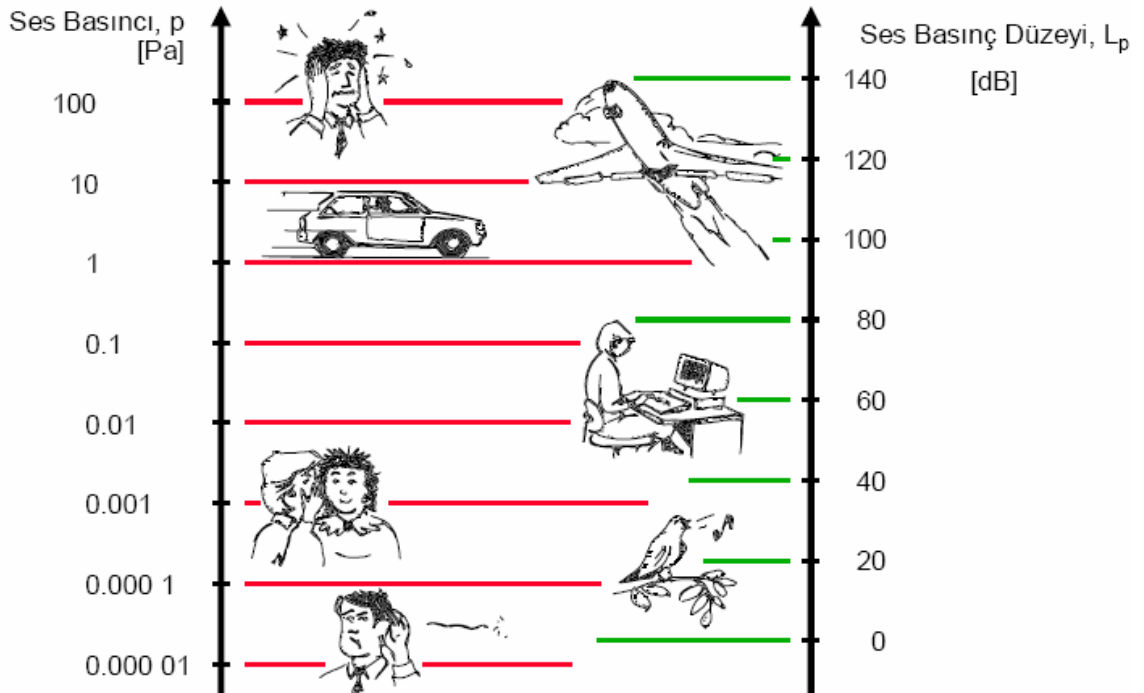
$$L_p = 20 \log \frac{P}{P_0} \quad (5.12)$$

şeklinde de yazılabilir. $20 \mu\text{Pa}$ 'ın referans olarak seçilme nedeni; ortalama genç bir yetişkinin, frekansı 1000 Hz olan bir ses dalgasını duyabilmesi için en az $20 \times 10^{-6} \text{Pa}$

değerinde bir basıncın oluşması gereğidir. Yani 1000 Hz deki duyma eşiği referans alınmıştır.



Diyapozon gibi bir ses kaynağı titreştiğinde, etrafında bulunan havada basınç değişiklikleri meydana getirir. Havada oluşan bu basınç değişikliklerini, göle atılan bir taşın oluşturduğu dalgacıklarla özdeşleştirebiliriz. Dalgalar, taşın suya girdiği noktadan yayılmaya başlar. Halbuki ilerleyen suyun kendisi değildir. Su sadece yüzeyindeki periyodik dalgaları oluşturacak şekilde aşağı ve yukarı hareket etmektedir. Ses de buna benzer. Taş, kaynağa; göl, havaya; dalgacıklar da ses dalgalarına karşılık gelmektedir.



Şekil 5.9 Ses Basıncı Değişimi Aralığı

20µPa ile 100Pa arasında değişen duyulabilir ses basınç değişimleri, statik hava basıncıyla (100.000 Pa) karşılaştırıldığında oldukça düşük seviyedir. 20µPa ortalama bir kişi tarafından duyulabilecek en düşük ses seviyesi olarak kabul edilmiştir ve bu yüzden duyum eşiği olarak anılır. 100Pa ise çok yüksek bir seviyedir ve acıya yol açar, bu sebepten ötürü acı eşiği olarak adlandırılır. Bu iki seviyenin birbirine oranı bir milyondan daha fazladır. Bu yüzden kullanılacak olan Pa cinsinden lineer bir skala, ölçüm sonuçlarının çok geniş bir aralıkta, çok büyük oranlarda değişmesine yol açacaktır.

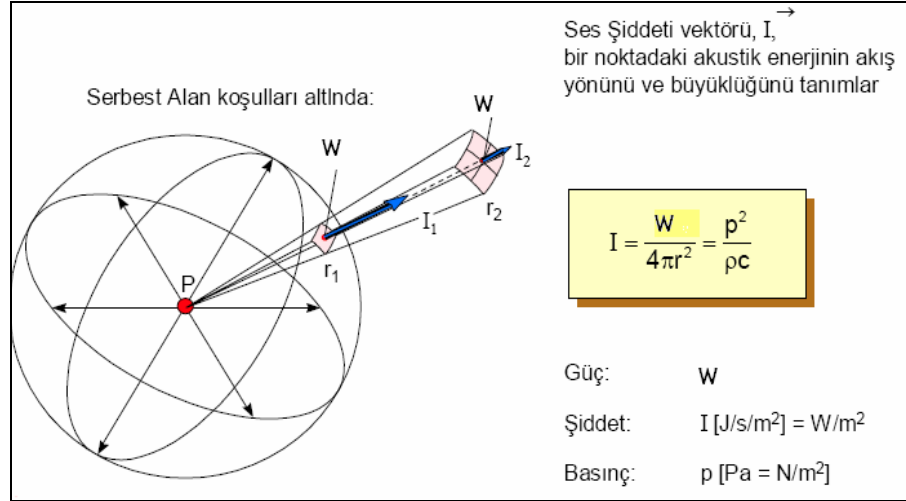
dB ölçeğini kullanmanın faydası, Pa skalasının yanına dB skalasını koyduğumuz zaman ortaya çıkmaktadır. Çok büyük sayılara ve geniş aralığa sahip olan lineer skala, işitme eşiğinden (0dB) ve acı eşiğinde (130dB) sonlanan daha basit bir skalaya dönüşmüş olmaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken “ses basıncı”nın yanına, bir referansa göre belli bir düzeye sahip olduğunu belirten “düzey” kelimesinin eklenmesidir. Ses basınç düzeyinin sembolü L_p 'dir. İki basıncın birbirine oranı 1'den küçükse dB değerleri negatif, 1'den büyükse pozitif çıkacaktır.

5.9. Ses Şiddeti ve Ses Şiddeti Düzeyi :

Sesin ,kaynağın bulunduğu ortamın akustik ve geometrik özellikleri ile kaynaktan olan uzaklığına bağlı olarak değişen bir özelliği de *ses şiddetidir*. Bir ses kaynağı tarafından W gibi bir ses gücü üretildiğinde, kaynaktan komşu hava moleküllerine doğru bir enerji akışı meydana gelir. Bu şekilde enerji, gölde dalgaların büyüyen daireler şeklinde uzaklaşmasına benzer bir şekilde ortama yayılır. Yayılan bu enerjinin belli bir yönde birim zamanda birim alandan geçen miktarına *ses şiddeti* (I) adı verilir. Yayılmakta olan enerji, geçtiği her noktada ses basıncına sebebiyet verir. Yani birim alandaki güç,

$$I = \frac{W}{A} \quad (5.13)$$

ses şiddetini verir.



Üç temel parametreyi birbirine bağlayan formül aşağıda verilmiştir.

$$I = (P/4\pi r^2) = P^2 / \rho c$$

r: Kaynağa olan uzaklık

ρ : Havanın yoğunluğu

c: Ses hızı

Ses şiddeti düzeyi L_i ise, benzer şekilde

$$L_i = 10 \log \frac{I}{I_0} \quad (5.14)$$

olarak tanımlanır. Burada referans değer $I_0 = 10^{-12} \text{ W/m}^2$ alınmaktadır.

Ses gücü, makinelerin çıkardıkları gürültüye göre sıralandırılmasında, ses şiddeti ise gürültü kaynaklarının tespitinde kullanılmaktadır. Gürültü kaynaklarının tahribat ve kötü etkileri için izlenmesi gereken en önemli parametre ise ses basıncıdır.

5.10. Yönelme ve Yönelme Katsayısı :

Ses noktasal bir ses kaynağından, küresel dalgalar şeklinde yayılır. Pratikte bunu sağlamak güçtür. Genellikle, bir ses kaynağından çıkan ses dalgaları her yönde farklılık gösterir. Örneğin, bir hoparlörden çıkan sesin herhangi bir yerde yaratacağı ses basıncı, hoparlörün yüzüne dik bir yönde, diğer yönlerdekinden daha yüksek olacaktır. Bir noktadaki yönelme katsayısı Q ; o noktadaki ses şiddetinin, sesin düzgün yayılması durumunda aynı noktada oluşturacağı ses şiddetine oranı olarak tanımlanabilir. Matematik olarak,

$$Q = \frac{I}{I_i} \quad (5.15)$$

yazılabilir. Burada, I söz konusu ses şiddeti; I_t ise aynı noktada, sesin küresel dalgalar halinde yayılması durumunda elde edilecek ses şiddetidir.

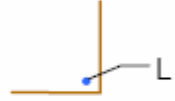
Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan ses kaynağı, kendi özelliğinden dolayı değişik yönlerde değişik yönelme katsayısına sahip olacağı gibi, her yönde düzgün ses yayan bir kaynak da bulunduğu konuma ve çevresinde ki ses yansıtıcı yüzeylere bağlı olarak değişik yönelme katsayılarına sahip olabilir. Çevresinde hiçbir yansıtıcı yüzey bulunmayan noktasal bir ses kaynağı için yönelme kat sayısının 1 olacağı açıktır. Buna karşılık çevresinde yansıtıcı yüzeylerin bulunuşu yönelme katsayısını yükseltecektir.

Her yönde değişik yönelme kat sayısına sahip bir ses kaynağının herhangi bir yöndeki yönelme katsayısı, o yönde bir noktada ölçülen ses basıncı düzeyi L_p ile kaynağa aynı uzaklıktaki ortalama ses basıncı düzeyi $\bar{L}_p$ 'den yararlanarak ,

$$Q = 10^{\frac{L_p - \bar{L}_p}{10}} \quad (5.16)$$

eşitliğinden bulunabilir. Ortalama ses basıncı düzeyi $\bar{L}_p$, ya özel test odalarında, yada bunun olanaksız olduğu durumlarda büyük bir odada veya açık havada belirli noktalarda yapılan ses basıncı düzeyi ölçümlerinden hesaplanır.

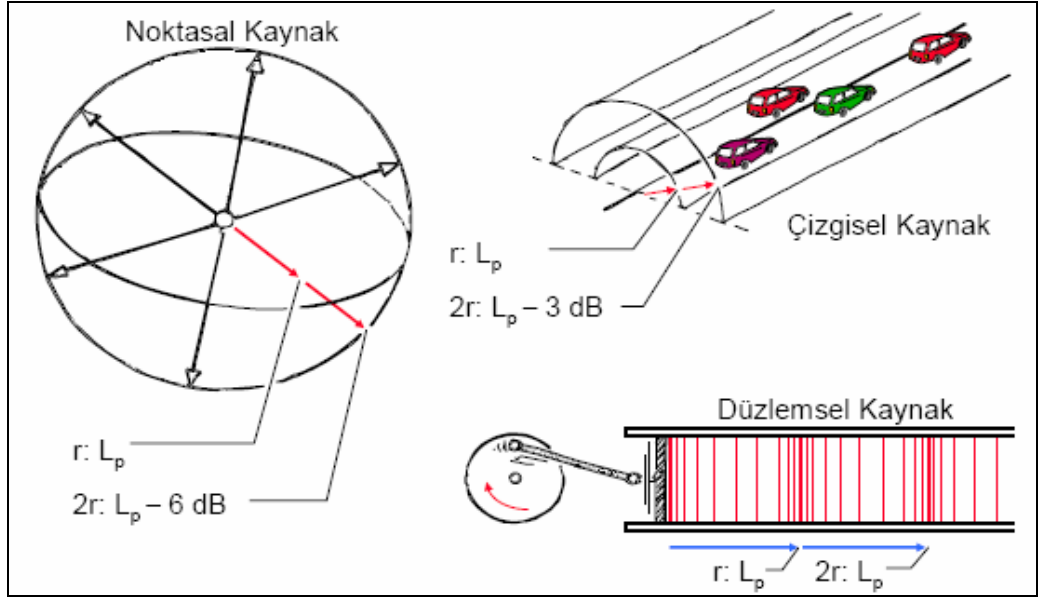
Tablo 5.1 Bir ses kaynağının değişik konumlardaki yönelme katsayıları ve yönelme indeksleri

Ses Kaynağı	Yönelme Faktörü	Yönelme İndeksi, dB	
Açık alanda	1	0	
Düz bir yüzeyde	2	3	
İki düzlemin kesişiminde	4	6	
Üç düzlemin kesişiminde	8	9	

Eğer ses kaynağı bir yüzeye yakınsa, ses yüzeyden yansıyacağı için yayılma bir yarım küre şeklinde olacaktır. Kaynağın yakınında iki yüzey olması durumunda yayılma yarıkürenin ½'si, üç yüzey olması durumunda ise yarıkürenin ¼'ü şeklinde olacaktır. Ses basıncı, yansımaların sayısına ve büyüklüğüne bağlıdır. Ses bir yönelme faktörüne (Q) ve buna bağlı olarak yönelme indeksine (dB) sahiptir.

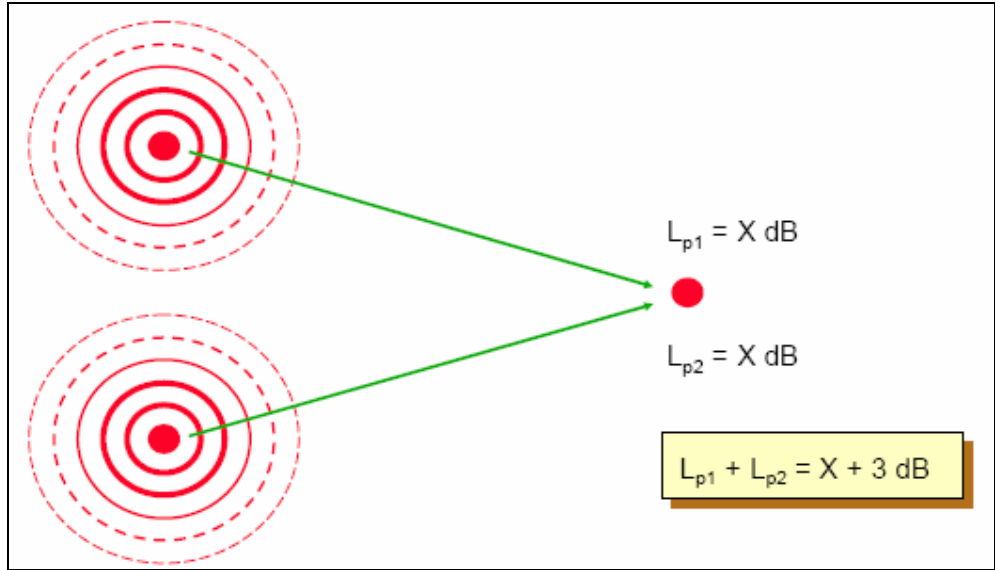
5.11. Ses Kaynağı Türleri :

Daha önce incelemiş olduğumuz ses kaynağı, Noktasal Ses Kaynağı olarak adlandırılmaktadır ve bu tür kaynaklardan yayılan sesin basıncı, kaynakla arasındaki uzaklık iki katına çıktığında yarıya düşmektedir. Bu düşüş ses basınç düzeyinde 6 dB'lik bir azalmaya karşılık gelmektedir. Bir başka ses kaynağı çeşidi ise içerisinde sıvı taşıyan bir boru veya trafik gürültüsü ile örneklenebilen Çizgisel Kaynaktır. Bu tip kaynaklardan yayılan ses basıncı, kaynaktan uzaklık iki katına çıktığında yaklaşık olarak 3dB düşüş göstermektedir. Üçüncü çeşit olarak Düzlemsel Kaynakları sayabiliriz. Bu tip kaynaklara günlük hayatta pek sık rastlanmamakla birlikte, prensip olarak enerji yayan bir piston ve meydana gelen düzlemsel dalgaların içinde ilerlediği bir tüpten oluştuğunu söyleyebiliriz. Tüpün çeperlerinde enerji kaybı olmadığı varsayılırsa, tüp içerisinde akmakta olan enerji, yani ses şiddeti, kaynağa olan uzaklıktan bağımsızdır. Ses şiddetinin tüpün her noktasında aynı olması sebebiyle, ses basınç düzeyi kaynaktan uzaklaşılmasına rağmen azalmamaktadır.



Şekil 5.10 Ses kaynağı türleri

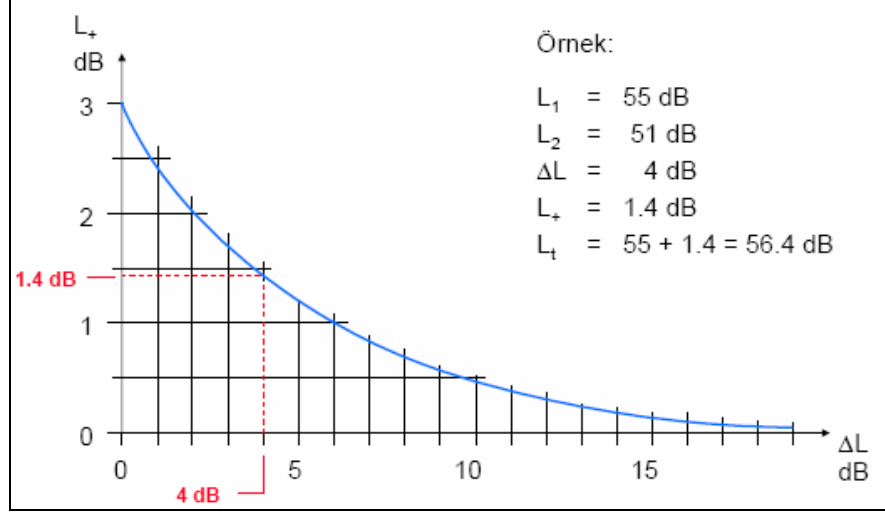
İki ses kaynağı, ses enerjisi ürettiklerinde, kaynaklardan uzak noktalardaki ses basıncı düzeylerine de katkıda bulunmuş olurlar.



Şekil 5.11 İki ses kaynağı

Eğer kaynakların her ikisi de aynı düzeyde enerji üretiyorsa, ve kaynakların her ikisine de eş uzaklıkta bir nokta söz konusu ise, bu noktadaki ses şiddeti, tek bir kaynağın o noktada oluşturacağı ses şiddetinin iki katı olacaktır. Ses şiddeti, ses basıncının karesi ile doğru orantılı olduğu için, ses şiddetinin iki katına çıkması, ses basıncının $\sqrt{2}$ katına çıkmasına yada 3dB artmasına yol açacaktır. Ses kaynaklarının

belirli bir noktada oluşturdıkları toplam ses basıncının, kaynakların o noktada ayrı ayrı meydana getirdikleri basınçların nümerik toplamı olmadığına dikkat edilmelidir. Bunun sebebi, birden fazla kaynaktan gelen seslerin enerji düzeyinde birleşmeleridir. Buradaki örnekte X değeri 50dB olmuş olsaydı, her iki kaynağın da çalışması durumunda toplam ses basınç düzeyi 53dB olacaktı.



Şekil 5.12 dB düzeylerinin toplanması

Eğer kaynakların ses basınç düzeyleri farklıysa, toplam ses basınç düzeyi, her bir dB değerini lineer değere (Pa) çevirip, hepsini topladıktan sonra elde edilen büyüklüğü tekrar dB'ye çevirerek bulunabilir. Fakat dB değerlerinin toplanmasında yukarıdaki basit eğriyi kullanmak da mümkündür.

Eğriyi şu şekilde kullanabilirsiniz:

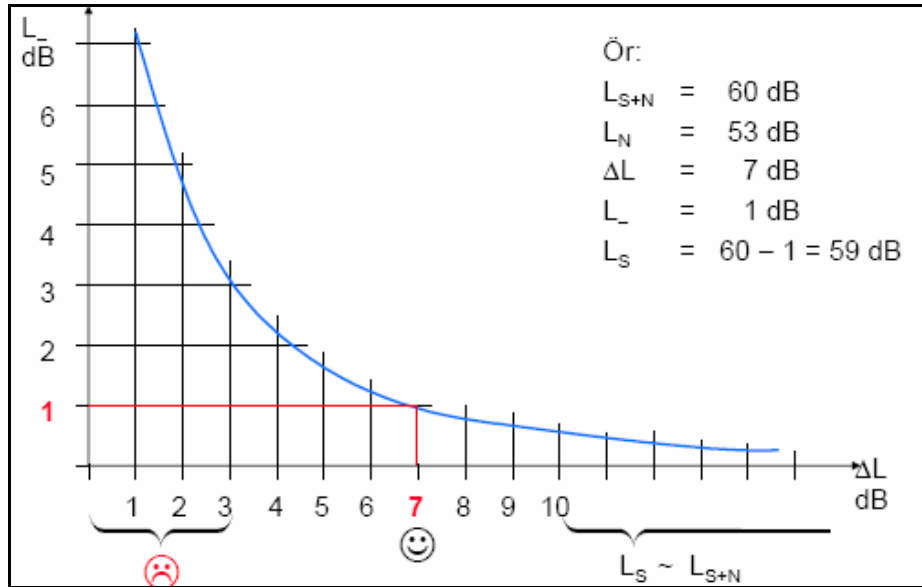
1. İki ses basınç düzeyi arasındaki farkı (ΔL) hesaplayın.
 2. L_+ değerini bulmak için eğriyi kullanın.
 3. L_t (toplam) değerini bulmak için L_+ değerini büyük olan ses basınç düzeyine ekleyin.
- Buradaki örnekte $\Delta L = 4 \text{ dB}$ verilmiş, dolayısıyla eğriden L_+ değeri 1.4dB ve $L_t = 56.4 \text{ dB}$ olarak hesaplanabilir.

$\Delta L = 0$ olması durumunda $L_+ = 3\text{dB}$ bulunur ki bu yukarıda bahsedilen kaynakların eş büyüklükte olması halinde tek kaynaktan elde edilen değere 3dB eklenmesine karşılık gelir. Eğer iki kaynağın belirli bir noktada oluşturdıkları ses basınç düzeylerinin farkı 10dB'den büyükse, küçük kaynağın o noktaya katkısı göz ardı edilebilir. Birden fazla dB değerinin toplanması için aşağıdaki denklem kullanılabilir.

$$L_{Total} = 10 \log(10^{0.1L_1} + 10^{0.1L_2} + \dots + 10^{0.1L_n}) \quad (5.17)$$

Bazı durumlarda ses düzeylerinin birbirinden çıkarılması da gerekebilir. Bu işleme, geri plan gürültüsü olan bir mekanda, belirli bir makinenin gürültüsünün saptanması sırasında ihtiyaç duyulabilir. Böyle bir durumda ölçülen gürültünün, geri plan gürültüsünden mi, makinenin kendisinden mi yoksa her ikisinin bir bileşkesinden mi meydana geldiğinin saptanması önemlidir. Bunu tespit edebilmek için uygulanacak teste ait prosedür aşağıdadır:

1. Makine gürültüsü ve geri plan gürültüsünün birlikte yaptığı etkiyi ölçün: L_{S+N} .
2. Makineyi kapatarak sadece geri plan gürültüsünü ölçün: L_N . Birçok durumda test edilen makinenin gürültüsünü kesmek geri plan gürültüsünü susturmaktan çok daha kolaydır.
3. Son olarak farkı hesaplayın: $\Delta L = L_{S+N} - L_N$ ve diğer sayfada verilen basit eğriyi kullanarak makineden kaynaklanan gerçek gürültü seviyesini saptayın.



Şekil 5.13 dB düzeylerinin çıkarılması

ΔL değeri 3dB'den daha azsa geri plan gürültüsü çok yüksek demektir ve bu ortamda geri plan gürültüsü düşürülemedikçe hassas ölçümler yapılarak gerçek gürültü düzeyi tespit edilemez. Diğer taraftan fark 10dB'den büyükse geri plan gürültüsü göz ardı edilebilir. Eğer fark, 3 ile 10dB arasında ise, gerçek gürültü düzeyi yukarıdaki eğri üzerinde yatay eksen ΔL değeri girilerek, dikey eksen L_- düzeltme faktörü elde edilerek bulunur. Kaynağın gerçek gürültü düzeyi, bulunan düzeltme faktörünün toplam gürültüden çıkarılması ile elde edilir. ($L_N = L_{S+N} - L_-$)

5.12. Oktav Bantları :

Frekans analizinde karşılaşacağımız ilk sorun hangi frekans aralığında inceleme yapmamız gerektiğidir. Bir sesi oluşturan harmoniklerin tümünün, örneğin frekansı 100kHz olan bir harmoniğin katkısının incelenmesi gerekir mi? Bu sorunun yanıtını vermek için insan kulağının işitebileceği frekansları bilmemiz gerekir. Konumuz ses ve gürültü olduğundan insan kulağının duyarlı olmadığı frekansları incelemenin bir yararı yoktur.

Daha önceden de bahsettiğimiz gibi insan kulağı yaklaşık olarak 20-20 kHz arasındaki seslere karşı duyarlıdır. Kulağın en hassas olduğu frekans ise 3000 Hz'dir. Gürültü kontrolü açısından kulağın duyarlı olduğu tüm frekans aralığını incelemek gerekmeyebilir. Alt limit olarak 45 Hz civarı ve üst limit olarak da 6 yada 11 kHz alınabilir. Görüldüğü gibi incelenmesi gereken frekans aralığı çok geniştir ve sabit genişlikte bantların kullanılması birçok durumda çok uzun analiz süresi gerektirir. Bu nedenle ses analizlerinde incelenecek frekans aralığı oktav bandı adı verilen kısımlara bölünür. Bir oktav bandında, bandın üst sınır değeri alt sınır değerinin iki katıdır ve her bandın üst sınır değeri, bir sonraki bandın alt sınır değeridir. Her bandın merkez frekansı ise alt ve üst sınır değerinin geometrik ortalamasıdır. Bu durum matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir;

$$\begin{aligned} f_2 &= 2f_1 \\ f_0 &= \sqrt{2}f_1 = \frac{f_2}{\sqrt{2}} \end{aligned} \quad (5.19)$$

Burada f_1 alt sınır frekansı, f_2 üst sınır frekansı ve f_0 merkez frekansıdır.

Ses analizinde en önemli veri, yapılan ölçümlerde elde edilen sonuçlardır. Karmaşık bir sesin frekans analizinin yapılması için sesin çeşitli frekanslarda süzülmesi gerekir. Yani bu karmaşık sesi oluşturan harmonik seslerden, frekansı belli aralık içinde olan kısmın büyüklüğünün saptanması gerekir. Örneğin merkez frekansı 8000 Hz olan bandın frekans aralığı incelenirse (5680-11360), bant genişliğinin 5680 Hz olduğu görülür. Oktav bandı içindeki katkı önemli olduğunda ve bu bant içindeki frekans dağılımının bilinmesi gerektiğinde, yani oktav bant analizinin sağladığı bilginin yeterli olmaması durumunda, daha dar frekans bantları kullanmak gerekir. Genel olarak 1/3 ve

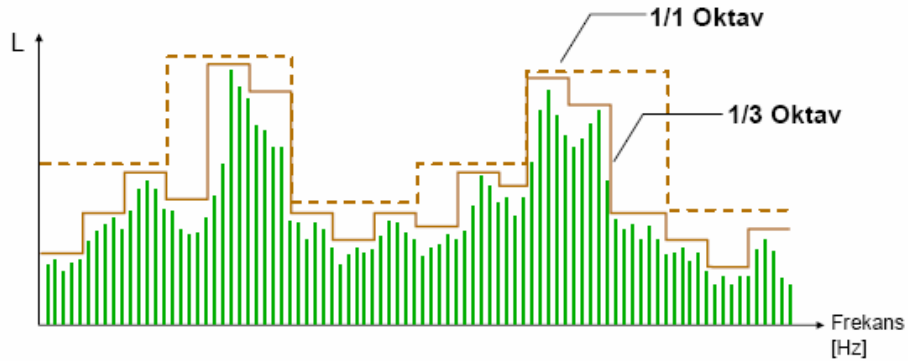
1/10 oktav analizi yapılmaktadır. Bu analizler için bir oktavlık aralık sırasıyla üçe ve ona bölünmektedir. Kesirli oktav filtrelerinde alt ve üst sınır değerler için,

$$f_2 = 2^n f_1$$

$$f_0 = \sqrt{f_1 f_2}$$
(5.20)

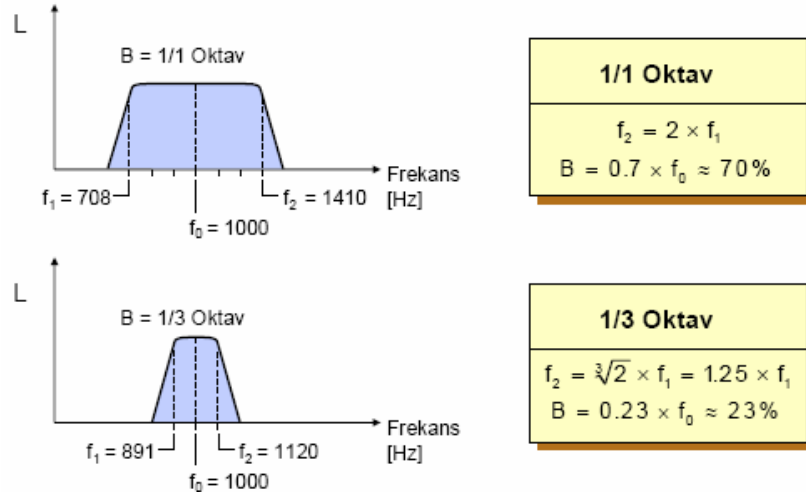
genel eşitlikleri kullanılabilir. Burada n, oktav 1/3 oktav ve 1/10 oktav için sırasıyla 1, 1/3, 1/10 değerlerini alır. Buradan anlaşılabilir ki, tam oktav bant genişliği, merkez frekansının %70.7'si, 1/3 oktav bandında %23.6'sı ve 1/10 oktav bandında %7'sidir.

1/3 ve 1/10 oktav analizlerinde bant genişliği oktav analize göre daralmaktadır. Bu tip filtreler sabit oranlı bant genişliği filtreleri adı verilir. Burada sabit oranlı banttan kastedilen şey filtrenin bant genişliğinin merkez frekansına oranının sabit olmasıdır. Bant aralığının merkez frekansına oranı sabittir. Bir de sabit bant genişlikli frekans analizleri vardır ki ses ve gürültü analizlerinde kullanımları daha kısıtlıdır. Bu tip analizlerde adından da anlaşılacağı gibi, bant aralığı merkez frekansının değerine bağlı olmaksızın aynı kalır.



Şekil 5.14 Oktav bantları

Yukarıdaki örnekte kesik çizgilerle gösterilmiş olan 1/1 oktav filtresi ile elde edilen grafikteki sonuçların çözünürlüğü, düz çizgiler ile gösterilen 1/3 oktav bilgisinden daha düşüktür. Fakat 1/3 oktav bant filtreleri kullansak bile ancak bir frekans aralığından bahsedebilmekteyiz. Gürültünün tam olarak hangi frekansta olduğunu söyleyebilmek için daha ayrıntılı çözünürlüğü yüksek olan ölçümler yapmak gerekmektedir.



Şekil 5.15 1/1 ve 1/3 oktav filtreleri

5.13. Gürültünün Sınıflandırılması :

Gürültüyü iki farklı şekilde sınıflandırmak mümkündür. Bunlar, frekans dağılımına göre ve ses düzeyinin zamanla değişme şekline göre yapılan sınıflandırmalardır.

Frekans dağılımına göre yapılan sınıflandırmada iki tip gürültüden söz edilebilir.

5.13.1. Geniş bant gürültü: Gürültüyü oluşturan arı seslerin frekansları geniş bir aralığı kapsar. Gürültünün frekans spektrumu yayılmış, belirgin bir frekans bandında toplanmamıştır. Her frekanstaki katkının aynı olduğu geniş bant gürültüye ise *beyaz gürültü* adı verilir.

5.13.2. Dar bant gürültü: Geniş bant gürültünün tersine, bu tür gürültünün frekans dağılımı, belirgin bir frekans bandında toplanmıştır. Gürültüyü oluşturan arı seslerden frekansı bir aralıkta olanlar baskındır.

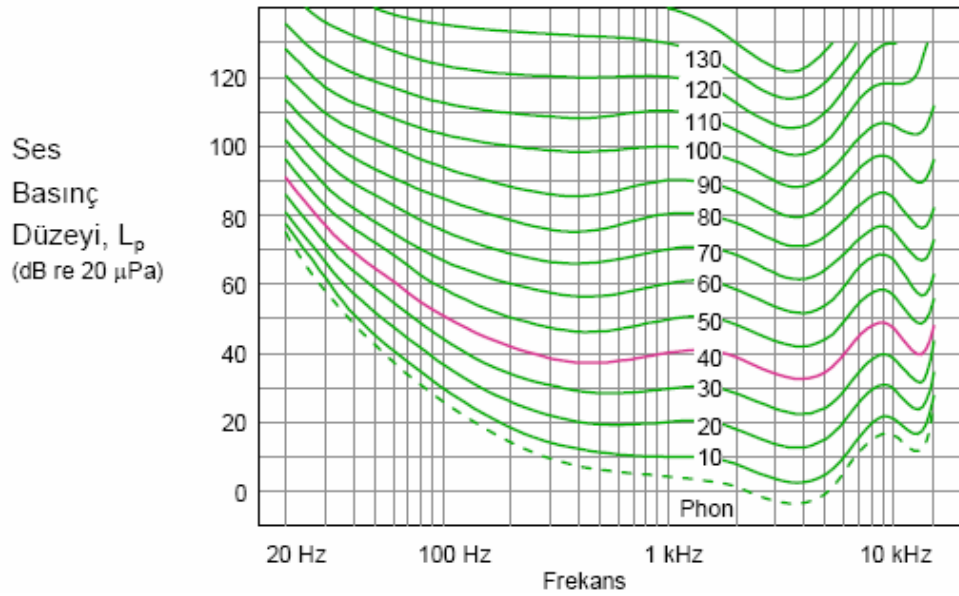
Ses düzeyinin zamanla değişim açısından ise, gürültü iki kısımda incelenebilir.

5.13.3. Kararlı gürültü: Gürültünün düzeyinde zamanla önemli bir değişme gözlenmez. Sabit bir hızda ve güçte çalışan bir motorun yaratacağı gürültü kararlı gürültüye bir örnektir.

5.13.4. Kararsız gürültü: Gürültü düzeyinde zamanla önemli değişikliklerin gözlemlendiği gürültü türüdür. Zamanla değişme, dalgalanma veya yeniden başlama (kesikli olma) şeklinde gözlenebilir. Bu tür gürültüye, sırasıyla *dalgali gürültü* ve *kesikli gürültü* adı verilir. Kararsız gürültünün diğer bir şekli de darbe gürültüsüdür. Burada her gürültü anı çok kısadır.

5.14. Ses Yüksekliği ve Ses Yüksekliği Düzeyi :

Bir sesin yüksekliği, sadece o sesin oluşturduğu ses basıncı tarafından belirlenmez. Yani, aynı ses basıncını oluşturan değişik frekanstaki sesler kişilerce değişik yükseklikte algılanabilir. Dolayısıyla ses yüksekliği, sesin frekansı ve oluşturduğu ses basıncı tarafından belirlenir. Değişik frekanslarda aynı yükseklikte duyulan iki sesin, ses basınçları arasındaki ilişkinin saptanması için, kaçınılmaz olarak kişisel yargıya başvurulmuştur. Ölçüt olarak çok sayıda kişinin tepkileri alınmış ve istatistiksel sonuçlara dayanarak, ses yüksekliği ile ses basıncı ve frekansı arasında bir ilişki bulunmuştur. Aynı yükseklikte duyulan değişik frekanslardaki saf tonların ses basıncı düzeylerinin frekansla değişimleri çizilerek *eş yükseklik eğrileri* elde edilmiştir. Herhangi bir eş yükseklik eğrisinin üzerindeki her nokta aynı yükseklikteki sesleri göstermekte ve eğrinin 1000Hz frekansını kestiği noktadaki ses basıncı düzeyinin sayısal değerine o yükseklikteki sesin *ses yüksekliği düzeyi* denilmektedir. Birimi Phon'dur. Örneğin 1000Hz frekansında 40dB ses basıncı düzeyine sahip bir arı sesin oluşturacağı ses yükseklik düzeyi 40Phon'dur. Kulağa bu yükseklikte gelen tüm seslere, hangi frekansta olursa olsunlar, 40Phon ses yükseklik düzeyine sahiptir denir. Ses yüksekliği tamamen öznel bir kavram olduğu için, uygulamada standartlaşma sağlamak amacıyla ortalama insan kulağına göre elde edilen eş yükseklik eğrileri kullanılmaktadır. Şekil 5.16'da arı sesler için eş yükseklik eğrileri gösterilmiştir.

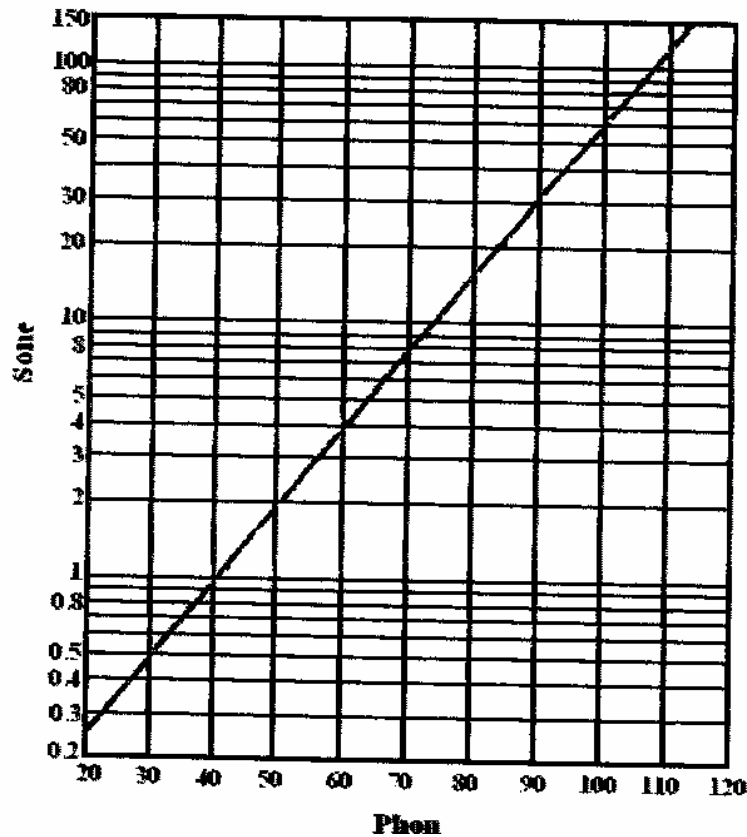


Şekil 5.16 Arı sesler için eş yükseklik eğrileri

Ses yüksekliği düzeyi, tanımından da anlaşıldığı gibi logaritmik olarak ölçölmektedir. Bu nedenle yükseklik düzeyi, iki ayrı sesin yüksekliğini tam olarak kıyaslamaya elverişli değildir. Yine çok sayıda kişinin tepkileri ölçölererek elde edilen sonuçlar, yaklaşık olarak 10 Phon'luk bir artışın ses yüksekliğini iki katına çıkardığını göstermektedir. Bu nedenle ses yüksekliği iki katına çıkınca sesin yüksekliğini gösteren sayının da iki katına çıkacağı yeni bir ölçö bulunarak adına da *Sone (loudness)* denmiştir. Ses yüksekliği birimi olan Sone 1000Hz frekansındaki 40 dB ses basınç düzeyine sahip arı bir sesin ses yüksekliği olarak tanımlanır. Diğer bir deyişle, 40 Phone ses yüksekliği düzeyindeki bir sesin ses yüksekliği 1 Sone'dur. Sone ile Phon arasındaki ilişki

$$S = 2^{(L_L - 40)/10} \quad (5.21)$$

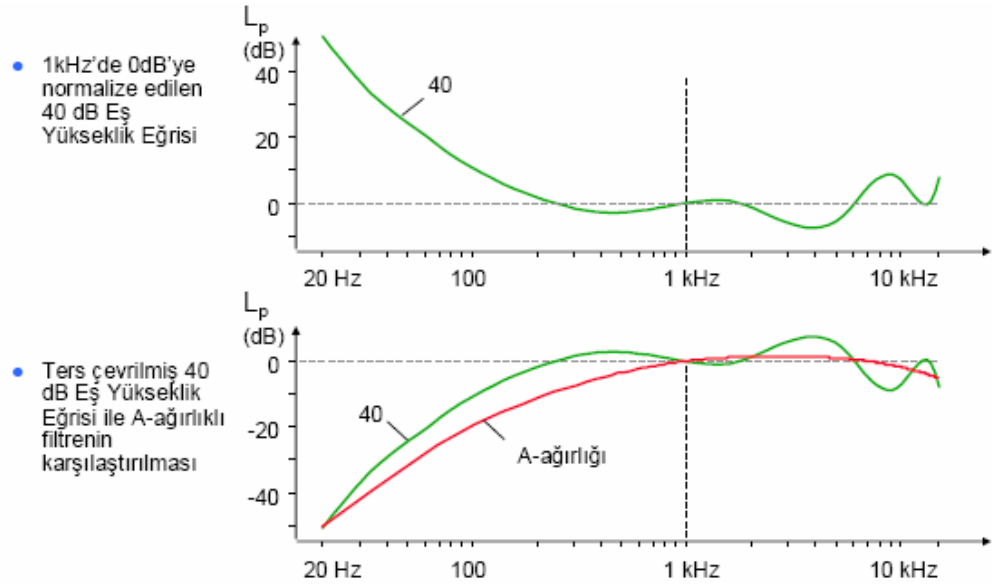
eşitliği ile gösterilmektedir. Burada S ses yüksekliğini (Sone), L_L , ses yüksekliği düzeyidir (Phon). Ses yüksekliği – ses yüksekliği düzeyi çevirimi için aşağıdaki şekil kullanılır.



şekil 5.17 ISO 131 için Ses yüksekliği-Ses yüksekliği düzeyi çevrim eğrisi (sone-phone)

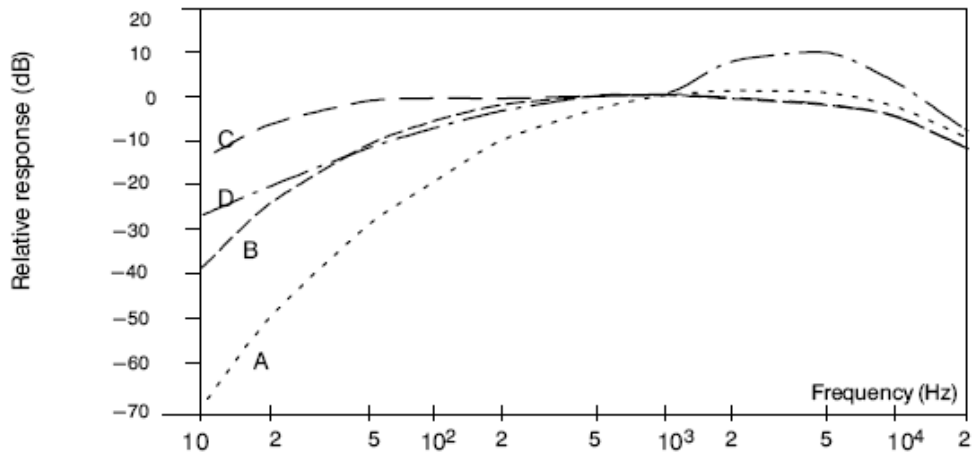
5.15. Ses Düzeyi :

Ses düzeyi, ses basıncı düzeyinin belirli bir eğriye göre ağırlıklı olarak bulunmuş şeklidir. Daha önce de anlatıldığı gibi, karmaşık bir sesin yüksekliğini belirlemekteki amaç, kulağın frekansa ve ses basıncı düzeyine duyarlılığını göz önünde bulundurarak, bir çok harmonikten oluşan bir karmaşık sesi hangi yükseklikte algılayacağını belirlenmesidir. Eğer kulak her frekanstaki sese aynı derecede duyarlı olsaydı ses basıncı düzeyi aynı zamanda sesin yüksekliğini belirlerdi .Ne var ki kulağın her frekansa olan duyarlılığı farklıdır. Örneğin düşük frekanstaki sesin 3kHz frekanstaki bir sesle aynı yükseklikte duyulması için, düşük frekanslı sesin ses basıncı düzeyinin daha yüksek olması gerekir (bu durumu Şekil 5.16'dan da görebiliriz). Kulağın bu özelliği göz önünde bulundurularak, karmaşık sesin tek bir sayı ile ölçülmesinin pek kolay olmadığı sonucuna varılmıştır. Bunun için geliştirilmiş basit bir yöntemde, her frekans bandındaki ses basıncı düzeyini belli bir ağırlıkta alıp, toplam ses basıncı düzeyini bulmaktır. Temel ilke, kulağın duyarlılığı ile orantılı ağırlıklar kullanmaktır. Kulağın duyarlı olduğu frekanslardaki harmoniklerin ses basıncı düzeylerine ağırlık verilip, kulağın duyarlılığının azaldığı frekanslara sahip harmoniklerin ses basıncı düzeylerinin ağırlıkları azaltılarak (bir nevi filtre uygulamak) bulunan toplam ses basıncı düzeyi, kulağın söz konusu sesi hangi yükseklikte algıladığının bir ölçüsü olmaktadır. Bu amaçla dört ayrı tip ağırlık eğrisi geliştirilmiştir. Bunlardan A,B ve C adı verilen eğriler, önceleri, sırasıyla düşük, orta ve yüksek ses düzeyleri için kullanılmışsa da şuanda A tipi her yükseklik düzeyi için, insan kulağının gürültüye olan tepkisinin ölçümünde kullanılmaktadır. Çünkü bu ağırlıklandırma eğrisi insan kulağının duyarlılık eğrileriyle doğrudan uyuşmaktadır. Bu eğrilerden B tipi inşaat ve mimarlık endüstrisinde, C eğrisi ise hava alanlarında ve D eğrisi de jet uçaklarında kullanılmaktadır. A filtresi yaklaşık olarak 40Phon, B filtresi 70Phon C filtresi 100Phon eğrilerine karşılık gelmektedir. Bu durumu, belirtilen değerlerde ki Phon eğrilerini ters çevirerek görebiliriz (Şekil .5.18). D filtresi ise 1500 ile 8000 Hz arası frekansları içerir.



Şekil 5.18 40dB Eş yükseklik eğrisi ve A ağırlıklı filtre

Bu eğrileri kullanarak yapılan ölçümlere ses düzeyi ölçümü adı verilir. Ağırlıklandırmayı kendi içinde yapıp, ölçüm sonunda doğrudan ses düzeyini veren ölçüm cihazlarına ses düzeyi ölçer denilmektedir. Ses düzeyinin birimi, kullanılan ağırlık eğrisine göre dBA, dBB veya dBC'dir. Oktav bant tada 1/3 oktav bant ses basıncı düzeyleri bilinen bir sesin toplam ses düzeyini bulmak için, her bantta dB çizgisinden okunan ses basıncı düzeyine grafikten o frekans için okunan değer, işaret göz önünde bulundurularak eklenir ve bulunan değerler desibel toplama kuralına göre toplanır. Karmaşık bir sesin ses yüksekliğinin tek bir değer ile belirlenebilmesi, ses düzeyi ölçümünün en önemli avantajıdır.



Şekil 5.19 A,B ve C için frekans ağırlık eğrileri

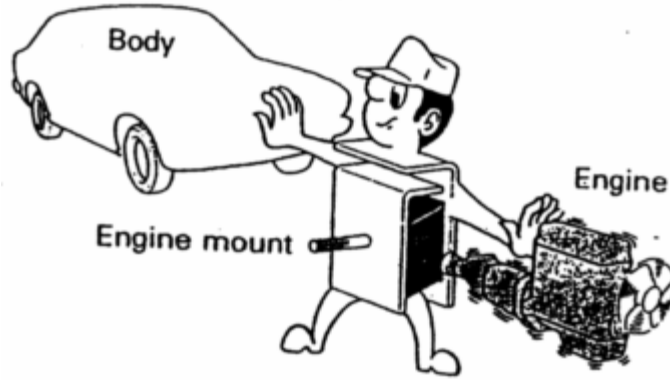
Eğri dışında çalışma kolaylığı sağlamak için belirli frekanslara ait çevrim tabloları yapılmıştır.

Tablo 5.2 Akustik sinyallerin ağırlıklandırılması

1/3 Octave band Center frequency Hz	A weighting dB	B weighting dB	C weighting dB
16	-56.7	-28.5	-8.5
20	-50.5	-24.2	-6.2
25	-44.7	-20.4	-4.4
31.5	-39.4	-17.1	-3.0
40	-34.6	-14.2	-2.0
50	-30.2	-11.6	-1.3
63	-26.2	-9.3	-0.8
80	-22.5	-7.4	-0.5
100	-19.1	-5.6	-0.3
125	-16.1	-4.2	-0.2
160	-13.4	-3.0	-0.1
200	-10.9	-2.0	0
250	-8.6	-1.3	0
315	-6.6	-0.8	0
400	-4.8	-0.5	0
500	-3.2	-0.3	0
630	-1.9	-0.1	0
800	-0.8	0	0
1000	0	0	0
1250	+0.6	0	0

6. MOTOR BAĞLANTILARI:

Motor bağlantıları (motor takozları) nispeten küçük olmalarına rağmen, NHV kontrolü açısından çok önemlidirler. Titreşimin en büyük kaynağı olan motor ile araç gövdesi arasındaki bağlantıyı sağlarlar. Motor titreşimleri bu bağlantılardan geçerek araç gövdesine ulaşır. Tekerleklerden gelen titreşimlerde motora iletilir, buda motorun rezonansa girmesine sebep olur.



Motor bağlantılarından beklenen üç özellik: titreşimleri en iyi şekilde sönmüleyebilmeleri için büyük sönmüleme katsayısı, küçük yay katsayısı ve uygun doğal frekanslara sahip olmaları şeklinde sıralanabilir. Bu karakteristikler aşağıdaki gibi tanımlanabilir,

- Büyük sönmüleme yeteneği ile motordan gelen titreşimleri kendi üzerinde azaltabilmesi
- Küçük yay katsayısı ile gövdeye iletilen titreşimleri azaltması
- Uygun doğal frekanslara sahip olması çalışma esnasında titreşim frekansı aralığı dışında kalan frekanslara sahip olmasıdır ve bunlar motor ağırlığı ve takozun yay sabitine göre tanımlanır.

7. UYGULANAN ANALİZ YÖNTEMLERİ VE YAPILAN ÇALIŞMALAR

7.1. Giriş :

Bu çalışmada daha önce de belirtildiği gibi, bir otomobil gövdesinin sonlu elemanlar yöntemine dayalı bilgisayar destekli gürültü ve titreşim (NVH) çalışmalarının gerçekleştirilmesi amaç edinilmiştir. Bu yapılan çalışmalar eş zamanlı olarak yürütülen deneysel ölçümlerle karşılaştırılarak, kullanılan analiz teknikleri ve uygulanan yöntemin doğruluğu ve geçerliliği araştırılmıştır.

Daha öncede bahsedildiği gibi araç gövdesinde oluşan titreşimler ve kabin içerisinde oluşan gürültü farklı mekanizmaların bir araya gelmesi sonucu oluşabilir. Kabin içerisinde oluşan gürültü, eğer titreşimlerin yapısal bağlantılarla kabini çevreleyen panellere ve oradan da panellerle temas halinde olan kabin boşluğundaki havaya iletilmesi sonucu ortam içerisinde ses dalgalarının oluşumuna neden oluyor ve dolayısıyla da gürültü meydana geliyor ise buna yapısal kaynaklı (structure borne) gürültü adı verilir. Eğer gürültü direk olarak gürültü kaynağından yayılan ses basıncı dalgalarının havada yayılması şeklinde kabine ulaşıyorsa buna hava yoluyla taşınan (airborne) gürültü adı verilir. Otomobillerde gürültü kaynağı olarak başlıca, motor titreşimleri ve motor gürültüsü, egzoz titreşimleri ve egzoz gürültüsü, yoldan gelen uyarıların süspansiyon sistemleri ile gövdeye iletimi ve çözümü çok güç olan tekerlek gürültüsü sıralanabilir. Bu çalışmada motor titreşimlerinin, motor takozu adı verilen dinamik bağlantılar ile gövdeye iletilmesi sonucu oluşan gövde titreşimleri ve bunun neticesinde de kabin içerisindeki akustik boşlukta meydana gelen gürültü problemleri incelenmiş ve eşzamanlı olarak gerçekleştirilen deneysel ölçümlerle de sonuçların doğruluğu araştırılmıştır. Böylece geliştirilen yöntemin ileriki NVH çalışmalarında ve taşıt geliştirme sürecinin erken safhalarında uygulanması ile prototip imali gibi büyük maliyetli çalışmalardan kaçınılması ve büyük zaman gerektiren deneysel test çalışmalarının minimuma indirgenmesi hedeflenmiştir.

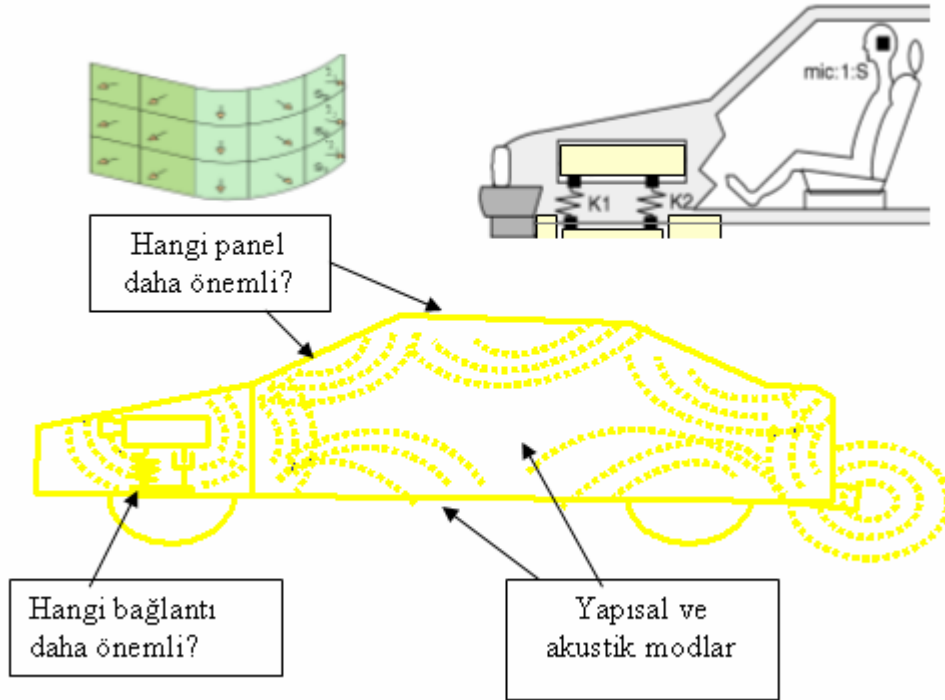
Bu çalışmada, Albea 1.4 8V aracındaki motor titreşimleri sonucu, araç gövde titreşimleri ve kabin içi ses basıncı seviyelerinin belirlenmesi hedeflenmiştir.

7.2. Yapılan Çalışmalar:

Araçlar üzerinde yapılan NVH analizlerinde amaçlanan, aracın gürültü ve titreşim açısından temel özelliklerini belirlemek ve bu özelliklerin standartlar ile uyumunu ortaya koymaktır. Araç gövdesi üzerinden kabin içine iletimi veya araç dışında oluşan gürültünün kabin içine iletilmesi incelenecek ise yapılacak olan gürültü ve titreşim analizlerinin eş zamanlı olması gerekir. Eş zamanlı analizler ve ölçümler gürültünün yapısal kaynaklı mı (structure borne) yoksa hava yolu ile yayılan gürültü mü (airborne) olduğunu gösterecektir. Yapılan analizlerde iç gürültü seviyesi ile aracın titreşim karakteristikleri arasındaki ilişkiler de incelenecektir. Araç gövdesinin titreşim analizleri ve kabin boşluğunun akustik analizleri için aşağıda belirtilen çalışmalar gerçekleştirilmiştir ve NVH çalışmalarında uygulanan yeni analiz yöntemleri hakkında teorik bilgilere de yer verilmiştir.

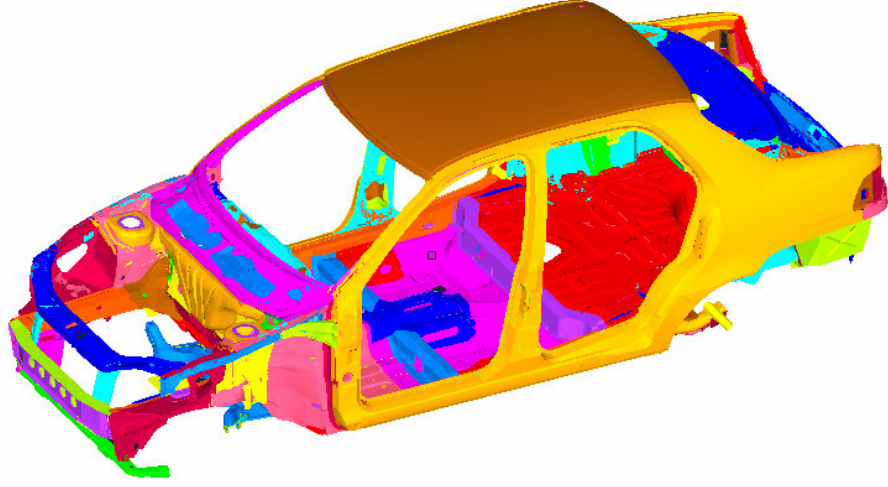
- 1) Araç gövdesi dinamik özelliklerinin belirlenmesi için sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal modal analiz.
- 2) Kabin boşluğunun akustik özelliklerinin belirlenmesi için akustik modal analiz
- 3) Aracın çalışması esnasında yolda yapılan testlerle toplanmış ölçümlerden yararlanarak, gerçek çalışma koşullarında araç gövdesi titreşim analizi.
- 4) Araç gövdesinde oluşan titreşimlerin ve kabin içine iletilen sesin hangi yolları izleyerek seçilen ölçüm noktalarına ulaştığının belirlenmesi gerekmektedir. Burada iki tip iletimden söz edilebilir. Titreşim etki noktasından gövdeye ve oradan da kabini sınırlayan panellere olan iletim yapı yoluyla iletim ve bu panellerden de akustik ölçüm noktasına olan iletim hava yoluyla olan iletimdir. Burada, motor taşıyıcıları tarafından gövdeye iletilen dinamik yüklerin neden olduğu titreşim ve sesin ölçülebilmesi için her bir motor bağlantısında, elastik takozlardan gövdeye iletilen yükler belirlenecektir. Her bir bağlantı için titreşim ve akustik ölçüm noktaları ile takozun gövdeye bağlantı noktaları arasındaki transfer fonksiyonu hesaplanarak, her bir taşıyıcının neden olduğu titreşim ve ses basıncı miktarı hesaplanacak ve böylece her bir iletim yolunun etkisi bilineceğinden, hangi yolun iyileştirilmesinin en çok faydayı getireceği de belirlenmiş olacaktır.
- 5) Aracın mevcut ses karakterinin belirlenmesi için kabin boşluğunda seçilen ölçüm noktaları için akustik analizler gerçekleştirilecektir.

- 6) Kabin içindeki toplam ses basıncı seviyesi her bir panelin titreşiminden kaynaklanan seslerin toplamı olarak ifade edilebilir. Ses basıncı ile panel yüzey titreşimi arasındaki transfer fonksiyonundan faydalanarak, her bir panelin iç gürültüye olan katkısı belirlenmiş olur.
- 7) Aracın hesaplanan modal parametrelerine bağlı olarak yapılan titreşim ve gürültü analizleri ile titreşim ve gürültü problemlerine yapısal modların katkısı belirlenecektir. Böylece, titreşim ve gürültü bakımından tüm yapının rezonans frekansları belirleneceğinden yapılacak modifikasyon çalışmalarında hangi değerlere dikkat edilmesi gerektiği belirlenmiş olacaktır.
- 8) Son olarak da yapılan çalışmalar deneysel ölçüm sonuçları ile karşılaştırılacak ve uygulanan yöntemin doğruluğu araştırılacaktır.



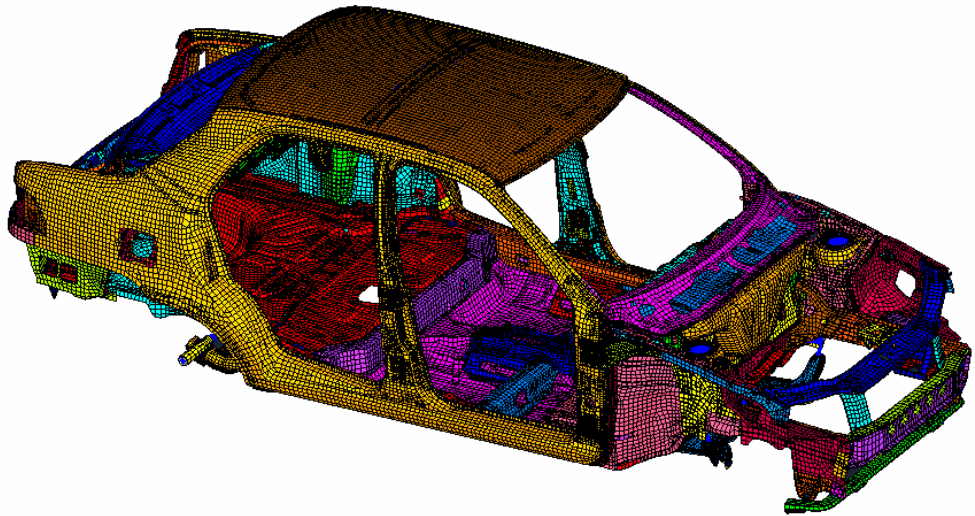
7.2.1. Yapısal Modal Analiz:

Yapısal modal analiz hakkında bilgiler “Modal Analiz” başlığı altında verilmiştir. Yapısal modal analiz, araç gövdesi CAD modeli üzerinde yapılandırılan sonlu elemanlar modeli ile gerçekleştirilir. Bu bakımdan yapının CAD modelinin, sonuçların doğruluğu açısından gerçeğe uygun olması gerekmektedir. Ayrıca CAD modeli üzerinde yapılan fiziksel değişikliklerin aynen sonlu elemanlar modeline de yansıtılması gerekmektedir. Burada araç CAD modeli Catia V4’de hazırlanmıştır.



Şekil 7.1 Araç gövdesi CAD modeli

Aracın sonlu elemanlar modeli Altair HyperMesh programına CAD modeli alınarak gerçekleştirilmiştir. Bu programın seçilmesinin nedeni üstün mesh atma özelliğidir. Çünkü araç gövdesi gibi çok parçadan oluşan yapılarda, parçalar arasındaki mesh uyumu, her parçaya ait malzeme özelliğinin component seçeneği ile doğru bir şekilde verilebilmesi ve parçalar arasındaki kaynak veya esnek bağlantıların tanımlanabilmesi analiz doğruluğu açısından çok önemlidir. Bu çalışmada aracın yukarıdaki şekilde gösterildiği gibi donanımsız gövde modeli (Body in White-BIW) ve bazı önemli parçaları için sonlu elemanlar modeli (FEM) hazırlanmıştır.



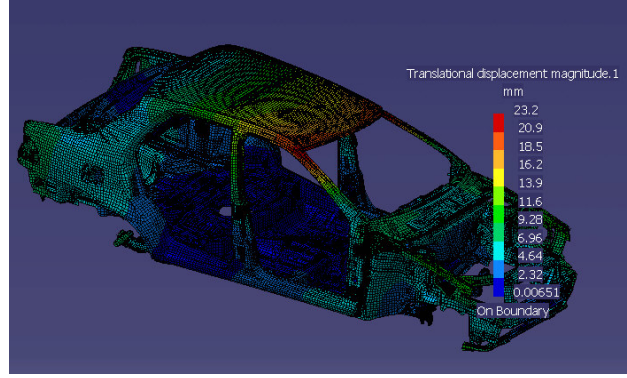
Şekil 7.2 Araç gövdesi Sonlu Elemanlar Modeli

Hazırlanan FEM modeli için yapının ilk 100 modu serbest (free-free modes) sınır koşullarında hesaplatılmıştır. Sonuçların kabul edilebilirlik kriteri ise hesaplama sonucunda en fazla 6 adet rijit gövde modu bulunmuş olması zorunluluğudur. Eğer bulunan gövde rijit modlarının sayısı 6'dan fazla ise esas gövdeden bağımsız kaynak yapılmayan yada vida ile tutturulmayan birtakım parçalar var demektir. Yapının ilk 100 modu hesaplatılmış ve beklendiği gibi ilk 6 modu sıfır çıkmıştır.

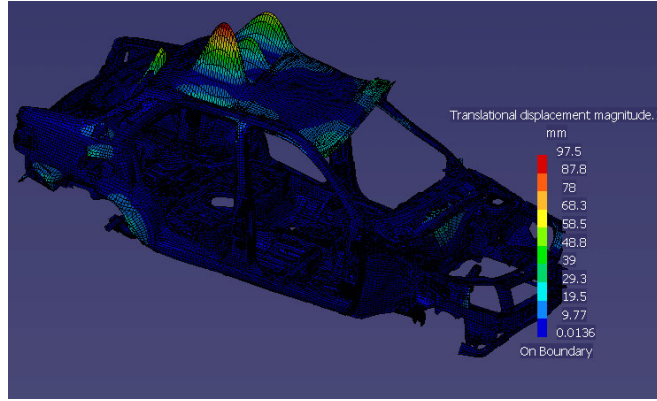
Tablo 7.1 Araç gövdesinin FEM modeli ile elde edilen 15 modu

Mod numarası	Frekans (Hz)
1	0
2	0
3	0
4	0
5	0.0000000035
6	0.000000072
G	72.149
I	88.89
K	105.77
M	116.67
O	127.86
S	137.42
Z	157.02

Yapısal modların bulunmasının ardından, tüm titreşim ve akustik analizler LMS Virtual.Lab programında gerçekleştirilmiştir. Bu program, titreşim ve akustik analizler açısından üstün analiz teknikleri içermekte ve gerçek çalışma koşullarında toplanan deneysel dataları NVH analizlerinde kullanma imkanı sunmaktadır.



Şekil 7.3 X_1 Hz'deki yapısal mod şekli



Şekil 7.4 X_2 Hz'deki yapısal mod şekli

7.2.2. Kabin içi Doğal Frekansları (Akustik Modal Analiz):

Araçlarda yapılan gürültü ve titreşim ölçümlerinde kabin içi akustik modları ile araç gövdesinin yapısal modları arasında, kabin içi gürültü seviyesi açısından önemli bir etkileşim olduğu belirlenmiştir. Yapısal doğal frekanslar veya yapı üzerine gelen periyodik zorlamalar ile iç kabin akustik doğal frekansları çakışır ise meydana gelecek rezonans sebebiyle iç gürültü seviyesinde önemli artışlar karşımıza çıkacaktır.

Yukarıda belirtilen nedenlerden dolayı akustik analizlerde, özellikle yolcu araçlarında kabin boşluğu akustik değerlerinin belirlenmesi ve vonlama adı verilen akustik modlar ile yapısal etkilerin çakışması sonucu oluşan gürültü seviyesi tespiti için bu akustik modların analizlerde göz önünde bulundurulması gerekir. Aşağıda verilen denklem ile sönümlenme özelliği olmayan ve yansısız dış duvarlara sahip kapalı prizmatik ortamların doğal frekanslarını teorik olarak hesaplamak mümkündür.

$$f = \frac{340}{2} \left[\left(\frac{n}{x} \right)^2 + \left(\frac{m}{y} \right)^2 + \left(\frac{k}{z} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7.1)$$

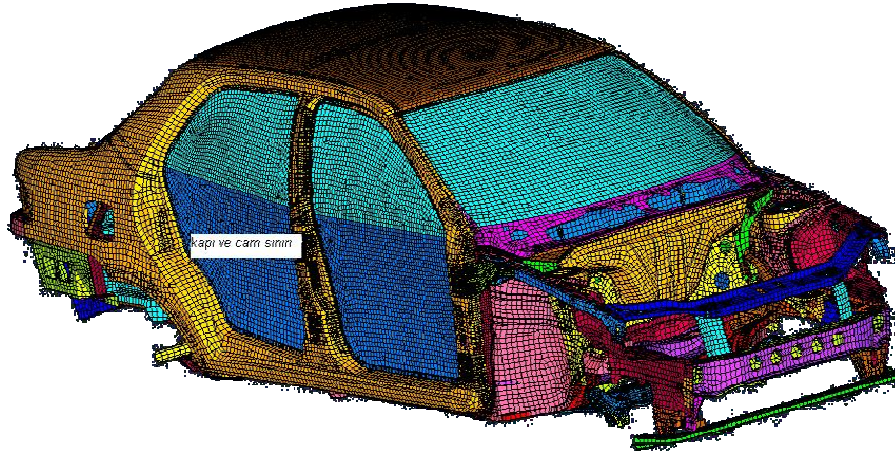
n, m, k : En, boy, yükseklik boyunca mod numaraları

x, y, z : En, boy, yükseklik değerleri (oda boyutları)

Akustik modların bulunması işleminde, öncelikle araç kabin boşluğunu tanımlayan ve Akustik Mesh adı verilen üç boyutlu (3D) mesh hazırlanmalıdır (FEM). Bu çalışmada hazırlanan FE modeli üzerine ortam özellikleri (hava) olan havanın yoğunluğu ve havadaki ses hızı tanımlanmıştır.

$$\rho = 1.225E-009 \frac{kg}{mm^3}$$
$$c = 340 \frac{m}{s}$$
(7.2)

Öncelikle kabin boşluğunun 3D FEM modeli araç gövdesi FEM modelinden oluşturulacağı için bu model üzerindeki belli bir değerin üzerindeki tüm açıklıkların kapanarak kabin boşluğu sınırlarının tanımlanması gerekir.

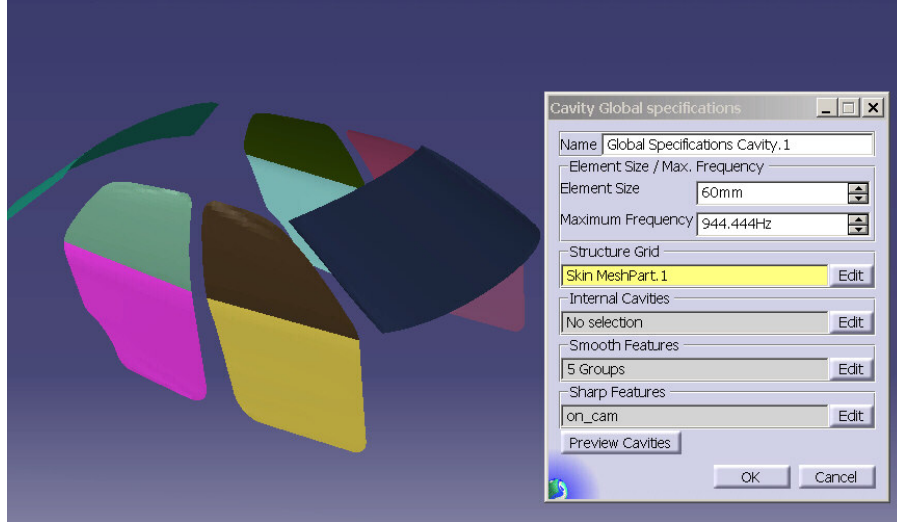


Şekil 7.5 Kabin boşluğu sınırlarının tanımlanması

Kullanılan programın “Cavity Mesh” modülü ile kabin boşluğu 3D sonlu elemanlar modeli (FEM) oluşturulur ve oluşturulan modelin eleman boyutları ile maksimum frekansı belirlenir. Burada maksimum frekans çalışılacak frekans aralığının üst sınırı olarak seçilir ve eleman boyutları da bu frekansa bağlı olarak dalga boyu ifadesi ile bulunabilir.

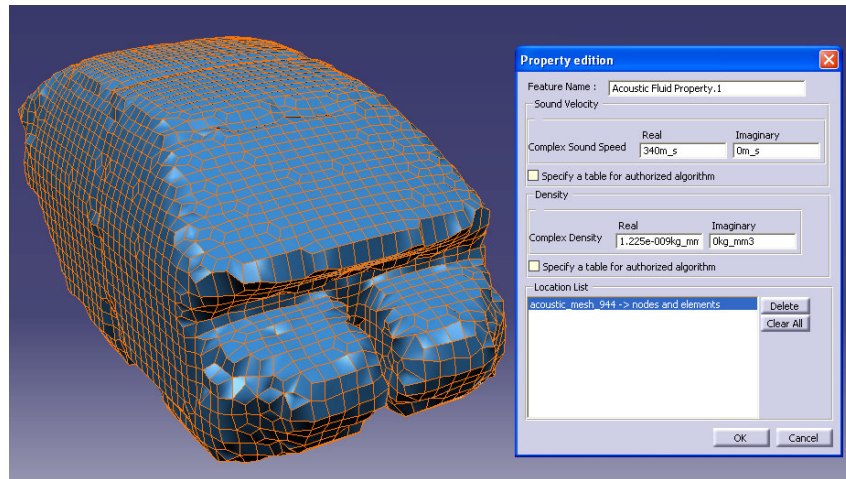
$$c = \frac{\lambda}{T} = \lambda f$$
(7.3)

Burada, c sesin ortamda yayılma hızı, λ dalga boyunu ve f de frekansı temsil etmektedir. Kabin boşluğunda akışkan ortam hava olduğu için $c = 340 \frac{m}{s}$ alınır ve maksimum frekans 944 Hz olarak seçilirse, buradan dalga boyu $\lambda = 944 * 340 = 320960$ olarak bulunur. Programda her dalga boyuna yaklaşık 6 eleman yerleştirilmektedir. Buradan eleman boyutlarının yaklaşık olarak 55mm olacağı görülebilir.



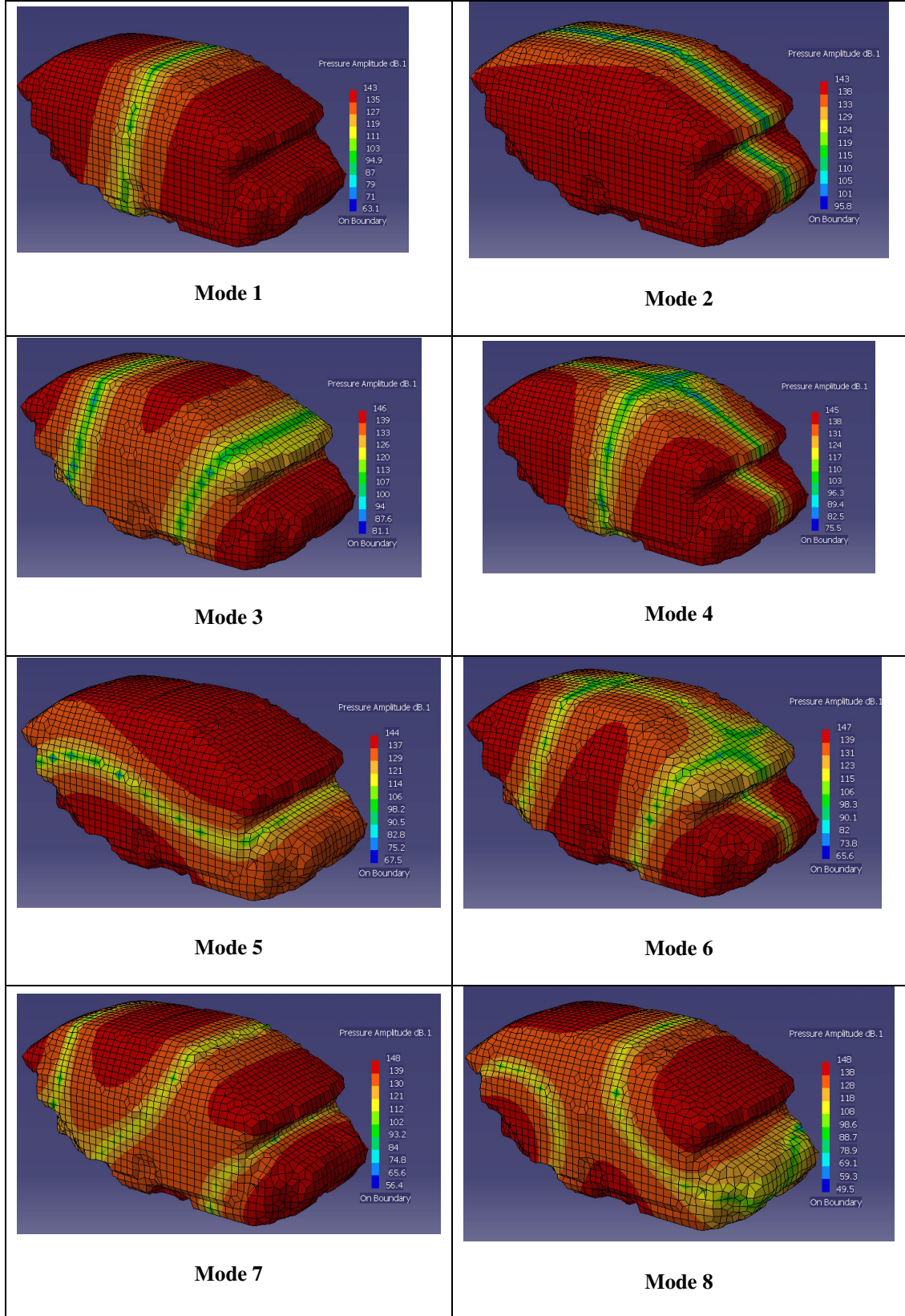
Şekil 7.6 Cavity Mesh yöntemi ile kabin boşluğunun FE modelinin oluşturulması

Yukarıda bahsedildiği gibi hazırlanan akustik mesh üzerine ortam özellikleri (hava) tanımlanarak “Akustik Mod analizi” ile kabin boşluğu rezonans frekansları belirlenir. Yapılan çalışmada ilk 20 modu hesaplatılmıştır.



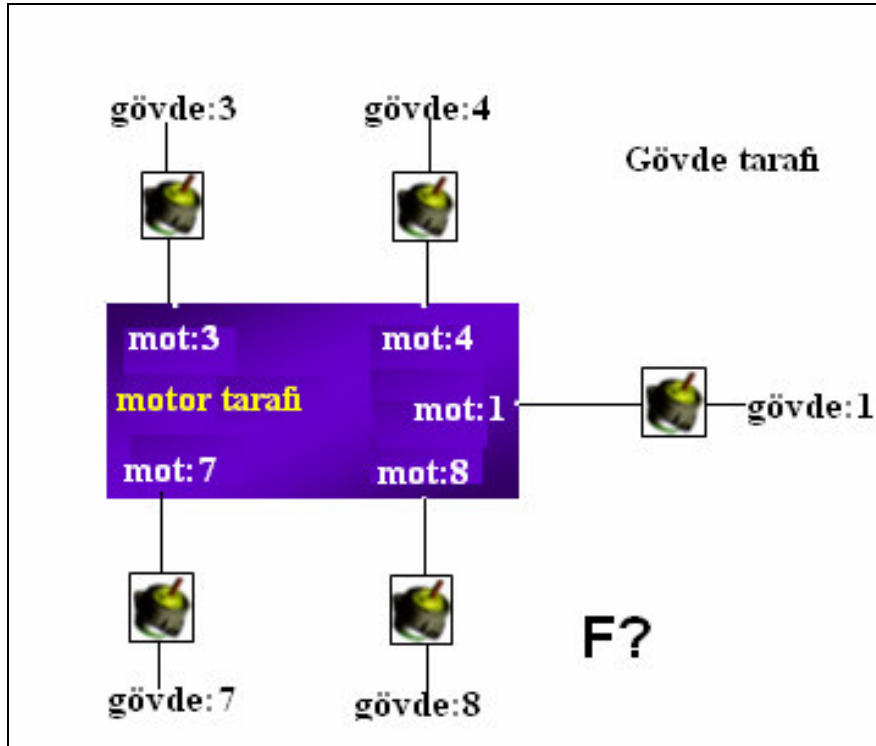
Şekil 7.7 Akustik mesh ve ortam özelliklerinin tanımlanması

Tablo 7.2 Kabin içi akustik modları ve mod şekilleri



7.2.3. Motor Titreşimleri Sonucu Elastik Takozlardan Gövdeye İletilen Kuvvetlerin Hesaplanması:

Burada gerçek çalışma koşullarında yapılan testlerle toplanmış datalardan yararlanarak gövdeye iletilen dinamik yükler hesaplanacaktır. LMS Test.Lab ile 3.vites tam gaz hızlanma koşullarında yol testlerinde toplanmış motor titreşimleri LMS Virtual.Lab programına alınarak “Kuvvet Tanımlama (Force Identification)” analizi ile gövdeye iletilen değişken yükler hesaplanmıştır.



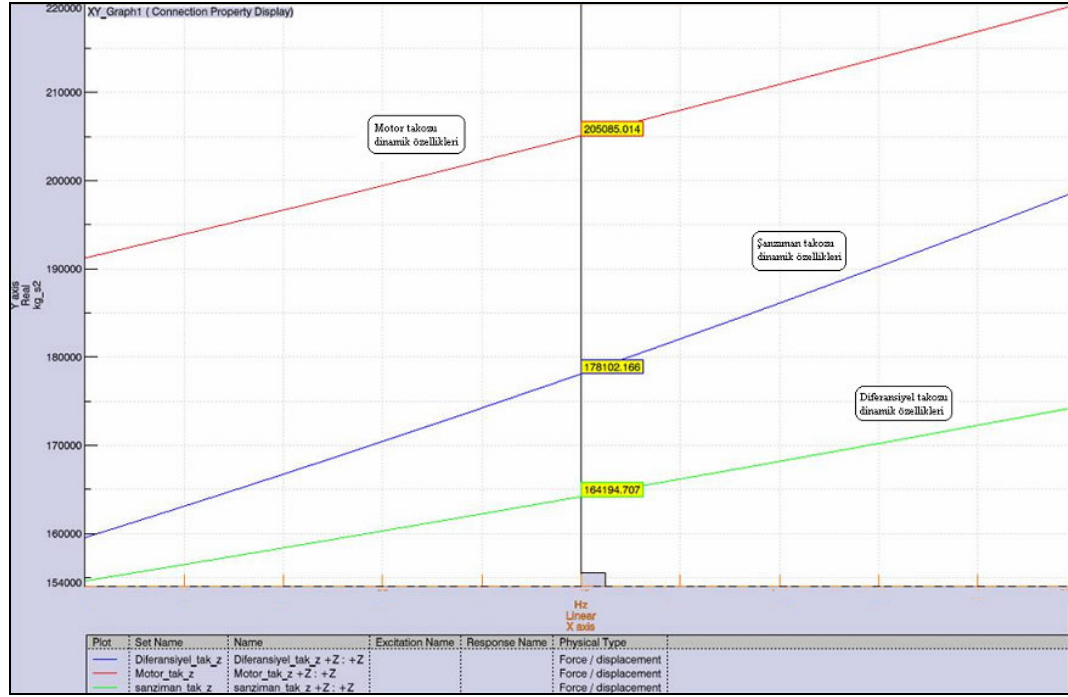
Bu yöntemde bir motor bağlantısının her iki tarafında da (motor ve gövde tarafı) titreşim ölçümü yapılır. Aynı şekilde motor bağlantılarının dinamik özellikleri (dynamic stiffness) de ölçülebilir. Motor takozlarının dinamik özellikleri üretici firmadan alınmıştır. Bu bilgiler aşağıdaki denklemde kullanılarak kuvvet değerleri hesaplanabilir.

$$\{F(j\omega)\} = [K(j\omega)] \{X_1(j\omega) - X_2(j\omega)\} \quad (7.4)$$

Burada $\{F(j\omega)\}$ uygulanan kuvveti, $X_1(j\omega)$ ve $X_2(j\omega)$ motor bağlantılarının her iki tarafındaki yer değiştirmeyi (çalışma koşullarında ölçülen titreşim değerleri) ve $[K(j\omega)]$ de motor bağlantıları dinamik özelliklerini temsil eder. Yapılan test ölçümlerinde ivme ölçerler mümkün olduğunca motor bağlantı noktalarına yakın olmalıdır ve genellikle üç yön (x,y,z) için ölçüm yapılır. Fakat bu çalışmada motor takozlarının sadece z

doğrultusundaki dinamik özellikleri bilinmektedir. Bu bakımdan her üç takoz için sadece z doğrultularında gövdeye ilettikleri kuvvetler hesaplanabilmektedir.

Öncelikle LMS Virtual.Lab programına, yapılan testlerle toplanmış titreşim dataları ve Excel formatında verilen motor takozlarının dinamik özellikleri alınmıştır.

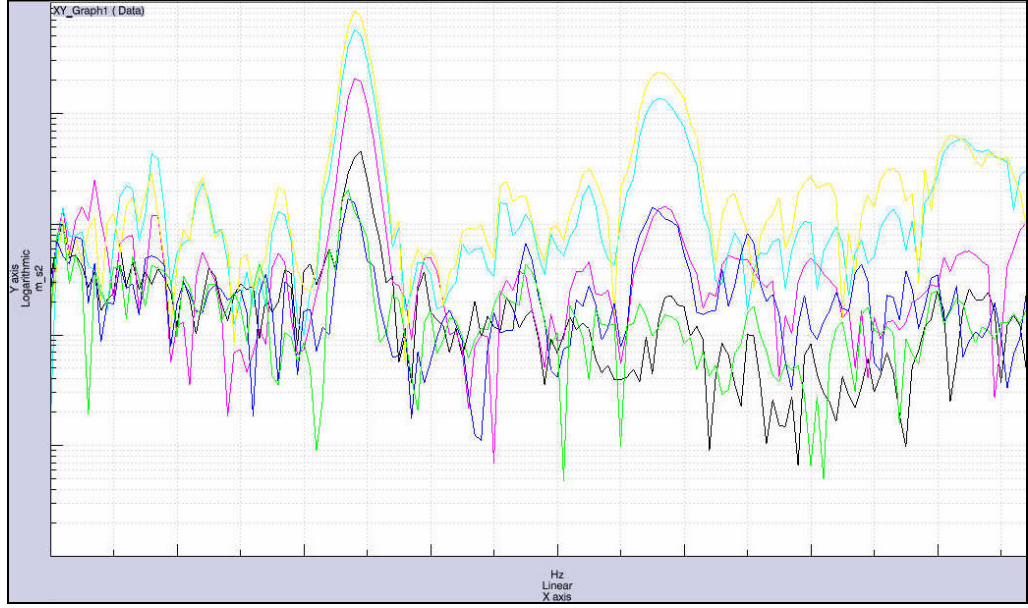


Şekil 7.8 Motor takozlarının dinamik özellikleri

Yukarıdaki grafikte y eksenini motor takozlarının dinamik özelliklerini

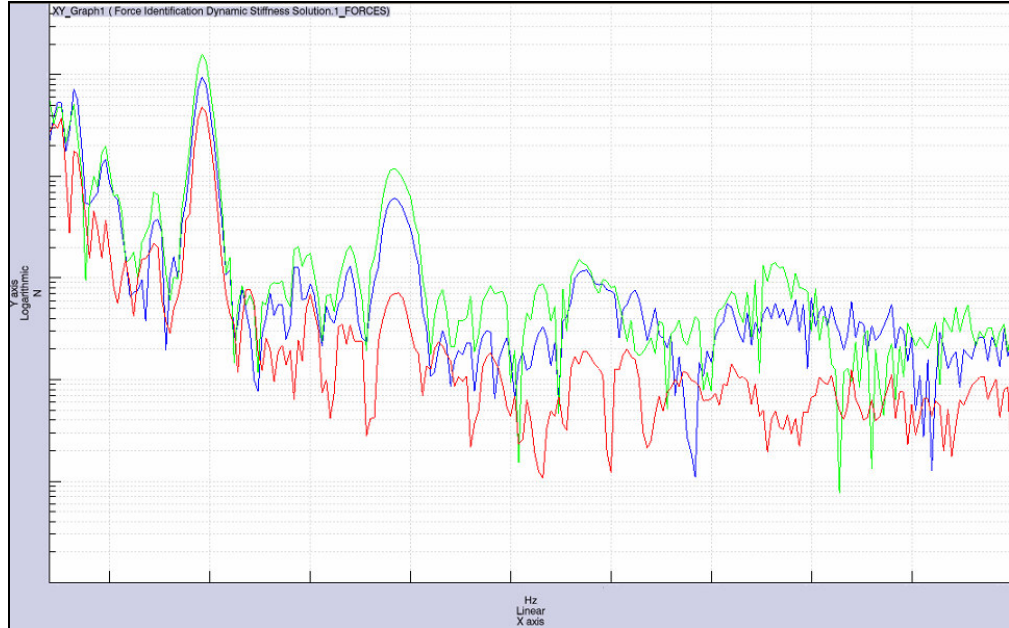
($K = \frac{kg}{s^2} = \frac{Kuvvet}{Yerdeğerdeme}$) ve x eksenini de frekans (Hz) değerlerini göstermektedir.

Analizin gerçekleştirildiği araç modelinde motor takozu, şanzıman takozu ve diferansiyel takozu olmak üzere üç bağlantı mevcuttur.



Şekil 7.9 Deneysel testlerle elde edilmiş C dev/dak'daki titreşim eğrileri

Yukarıdaki şekilde LMS Test.Lab ile 3.vites 1000-6000 dev/dak arası tam gaz hızlanma koşullarında toplanmış, motor takozlarının hem motor hem de gövde tarafındaki titreşim eğrileri görülmektedir. Bu ölçümler motor devrine (rpm) göre yapılmıştır. Şekilde C rpm'deki titreşim eğrileri görülmektedir. Burada y eksenı logaritmik titreşim değerlerini ve x eksenı de frekans değerlerini vermektedir. Bu değerlerden yararlanarak, yukarıda belirtilen formül tabanlı kuvvet tanımlama analizi ile her devir de frekansa bağılı olarak gövdeye aktarılan kuvvetler hesaplatılır.



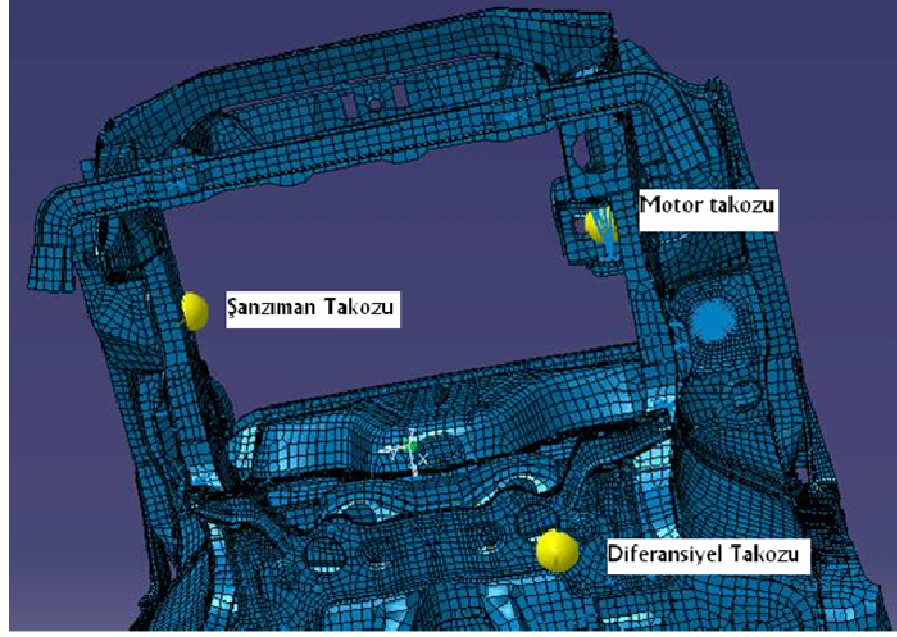
Şekil 7.10 C dev/dak'da motor takozlarından gövdeye iletilen kuvvet değerleri

7.2.4 Titreşim Analizleri:

Titreşim analizlerinde, motor tarafından gövdeye iletilen dinamik yük koşulları altında gövdedeki titreşim değerleri hesaplatılacaktır. Seçilen cevap noktaları ile motor takozlarının bağlantı noktaları arasındaki transfer fonksiyonları hesaplanarak, seçilen cevap noktasındaki titreşim değerlerine, hangi motor bağlantı noktasına etkiyen kuvvetlerin daha çok katkıda bulunduğu belirlenecektir. İletim yolları analizi adı verilen bu analiz ile yapılacak modifikasyon ęalıřmalarında hangi bağlantı özelliklerine dikkat edilmesi gerektiği belirlenmiş olacaktır. Ayrıca yapılacak olan vektörel titreşim analizi ile istenen devir ve frekans değerleri için maksimum titreşim sergileyen bölgeler belirlenecektir. Modal parametrelere bağlı olarak yapılacak titreşim analizi ile istenen devir ve frekans değerleri için titreşime en çok katkıda bulunan yapısal modlar da belirlenmiş olacaktır. Böylelikle yine yapılacak olan modifikasyon ęalıřmaları için dikkat edilmesi gereken yapısal modlar ve dolayısıyla da rezonans frekansları tespit edilecektir.

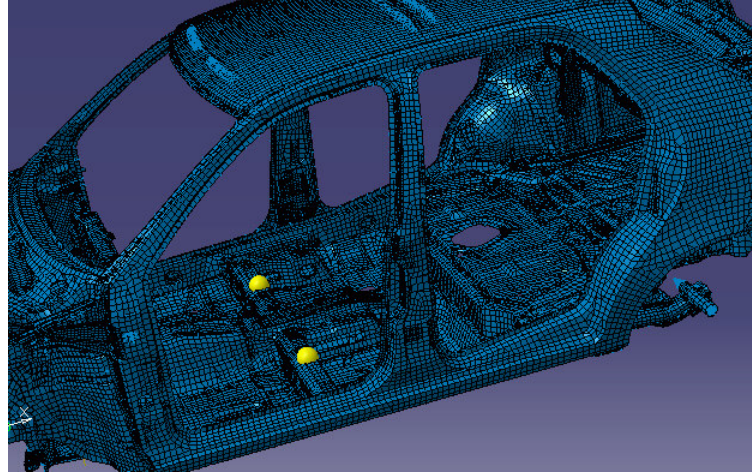
İletim yolları analizinde (Transfer Path Analysis), kuvvet uygulama noktası ile (titreşim kaynağı) belirlenen cevap noktası (hedef nokta) arasındaki iletim yollarının enerji transferi özellikleri belirlenmiş olur. Belirlenen cevap noktasındaki titreşim değerleri her bir iletim yolundan iletilen titreşim değerlerinin toplamı olarak düşünölebilir. Bu sebeple yapılan analizde titreşime katkıda bulunan en önemli iletim yolu tespit edilmiş olur. Bu analiz, sorunun kaynağının belirlenebilmesi açısından çok önemli bir özelliktir.

Öncelikle araç gövdesi sonlu elemanlar modelinde kuvvet uygulama noktaları, motor takozlarının bağlantı konumlarına uygun şekilde tanımlanmıştır.



Şekil 7.11 Motor takozlarının FEM modelde belirlenmesi

Titreşim analizinde sonuçların görüleceği cevap noktaları olarak koltuk bağlantı noktaları seçilir.



Şekil 7.12 Titreşim cevap noktaları

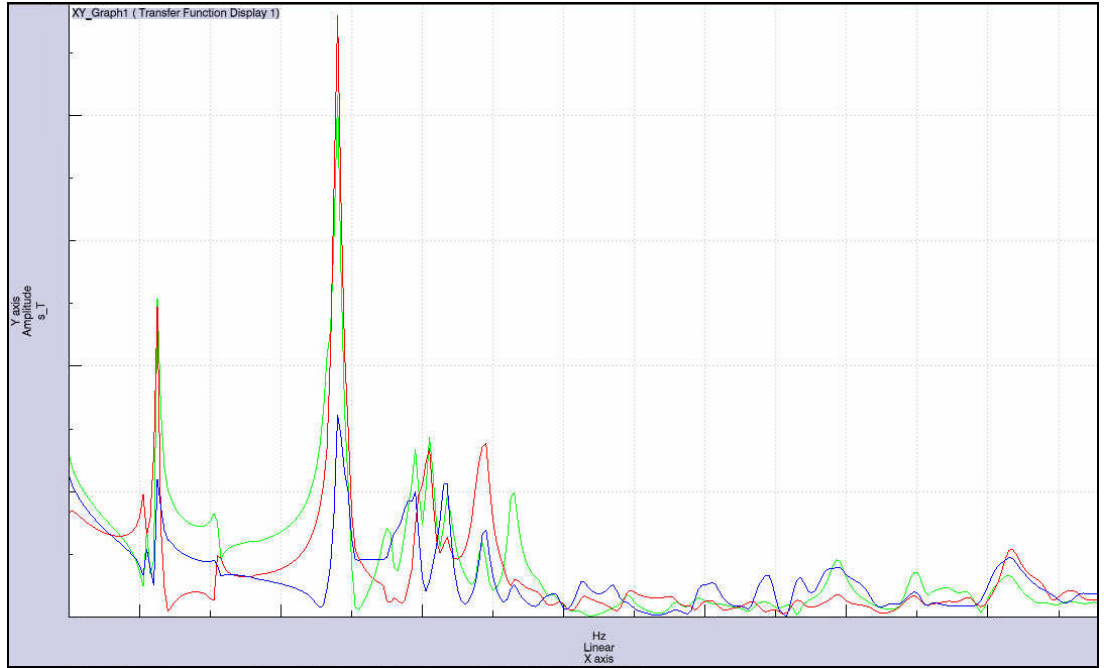
İletim yollarının tanımlanması için kuvvet uygulama noktaları (giriş) ve titreşim cevap noktaları (çıkış) arasında transfer fonksiyonları Kuvvet Cevap Fonksiyonu sentez (FRFs) analizi ile hesaplanır. Bu analiz ile seçilen giriş ve çıkış noktaları arasındaki FRF'ler hesaplanır ve sentez işlemi önceden hesaplanan yapısal modlara bağlı olarak gerçekleştirilir. Burada üç giriş ve iki çıkış noktası olduğu için altı adet transfer fonksiyonu hesaplanmıştır. Aşağıda verilen ifade ile i noktasına uygulanan kuvvet ile j noktasında seçilen cevap noktası arasındaki transfer fonksiyonu (FRF) hesaplanabilir.

$$FRF_{ij} = H_{ij} = \frac{Y_i}{X_j} \quad (7.5)$$

Hesaplanan modal parametrelere bağılı olarak m ve n noktaları arası FRF aşağıdaki ifade ile tanımlanabilir.

$$H(w) = \sum_{r=1}^N \left(\frac{1}{m_r} \frac{\psi_{m,r} \psi_{n,r}}{\lambda_r^2 - w^2} \right) \quad (7.6)$$

Burada m_r , r inci modun yapısal kütesini, λ_r r inci modun doğal frekansı ve sönümleme değerini içerir, $\psi_{m,r}$ r inci mod şeklinin m inci noktadaki mod şekli değeridir ve N mod sayısını gösterir. Bu formülden de anlaşılacağı gibi FRF, hazırlanan FE modelinin modal özelliklerini de içermektedir.



Şekil 7.13 Sürücü koltuğu noktası ile kuvvet uygulama noktaları arası FRF

Hesaplanan bu FRF'lere bağılı olarak belirlenen cevap noktaları için zorlanmış titreşim analizi yapılır. Zorlanmış titreşim denklemi aşağıda verilmiştir.

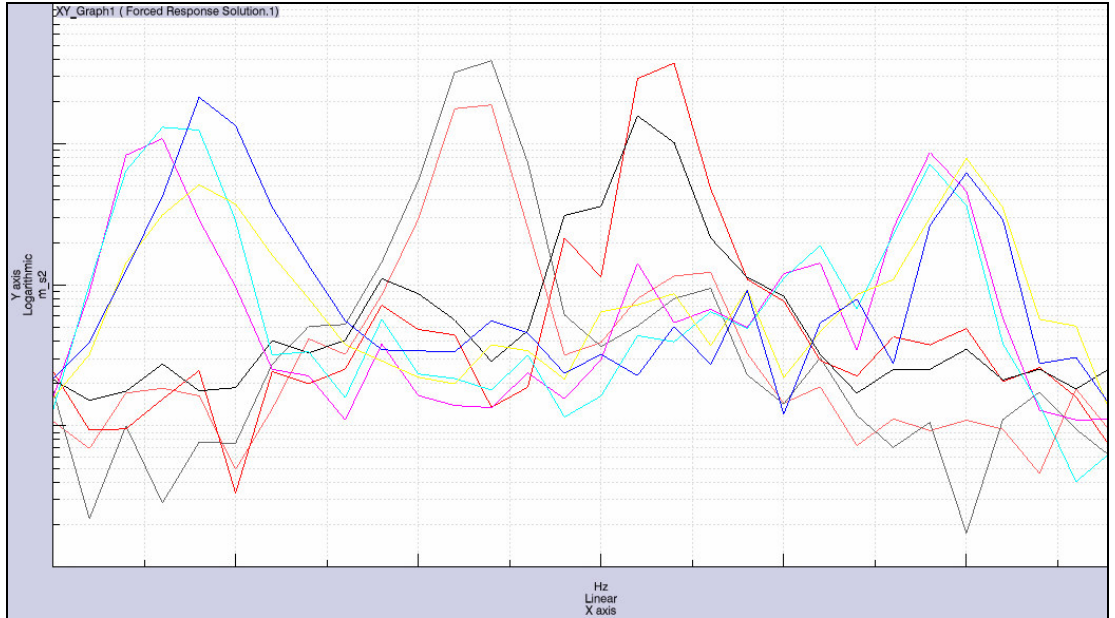
$$\{R(w)\} = [H(w)]_i \cdot \{L(w)\}_i \quad (7.7)$$

Burada $R(w)$ seçilen cevap noktasındaki toplam titreşim değerini, $[H(w)]_i$ i iletim yoluna uygulanan kuvvet ile cevap noktası arası FRF'i ve $\{L(w)\}_i$ de i iletim yoluna

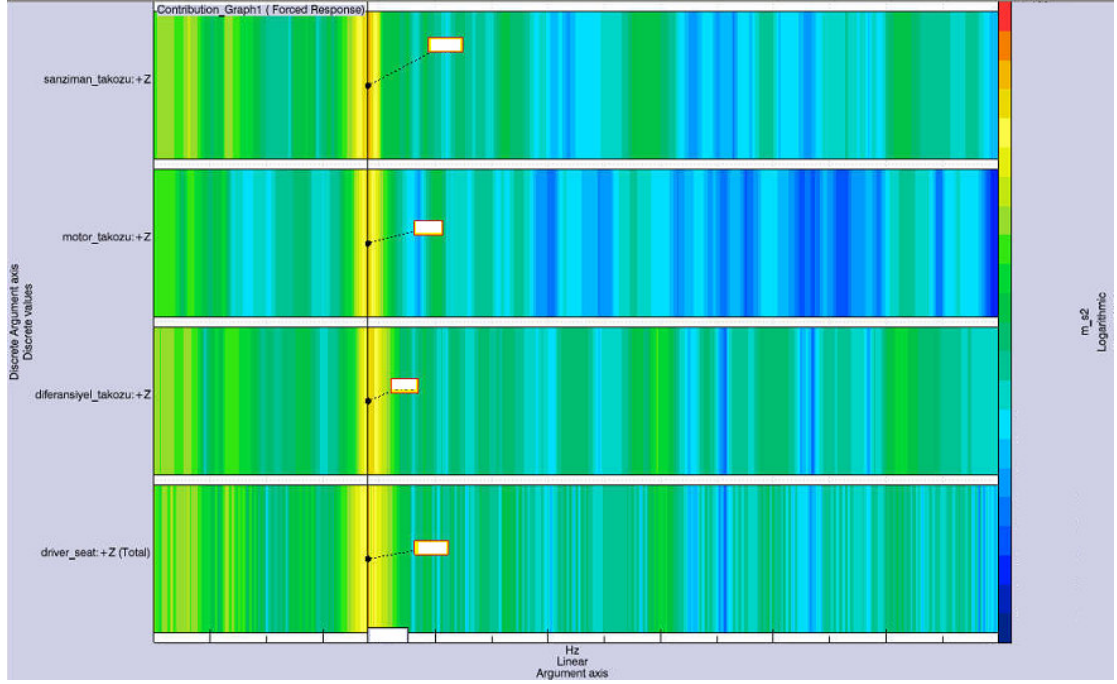
uygulanan değişken kuvveti göstermektedir. Buradan da anlaşılacağı gibi toplam titreşim değeri her bir iletim yolu ile taşınan titreşim değerleri toplamına eşittir.



Şekil 7.14 Seçilen koltuk noktaları için C dev/dak'daki zorlanmış titreşim eğrileri



Şekil 7.15 Seçilen iki nokta için değişik devirlerdeki titreşim eğrileri



Şekil 7.16 C dev/dak'da iletim yollarının titreşime olan katkıları

Yukarıdaki şekilde FRFs ile hesaplanan iletim yollarından hangisinin titreşime daha çok katkıda bulunduğu anlaşılır. Böylece yapılacak modifikasyon çalışmalarında hangi motor takozunun dikkate alınacağı belirlenmiş olur. Burada y eksenini üç iletim yolunu ve bunların katkıları sonucu belirlenen cevap noktasında oluşan toplam titreşim değerini göstermektedir. İletim yollarının katkıları kursör değerleri ile anlaşılabilirdiği gibi renk skalası ile de bu katkıları belirlemek mümkündür. Kırmızı renk maksimum katkıda bulunan iletim yolunu gösterir.

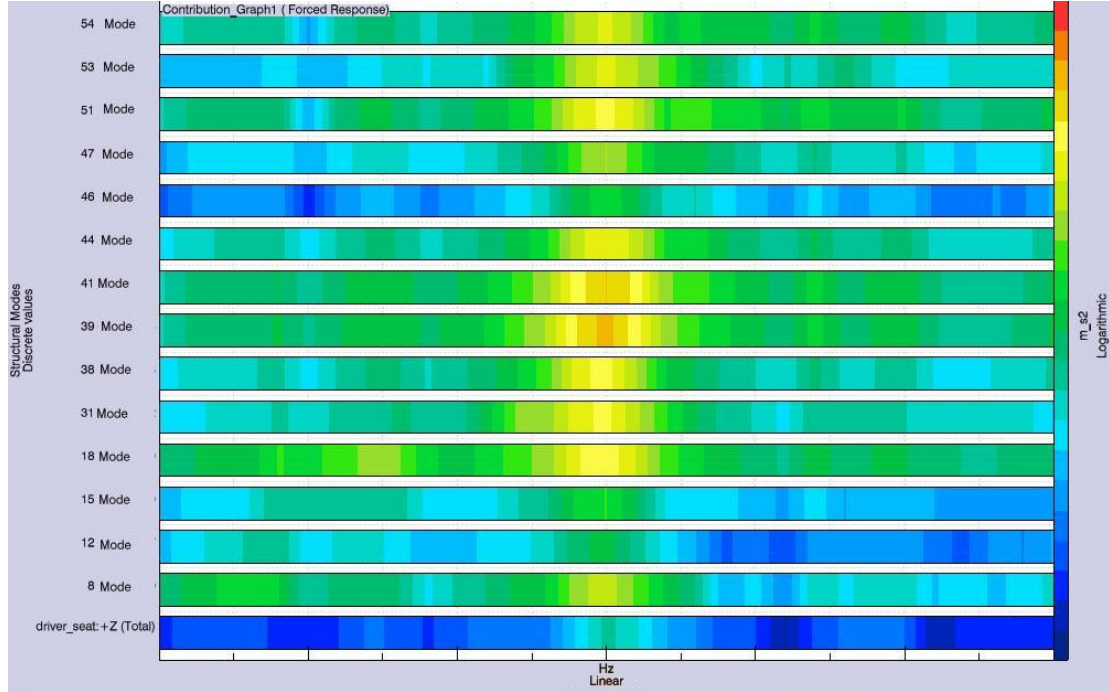
Bir sistemin zorlanmış titreşim ifadesini, yapısal modların süperpozisyonu şeklinde yazmak mümkündür. Her bir yapısal modun titreşime olan katkısı

$$P_r(j\omega) = \frac{1}{m_r} \left(\frac{1}{\lambda_r^2 - \omega^2} \right) (\psi_r)^T \{F(j\omega)\}$$

şeklinde yazılabilir. Burada $P_r(j\omega)$ modal katılım faktörünü (modal participation factor), $F(j\omega)$ uygulanan kuvveti, ψ_r mod şeklini ve λ_r de doğal frekans ve sönüm ifadesini vermektedir. Buna göre toplam zorlanmış titreşim,

$$\{X(j\omega) = \sum_{r=1}^{N_k} \{\psi_r\} P_r(j\omega) \quad (7.9)$$

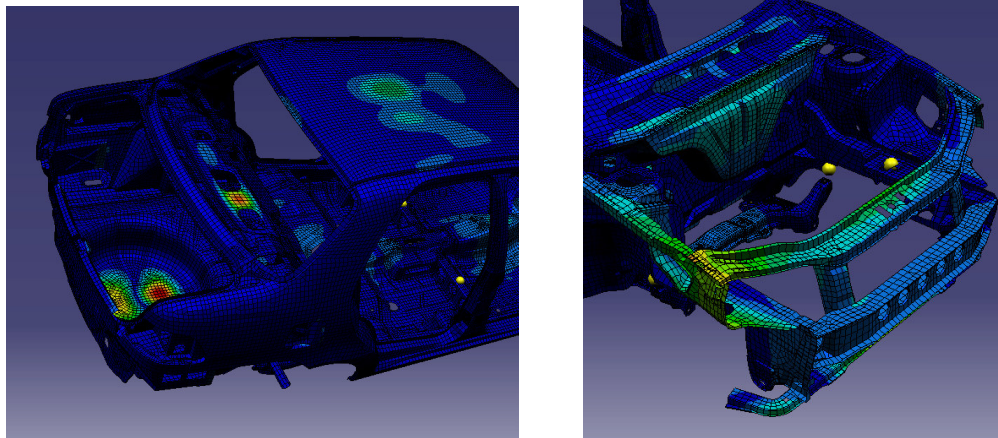
şeklinde yazılabilir. Burada N_k mod sayısını vermektedir. Buradan da anlaşılacağı gibi belirlenen bir frekans değeri için titreşime en çok katkıda bulunan yapısal modlar tespit edilebilir.



Şekil 7.17 C dev/dak'daki zorlanmış titreşim değerine yapısal modların katkısı

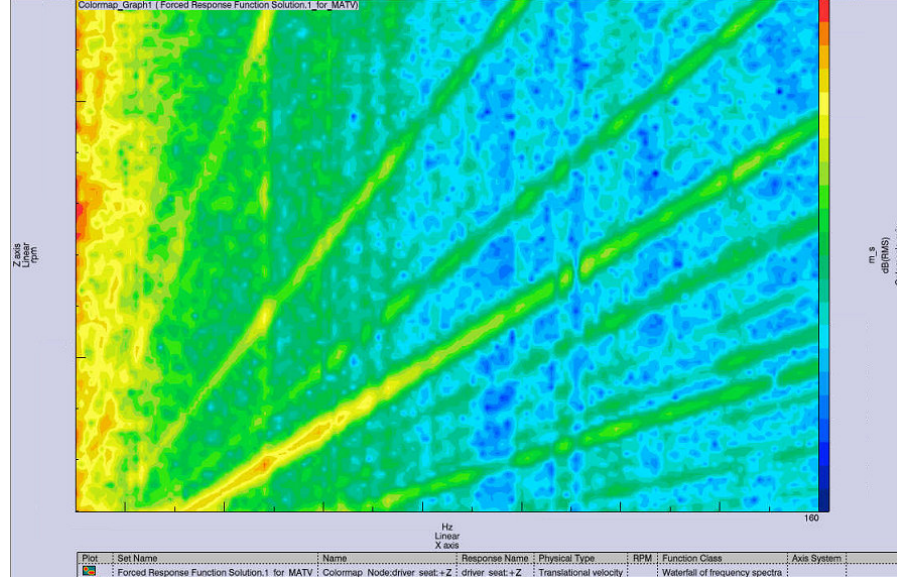
Bu analiz ile seçilen bir cevap noktasında belirlenen frekanslar için maksimum katkıda bulunan yapısal modlar belirlenmiş olur. Burada y eksenı yapısal modları, x eksenı frekans değeri ve sağdaki y eksenı de katkı değerlerini vermektedir.

Son olarak, yapılan vektörel titreşim analizi ile belirlenen frekans ve rpm değerleri için maksimum titreşim sergileyen bölgeler belirlenmiş olur.



Şekil 7.18 A dev/dak'da x Hz için titreşim bölgeleri

Titreşim sonuçlarını şelale gösterimi sayesinde tüm devir ve frekanslar için görmek mümkündür.



Şekil 7.19 Titreşim sonuçları şelale (waterfall) gösterimi

Bu gösterimde y eksenini rpm (motor devri) değerlerini , x eksenini frekans değerlerini ve sağdaki sütun da titreşim değerlerini göstermektedir. Bu gösterim ile seçilen frekans aralığı için maksimum titreşimin olduğu motor devri ve frekans değerlerini görmek mümkündür.

7.2.5. Akustik Analizler

Yapılacak akustik analizler ile araç kabin içi akustik özellikleri belirlenecektir. Daha önce hesaplanan akustik modlar ile kabin içi akustik boşluğun rezonans frekansları belirlenmişti. Sonlu elemanlar yöntemine bağlı olarak öncelikle, akustik transfer vektör (ATV) analizi ile kabin içi akustik iletim yolları analizi gerçekleştirilecektir. Bu analizde hesaplanan, gövde yüzey titreşimleri ile akustik ölçüm noktaları arası transfer fonksiyonlarıdır. Böylelikle, titreşim analizinde hesaplanan gövde yüzey titreşimleri sonucu belirlenen akustik ölçüm noktalarındaki (mikrofon) ses basınçları bulunabilir. Genellikle bu akustik ölçüm noktaları testlerde, sürücü sağ kulak seviyesi olarak seçilir. Hazırlanan sayısal modelde de bu noktalar ölçüm noktaları olarak seçilmiştir. Yapılan akustik analizlerde iletim yolları belirlenerek motor takozları dinamik özelliklerinin kabin içi gürültüye olan etkileri belirlenecektir. Ayrıca yapısal ve akustik modlara bağlı olarak gerçekleştirilen analizlerle, maksimum ses basıncının olduğu devir ve frekanslar belirlenerek bu değerlere katkıda bulunan yapısal modlar

tespit edilecektir. Araç gövdesinin kabini çevreleyen iki boyutlu elemanlar guruplandırılarak akustik ses basıncına neden olan en önemli titreşim paneli belirlenmiş olacaktır. Buda gürültü izolasyonu çalışmalarında dikkat edilmesi gereken yüzeyler hakkında bilgi verecektir.

7.2.5.1. Akustik Transfer Vektör Analizi:

Bu analiz ile giriş çıkış ilişkisi içerisinde, kabin boşluğunu tanımlayan sınır mesh deki (2D) yapısal titreşimler ile akustik alanda seçilen belirli noktalardaki ses basıncı arasında transfer fonksiyonları hesaplanır. Genelde yapılan akustik analizlerde, akustik cevaplar, hazırlanan denklem sistemlerinin her yük koşulu için çözülmesiyle elde edilir. Fakat bu yöntem oldukça büyük zaman gerektiren işlemler içerir. Çünkü hesaplamalar her yük koşulu için tüm frekans değerlerinde tekrarlanmaktadır.

Bu sorunlar akustik transfer vektörü (ATV) analizinin getirdiği, hesaplanmış akustik transfer fonksiyonlarının tekrarlı kullanılmasına dayalı yeni çözüm organizasyonu ile giderilmiştir. Akustik transfer vektörleri, katkı vektörleri yada akustik hassasiyet olarak nitelendirilebilir ve bir yüzeyin tüm nodlarından bir akustik ölçüm noktasına olan akustik transfer fonksiyonlarının bütünü şeklinde yorumlanabilir. Kısaca ATV, kabin sınırlarını tanımlayan yüzeylerin nodları ile belirli bir akustik ölçüm noktası arasındaki tüm akustik transfer fonksiyonlarını içerir. Akustik alan, titreşim sergileyen yapının geometrik şekline, ortam akışkan özelliklerine (ortamdaki ses hızı ve akışkan yoğunluğu) ve seçilen frekans aralığına bağlıdır. Yani akustik transfer vektörleri yük koşuluna bağlı değildir.

İlk olarak titreşim sergileyen yüzeyden akustik ölçüm noktasına olan akustik transfer vektörleri, belli bir frekans aralığı ve sabit frekans artışı için hesaplanır. İkinci adımda belirlenen akustik ölçüm noktasındaki akustik basınç değerleri, titreşim analizi ile hesaplanan yapısal yüzey normal titreşim vektörleri ile bu ATV'lerin çarpımı ile hesaplanır. Bu şekilde, ATV değerlerine bağlı olarak ses basıncı seviyesi aşağıdaki ifade ile hesaplanabilir.

$$P(w) = \{atv(w)\}^T \{v_n(w)\} \quad (7.11)$$

Tanımlanan akustik alanda, ses dalgalarının yayılımı konusunda dikkat edilmesi gereken en önemli etken ortamın yapısal titreşimlerle rezonansa girip girmemesidir.

ATV analizi ayrıca yapısal modların ve panellerin gürültüye olan katkılarının belirlenmesinde de kullanılır.

Akustik analizlerde, akustik cevaplara yapısal modların katkısının belirlenmesi işlemi de oldukça önemlidir. Bu analiz modal akustik transfer vektörlerin (MATV) hesaplanması ile gerçekleştirilir. Titreşim analizi kısmında yaptığımız gibi dinamik yük koşulları altında hesaplanan yapısal normal titreşimler, yapının mod şekillerinin lineer kombinasyonu şeklinde ifade edilebilir. Yani titreşim sonuçları her bir yapısal modun katkısını içermektedir. Bunu aşağıdaki gibi ifade edebiliriz.

$$\{v_b(w)\} = iw[\phi_n]\{mrsp(w)\} \quad (7.12)$$

Burada $[\Phi_n]$ modal vektör matrislerini, bu vektörler kabin yüzeylerinin lokal normal doğrultularına göre belirlenmiştir, $\{mrsp(w)\}$ verilen bir frekans değeri için yapısal modeldeki modal cevaplardır (modal katılım faktörlerinin vektörel ifadesi). 1 ve 3 nolu denklemlerin birleştirilmesi ile ses basıncı ,

$$P(w) = iw\{atv(w)\}^T [\phi_n]\{mrsp(w)\} \quad (7.13)$$

ve

$$iw\{atv(w)\}^T [\phi_n] = \{matv(w)\}^T \quad (7.14)$$

ifadesinden yararlanarak,

$$P(w) = \{matv(w)\}^T \{mrsp(w)\} \quad (7.15)$$

şeklinde bulunur. Formülden de anlaşılabileceği gibi MATV analizi ile yapısal modların ses basıncı seviyesine olan katkılarını bulabiliriz. Çünkü MATV, ses dalgaları yayan yapı ile bir akustik ölçüm noktası arasındaki akustik transferleri modal koordinatlar cinsinden ifade eder ve bu yüzden de her bir yapısal modun akustik katkısını içerirler. 5 nolu denklemde de görüldüğü gibi akustik sonuçlar, MATV'nin ilgili (aynı frekanstaki) modal cevapla çarpılması ile bulunabilir. Böylelikle belirlenen rpm (motor devri) ve frekans değerlerindeki gürültü seviyelerine neden olan yapısal modlar belirlenmiş olur. Buda araçlardaki gürültü analizi ve iyileştirmesi çalışmaları için gerçekten çok önemli bir bilgidir.

7.2.5.2. Panel Katkıları Analizi :

Kabin içindeki toplam basınç seviyesi her bir panelin titreşiminden kaynaklanan seslerin toplamı olarak ifade edilebilir. Panel katkıları analizi, ses basıncı ile panel

yüzey titreşimleri arasındaki transfer fonksiyonlarından faydalanarak (ATV), bir panelin iç gürültüye olan katkısının belirlenmesi işlemidir. Burada, araç kabin boşluğunu sınırlayan toplam yüzey belli yüzeylere yada kısımlara bölünür: kapı panelleri, camlar, tavan, taban, vb.. Belirlenen bu paneller ile seçilen akustik cevap noktası arasındaki vibro akustik etkileşimden yani akustik transfer vektörlerinden yararlanarak, seçilen bir frekans değeri için aracın hangi bölgesindeki titreşimlerin akustik sonuca daha çok katkıda bulunduğu belirlenmiş olur. Buda gürültü izolasyonu çalışmalarında dikkat edilmesi gereken panellerin görülmesi açısından oldukça önemli bir analizdir.

Bir ölçüm noktasındaki (r) (kulak seviyesi) toplam gürültü seviyesinin, her bir panel katkısının lineer toplamı olarak ifadesi

$$P_r = \sum_i P_{ri} \quad (N.m^{-2}) \quad (7.16)$$

şeklinde verilebilir.

$P_r(\omega)$: r noktasındaki ses basıncı ($N.m^{-2}$)

$P_{ri}(\omega)$: r noktasındaki ses basıncı seviyesine i yüzeyinin katkısı ($N.m^{-2}$)

ω : açısal frekans (-)

Burada her bir yüzey için akustik kaynak gücü, yüzeyin hacimsel titreşimi $\dot{Q}_i(\omega)$ şeklinde nitelendirilebilir. Bu durumda her bir panelin gürültüye olan katkısını, panel hacimsel titreşimi ile akustik transfer fonksiyonu çarpımından hesaplayabiliriz.

$$P_{ri} = \dot{Q}_i \cdot H_{ir}^{AA} \quad (N.m^{-2}) \quad (7.17)$$

$\dot{Q}_i(\omega)$: i yüzeyindeki hacimsel titreşim (m^3/s^2)

$H_{ir}^{AA}(\omega)$: i yüzeyi ile r cevap noktası (kulak seviyesi) arası akustik transfer fonksiyonu ($N.s^2.m^{-5}$)

Burada hacimsel titreşim,

$$\dot{Q}_i = S_i \cdot \ddot{X}_i \quad (m^3.s^{-2}) \quad (7.18)$$

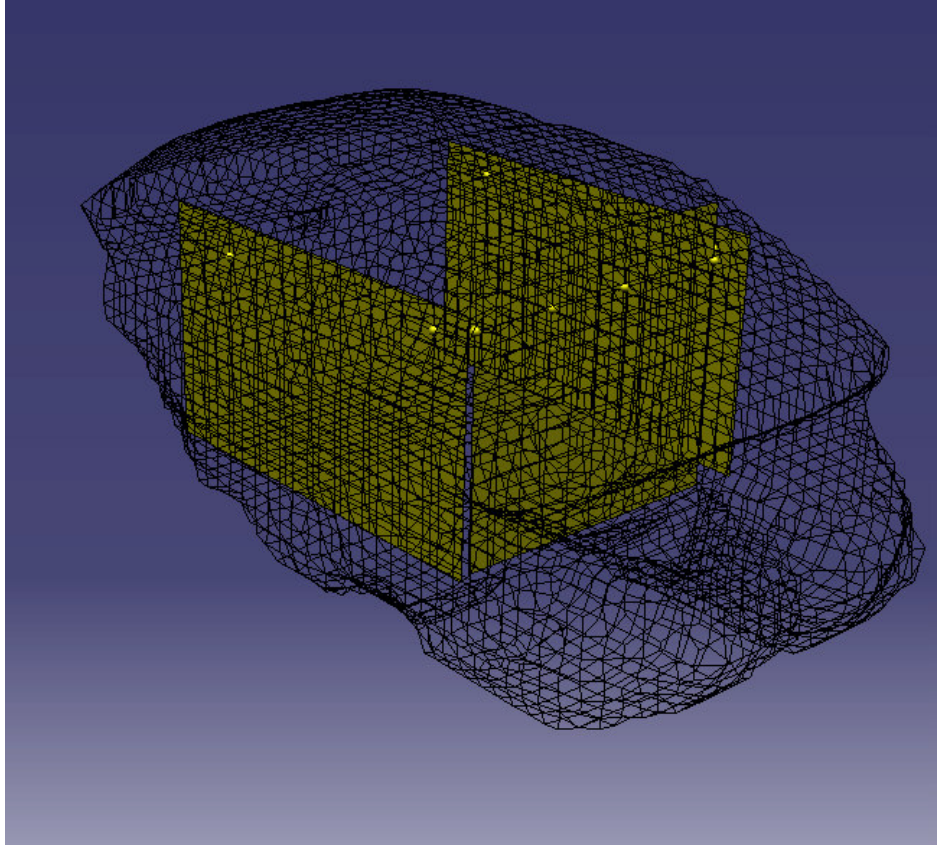
şeklinde ifade edilir.

S_i : i parçasının yüzey alanı (m^2)

$\ddot{X}_i(\omega)$: i parçası yüzey normal titreşim değeri (m/s^2)

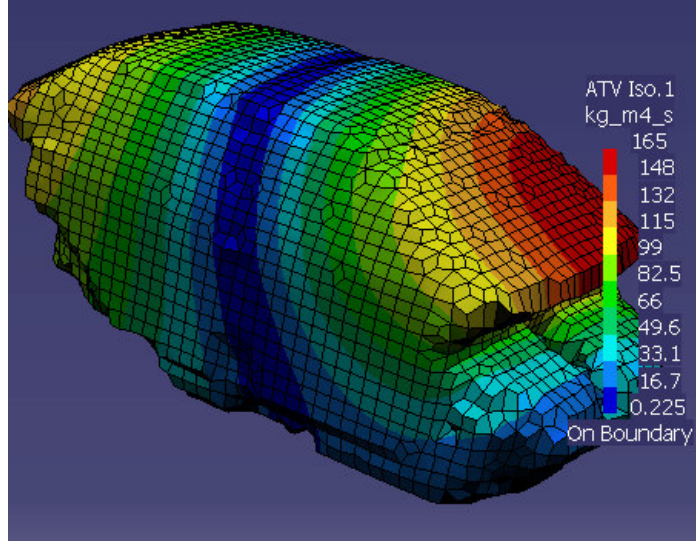
Yukarıda verilen denklemlerden de görüldüğü gibi sonlu elemanlar metoduna bağlı olarak yapılan gürültü analizi sonuçları titreşim analizleri sonuçlarına bağlıdır. Bu nedenle hazırlanan sayısal modelde, akustik analiz için seçilen frekans aralığı titreşim analizi içinde aynı olmalıdır. Aksi halde, titreşim analizi frekans aralığı dışındaki bir aralıkta yapılacak akustik analizde, bu aralıktaki yapısal cevaplar bilinmediği için sonuçlar hatalı olacaktır.

Yapılan akustik analizlerde öncelikle akustik cevap noktaları belirlenmiştir. Burada tek bir nokta (kulak seviyesi) seçilebileceği gibi, field point mesh adı verilen akustik sonuçların vektörel olarak görülebileceği bir alan mesh de yaratılabilir.



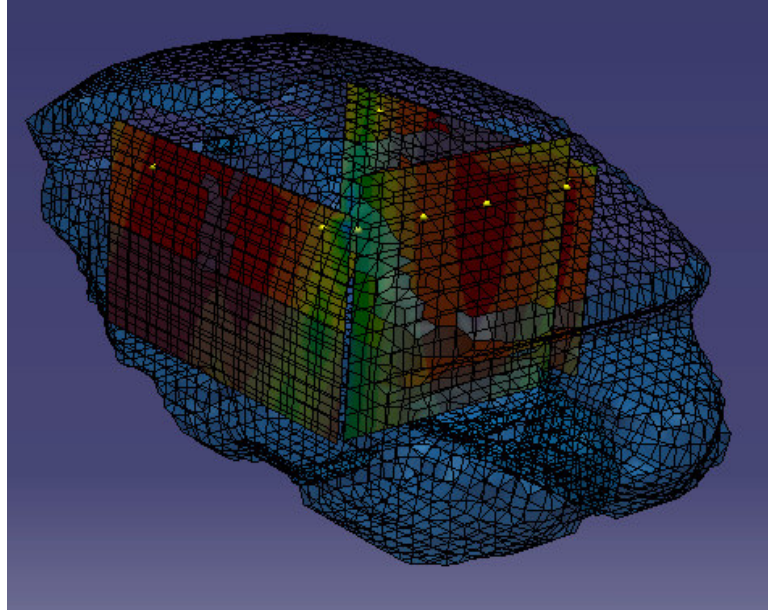
Şekil 7.20 Akustik cevap noktaları

Yukarıdaki şekilde de görüldüğü gibi, ön ve arka yolcuların kulak seviyelerinde akustik ölçüm noktaları belirlenmiştir. Ayrıca, ön ve yan panellerden yayılan ses dalgaları sonucu ortamda oluşan ses basıncını görebilmek için alan meshler yaratılmıştır.



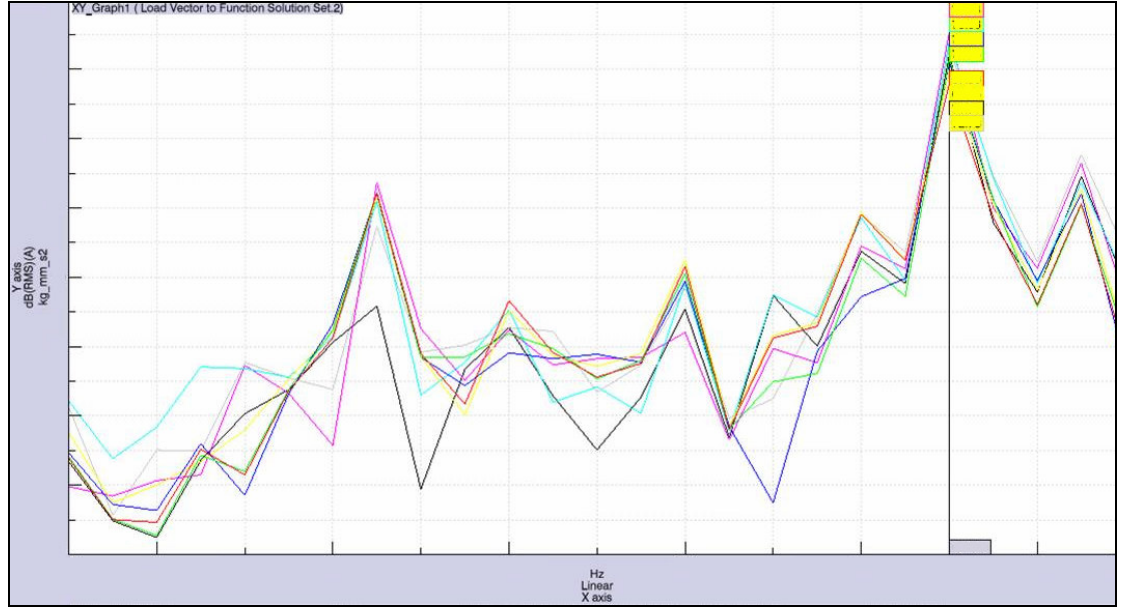
Şekil 7.21 Belli bir frekans için ATV

ATV 'ye bağlı olarak yapılan akustik analiz sonucu, A dev/dak'da x Hz için akustik ses basıncı seviyesinin vektörel gösterimi alan mesh üzerinde aşağıda verilmiştir. Burada kırmızı renkle görülen kısımlar ses basıncının yüksek olduğu bölgeleri göstermektedir.



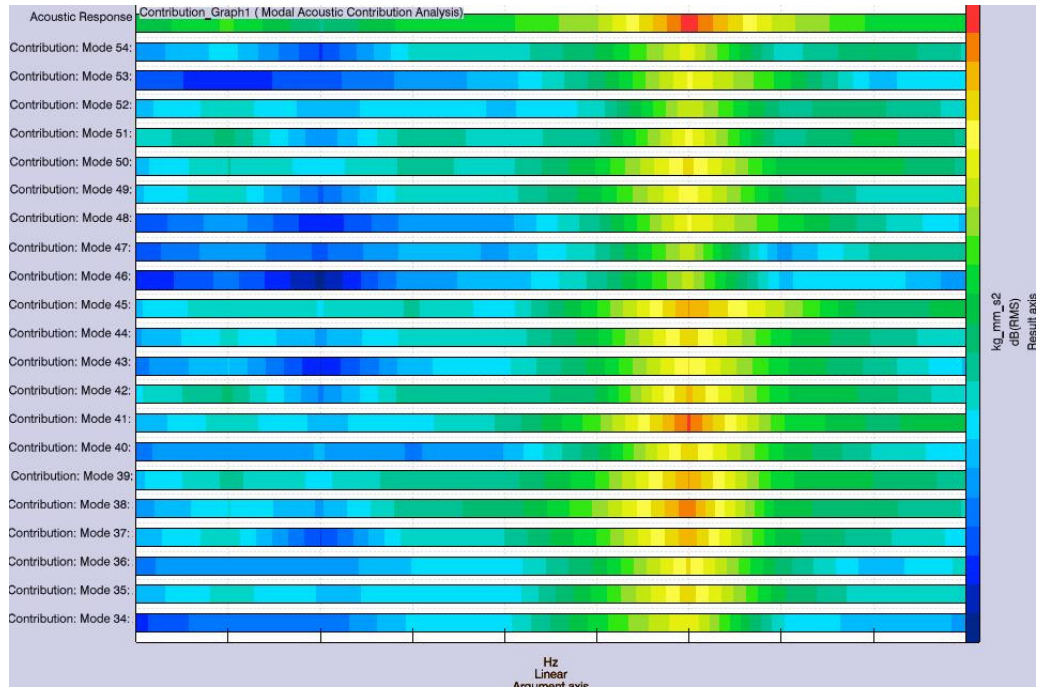
Şekil 7.22 Kabin içerisindeki akustik ses basıncı seviyesi

A rpm'deki sonuçların belirlenen akustik ölçüm noktalarındaki (kulak seviyeleri) grafiksel gösterimi aşağıdaki şekilde verilmiştir. Ses basıncı skalası, dB RMS (A) olarak seçilmiştir. Bundan sonraki tüm gösterimlerde de aynı skala kullanılarak insan kulağının algıladığı ses seviyesine göre sonuçlar incelenmiştir.



Şekil 7.23 Akustik sonuçların grafiksel gösterimi

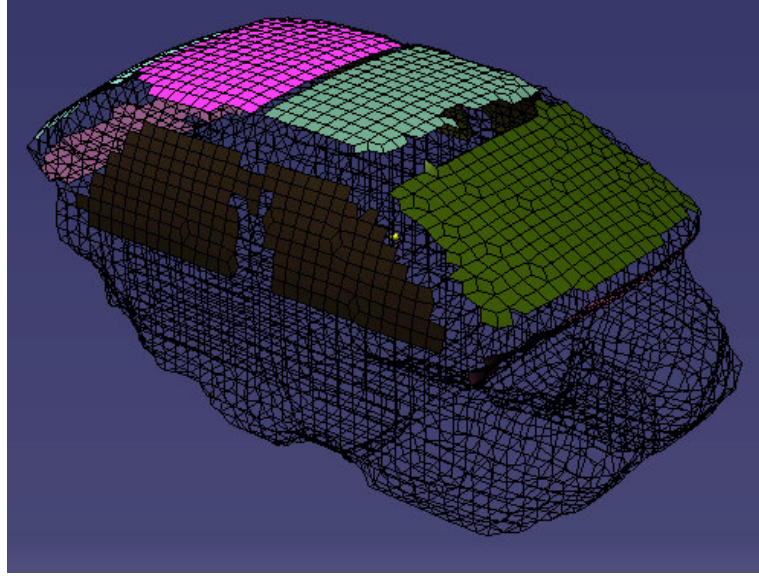
MATV'ye bağlı olarak yapılan akustik analizi ile yapısal modların gürültü seviyelerine olan katkıları belirlenmiştir. Böylece akustik boşluğun rezonansa girdiği frekanslar belirlenmiş ve buna yol açan yapısal mod şekilleri de incelenmiştir.



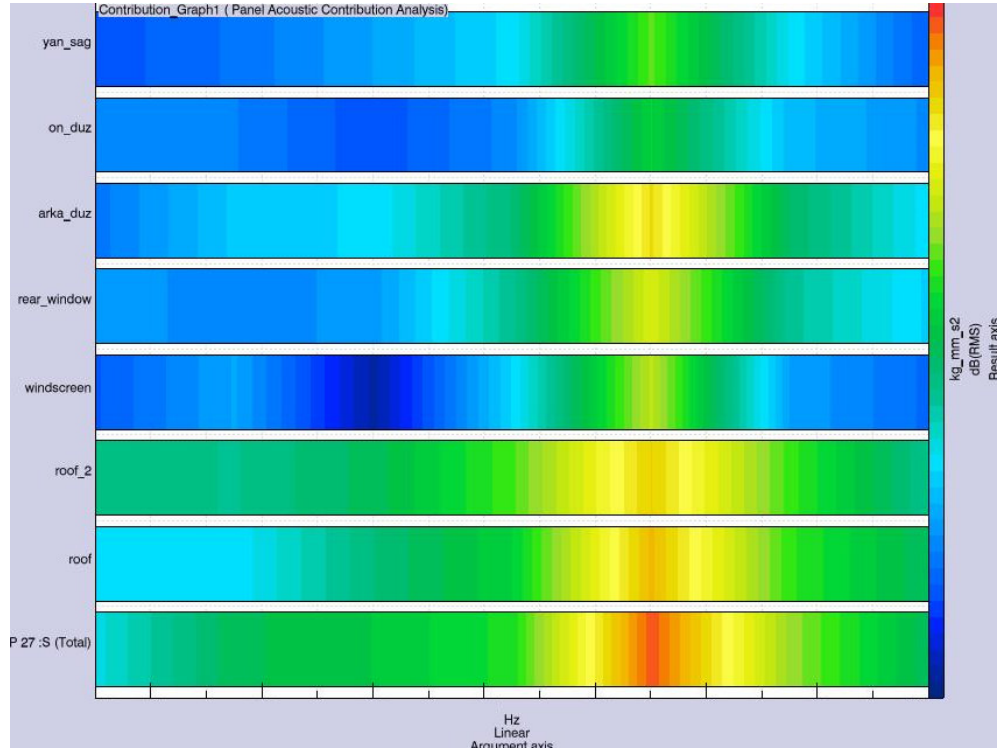
Şekil 7.24 Yapısal modların akustik sonuçlara olan katkısı

Yukarıdaki şekilde y eksenı yapısal modları, x eksenı frekans değeriğini göstermekte ve sağdaki sütunda yapısal modların katkılarını vermektedir.

Gürültüye neden olan en önemli panellerin belirlenmesi için panel katkıları analizi gerçekleştirilmiştir. Bunun için öncelikle kabin boşluğu sınırlarını tanımlayan yüzey mesh (BEM) bölümlere ayrıştırıldı.



Şekil 7.25 Kabin panelleri



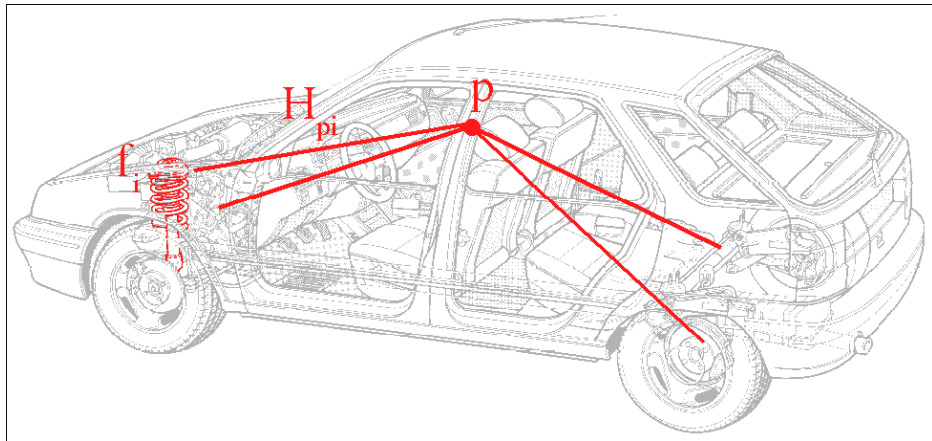
Şekil 7.26 Panel titreşimlerinin B dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı değerlerine panellerin katkısı

Yukarıdaki şekilde y eksenli panelleri, x eksenli frekans aralığını ve sağdaki sütunda katkı değerlerini vermektedir.

7.2.5.3. İletim Yolları Analizi:

Son olarak da, gürültü transfer fonksiyonu (akustik iletim yolu) analizi ile hangi iletim yolunun daha önemli olduğu ve dolayısıyla da hangi motor takozunun gürültü seviyesine katkısının daha fazla olduğu incelenmiştir. Böylece belli bir frekans ve devir için yapılacak bir gürültü seviyesi iyileştirmesi çalışmasında hangi unsurlara dikkat edilmesi gerektiği ve hangi motor takozunun özelliklerinin değiştirilmesi gerektiği belirlenmiş olacaktır. Buda çok büyük zaman ve maliyet gerektiren testlerle deneme yanılma yöntemiyle sorunun kaynağının bulunması ve giderilmesi işlemlerinin giderilmesi açısından çok büyük önem taşımaktadır. Çünkü kullanılan LMS Virtual.Lab programında yapılan titreşim yada akustik analizler değiştirilen herhangi bir özellik için rahatça tekrarlanabilmektedir. Örneğin bir motor takozunun değiştirilmesi sonucu titreşim ve akustik sonuçların nasıl değişeceği incelenecekse, testlerle yapılacak analiz için öncelikle motor takozunun değiştirilmesi yani zaman alan söküp takma işlemleri ve ardından da aynı koşullarda testlerin yinelenmesi ve sonuçların eski sonuçlarla karşılaştırılması gerekir. Bu işlemlerin birkaç kez tekrarlanması gerektiği düşünülürse zaman açısından kayıplarda anlaşılabılır. Aynı işlem doğrulanmış bir sonlu elemanlar modeli için, motor takozunun dinamik özelliğinin değiştirilmesi ile kolayca tekrarlanabilir.

Akustik iletim yollarının belirlenmesi işleminde, akustik alanda belirlenen bir ölçüm noktası ile dinamik yükün uygulandığı nokta arasındaki transfer fonksiyonları (FRF) hesaplanır. Daha sonra ses basıncı seviyesi her bir iletim yolu ile taşınan gürültü seviyelerinin toplamı olarak düşünülebilir.



Bu işlem aşağıdaki gibi formüle edilebilir.

$$P_t(w) = \sum_{i=1}^N \frac{T(w)}{F_i(w)} \cdot F_i(w) \quad (7.19)$$

Burada,

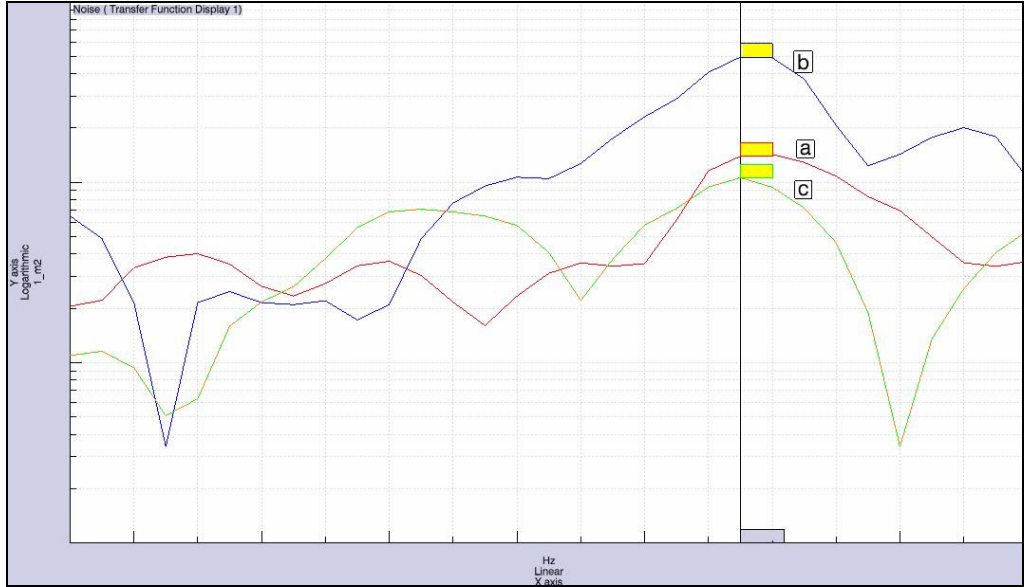
$P_t(w)$: frekans ve devire göre ses basıncı seviyesini

$\frac{T(w)}{F_i(w)}$: Akustik ölçüm noktası ile kuvvet uygulama noktası arası iletim yolunu

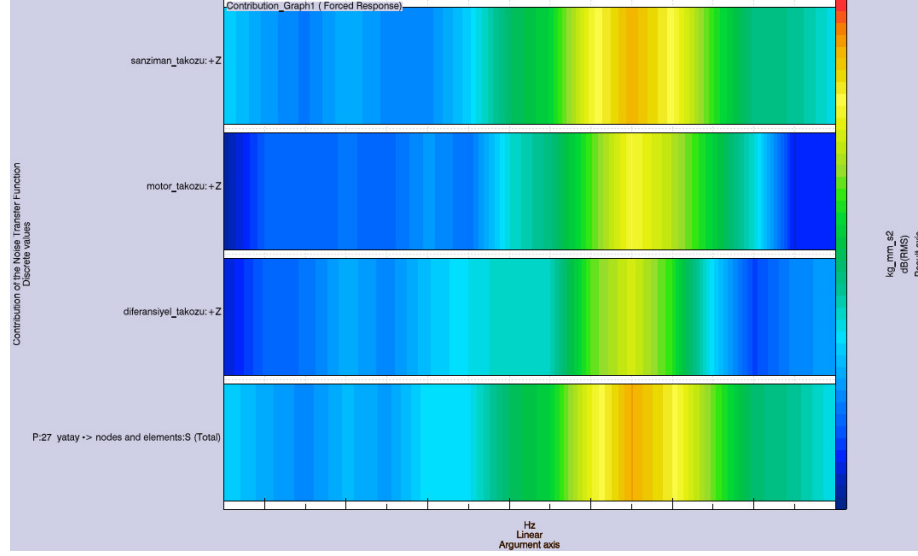
(FRF'lerin kombinasyonuna bağlı)

$F_i(w)$: Bu iletim yoluna uygulanan kuvveti

temsil etmektedir.



Şekil 7.27 Motor takozları ile sürücü sağ kulak seviyesindeki nokta arası iletim yolları
Burada, y eksenini FRF (1/m²) (basınç/kuvvet) değerlerini ve x eksenini de frekans değerlerini göstermektedir.



Şekil 7.28 B dev/dak'da iletim yollarının sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı değerlerine katkısı

İşte bu yukarıdaki gösterim ile hangi iletim yolunun ve dolayısıyla da hangi motor takozunun ses basıncı seviyesi açısından daha önemli olduğu belirlenmiş olur. Maksimum gürültünün olduğu devir ve frekanslar bu akustik iletim yollarına göre belirlenebilir.



Şekil 7.29 B dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı seviyesi

Yukarıdaki şekilde, belirli bir devir için gerçekleştirilmiş olan sayısal analiz sonucundaki ses basıncı eğrisi görülmektedir. Bu analiz belli bir frekans aralığında 2 Hz artımlarla gerçekleştirilmiştir ve belli bir frekansta bir akustik rezonans frekansı olduğu

ve bu frekansta ses basıncı değerin maksimuma ulaştığı görülmektedir. Aynı frekans aralığı için benzer bir eğri yapılan deneysel test sonuçlarında da görülmektedir (Şekil 11.2). Buda uygulanan sayısal analiz yönteminin doğruluğunu göstermektedir.

8. YORUMLAR VE SONUÇLAR:

Bu çalışma, “ Taşıt Tasarımı için Bilgisayar Destekli Tasarım Optimizasyon Algoritması Geliştirilmesi” konusunda hazırlanmıştır. Öncelikle konu ile ilgili kaynak araştırması yapılarak gerçekleştirilecek analizler için teorik altyapı edinilmeye çalışılmıştır. Fakat böyle bir çalışma hakkında tam anlamıyla bir kaynağa rastlanmamıştır. Hazırlanan tez raporunda, NVH çalışmaları için gerekli olan Modal Analiz, Titreşim Analizi ve Akustik Analiz konularında bilgi verilmiştir. Ülkemizde ilk kez yapılan böyle bir çalışma için, yapılan analizler deneysel çalışmalarla eşzamanlı olarak yürütülerek uygulanan yöntemlerin doğruluğu araştırılmıştır. Böylece geliştirilen algoritmanın, araç tasarım geliştirme evresinin erken safhalarında uygulanması ile araç gürültü ve titreşim karakterlerinin tespit edilmesi ve gerekli modifikasyon çalışmalarının da sayısal model üzerinde uygulanarak sonuçların değişiminin görülmesi ile çok maliyetli prototip imalinin ve uzun süren deneysel çalışmalarda test sayısının azaltılması hedeflenmiştir.

Araç gövdesi dinamik özelliklerinin belirlenmesi için araç gövdesi sonlu elemanlar modeli Altair HyperMesh programında hazırlanarak, yapısal modal analiz (analitik modal analiz) ile yapının doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenmiştir. Bu bilgiler LMS Virtual.Lab programına alınarak NVH modülünde titreşim analizlerinde kullanılmıştır. Yapılan modal analizde yapısal sönüm faktörleri bulunamadığı için bu değer, kritik sönümün %1'i olarak alınmıştır. Motor titreşimleri sonucu gövdeye iletilen dinamik yükler bilinmediği için gerçek çalışma koşullarında test çalışmaları ile toplanmış titreşim datalarından ve motor takozu dinamik özelliklerinden yararlanarak gövdeye iletilen dinamik yükler LMS Virtual.Lab programında hesaplatılmıştır. Bu bilgilerden yararlanarak NVH modülünde titreşim analizleri ve FEM Acoustic modülünde de akustik analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalar sonucunda yapının ve akustik boşluğun rezonans frekansları belirlenmiş ve gürültüye neden olan

panel ve iletim yolları tespit edilmiştir. Yapılan çalışmalar eş zamanlı olarak yapılan testlerle de karşılaştırılmıştır. Bulunan test sonuçları Ekler bölümünde verilmiştir.

Hazırlanan FEM model ve toplanan dataların büyüklüğü nedeniyle çalışmalar test sonuçları dikkate alınarak belirli frekans aralıklarında (10-160Hz ve 160-220Hz) ayrı ayrı gerçekleştirilmiştir. Yapılan çalışmada gürültü ve titreşim analizleri için girdi (input) olarak kullanılan dinamik yük değişkenleri motor titreşimlerine ve motor takozları dinamik özelliklerine bağlı olarak bulunmuştur. Bu nedenle yapılan çalışmada en önemli nokta, bu kuvvet değişkenlerinin doğru bir şekilde hesaplanması ve de gerçek koşullardaki doğrultularına uygun olacak şekilde gövde modeline uygulanmasıdır. Yapılan analizlerin sağlıklı sonuç vermesi açısından motor titreşimleri nedeniyle gövdeye iletilen üç doğrultudaki (x,y,z) kuvvet değişkenlerinin hesaba katılması gerekmektedir. Ancak motor takozlarının sadece z doğrultusundaki dinamik özellikleri bilindiğinden ve de bu özellikleri ölçme imkanı bulunmadığından yapılan analizlerde sadece z doğrultusundaki kuvvet değişimleri dikkate alınmıştır. Öncelikle motor bağlantılarının konumları gövde modeli üzerinde gerçeğe uygun şekilde seçilmiştir. Bu noktalardan, yapılan hesaplamalarla bulunan devir ve frekansa bağlı olarak değişim gösteren kuvvet fonksiyonları uygulanarak gövde titreşimleri ve akustik sonuçlar elde edilmiştir. Bu bakımdan motor takozlarının, titreşim yada gürültü probleminin olduğu frekanslarda görevini ne ölçüde yaptığı büyük önem taşımaktadır. Test çalışmalarında gerçek çalışma koşullarında toplanmış titreşim datalarında, özellikle motor devirleri 2. orderlarında yüksek titreşimler görülmüş ve bu piklerin aynı frekanslarda kuvvet fonksiyonlarında da olduğu gözlemlenmiştir. Yapılan araç gövdesi titreşim analizleri sonucu waterfall ve colormap gösterimlerinde de bu harmonikler elde edilmiştir. Titreşim analizi bölümünde bahsedilen iletim yolları analizi ile bu titreşimlere en çok katkıda bulunan motor takozu belirlenmiştir. Ayrıca yapılan analizlerle maksimum titreşimin olduğu yani rezonansın meydana geldiği frekanslarda yapısal modların olduğu ve bunların titreşim sonucuna büyük oranda katkıda bulunduğu tespit edilmiştir. Böylece aracın titreşim karakterleri ortaya çıkarılmış ve titreşim iyileştirmesi çalışmaları için bilgiler toplanmıştır.

Akustik analizlerde, öncelikle kabin içi boşluğunun rezonans frekansları (akustik modlar) belirlenmiştir. Seçilen frekans aralıkları için akustik analizler gerçekleştirilmiş ve maksimum ses basıncının olduğu devir ve frekanslar belirlenmiştir. Yapılan

analizlerde seçilen ikinci aralıkta maksimum ses basıncının oluştuğu gözlemlenerek, bu sonuca etki eden yapısal modlar, akustik modlar ,iletim yolları ve panel titreşimleri belirlenmiştir. Maksimum ses basıncının oluştuğu frekanslarda yapısal modların bulunduğu ve bunların gürültüye büyük oranda katkı yaptığı renk dağılımı (colormap) gösterimlerinde gözlemlenmiştir. Ayrıca yine maksimum ses basıncının oluştuğu frekanslarda akustik modların da olduğu ve bunların yapısal modlarla çakışması sonucu kabin içi ortamın rezonansa girmesi ve büyük genlikli ses dalgalarının oluşmasıyla da gürültünün meydana geldiği gözlemlenmiştir. Böylece kabin içi gürültünün meydana geldiği frekanslar belirlenmiştir. Bu bilgiler göz önünde bulundurularak, bu frekanslarda, gürültüye katkıda bulunan en önemli kabin panelleri tespit edilmiştir. Yine yapılan iletim yolları analizi ile hangi kuvvet uygulama noktasının gürültü oluşumuna en çok katkıda bulunduğu belirlenmiştir.

Tüm bu yapılan analizler sonucunda gürültünün hava yoluyla oluşan gürültü değil yapısal kaynaklı gürültü olduğu anlaşılmıştır. Bu sonuca, maksimum gürültünün oluştuğu frekansta yapısal ve akustik modların olması, şelale (waterfall) gösteriminde her devirin ikinci harmoniklerinde diğer frekanslara göre gürültünün yüksek çıkması ve yapılan testlerde de aynı devir ve frekanslarda da piklerin görülmesi nedeniyle varılmıştır.

Sayısal ve test ile yapılan analizlerde aynı frekanslarda pikler görülse de titreşim ve ses basıncı genlik seviyelerinde fark olduğu belirlenmiştir. Bunun nedeni olarak, yapılan sayısal analizlerde sadece z doğrultusundaki kuvvetlerin hesaba alınabilmesi, sayısal modelde titreşim ve gürültü sönümleyici izolasyon malzemelerin tanımlanmaması, titreşim ve gürültü seviyelerini (genliklerini) etkileyen sönüm faktörünün doğru bir şekilde tanımlanamaması ve akustik modların belirlenmesi esnasında kabin içinde tanımlanması gereken koltuk modellerinin yerleştirilmemesi gösterilebilir. Ancak yinede analitik ve deneysel sonuçların uyuşması uygulanan yöntemin doğruluğunu kanıtlamıştır.

Sonuç olarak titreşim ve gürültü problemlerinin giderilmesi en azından azaltılması için, yapılan çalışmalarda tespit edilen parametrelere göre modifikasyon çalışmaları yapılması gerekmektedir. Bunlar arasında, gürültü ve titreşim problemlerinin oluştuğu frekanslardan kaçınılması için yapısal ve akustik modların kaydırılması, panel katkıları analizi ile belirlenen en önemli kabin panelinin

güçlendirilmesi yada yalıtım malzemesinde değişiklik yapılması, iletim yolları analizi ile belirlenen ve gürültü ve titreşim problemine neden olan motor takozunun rezonans frekansları göz önünde bulundurularak dinamik özelliklerinin değiştirilmesi yada çalışma eksenlerinin değiştirilmesi sayılabilir. İleriki çalışmalarda aşağıda bahsedilen çalışmalar yapılabilir.

Geliştirilen bu yöntemden yararlanarak, bir otomobilde gürültü ve titreşim problemlerine yol açan tüm etkenler; motor ve egzoz titreşimlerinin elastik bağlantılarla gövdeye iletimi, yoldan gelen etkilerin süspansiyon sistemi ile gövdeye iletilmesi ve motor ve egzoz gürültüsünün kabin içine iletimi, gibi konularda analizler yapılabilir. Yeni bir tasarım için yapılacak sayısal analizler eş zamanlı olarak yapılacak deneysel çalışmalarla doğrulanmalıdır. Bunun için öncelikle analitik ve deneysel modal analizler karşılaştırılmalı ve FE modeli deneysel modal analizle bulunan sönüm faktörleri de katılarak doğrulanmalıdır. Araç gövdesi FE modeline x,y,z doğrultularındaki tüm değişken yükler doğru bir şekilde uygulanmalıdır. Akustik modlar bulunurken koltuk modelleri ve malzeme özellikleri de hesaba katılmalıdır. Kabin boşluğu sınırlarını tanımlayan panellerin yalıtım malzemesi özellikleri, akustik analizlerde absorbent paneller yaratılarak tanımlanmalıdır. Yapılan analizlere göre, elastik bağlantıların dinamik özellikleri, yalıtım malzemesi özellikleri yada yapısal modifikasyonlarla sonuçların nasıl değiştiği incelenmeli ve en uygun değer ve yapısal şekiller belirlenmelidir. Ayarica motor titreşimlerini ve dolayısıyla da yarattığı gürültü seviyelerinin en aza indirgenmesi için, motor FE modeli oluşturulup multi body simülasyon çalışması ile belirlenen yatak kuvvetleri için yapılan titreşim ve akustik analizlere göre yapısal modifikasyonlar uygulanabilir. Böylece en önemli gürültü ve titreşim kaynağı iyileştirilmiş olur.

9. KAYNAKLAR:

BERANEK, L.L. ve VER, I.L. 1992. Noise and Vibration Control Engineering Principles and Applications. John Wiley and Sons, Cambridge

ÖZKAN, A. Aralık 2004. Otomotivde NVH Uygulamaları Seminer Notları, Bursa

PASİN, F. 2000. Mekanik Titreşimler. Birsen Yayınevi, İstanbul 155 s.

EROL, H. 1998.İ.T.Ü. Makine Mühendisliği Bölümü Endüstriyel Akustik ve Gürültü Ders Notları, İstanbul.

FU, Z.F. ve HE, J. 2001. Modal Analysis. A division of Redd Educational and Professional Publishing Ltd. Eylül 2001,Oxford. 304s

DE SİLVA, C.W. 1999. Vibration, Fundamentals and Practice, CRC Pres. Aralık 1999, Florida. 943s.

McCONNELL, K.G. 1995. Vibration Testing, Theory and Practice, Wiley-IEEE. Ağustos 1995, New York. p.1-120

GOLDMAN, S. 1999. Vibration Spectrum Analysis, 2nd edition. Industrial Pres Inc,New York. 331s

EWINS, D.J. 2000. Modal Testing Theory, Practice and Application , 2nd edition. Research Studies Pres Ltd. England. 562 s.

BARBER, A. 1993. Hand Book of Noise and Vibration Control, 6nd edition. Elsevier, Oxford. 481s.

<http://www.lmsintl.com>

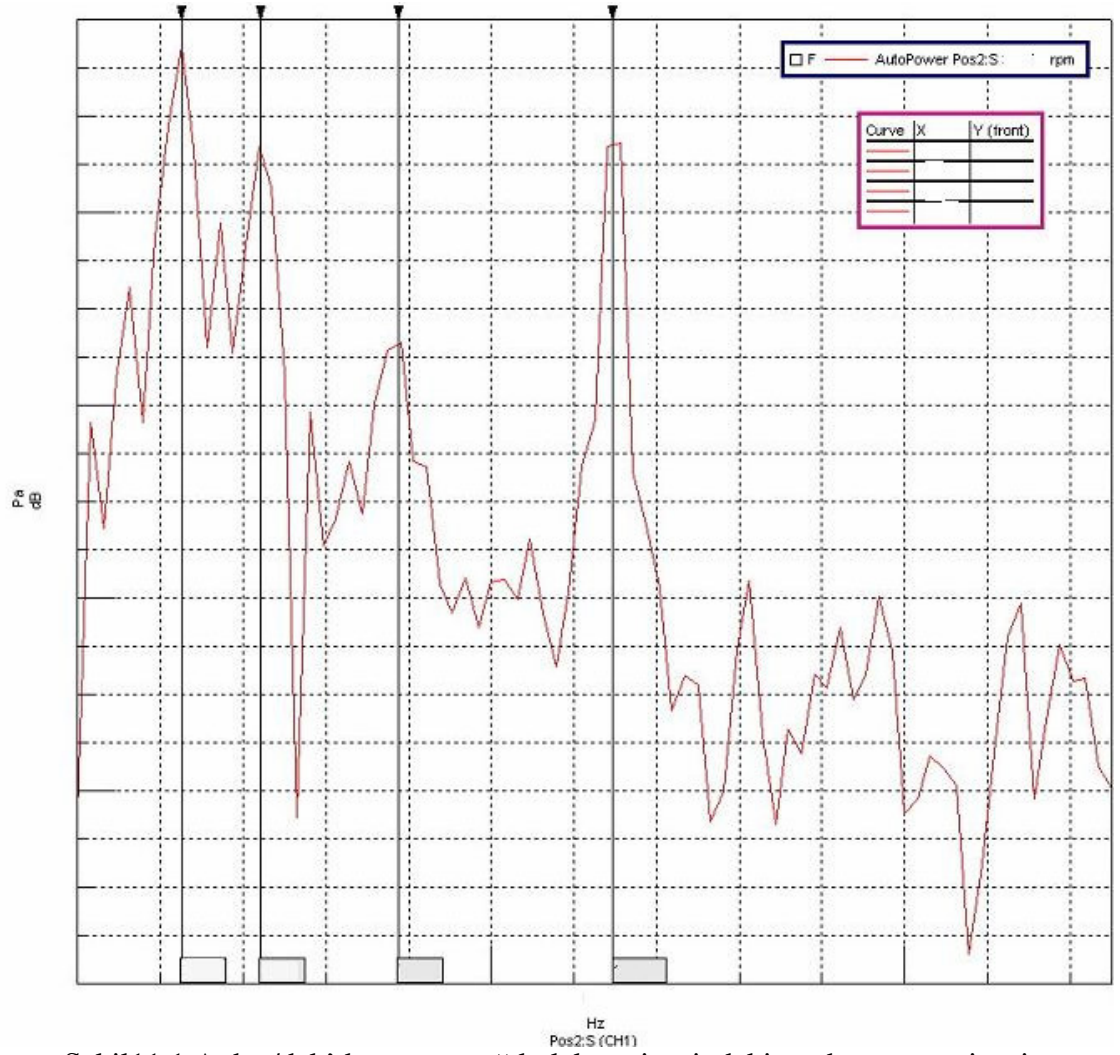
<http://hyperphysics.phy-astr.gsu.edu>

10. TEŞEKKÜR:

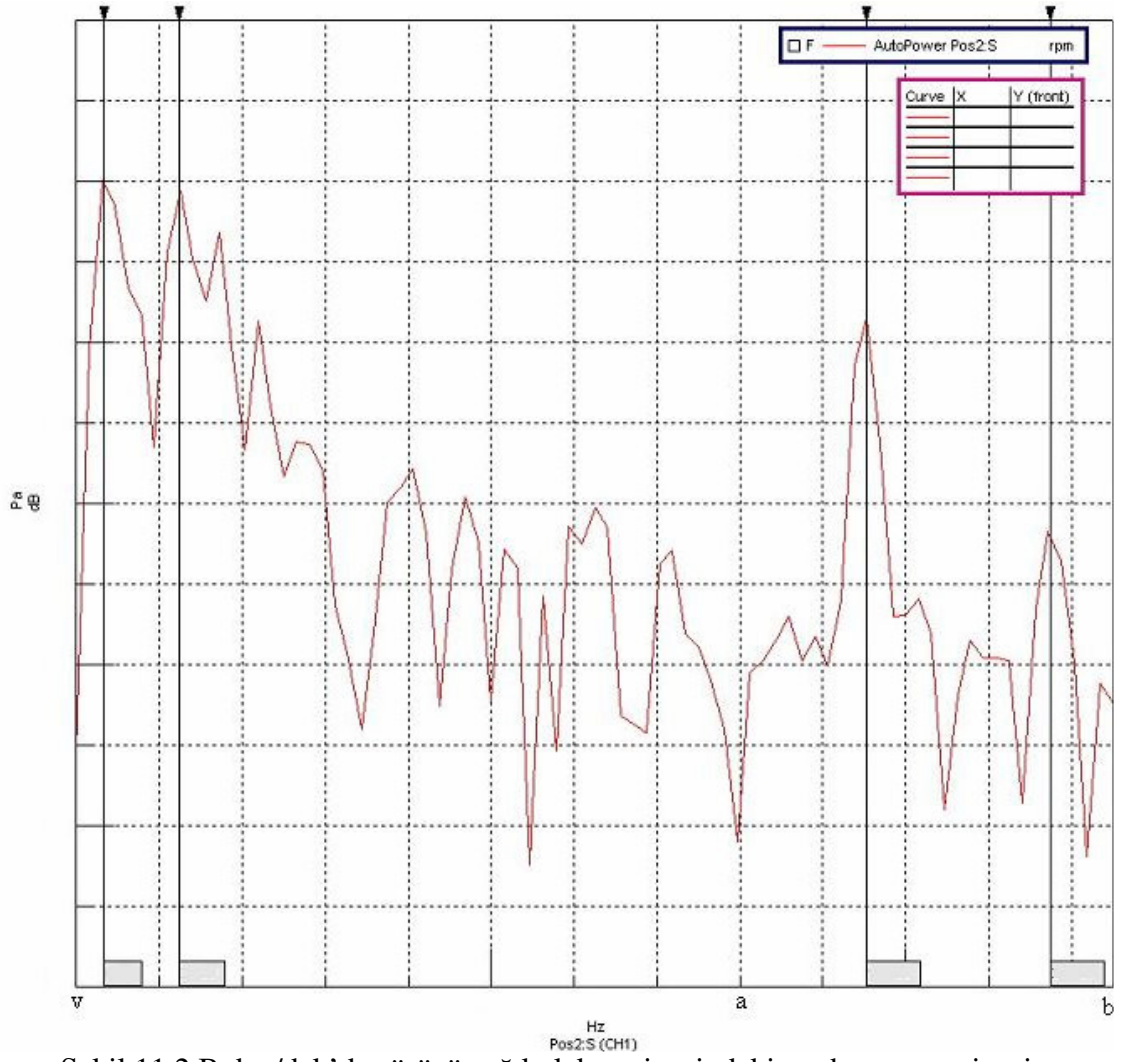
Tez konusunun belirlenmesi, kaynak araştırması, tezin desteklenmesi ve diğer konulardaki katkıları için değerli hocam ve danışmanım Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK'e, kullanılan programlar açısından sağladığı teknik destek, bilgisayar destekli sonlu elemanlar yöntemi konusunda kazandırdığı teorik altyapı ve teşhis konusundaki katkılarından dolayı DTA Mühendislik ve Danışmanlık bürosu sahibi Dr. M.Akif GÖKSU'ya, çalışmaları destekleyen, her türlü teknik imkanı ve çalışma ortamını sağlayan TOFAŞ AR-GE Araç Entegrasyon Yöneticisi Dr. İbrahim KORKMAZ'a, kısıtlı vaktini esirgemeyip çalışmaların yürütülmesinde yol gösteren ve sonuçların yorumlanmasında yardımcı olan TOFAŞ AR-GE Ses, Titreşim ve Konfor Yöneticisi Aytekin ÖZKAN'a, yine deneysel çalışmaları yürüterek sonuçların karşılaştırılmasında yardımcı olan TOFAŞ AR-GE Ses ve Titreşim Mühendisleri Can BİLİR ve Ersin DEMİRDAĞ'a ve bu tezin hazırlanmasında emeği geçen herkese teşekkür ederim.

11

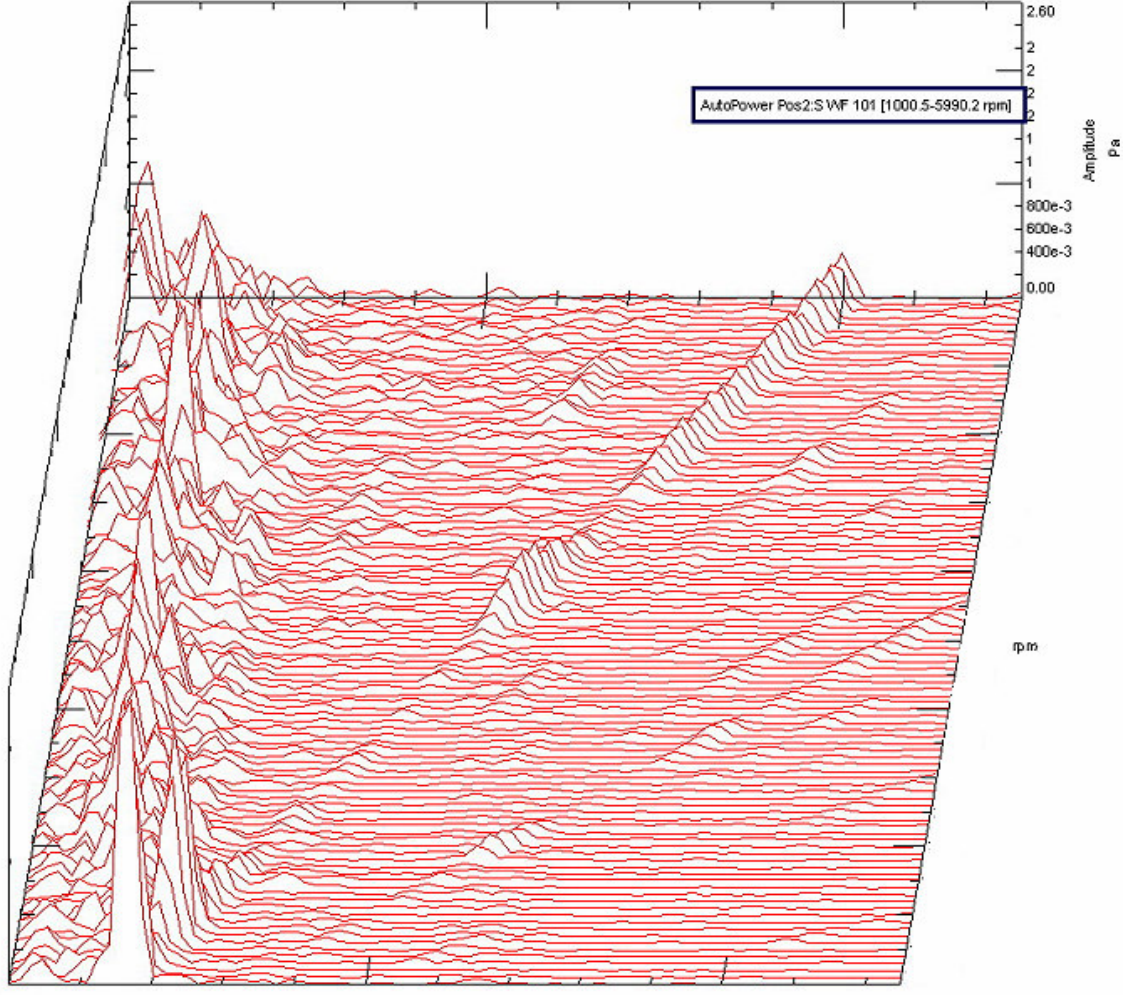
EKLER



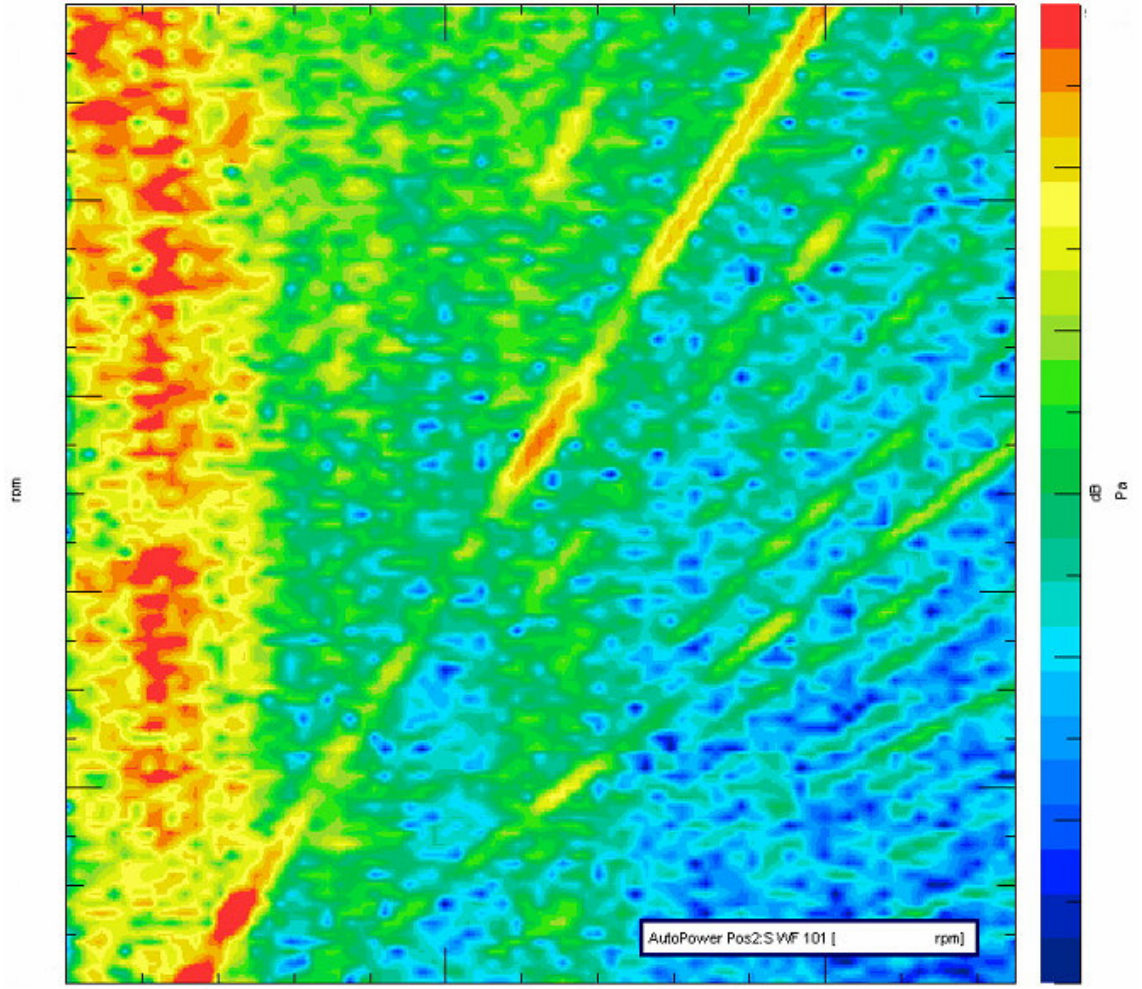
Şekil11.1 A dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı seviyesi



Şekil 11.2 B dev/dak'da sürücü sağ kulak seviyesindeki ses basıncı seviyesi



Şekil 11.3 Ses basıncı seviyesi şelale gösterimi



Şekil 11.4 Ses basıncı seviyesi renk dağılımı gösterimi

12. ÖZGEÇMİŞ

Mehdi YIDIZ:

15 Şubat 1981 Bursa’da doğdu. İlköğrenimini 1987-1992 yılları arasında Ahmet Hamdi Gökbayrak İlköğretim okulunda ve Ortaokulu 1992-1995 yılları arasında aynı okulda tamamladı. 1995-1999 yılları arasında Ahmet Hamdi Gökbayrak Anadolu Öğretmen Lisesi’nde bir yıl İngilizce hazırlık sınıfı da okuyarak lise öğrenimini tamamladı. 1999 yılında yüksek tahsil için Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde öğrenime başladı. Bir yıl sonunda elde ettiği ikincilik ve başarı notu ile Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümüne yatay geçiş yaptı. Eğitimi süresince bilgisayar destekli tasarım ve sonlu elemanlar analizi konularında proje ve çalışmalar yaptı. 9 Temmuz 2003 tarihinde lisans öğrenimini üçüncülük derecesi ile tamamlayarak “Makine Mühendisi” ünvanını kazandı. 26 Ocak 2004 tarihinde Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı’nda yüksek lisans eğitimine başladı. Halen yüksek lisans eğitimine devam etmektedir.