

İSTATİSTİKİ ENERJİ ANALİZİ

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Metin POLAT
Enstitü No: 503940064011**

83110

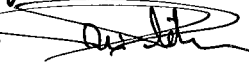
**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 11 Ocak 1999
Tezin Savunulduğu Tarih : 5 Şubat 1999**

Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ahmet GÜNEY



4.3.1999

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Ali GÖKTAN (İ.T.Ü.)



4.3.99

Yrd. Doç. Dr. Haluk EROL (İ.T.Ü.)



4.3.99

TC. YÜKSEK LİSANS ENSTİTÜSÜ
DOKÜMAN

ŞUBAT 1999

ÖNSÖZ

Hızla gelişmekte olan teknoloji, mühendislik uygulamalarında sıkça yüksek frekanslı titreşimlerden kaynaklanan problemlerle karşılaşılmasına sebep olmaktadır. Ancak klasik analiz yöntemleriyle söz konusu yüksek frekanslarda sonuca ulaşılamamaktadır. Bu nedenle bu tip problemlerin çözümünde, 60'lı yıllarda ortaya çıkartılmış, ancak yoğun hesaplamalar gerektirdiği için son yıllara kadar kullanılmasında güçlüklerle karşılaşılan "İstatistiki Enerji Analizi" kullanılmaya başlanmıştır.

Yoğun işlem gerektiren İEA, teknolojideki ilerlemeyle birlikte gelişen bilgisayar sektörünün katkılarıyla çeşitli mühendislik dallarında geniş bir kullanım alanı bulmaya başlamıştır. Bir çok firma bu metodu zaman ve maliyet açısından bir kurtarıcı olarak görmeye başlamıştır.

Bu çalışmada son yılların gözde titreşim analizi yöntemlerinden olan İEA ayrıntılı olarak incelenmiştir. Çalışmam süresince yardımcı olan Sn. Doç. Dr. Ahmet Güney'e ve eşim Melda Polat'a teşekkür ederim.

Ocak 1999

Metin Polat

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
KISALTMALAR	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
1. GİRİŞ	1
2. İSTATİSTİKİ ENERJİ ANALİZİ'İN GELİŞİMİ	2
2.1. İEA'nin avantajları ve kısıtlamaları	2
2.2. Diğer analiz metodlarının sınırları	4
2.3. İEA'nin genel prosedürleri	6
2.4. İEA'nde kullanılan parametreler	7
3. İEA PROSEDÜRLERİ	10
3.1. Sistemin modellenmesi	10
3.2. Parametrelerin belirlenmesi	10
3.3. Enerji dağılımının çözülmesi	11
4. İEA PARAMETRELERİNİN TANIM VE KULLANIMI	12
4.1. Dağılım parametreleri	12
4.2. Güç transfer parametreleri	14
4.3. Altsistemlerin mod sayısı	16
4.4. Giriş gücünün belirlenmesi	18
5. ALT SİSTEMLERİN TANIMLANMASI	20
5.1. Alt sistemler arası bağlantının tanımlanması ve değerlendirilmesi	22
5.2. Sistemin bir bölümündeki alt sistemler	24
6. SÖNÜMLEME PARAMETRESİ	26
6.1. Malzemeler için sönümleme değerleri	30
6.2. Bitmiş yapıların sönümlenmesi	32
6.3. Ekli sistemlerin sönümlenmesi	33
6.3.1. Serbest (engellenmemiş) tabaka	33
6.3.2. Engellenmiş tabakalar	35
7. MOD SAYISININ BELİRLENMESİ	39
7.1. Mod sayısını belirlemek için kullanılan deneysel prosedürler	39
7.2. Akustik alt sistemlerin mod hesabı	41
7.3. Yassı Yapılar	43
8. BAĞLANTI KAYIP FAKTÖRÜNÜN BULUNMASI	44
8.1. Akustik boşluklar arası bağlantı	44
8.2. Akustik boşluklar için kayıp faktörünün deneysel olarak belirlenmesi	45

8.3. Yapılar ve akustik boşluklar arası bağlantı	46
8.4. Sonlu yassı panellerde yayılım	47
8.5. Desteklerden panellere yayılım	47
8.6. Yapısal alt sistemler arası bağlantı	48
8.7. η_{12} 'nin deneysel metodlarla bulunması	49
8.8. Plaka bağlantı noktalarında taşıyım	51
8.9. Plaka ve kirişlerin birleşimleri	53
9. TİTREŞİM ENERJİSİNİN BELİRLENMESİ	55
9.1. Çözümlerde kullanılacak faydalı yaklaşım ve basitleştirmeler	57
10. İEA MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ	58
11. İEA'NIN AVANTAJLARI VE EKSİKLERİ	60
11.1. İEA'nin avantajları	60
11.2. İEA'nin eksik kısımları	60
11.2.1. Güvenlik	60
11.2.2. Tek frekans uyarısı ile kullanılamama	61
11.2.3. Cevabın bir alt sistem içinde uzaysal dağılımı	61
11.2.4. İndirekt bağlantı	61
11.2.5. Güç transfer katsayılarının sistematik sapmaları	62
11.2.6. Yüksek oranda sönümlenmiş alt sistemler	62
11.2.7. Yoğun elemanlarla bağlantı	62
11.2.8. Stabil olmayan bağlantılar	62
12. İEA METODUNU KULLANAN YAZILIMLAR	63
12.1. AutoSEA yazılımının tanıtımı	63
12.1.1. AutoSEA'in kullanıldığı projeler	64
12.2. AutoSEA2 yazılımının tanıtımı	67
12.3. SEAM yazılımının tanıtımı	68
12.4. SEADS yazılımının tanıtımı	69
13. İEA'NIN GELECEĞİ	70
14. SONUÇLAR VE TARTIŞMA	72
KAYNAKLAR	73
ÖZGEÇMİŞ	74

KISALTMALAR

İEA	: İstatistiki enerji analizi
SEA	: Statistical energy Analysis
SEM	: Sonlu elemanlar metodu
PC	: Personal Computer
NASA	: National Aeronautics and Space Administration



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa No

Şekil 2.1	: İEA ve Sonlu Elemanlar Metodu'nun (SEM) araç genelinde kullanım frekanslarının karşılaştırılması.....	3
Şekil 2.2	: İEA ve Sonlu Elemanlar Metodu'nun (SEM) motorlarda kullanım frekanslarının karşılaştırılması.....	3
Şekil 2.3	: İEA sistemi örnek modeli.....	8
Şekil 3.1	: Sistem ve İEA modeli.....	11
Şekil 4.1	: (a,b,c) Çeşitli sönümlleme şekilleri.....	13
Şekil 4.2	: 5 mm. Kalınlığında alüminyum plakadan imal edilmiş ekipman rafı.....	18
Şekil 5.1	: N adet alt sisteme sahip bir İEA modeli örneği.....	21
Şekil 5.2	: Havada asılı duran bir bilgisayar parçası.....	22
Şekil 5.3	: Şekil 5.1'deki yapının önemli bölümleri.....	22
Şekil 5.4	: Şekil 5.2'deki sistemin ara bağlantılarındaki güç transferi.....	23
Şekil 5.5	: İskelet yapı ve kabuğun titreşimsiz modları nedeniyle şekil 5.4'te yapılan değişiklikler.....	24
Şekil 5.6	: Şekil 5.1'deki İEA sisteminin detaylı sunumu.....	25
Şekil 6.1	: Bir yapının cevap frekansını ölçmek için kurulan deney seti....	26
Şekil 6.2	: Tek bir mod için cevap eğrisi.....	27
Şekil 6.3	: Yüksek modal çakışması olan bir sistemin cevap eğrisi.....	27
Şekil 6.4	: Giriş gücü ve ortalama cevap kullanılarak sönümllemenin belirlenmesi için kurulan deney seti.....	28
Şekil 6.5	: Yapısal titreşimlerin eksilme hızlarının ölçülmesi için kurulan deney seti.....	29
Şekil 6.6	: Birbirlerinden çok az farklı doğal frekanslara sahip iki modun eşzamanlı eksilme grafikleri.....	30
Şekil 6.7	: Çeşitli malzemeler için kayıp faktörü ve elastisite modülü.....	31
Şekil 6.8	: Çeşitli serbest tabaka konfigürasyonları.....	34
Şekil 6.9	: Çeşitli yapılar için (Bağlantı kayıp faktörü x Frekans) grafikleri.	35
Şekil 6.10	: Viskoelastik tabakalara sahip sistemler.....	35
Şekil 6.11	: Temel yapıdaki engellenmiş sönümlleme tabakasının bileşik kayıp faktörü.....	36
Şekil 6.12	: Engellenmiş tabakanın görünüşü.....	36
Şekil 6.13	: Engellenmiş tabakanın maksimum sönümllemesi ve malzeme kayıp faktörü.....	37
Şekil 6.14	: Çelik plakalar üzerinde serbest ve engellenmiş tabakaların davranışlarını karşılaştırması	38
Şekil 7.1	: Sinüs tarama tekniğiyle mod sayısının bulunması için kurulan deney seti.....	40
Şekil 7.2	: Akustik altsistem, tek boyutlu silindir.....	41
Şekil 7.3	: Akustik altsistem, iki boyutlu boşluk.....	42
Şekil 7.4	: Akustik altsistem, üç boyutlu.....	42
Şekil 8.1	: Bir hava taşıtının akustik geçirgenliğinin ölçülmesi için kurulan deney seti.....	45
Şekil 8.2	: Kiriş veya panelin kütlelerinin yayılım direncine etkisi.....	48

Şekil 8.3	: η_{12} ve τ 'nin birbirlerine bağlı iki plaka için deneysel olarak bulunması.....	50
Şekil 8.4	: Bir plakaya bağlı bir kirişin geçirgenliğinin deneysel olarak hesaplanması.....	50
Şekil 8.5	: Çizgisel bir hatla birbirlerine rijid olarak bağlanmış iki plaka....	52
Şekil 8.6	: Bir plakaya bağlanmış kiriş örneği.....	53
Şekil 8.7	: Bir plakanın kenarına bağlanmış kiriş örneği.....	54
Şekil 8.8	: Bir plakanın köşesine bağlanmış bir kirişin bağlantı kayıp faktörleri (teorik ve deneysel).....	54



SEMBOL LİSTESİ

$\Pi_{gır}$	: Giriş gücü
$\Pi_{dağ}$	: Dağılan güç
$\Pi_{geç}$	: Geçirilen güç
Π_{ij}	: i altsiteminden j altsistemine taşınan güç
N_i	: i altsisteminin mod sayısı
E_i	: i altsisteminin enerjisi
E_{top}	: Sisteminin toplam enerjisi
E_{depo}	: Sisteminin depolanmış enerjisi
DR	: Sönüm hızı
η_i	: i sisteminin iç kayıp faktörü
η_{ij}	: i ve j alt sistemleri arası bağlantı kayıp faktörü
f	: Frekans
TL	: Taşınım kaybı
c_i	: i ortamında ses hızı
A	: Alan
V	: Hacim
P	: Çevre
δf_i	: Ortalama boşluk
$\langle F^2 \rangle$	: Ortalama kuvvetin karesi
$\langle p^2 \rangle$	: Ortalama basıncın karesi
λ	: Dalga boyu
σ_{yay}	: Bir panelin yayılım verimliliği
a_0	: Malzemenin rahatlama süresi
I_i	: i cisminin atalet momenti
χ	: Kesme parametresi
Π_{dgr}	: Duvardan alıcı akustik alana iletilen güç
ρ	: Yoğunluk
τ	: Geçirgenlik
R_{yay}	: Yayılım empedansı
$R_{gır}$	: Giriş empedansı
f_k	: Kritik frekans
f_g	: Geçiş frekansı

İSTATİSTİKİ ENERJİ ANALİZİ

ÖZET

“İstatistiki Enerji Analizi”, sıkça karşılaşılan yüksek frekanslı problemlerin çözümünde klasik analiz yöntemleri yetersiz kaldığı için geliştirilmiş bir analiz yöntemidir. Geçmiş yirmi, otuz seneye dayanan bu yöntem, ilk oluşturulduğu yıllarda yoğun hesaplamalarının çözülebileceği bilgisayarlar olmadığı için geri planda kalmıştı. Son yıllarda hızla ilerleyen bilgisayar teknolojisi sayesinde tekrar kullanılmaya başlanmıştır.

Bu metod, analizin yapıldığı yapı hakkında detaylı bilgiler vermemekte, ancak tasarım geliştirme aşamasında kullanılabilecek miktarda bilgi vermekte ve analistleri oluşabilecek hatalardan haberdar etmektedir.

Bu çalışmada, İEA ayrıntılı olarak incelenmiştir. İnceleme sırasında, metodun tarihi, kullanım amacı, metodun uygulanış tarzı, metodla ilgili yorumlar ve bu metodu kullanarak problem çözümü yapan yazılımlar üzerinde durulmuştur.

Çalışmanın amacının anlatıldığı ve konuya giriş yapıldığı ilk bölümünden sonra, konunun tarihi, diğer yöntemlere göre farkları ve genel olarak kullanılış şeklinin ele alındığı ikinci bölüm yer almaktadır. Üçüncü bölümde İEA uygulamasına ne şekilde başlanacağı anlatılmıştır. Dördüncü bölümde analizde kullanılan parametreler kısaca tanıtılmıştır. Bu bölümü takiben istatistiki enerji analizin temel mantığını oluşturan sistem modellemenin ve altsistem belirlemenin nasıl yapılacağı anlatılmıştır. Altıncı bölümde sönümleme parametresinin nasıl bulunacağı anlatılmış, çeşitli sistemler için örnekler verilmiştir. Yedinci bölümde mod sayısının belirlenmesi için kullanılan prosedürler açıklanmıştır. Bu bölümden sonra İEA için çok önemli olan bağlantı kayıp faktörü üzerinde durulmuş, çeşitli bağlantı şekilleri için açıklamalar ve örnekler verilmiştir. Dokuzuncu bölümde, bu bölüme kadar anlatılan bilgileri kullanarak bir sistemin titreşim enerjisinin bulunması için izlenilmesi gereken yol tanımlanmıştır. Kurulmuş olan bir İEA modelinin daha doğru sonuçlar vermesi için neler yapılması gerektiği onuncu bölümde anlatılmış ve ardından da onbirinci bölümde İEA'nin avantajları ve noksan yanları üzerinde durulmuştur. Onikinci bölümde İEA'nin kolaylıkla uygulanmasını sağlayacak yazılımlar tanıtılmış, ekipman ihtiyaçları belirtilmiş ve kullanılmış oldukları projelerden örnekler verilmiştir. İEA'nin gelecekte kullanılabileceği alanlardan bahsedilen bölümle devam edilmiştir. Sonuç bölümünde ise çalışma ve İEA hakkındaki yorumları yapılarak, çalışma sonuçlandırılmıştır.

STATISTICAL ENERGY ANALYSIS

SUMMARY

Statistical energy analysis (SEA) is an analysis method developed because the classical are insufficient in solving the high frequency problems. This method with a 20 -30 years past was not used before because of the incapable computers in that years.

This method does not give details about the structure that is analysed, but it gives information, that can be used during the development phase, and to the analyst about the possible mistakes.

In this study, SEA is examined in details. During the examination, the history of the method, the aims of using it, the application style and the comment about the method and the softwares using the SEA method are detailed.

After the goal of this study is explained in the 1st section, the history of the subject, the differences from other methods and the way it is used is explained in the 2nd section. In the 3rd section how to start the SEA application is told. In the 4th section the parameters used for the method is explained. After this section, the system modelling, which is the base of SEA, and determining the subsystem is explained. In the 6th section how to find the damping parameter is explained and some examples for various systems are given. In the 7th section, the procedures used for determining the mode numbers are explained. After this section, the coupling loss factor is explained and explanations and examples are given for various coupling types. In the section 9, the ways of finding the vibration energy of a system are explained using the information given until this section. How to get exact results from a SEA model is explained in section 10. In 11th section the advantages and the incomplete parts of SEA are explained. In section 12, the softwares used to apply SEA easily are introduced, the hardware requirements of these softwares are explained and some examples from the projects in which they are used are given. In the next section the fields that SEA can be used in the future are explained. In the last section the comments are for the study and SEA method.

1. GİRİŞ

İstatistiki Enerji Analizi (IEA) tanımı 1960'lı yıllarda ortaya çıkmıştır. Bu ismi almasının sebebi; metodun istatistiki değerlerle çalışması, ana konusunun enerji olması ve başlıbaşına bir teknik değil aksine çalışmalara ön yapı oluşturan bir analiz yöntemi olmasıdır.

Makina ve yapıların klasik mekanik titreşim analizleri, düşük titreşimli modlara yönelmiştir. Çünkü bu modlar en büyük yer değiştirme cevabına sahiptirler ve uyarı frekansları düşüktür. Roketlerin ortaya çıkışı ve bunların yüksek frekanslı yüklenmeleri sonucunda İEA gibi yüksek dereceli modal analizlere dikkat çekilmiştir. Ayrıca, projelerin yapısal detaylarının bilinmediği ilk tasarım evrelerinde bile cevap tahmini yapmak durumunda kalınması detaylı bilgiye ihtiyaç duymayan İEA'nin kullanımını yaygınlaştırmıştır.

IEA'nin tanıtıldığı bu çalışmada, Richard H. Lyon tarafından yazılmış olan "Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems" [1] isimli kitabı esas alınmıştır.

2. İSTATİSTİKİ ENERJİ ANALİZİ'NİN GELİŞİMİ

İEA ile ilgili ilk çalışmalar 1959 yılında birbirlerinden habersiz olarak bu konuyla ilgilenen iki bilim adamı, R.H.Lyon ve P.W.Smith,Jr. tarafından yapılmıştır. Lyon, İngiltere'de yapmakta olduğu bir doktora sonrası çalışmada birbirlerine zayıfça bağlanmış, ve beyaz gürültü kaynağı ile uyarılan iki rezonatör arasında meydana gelen güç akışını hesaplamıştır. Bu çalışma sonucunda sistemler arası güç akışının, sistemlerin sahip oldukları enerji miktarıyla doğru orantılı olduğunu ve yüksek modal enerjiye sahip sistemden düşük modal enerjiye sahip sisteme doğru güç akışı olduğunu ortaya çıkarmıştır.

Smith ise çalışmasını A.B.D. Hava Kuvvetleri desteğiyle özel bir şirkette yapmıştır. Smith, geniş bandlı bir ses alanı tarafından uyarılan rezonatörün cevabını hesaplamış ve sistemin cevabının, rezonatörün yayılım sönümlemesinin kendi iç sönümlemesini geçtiği anda sınıra ulaştığını, fakat bu sınır değerinin de tam olarak yayılım sönümlemesine bağlı olmadığını belirlemiştir. Eğer geniş bandlı gürültüyle uyarılan bir rezonatörün iç sönümlemesi sıfıra yaklaşırsa, cevap sonsuza gider. Smith'in ortaya çıkardığı sonuçtaki sınır ise ses alanının rezonatör üzerinde kendisiyle reaksiyona girmesinden oluşur.

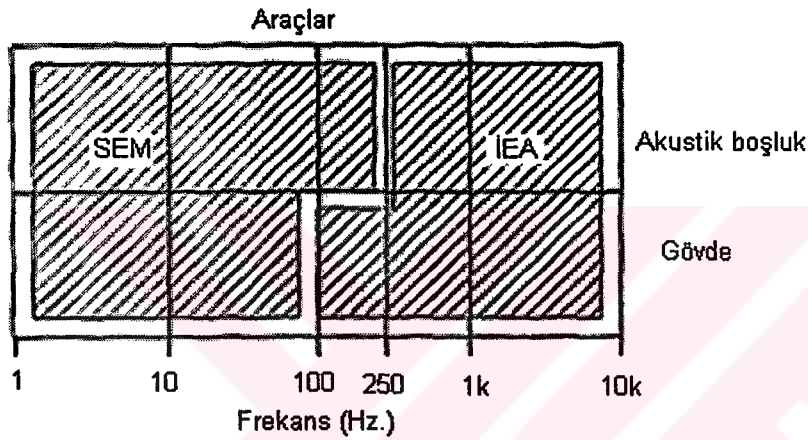
Lyon, 1960'da Smith'in çalıştığı şirkete katılmasından sonra, Smith'in çalışması sonucunda ortaya koyduğu, sınır titreşimin rezonatörün enerjisiyle ses alanının ortalama modal enerjisi arasındaki dengeyle ilgili olduğunu bulmuştur. Bu iki bilim adamının çıkardığı sonuçların ortak noktası ise rezonatörler arası güç akışının denge sağlanana kadar devam edecek olması ve eğer rezonatörler arası bağlantı iç sönümlemelere oranla yeteri kadar kuvvetli olursa dengenin sağlanacak olmasıdır.

2.1 İEA'nin avantajları ve kısıtlamaları

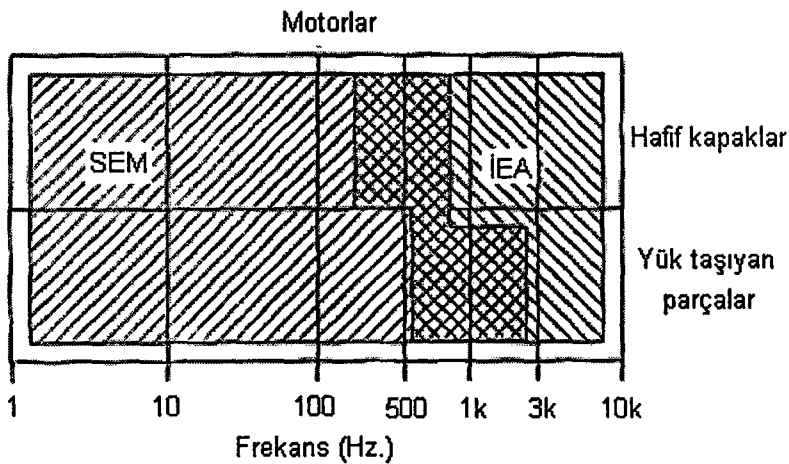
İEA kullanılarak yapılan istatistiki yaklaşımla ölçüm alanında yapılması gereken binlerce ölçüm on, yirmi gibi adetlere inmektedir. Ancak bu istatistiki yaklaşımlarla her zaman bir belirsizliğe yol açabilecek istatistiki cevaplara ulaşılmaktadır. Buna rağmen İEA'nin kullanılacağı alanlar genelde diğer analiz metodlarının yetersiz

kaldığı yüksek frekans bandları olduğu için bu durum fazla problem yaratmamaktadır.

İEA sayesinde analistlerin problemlere bakışı değişmektedir. Örneğin, kanatlarla ilgili her türlü boyutsal ve uçuş bilgisine sahip bir uçak mühendisi, kanatlarla ilgili çalışmalar yaparken bilgisayar tabanlı sayısal tayin yöntemlerini kullanmak yerine, İEA metodunu kullanabilir. Bu metodu kullanırken kanadı düz bir plaka olarak düşünmek ve yapacağı yüklemeleri, hesapları bu plaka üzerinde yapmak, belli bir frekanstan sonra kabul edilebilir sonuçlar almasını sağlayacaktır. Bu sonuçlar kanatta yapılan tasarım değişikliklerinin cevaplara olan etkisini rahatlıkla gösterecektir.



Şekil 2.1 İEA ve Sonlu Elemanlar Metodu'nun (SEM) araç genelinde kullanım frekanslarının karşılaştırılması [2]



Şekil 2.2 İEA ve Sonlu Elemanlar Metodu'nun (SEM) motorlarda kullanım frekanslarının karşılaştırılması [2]

2.2 Diğer analiz metodlarının sınırları

Kompleks mekanik yapıların modern teorik titreşim analizi geniş ve hızlı hesaplama imkanları isteyen sayısal prosedürlere bağlıdır [3]. Bu da fiziksel yapıların detaylı şekilde idealleştirilmiş şekillerini temsil eden matematik modelleriyle ilgilidir. Hesaplamaya dayalı gereklilikler geometrinin ve malzemenin karmaşıklığı ve analiz frekansındaki yükselmeye doğru orantılı olarak artmaktadır. Bugün bile, sayısal yöntemlerin oldukça gelişmiş ve optimize olmalarına rağmen, böyle yapıların bir kaç 100 Hz.'den sonraki frekanslarda detaylı titreşim davranışlarını belirlemek genel olarak uygulanabilir değildir.

Prensip olarak, kesin tayin sayısal analizini yüksek frekanslarda kullanmak mümkündür. Ancak bu, model büyüklüğünde ve buna bağlı olarak analiz zamanında ve masraflarında artışa sebep olur. Buradaki genişlemenin eninde sonunda başarısızlıkla sonuçlanmasında temel fiziksel bir sebep olmasıyla birlikte kompleks olarak biraraya gelmiş yapısal parçaların kesin dinamik özelliklerindeki önlenemez belirsizlikle de ilgilidir. Frekansın artmasıyla, elde edilen frekans cevapları güvenilir olmaya başlar. Temel sebep, modal rezonans frekansları ve relatif modal faz cevabının, yapısal detaylardaki ve özellikle sınır şartları ve sönümlenme dağılımındaki küçük değişikliklere, mod derecesindeki artışlara karşı hassasiyetidir. Frekansın artmasıyla hemen her frekanstaki sistemlerin cevapları artan miktardaki modların etkisini de kapsar. Yüksek dereceli modların dağılımları üst üste oturmaya başlar, bu da modal doğal frekansların ortaya çıkışıyla birlikte artan belirsizliği gösterir.

Sıcaklık ve statik yük gibi çevresel ve işlevsel etkilerle birlikte, üretim toleransları ve fabrikasyon eksiklikleriyle ilgili olarak yapısal detaylarda ve malzeme özelliklerinde bir belirsizlik ortaya çıkar. Komponentler arası birleşimlerin, özellikle yüksek frekans dinamik özellikleri belirsizdir. Sonuç olarak, yaklaşık aynı şekildeki yapıların farklı örneklerdeki yüksek frekans titreşim cevaplarının bazen fazlaca olmak üzere farklılıklar gösterdikleri olmuştur. Bununla birlikte kesin modellere dayanan sayısal prosedürlerin yüksek masrafları haklı çıkarılamaz. Bunun sebeplerinden biri de böyle prosedürlerden kaynaklanan detay bolluğunun kabul edilemez ve genellikle gereksiz olmasıdır. Aslında cevap belirleme işini başlangıçtan itibaren bir olasılık problemi olarak görmek gerekir. Aynı ayrı üyelerinin belirlenemez detayda farklılık gösterdiği benzer sistemlerin oluşturduğu grubun yüksek frekans cevabının karakteristiği genel etki ortalama davranışı ve bu ortalama civarındaki cevabın dağılımının istatistiki ölçüleriyle karakterize edilebilir. Biraz düşünüldüğünde böyle

bir yaklaşımın pratik olmamasının sebebinin yalnızca para ve zaman değil , aynı zamanda çok miktardaki parametre ve değişkenin çok boyutlu bağlantı olasılığı dağılımını modellemenin yolu olmamasıdır.

Herhangi bir fiziksel sistemin herhangi bir spesifik yüksek frekanslı uyarı formuna olan detaylı cevap davranışını tahmin etmek imkansız olsa bile geometrik form ve ölçüler gibi fiziksel özelliklerle birlikte malzeme özellikleri bu özelliklere sahip sistem davranışının toplam ortalama davranışını belirler. Bundan dolayı herhangi bir sistemin eksik bilgi içeren detaylı özelliklerini tahmin etmekteki belirizlik derecesi ve analistin amaçlarıyla birbirine uyan toplama ortalama davranışın tahmini için gerekli olan bir minimum sistem yaklaşımının tanımını faydalı kılan bir yaklaşımın araştırılması gereklidir.

Sistemin her noktasındaki cevabı tahmin etmeye çalışmak gerçek dışıdır ve genellikle gereksiz olmasından dolayı sistem elemanlarının tepkilerinin global bir tanımlamasının araştırılması mantıklıdır, bu global cevabın yararlılığı için gerekli bir durumdur çünkü büyük derece farklarına sahip bitişik sistemlere tek tek cevap seviyeleri yüklemek pek mantıklı olmaz.

Bu düşünceler büyük parametrik bir modelin benimsenmesi gereğine yol açar. Bu da kendi içinde kavramsal olarak alt sistemlere ayrılır ki bu alt sistemler ya önemli derecede farklılık gösteren sistemlerdir ya da uyarı kaynaklarından titreşimin geçmesi için önemli engeller oluşturan yapısal elementlerden oluşan bitişik alt sistemlere ayrılırlar. Herhangi bir alt sistemin farklı noktalarındaki frekans cevabının fazı ve bağıl genliğinin tahmin edilmesi zor olduğu için, bu cevap miktarlarının seyrek olmasının kabul edilebilir olduğu gözönüne alınmalıdır. Bundan dolayı ayrı noktalardaki frekans cevabı davranış fonksiyonları kavramının genel ortalama etki ve bu ortalamanın uzamsal çeşitleme ölçütleri gibi istatistiki tanımlayıcıların oluşturduğu bu populasyonla tarif edilmesi anlamlıdır. Titreşimin toplam ortalama enerjisi alt sistem cevabının global tanımlayıcısıdır çünkü herhangi bir fazdan bağımsızdır ve enerjinin korunumu prensibi ile sıralanan önemli bir zemine dayanır. Altsistemin çok serbestlik dereceli modeliyle sonlu eleman modeli tek serbestlik dereceli sistemle yer değiştirmiştir ve konvansiyonel frekans cevap fonksiyonu ile altsistem enerji cevap fonksiyonu yer değiştirmiştir. Doğal olarak bunun bir sonucu vardır, cevap değişkenlerinin gerilme veya ivmelenme gibi uzamsal dağılımları hakkında elde edilen hiçbir bilgi yoktur, bununla birlikte bunların muhtemel modellerle ifadeleri mümkün olabilir. Bu enerji cevabı tanımlayıcısı benimsendiği

takdirde enerji değişimi oranı şeklinde tanımlanan altsistem etkilerini ve dış kaynaklarından gelen güç girişi şeklinde tanımlanan altsistem uyarılması doğal olarak devam edecektir.

zet olarak, enerji cevabı modeli büyük geometrik formlarıyla ve dinamik malzeme özellikleriyle tanımlanan bir takım altsistemi kapsar ki bu özellikler dış enerji girişine bağlıdır ve titreşim enerjisini alır, dağıtır ve geçirir. Enerji cevap analizinin çıktısı ise değişik altsistemlerin ortalama titreşim enerjilerinin dengesinin tahmin edilmesiyle bulunur.

2.3 İEA'nin genel prosedürleri

Basit anlamda İEA kompleks bir sistemin akış ve depolama titreşim enerjisini hesaplamada kullanılır. Enerji depolama elemanları eş modlu gruplardır. Bu depolama elemanlarına enerji dış kaynaklardan gelir. Bu enerji sistemin içine mekanik snmlemeyle yayılır ve depolama elemanları arasında transfer edilir.

İEA modellerinin temel elemanları olan eş modlu gruplar sistemin altında alt gruplar olarak bulunurlar. Bu grupları seçerken eş olmalarına ve önem sıralarına dikkat edilmelidir. Eş olmalarıyla ifade edilmek istenen, kaynaklar tarafından yaklaşık olarak eşit uyarılmaları, diğer alt sistemlere yaklaşık olarak eşit bağlı olmaları ve eşit sönümlemelere sahip olmalarıdır. Eğer bu kriterler sağlanırsa, yaklaşık olarak eşit titreşim enerjisine sahip olurlar. nem sıraları ile ifade edilmek istenen, enerjinin taşınım, dağıtım ve depolanmasında önemli rol oynamalarıdır. Hesaplamalar sırasında önemsiz bir grubun seçilmesi hatalara yol açmaz, ancak analizi komplike hale sokar.

Π_{gir} , adıyla anılan giriş gücü, türbülanslı bir sınır tabakasına, akustik gürültüye veya mekanik uyarıya yol açabilir. Π_{gir} 'i belirlemek için alt sistemin kesin giriş empedansının bilinmesi gerekir. nemli olan bir gereklilik, bu giriş gücünün alt sistemler arası bağlantıların durumuna karşı hassas olmamasıdır. Eğer hassas ise, bu giriş gücünü sağlayan sistemin, önemli bir i dinamiğinin olduğunu ve ayrı bir alt sistem olarak ele alınması gerektiğini ortaya çıkarır.

Her alt sistem için dağılan güç olan $\Pi_{dağ}$, mekanik titreşim yoluyla kaybolan enerjiyi temsil eder ve yalnızca sistemdeki depolanmış enerji miktarına bağlıdır. Sürtünme, viskozite, havaya veya vreleyen yapıya yayılım yoluyla dağılır. nemli olan bu gücün tekrar sisteme geri dnmemesidir. Eğer dnebilirse, bağlantı elemanları

arasındaki enerji akışının bir parçası olacak ve sisteme yeni bir alt sistem veya bağlantı yolu eklenmesi gerekecektir. Nakledilen güç Π_{12} , 1 ve 2 numaralı alt sistemler arasındaki enerji değişim miktarını temsil eder. Burada kullanılan bütün enerji miktarları ortalama zaman değerlerinde elde edilmektedir.. Sistemde ortalama değere göre çok büyük geçici enerji akışları olabilir, ancak bunlar ihmal edilebilir. Nakledilen güç iki alt sistemin arasındaki modal enerji farkına ve aralarındaki bağlantının kuvvetine bağlıdır.

2.4 İEA'nde kullanılan parametreler

Şekil 2.3'de görülen ve önceki paragraflarda tartışılan miktarların değerlendirilmesi belirli parametrelere bağlıdır. Bu parametreler İEA parametreleri olarak adlandırılır ve enerji depolama ve enerji transfer parametreleri olarak gruplanır. Enerji depolanması, seçilmiş bir $\Delta\omega$ frekansı bandı aralığındaki her alt sistem için olan N_1 , N_2 ... gibi mod miktarlarıyla tayin edilir. N 'in $\Delta\omega$ 'ye oranı alt sistemin modal yoğunluğu "n" olarak adlandırılır ve İEA hesaplamalarında genellikle mod sayısı olan N 'in yerine kullanılır.

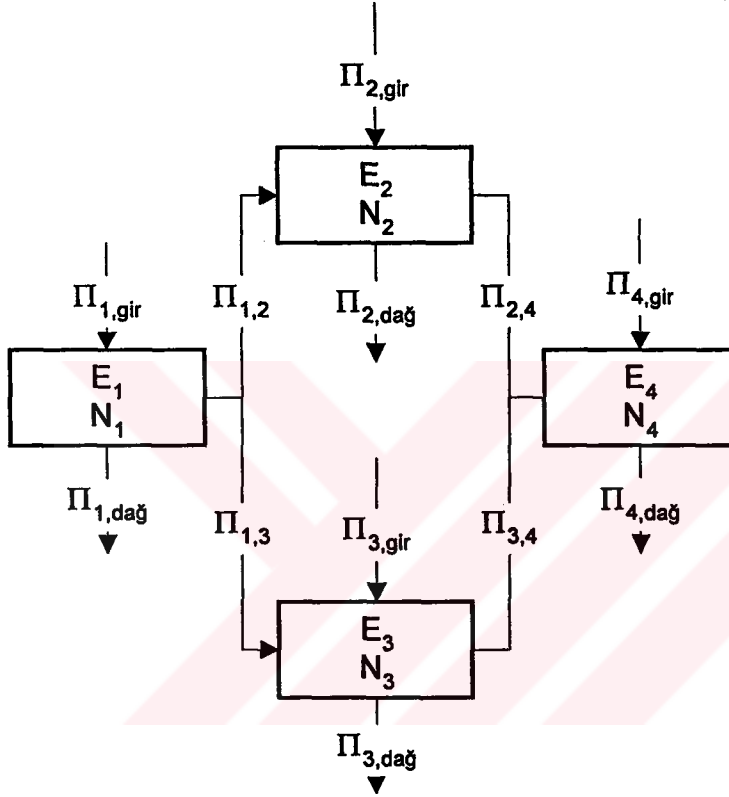
Enerji transfer parametreleri, giriş gücünün belirlenmesi için sisteme giriş empedansını, alt sistem enerjisini dağılan enerjiyle ilişkilendiren kayıp faktörünü ve taşınılan gücü alt sistem modal enerjisiyle ilişkilendiren bağlantı kayıp faktörünü içerir.

Modal yoğunluk, sistemin berrak bir sesle uyarılıp bu uyarının derece derece değiştirilmesiyle ölçülür. Rezonansa ulaşıldığında cevap maksimum değerine ulaşır. Cevabın genliğini, frekansın bir fonksiyonu olarak gösteren bir grafik çizilirse, bu tepe noktaları görülebilir. Bu teknik, bazı modları kaçırabileceğinden dolayı tamamiyle güvenilir değildir. Deneysel metodlar kaçırılan bu modların sayısını azaltmak amacıyla oluşturulmuştur, ancak hatalar tamamiyle yok edilememektedir. Modal yoğunluğun değerlendirilmesi için kullanılan genel yol teorik formüllerin hesaplarının yapılmasıdır. Bir çok sistemin, genel boyutlar ve dalgaların sistemdeki ortalama hızı gibi nisbeten büyük parametrelerle hesaplanan modal yoğunlukları vardır.

Enerjinin dağılımı sistemin kayıp faktörüyle ölçülmektedir. Dağılma mekanizmasının çok kısmi tipte olmadığı sürece, kayıp faktörünü ölçmek hesaplamaya göre daha güvenilirdir. Bu, uyarı ortadan kaldırıldığında sistemdeki enerjinin yok olma oranının

ölçülmesiyle veya kısmi rezonans tepelerinin cevap band genişliklerinin ölçülmesiyle yapılır.

Çevreden gelen giriş gücü bazen ölçülse bile genelde hesaplanır. Bu ölçüm sistemdeki sönülmeyi izole edip çevreye karşı tepkisini gözlemekle yapılabilir. Giriş dağılım gücüne eşitlemekle Π_{gir} bulunur. Giriş gücü çevre tarafından alt sistemde kullanılan yüklemenin ve alt sistemde bu yüklemeye karşı oluşan empedansın değerlendirilmesiyle hesaplanabilir.



Şekil 2.3 İEA sistemi örnek modeli

Bağlantı kayıp faktörü taşınılan gücü düzenleyen parametredir. Çoğu zaman hesaplanıyor olsa bile bazı sistemlerde ölçülebilir. Mekanik sistemlerin bağlantı empedansı, duvarların taşınım kaybı, bir pistonun akustik yayılım direnci ve diğer bazı benzer sebepler nedeniyle hesaplanan değerlerle de ilişkilidir. Genelde ilgili her iki alt sisteme de bağlı olması ve uygulanan sistemlerdeki çeşitliliğin İEA için fazla olması nedeniyle, söz konusu bağlantı kayıp faktörlerinin sayısı ilgili alt sistemlerin sayısının karesiyle artar. Daha iyi bir strateji olarak, mümkün olan noktalarda bağlantı kayıp faktörünü alt sistem empedansı olarak göstermek öne sürülebilir.

Değerlendirilen parametreler doğrultusunda model oluşturulduktan sonra son adım cevabın hesaplanmasıdır. Bu hesaplamanın ilk bölümü çeşitli enerji depolama elemanlarında veya mod gruplarındaki titreşim enerjisinin değerlendirilmesidir. Bu işlem, her alt sistem için bir adet denklem olmak üzere, bir set lineer denklem çözmekten ibarettir. Bu ortalama enerjiler çeşitli giriş gücü değerlerine, modal yoğunluklara ve bağlantı ve dağılım kayıp faktörlerine bağlıdır.



3. İEA PROSEDÜRLERİ

İEA'ni kullanarak çözüm yağımak istendiğinde aşağıdaki işlem sırasına uyulmalıdır;

1. Sistemin modellenmesi
2. Parametrelerin geliştirilmesi
3. Enerji dağılımlarının hesaplanması
4. Cevap tahmini

3.1 Sistemin modellenmesi

Örnek olarak şekil 3.1'de gösterilen uçak ve kanadı ele alınmıştır. Bu fiziksel sistemin modellenmesi aşağıdaki, sistemin enerji akışı ve depolaması ile ilgili özelliklerin belirlenmesini gerektirir.

1. Direkt etkiyen giriş gücü kaynakları ve mod grupları şekil 3.1'deki durumda akustik gürültü alanı ve türbülanslı sınır tabakası hem uçağı hem de kanada etki etmektedir.
2. Enerji depolayan ve tahmin sonuçlarını etkileyen eş ve önemli gruplar. Örnekte ilk olarak uçağın ve kanadın bütün bükölme modları birlikte gruplanmıştır. Eğer daha sonra önemli olduğuna karar verilen gruplar olursa eklenebilir.
3. Her enerji depolayan mod grubunun sonlu sayıda sönümlemeye sahip olduğu direkt olarak kabul edilir. Bundan dolayı enerjinin dağılımının tanımlanması ek bir işlem gerektirir.
4. Enerjinin bir mod grubundan diğerine akabileceğı bağlantılar. Örnekte, uçakla kanatları birbirine bağlayan çubuklar bu görevi yapmaktadır.

Bütün enerji depolama ve güç girişı, dağılım ve taşınım prosesleri tanımlanınca, İEA modellemesi sonuçlanır ve sonuç şekil 3.1'deki gibi bir diyagramla gösterilir. Ancak genelde bu işlem çok daha komplikedir. Bu noktada çözölmesi gereken İEA parametreleri ortaya çıkacaktır.

3.2 Parametrelerin belirlenmesi

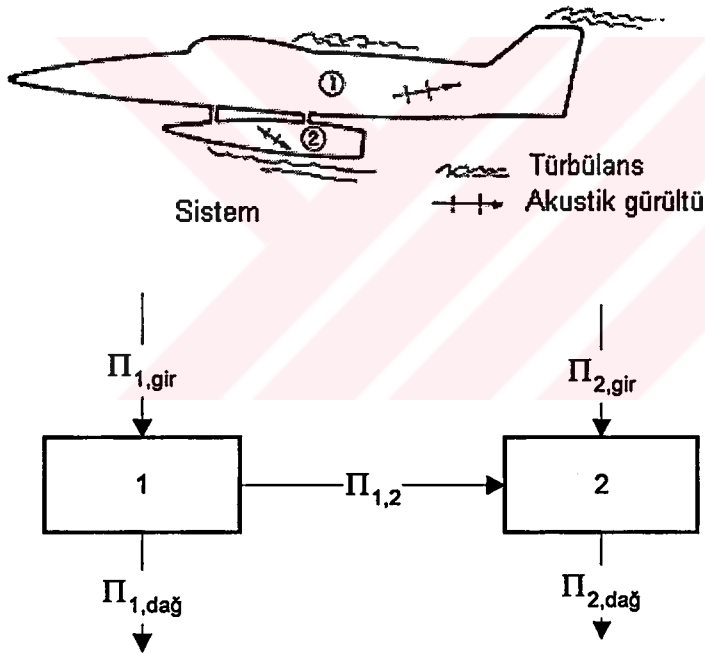
Yukarıdaki 4 prosesi tanımlayan parametreler aşağıda belirtilmiştir;

1. Giriş gücü

2. Sistem içindeki mod sayılarının belirlenmesi için modal yoğunluk
3. Depolanan enerjiyle, dağılan güç arasında bağlantı kuran dağılım kayıp faktörü
4. Güç akışıyla, alt sistemlerin arasındaki modal enerji farkının arasında bağlantı kuran bağlantı kayıp faktörü

3.3 Enerji dağılımının çözülmesi

İEA modeli bilinen parametreler doğrultusunda bir mod grubunun enerji dengesinin hesaplanabilmesini sağlar. Enerji için olan eş zamanlı denklemler lineerdir ve çözümler her enerjiyi sisteme giriş gücü ve çeşitli kayıp ve bağlantı kayıp faktörleri cinsinden verir. Normal olarak, her mod grubuna giren güç ve modal yoğunluk, bağlantı ve dağılım kayıp faktörlerinin bulunduğu kabul edilir ve enerji değerleri çözülür. Prensip olarak, enerji denge denklemleri İEA parametrelerinin değerlendirilmesinde kullanılabilir. Bu durumda, giriş gücü kontrol edilir ve enerji denge değerleri mümkün olduğunca ölçülür ve daha sonra bağlantı kayıp faktörleri için denklemler çözülür.



Şekil 3.1 Sistem ve İEA modeli

4. İEA PARAMETRELERİNİN TANIM VE KULLANIMI

Önceki bölümlerde enerji tahminlerinin dinamik cevap olarak nasıl yorumlandığını ve enerji tahmininin İEA modeline ve onun parametrelerine nasıl uygulandığını belirtilmişti. Bu bölümde, İEA parametrelerinin daha detaylı olarak, fiziksel açıdan incelenecek ve onlardan değer elde etmek için izlenecek yol irdelenecektir.

Parametreler her bir altsistemin güç girişine, enerjinin dağılımına, enerji birikimine ve altsistemler arasındaki enerji transferine sahiptir.

4.1 Dağılım parametreleri

Her bir altsistemdeki birikmiş enerjinin dağılımı η_i , 'kayıp faktörü' parametresiyle ölçülür. Kayıp faktörü, birim zamanda (1 saniye) dağılan enerjinin ortalama birikmiş enerjiye oranıdır.

$$\eta = \frac{\Pi_{dağ}}{2\pi f E_{depo}} \quad (4.1)$$

Bu şekilde ifade edildiğinde, kayıp faktörü elektrik mühendisliğinde kullanılan 'kalite faktörü' Q'nun tersi olduğu görülür. $\eta=1/Q$. Makina mühendisliğinde genel olarak kullanılan sönümlleme parametresi ξ 'dir, sönümllemenin kritik sönümllemeye oranı, $\eta=2\xi$ şeklinde ifade edilir.

Kayıp faktörü η , yapısal titreşim problemlerinde genel olarak kompleks Young modulünün faz açısı olarak tanımlanır: $E \rightarrow E_0(1-i\eta)$. Diğer durumlarda ise sönümlleme bir R değerinin viskoz elemanı ile tanımlanır ki bu durumda $\eta=R/\omega M$ 'dir ve burada M, altsistem kütlesini verir. Tabii ki eğer dağılım genellikle bağlantı noktalarındaysa, bu sönümlleme tariflerinin hiçbirisi fiziksel dağılım prosesini anlatmak açısından yeterli değildir.

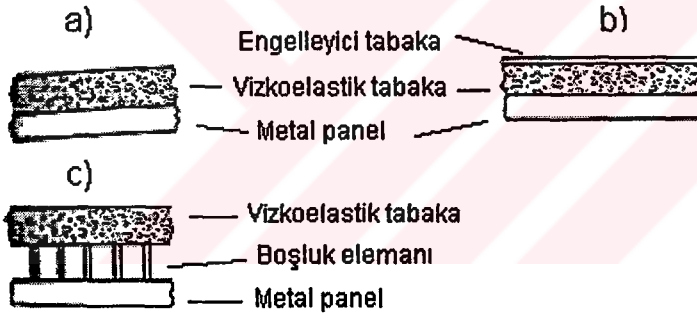
Genellikle öne sürülen durumda eğer gerçek mekanizma tahmin edilenle aynı değilse sönümllemeye ait kayıp katsayısı tanımı dağılım mekanizmasının bir kısmını

ifade eder ve hatalı tahminler ortaya çıkar. Genel olarak, cevap tahminleri kısmen sönümlenme mekanizmasına bağlıdır ama kayıp katsayısı $\eta=0.1$ ve daha küçük aralığında ise farklar daha küçüktür. Çoğu yapılar bundan daha az bir sönümlenmeye sahiptir, bundan dolayı kayıp katsayısını tanımlayarak herhangi bir spesifik sönümlenme mekanizmasını açıklamaya gerek yoktur.

Akustik sistemlerde, dağılım normal olarak uyarı kaynağı kapandıktan sonraki ses seviyesinin düzelme oranıyla ifade edilir. Bu 'sönüm hızı', DR (dB/s olarak ifade edilir) şöyle verilmiştir:

$$DR = 27.3 \cdot f \cdot \eta \quad (4.2)$$

Burada f , verini alındığı Δf bandındaki merkez frekansıdır. Küçük akustik aralıklar için verilen azalma oranının benzer değerleri hava taşıtları için 100 dB/s veya daha büyüktür. Genel olarak standart akustik cihazlarla bu tür hızlı azalma oranlarını ölçmek zordur. Böyle durumlarda azalmanın izlenebilmesi için osiloskop kullanılabilir.



Şekil 4.1 (a,b,c) Çeşitli sönümlenme şekilleri

Altsistem cevabının tespit edilmesinde kullanılabilecek en önemli parametre sönümlenmedir. Sönümlenmedeki % 10'luk hata cevap tahmininde 1 dB'lik bir hataya ve sönümlenmedeki % 100 hata cevap tahmininde 3 dB'lik bir değişime yol açar. Kavrama faktörleri sönümlenmeden büyük oldukları zaman, cevap seviyelerinin ayarlanmasında sönümlenmenin rolünün önemi azalır. Bundan dolayı, komşu alt sistemle enerji eşdağılımı meyili söz konusudur. Enerji eş dağılımı, büyük kavrama kayıp katsayılarıyla bağlı olan altsistemlerin eşit modal enerjileridir.

Sönümlenme, 'uygulamalı sönümlenme' davranışlarının toplanmasıyla artırılabilir. Bu, bir panele tutturulmuş olan bir viskoelastik malzemeden oluşan bir tabakayı içerir.

Bu tür bir davranış serbest veya sıkı birleştirilmemiş bir tabakada gözlenebilir (şekil 4.1a). Daha kompleks bir sönümlleme davranışı, çok büyük bir ağırlığı olmayan sıkı birleştirilmiş bir tabakada ortaya çıkar (şekil 4.1b). Başka bir alternatif viskoelastik tabakadaki gerilmeyi yükselten sert bir ara parçasıdır (şekil 4.1c). Bu tasarımın bir başka şekli temel levhadan uzak bir yere yapıştırılmış olan sıkı birleştirilmiş bir tabakadır. Sonuç olarak, tek bir modun sönümlenen titreşimini azaltmak için, sönümlleme elemanı dar bir frekans aralığında yüksek dereceli sönümlleme sağlar ve gerilimi yükseltmek için rezonans uygular.

4.2 Güç transfer parametreleri

Altsistemler arası güç akışı, titreşimin kinetik enerjisi cinsinden veya aralarında bağlantı olmadığı zaman ortaya çıkan titreşim enerjileri cinsinden tanımlanabilir. İlk durumda söz konusu olan bağlantı kayıp katsayısı, η_{ij} 'dir. Diğer parametreler için herhangi bir adlandırma yoktur, a_{ij} kısaltmasıyla tanımlanmıştır. i altsisteminden, j altsistemine olan güç akışı aşağıdaki formüllerle açıklanmıştır.

$$\pi_{ij} = \omega \eta_{ij} E_{i,top} - \omega \eta_{ji} E_{j,top} \quad (4.3a)$$

$$\omega a_{ij} E_{i,top}^{(b)} - \omega a_{ji} E_{j,top}^{(b)} \quad (4.3b)$$

(4.3a) denklemi her duruma uyar, ama diğeri yalnızca iki altsistemli sistemler için geçerlidir. a_{ij} 'nin esas yararı η_{ij} için sayısal bir algoritma yazılmasına imkan vermesidir. Bu durumun nasıl işlediğini görmek için, tek bir noktadan bağlı iki altsistem gözönüne alalım ve bu bağlantı noktasında her ikisi için de bir noktasal giriş empedansı $Z_{i,in}$ tanımlansın. Buradan yola çıkarak a_{ij} 'nin değeri;

$$a_{ij} = \frac{2\Delta f}{\lambda \omega N_i} \cdot \frac{R_{i,in} \cdot R_{j,jn}}{|Z_{i,in} + Z_{j,jn}|^2} \quad (4.4)$$

Bağlantı kayıp faktörü η_{ij} ile a_{ij} parametresi arasındaki bağıntı belki j . sistemin çok yoğun olduğu ($\frac{N_j \cdot f \cdot \eta_j}{\Delta f} \gg 1$) durumunda bulunabilir. Bu durumda;

$$\eta_{ij} = \frac{a_{ij}}{1 - \frac{a_{ij}}{\eta_i}} \quad (4.5)$$

olur.

i. altsistemin yalnızca bir modu olduğu ($N_i=1$) durumda,

$$\eta_{ij} = \frac{R_{i,in}}{\omega M_j} \quad (4.6)$$

M_j : j. altsistemin toplam kütlesi

Eğer i. altsistemin çok fazla modu olsaydı ($N_i \gg 1$) η_{ij} , a_{ij} 'ye yakınlaşırdı. Bundan dolayı, bağlantı kayıp faktörünün değerlendirmesi bağlantı empedansları cinsinden ifade edilebilir.

Bağlantı kayıp faktörünün teorik hesabı aşağıdaki sebeplerden dolayı komplike olabilir:

1. Hiçbir sistem yoğun değilse ve ilgili frekans aralığında her iki sisteminde çok az sayıda mod titreşiyorsa
2. Bağlantı tek bir nokta değil, bir çizgi veya alanı kaplıyordur. Bu durumu tanımlamak için çok kompleks empedans fonksiyonları gereklidir.
3. Bu kinetik etkileşim skaler değil, vektörel olabilir. Bu durum, etkileşen sistemlerin rijid yapılar olması durumunda kısmen doğrudur. Çünkü etkileşim kuvvetlerinin uygun bir açıklaması momentler, kesme ve sıkıştırma kuvvetleri içerebilir şeklindedir.

Bağlantı kayıp faktörü bağlantı empedansına bağlı olduğu kadar başka parametrelere de bağlıdır. Bu parametreler bazı spesifik alanlarda mevcuttur. Örneğin odalar arası ses taşınımı. Bu ses taşınımı 'geçirgenlik (τ)' ile tanımlanmıştır. Taşınım kaybı TL ile geçirgenlik arasında

$$TL = -10 \cdot \log \tau \quad (4.7)$$

bağıntısı vardır. Bağlantı kayıp faktörüyle, τ arasında aşağıdaki bağıntı vardır.

$$\eta_{ij} = \frac{A_w C}{2\omega V_i} \cdot \tau \quad (4.8)$$

A_w : sesin dağıldığı duvarın alanı

C : ses hızı

V_i : i odasının hacmi

Böylece, çeşitli duvar konstrüksiyonları hakkında bilinen TL verileri, altsistemlerle akustik boşluklar arasındaki bağlantı kayıp faktörüyle ilgili bilgi kaynağı olmaktadır.

4.3 Altsistemlerin mod sayısı

Mod sayısı, N_i , ilgilenilen Δf bandında altsisteme ait olan titreşen modların sayısıdır. Bazı sistemlerde bu sayı 1 olurken, bazılarında ise 1000'i bulabilir. Temel olarak mod sayısı enerji alıp depolayabilecek modların sayısıdır.

IEA çalışmalarında, mod sayısı genel olarak modal yoğunluk n cinsinden verilir.

$$N_i = \eta_i \cdot \Delta f \quad (4.9)$$

Mod sayısı bir banttan diğerine değişeceği için, modal yoğunluğun merkezi frekansla değişeceğinin belirtmesi gerekir. ($n_i(f)$ denilebilir)

Modal yoğunluk $n_i(f)$, ortalama frekans ayırımı cinsinden yazılırsa;

$$\partial f_i = \frac{1}{n_i(f)} \quad (4.10)$$

Açısal frekans cinsinden yazılırsa;

$$\delta \omega_i = \frac{1}{n_i(\omega)} = 2\pi \partial f_i = \frac{2\pi}{n_i(f)} \quad (4.11)$$

ve sonuç olarak

$$n_i(\omega) = \frac{n_i(f)}{2\pi} \quad (4.12)$$

elde edilir. Modal yoğunluk cinsinden yazılmış olan birçok IEA denklemi (4.9) denklemi kullanılarak mod sayısı cinsinden yazılabilir. Burada yalnızca ilgili frekans

aralığında bir adet moda sahip sistemlerdeki durum incelenecektir. Göz önüne alınan durumda

$$N_i=1 \text{ ve } n_i(f) = \frac{1}{\Delta f}, n_i(f) \neq \frac{1}{\delta f} \quad (4.13)$$

Temel değer olarak mod sayısı N_i 'nin alındığına ve modal yoğunluğun türetilen bir değer olduğuna dikkat edilmelidir.

Modal yoğunluk, hem deneysel hem de sayısal yöntemlerle bulunabilir. Ancak gerçekten onaylanmış tek yöntem, altsistemin bir noktadan saf bir tonla uyarılıp, diğer bir noktadan cevabın izlenmesidir. Δf boyunca frekans taranır ve cevap tepe noktaları sayılır. Doğal olarak uyarı ve izleme esnasında gözden kaybolmayan modlar cevapta gözükcektir. Bu nedenle, bu noktalar dikkatli seçilmelidir.

Eğer rezonans genişliği f_{η_i} ile aynı dereceden olan modlar ele alınırsa, ortalama boşluk δf_i dikkatten kaçır.

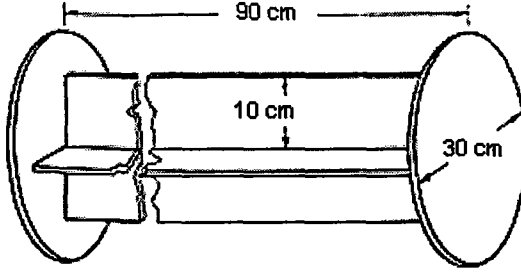
$$\delta f_i = f \cdot \eta_i \quad (4.14)$$

eşitliği, modal çıkışma durumudur ve buradaki frekans aralığında çözümlenmek için çok yakın olduklarından dolayı bazı modlar kaybolacaktır.

Akustik ve yapısal sistemlerin modal sistemlerinin modal yoğunlukları için bir çok teorik çalışma vardır. Genel olarak, modal yoğunluk hesapları deneysel olarak test edilirse açıkça güvenilir olur. Modal yoğunluk en kolay hesaplanabilen parametrelerdendir ve çoğu zaman hesaplanması mümkündür. Aşağıda modal yoğunluk hesaplamaları bulunan sistem elemanlarının bir listesi bulunmaktadır.

1. Çeşitli sınır tahditlerine sahip olan düz plakalar
2. Katmalı plakalar da içeren kompleks konstrüksiyonların düz plakaları
3. Kabuk yapılar
4. Çeşitli şekillerin akustik boşlukları
5. Çeşitli giriş boşlukları

Mod sayıları sistemler için önemli özelliklerdendir. Mod sayısı, sistemin değişik parçalarındaki modların toplanmasıyla da bulunabilir. Böylece kompleks yapıların mod sayıları tahmin edilebilir. Örneğin, şekil 4.2'deki ekipman rafı için mod sayısı tahmini ele alınsın.



Şekil 4.2 5 mm. Kalınlığında alüminyum plakadan imal edilmiş ekipman rafı

İki uç plakasının 30 cm. çapında, rafın 90 cm. uzunluğunda ve 10 cm. genişliğinde 4 adet parçadan oluştuğu kabul edilsin. Bu yapı çeşitli şekillerdeki 6 değişik plakadan yapılmıştır. Ancak h kalınlığında ve A alanına sahip bir plaka için mod sayısının;

$$N = \frac{\sqrt{3}A}{h \cdot c_l} \cdot \Delta f \quad (4.15)$$

olduğunu bilinmektedir. $h=5$ mm. ve $c_l=5181.6$ m/s. özellikleri bütün plakalar için ortak olduğundan bütün yapıların alanı toplanarak işlem bitirilebilir.

$$A_{top} = \left(2 \frac{\pi D^2}{4}\right) + 4 \cdot 0.9 \cdot 0.1 = 0.405 m^2 \quad (4.16)$$

$$\Rightarrow N = \frac{\sqrt{3} \cdot 0.405}{(0.005) \cdot (5181.6)} \Delta f = 0.027 \Delta f \quad (4.17)$$

1 kHz oktav bandında çalışılacağı için $\Delta f=710$ Hz olur ve 19 adet mod elde edilir. Bu modların tam yerleştirilmesi konstrüksiyonun detaylarına bağlıdır. Ama yaklaşık olarak 40 Hz'lik aralıklarla yerleşeceklerdir.

4.4 Giriş gücünün belirlenmesi

Giriş gücü İEA hesaplamaları esnasında bilindiği kabul edilen değerlerdendir. Ancak, çok ender durumlarda direkt olarak bilinir. Eğer bir yapı sarsıcı ile uyarılıyorsa, sarsıcı ve yapı arasında konacak bir kuvvet ölçerle giriş gücü ölçülebilir. Yapıdaki ortalama kuvvetin karesi $\langle F^2 \rangle$ ve yükün uzaysal dağılımının bilinmesi gerekebilir. Bu durumun türbülanslı akışla veya akustik gürültü basınç alanıyla yükleme esnasında olur. Bu durumda, uyarının uzaysal karakteri korelasyon

fonksiyonuyla bulunur. Bu fonksiyon titreşen modun uzaysal şekliyle uyarının nasıl bir karşılıklı ilişkide bulunduklarını gösterir.

Çok az durumda, uyarının çok lokalize olduğu, yani tek bir noktada olduğu düşünülebilir. (4.18) denklemi bu durumdaki giriş gücünün hesaplanabilmesi için tahmin imkanı sağlar. $\langle F^2 \rangle$ 'nin bilindiği kabul edilmektedir.

$$\Pi_{in} = \frac{\langle F^2 \rangle}{4M_i \delta f_i} \quad (4.18)$$

Ancak bu görüldüğü kadar kolay değildir. Bu zorluk, yapının rezonans anında çok düşük giriş empedansına sahip olması ve sarsıcının sonlu bir empedansı olması durumunda çıkış kuvvetinin kaybolmasından kaynaklanır.

Akustik gürültü alanı veya türbülanslı sınır tabakasıyla uyarı durumlarında, bağıntılar çeşitli yapılara uygulanan giriş gücü için geliştirilmiştir.

Bir yapıya ses alanından giren gücü bağlantı kayıp faktörü tanımlanmasını kullanılarak da bulunabilir.

$$\Pi_{in} = \omega \cdot \eta_{akus,yapi} \cdot E_{akus,top} \quad (4.19)$$

Aşağıdaki ifade ses alanından yapıya giren gücü verir.

$$\Pi_{gir} = \frac{\langle p^2 \rangle_{\Delta f} \cdot A_p^2}{R_{gir}} \cdot \sigma_{yay} \frac{\lambda^2}{2\pi A_p} \quad (4.20)$$

$\langle p^2 \rangle_{\Delta f}$: panel yüzeyinde ölçülen ortalama basıncın karesi

λ : ses dalga boyu

σ_{yay} : panelin yayılım verimliliği

$$\Rightarrow \sigma_{yay} = \frac{R_{yay}}{\rho c A_p} \quad (4.21)$$

5. ALT SİSTEMLERİN TANIMLANMASI

İEA, kompleks sistemlerin cevaplarının bulunması için yardımcı olabilir. Çünkü İEA sayesinde çeşitli modlar bir araya toplanarak istatistiki çalışmalar yapılabilir. Modlar aşağıdaki prensiplere göre gruplanabilir :

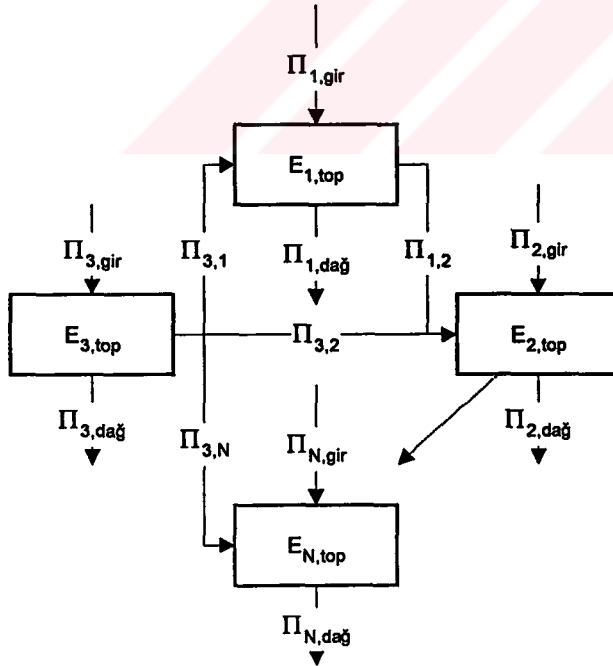
1. Hepsi Δf_i bandında (ilgili İEA modelinin) titreşmeliler ve bütün parametreler Δf frekans aralığının üstünde hesaplanmalıdır
2. Sistemin büyük parçaları halinde gruplanmalıdır (bir uçak için bütün kanatların modları, gövdenin modları gibi). Bu büyük gruplar Δf bandında ayrı ayrı gruplanacaktır.
3. Kişinin kararına kalmış gruplama durumları da olabilir. Örneğin bir kiriş hem bükülme, hem de burulma modlarına sahip olabilir. Bu modlar birbirlerine iyi bağlanmışlarsa tek mod olarak kabul edebiliriz. Aksi takdirde ayrı modlar olarak ele almamız gerekir.

Mod sayısı, N_i , sistemin enerji depolama kapasitesini gösterir. Δf bandının dışında titreşen modları N_i 'nin dışında tutmaya dikkat etmek gerekir. Δf 'in dışında kalan modlara titreşmeyen modlar da denilebilir. Bunlar da alt sistemler arası enerji taşınımında görev alırlar, ama titreşen modlara göre etkileri çok azdır. Sonuç olarak, titreşmeyen modların titreşim enerjileri cevap tahminleri sırasında dikkate alınmaz.

Bir sistemin Δf bandında titreşen modlarının oluşturduğu bir grup şekil 5.1'deki gibi bir kutuyla gösterilebilir. Alt sistem tanımlanırken modal benzerlikle ilgili bir kriter modların yaklaşık olarak aynı sönümlenmeye sahip olmasıdır. Öyle ki, kutudan dağılan enerji tek bir η_i kayıp faktörüyle gösterilebilsin. Bağımsız modların detaylı bir çalışması sönümlenmelerinde çeşitlilik olduğunu gösterecektir. Kabul edilebilir çeşitlilik için teorik analizler yapılmamıştır. Ancak ayrı kayıp faktörleri için çeşitlilik üç katına varana kadar kabul edilebilir. Öyle ki, ortalama sönümlenmedeki cevap tahminleri birbirlerinden fazla uzak olmaz. Eğer bir mod veya mod grubu ortalamaya göre on kat kadar farklıysa, bu grup başka bir alt sistem olarak ayrılır.

Modal benzerlikle ilgili diğer bir kriter de yükleme ortamıyla oluşan karşılıklı tesirle ilgilidir. Uyarıların bir kısmı, akustik gürültü gibi, kabuk panellerdeki bükülme

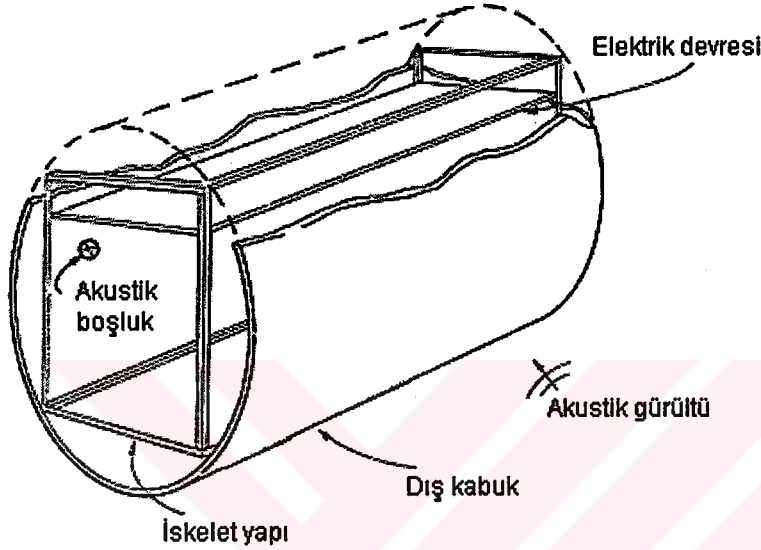
dalgalarına direkt olarak etki ederler. Eğer düzlemsel ve bükülme modları arasındaki bağlantı modlar arası modal enerjiyi eşit hale getirecek şekilde olursa, kabuk yapıyı temsilen yalnız bir alt sistem yeterli olur. Eğer modal enerjilerde takdir edilebilir bir fark varsa veya düzlemsel ve bükülme veya enine hareketler arası fark herhangi bir başka nedenle önemliyse, kabuk yapı en azından iki alt sistemle temsil edilmelidir. Bu durumda, bükülme alt sistemi Π_{gir} giriş gücüne sahip olacaktır. Fakat düzlemsel modal alt sistem, bükülme alt sistemiyle arasında olan bağlantı aracılığıyla uyarılacaktır. Δf ne kadar genişlerse, her alt sistem için titreşen modların sayısı o kadar artar ve tahmindeki sapma o kadar az olur. Diğer bir yandan, eğer band genişliği çok büyük olursa, her mod için uniform kayıp faktörü ve bağlantı kayıp faktörü tahmini doğru olmayacaktır. Ayrıca çok geniş bir band genişliği frekans çözünürlüğünün kaybolmasına yol açacaktır. Bu durum bazı uygulamalar için çok önemlidir. Alt sistemlerin tanımlanması konusunda dikkat edilmesi gereken bir nokta da yapısal ve çevresel sistemin her elemanının IEA alt sistemi olamayacağıdır. Örneğin, türbülanslı bir sınır tabakası IEA alt sistemi değildir. Çünkü lineer titreşim elemanlarıyla veya titreşim modlarıyla temsil edilemezler. Türbülanslı bir akış güç kaynağı olarak ele alınabilir, ama modal bir sistem olarak alınamaz. Akustik bir çevre bazı durumlarda güç kaynağı olarak, bazı durumlarda ise (örneğin yansıtıcı ses odası) bir alt sistemmiş gibi davranır.



Şekil 5.1 N adet alt sisteme sahip bir IEA modeli örneği

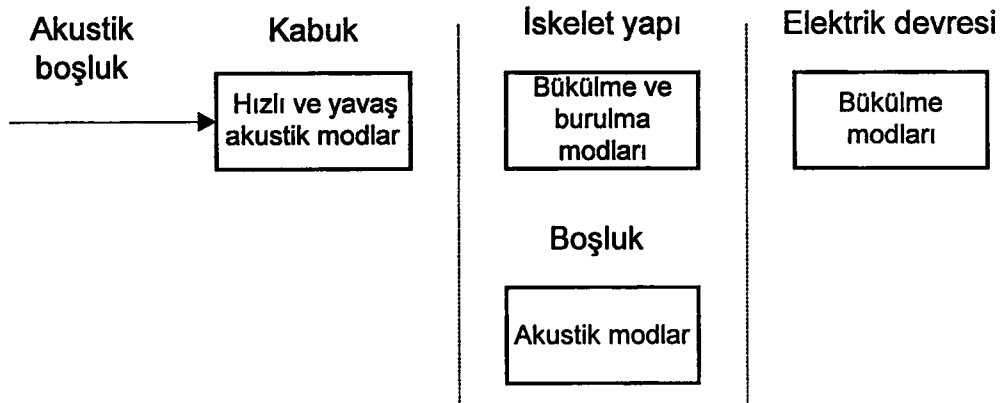
5.1 Alt sistemler arası bağlantının tanımlanması ve değerlendirilmesi

Modal gruplar arası enerji değişimini sağlayan bağlantıların tanımlanması bazen hassasiyet gerektirebilir. Problemin bazı özellikleri o kadar açıktır ki daha modelleme aşamasında ele alınmalıdır. Örneğin, şekil 5.2'deki sistem göz önüne alınsın. Bu sistem boşlukta asılı duran bir bilgisayarın akustik gürültüyle uyarılan dış kabuğu ve kabukla arasında hava boşluğu olacak şekilde iskelet yapıya bağlanmış elektrik devresinden oluşmaktadır.



Şekil 5.2 Havada asılı duran bir bilgisayar parçası

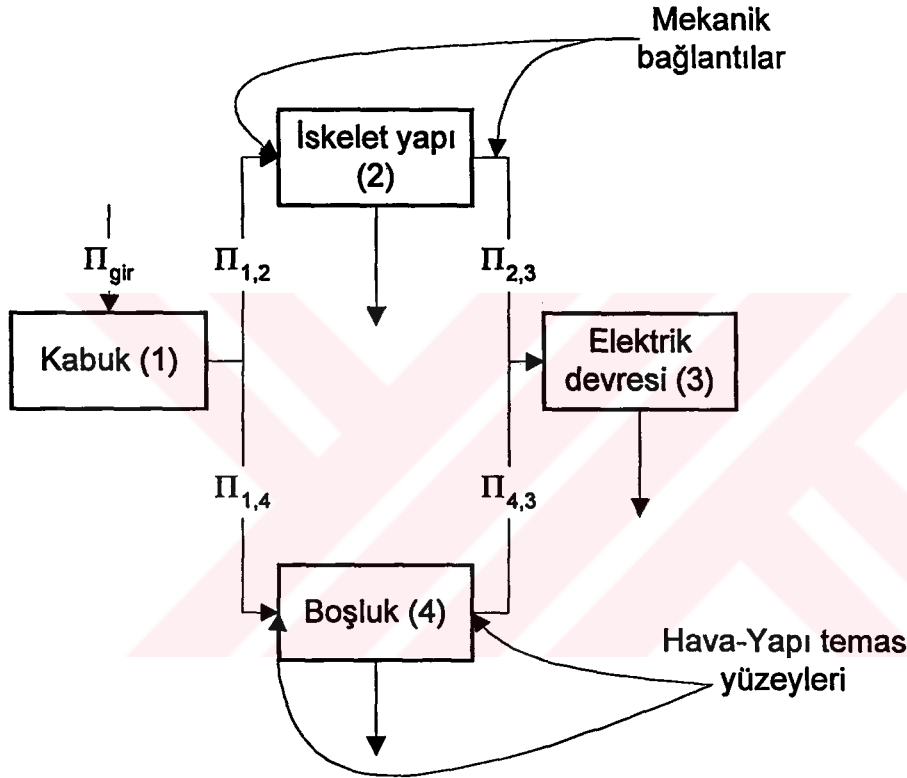
IEA prosedürlerine göre ilk olarak bu sistem yapısal ve akustik sistemlere ayrılmalıdır. Bu ayrım şekil 5.3'te gösterilmiştir.



Şekil 5.3 Şekil 5.2'deki yapının önemli bölümleri

En azından iki elemanın ayrı ayrı ilgilenebilecek farklı sınıflarda modlara sahip olduğu görülmektedir. Şimdi sistemdeki enerji transfer mekanizmaların incelensin. Açıkça, güç, kabuk ile iskelet ve iskelet ile elektrik devresi arasındaki mekanik bağlantılardan transfer edilir. Güç akış şemaları şekil 5.4'te verilmiştir.

Bu örnekteki elektrik devresinin cevabını bulmak için, önce sistemi şekildeki gibi düzenlenmeli, elektrik devresi enerjisi için enerji denklemleri çözülmeli ve bu enerji elemanlarının gerilimi ve ivmelenme tayfı olarak ele alınmalıdır. Daha sonra akustik ve titreşim taşınımının göreceli rolleri incelenmeli, iskeletin sertliği belirlenmelidir.



Şekil 5.4 Şekil 5.2'deki sistemin ara bağlantılarındaki güç transferi

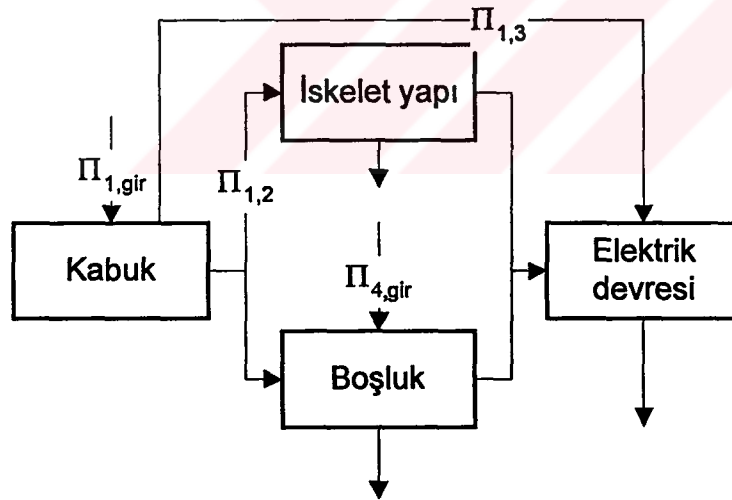
Sertliği belirlenen kabuğun içine akustik sönümleme malzemeleri koyulmalı ve iskeletin kabukla olan bağlantıları değiştirilmelidir. Bu değişiklikler yapıldıktan sonra bağlantı ve sönümleme kayıp faktörleri ve bunlarla beraber cevap tahminleri değişecektir. Bu değişim elektrik devresinin titreşiminin artışı veya azalışıyla sonuçlanabilir. Ancak temel model konfigürasyonu değişmez.

Bazı durumlarda, ihmal edilen noktalar da göz önüne alınarak sistem iyileştirilebilir. Bu etkilerden biri titreşmeyen modların titreşim enerjisi taşınımında oynadıkları rollerdir. Örneğin, şekil 5.4'teki diyagram, iskeletin tamamen rijid olması

durumunda, iskeletin Δf bandında hiç bir titreşen modu olmayacağını göstermektedir. Bu nedenle de yapısal bağlantılardan elektrik devresine hiç enerji taşınmayacaktır. Ancak gerçekte bu böyle değildir. Çünkü iskeletin rijid yapısı kabuktan devreye enerji taşıyacaktır. Modal deyimlerle, bu enerji transferi Δf bandı üzerinde rezonans frekanslarına sahip olan modların titreşmeyen uyarılarının sonucudur.

5.2 Sistemin bir bölümündeki alt sistemler

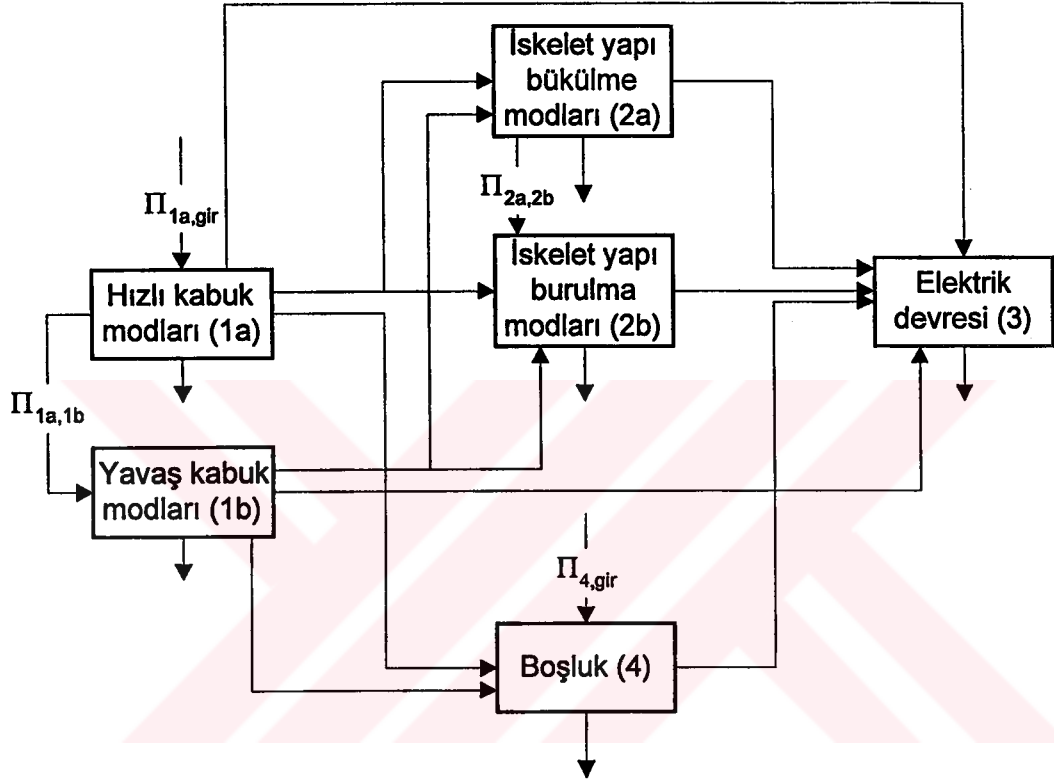
Eğer kabuk ve iskelet modları farklı alt sistemler gibi davranırlarsa , bütün alt sistemler ve alt sistemlerin birbirlerine etkileri şekil 5.6'daki gibi olur. Bu durumda şekil 5.4'teki elektrik devresi uyarısının basit modeli çok kompleks bir hale gelmektedir. Bu kompleksite gerekli midir? Genel olarak gerekli değildir. Ancak kesin bir cevap da verilememektedir. Eğer şekil 5.4'te başlayan ve şekil 5.5'te biten IEA modelini hassaslaştırma çalışmaları devre plakası titreşiminde önemli değişikliklerle sonuçlanırsa, şekil 5.6'daki gibi bir hassaslaştırma faydalı olabilir. Eğer modeldeki hassaslaştırmalar belli alt sistemlerin modal yoğunluklarında azalmaya sebep olursa, değişim öyle artar ki daha hassas hale getirilmiş ortalama değer tahmininin önem derecesi daha düşük olur.



Şekil 5.5 İskelet yapı ve kabuğun titreşimsiz modları nedeniyle şekil 5.4'te yapılan değişiklikler

Şekil 5.5'in, şekil 5.6'da sunulan değişikliklerinin çoğu açıktır, ancak yeni alt sistemler arasındaki enerji transferi ($\Pi_{1a,1b}$ ve $\Pi_{2a,2b}$) hakkında yorum yapmamız gerekir. İlk olarak iskelet ele alınır, kirişte bükülme ve burulma gibi iki hareketin olduğuna dikkat edilmelidir. Kirişin kesidi yüksek dereceli bir simetriye sahip

oldukça, bu hareket formları arasında sürekli bir bağlantı bulunacaktır. Açıkça görülmektedir ki, İEA alanıyla ilgili olan yapısal ve akustik alt sistemlerin sayısı çok yüksektir. Bu nedenle genelde tablolarda bulunamayacak parametrelerle tahminde bulunulması gerekir. Bu durumda da, içinde bulunulan durumu kapsayan iki limit durum bulunur. Örneğin, kısa bir çubukla bağlı iki yapıyla ilgili bir çalışma yaparken, yapılar bir uzun kirişle bağlanmış ve bir de rijid bağlanmış gibi düşünülerek iki durumda da deney yapılır.



Şekil 5.6 Şekil 5.1'deki İEA sisteminin detaylı sunumu

6. SÖNÜMLEME PARAMETRESİ

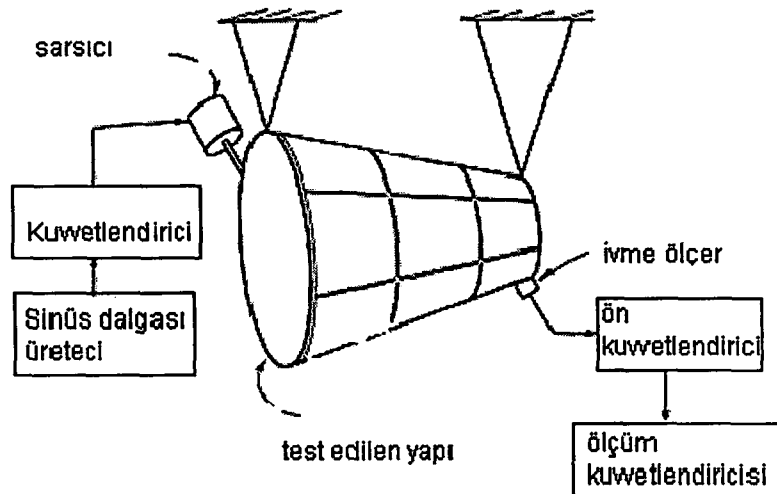
Sönümlenme parametresi olan, η , kayıp faktörü, birim zamanda dağılan enerjinin sistemdeki depolanmış ortalamasına oranıdır.

$$\eta = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{\Pi_{\text{dağ}}}{E_{\text{top}}} \cdot \frac{T \cdot \Pi_{\text{dağ}}}{2 \cdot \pi \cdot E_{\text{top}}} \quad (6.1)$$

($\Pi_{\text{dağ}}$), T periyoduna sahip titreşimden her çevrimde yayılan enerjidir.

Her türlü teorik yöntemle rağmen sönümlenmenin belirlenmesinde en çok kullanılan metod ölçümdür. Sönümlenmenin, bilinmesi gereken doğruluk miktarı fazla değildir. Basit deneysel metodlar bu doğruluğa kolayca ulaşırlar. Bu ölçümlerde iki tip temel strateji vardır. Durgun durum ve bozulma metodu. Durgun durum metodları aşağıdaki gibidir :

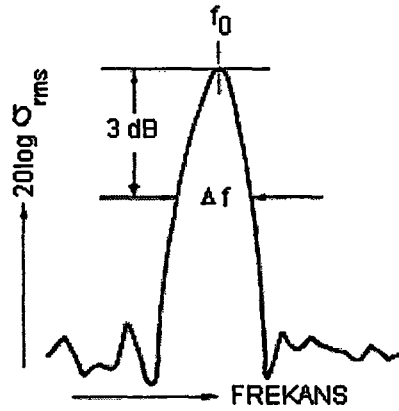
- a) Titreşimin tek bir modu için frekans cevabı band genişliği
- b) Çok serbestlik dereceli sistemin frekans cevap düzensizliği
- c) Giriş gücünün ölçümü



Şekil 6.1 Bir yapının cevap frekansını ölçmek için kurulan deney seti

İlk teknik “Yarı güç band genişliği” olarak da bilinen tekniktir. Şekil 6.1'deki gibi bir deney seti kurulursa, şekil 6.2'de gösterilen şekilde bir tek titreşim cevabı bulunur.

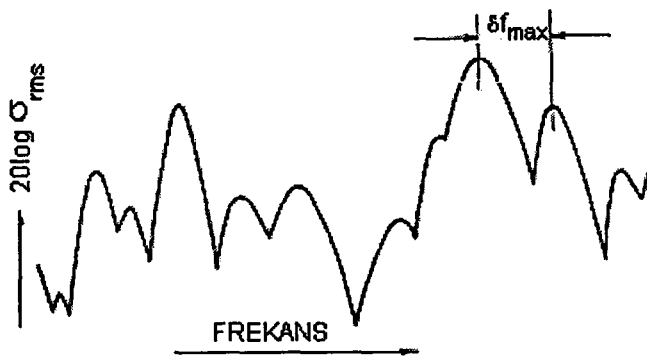
Bu çizime göre kayıp faktörü $\eta = \frac{\Delta f}{f_0}$ 'dir.



Şekil 6.2 Tek bir mod için cevap eğrisi

Bu sonucun kullanışlı olması için, $\frac{\Delta f}{\partial f} \ll 1$ olan bir titreşimin ayrılması gerekir.

Burada ∂f yapının rezonan modları arasındaki ortalama ayırımdır. $\frac{\Delta f}{\partial f}$, modal aşım parametresi olarak tanımlanır. Bu oran 2 veya 3'ten büyük olursa bağımsız rezonans eğrileri arasında çakışma olacağından Şekil 6.2'deki durum gerçekleşmez. Bu durumda cevap Şekil 6.3'deki hali alır.



Şekil 6.3 Yüksek modal çakışması olan bir sistemin cevap eğrisi

Eğer, $\delta f_{\max}$, iki bitişik maksimum nokta arasındaki frekans farkı ise, sönümlenme kayıp faktörü ;

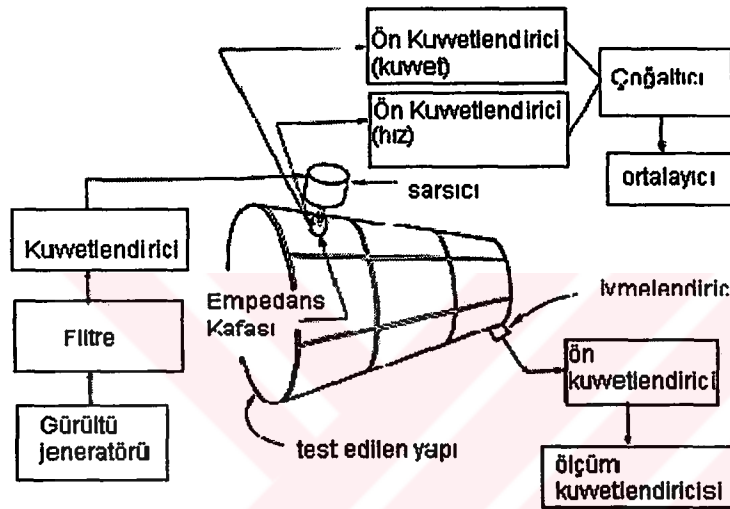
$$\eta \cong \frac{0.4 \cdot \langle \partial f_{\max} \rangle}{f} \quad (6.2)$$

olur.

$\langle \partial f_{\max} \rangle$: Maksimum noktalarının ortalamasıdır.

f : Maksimum noktalar grubunun orta frekansıdır.

Oranın 3'ten büyük olduğu durumda , (yüksek frekanslı modal çakışma), tek bir cevap frekansı oluşmaz.



Şekil 6.4 Giriş gücü ve ortalama cevap kullanılarak sönümlenmenin belirlenmesi için kurulan deney seti

Son olarak, sönümlenme bazen de sisteme giren güç miktarının ölçülmesiyle de çıkartılabilir. Böyle bir deney Şekil 6.4'de gösterilmiştir.

Uyarım noktasındaki kuvveti ve ivmeyi (veya hızı) ölçmek Π_{gir} 'in belirlenmesine izin verir. Yapının rms ivmesinin ölçümü

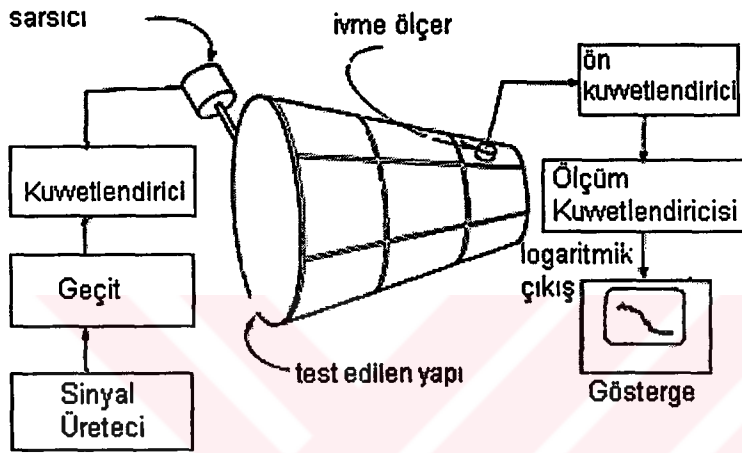
$$\langle v^2 \rangle = \frac{\langle a^2 \rangle}{4 \cdot \pi^2 \cdot f^2} \quad (6.3)$$

değerinin hesaplanmasına imkan verir. Bu sonuçla kayıp faktörü

$$\eta = \frac{\Pi_{gir}}{M \cdot \omega^2 \cdot \omega} \quad (6.4)$$

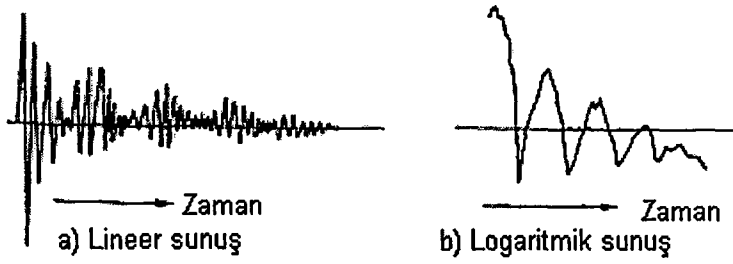
olur. (M:yapının kütlesi)

Durgun durum metodlarına ilaveten, sönümlenmenin ölçümü için süreksiz metodlarda vardır. Bu metodlar, kayıp faktörü ve sistemin çeşitli sönüm hızı ölçüleri arasındaki enerjiye bağlıdır. Eğer bir sistemin tek bir modunun sönümü izlenmek istenirse Şekil 6.5'deki gibi bir deney seti kurulabilir.



Şekil 6.5 Yapısal titreşimlerin eksilme hızlarının ölçülmesi için kurulan deney seti

Burada uyarı saf bir tonla yapılmalıdır. Geçit uyarıyı kesmek için yapılmıştır ve sarsıcının yapıyla ilişkisini kesmek için de kullanılabilir. Böyle bir deney kurulumu, sarsıcının tek başına ölçülen eksilme hızını etkileyecek kadar yapısal sönümlmeye yol açması durumunda kullanılır. Eğer modlar birbirlerinden, ω 'in $\eta \cdot f$ 'ten fazlaca büyük olamayacağı kadar yakın olurlarsa, uyarının aniden kesilmesi yeni modların uyarılmasına yol açar ve şekil 6.6'daki gibi bir eksilme eğrisi ile sonuçlanır. Böyle bir sonuç, titreşimin çeşitli modlarını kapsayan geniş bandlı uyarılar kullanarak veya ani olmayan, ancak eksilme prosesi ile girişmeyecek kadar hızlı olan bir sinyal ayırıcı fonksiyon ile önlenabilir.



Şekil 6.6 Birbirlerinden çok az farklı doğal frekanslara sahip iki modun eşzamanlı eksilme grafikleri

Yüksek modal çakışma durumunda, sönümleme ölçümü stratejisi değiştirilmelidir ve bu durum durgun durum ölçümü için de geçerlidir. Bu durumda, saf bir ton bile çeşitli tonları uyabilir; öyle ki belli bir mod için uygun kuvveti simüle etmek için farklı sarsıcılar kullanılabilir. Böyle bir durum hava taşıtlarının alçak modları için uygundur. Fakat yüksek frekanslı panel tipi alt yapı modları için uygun değildir. Son durumda, çok sayıda modun uyarılıp sönümlenmesi için tek band gürültüsü ve bundan dolayı bir tek ortalama kayıp faktörü kullanılır. Cevap, ses alanları veya yapılar için uygun mikrofon veya ivme ölçerlerle ölçülür. Sinyalin bir kısa zaman ortalama değeri belirlenir ve bunun da logaritması alınarak sinyal görüntülenir. Sönüm hızı, DR (db/s) olarak elde edilir ve kayıp faktörü;

$$DR = 27.3 \cdot f \cdot \eta \quad (6.5)$$

formülünden bulunur.

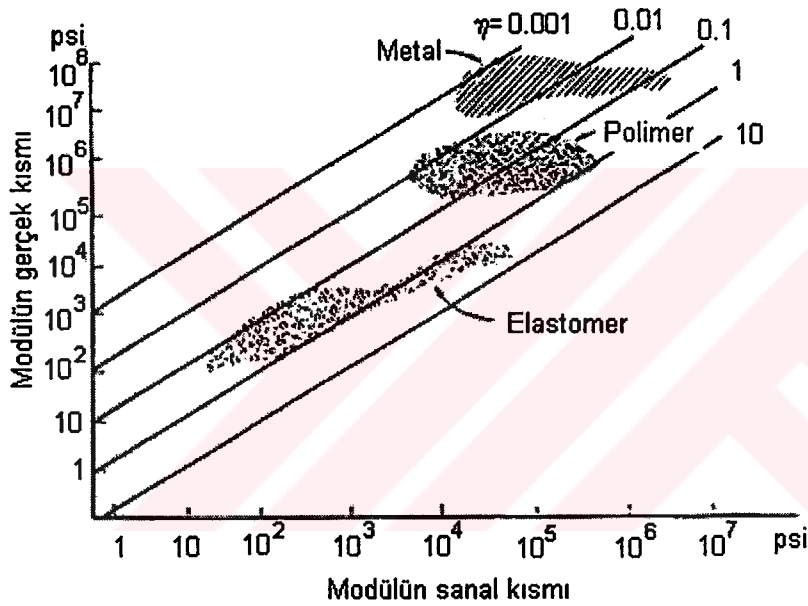
6.1 Malzemeler için sönümleme değerleri

Bir çok uzay aracı alüminyum alaşımlarından imal edilmiştir. Bu alaşımların kayıp faktörleri 0.002 - 0.005 arasında değişir. Bu sönümleme değerleri, bitmiş yapıların ölçülen sönümleme değerlerine göre genel olarak büyük ölçüde düşüktür. Bundan dolayı, gerçek yapıların yalnızca metalin yapısından kaynaklanan sönümleme değeri, bağlantılardaki, perçin bağlantılarındaki ve diğer benzer durumlardaki sönümlemelere oranla küçüktür.

Şekil 6.7'de çeşitli malzemeler için kayıp faktörlerinin değerlerini gösteren grafik verilmiştir. Metaller, 10^{-3} 'ten $2 \cdot 10^{-1}$ ' e kadar değişen iç kayıp faktörlerine sahiptirler. Alüminyum alaşımlarında fazla büyük değerlere rastlanmaz, ancak dökme demirlerde, özel bakır ve manganez alaşımlarında yüksek değerler bulunur. Polimer

malzemeler de bu sınırlar içinde kayıp faktörü değerlerine sahiptirler; ancak metallere nazaran 10 kat veya daha yüksek miktarda yumuşaktırlar. Elastomerik malzemeler metallere göre 10.000 kat yumuşaktırlar; ancak polimerlere ve metallere oranla daha yüksek kayıp faktörlerine sahiptirler (0.1 - 5). Polimer ve elastomerler, elemanı oldukları sistemlerin sönümlmeleri üzerinde önemli rol oynarlar.

Hava taşıtlarının yapıldığı malzemelerin sağladığı sönümlleme, bitmiş yapıların ölçülen değerlerine göre öyle düşüktür ki, bu çeşit bir sönümlleme dikkate alınmaz. Ancak, eklenen bu elemanların (polimer ve elastomerler) yüksek dereceli sönümlmeleri vardır. Bu maddeler tarafından sağlanan sönümlleme frekans ve sıcaklığa bağlıdır, ve uzay taşıtları yüksek frekansla uyarılırlar ve aşırı ortam sıcaklığı değişikliklerine maruz kalırlar.



Şekil 6.7 Çeşitli malzemeler için kayıp faktörü ve elastisite modülü

Polimerik malzemeler, sıcaklık değişikliklerine bağlı olarak çok yumuşaktan, çok sert ve kırılğan davranışlara varan değişiklikler gösterirler. Fakat bu davranış değişikliği kesin ve belirgin bir faz değişikliğiyle ortaya çıkmaz.

Ayrıca, malzemenin dinamiği frekans değişikliği olduğunda sıcaklık dolayısıyla içinde bulunduğu faza uymayan davranışlar gösterirler. Örneğin, oda sıcaklığında kauçuk gibi davranan malzeme, fazına uygun davranışlar sergilemesine müsaade etmeyecek kadar hızlı titreşirse, olduğundan daha sertmiş gibi bir davranışta bulunur.

Polimerin tekrar gevşemesi ve kauçuğa benzer davranışlar sergilemesi için geçen süreye “malzemenin rahatlama süresi- a_θ ” denir. Çeşitli malzemelerle yapılan deneyler sonucunda, a_θ , polimer için aşağıdaki fonksiyonla bulunur.

$$\log a_\theta = -\frac{8.86 \cdot (\theta - \theta_0)}{120 + (\theta - \theta_0)} \quad (6.5)$$

$$\Rightarrow \theta_0 = \theta_t + 50K (^\circ C) \quad (\theta \text{'ler } ^\circ C \text{ olarak ifade edilir.}) \quad (6.6)$$

Polimerlerde, geçiş frekansı ve sıcaklığı yükseldikçe rahatlama süresi azalır. Geçiş frekansı f_g 'nin artan sıcaklıkla birlikte yükselmeye yönelmesi kayıp faktörü fonksiyonundaki maksimumun davranışından ve sıklık modülü eğrisinden bellidir.

- Buradan sonuç olarak polimerlerin camsı durumdayken iyi sönümleme yapmadıkları ortaya çıkar. Ancak bu tip maddeler bir miktar sönümleme istenilen durumlarda kullanılabilir. Yine de, yüksek modüllü sönümlmeli malzemeler katmanlı uygulamalarda tercih edilirler. Bu davranışları elastomerlerde elde edebilmek için (PVC gibi..) malzemenin içi sert dolgu malzemesiyle doldurulması gerekir. Bu dolgunun iki önemli etkisi vardır. Malzemenin genel rijitliğini ve dolgu malzemesinin yakınlarındaki uzamayı artırır ve buna bağlı olarak sertlik ve sönümleme artar.

Metallerdeki sönümleme mekanizmaları, ısı taşınımı, dış kristal hareketi, moleküler durum geçişi ve yer değişim salınımlarını içerirler. Yüksek genliklerde plastik şekil değiştirme olayı da meydana gelir. Mekanizmanın karmaşıklığı, daha önemlisi, bu prosesler için olan geniş sınırlı aktivasyon enerjisi nedeniyle metallerdeki gibi, iç sönümlmeyi gösteren basit fonksiyonlar yazılamaz. Bundan dolayı, yapılabilinecek en iyi olay çeşitli metallerin malzemesel sönümleme değerlerinin sıralandığı malzemeyi refere etmektir.

6.2 Bitmiş yapıların sönümlenmesi

Aluminyum alaşımı plakalardan, kirişlerden ve perçinlerden meydana gelen Hava araçlarına yapılan testlerde 0.02 gibi bir kayıp faktörüne sahip oldukları görülmüştür. Aslında bu yapıları oluşturan metallerin kendi kayıp faktörleri 0.002 civarındadır. Bu yapıların bu kadar yüksek sönümleye sahip olmalarındaki en büyük etken yapılarındaki perçinlerdir. Yüksek sönümleme durumu için iki teori vardır. İlki bu sönümlemenin yüzeyler arası kaymadan ve üstüste gelmiş yüzeylerdeki pürüzlerin

plastik deformasyonundan kaynaklandığı şeklindedir. Burada oluşan sönümleme lineer değildir. Bu durumda sönümleme titreşimle birlikte artar. İkinci teori ise, bu dağılımı, metal yüzeylerdeki perçinler arası viskoz akışa bağlar. Eğer yağ gibi bir sıvı mevcut ise, bu durum açıkça belli olur. Temasta kalmak için sıvı dar boşluklara girer ve viskoz dağılım gerçekleşir. Ancak bu durumun oluşması için mutlaka sıvıya gerek yoktur; arada bulunan hava bile bu dağılım olayının gerçekleşmesi için yeterlidir. Arada bulunan havanın basıncının azalmasıyla sönümleme olayı da azalacaktır.

6.3 Ekli sistemlerin sönümlenmesi

Titreşim enerjisinin sönümlemeye ters orantılı olarak hareket etmesi sonucu sönümlemedeki artışlar, titreşim genliklerini azaltacağından dolayı tercih edilir. Kayıp faktörlerinin cevap üzerindeki etkisinin tartışılabilir konuma gelmesi için sönümleme artırılarak, kayıp faktörleri, 0.01 mertebelerinden 0.1 mertebelerine yükseltmek gerekir. Böyle yüksek oranda sönümlenmeler elde etmek için ekli sistemler konusuna girmek gerekir. Genelde kullanılan ekli sistemler aşağıda verilmiştir;

- a) Sıvanmış, spreyle püskürtülmüş veya yassı tabakalar halinde uygulanmış, serbest veya engellenmiş sönümleme malzemesi tabakaları;
- b) Folyo veya elastomerik yapıştırıcı veya elastomer ve engelleyici tabakanın ayrıca uygulandığı yapay sönümleme malzemesi tabakası;
- c) Boşluk oluşturu malzemeler;
- d) Özellikle bir titreşim modunda yüksek sönümleme sağlayacak titreşim sönümleyiciler

6.3.1 Serbest (engellenmemiş) tabaka

Serbest ve engellenmiş davranışları, boşluk elemanı ile ve boşluk elemanı olmadan ayrı ayrı incelemek gerekir. Serbest tabakalara örnekler şekil 6.8'de gösterilmiştir. Bu şekilde taban panel (1), elastomer tabaka (3) ve eğer varsa boşluk tabakası (2) ile numaralanmıştır. Bu bileşik yapının kayıp faktörü aşağıdaki formülle tanımlanır. (Burada sönümleme tabakasının sertliğinin yapısal sertliğe göre düşük olduğu ön görülümüştür.)

$$\eta = \eta_3 \cdot \frac{E_3}{E_1} \cdot \frac{h_3 \cdot W_3 \cdot H_{31}^2}{I_1} \quad (6.7)$$

η_3 : 3 no.'lu tabakanın kayıp faktörü

E_3 : 3 no.'lu tabakanın Young modülü

E_1 : 1 no.'lu tabakanın Young modülü

h_3 : 3 no.'lu tabakanın kalınlığı

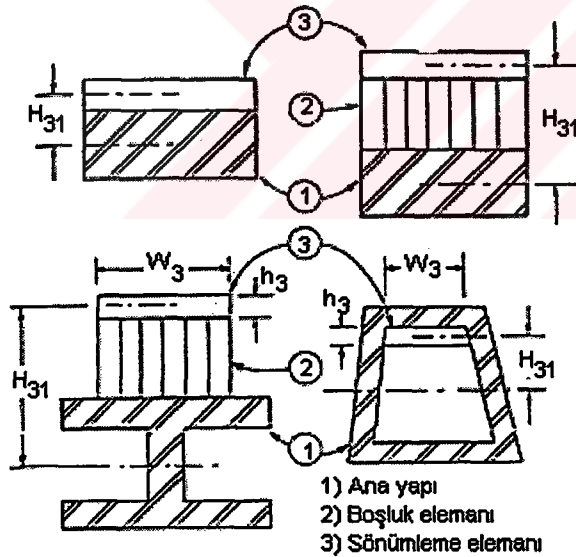
W_3 : 3 no.lu tabakanın genişliği

H_{31} : 1 ve 3 no.'lu tabakaların nötr eksenleri arasındaki mesafe

I_1 : 1 no.'lu tabakanın atalet momenti

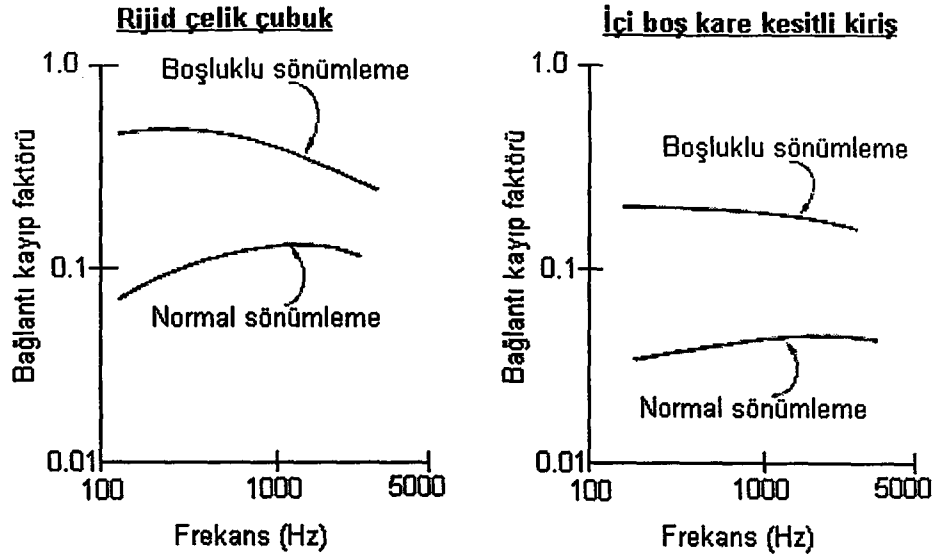
Burada $\eta_3 \cdot \frac{E_3}{E_1}$ malzeme parametreleri arasındaki orandır, ve aynı gerilmeler

sonucu sönümlenme tabakasında oluşan dağılımın ana panelde oluşan dağılıma oranıdır. Formülün geri kalan kısmı ise geometrik özelliklerle ilgilidir. Sönümlenme tabakasının atalet momentinin ana panelin atalet momentine oranını verir. Bu oran H_{31} 'in karesiyle arttığı için geometrik değişikliğe yol açan boşluk elemanları daha çok sönümlenme sağlamak için kullanılır. Pratikte yalnızca eklene malzemeyi yapıdan uzak tutarak sönümlemeyi 10 kat arttırmak mümkündür. Ancak yüksek frekanslarda bu kazanç azalacaktır. Çünkü boşluk elemanı sönümlenme elemanını uzatmak yerine kesmeye çalışacaktır.



Şekil 6.8 Çeşitli serbest tabaka konfigürasyonları

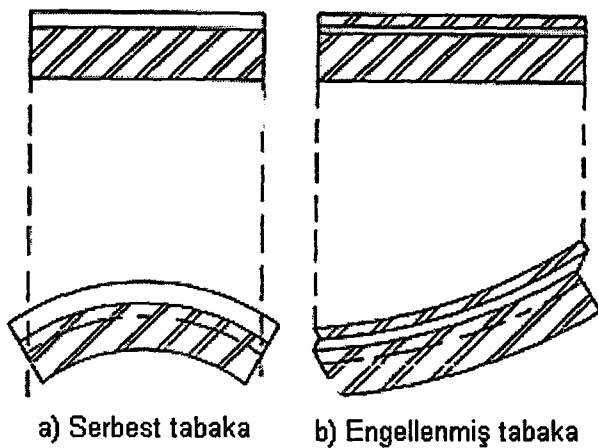
Boşluk elemanı kullanılarak elde edilen bir kayıp faktörü eğrisi şekil 6.9'da gösterilmiştir.



Şekil 6.9 Çeşitli yapılar için (Bağlantı kayıp faktörü x Frekans) grafikleri

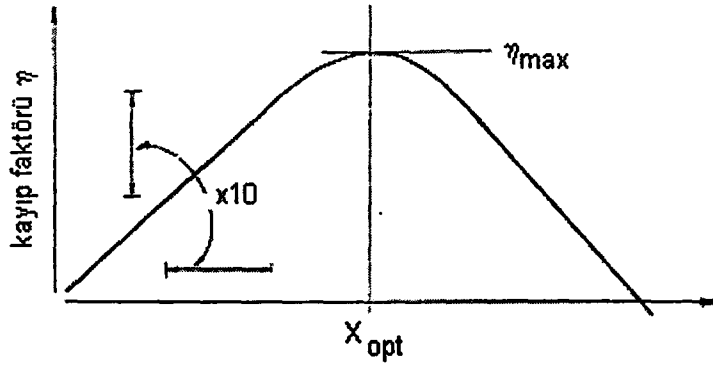
6.3.2 Engellenmiş tabakalar

Sönümlleme tabakasının üzerinde engelleyici bir tabaka kullanmak sönümlleme tabakasındaki gerilimi arttırmak için kullanılan bir yoldur. Burada, engelleme katmanı sönümlleme tabakasındaki kesilmeyi artırır. Engellenmiş ve serbest tabakaların bükülmesiyle ilgili karşılaştırma şekil 6.10'da gösterilmiştir. Hava araçlarında sönümlleme tabakası incedir ve ana panel ve engelleyici tabakaya göre yumuşaktır. Bu şartlarda kompozit yapının kayıp faktörü için kompleks bir formül ortaya çıkmaktadır.



Şekil 6.10 Viskoelastik tabakalara sahip sistemler

Şekil 6.11, kompozit kayıp faktörünün “kesme parametresi - χ ” ile olan ilişkisini göstermektedir. χ , frekansla ters orantılıdır.



Şekil 6.11 Temel yapıdaki engellenmiş sönümleme tabakasının bileşik kayıp faktörü



Şekil 6.12 Engellenmiş tabakanın görünüşü

$$\chi = \frac{G_3 \cdot W_3}{h_3} \cdot \left(\frac{\lambda_b}{2} \right)^2 \cdot \left(\frac{K_1 + K_2}{K_1 \cdot K_2} \right) \quad (6.8)$$

$K_i = E_i h_i$: Tabakanın uzama sertliği

λ_b : Bükülme dalga boyu

G_3 : Sönümleme tabakasının kesme modülü

W_3 : Sönümleme tabakası genişliği

h_3 : Sönümleme tabakası kalınlığı

(Yukarıdaki formülde indisler Şekil 6.12'ye göre verilmiştir.)

$$\lambda \cong \frac{1}{\sqrt{f}} \Rightarrow \chi \cong \frac{1}{f} \quad (6.9)$$

Kesme parametresi χ 'in optimal değeri ;

$$\chi_{opt} = \frac{1}{\sqrt{(1+Y) \cdot (1+\beta^2)}} \quad (6.10)$$

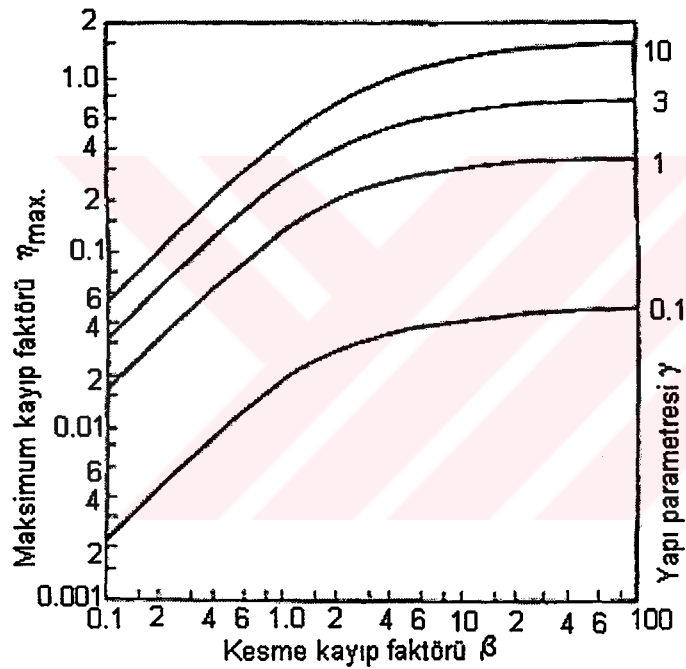
Y : Yapısal parametre

β : Kesme için sönümleme malzemesinin kayıp faktörü (genelde η_3 ' e çok yakın bir değere sahiptir)

Kompozit yapı için maksimum kayıp faktörü ;

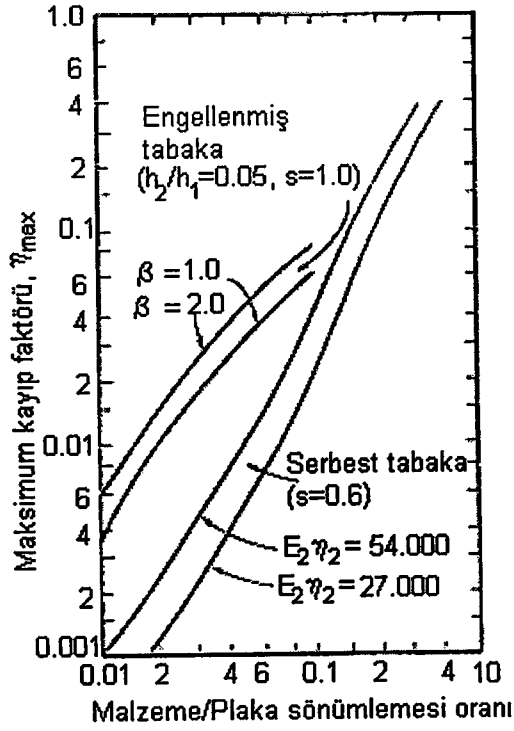
$$\eta_{\max} = \beta \cdot Y \cdot \frac{1}{\left[2 + Y + \frac{2}{\chi_{opt}} \right]} \quad (6.11)$$

Yukarıdaki formül sönümleme tabakası kayıp faktörünün fonksiyonu olarak çeşitli konfigürasyonlar için şekil 6.13'te verilmiştir.



Şekil 6.13 Engellenmiş tabakanın maksimum sönümlemesi ve malzeme kayıp faktörü

Yukarıdaki bilgilerle şekil 6.11 ve 6.13'teki bilgiler birleştirilerek herhangi bir engellenmiş tabaka sisteminin sönümlemesi tahmin edilebilir. Engellenmiş tabakalar, verilen bir sönümleme için daha az ağırlığa sahip olduklarından havacılık uygulamalarında tercih edilirler.



Şekil 6.14 Çelik plakalar üzerinde serbest ve engellenmiş tabakaların davranışlarını karşılaştırması (1 ve 2 sırasıyla plaka ve sönümleme malzemesini göstermektedir.)

Şekil 6.14'te eklenen tabaka için serbest ve engellenmiş tabakalarda sönümlemenin karşılaştırması verilmiştir. Buradan kabul edilebilir ağırlık artışı %10'dan az olduğu sürece engellenmiş tabakada çok daha fazla sönümleme elde edilebileceği sonucu çıkmaktadır. Buradaki tek dezavantaj bu performansın ortaya çıkacağı frekans aralığının dar olmasıdır. Bu engellenmiş davranışın istenilen frekans aralığına göre çok iyi ayarlanması gerektiğini gösterir.

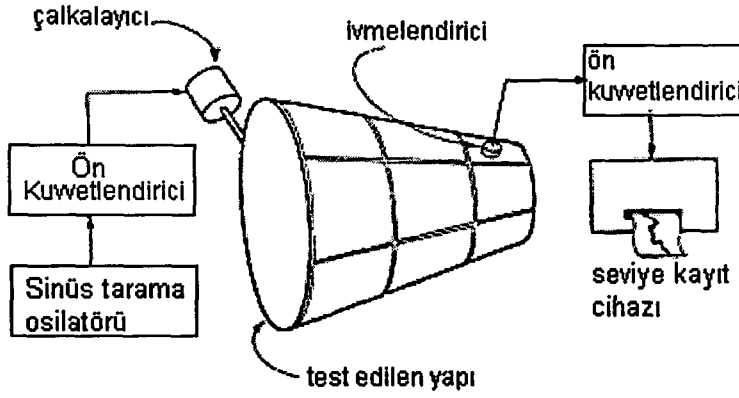
7. MOD SAYISININ BELİRLENMESİ

Mod hesabı cevap tahmininde önemlidir. Çünkü çalışılan altsistemde enerjinin depolanabileceği mod adedini belirtir. Bu parametre bir çok cevap denklemine doğrudan olmasa da dolaylı olarak dahil edilir. Eğer mod hesabı deneysel olarak yapılırsa, bu parametre doğrudan dahil edilir. Ancak hesap teorik olarak yapılıyorsa, modal yoğunluğunun ve birim frekans aralığına düşen mod miktarının hesaplanması gerekir. Buna rağmen, teorik ifadelerde modal yoğunluğa mod miktarından daha çok rastlanılır. Modal yoğunluk, hesaplanması kolay bir ifade olmasına rağmen esas hesaplanması gereken parametrenin mod sayısı olduğu gerçeği göz önüne alınmalıdır. Mod sayısı düşük olan sistemler, modal yoğunlukları uygun olmasa bile IEA sistemi olarak modellenenebilir. Mod sayısı, belirlenmesi genelde kolay olan bir parametredir. Az moda sahip ve modal yoğunluğun hesaplanmasının zor olduğu frekanslarda sistemin bir modeli veya basit bir hesap yapılabilir. Modların çok olduğu ve bunları hesaplamının deneysel olarak zor olduğu durumlarda uygun bir tahmin yapılabilir. Deneysel ve sayısal prosedürler yardımıyla yakın tahminler yapmak mümkündür. Problemi sık ve seyrek modal dağılım rejimlerine bölmek sönümlleme durumuna göre tercih edilir. Gerçekte, bağlantı kayıp faktörünü de içeren parametrelerin değerlendirilmeleri için modlarının yoğunluğuna bağlı olarak farklı fonksiyonel formlara veya farklı deneysel metodlara ihtiyaç vardır.

7.1 Mod sayısını belirlemek için kullanılan deneysel prosedürler

Mod sayısını bulmak için kullanılan en basit ve en genel deney kurulumu şekil 7.1'de gösterilmiştir.

Burada amaç, basitçe sistemi saf bir tonla tek noktadan uyarmak ve ikinci bir noktadan uyarma frekansının ilgili banttan yavaşça yok oluşunu izlemektir.



Şekil 7.1 Sinüs tarama tekniğiyle mod sayısının bulunması için kurulan deney seti

Şekil 7.1’de uyarı bir sarsıcıyla yapılmış ve cevap bir ivme ölçerle ölçülmüştür. Eğer sistem, akustik bir sistem ise uyarı ufak bir hoparlörle yapılacak ve cevap da bir mikrofona ölçülecektir. Basitliğine rağmen, bu prosedür gerekli önlemler alınmazsa hatalı ve tamamlanmamış sonuçlar verir. Mümkün olduğu kadar çok modu uyarabilmek için, uyarı yapılar için serbest bir sınıra, ses alanları içinse rijit bir duvara yakın yapılmalıdır. Çünkü bütün modların sınırlar boyunca karşı düğümleri vardır. Bütün modların uyarılma ve ölçülme olasılığını arttırmak için, çeşitli kaynak ve alıcı noktaları seçilmelidir. Bazı modlar kaçırılsa bile, tahminler yalnızca mod sayısındaki relatif hataya karşı hassastır. Örneğin yirmi moddan ikisi kaçırılmış olsa mod sayısında %10 hata yapılmış olur. Bu hata cevap tahmininin de ise 1 dB’lik bir hatayla sonuçlanır.

Diğer deneysel kurulumlardan da bahsetmek gerekir. Örneğin, grafiklerde logaritmik bir gösterim lineer bir gösterime tercih edilir. Logaritmik çıkışla, düşük genlikli cevaplar daha rahat görülür. İki mod aynı anda uyarılıp birbirlerini etkilemesini veya sönmekte olan bir mod tekrar uyarılmasını engellemek için tarama yavaş olmalıdır. Böyle fazladan uyarılmalar grafiklerde ek tepe noktalarına yol açarlar ve bunlarda modal titreşimler için hatalı sonuçlara yol açabilirler.

Anlatılan bu prosedür yalnızca modlar arası ayırım olan δf ’in en azından modun band genişliğinin üç katı olduğu durumlarda çalışır.

$$\frac{\pi \cdot \eta \cdot f}{2 \cdot \delta f} \leq 0.3 \quad (7.1)$$

Eğer ortalama modal ayırım δf çok küçük olursa sinüs-tarama testinde bir çok mod kaçırılacaktır. Bu durumda, az denenmiş fakat alternatif bir teknik faydalı olabilir. Alternatif prosedür aşağıdaki sonuca dayanır.

$$\Pi_{gir} = \frac{\langle L^2 \rangle_t}{4 \cdot F \cdot \partial f} \Rightarrow \langle v^2 \rangle = \frac{\Pi_{gir}}{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \eta \cdot M} = \frac{\langle L^2 \rangle_t}{8 \cdot \pi \cdot f \cdot \eta \cdot M^2 \cdot \partial f} \quad (7.2)$$

L : Uyarı kuvveti

Bilinen bir $\langle L^2 \rangle$ ve η için $\langle v^2 \rangle$ δf çıkartılabilir. Bu prosedürde ortalama kuvvetin karesini kontrol etmek zordur. Eğer bir yer için $\langle L^2 \rangle$ tam olarak belirlenemezse bile, sistemin çeşitli bantlardaki relatif cevabı δf 'in relatif değerini belirleyebilir.

7.2 Akustik alt sistemlerin mod hesabı

l uzunluğundaki tek boyutlu sistemdeki modların arasındaki ortalama frekans ayırımı,

ses hızı c ise $\partial f = \frac{c}{2 \cdot l}$ olur.



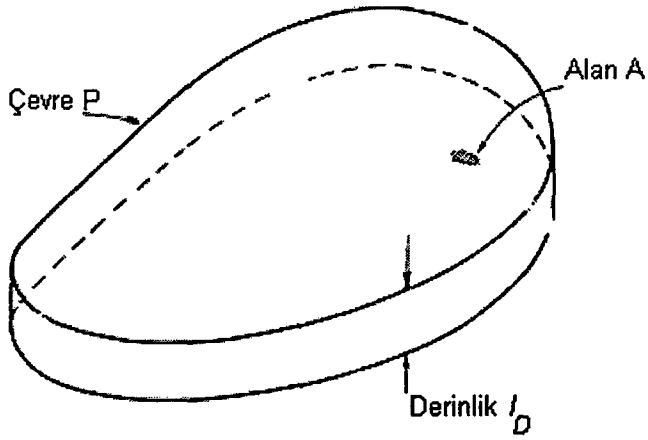
Şekil 7.2 Akustik altsistem, tek boyutlu silindir

Bu formül bir yöndeki boyutu diğer iki yöne göre çok daha önemli olan ve en uzun mesafesi ses dalga boyundan daha küçük olan silindirlere uygulanabilir

($\lambda > 2 \cdot l_c$ veya $f_c < \frac{c}{2 \cdot k}$). İnce, yassı, alanı A, çevresi P olan bir akustik boşluk

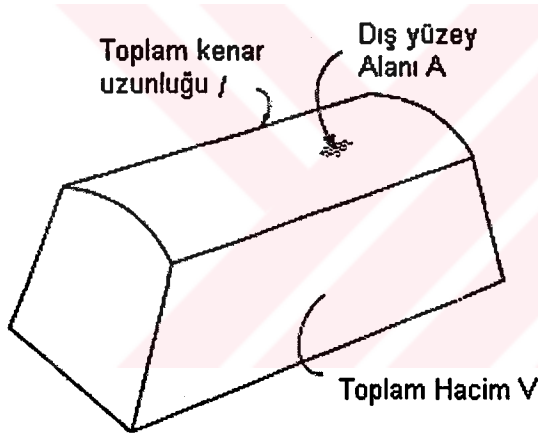
için modal ayırım;

$$\frac{1}{\partial f} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot A}{c^2} + \frac{P}{c} \quad (7.3)$$



Şekil 7.3 Akustik altsistem, iki boyutlu boşluk

Bu formül ses dalga boyunun boşluk derinliği l_D ' den en az 2 kat uzun olduğu durumda geçerlidir ($\lambda > 2 \cdot l_D$ veya $f < \frac{c}{2 \cdot l_D}$).



Şekil 7.4 Akustik altsistem, üç boyutlu

V hacimli, A alanlı ve toplam kenar uzunluğu l olan üç boyutlu bir boşluk için modal ayırım aşağıdaki gibidir.

$$\frac{1}{\partial f} = \frac{4 \cdot \pi \cdot f^2 \cdot V}{c^3} + \frac{\pi \cdot f \cdot A}{2 \cdot c^2} + \frac{l}{8 \cdot c} \quad (7.4)$$

Söz konusu bu formül ve şekiller şekil 7.2, 7.3 ve 7.4'te gösterilmiştir. Genelde, bu sonuçlar enerji depolama mekanizması olarak durağan ses dalgaları olan alt sistemlerin mod sayılarının belirlenmesinde kullanmak için uygundur.

7.3 Yassı Yapılar

Modal yoğunluğunun bulunabileceği en kolay yapılar A alanına sahip homojen, yassı panellerdir.

$$\partial f = \frac{h \cdot c_l}{\sqrt{3} \cdot A} \quad (7.5)$$

h : panel kesidinin kalınlığı

c_l : panel malzemesi içindeki boylamasına dalga hızı

Eğer malzeme çelik, alüminyum veya camsa aşağıdaki değer elde edilir.

$$c_l = 5181.6 \left(\frac{m}{s}\right) \text{ olur; } \Rightarrow \partial f \approx 2991.6 \cdot \frac{h}{A} \left(\frac{1}{s}\right) \quad (7.6)$$



8. BAĞLANTI KAYIP FAKTÖRÜNÜN BULUNMASI

Bağlantı kayıp faktörünün hesaplara dahil edilmesinin bir çok yolu vardır. Örneğin, yayılım rezistansı olarak, güç akışının depolanmış enerjiye oranı olarak, veya bağlantı empedans fonksiyonlarında ortalama frekans olarak hesaplara katılabilir. Bunlara ek olarak, havacılık uygulamalarında bir araya gelen bir çok akustik ve mekanik sistem vardır. Bu kadar çok konu ortaya çıkınca bunların hepsini kapsayan bağlantı kayıp faktörünü listesi vermek zorlaşmaktadır.

8.1 Akustik boşluklar arası bağlantı

Akustik boşluklarda, cevap bir banttaki basınç olarak ölçülür. Eğer boşluğun (altsistem 1) boyutları akustik dalga boyundan büyükse, A_W alanına gelen güç;

$$\Pi_{dgir} = \frac{\langle p_1^2 \rangle \cdot A_W}{4 \cdot \rho \cdot c} \quad (8.1)$$

ρ : havanın yoğunluğu

c : ses hızı

Duvarın geçirgenliği τ aşağıdaki formülle tanımlanır;

$$\tau = \frac{\Pi_{geç}}{\Pi_{dgir}} = \frac{4 \cdot \rho \cdot c \cdot \Pi_{geç}}{\langle p_1^2 \rangle \cdot A_W} \quad (8.2)$$

Π_{dgir} : Duvardan alıcı akustik alana iletilen güç

Taşınılan güçle, bağlantı kayıp faktörü arasında bağlantı şu şekilde kurulabilir; eğer alıcı sistemden (alt sistem 2), verici sisteme (alt sistem 1) geri dönüş yoksa aşağıdaki formül yazılabilir.

$$\Pi_{ge\check{c}} = \omega \cdot \eta_{1,2} \cdot E_1 = \frac{2 \cdot \pi \cdot f \cdot \eta_{1,2} \cdot \langle p_1^2 \rangle \cdot V_1}{\rho \cdot c^2} \quad (8.3)$$

$$\Rightarrow \eta_{1,2} = \frac{\tau \cdot c \cdot A_W}{8 \cdot \pi \cdot f \cdot V_1} \quad (8.4)$$

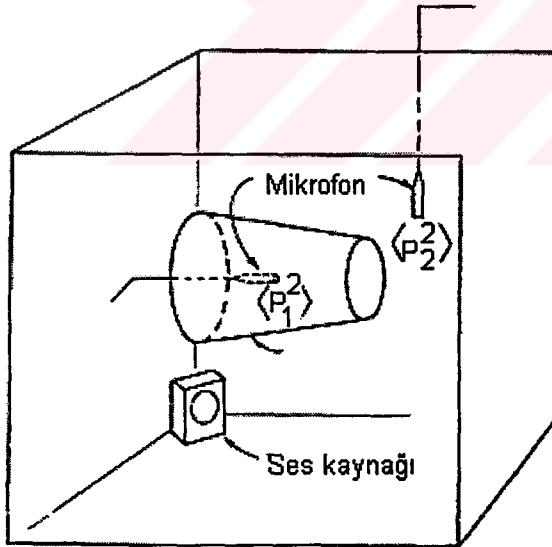
Taşınım kaybı "TL" ise,

$$TL = -10 \cdot \log \tau \quad (8.5)$$

formülüyle hesaplanır.

8.2 Akustik boşluklar için kayıp faktörünün deneysel olarak belirlenmesi

η_{12} 'yi deneysel olarak bulmak için alt sistemlerden birini şekil 8.1'deki gibi bir ses kaynağıyla uyarmak ve boşluklardaki basınç değerlerini kullanarak τ 'nin hesaplanması gerekir.



şekil 8.1 Bir hava taşıtının akustik ge\irgenliğinin ölçölmesi için kurulan deney seti

Altsistem 2'ye taşınan ses gücü orada dağılacağı için;

$$\Pi_{ge\check{c}} = \frac{\langle p_2^2 \rangle \cdot V_2}{\rho \cdot c^2} \cdot 2 \cdot \pi \cdot f \cdot \eta_2 \quad (8.6)$$

η_2 : kayıp faktörü

V_2 : ikinci alt sistemin hacmi

Bu parametre, genelde sönüm oranı deneyi kullanılarak,

$$DR(dB/s) = 27.3 \cdot f \cdot \eta_2 \quad (8.7)$$

bağıntısıyla bulunur. 8.2, 8.4 ve 8.5 numaralı denklemler kullanılarak;

$$\tau = \frac{\langle p_2^2 \rangle}{\langle p_1^2 \rangle} \cdot \frac{8 \cdot \pi \cdot f \cdot V_2}{c \cdot A_W} \cdot \eta_2 = \eta_{12} \cdot \frac{8 \cdot \pi \cdot f \cdot V_1}{c \cdot A_W} \quad (8.8)$$

veya

$$10 \cdot \log \eta_{12} = L_{p2} - L_{p1} + 10 \cdot \log \eta_2 + 10 \cdot \log \frac{V_2}{V_1} \quad (8.9)$$

L_p : ses basınç seviyesi

denklemleri elde edilir. Taşınılan gücün alıcı boşluğa yeteri kadar ulaşabilmesi için ses basınç seviyeleri arasındaki fark ($L_{p1}-L_{p2}$), en az 10 dB olmalıdır.

8.3 Yapılar ve akustik boşluklar arası bağlantı

Bir yapı ve ses alanı arasındaki bağlantı kayıp faktörü en basit olarak, sonlu bir boşluk ile iletişim halindeki yapının ortalama yayılım rezistansı ile ifade edilir. Eğer sesin dalga boyu boşluğun üçte biri veya daha az olursa bu kabul edilebilir bir yaklaşımdır.

Eğer yapının yayılım rezistansı uygun miktardaysa yapı ve akustik boşluk arası bağlantı kayıp faktörü aşağıdaki formül ile ifade edilir.

$$\eta_{ya} = \frac{R_{yay}}{\omega \cdot M_y} \quad (8.10)$$

R_{yay} : yayılım direnci

Havacılık uygulamalarında kullanılan bir çok yapı için yayılım dirençleri hesaplanmıştır. Akustik boşluk ile yapılar arasındaki bağlantı tutarlılık bağıntısından bulunabilir.

$$\eta_{ay} = \eta_{ya} \cdot \frac{N_y}{N_a} \quad (8.11)$$

8.4 Sonlu yassı panellerde yayılım

A_p alanına , P çevresine sahip yassı bir panelin tek yüzünün yayılım direnci,

$$R_{yay} = \rho \cdot c \cdot A_p \cdot \left\{ \frac{\lambda_c \cdot p}{\pi \cdot A_p} \cdot \frac{2}{\pi} \cdot \sin^{-1} \left(\frac{f}{f_k} \right)^{1/2} \right\} \cdot \beta \quad f < f_k \quad (8.12)$$

$$R_{yay} = \frac{\rho \cdot c \cdot A_p}{\sqrt{1 - \frac{f_k}{f}}} \quad f > f_k \quad (8.13)$$

f_k : kritik frekans

λ_k : sesin kritik frekanstaki dalga boyu

olarak kabul edilir. Formüldeki β , köşe bağlantılarıyla ilgilidir. Eğer köşeler basit bağlantılardan oluşuyor ise $\beta=1$; rijit bir şekilde bağlıysa $\beta=2$ olur. Ancak genelde rastlanılan durumlarda ise $\beta=2^{1/2}$ olur.

8.5 Desteklerden panellere yayılım

Eğer bir panele kiriş veya çerçeve gibi bir destek elemanı bağlanmışsa, kritik frekanslarda yayılım artar. Bu artışın miktarı destek elemanın sertliğine veya çizgisel kütlesine bağlıdır. Yayılım direncindeki artış;

$$\Delta R_{yay} = \rho \cdot c \cdot A_p \cdot \left\{ \frac{4 \cdot \lambda_k \cdot L}{\pi^2 \cdot A_p} \cdot \sqrt{\frac{f}{f_k}} \cdot D \cdot \left(\frac{f}{f_k} \right) \right\} \quad (8.14)$$

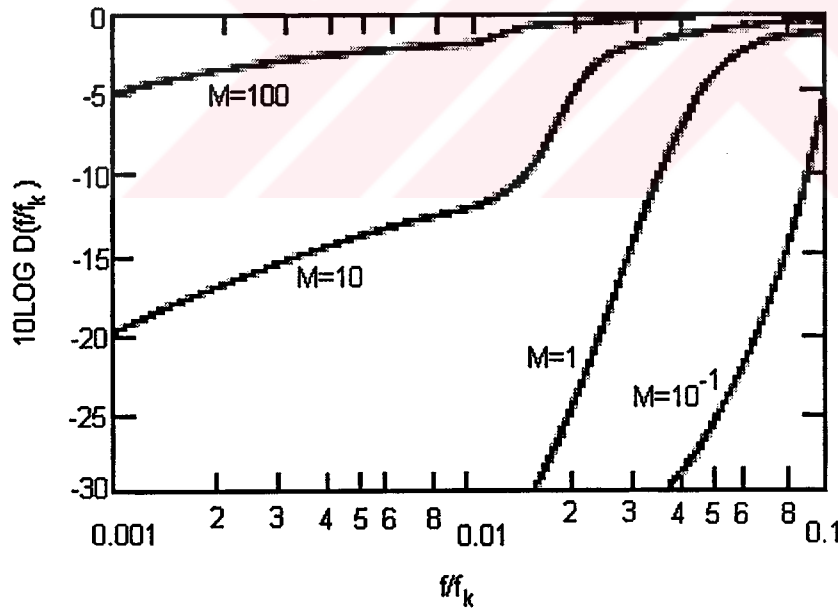
formülüyle verilir. Bu formülde, L, destek elemanının boyunu ifade eder ve D ise destek elemanının çizgisel kütlesine, m, ve panelin birim alanına düşen kütleye, m_s, bağlı bir fonksiyondur.

$$M_0 = \frac{2 \cdot m}{\lambda_k \cdot m_s} \quad (8.15)$$

Şekil 8.2'de $10 \log D(f/f_k)$ denklemi grafik olarak gösterilmiştir. Bu grafikte kirişin kritik frekansının $0.01 f_k$ olduğu kabul edilmiştir. Bu değer, havacılık çalışmalarında bir çubuk için 100 Hz. veya bu civardaki bir frekansa denk gelmektedir ve bu bir çok yapı için uygun bir değerdir.

8.6 Yapısal alt sistemler arası bağlantı

Hava taşıtlarındaki alt sistemler arasında en çok rastlanılan bağlantılar mekanik bağlantılardır. Birbirlerine bağlı olan olası alt sistemlerin sayısı ve çeşitliliği tasarımcıların önüne geniş bir alan sunmaktadır.



Şekil 8.2 Kiriş veya panelin kütlesinin yayılım direncine etkisi

Öncelikle iki paneli ayıran bir yapısal kiriş ele alınsın. Kiriş, üzerine gelen burulma dalga enerjisinin bir kısmını emip geri kalanını ileteceği için, τ geçirgenliğinden de

bahsedilebilir. Eğer panelin L uzunluğundaki bir yüzüne gelen mekanik güç Π_{gir} ise ve diğer yüze taşınan enerji $\Pi_{geç}$ ise geçirgenlik;

$$\tau \equiv \frac{\Pi_{geç}}{\Pi_{gir}} \quad (8.16)$$

olarak ifade edilir. Kaynak (1), alıcı da (2) olarak kabul edilirse, geçirgenlikle bağlantı kayıp faktörü arasındaki bağıntıyı aşağıdaki formülle gösterilebilir.

$$\eta_{12} = \frac{c_g \cdot L}{2 \cdot \eta^2 \cdot f \cdot A_1} \cdot \tau \quad (8.17)$$

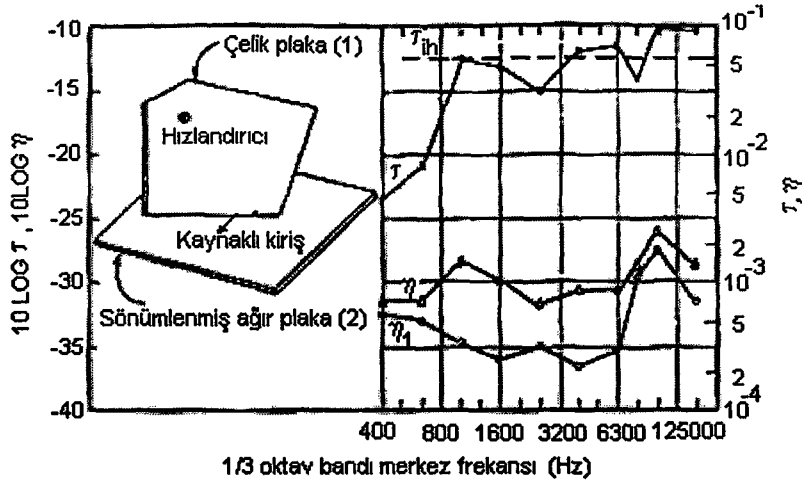
Titreşim enerjisinin taşınımı ile ilgili çoğu hesaplama ve ölçüm τ 'nin bulunması içindir. τ bulunduktan sonra η_{12} 'de hesaplanır.

8.7 η_{12} 'nin deneysel metodlarla bulunması

Yapısal bağlantılarda bağlantı kayıp faktörünün ölçülmesi için üç prensip vardır.

- Alıcı sistem yeteri kadar sönümlenirse ulaşan enerjinin yalnızca küçük bir kısmı bağlantıya geri döner ($\eta_2 \gg \eta_1 + \eta_{12}$). Bu olayda alt sistem 1'in sönümlemesini ($\eta_1 + \eta_{12}$) temsil eder. Eğer η_1 bağımsız olarak bulunabilirse (bu altsistem 2'nin tamamen engellenmesiyle oluşabilir) η_{12} belirlenebilir.
- Alıcı sistem sınırlarında aşırı derecede sönümlenir ve altsistem 1'e durgun durum uyarısı verilir. Altsistem 2'nin ortalama hızının karesi alıcı sisteme taşınan hızın bir ölçüsüdür. Altsistem 1'in ortalama hızının karesi ise sınırlara gelen gücün bir ölçüsüdür. Bu deneyle τ bulunur ve 8.7 denklemi kullanılarak η_{12} bulunur.
- Alıcı sistem öyle sönümlenir ki, modal enerji E_2 , kaynak yapının modal enerjisi E_1 'den oldukça yüksek olur. Fakat sönümleme 1 ve 2 metodlarındaki kadar fazla değildir. Bu durumda, altsistem 2'nin titreşimi η_{12} 'nin değerine orantılıdır.

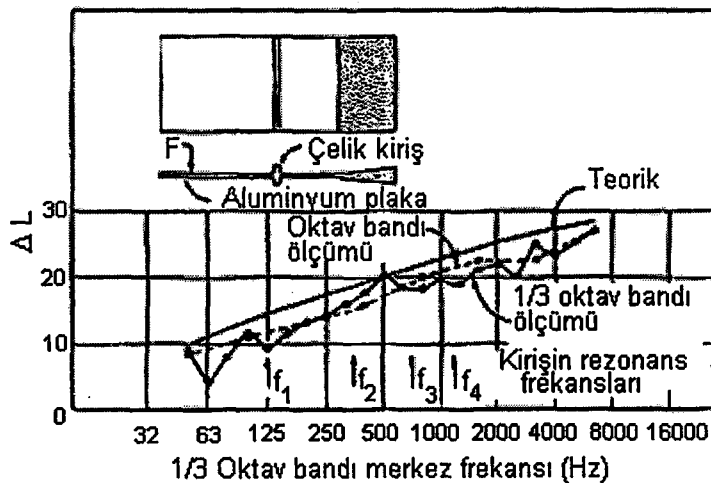
Birinci prensipteki duruma örnek olarak şekil 8.3'deki deney kurulumu göz önüne alınsın.



Şekil 8.3 η_{12} ve τ 'nin birbirlerine bağlı iki plaka için deneysel olarak bulunması

Bu deneyde, 1 no.'lu plakanın sönümlenmesinin, 2 no.'lu sisteme bağlanmadan önce sönümleme oranı deneyiyle hesaplandığı kabul edilmektedir. Sonuçlar η_1 cinsinden verilmiştir. 2' no.'lu plakanın sönümlenmesi olabildiğince yükseltilmiş ve 1 no.'lu plaka istenilen şekilde ona bağlanmıştır. Bu durum için oluşan yeni kayıp faktörü η 'da çizilmiştir ve $\eta = (\eta_1 + \eta_{12})$ 'dir. η ve η_1 arasındaki fark alınarak bağlantı kayıp faktörü hesaplanır. Bağlantı kayıp faktörü, ayrıca geçirgenlikmiş gibi farzedilerek şekil 8.3'de 8.7 denkleminde göre sunulmuştur. τ_{teo} 'nın teorik değeriyle bir karşılaştırma bu şekilde verilmiştir.

İkinci prensipteki durumda ölçülen geçirgenliğin kiriş yapılar için bulunmasında kullanılacak bir deney kurulumu şekil 8.4'da gösterilmiştir.



Şekil 8.4 Bir plakaya bağlı bir kirişin geçirgenliğinin deneysel olarak hesaplanması

Kaynak kısmında sönümlleme yoktur. Alıcı kısım ise malzemedeki kama ile fazlaca sönümlenmiştir. Uyarı bir sarsıcıyla (şekilde F ile gösterilmiştir) yapılmıştır. Kiriş boyunca hız seviyesindeki değişim

$$\Delta L = 10 \cdot \log \frac{\langle v_1^2 \rangle}{\langle v_2^2 \rangle} \quad (8.18)$$

geçirgenlikle şöyle ilişkilendirilebilir;

$$\tau = 2 \cdot \frac{\langle v_2^2 \rangle}{\langle v_1^2 \rangle} \quad (8.19)$$

1 : kaynak

2 : alıcı

Son olarak, eğer alıcı sistem birinci ve ikinci prensipteki gibi fazlaca sönümlenmediyse η_{12} durgun durum cevap ölçümleriyle bulunabilir. Sönümlleme o kadar yüksek olmalıdır ki, alıcı sistemin modal enerjisi, doğrudan uyarılan sistemin enerjisinden gözle görülür miktarda düşük olsun. Dolaylı olarak uyarılan yapının durgun durum cevabı $\langle v_2^2 \rangle$, doğrudan uyarılan sistemin cevabı olan $\langle v_1^2 \rangle$ cinsinden bulunur. Şöyle ki;

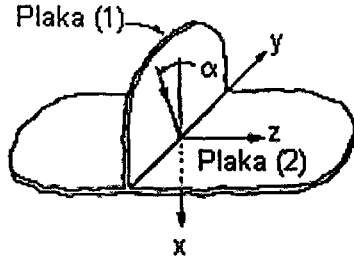
$$\frac{M_2 \cdot \langle v_2^2 \rangle}{N_2} = \frac{M_1 \cdot \langle v_1^2 \rangle}{N_1} \cdot \frac{\eta_{21}}{\eta_2 + \eta_{21}} \quad (8.20)$$

η_{21} 'in bulunması için kullanılan bu metodun hataları nispeten yüksek olmaya eğilimlidir. Öyle ki, cevap seviyeleri bilindiği takdirde , bu denklem, parametreleri tahmin etmektense, parametre bilgileri doğrultusunda cevabın tahmini için daha iyi bir yöntemdir.

8.8 Plaka bağlantı noktalarında taşınım

Çizgisel bağlantılar (kirişler, iskelet yapılar veya basit bağlantılar) boyunca bağlanmış panellerle ilgili teorik formüller ve bilgiler mevcuttur. Plakalar arası çizgisel bağlantılar için teorik sapmalar oldukça karmaşıktır. Bu durumda kirişin bükülme ve burulma sertliği dahil edilmelidir. Lyon, dik açıyla birbirlerine bağlanmış

iki plaka üzerine çalışmalar yapmıştır. Bu deneyin kurulumu şekil 8.5'de gösterilmiştir.



Şekil 8.5 Çizgisel bir hatla birbirlerine rijid olarak bağlanmış iki plaka

Eşit kalınlıktaki plakalar arasındaki bağlantıların basit teorik değerleri vardır, ve plakalardan birinin daha sert olduğu durumlarda da geçerlidir. Yarı sonlu plakadan (1), sonlu plakaya (2) geçirgenliğin ifadesi;

$$\tau = \frac{8}{27} \quad (\text{eşit katılıktaki plakalar}) \quad (8.21)$$

$$\tau = \frac{D_1}{D_2} \quad (\text{plaka 2, plaka 1'den çok daha sert}) \quad (8.22)$$

$$D = m_p \cdot \kappa^2 \cdot c_f^2 : \text{her plakanın bükülme rijiditesi} \quad (8.23)$$

Homojen plakalar için, $D \sim h^3$ 'tür. Öyle ki, yukarıdaki ikinci bağıntı $h_1 \leq \frac{h_2}{2}$

durumunda gerçekleşir. Bu tip bir bağlantı için teorik ve deneysel sonuçların karşılaştırması şekil 8.3'te görülebilir. Bir panelden diğerine takviye kirişiyle taşınım durumunda, panellerin kalınlıkları aynıysa, geçirgenlik yaklaşık olarak,

$$\tau = \eta \cdot \frac{\kappa_p \cdot c_p \cdot m_p}{c_{fB} \cdot m_B} \cdot \left(1 + 64 \cdot \frac{m_p \cdot c_{fp}}{\omega \cdot m_B} \right) \quad (8.24)$$

κ_p : plaka kesidinin dönme yarıçapı

c_p : plaka içinde boyuna dalga hızı

m_p : plakanın birim alan ağırlığı

m_B : kirişin birim uzunluk ağırlığı

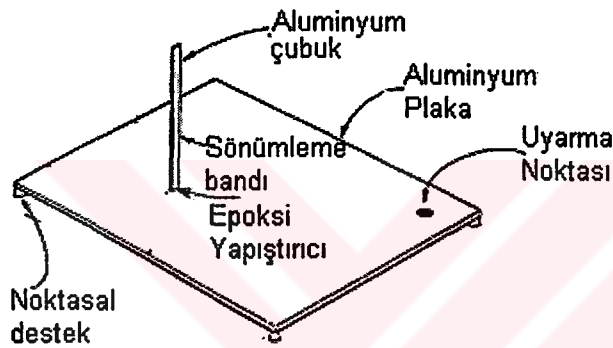
c_{fp} : plakanın burulma dalga hızı

c_{fb} : kirişin burulma dalga hızı

Basit bir kiriş-plaka bağlantısı için teorik ve deneysel sonuçların karşılaştırmaları şekil 8.4'da gösterilmiştir.

8.9 Plaka ve kirişlerin birleşimleri

Kirişlerin plakalar bağlı olduğu çok az durumda bağlantı kayıp faktörleri bulunmuştur. Bunlar da aşağıda sunulmuştur. Genelde bu tip sonuçlar seyrek ve bağlantı kayıp faktörlerinin hesaplanması gerekir.



Şekil 8.6 Bir plakaya bağlanmış kiriş örneği

Şekil 8.6'da gösterildiği gibi bir kiriş, bir plakaya bağlanmışsa, bağlantı kayıp faktörü bağlantı moment empedansı cinsinden bulunabilir.

$$\eta_{bp} = \frac{(2 \cdot \rho_b \cdot c_b \cdot \kappa_b \cdot s_b)^2}{\omega \cdot M_b} \cdot \text{Re}(z_p^{-1}) \cdot \left| \frac{z_p}{z_p + z_b} \right|^2 \quad (8.25)$$

z_p : sonlu plaka kiriş moment empedansı

z_b : yarı sonlu kiriş moment empedansı

$$z_b = \rho_b \cdot c_b^2 \cdot s_b \cdot \kappa_b^2 \cdot \kappa_{fb} \cdot \frac{1+i}{\omega} \quad (8.26)$$

$$z_p = \frac{\omega \cdot (1-i \cdot \tau)}{16 \cdot \rho_s \cdot \kappa_p^2 \cdot c_p^2} \quad (8.27)$$

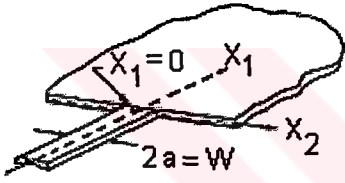
Eğer plaka ve kirişin kalınlıkları aynıysa ve aynı malzemeden yapılmışlarsa ;

$$\eta_{bp} = \frac{W}{4 \cdot l} \quad (8.28)$$

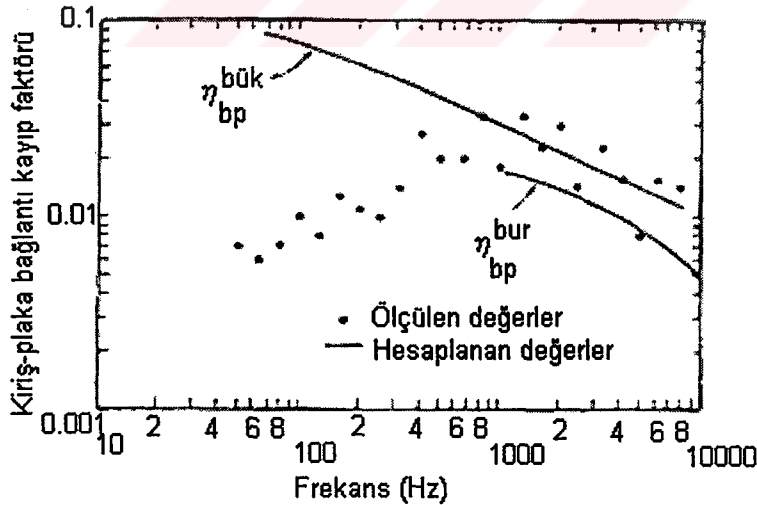
W : kiriş genişliği

l : kiriş boyu

Bir plakanın köşesine bağlı bir kirişin durumu şekil 8.7'de gösterilmiştir. Bu durumda, bağlantı kayıp faktörü yine bağlantı empedansından bulunabilir. Fakat empedans fonksiyonu matrislerden oluşur . Çünkü moment ve enine kuvvet sınırda enerji transferine sebep olurlar. Bu konuyla ilgili formüller kompleksiteleri nedeniyle verilmemiştir; ancak 25.4 mm. x 1.6 mm.'lik bir kirişin 1.16 mm. kalınlığında bir plakaya bağlı olduğu durumla ilgili teorik ve deneysel sonuçlar şekil 7.8'de verilmiştir.



Şekil 8.7 Bir plakanın kenarına bağlanmış kiriş örneği



Şekil 8.8 Bir plakanın köşesine bağlanmış bir kirişin bağlantı kayıp faktörleri (teorik ve deneysel)

9. TİTREŞİM ENERJİSİNİN BELİRLENMESİ

Bu bölümde oluşturulan İEA modeli ve parametre bilgileri ışığında bir sistemin titreşim enerjisinin nasıl belirleneceği gösterilecektir [4]. Bir İEA modelinin nasıl oluşturulacağı şekil 5.1'de gösterilmiştir. N adet altsistemden oluşan bu modelde altsistemlerden biri harici bir kaynaktan Π_{gir} gücünü almakta ve sahip olduğu sönümleme nedeniyle $\Pi_{dağ}$ gücünü yaymaktadır. Ayrıca Π_{ij} gücü de, bağlantı noktalarından altsistemler arasında iletilmektedir. Her sistemin sahip olduğu enerji E_{top} ile gösterilmiştir. Bu enerji Δf bandında hesaplanması gereken titreşim enerjisidir.

Her sistem için kullanılması gereken ana prensip enerjinin korunumu prensibidir. Şekil 5.1'de gösterilen i. altsistem için bu prensibi uygulanırsa ;

$$\Pi_{i,gir} = \Pi_{i,dağ} + \sum_{j=1}^{N_i} \Pi_{i,j} \quad (9.1)$$

bağıntısı elde edilir. Bu bağıntıdaki N_i i'nin j'ye eşit olamayacağını göstermektedir. Bu bağıntıyı çözmek için dağılan gücü ve transfer edilen gücü ayrı ayrı incelememiz gerekir. Dağılan güç için bağıntı şöyle olur;

$$\Pi_{i,dağ} = \omega \cdot \eta_i \cdot E_{i,top} \quad (9.2)$$

i altsisteminde j altsistemine transfer edilen güç için yazılan bağıntı ise şöyle olur;

$$\Pi_{ij} = \omega \cdot \eta_{ij} \cdot E_{i,top} - \omega \cdot \eta_{ji} \cdot E_{j,top} \quad (9.3)$$

9.2 ve 9.3 bağıntıları 9.1 bağıntısının içine yerleştirilirse aşağıdaki gibi denklem setleri elde edilir.

$$\begin{aligned}
\Pi_{1,gir} / \omega &= (\eta_1 + \sum_j \eta_{1j}) \cdot E_{1,top} - \sum_j \eta_{j1} \cdot E_{j,top} \\
\Pi_{2,gir} / \omega &= (\eta_2 + \sum_j \eta_{2j}) \cdot E_{2,top} - \sum_j \eta_{j2} \cdot E_{j,top} \\
&\vdots \\
\Pi_{N,gir} / \omega &= (\eta_N + \sum_j \eta_{Nj}) \cdot E_{N,top} - \sum_j \eta_{jN} \cdot E_{j,top}
\end{aligned} \tag{9.4}$$

Bu denklemlerin çözülebilmesi için giriş gücünün bilinmesi gerekmektedir. Eğer herhangi bir altsisteme ait $E_{1,top}$ enerjisi biliniyorsa, bilinen bu değer denklemleri oluşturmak için kurulan matrisin derecesi düşürür ve çözümü kolaylaştırır.

Oluşturulan bu matrislerin çözümü için hazırlanmış bilgisayar programları mevcuttur. Eğer altsistem sayısı fazla ise bu program faydalı olur. Ancak altsistem sayısı 4'ten az ise denklemleri herhangi bir program kullanmadan çözmek daha uygundur.

Burada anlatılanları kolay anlaşılır bir hale getirmek için 2 altsistemden oluşan bir sistemi ele alıp çözmek faydalı olur. Söz konusu sistemle ilgili model şekil 3.1'de gösterilmiştir. Enerji denge denklemleri yazıldıktan sonra bir matris haline getirilirse aşağıdaki denklem elde edilir;

$$\begin{Bmatrix} \eta_1 + \eta_{12} & -\eta_{21} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \eta_{21} \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} E_{1,top} \\ E_{2,top} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \Pi_{1,gir} / \omega \\ \Pi_{2,gir} / \omega \end{Bmatrix} \tag{9.5}$$

Katsayılar matrisinin determinanı alınır;

$$\begin{aligned}
\Delta &= (\eta_1 + \eta_{12}) \cdot (\eta_2 + \eta_{21}) - \eta_{12} \cdot \eta_{21} \\
&= \eta_1 \cdot \eta_2 + \eta_2 \cdot \eta_{12} + \eta_1 \cdot \eta_{21}
\end{aligned} \tag{9.6}$$

Bu sonuç kullanılırsa $E_{1,top}$ için aşağıdaki sonuç bulunur;

$$E_{1,top} = \left[\frac{\Pi_{1,gir}}{\omega} \cdot (\eta_2 + \eta_{21}) + \frac{\Pi_{2,gir}}{\omega} \cdot \eta_{21} \right] \cdot \Delta^{-1} \tag{9.7a}$$

Aynı yöntemle $E_{2,top}$ da bulunur;

$$E_{2,top} = \left[\frac{\Pi_{1,gir}}{\omega} \cdot \eta_{12} + \frac{\Pi_{2,gir}}{\omega} \cdot (\eta_1 + \eta_{12}) \right] \cdot \Delta^{-1} \tag{9.7b}$$

Bu noktadan sonra bu bağıntılarda tahmin açısından önemli olan bazı basitleştirmelere gitmek gerekmektedir. Burada ikinci altsisteme herhangi bir güç verilmediği kabul edilir. Böylece $\Pi_{2,gir}=0$ olur. $E_{1,top}$ için (9.7a) bağıntısı tekrar yazılırsa;

$$E_{1,top} = \frac{\Pi_{1,gir}}{\omega} \cdot (\eta_{21} + 2) \cdot (\eta_1 \cdot \eta_2 + \eta_2 \cdot \eta_{12} + \eta_1 \cdot \eta_{21})^{-1} \quad (9.8)$$

sonucu elde edilir. Bu bağıntı kullanılarak da $E_{2,top}$ şöyle yazılır;

$$E_{2,top} = E_{1,top} \cdot \frac{\eta_{12}}{\eta_2 + \eta_{21}} \quad (9.9)$$

9.1 Çözümlerde kullanılacak faydalı yaklaşım ve basitleştirmeler

Çoğu IEA uygulamasında sistemi tanımlamak için üç veya dört adet altsistem yeterlidir. Ancak bazen daha fazla altsisteme de ihtiyaç duyulduğu olur. Bazı durumlarda probleme bir göz atmak için basitleştirmeler yaparak yaklaşmak da gerekebilir veya bazı parametreleri yaklaşık olarak biliniyor, ama bunları tam olarak çıkartmak için yeterli süre olmayabilir. Bu basitleştirmeler çoğu zaman bilgi verecek kadar yakın sonuçlar verebilir. Basitleştirme yaklaşımları şöyle sıralanabilir:

- Yalnızca doğrudan uyarılan altsistemlerin enerjileri dikkate alınmalıdır. Çünkü genelde bu altsistemler diğerlerine uyarıcı olarak etki ederler.
- Enerjinin taşınımı için kullanılacak yollar genelde en çok enerjiye sahip altsistemler dikkate alınarak bulunmalıdır.
- Eğer bir altsistemin kayıp faktörü bağlantı kayıp faktörüne göre çok büyükse bağlantı kayıp faktörü ihmal edilebilir. Eğer bu durumun tam tersi gerçekleşirse altsistemin, komşusu olan en çok enerjiye sahip altsistemle aynı modal enerjiye sahip olduğu kabul edilir.
- Eğer bir altsistemin modal enerjisi komşusu olan diğer bir altsistemden çok düşükse bu altsistem ihmal edilebilir.

10. İEA MODELİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Kurulmuş olan bir İEA modelini geliştirmeye çalışırken kolaylık sağlaması için ölçülebilir kriterler belirlemek gerekir. Ford Motor Company'de bu kriterleri belirlemek amacıyla bir çalışma yapılmıştır [5]. Çeşitli İEA analistleri ve potansiyel İEA kullanıcılarıyla yapılan görüşmeler sonucunda 10 adet kriter belirlenmiştir. Daha sonra bu kriterler 3 grup altında toplanmıştır : Kullanılabilirlik, genellik ve model kaynakları. Kullanılabilirliği oluşturan kriterler, esas alınan bilgi, esas alına bilgiye modelin uyumu, istenilen tasarım değişikliği ve gerçekleştirilen tasarım değişikliğidir. Genelliği oluşturan kriterler yükleme testlerinin uygulanmasının gerekliliği ve üretim hattı uygulamasıdır. Model kaynaklarını oluşturan kriterler ise, modeli çalıştırma maliyeti, modeli oluşturma zamanı (adam/saat), hesaplama yöntemi kompleksitesi ve modeli oluşturma maliyetidir. Kriterler de kendi içlerinde çeşitli alt gruplara ayrılmıştır.

Daha sonra bu kriterler ve alt gruplar kullanılarak şirket içerisinde bir çalışma yapılmıştır. Bir grup oluşturularak son 5 senede edindikleri tecrübeler doğrultusunda kendileri için önemli olan kriter alt gruplarını seçmeleri istenmiştir. Oluşturulan bu grupta dört İEA analisti, bir bilgisayar destekli mühendislik bölümü müdürü ve iki şirket dışı danışman yer almaktadır. Bir İEA analisti ve bilgisayar destekli mühendislik bölümü müdürü şirket uzmanı olarak kabul edilmiştir. Bu çalışmanın sonuçları ise aşağıdaki gibidir.

- Çalışmaya esas alınacak bilgi en azından prototip araçtan alınmış bilgi olmalıdır.
- Oluşturulan model esas alınan bilgiye yüksek miktarda uyum sağlamalıdır.
- İstenilen ve gerçekleştirilen tasarım değişiklikleri test sonuçlarına benzer etkiler göstermelidir.
- Çoğu yükleme deneyi gerçekleştirilmelidir. (Şirket uzmanı olarak kabul edilen iki kişi masrafları arttıracığını düşünerek bazı yükleme deneylerinin yapılmasının yeterli olacağı görüşündedirler.)
- Sonuçlar üretim hattındaki çoğu araca uygulanmalıdır. (Şirket uzmanları yine maliyet açısından yaklaştıkları için bu uygulamanın az miktarda araçta yapılmasını yeterli görmüşlerdir.)

- Modeli çalıştırmak için gereken harcama yapılacak bir testin yüzde biri oranında olmalıdır.
- Harcanan süre bir prototipin yapılacağı srenin onda birinden az olmalıdır.
- Hazırlanan model ya bir iş istasyonunda, ya da bir kişisel bilgisayarda zlebilmelidir.
- Modeli oluşturma maliyeti bir prototipi oluşturma maliyetinin onda birinden az olmalıdır.



11. İEA'NİN AVANTAJLARI VE EKSİKLERİ

Yeni geliştirilmekte olan bir metod olan İEA'nin beraberinde getirdiği avantajlar olduğu gibi noksan kısımları da vardır. Bu bölümde bu avantajlar ve eksik kısımlar üzerinde durulacaktır.

11.1 İEA'nin avantajları

- a) Yalnızca genel bir idealleştirme yeterlidir. Bu sistem çok az önemli parametre içerir.
- b) Her alt sistem için az sayıda serbestlik derecesi kullanılır.
- c) İEA modelinin kullanımı, analistçiye, sistem davranışları hakkında sistem parametrelerinin fiziksel etkisi olarak belli bir bilgi verir. Çünkü sonlandırılan çalışmalar azdır , bilgisayar sonuca hızlı ve ucuz ulaşır. İEA ilk dizayn çalışmaları için kullanışlıdır.
- d) İEA enerjinin korunumu prensibine dayanmaktadır ve bu prensibe karşı olaylar hemen belirlenir. Direk uyarılmış ve indirekt uyarılmış iki sistem arasındaki enerjinin eşit dağıldığı varsayımı ikincinin cevabı hakkında transfer katsayıları ve sönümlleme genliklerinin dereceleri ile birlikte tahmin bir değer verir. Alternatif olarak cevabın üst limiti hakkında tutucu bir tahmin sağlar.
- e) Laboratuvar da kurulan bir İEA modeli prensip olarak, ölçülen operasyonel cevap bilgisine dayanılarak sistemlere giren dış güçlerin kaynaklarını bulmak ve miktarlarını belirlemek için kullanılabilir.
- f) Alt sistem modal enerjilerinin deneysel tahminleri gücün akı yönünü belirtir.

11.2 İEA'nin eksik kısımları

11.2.1 Güvenlik

İEA olasılığa dayalıdır ve şu ana kadar varsayılan sonuçların güvenliğinin tahmin edilmesine yarayan prosedürler oluşturulmamıştır Bu nedenle tasarımcılar böyle parametrik çalışmalara veya belirli bir seviyede güvenli sonuçlara dayanarak çalışmalar yapmamaktadırlar. Özellikle, güvenli aralıklarda modal çalışma

faktörünün etkisi ve analiz bandındaki modal rezonans frekanslarının miktarları belirlenmemiştir. Bu amaçlar için düşük frekanslarda da hesap yapılabilirliği olmasına rağmen İEA yalnızca resmi yöntemler belirlenene kadar yüksek frekanslardaki hesaplamalarda kullanılacaktır. Basit alt sistemler topluluklarının genel enerji cevabını ve güç akış istatistiklerini oluşturmak için halen teorik ve deneysel çalışmalar yapılmaktadır. Ancak genel olarak kabul edilebilir ve uygulanabilir prosedürlerin geliştirilmesi için daha çok çalışmaya ihtiyaç vardır.

11.2.2 Tek frekans uyarısı ile kullanılamama

İEA, mevcut olmayan direkt veya indirekt tahrikli alt sistemlerin çeşitli genel formlarının ilave istatistiki verileri olmadan tek frekans uyarımı ile kullanılamaz. Sistemlerin kendi doğal frekanslarından çok daha yüksek frekanslarda tek frekans uyarısına maruz kalmaları durumunda bir çok problem ortaya çıkar (roketlerin yüksek hızlı pompa gürültüsüyle, helikopterlerde vites kutusu titreşimleriyle ve yüksek kompresör titreşimleri gibi). Bu problemlere mantıklı bir yaklaşım, band - sınırlı beyaz gürültü kaynağı kullanarak, cevabı, İEA ile tahmin etmek, ve daha sonra tek frekans enerji cevabının istatistiki tahminini bu cevap tahminiyle kullanmaktır. İEA tahminlerinin belirsizliğiyle ilgili bugünkü çalışmalar bu bakımdan bilgi verecektir.

11.2.3 Cevabın bir alt sistem içinde uzaysal dağılımı

İEA bir altsistemdeki global enerjinin tahminini üretir ve hiç bir alt sistemin içinde var olan değişkenlerinin uzaysal dağılımları hakkında bilgi vermez. Sistemler fazla global cevap yerine, lokal cevap ortaya çıkması nedeniyle bozulur veya hata yapar. Lokal cevabın tahmini için ilave prosedüre ve veriye gerek vardır.

11.2.4 İndirekt bağlantı

Alternatif analiz formlarıyla deneysel gözlemlerin sonuçlarının karşılaştırılması indirekt bağlantının İEA modelinin kullanıldığı durumlarda kullanılması gerektiğini göstermiştir. Bu durumlar özellikle bütün alt sistemlerin dış uyarılara maruz kalmadığı ve bağlantıların zayıf olmadığı durumlardır. Bu durum, enerjinin, bir altsistemden diğer bitişik olmayan altsisteme ara altsistemleri kullanmadan geçmeden geçmesi anlamına gelmez. Basitçe, klasik İEA modeli enerji transferinin bütün proseslerini tam olarak tanımlamaz.

11.2.5 Güç transfer katsayılarının sistematik sapmaları

Alçak modal aşımı ve kuvvetli bağlantı şartları altında güç transfer katsayılarının sistematik olarak yarı sonsuz dalga gücü taşınımı değerlerinden saptığına dair teorik ve deneysel ispatlar vardır. Dalga taşınım yaklaşımının güç transfer katsayılarını doğal frekans dağılımından ve alt sistem sönümlemesinden bağımsız olarak ürettiği için buna şaşmamak gerekir. Eğer bu sapma ortaya çıkarsa, dalga transfer teorisinin temeline dayanılarak yapılan İEA tahminlerinde önemli sistematik hatalara yol açar. Bu alt sistemle ilgilenene kadar, bitişik bir alt sistem, sonlu ve frekans bağımlı kaynak özdirencine sahip titreşimsel güç kaynağıdır.

11.2.6 Yüksek oranda sönümlenmiş alt sistemler

İEA modeli, alt sistemlerin içlerindeki enerji yoğunluğunu üniform olarak dağıtabilecek şekilde tamamen yansıtıcı olduklarını kabul eder. Ancak, bu, dalgaların yüksek oranda sönümlendiği durumlarda geçerli değildir; örneğin uçak gövdelerindeki yapısal dalgalar ve ses absorbe edici malzemelere sahip hava boşluklarındaki ses dalgaları.

11.2.7 Yoğun elemanlarla bağlantı

Gerçekte bir çok alt sistem birbiriyle iç tınlayıcı davranış gösteren elemanlarla bağlıdır; örneğin gemilerin kabuk iskeletleri. Böyle yapıların dalga taşınım katsayıları frekanslarda ender rastlanılan rezonans ve antirezons frekanslarına yaklaştıkça yüksek miktarda frekans bağımlı olurlar, öyle ki böyle bir elemanla kendisi geniş band uyarısına maruz kalan bir bitişik alt sistemden enerji transferine maruz kalan alt sistem efektif olarak geniş bandlı uyarıya maruz kalır.

11.2.8 Stabil olmayan bağlantılar

Bir çok gerçek sistemde enerji kaybının büyük bir bölümü alt sistemler arasındaki bağlantı ve birleşimlerde oluşur. Ancak, bu ara bölgelerden enerji kaybının yoğunluğunun İEA hesaplarının doğruluğunu ne kadar etkilediği bilinmemektedir.

12. İEA METODUNU KULLANAN YAZILIMLAR

Teknolojideki hızlı gelişme sayesinde 15 -20 sene önce çözülemeycek gibi gözüken problemleri bir kaç dakika içinde çözebilen bilgisayar ve yazılımlar geliştirildi. İEA de bu gelişmelerden faydalanarak daha çok kullanılmaya başlandı. İEA'nin imkanlarını farkederek çeşitli firmalar bu konuyla ilgili yazılımlar çıkartmaya başladı. Bu bölümde bu yazılımlardan en çok karşılaşılanı olan AutoSEA tanıtılacak, bu programın kullanıldığı çeşitli projeler hakkında bilgi verilecek ve bu konuyla ilgili diğer yazılımlar da kısaca tanıtılacaktır.

12.1 AutoSEA yazılımının tanıtımı

AutoSEA, Vibro Acoustic Sciences Inc. firmasına ait bir gürültü ve titreşim analizi yazılımıdır. İEA metodunu kullanan AutoSEA, düzeltme maliyetlerinin makul düzeylerde olduğu erken tasarım aşamalarında, ürünün akustik ve titreşimsel özelliklerini simüle etmek için kullanılabilir [6].

AutoSEA, kuvvetli, kolay öğrenilebilen ve kullanılabilen ve esnek özelliklere sahip bir yazılımdır. Herhangi bir bilgisayar destekli çizim programından alınan bir çizimin İEA modelinin iskeletini teşkil edecek şekilde kullanılabilmesi üç boyutlu kullanılabilen bir ekranı vardır. Ürünün elemanlarının ikonlarla temsil edilip titreşim ve akustik enerjisinin incelendiği bir ağ ekranı vardır. Kullanıcıya, modeli oluştururken kullanabileceği geniş bir veritabanı sunar. Bu veri tabanı, malzeme özelliklerini, sönümlendirme özelliklerini ve giriş kesit özelliklerini içerir. Ayrıca kullanıcı yeni veritabanları da oluşturabilir. Bir çok parametreyi grafik olarak sunabilir. Yazılım, işlemler esnasında kullandığı geniş bir bilgi kütüphanesine sahiptir. Bir çok programla bilgi alışverişinde bulunabilir.

Mc.Donnel Douglas Helicopter Company mühendislerinin Amerikan Helikopter Cemiyeti'ne sunmak üzere hazırladıkları bir yazıda AutoSEA'in yüksek frekanstaki çalışmalarda ne kadar verimli olduğunu göstermek üzere bir karşılaştırma yapmışlardır. Bu karşılaştırmada problem hem sonlu elemanlar modeliyle, hem de AutoSEA ile çözülmüştür [7].

Problem ilk olarak 21000 serbestlik dereceli bir sonlu eleman modeliyle çözülmüştür. Bu modelin bir Cray bilgisayarında çözümü yaklaşık 2 saat sürmüş ve çok fazla sabit disk alanı gerektirmiştir. Bu yöntem 1500 Hz.'in altındaki frekanslarda kullanılmaktadır ve hassasiyeti +2/-4 dB. civarındadır.

Aynı problemin AutoSEA kullanılarak çözümünde ise bir düzineden az alt sistem yeterli olmuştur. Modelin çözümü bir Apple Macintosh bilgisayarda bir dakikadan kısa sürmüştür. Bu yöntem düşük frekanslarda +3/-6 dB., yüksek frekanslarda ise +1/-3 dB. hassasiyetinde çalışmaktadır. Ayrıca bu modeli kullanan elemanların bu programla yalnızca bir kaç haftalık tecrübelerinin olması, bir süre sonra daha hassas çözümlere ulaşılacağını göstermektedir.

Yazılımın çalıştırılacağı ekipmanı seçerken işlemcisinin AutoSEA modellerinin çözülebilmesi için yeterli hıza sahip olması gerekmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken husus bilgisayarın performansı ile IEA modelinin özelliklerini birbirine uydurmaktır. Bu nedenle genel olarak iki konfigürasyon belirtilebilir [8].

- Küçük IEA modeli için gerekli konfigürasyon : Çoğu durumda, problemler 50'den az alt sistemle çözülebilmektedir. Bu çözümler az sayıda kişinin katılımıyla ve kişisel bilgisayarlarda çözülebilir. Minimum 24 MB. hafızaya sahip bir Apple Power Macintosh bilgisayar veya Windows 95 işletim sisteminde çalışan Pentium işlemcili bir kişisel bilgisayar gereklidir.
- Büyük IEA modeli için gerekli konfigürasyon : Bazı durumlarda ise 500 veya daha fazla alt sistemle çözülebilen problemlerle karşılaşılır. Bu problemlerin çözümü içinse minimum 32 MB. hafızaya, ve çok daha hızlı işlemciye sahip bilgisayarlara gerek vardır.

12.1.1 AutoSEA'in kullanıldığı projeler

AutoSEA sayesinde bir çok projede zaman ve maliyet açısından tasarruf sağlanmış ve diğer yöntemlerle gerçekleştirme imkanı olmayan sonuçlar elde edilmiştir. Bu bölümde yapılan bu çalışmalara örneklere verilmiştir.

- Deniz kreni gürültüsünün IEA'yle modellenmesi [9]

Bu örnek, IEA'nin büyük bir endüstriyel yapının yaydığı ses gücünün belirlenmesi için, az miktarda ölçümle birlikte nasıl kullanılabildiğini göstermektedir.

Söz konusu yapı, Amsterdam limanındaki 35 tonluk bir krendir. Krende bulunan bazı gürültü kaynaklarının (elektrik motorları ve soğutma fanları) doğrudan ölçülebilmektedir. Ancak çalışma saatlerindeki kısıtlamalar nedeniyle iş kaybına neden olmamak için klasik ölçüm yöntemleri kullanılamamaktadır. Ayrıca çevredeki diğer ses kaynakları nedeniyle normal yöntemlerle krenin yaydığı ses miktarı ölçülememektedir.

Krenin hesaplarında İEA ve ölçüm yöntemlerini içeren karma bir yöntem kullanılmıştır. Titreşim enerjisinin taşınımı ve yayınımları İEA modeli oluşturularak hesaplanmıştır. Bu hesaplamalarda AutoSEA yazılımı kullanılmıştır. Oluşturulan model suni olarak uyarılmış ve uyarı sonucunda ölçülen değerlerle onaylanmıştır.

Çelik kirişlerden oluşan bu krenin boyutları imalat resimlerinden elde edilmiştir. Ayrıca bütün krenin modellenmesine de gerek kalmamıştır. Yalnızca, taşıyıcı iki yatay kiriş modellenmiştir. Kren boyunca var olan titreşim enerjisinin sönümlenmesinin, modelin ayrı plakalar halinde düşünülmesiyle doğru olarak açıklanabileceği farkedilmiştir.

Titreşimler, yükler gemiden sahile taşınırken tekerleklerin raylar üzerinde yuvarlanmasıyla veya krenin yük almak için bir gemiye doğru dönerken oluşmaktadır. Titreşim enerjisi yapısal bağlantılarla (İEA modelinde bağlantı kayıp faktörü olarak adlandırılır) taşınmakta, dağılmakta veya havaya yayılmaktadır.

Sönümlenme kayıp faktörü, yapıların imalat şekillerine bağlı olduğu için deneysel olarak belirlenmelidir. Teorik ve ampirik sonuçlar yalnızca basit konfigürasyonlar için mevcuttur. İEA modeli için gerekli olan parametreler titreşim uyarıcısı ve uyarı çekici kullanılarak bulunmuştur. Bu iki kaynak da taşıyıcı kirişlerden birinin üzerindeki raylara uygulanmıştır. Titreşim seviyeleri, kirişin 17 ayrı noktasına yerleştirilen ivme ölçerlerle bulunmuştur. Yapının sönümlenme kayıp faktörleri 1/3 oktav bandında titreşim seviyelerinin sönümlenme zamanlarından hesaplanmıştır.

İEA modelinin onaylanması için titreşim uyarıcısı rayları uyarırken, güç raylardan ölçülmüştür. Aynı anda ölçülen titreşim seviyeleri de daha sonra değerlendirilmek üzere kaydedilmiştir. Fon gürültüleri titreşim uyarısı kapalıyken ölçülmüştür. Fon gürültüsünün (bu gürültü ölçüm sırasında yapılmakta olan bakım çalışmalarından kaynaklanmaktadır) , düşük frekanslar için suni olarak yaratılabilecek uyarılardan daha yüksek olduğu bulunmuştur. Düşük frekanslı gürültü, yapı elemanları tarafından verimli bir şekilde yayımlanmamaktadır. Bu nedenle bu frekans aralığında modelin kontrol edilmesi, bütün sistemin kontrolü açısından bir sonuç vermez.

Ölçülen güç değerinde bir güç kaynağı IEA modeline dahil edilmiş ve titreşim seviyeleri hesaplanmıştır.

Sonuç olarak operasyon sırasındaki yapıya uygulanan güç belirlenmelidir. Bu nedenle raya yakın bölgelerde titreşim seviyeleriyle ilgili ölçümler yapılmıştır. Operasyon sırasında ölçülen maksimum seviyeler titreşim uyarıcısıyla elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. Seviyeler arası fark IEA modelinin giriş gücü spektrumunda düzeltme yapmak amacıyla kullanılmıştır. Bu bilgiyle, model, operasyon anında yayılan ses enerjisinin hesaplanması için kullanılabilir. Son bir kontrol olarak, belirlenen basınç seviyesi, ki bu bu motor ve fanlarda yapılan ölçümlerden elde edilmiştir, krenin çevresinde yapılan bir ölçümle karşılaştırılmıştır.

Krenin hareketi esnasında ortaya çıkan ses gücü 117 dB. olarak hesaplanmıştır. Yapının ölçülen gürültüsü ise 115 dB. civarındadır. Yapılan analizler sonucunda, rayın ve tekerlek yüzeylerinin yumuşatılmasıyla gürültü seviyesinin 5 - 10 dB. düşeceği bulunmuştur. Gürültü seviyesinin daha fazla azaltılması, rayın yapıdan akustik olarak ayrılması ve yapı elemanlarının yayılım verimliliklerin azaltılmasıyla yapılabilir. Ancak bunlar kren üzerinde çok büyük değişiklikler gerektirdiği için gerçekleştirilmesi çok zordur.

- NASA, uzay istasyonu projesinde AutoSEA yazılımını kullandı [10]

NASA, Kasım ve Aralık 1997 tarihlerinde uzay istasyonunun dünya yörüngesine oturmayı planlamaktaydı. Ancak yaklaşan bitiş tarihi ve bütçe açısından çıkan sorunlar nedeniyle projenin hızlanması gerekmekteydi. Klasik yöntemlerle yapılacak olan testler uzay aracının bir modelinin ve bu modelin test edileceği ortamın hazırlanmasını gerektiriyordu. Bu şekilde devam edilirse yapılacak her test için yaklaşık olarak 12 aya ihtiyaç duyulacağı görüldü. Bu nedenle, NASA, AutoSEA yazılımını kullanmaya karar verdi. Bu yazılımla bütün ekipmanların fırlatma anındaki titreşimleri ve akustik ortamları belirlendi. Kalkış anında oluşabilecek ortamı canlandırmak için akustik sirenler (genelde bilgisayar kontrollü olarak çalışan, sıkıştırılmış sıvı nitrojenle uyarılan sistemler) kullanıldı. NASA yetkilileri AutoSEA sayesinde maliyet açısından % 80'e yaklaşan bir kazanç olduğunu bildirmişlerdir.

- Chrysler firması ve AutoSEA [11]

Chrysler firması, bir çok araç programında AutoSEA'ı kullanmaya başlamıştır. Amaç gürültü gürültü kontrol elemanlarının tasarımını ve analizini, geliştirme prosesinin ilk evrelerine çekmektir. Komponent ve malzeme denemeleri bilgisayarlarda yapılmaya başlanmıştır. Bu çalışmalar sayesinde daha az prototip araç üretilmektedir. Yapılan bu prototipler, geliştirme çalışmalarının sonlarına doğru yapılmakta ve gereç araca sahip ses özelliklerine sahip olmaktadır. Bu yöntemle daha iyi ses kalitesi, daha ucuza elde edilmektedir.

12.2 AutoSEA2 yazılımının tanıtımı

AutoSEA yazılımının gelişmiş bir sürümüdür [12]. Bu yazılımın özellikleri ise şöyle sıralanabilir :

Üç boyutlu modelleme : Kendi sınıfındaki yazılımlar arasında gürültü ve titreşim için hızlı bir şekilde üç boyutlu modelleme yapabilen tek uygulamadır. Bilgisayar destekli tasarım programlarından aldığı verilerle modelleri oluşturabilir. Hızı sayesinde zaman kazandırır. Modelleri yenilerken hata oluşmasını önler. Modelin görsel olarak onaylanmasını kolaylaştırır.

Kendine özgü yetenekler : Sahip olduğu geniş bilgi kütüphanesi sayesinde (bu kütüphane NASA kaynaklıdır) tasarım aşamasındaki detay eksikliğini ve ürün davranışındaki belirsizlikleri karşılar.

Quickscript yazılımı : Visual Basic yazılımına uygun bir yazılım olan Quickscript ile donatılmıştır. Kullanıcı istediği takdirde bu yazılımı kullanarak programın fonksiyonelliğini arttırabilir. Bu konuda otomatik modelleme, tek başına çalışabilme, otomatik raporlama ve tasarım optimizasyonu gibi örnekler vardır.

Ağaç/Izgara penceresi : AutoSEA2, modelin liste bazlı görünmesini sağlayan iki pencereye sahiptir. Ağaç penceresi modelin bütün bilgilerini hiyerarşik olarak dallandırır. Buradaki bilgilerin herhangi birine girilmek istendiği takdirde içeriğini ızgara penceresinde gösterir. Bu pencerelerin faydaları, bütün model veritabanına kolay ulaşım sağlaması ve verimli model kontrolüdür.

Modelleme veritabanı : En gelişmiş veritabanını sunmaktadır. İçerdiği malzeme, fiziksel özellikler veritabanları ve alt sistem kütüphanesi sayesinde bütün uygulamalarda kolaylık sağlar.

Çoklu model entegrasyonu : Tasarımcıları, bir sistemi ayrı ayrı modelledikten sonra birleştirme imkanı sağlar. Böylece büyük modellerin hazırlanmasında zaman kazandırır ve büyük projelerin küçük parçalara bölünerek kolay yönetilmesini sağlar. Otomatik bağlama : Altsistemlere arasındaki bağlantıları otomatik olarak yapar. Model hazırlanmasında ve yenilenmesinde zaman tasarrufu sağlar. Bağlantı kurma aşamasında oluşabilecek hataları önler.

AutoSEA2 de AutoSEA gibi farklı bilgisayar ortamlarında çalıştırılabilir. Bu ortamların sahip olmaları gerektiği önerilen özellikleri şöyle sıralanabilir :

- Windows 95 işletim sistemiyle çalışan Pentium II işlemciye ve 128 MB. hafızaya sahip bir kişisel bilgisayar ve 17" boyutunda ve 1024*768 çözünürlüğe sahip monitör
- 128 MB. hafızaya sahip Silicon Graphics IRIX 6.2
- 128 MB. hafızaya sahip HP-UX 10.2

12.3 SEAM yazılımının tanıtımı

SEAM, Cambridge Collaborative Inc. firmasına ait bir yazılımdır [13]. IEA kullanarak analiz yapan SEAM yazılımı, taşıtların iç gürültü ve titreşimlerinin, gemilerden su altına yayılan gürültünün ve uzay araçlarının fırlatılmaları esnasında maruz kaldıkları etkilerin belirlenmesi gibi amaçlar için kullanılır. Bu programın özelliklerini şöyle sıralayabiliriz:

- Titreşim ve akustik enerji akışı tekniklerini kullanarak IEA'ni uygulayan komple bir yazılımdır.
- Binlerce alt sisteme sahip modeller kurup, bunları çözebilir.
- Giriş gücü, ortalama cevap ve cevap varyasyonu gibi değerleri hesaplar.
- Tasarım esnasında kullanılabilinecek hassaslıkta çözümler verir.
- Yapısal optimizasyon programları için arayüz bağlantıları vardır.
- UNIX ortamında, PC ortamında ve ana bilgisayarlarda çalışır.
- Kiriş, plaka ve kabuk elemanlarının kesit boyutlarını ve malzeme özelliklerini kullanarak genel özelliklerini hesaplar.
- Çeşitli ölçü birimleriyle kullanılabilir.
- Yapısal ve akustik elemanlarda alt sistemleri otomatik olarak belirleyebilir.
- Sembolik sabitler ve cebir denklemleri kullanarak parametrik çalışmalar yapabilir.
- Microsoft Excel ve Microsoft Word gibi programlarla bilgi alışverişi yapabilir.

12.4 SEADS yazılımının tanıtımı

SEADS, LMS Numerical Technologies firmasına ait bir yazılımdır [14]. Taşıtlardaki yüksek frekans etkileri haricinde, binaların depreme cevabı ve boru hatlarının yapı ve hava kaynaklı gürültülerinin tahmininde yardımcı olur. Deneysel ve analitik İEA modellerinin karşılaştırılabilmesini sağlar. LMS'in diğer yazılımlarıyla uyum içinde çalışır. Altsistemler arası bağlantıların grafik olarak tanımlamada kolaylık sağlar. Her şekilde yükleme yapılabilir. Alışılmış İEA parametre belirleme tekniklerine sahip olduğu için yapılan analizleri eski modellerle karşılaştırma olanağı vardır.



13. İEA'NIN GELECEĞİ

İEA konusunda gelecekte olacak gelişmeler, büyük bir çoğunlukla şu ana kadar olan gelişmeler doğrultusunda olacaktır. Daha çok sayıda alt sistemden oluşan bir gruba bu analizi uygulayabilmek bu gelişmeler arasında sayılabilir. Bu grup yeni yapıları, sismik sistemleri ve muhtemelen su dalgalarını ve deniz taşıtlarının yapılarını içerecektir. Bu uygulamalar İEA'nde kullanılan parametre adedini arttıracak ve İEA'ni şu ana kadar olduğundan daha yararlı hale getirecektir.

İEA'nin daha geniş kullanımı her konudan uzman kişileri ilgilendirecektir. Bunun anlamı, araştırmacılar, analistler, test mühendisleri ve tasarımcılar bu analiz metodunu diğer metodlarıyla birlikte kullanmaya başlayacak olmasıdır. İEA'ni ileride daha çok bilgisayar destekli hale gelmiş olarak görülebilir. Ancak bu yalnızca cevap enerjisini içeren eş zamanlı denklemleri çözmek için değil, aynı zamanda çok kompleks yapılar için sonlu elemanlar metodunu kullanarak bağlantı kayıp faktörlerini değerlendirmek için de olacaktır.

Gelecekte yapılabilecek araştırmalara şu örnekler verilebilir :

- a) Alt sistem ağının topolojisi ve geometrik formunun güç akışı ve enerji cevap fonksiyonlarının genel istatistiklerine etkisi
- b) İndirekt güç transferi katsayılarının tahmini için genel bir metod geliştirilmesi ve İEA'in deneysel onaylama çalışmaları
- c) Yaklaşık olarak ardışık, düz ve iskelet yapıli sistemlerdeki güç akışına düzensizliklerin etkisi
- d) Dağıtıcı bağlantıların İEA modelleriyle tanıtımı
- e) Serbest yüzey etkileri içeren yoğun sıvı ortamlarla birbirlerine bağlı yapılar arasındaki güç akışının modellenmesi ve analizi
- f) Alçak modal çakışma şartları altındaki yapıların doğal frekans dağılım istatistikleri
- g) Bağlantıların, modal çakışmanın ve mod sayısının şiddetinin frekans ortalama güç taşınım katsayılarına etkisi. Alçak modal çakışma ve kuvvetli bağlantı durumunda yarı sonsuz dalga gücü transfer katsayılarının sapması
- h) Genel etki ve frekans bandı enerji cevabı istatistiklerinin birbiriyle ilişkisi

- i) Dalga şiddeti analiz tahminleriyle yapılardaki titreşim şiddeti dağılımının deneysel çalışmalarının karşılaştırılması
- j) Yüksek oranda üniform olmayan yapısal komponentlerin teorik olarak işlenmesi için güvenli araçların geliştirilmesi
- k) Gerçek yapılar için yapılan cevap değişkenlerinin uzaysal dağılımlarının istatistiki deneysel çalışmaları
- l) Kompleks sistemlerin cevap tahmininden geçici giriş değerlerine yaklaşımının IEA eşdeğeri bir sistemle geliştirilmesi



14. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, mühendislik yapılarının davranışlarını inceleyen (saptayan) analitik bir teknik olan İEA teorik açıdan iyi olduğu yönler üzerinde durulmuş, başarı elde edilen çalışmalardan bahsedilmişse de, İEA'nın gerçek başarı derecesini belirtmek zordur. Çünkü genelde başarılı çalışmaların sonuçları yayınlanmakta; çok az yazar ise İEA'nın güvenilir olmayacağı durumlarda çalışmalar yapıp kritik ve dikkatli analizler yapmaktadırlar.

Ancak, İEA'nın diğer yöntemlere göre çok büyük bir avantajı vardır. Bu, kullanılan modelin ve yapılan tahminin, sistemle ilgili daha detaylı bilgi edinildikçe daha doğru hale gelmesidir. Böylece sistemin detayları ile ilgili daha ayrıntılı bilgi edindikçe sistem daha çok alt sisteme ve daha hassas frekans aralıklarına sahip olacaktır. Kısacası yöntem sürekli kendini iyiye doğru geliştirmektedir. Diğer hiç bir analiz sistemi bu yapıya sahip değildir.

Her ne kadar zaman zaman hakkında olumsuz görüşler bildirilse de, İEA'nın mühendislik camiası tarafından kabulünün en iyi kanıtı, konuyla ilgili çok sayıda bilgisayar yazılımının hazırlanmış ve kullanılıyor olmasıdır.

Türkiye'de yeni tanınan bir yöntem olan İEA, çalışma genelinde belirtilen avantajları sayesinde bir çok firma ve üniversitenin ilgisini çekecek, konuyla ilgili kişiler yetiştirilecektir. İçinde bulunulan bilgi çağı sayesinde, tasarım proseslerini ve test sürelerini kısaltan bu analiz yöntemi, hızla tanınacak ve kullanım alanları yaygınlaştırılacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Lyon, Richard H., 1975. Statistical energy analysis of dynamical systems : Theory and applications, The MIT Press, Cambridge
- [2] Lalor, N., 1998. "Shourt cours on vehicle design" kurs notları, Mercedes Benz Türk A.Ş.
- [3] Fahy, Frank J., 1994. Statistical energy analysis : a critical overview, *Phil. Trans. R. Soc. Lond. A.*, **346**, 431 - 447
- [4] Lalor, N., 1996. "Low noise product design" kurs notları, TEE A.Ş.
- [5] Thomas, R.S., Pan, J., Moeller, M.J, Nolan, T.W., 1995. Implementing and improving SEA models using quality technology, Ford Motor Company
- [6] Vibro-Acoustic Sciences, Inc., AutoSEA'in üretici firma Internet sayfası, "<http://www.vasci.com> "
- [7] Vibro-Acoustic Sciences, Inc., McDonnel Douglas Helicopter Company , "<http://www.vasci.com/a.Heli.html>"
- [8] Vibro-Acoustic Sciences, Inc., "AutoSEA Performance Index for various computers", AutoSEA uygulama notları #1
- [9] Nierop, C.A., Holties, H.A., Deurhof, M., Geissler, P., Modelling sea-crane noise with SEA, M+P Raadgevende Ingenieurs b.v.
- [10] Vibro-Acoustic Sciences, Inc., 1996. Newsletter Vol.3 No. 1, "<http://www.vasci.com/a.Newsletter1.html>"
- [11] Vibro-Acoustic Sciences, Inc., AutoSEA facilitates CHRYSLER's excellence in NVH, "<http://www.vasci.com/a.Chrysler.html>"
- [12] Vibro-Acoustic Sciences, Inc., AutoSEA2 ürün tanıtım broşürü
- [13] Cambridge Collaborative, Inc., SEAM ürün tanıtım broşürü, "<http://www.tiac.net/users/ccinc> "
- [14] LMS Numerical Technolgies, 1997. SEADS ürün tanıtım broşürü,

ÖZGEÇMİŞ

Metin Polat, 1972 yılında İstanbul'da doğdu. İlkokulu 1983'te İstanbul'da bitirdi. Aynı yıl, İstanbul Erkek Lisesi'ne girdi. 1990 - 1994 yılları arasında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'nde okudu. Bu fakültenin Otomotiv Bölümü'nden mezun olduktan sonra İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Bölümü Otomotiv Programı'nda Yüksek Lisans eğitime başladı.

Almanca ve İngilizce bilen Metin POLAT, evlidir ve 1995 yılından beri Ford Otosan A.Ş' de metod mühendisi olarak görev yapmaktadır.



T.C. YÜKSEK
DOKÜMANTASYON MERKEZİ