İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR ŞEHİR İÇİ ULAŞIM OTOBÜSÜNDE MOTOR KAYNAKLI İÇ GÜRÜLTÜ YAYILIMININ İSTATİSTİKSEL ENERJİ ANALİZİ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren DEMİRAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Lisansüstü Programı

MAYIS 2014

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR ŞEHİR İÇİ ULAŞIM OTOBÜSÜNDE MOTOR KAYNAKLI İÇ GÜRÜLTÜ YAYILIMININ İSTATİSTİKSEL ENERJİ ANALİZİ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Eren DEMİRAL

(503111729)

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Lisansüstü Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ahmet GÜNEY

MAYIS 2014

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111729 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Eren DEMİRAL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı **"BİR ŞEHİR İÇİ ULAŞIM OTOBÜSÜNDE MOTOR KAYNAKLI İÇ GÜRÜLTÜ YAYILIMININ İSTATİSTİKSEL ENERJİ ANALİZİ YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ"** başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ahmet GÜNEY**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Murat EREKE**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Yrd. Doç. Dr. Tarkan SANDALCI

Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : **02 Mayıs 2014**

Savunma Tarihi : **29 Mayıs 2014**

Aileme ve sana ithafen,

.

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, şehir içi ulaşım amacıyla kullanılan 12 metrelik bir otobüste motor gürültüsü ve motorun yapısal titreşimlerinden kaynaklanan gürültünün araç gövdesi ve yolcuların bulunduğu yaşam hacmi boyunca yayılımını İstatistiksel Enerji Analizi yöntemiyle inceleme amacıyla yapılmıştır.

Bu çalışmanın hazırlanmasında ve tamamlanmasında şahsıma her türlü desteği veren danışman hocam Prof. Dr. Ahmet GÜNEY'e, kıymetli aileme, Sn. Emine SÜRÜCÜ'ye ve tüm dostlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Mayıs 2014

Eren Demiral

Makina Mühendisi

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **vii**
İÇİNDEKİLER ..... **ix**
KISALTMALAR ..... **xi**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xiii**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xv**
ÖZET ..... **xvii**
SUMMARY ..... **xix**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Tezin Amacı 2
2. **SES ve GÜRÜLTÜ** **3**
2.1 Ses Kavramı ve Tanımı 3
2.1.1 Ses dalgalarına özellikler 3
2.1.1.1 Periyot 3
2.1.1.2 Frekans 3
2.1.1.3 Dalga boyu 4
2.1.1.4 Ses hızı 4
2.1.5.5 Desibel kavramı 5
2.1.1.6 Ses gücü ve düzeyi 6
2.1.1.7 Ses basıncı ve düzeyi 7
2.1.1.8 Ses şiddeti ve düzeyi 8
2.1.2 Saf ton ses, periyodik ses, kompleks ses ve oktav bandı kavramları 9
2.2 Gürültü Kavramı & Tipleri 10
2.2.1 Kararlı gürültü 10
2.2.2 Kararsız gürültü 11
2.2.3 Geniş bant gürültü 11
2.2.4 Dar bant gürültü 11
3. İSTATİSTİKSEL ENERJİ ANALİZİ (İ.E.A.) YÖNTEMİ **13**
3.1 İstatistiksel Enerji Analizi Yönteminin Gelişimi 13
3.2 İstatistiksel Enerji Analizinin Esasları 14
3.2.1 İstatistiksel enerji analizi yönteminin artıları ve eksileri 18
3.2.2 Tez çalışmasında kullanılan yazılım hakkında bilgi 19
4. BİR ŞEHİR İÇİ ULAŞIM OTOBÜSÜNDE MOTOR GÜRÜLTÜSÜ KAYNAKLI TİTREŞİMİN YAŞAM HACMİNDE YAYILIMI **21**
4.1 Model Aracın Gövdesinin Oluşturulması ve Analiz Programına Gömülmesi 24
4.2 Şasiye Ait Panellerin ve Alt Sistemlerin Oluşturulması 26

4.3 Alt Sistemler Arasındaki Bağlantıların Tanımlanması 30
4.4 Sisteme Ait Gürültü Kaynaklarının Tanımlanması 31
4.4.1 Motora ait teknik özellikler ve gürültü düzeyi özellikleri 32
4.5 Motor Gürültüsünün Yaşam Hacmi İçinde Yayılımının Analizi 33
4.5.1 Hiçbir akustik önlemin olmadığı durumun analizi 34
4.5.1.1 Sonuç 35
4.5.2 Motor kompartımanının akustik yalıtımlı durumunun analizi 38
4.5.2.1 Sonuç 39
4.5.3 Motor ve gövde panellerinin akustik yalıtımlı durumunun analizi 41
5. MOTOR KAYNAKLI TİTREŞİMLERİN OLUŞTURDUĞU GÜRÜLTÜNÜN YAŞAM HACMİ BOYUNCA YAYILIMININ ANALİZİ 45
5.1 Motor Bağlanma Noktalarının Yazılıma Tanıtılması 45
5.2 Sadece Yapısal Titreşimlerin Oluşturduğu Gürültü 47
5.2.1 Sonuç 47
5.3 Yapısal Titreşim ve Yanma Gürültüsünün Beraber Oluşturduğu Gürültü 49
5.3.1 Sonuç 49
6. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRMELER 53
6.1 Motor Yanma Gürültüsünün Yaşam Hacmindeki Etkisi 53
6.2 Titreşim ve Yanma Kaynaklı Gürültünün Yaşam Hacmindeki Etkisi 60
KAYNAKLAR 63
EKLER 65
ÖZGEÇMİŞ 69

KISALTMALAR

c : Ses Hızı
cc : Mililitre
dB : Desibel
f : Frekans
hP : Beygir Gücü
Hz : Hertz
I : Ses şiddeti
kg : Kilogram
kg/m^3 : Kilogram/metreküp
km/h : Kilometre/saat
kW : Kilowatt
L : Düzey
L_I : Ses Şiddeti Düzeyi
L_p : Ses Basınç Düzeyi
L_w : Ses gücü Düzeyi
m : Metre
mm : Milimetre
N : Newton
Nm : Newton.metre
Pa : Pascal
rpm : Devir/dakika
sn : Saniye
T : Periyot
T_k : Atmosferik Hava Sıcaklığı
W : Watt
λ : Dalga Boyu

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Sesin çeşitli ortamlardaki yayılma hızı. 5
Çizelge 2.2 : Çeşitli ses kaynakları, ses güçleri ve ses gücü düzeyleri. 7
Çizelge 2.3 : Bazı ortamlara ait yaklaşık ses basınç değerleri. 8
Çizelge 4.1 : Taşıtın teknik özellikleri 22
Çizelge 4.2 : Taşıtın yaşam hacmine ait teknik özellikler 22
Çizelge 4.3 : Kullanılan panel malzemelerinin fiziksel özellikleri. 28
Çizelge 4.4 : Dizel motora ait teknik özellikler. 32
Çizelge 4.5 : Frekansa bağlı ses düzeyi değerleri (referans: $2x10^{-5}$ Pa). 32
Çizelge 4.6 : 1/3 oktav bandı merkez frekanslarındaki motor gürültü düzeyleri. 35
Çizelge 4.7 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslardaki gürültü düzeyi. 37
Çizelge 4.8 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri. 37
Çizelge 4.9 : Taş yününe ait temel fiziksel özellikler. 38
Çizelge 4.10 : Taş yününe ait frekansa bağlı ses yutma katsayıları. 38
Çizelge 4.11 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslardaki gürültü düzeyi 41
Çizelge 4.12 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri. 41
Çizelge 4.13 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri. 44
Çizelge 4.14 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri. 44
Çizelge 5.1 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslardaki gürültü düzeyi. 47
Çizelge 5.2 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri. 47
Çizelge 5.3 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslarda gürültü. 51
Çizelge 5.4 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri. 51
Çizelge 6.1 : 11. akustik kavite için ele edilen ses basınç düzeyleri. 55
Çizelge 6.2 : 10. akustik kavite için ele edilen ses basınç düzeyleri. 57
Çizelge 6.3 : 2. akustik kavite için ele edilen ses basınç düzeyleri. 59
Çizelge 6.4 : Gürültü kaynaklarının tekil ve birlikte etkilerinin incelenmesi. 61

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Geçmişten günümüze şehir içi ulaşım otobüsleri. 1
Şekil 2.1 : Basit harmonik bir ses dalgasına ait ses basınç-zaman değişimi. 3
Şekil 2.2 : Basit harmonik bir ses dalgasına ait ses basınç-mesafe değişimi. 4
Şekil 3.1 : Mod sayıları ve frekans arasındaki ilişki. 16
Şekil 3.2 : İ.E.A yönteminde iki alt sistem arasındaki güç dengesi. 17
Şekil 4.1 : İ.E.A yöntemiyle yapılan çalışmanın akış şeması 23
Şekil 4.2 : Şehir içi ulaşım otobüsüne ait şasi elemanları. 24
Şekil 4.3 : Şasinin izometrik görünümü. 25
Şekil 4.4 : Otobüse ait yaşam hacminin şasi modeli üzerinden gösterimi. 25
Şekil 4.5 : Otobüsün motor kompartımanı yaşam hacminin tabanı, ve yan levhalar. 26
Şekil 4.6 : Motor kompartımanı, yaşam hacmi tabanı, yan levhalar ve dikme levhalar 27
Şekil 4.7 : Motor kompartımanı ve otobüs yaşam hacminin komple görünüşü. 27
Şekil 4.8 : Motor kompartımanına ait akustik kavite. 28
Şekil 4.9 : Motor kompartımanı ve otobüsün arka kısımlarına ait akustik kaviteler. 29
Şekil 4.10 : Otobüsün yaşam hacmine ait bütün akustik kaviteler (toplam 11 parça). 29
Şekil 4.11 : Otobüsün yaşam hacmine ait bütün alt sistemler (toplam 89 parça). 29
Şekil 4.12 : Çizgisel bağlantılar. 30
Şekil 4.13 : Düzlemsel bağlantılar. 30
Şekil 4.14 : Frekans – ses düzeyi dağılımının yazılıma manuel olarak tanıtılması. .. 33
Şekil 4.15 : Motora ait akustike kavite (gri) ve motor gürültüsü girdisi (beyaz karecik). 33
Şekil 4.16 : Yaşam hacmi ve motor kompartımanını oluşturan on bir akustik kavite 34
Şekil 4.17 : Dizel motor gürültü düzeyinin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerdeki yayılımı 36
Şekil 4.18 : Motor kompartımanına uygulanan akustik yalıtım (sarı renkli). 39
Şekil 4.19 : Dizel motor gürültü düzeyinin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerdeki yayılımı 40
Şekil 4.20 : Gövde ve motora ait panellere uygulanan akustik yalıtım (sarı renk). .. 42
Şekil 4.21 : Dizel motor gürültü düzeyinin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerdeki yayılımı. 43
Şekil 5.1 : Motor bağlanma noktalarını sembolize eden kuvvet girdileri. 46
Şekil 5.2 : Titreşim kuvvetlerinin frekans spektrumunda yazılıma tanıtılması. 46
Şekil 5.3: Yapısal titreşimlerin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerde oluşturduğu gürültü düzeyi yayılımı. 48
Şekil 5.4 : Yanma ve titreşim gürültü kaynaklarının yazılımdaki girdileri. 49
Şekil 5.5 : Yapısal titreşim ve yanma gürültüsünün merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerde oluşturduğu gürültü düzeyi yayılımı. 50

Şekil 6.1 : 11 no'lu akustik kavitede motora ait yanma gürültüsünün yalıtımsız ve yalıtımlı senaryolarda incelenmesi. 54
Şekil 6.2 : 10 no'lu akustik kavitede motora ait yanma gürültüsünün yalıtımsız ve yalıtımlı senaryolarda incelenmesi. 56
Şekil 6.3 : 2 no'lu akustik kavitede motora ait yanma gürültüsünün yalıtımsız ve yalıtımlı senaryolarda incelenmesi. 58
Şekil 6.4 :11. akustik kaviteye ait motor, titreşim gürültüsü ile her iki durum analizi. 60
Şekil 6.5 : 4. akustik kaviteye ait motor, titreşim gürültüsü ile her iki durum analizi. 62

BİR ŞEHİR İÇİ ULAŞIM OTOBÜSÜNDE MOTOR GÜRÜLTÜSÜ DAĞILIMININ S.E.A. YÖNTEMİYLE İNCELENMESİ

ÖZET

Otobüsler, 19.yy'dan beri toplu yolcu ve yük taşımacılığında kullanılan en önemli araçlardandır. Otobüs üretiminde ve geliştirilmesinde, gelişen teknoloji sayesinde konfor alanında çok ciddi ilerlemeler kaydedilmiştir. Bu bağlamda, gürültü konusu ciddi bir ilgi alanı oluşturmaktadır. Otobüslere başta motor gürültüsü olmak üzere lastik, aerodinamik sürtünme, dişli ekipmanlar, titreşim vb. nedenlerle oluşan gürültüler, yolculuk esnasında konfor açısından ciddi bir sıkıntı oluşturabilmektedir.

Diğer tüm motorlu kara taşıtlarında olduğu gibi, otobüslerde de en önemli gürültü kaynağı, başlıca tahrik unsuru olan içten yanmalı motorlardır. Gelişen teknoloji, daha az titreşimli ve gürültülü motorlar yapılmasına olanak sağlamıştır. Ancak otobüslerin büyüklüğü, taşıma kapasitesi, iç aksam ve uygulamalarında ihtiyaç duyduğu elektrik enerjisi miktarı arttıkça, daha güçlü motorların kullanımı bir zorunluluk haline gelmiştir. İçten yanmalı motorun oluşturduğu gürültü, kaynaktan alıcıya hem direkt olarak, hem de otobüs şasisine kaynaklanan panellerin titreşimiyle alıcıya, yani yolculara ulaşır. Açığa çıkan gürültüyü kaynağında (motorda) ve algılandığı noktada (yolcunun işitme organında) azaltmak kadar, yayılma alanında azaltmak ta önemlidir.

Bu tez çalışmasında, şasi ve panel tasarımı eşdeğerlerine çok yakın olan 12 metre uzunluğunda referans bir otobüs tasarlanmış, bu otobüsün arka kısmına içten yanmalı motoru tam olarak simule etmesi için bir ses kaynağı tanımlanmıştır. Gürültünün otobüsün yaşam hacmi içerisindeki dağılımı, matematiksel olarak İstatistiksel Enerji Analizi (İ.E.A ya da S.E.A) yöntemini baz alan ESI-VaOne programı kullanılarak simule edilmiştir. Bu yazılımın tercih edilmesinin sebeplerinden en önemlileri hızlı olması ve orta-yüksek frekans bölgesinde en isabetli sonuçları verebilecek İ.E.A yöntemini tercih etmesidir. Çalışmada ayrıca, çeşitli gürültü yalıtımı malzemelerinin şasi panellerine kaplanmasıyla oluşacak gürültü yalıtımlı ve yalıtımsız senaryolar da incelenmiş ve karşılaştırılmıştır. Yapılan bu tez çalışmasında otobüse ait gövde panelleri modellendikten sonra önce tüm otobüs yaşam hacminde motor yanma gürültüsü kaynaklı ("airborne") gürültü düzeyi dağılımı incelenmiştir. Sonrasında ise motorun yapısal titreşimlerinden kaynaklanan yaşam hacmi gürültü düzeyleri hem tek başına, hem de yanma gürültüsü ile beraber incelenmiştir. Elde edilen bulgulara göre otobüsün hangi kısımlarında hangi gürültü düzeylerine ulaşıldığı ve hangi bölgelerde hangi akustik yalıtım önlemlerinin etkili olabileceği incelenmiştir.

A SURVEY OF ENGINE NOISE DISTRIBUTION THROUGHOUT A COACH BY S.E.A. METHOD

SUMMARY

Since the 19th century, coaches have been used commonly for cargo and public carriage. Progresses about passenger comfort have been seen at both at R&D and production phases of these vehicles. So, noise became a main interest point about comfort topic. The main noise sources in buses, like the other motor vehicles, are internal combustion engines, aerodynamic and wheel-road friction surfaces, gearboxes, panel vibrations etc.

Like the other motor vehicles, internal combustion engines are main noise sources. Although less vibrant and noisy engines can be produced, some additional requirements like increasing carriage capacity and electrical energy demand, more powerful engines are still needed and produced. The noise level can be reduced at both source of the noise and sensing point (human ear), as well as noise's emitting route.

In this study, a 12 m. length coach is designed in terms of chassis and panels with no major difference with real-life samples. To make the design much more easier, the body of the coach was designed as a box model, which contains alloy panles and glasses. After designing the splintery and multiple acoustic cavities, a noise source was located at the rear side to simulate the engine noise. As especially the middle & high frequencies have been interested, the Statistical Energy Analysis (S.E.A) method can give the fastest and most accurate results. Because of using this method, ESI-VaOne simulation software was selected for simulation. In this study, the airborne engine noise distribution in the passenger compartment of the coach was inspected. This condition was also evaluated with different acoustic insulation scenarios. Then, the noise that caused by the structural vibrations from engine, was both evaluated alone, and with the airborne combustion noise of the engine. In this case, the noise level contributions of both scenarios were identified and the effects of different acoustic insulation areas were realized.

Noise and vibration are fully considered problems since the invention of any motor vehicles on earth soil, seas or airspace. Since 1920's, the first noise and vibration insulations have been applied to the vehicles. After 1950's, the invention of huge bodied spacecraft vehicles formed another type of consideration. Before that, the medium and high range frequencies were not considered about their noise and vibration effects, as the vehicle masses were not so huge.

As the masses have been got bigger, the effect of medium and high frequency noise and vibration became important. This frequency range starts from 1 kHz (1000 Hz.) till around 8 kHz (8000 Hz.).

In the first part of this thesis, the historical development of the domestic transportation coach vehicles was evaluated. They have been used since the first decades of 20nd century. The purpose of the thesis project was also described in the same part.

After this, the sound, noise and vibration terms were started to be evaluated. As described, sound is a part of energy that is transmitted as spherical waves. The terms, period, wavelenth and amplitude are directly related with the transmission of sound energy. As well as sound is an important term itself, the effects of it are also so important. Sound can be heard as it forms a pressure difference in an elastic transmittal wave like solids, liquids and gases. Sound pressure is a term, which describes the pressure change formed by sound energy on a specific point. The level of sound pressure is a slightly different term, which can be evaluated in terms of *decibel*, a logarithmic unit. Another important term, sound power is also considered as the power portion of a sound resource's total power to be used just to create sound. The level of sound power can again be described in terms of decibel.

Noise, is a sound related but slightly different term. Noise is not a type of energy, although the reason of noise, sound, is a type of energy. Noise is a subjective term as the presence of noise depends on the sensibility and the behaviour of the receiver. Although its subjective identification, noise can be evaluated into its frequency spectrum and time dependent variability. For example, a diesel engine which has been working for an hour in the same rpm range forms a resolute noise. Or, the noise that can be heard in n automobile assembly plant is a kind of broadband frequency noise, because the frequency distribution of the noise is not collected in a small frequency range.

Statistical energy analysis (S.E.A) method is invented in 1960's to understand the medium and high frequency effects of noise and vibration onto large bodied vehicles. The conventional methods like *finite elements method* (F.E.M) or *boundary elements method* (B.E.M) were not so accurate to predict the frequency effects of noise and vibration especially after 1kHz. The mentality of the S.E.A method considers the related body as a system and it splits the system into subsystems. By having multiple and smaller subsystems instead of single, huge bodies, the evaluation and analysis time for inspection is quite faster. The principle of statistical energy analysis bases on the protection of energy rule. Into every subsystem in the analysis, there is an energy income. This energy can be damped into the same subsystem, and can be transmitted to the next subsytem. But, the total amount of the energy stays the same. As there is no nodal inspection or meshing like conventional methods, this method is much more faster rather than the finite elements analysis method, or boundary elements method.

As the design element to be inspected, an urban transportation coach, which has 12 m. length has been designed. The analysis program, ESI VaOne, presents the opportunity either to design from point zero, or to import a 3D design from another drawing program like SolidWorks. After the body design was completed, the acoustic cavities, which covers the all life space in the coach, was splitted into eleven different volumes to understand the noise level in each at the end of the analysis. In the backside of the coach body, as the main noise source, a 200 kW powered engine model was replaced into the engine compartement. As there is no issue to inspect the horsepower created by the engine, to simulate the 200 kW engine, the frequency spectrum of a same level engine's noise parameters were applied into the software. This kind of an engine would form two kinds of noise source.

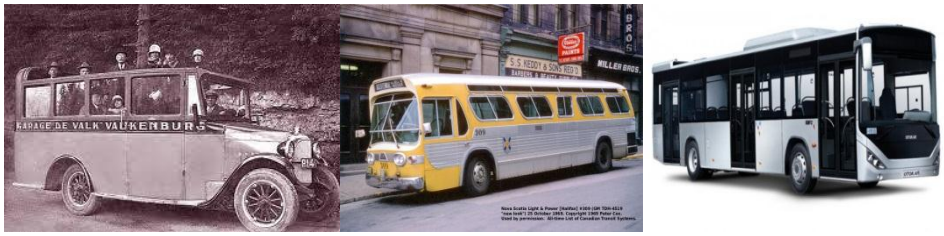
The noise types in this design was two and different. The first and the most effective one is the airborne noise that could be created by the combustion in the engine. This airborne noise is directly transmitted to the lifespace of the urban coach design. As a natural behaviour, the highest noise levels in the lifespace was seen in the 11^{th} acousitc cavity, which was located at the far back side of the coach.

The second noise type from the engine compartment is the structural vibration based noise. As the combustion continues in the engine, structural vibrations were formed through the whole engine body. The engine is stabled by four connection points to the coach chassis, same like the real coach designs. First of all, the single effect of the structural based noise was inspected through the lifespace. Naturally, the highest noise level was observed in the same acoustic cavity, the eleventh. As a part of the analysis, the combined effect of both the airborne sourced noise and the structural born noise were effected. As a natural behaviour, the total noise level were more than the single effect levels. Additionally, the difference between the noise levels, derived from the airborne and structural sources closes when the frequency range came closer to the medium and high range.

As a normal application, some acoustic insulation materials were implemented into the design. According to their frequency behaviour, many types of acoustic insulation materials can be applied to specific regions of coach body. In this work, the noise levels were evaluated into three different insulation condition. The first condition is the coach's coverage with no acousitc insulation element. Naturally, the highest noise levels were derived fter that condition thorough the whole acoustic cavities. Meanly, this was the worst and noisiest condition. In the second scenario, only the engine compartment were covered with mineral wool. There was a slight improvement in the results after this implementation. In the final case, both the engine compartment and the coach body (except the glasses and visible areas of the coach, of course) were covered with mineral wool. The best results which were below the standards and regulations were derived in that case. As the results were compatible with the previous real time noise measurements in coach buses, the all results were considered as successful.

1. GİRİŞ

Kara yollarında yapılan şehir içi ve şehirler arası toplu yolcu taşımacılığında 20.yy'ın başından beri temel ağırlık, lastik tekerli otobüslerdedir. Çok sayıda yolcuyu aynı seferde, hızlı ve ekonomik bir şekilde taşıyabilmeleri otobüsleri avantajlı kılmaktadır. İlerleyen yıllarda insan sağlığına verilen önem ve konfor gibi kavramların önemi ortaya çıktıkça, bu araçların yolcu sağlığına ve konforuna daha uygun çalışması amaçlanmıştır. Şekil 1.1'de bu taşıtların kısa bir evrimi görülebilir.



Şekil 1.1 : Geçmişten günümüze şehir içi ulaşım otobüsleri.

Yolcu taşımacılığında kullanılan lastik tekerli otobüsler, uzun yıllardır içten yanmalı motorlarla tahrik edilmektedir. Yüzde yüz elektrikli motorlar ile çalışan, ya da hibrid motorlarla çalışan türevleri hariç, bu araçlar yüksek tork ihtiyaçları ve ekonomik olmaları sebebiyle dizel motorlar ile çalışmaktadırlar. Dizel motorlar, benzinli motorlara göre daha yüksek sıkıştırma oranları ile çalışmaları nedeniyle daha gürültülüdürler. Gelişen teknolojiye paralel olarak bu araçlardan beklentiler de artmaktadır. Örneğin, şehir içi yolcu taşımacılığında kullanılan bir otobüsün daha düşük yakıt sarfiyatı ile daha fazla yolcuyu, daha uzun mesafelere ve daha konforlu koşullarda taşıması istenmektedir. Bu taleplerin konfor kısmına cevap verebilmek için gürültü kaynaklarının, düzeyinin ve gürültüye karşı alınan önlemlerin önemi artmaktadır. Şehir içi toplu ulaşım otobüslerinde yolcu konforuna yönelik alınan önlemler, konforu bozucu etkenin kaynağında ve yeterli değilse yolcu hacminde uygulanır. Hatta bununla yetinilmeyip, dışarıdan gelecek konfor bozucu etkenlerin de etkisi düşünülerek bunlara karşı da önlemler alınmalıdır.

1.1 Tezin Amacı

Bu tez çalışması, şehir içi toplu ulaşımda kullanılması amacıyla boyutları muadilleriyle uyumlu olarak tasarlanmış bir referans otobüste, başlıca gürültü kaynağı olan motor gürültüsünün otobüs gövdesi ve yolcu yaşam hacmi boyunca yayılmasının İstatistiksel Enerji Analizi yöntemi ile incelenmesidir. Bu incelemeye müteakip, alınacak akustik yalıtım önlemleriyle motor gürültüsünün yolcu yaşam hacmindeki etkileri incelenmiş ve bu gürültü azaltılmaya çalışılmıştır. Bu amaçla, tez çalışması sırasında ESI firmasına ait "VaONe 2010.5" isimli yazılım kullanılmıştır. Yazılımın kütüphanesinde bulunan çeşitli ve gerçekle özdeş akustik yalıtım malzemeleri de otobüs gövdesinin çeşitli noktalarına uygulanarak bu malzemelerin sağladığı yalıtım miktarları karşılaştırılmıştır.

2. SES ve GÜRÜLTÜ

2.1 Ses Kavramı ve Tanımı

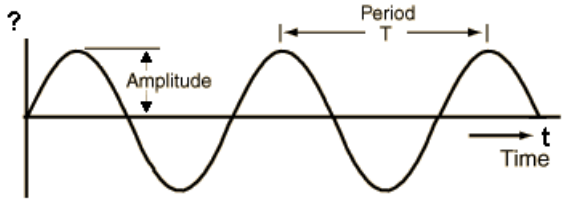
Ses kavramının özünde basınç değişimi vardır. Bu basınç değişimini sağlayan kavram enerjidir. Dolayısıyla, ses bir enerjidir. Ortamdaki akışkanda (örn. hava, su vb.) bulunan parçacıklarda bir titreşim hareketine neden olur. Ballou (1987), sesin bir diyafram davranışı gösteren kaynaklarca üretildiğini belirtir (örn. bir hoparlör ya da çekiç). Titreşen bu parçacıklar, enerjilerini komşu parçacıklara iletirler. Bu titreşim hareketleri bir basınç değişimine sebep olur. Doğadaki canlılarda bulunan işitme organları sayesinde bu basınç değişimleri elektriksel iletiye çevrilerek duyduğumuz ses olarak algılanırlar. Kısaca ses, dalgalar halinde yayılan bir enerji şeklidir.

2.1.1 Ses dalgalarına özellikler

Bir basit harmonik titreşim hareketi düşünüldüğünde karşımıza periyot, frekans, genlik, dalga boyu gibi kavramlar çıkmaktadır. Bu kavramlar, ses dalgaları için de geçerlidir. Şekil 2.1, bu özellikleri görsel olarak açıklayan bir örnektir.

2.1.1.1 Periyot

Ses enerjisinin oluşturacağı basınç dalgalarının birbirini izleyen iki maksimum noktası arasındaki zamana periyot denir. Birimi saniyedir (sn.). *T* ile gösterilir.



Şekil 2.1 : Basit harmonik bir ses dalgasına ait ses basınç-zaman değişimi.

2.1.1.2 Frekans

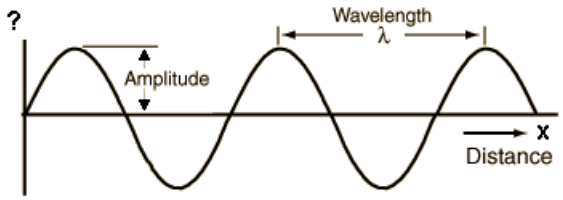
Periyot kavramının tersidir. Basınca ait bir değişim devri için geçen zamandır. Bir diğer tanım olarak birim zamanda basıncın değişim devri olarak da düşünülebilir.

Periyot kavramının tersi olarak da düşünülebilir (1/T). Frekansın birimi (Hertz)dir. Tanımdan da anlaşılacağı üzere;

$$T=\frac{1}{f} \quad \textbf{(2.1)}$$

2.1.1.3 Dalga boyu

Bir ses dalgasının yarattığı ses basıncının ses kaynağından olan uzaklığı düşünüldüğünde, birbirini izleyen iki tepe noktası arasındaki uzaklığa *dalga boyu* denir. (λ) ile gösterilir. Şekil 2.2, bu durumu açıklayabilecek bir örnektir.



Şekil 2.2 : Basit harmonik bir ses dalgasına ait ses basınç-mesafe değişimi.

λ dalga boyuna sahip bir ses dalgası T periyotlu bir süre boyunca kendi boyu kadar yol alır. Bu kavrama istinaden dalganın yayılma hızı:

$$c=\frac{\lambda}{T}=\lambda f \quad \textbf{(2.2)}$$

olur.

2.1.1.4 Ses hızı

Yapılan tanımdan da anlaşılacağı gibi ses bir enerji çeşididir. Sesin iletimi için gerekli olan ortamdaki parçacıkların titreşimi, ortamdaki moleküler yapının yoğunluğuna bağlıdır. Buna bağlı olarak, yoğunluğu en büyük olan katı cisimlerde sesin iletim hızı çok daha fazladır. Katıları sırayla sıvılar ve gazlar takip eder. Sesin yayılması, insan faktörü söz konusu olduğunda atmosferik havada daha büyük önem taşır. Özgüven (2008) çalışmasında, atmosferik hava gazları ideal gaz olarak kabul edilirse ses hızını aşağıdaki denklem (2.3)'te belirtildiği gibi açıklamaktadır;

$$c = 20{,}05\sqrt{Tk} \quad \textbf{(2.3)}$$

Bu denklemde, T_k ifadesi atmosferik havanın Kelvin derece cinsinden sıcaklığıdır. Yaygın olarak bilindiği gibi, ses, atmosferik havada 20^{o}C'de 344 m/s hızla yayılır.

Aşağıdaki Çizelge 2.1'de sesin katı, sıvı ve gazlara ait çeşitli örnek ortamlarda yayılma hızları m/s cinsinden verilmiştir.

Çizelge 2.1 : Sesin çeşitli ortamlardaki yayılma hızı.

Yayıldığı Ortam	Yayılma Hızı (m/s
Hava	311
Hava	344
Mantar	500
Kurşun	1200-2400
Su	1450
Sert Kauçuk	1400-2400
Beton	3200-3600
Tahta	3300-4300
Tuğla	3600
Dökme Demir	3500-5600
Mermer	3800
Cam	4000-5600
Prinç	4700
Bakır	3600-4760
Demir	5100-6000
Çelik	5800-6000
Alüminyum	5100-6400

2.1.5.5 Desibel kavramı

Desibel kelimesinin kökünde *bel* kavramı yatmaktadır. 1847-1922 yılları arasında yaşamış İskoç mucit Alexander Graham Bell'in adına ithafen oluşturulan bel kavramı, iki büyüklüğün birbirine olan oranlarının logaritmasını ifade eder. Yanı birbirine olan oranları 10 olan iki büyüklüğün bel cinsinden değeri 1 olur. *Desi* ifadesi ise latince kökenli olup "on" rakamına karşılık gelmektedir. Böylece desibel [dB], iki büyüklüğün birbirine olan oranlarının logaritmasının 10 katı anlamına gelmektedir. Desibel ile ölçülebilecek büyüklüklere düzey adı verilir. Örneğin, bir sonraki bölümde de bahsedileceği üzere, ses gücü, birim olarak [W] ile ölçülürken, ses gücü düzeyi ise birim olarak [dB] ile ölçülür. Aşağıdaki denklem (2.4) 'te de özetlenebileceği üzere, X1 ve X2 olarak adlandırılabilecek iki referans büyüklüğün birbirine göre düzeyi, aşağıdaki şekilde olur;

$$[\text{dB}] = 10 \log \frac{X1}{X2} \qquad \textbf{(2.4)}$$

2.1.1.6 Ses gücü ve düzeyi

Ses gücü, bir güç kaynağının sahip olduğu gücün ne kadarını ses üretmek amacıyla kullanmasıyla alakalıdır. Akustik güç olarak da adlandırılabilir. Sanılanın aksine, gürültülü çalışan makinalar, mekanik güç üreteci olan motorlar dahi son derece küçük miktarlarda gücü ses gücü olarak kaybederler. Örneğin 100 kW lik bir dizel motoru, tahminen ürettiği gücün yalnızca 0,20 W' lık bir kısmını ses gücü olarak açığa çıkarır.

Ses gücü düzeyi ise, düzey kavramının tanımında bahsedildiği gibi, desibel kavramının varlığı ile açıklanır. Düzey kavramı, iki büyüklüğün birbirine oranının logaritmik oranının on katı olarak ifade ediliyordu. Burada, yukarıdaki denklemin payda kısmına gelecek bir referans büyüklüğe ihtiyaç vardır. Uluslararası standartlarda, referans ses gücü $W_0 = 10^{-12}$ W olarak kullanılır. Buna bağlı olarak, ses gücü düzeyi, aşağıdaki denklem (2.5) ile hesaplanabilir;

$$Lw = 10 \log \frac{W}{10^{-12}} \qquad \textbf{(2.5)}$$

Yukarıdaki denklemden de anlaşılacağı gibi, bir makinanın toplam gücünün ses olarak açığa çıkan kısmı [W] cinsinden çok küçük olsa dahi, ses gücü düzeyi ifadesi işin içine girdiğinde, daha büyük değerler [dB] cinsinden ortaya çıkar. Bir örnekle açıklamak gerekirse, toplam gücü 100 kW olan bir dizel motoru, sahip olduğu gücün 0,2 W' lık kısmını ses gücü olarak açığa çıkarıyorsa,

$Lw = 10 \log \frac{0,2}{10^{-12}} = 113$ dB. olarak bulunur.

Aşağıda hazırlanan çizelgede, düzey kavramı olarak kullanılan desibelin rakamlarda sağlayacağı kolaylık açıkça fark edilebilir. Çizelgede görülebilecek ses ve gürültü kaynaklarının ses gücü değerleri 10^{-5}'li ifadelerden 10^{8}' li değerlere kadar değişebilmekte iken, ses gücü düzeyinin ölçeği 70 ile 200 rakamları arasında değişmektedir. Desibel kavramı sayesinde çok geniş bir ölçeğe yayılan ses gücü değerleri, daha dar ve makul bir ölçekte toplanan değerlerle anlatılabilmektedir. Yine Özgüven (2008) çalışmasında, Çizelge 2.2 de olduğu gibi, günümüzde karşımıza çıkabilecek ses kaynakları ile bunlara ait ses gücü ve ses gücü düzeylerini açıklamaktadır.

Çizelge 2.2 : Çeşitli ses kaynakları, ses güçleri ve ses gücü düzeyleri.

Kaynak	Ses Gücü [W]	Ses Gücü Düzeyi [dB]
Konuşma Sesi	10^{-5}	70
Bulaşık Makinası	10^{-4}	80
Bağırma	10^{-3}	30
Karayolundaki Otomobil	10^{-2}	100
Araç Kornası	10^{-1}	110
Tek Pervaneli Uçak Motoru	1	120
Santrifüj Fan ($2x10^4$ m^3/h)	1	120
Senfoni Orkestrası	10	130
Dört Pervaneli Uçak	100	140
Büyük Santrifüj Fan ($8x10^5$ m^3/h)	100	140
Dört Jet Motorlu Uçak	$5x10^4$	167
Saturn V Roketi	10^8	200

2.1.1.7 Ses basıncı ve düzeyi

Ses, insan kulağında oluşturduğu basınç değişimi ile algılanır. Dolayısıyla bir ses kaynağının insan kulağının yakınında oluşturduğu basınç, ses kaynağının kendi gücünden daha önemlidir. Ses basınç düzeyi, düzey kavramının tanımından yaralanarak denklem (2.6)'da tanımlanacak şekilde;

$$L_p = 10 \log \frac{p^2}{p_0^2} \qquad \textbf{(2.6)}$$

olur. Bu ifadede p, ses basıncının karesel ortalamasının karekökü (*root mean square*) iken, p_0 değeri, uluslararası referans ses basıncı olarak kabul edilmiş olan; 20 μP, yani 20 x 10^{-6} N/m^2 olur (de Silva, 2005). Eşitlik, aşağıdaki denklem (2.7) ile logaritmik olarak;

$$Lp = 20 \log \frac{p}{p_0} \qquad \textbf{(2.7)}$$

olarak da yazılabilir. Bu ifadede uluslararası referans olarak seçilen 20 μP (20 x 10^{-6} N/m^2) değerinin anlamı; sağlıklı genç bir yetişkin bireyin 1000 Hz. frekanslı bir ses dalgasını duyabilmesi için işitme organında 20 x 10^{-6} Pascal değerinde bir ses basınç değişimi gerekmektedir. Aşağıdaki Çizelge (2.3)'te, günlük hayatta görülebilecek farklı ortamlarda oluşan tipik ses basınç düzeyleri verilmiştir.

Çizelge 2.3 : Bazı ortamlara ait yaklaşık ses basınç değerleri.

Ortam	Ses Basınç Düzeyi [dB]
Ses Yalıtımlı Stüdyo	70
Ses Yalıtımlı Ofis	80
Gürültüsüz Oturma Odası	30
Normal Ofis	100
Yüksek Sesli Kapalı Mekanlar	110
Ortalama Gürültülü Fabrika	120
Metro	120
Yüksek Gürültülü Fabrika	130
Çelik Perçin Makinası (5m. uzaktan)	140
Jet Motoru (Yakından)	140

2.1.1.8 Ses şiddeti ve düzeyi

Ses, bir kaynaktan enerji şeklinde yayılır. Enerji ve güç kavramlarının tanımı gereği bir ses kaynağından birim zamanda yayılan ses enerjisine ses gücü denir. Ses ile alakalı olan ve güce benzeyen bir başka kavram ise ses şiddetidir. Bir noktadaki ses şiddeti, o noktadaki birim alanda aktarılan ses gücüdür, yani birim zamanda aktarılan enerjidir. Tanımdan da anlaşılacağı gibi, W akustik gücüne sahip olan bir ses kaynaktan açığa çıkan ve küresel olarak yayılan ses dalgalarının herhangi bir noktada oluşturacağı ses şiddeti, aşağıdaki denklem (2.8)'deki gibi

$$I = \frac{W}{A} \tag{2.8}$$

olur. Bu denklemde karşımıza çıkan A kavramı alan terimini ifade etmektedir. Bu alan, ses kaynağını merkezine koyduğumuz ve ses şiddetinin hesaplandığı noktadan geçen bir teorik kürenin toplam alanıdır.

Ses şiddeti düzeyi, düzey kavramının tanımıyla uyumlu olarak, denklem (2.8) gibi;

$$L_I = 10 \log \frac{I}{I_0} \tag{2.9}$$

olur.

Burada I0 referans ses şiddeti kavramı için uluslararası referans değer olarak kabul edilen değer, $I_0 = 10^{-12}\ W/m^2$ olarak alınmaktadır.

2.1.2 Saf ton ses, periyodik ses, kompleks ses ve oktav bandı kavramları

Basit bir harmonik sesin oluşturacağı sese *saf ton ses* adı verilir. Pratik olarak doğada saf ton sesler bulmak çok zor iken, buna en yakın örnek olarak bir piyano tuşuna basıldığında çıkan ses buna örnek olarak verilebilir. Birden fazla saf ton sesin oluşturacağı sese *periyodik ses* adı verilir. Periyodik sesler kendilerini saf ton seslere ayrıştırılabilir. Periyodik sesler ile karşılaşmak, günlük hayatta çok daha mümkündür. Sabit bir hızda ve devir sayısında seyreden bir benzinli motorun sesi periyodik seslere örnek olarak verilebilir. Bu motorun sesi, teorik olarak kendisini oluşturan ve bu koşullarda saf ton sesler çıkaran mekanik parçaların bir birleşimidir. Kompleks sesler ise doğada en çok ve yaygın olarak karşılaşabileceğimiz seslerdir. Harmonik ve periyodik değildirler.

Doğadaki seslerin büyük çoğunluğu karmaşık seslerdir. Seslerin zaman göre değişimlerinden ziyade bu seslerin frekans dağılımları daha iyi bilgi vermektedir. Özellikle gürültü konusunda, frekans dağılımları çok daha önemli hale gelir. Herhangi bir ses kaynağının çıkardığı seslerin frekans dağılımlarını görmek için hangi frekanslardaki bileşenlerin ne denli büyüklüğe sahip olduğunu ölçmek gerekir. Eğer çok geniş bir bant aralığında ölçüm yapılırsa ölçümlerin bir faydası olmaz. Çok dar bir bant aralığında ölçüm alınırsa gereksiz bir ayrıntıda sonuç elde edilir.

Günümüzdeki ses ve gürültü analizlerinde 1/n oktav bantları kullanılarak standartlaşma yoluna gidilmiştir. Yaygın olarak 1/3 ve 1/12 oktav bandları kullanılmaktadır.

İnsan kulağı yaklaşık 16-20000 Hz arasındaki seslere duyarlıdır. Bu aralıkta kulağın en duyarlı olduğu frekans değeri ise 3000 Hz civarındadır. Yine de incelenmesi gereken frekans aralığının çok geniş olduğu bellidir. Ayrıca işitme sistemimizin frekansları logaritmik olarak algılaması nedeniyle incelenecek olan aralık, *oktav bandı* adı verilen bölümlere ayrılmıştır. Her oktav bandında bir üst sınır ve bir alt sınır mevcuttur. Üst sınır değeri, alt sınır değerinin iki katıdır. Bu oktav bantlarına ait bir de merkez frekans mevcuttur. Merkez frekans, alt ve üst sınır frekans değerlerinin aritmetik ortalamasıdır. $f_{üst}$, üst sınır değeri, f_{alt}, alt sınır değeri ve f_{merkez}, merkez frekans değeri olarak adlandırılırsa, bu durum aşağıdaki denklemler (2.10), (2.11) ve (2.12) ile şu şekilde özetlenebilir,

$$f_{üst} = f_{alt} \times 2 \qquad \textbf{(2.10)}$$

ve

$$f_{merkez} = \sqrt{2} \times f_{alt} = f_{üst} / \sqrt{2} \text{ olur.} \quad \textbf{(2.11)}$$

Bant genişliği (*bandwith*) tanımı ise füst ve falt değerleri arasındaki farktır. Yani,

$$bw = f_{üst} - f_{alt} \quad \textbf{(2.12)}$$

olur.

İlerleyen teknoloji, saf ton seslere yaklaşacak kadar dar bant genişlikte analiz yapabilmemize olanak sağlamasına rağmen hızlı ve ucuz sonuç vermesi açısından 1/3 ve 1/12 oktav analizleri daha çok kullanılmaktadır. Sırayla, bu oktav analizleri için bir oktavlık aralığı üç ve on ikiye bölmek gerekir. Bu şekilde denklem (2.13);

$$f_{üst} = 2^n \times f_{alt} \quad \textbf{(2.13)}$$

olur. Burada n, 1/3 oktav analizi için 1/3 değerini alır.

2.2 Gürültü Kavramı & Tipleri

Kelime anlamı olarak gürültü; hoşa gitmeyen, istenmeyen ses anlamına gelir. Özünde, sübjektif bir kavramdır. Pek çok kişi için gürültünün varlığı anlaşılabilir olsa da, gürültünün varlığı ya da derecesi kişiden kişiye değişebilir. Ses ise nesnel bir kavramdır. Bir enerji şeklidir ve somut bir kavramdır. Gürültü ise tek başına herhangi bir fiziksel varlığa işaret etmez. Ses kavramına nazaran daha soyut bir varlığa sahiptir.

Gürültünün sınıflandırılmasında, gürültüyü oluşturan ses düzeyinin zamanla değişimi ve frekans spektrumu önemlidir. Ses düzeyinin zamanla değişimine göre, gürültü; *kararlı gürültü* ve *kararsız gürültü* olarak ikiye ayrılır. Frekans dağılımına göre ise, gürültü; *geniş bant gürültü* ve *dar bant gürültü* olmak üzere ikiye ayrılır.

2.2.1 Kararlı gürültü

Ses düzeyinin zamanla değişimine göre gürültünün sınıflandırılmasında ilk gürültü tipi kararlı gürültüdür. Kararlı gürültüde, gürültünün düzeyinde zamana bağlı olarak önemli bir değişim görülmez. Örneğin, uzun süre boyunca aynı devirde çalışan ve aynı hızda giden taşıtı tahrik eden dizel motor gürültüsü, kararlı gürültüye örnektir.

2.2.2 Kararsız gürültü

Ses düzeyinin zamanla değişimine göre sınıflandırılmasında diğer gürültü tipi, kararsız gürültüdür. Bu gürültü tipinde gürültü düzeyinde zamana bağlı olarak ciddi değişimler gözlenebilir. Örneğin, yatığı devir sayısı sürekli olarak değişen bir dizel motorunun gürültüsü, kararsız gürültüye örnek olarak verilebilir. Ya da metal levhalarda delik açmak için bir punch makinesinin anlık olarak oluşturduğu yüksek düzeyde gürültü ve sonrasında bir sonraki darbeye kadar makinanın çalışmaması sebebiyle gürültü oluşmaması, kararsız gürültüye örnek olarak verilebilir.

2.2.3 Geniş bant gürültü

Frekans spektrumuna göre gürültü değişiminde incelenecek olan ilk gürültü sınıfı, geniş bant gürültüdür. Bu tip gürültüde, gürültüyü oluşturan frekanslar herhangi bir bölgede toplanmamışlardır ve frekans dağılım eksenine yayılmışlardır. Bu tip gürültüde, her frekans bölgesinin gürültü düzeyine olan katkısı aynı ise, bu gürültüye *beyaz gürültü* adı verilir. Örneğin, çok farklı tipte makinelerin çalıştığı bir fabrikadaki gürültü tipi beyaz gürültüdür. Ancak bu ancak teorik olarak mümkün olabilir. Gerçek hayatta karşılaşılan pek çok gürültü tipinde, diğerlerine göre daha baskın frekanslar mevcuttur.

2.2.4 Dar bant gürültü

Frekans spektrumuna göre gürültü değişiminde incelenecek olan diğer gürültü sınıfı, dar bant gürültüdür. Gerçek hayatta daha çok karşılaşılabilecek bu gürültü tipinde, gürültünün frekans dağılımı belirli bir frekans bölgesinde yoğunlaşma gösterir. Örneğin, çoğunlukla büyük hidrolik pres makinalarının çalıştığı bir üretim atölyesindeki gürültü, dar bant gürültü sınıfına girer. Çünkü, gürültüyü oluşturan frekansların dağılımı incelendiğinde, bu büyük hidrolik pres makinalarının çıkardığı gürültüyü oluşturan frekans aralıklarında bir yoğunlaşma görülür.

3. İSTATİSTİKSEL ENERJİ ANALİZİ (İ.E.A.) YÖNTEMİ

Gürültü ve titreşim kaynaklı problemlerin incelenmesinde birden fazla sayısal yöntem kullanımı vardır. Özellikle karmaşık titreşim ve gürültü sorunlarında sayısal yöntemler, analitik yöntemlere göre daha avantajlıdır. Titreşim ve akustik kaynaklı problemlerin çözümünde kullanılan sayısal yöntemlerin en başında sınır elemanları yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemi gelmektedir.

Sınır elemanları (*Boundary Elements Method*) ve sonlu elemanlar yöntemi (*Finite Elements Method*) gibi geleneksel sayısal yöntemlerin sağladığı avantajların yanında en büyük dezavantajları, düşük frekansların dışındaki frekanslar söz konusu olduğunda yetersiz kalmalarıdır. Orta ve yüksek frekanslarda daha etkili sonuç vermeleri için 1960'lardan itibaren dikkate alınan parametre, enerjidir. Sonlu elemanlar analizi ve sınır elemanları analizi gibi yöntemlerin dikkate aldığı parametreler ise düğüm noktalarına ait kuvvet ve yer değiştirme değerleridir. Enerjiyi parametre olarak dikkate alan yöntemlerden en dikkat çekeni ise İstatistiksel Enerji Analizi (*Statistical Energy Analysis*) dir.

3.1 İstatistiksel Enerji Analizi Yönteminin Gelişimi

Yukarıdaki bölümde bahsedildiği gibi, orta ve yüksek frekanslarda sonlu elemanlar ve sınır elemanları yöntemlerinin çok yeterli olamaması sebebiyle değişik yöntemlere ihtiyaç doğmuştur. Zaten hiçbir sayısal yöntemin her frekans aralığında aynı kesinlikte sonuç vermesi beklenemez.

İstatistiksel enerji analizi, bu konuya ilişkin yeni bir yaklaşım getirmektedir. İstatistiksel enerji analizi, titreşim ve gürültü konusunda kuvvet ve deplasman yerine enerjiyi bir parametre olarak ele alır. Lyon ve Maidanik, bu yöntem ile alakalı ilk çalışmaları 1960'lı yıllarda yayınlamaya başlamıştır.

Bu çalışmaların yapıldığı 1960'lı yıllarda uzay ve havacılık sanayisinin yüksek hızda gelişimi, istatistiksel enerji analizinin gelişmesinde ön ayak olmuştur. Özellikle roket denemelerinin arttığı bu dönemde, yüksek hızla atmosfer dışına hareket eden

roketlerde, nispeten normal hızlarda hareket eden hava araçlarında ihmal edilebilen orta ve yüksek frekansların oluşturduğu etkiler yeniden önem kazanmıştır. Ancak bu orta ve yüksek frekanslı tahriklere karşı bir cevap elde etmek klasik yöntemlerle çok uzun zamanlar alıyordu. Ayrıca teknolojinin ve kullanım ihtiyaçlarının gelişmesine paralel olarak bu araçların hızları ve büyüklükleri artmıştır. İstatistiksel enerji analizi yöntemi, orta ve yüksek frekanslarda enerjinin korunumu denklemlerinden yararlanarak hem hızlı, hem de tutarlı sonuçlar vermeye başlamıştır. 1970'li yıllardan itibaren yöntemin basit ve hızlı oluşu, sistemi düğümlere ayırma ve düğüm noktalarının yaptığı deplasmanın ölçümü gibi yavaş analizlere ihtiyaç duymaması gibi sebeplerle kullanımı daha da arttı. Ayrıca kompleks mühendislik yapılarının bilgisayarlı analizlerinde çok sayıda modun içinde olduğu frekanslarda yüksek maliyet ve efor gerektiren analiz cevaplarına çoğu zaman doğru ulaşılamaz ve sonuçların çoğu gereksizdir (Fahy, 1994a).

İstatistiksel enerji analizi yöntemi otomotivde yaygın bir kullanıma sahiptir. Motorlu kara taşıtlarındaki temel titreşim ve gürültü kaynağı içten yanmalı motorlardır. Bunun yanında, lastik gürültüsü ve dişli kutusunun gürültüsü de temel gürültü kaynakları arasındadır. Bu gürültünün içeride, yani yaşam hacminde bulunan insanlara ulaşmasında SEA yöntemi etkili bir analiz biçimidir. Bunun yanında raylı kara taşıtları, uçaklar, uzay araçları gibi sistemlerde etkin bir biçimde kullanılmaktadır.

3.2 İstatistiksel Enerji Analizinin Esasları

İstatistiksel enerji analizinde bir *sistem* kendisine ait daha alt ve küçük parçalara ayrılır. Bu sistemlerin her birine *alt sistem* adı verilir. Bunu basit bir örnekle açıklamak gerekirse, bir dikdörtgenler prizması bir sistem olarak tanımlanabilir. Bu dikdörtgenler prizmasını oluşturan 6 dikdörtgenin her biri birer alt sistemdir. Bu alt sistemler birbirine benzerdir. Bu dikdörtgenler prizmasına bir enerji girdisinin olduğunu düşünürsek, o enerji girdisinin bütün sistem üzerindeki etkisini tekil olarak incelemek yerine, sisteme ait alt sistemlerdeki etkilerinin tekil olarak incelenmesi daha kesin sonuçlar verir. İstatistiksel enerji analizi yönteminde mevcut bir sistem birbirine istatistiksel olarak benzeyen alt sistemlere ayrıldığında, karmaşık bir sistem daha parçalı, ama daha basit bir hale gelmiş olur. Sisteme bir enerji girdisi yapıldığında, titreşen alt sistemler arasında etkileşimler olur. İstatistiksel enerji

analizi, orta ve yüksek frekanslarda alt sistemlerde depolanan, sönümlenen ve bir sonraki alt sisteme aktarılan güç dengesine dayanan bir yöntemdir.

İki alt sistem arasındaki güç akışını göz önüne getirdiğimizde, karşımıza çıkan önemli parametreler, her bir alt sistemin sahip olduğu enerji, bulunulan frekans bandına ait merkez frekans ve iki alt sistemin birleşimi neticesinde ortaya çıkan kayıp faktörüdür. Aşağıdaki denklem (3.1)'de bu parametreler görsel olarak sunulmaktadır.

$$P_{ij} = \omega E_i \eta_{ij} - \omega E_j \eta_{ji} \text{ dir.} \qquad \textbf{(3.1)}$$

Bu eşitlikte;

P_{ij} = i alt sisteminden j alt sistemine aktarılan güç,

ω = Bulunulan frekans bandına ait merkez frekans,

E_i = i alt sisteminin sahip olduğu titreşim enerjisi,

E_j = j alt sisteminin sahip olduğu titreşim enerjisi,

η_{ij} = i alt sisteminden j alt sistemine geçişteki kayıp faktörü,

η_{ji} = j alt sisteminden i alt sistemine geçişteki kayıp faktörü.

Alt sistemler arasındaki kayıp faktörü önemli bir parametredir. Enerji dalgalarının geliş açısı ve etkileşen alt sistemlerin türleri (katı-katı ya da katı-akışkan) önemlidir.

Alt sistemler arasındaki enerji akışını titreşim modlarına bağlı olarak ele aldığımızda, bu durumu aşağıdaki denklem (3.2) ile şu şekilde ifade edebiliriz (Fahy, 1994b);

$$P_{ij} = \omega \, \eta_{ij} \, n_i \left(\frac{Ei}{ni} - \frac{Ej}{nj} \right) \text{ olur.} \qquad \textbf{(3.2)}$$

Bu eşitlikte;

ω = Bulunulan frekans bandına ait merkez frekans,

n_i = i alt sistemine ait modal yoğunluk,

E_i / n_i = i alt sistemine ait modal enerji

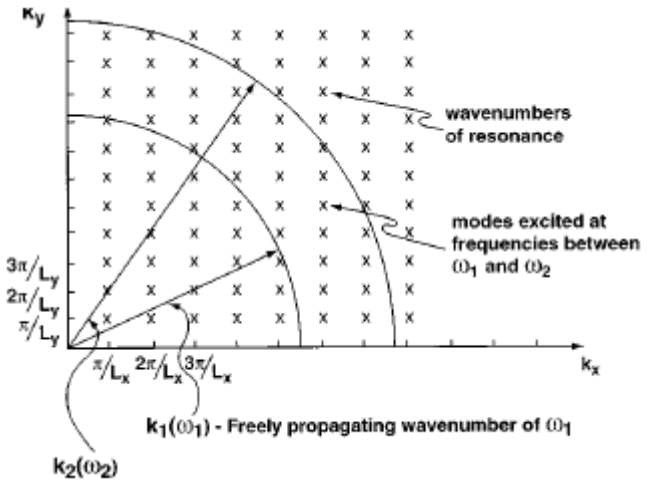
E_j / nj = j alt sistemine ait modal enerji

n_j = j alt sistemine ait modal yoğunluk.

Bir alt sistemdeki frekans bandının modlarının sayısı bandın genişliğine bölünürse, karşımıza çıkacak sonuç modal yoğunluktur. Alt sistemler arasındaki birleşim kayıp faktörü ile modal yoğunluk arasında aşağıdaki denklem (3.3) mevcuttur.

$$\eta_{ij}\, n_i = \eta_{ji}\, n_j \qquad \textbf{(3.3)}$$

İstatistiksel enerji analizi yönteminde, her frekans bandında bulunan mod sayısına modal yoğunluk adı verilir. w_1 ve w_2 frekansları arasındaki mod sayılarını bulmak, şu şekilde tasvir edilebilir. Bu bu iki frekans, yarıçapları birbirinden farklı olan daireler olarak düşünülürse, bu iki yarıçap arasında kalan alandaki mod sayıları kolaylıkla görülebilir. Bu, aşağıdaki şekilde şu şekilde açıklanabilir;

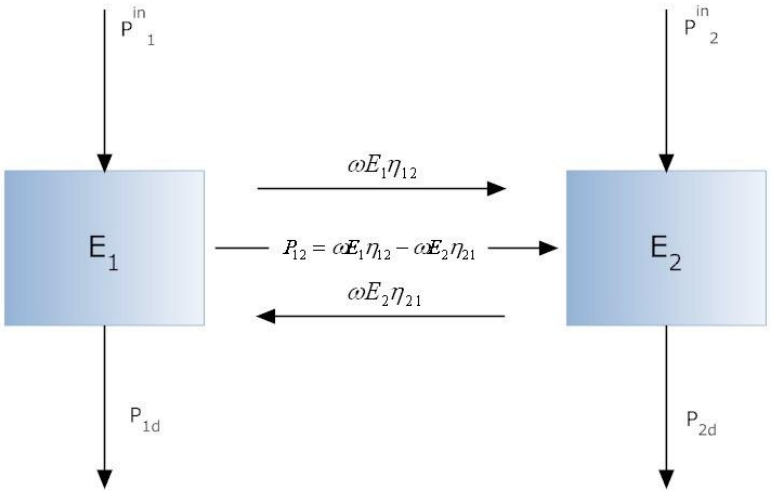


Şekil 3.1 : Mod sayıları ve frekans arasındaki ilişki.

Bu iki frekanstan (w1 ve w2) bir tanesi sıfıra eşit olursa, modal yoğunluk aşağıdaki denklem (3.4) te olduğu gibi ifade edilebilir;

$$n(\omega) = \frac{\partial N(\omega)}{\partial \omega}. \qquad \textbf{(3.4)}$$

İstatistiksel enerji analizi, önceki bölümlerde de sıkça bahsedildiği gibi alt sistemler arasındaki güç dengesi ile açıklanabilir. Bu yöntem ile yapılacak çalışmalarda, alt sistemlerine ayrılmış bir sistem ele alındığında, iki referans alt sistem arasında aşağıdaki şekilden yararlanılarak güç dengesi ve kaybolan güçler fark edilebilir. Bu durum aşağıdaki Şekil (3.2)'de görselleştirilebilir.



Şekil 3.2 : İ.E.A yönteminde iki alt sistem arasındaki güç dengesi.

Heckl ve Lewit (n.d.), çalışmalarında kayıp faktörlerini denklem (3.5) ve (3.6) de bu iki alt sistem için şu şekilde belirtmiştir;

$$P_{1d} = \omega E_1 \eta_{d1} \quad \textbf{(3.5)}$$

$$P_{2d} = \omega E_2 \eta_{d2} \quad \textbf{(3.6)}$$

η_{d1} = 1. alt sistemdeki kayıp faktörü (sönüm)

η_{d2} = 2. alt sistemdeki kayıp faktörü (sönüm)

E_1 = 1. alt sisteme ait titreşim enerjisi

E_2 = 2. alt sisteme ait titreşim enerjisi

ω = Frekans bandına ait merkez frekansı

Yukarıdaki eşitlikte alt sistemlerdeki kayıp güçlerin tanımlaması yapılmaktadır. Alt sistemlerin birbiri arasındaki güç akışları ise denklem (3.7) ve (3.8) şu şekildedir;

$$P_{12} = \omega\, \eta_{12}\, E_1 - \omega\, \eta_{21}\, E_2 \quad \textbf{(3.7)}$$

$$P_{21} = \omega\, \eta_{21}\, E_2 - \omega\, \eta_{12}\, E_1 \quad \textbf{(3.8)}$$

Bu eşitliklerde,

P_{12} = 1. alt sistemden çıkan, 2. alt sisteme geçen güç akışı

P_{21} = 2. alt sistemden çıkan, 1. alt sisteme geçen güç akışı

olarak tanımlanabilir.

Bu denklemlerden de anlaşılacağı üzere, bir alt sisteme giren güç, o alt sistemden diğerine aktarılan güç ile alt sistemde sönümlenen gücün toplamına eşittir. Bu durum, aşağıdaki denklem (3.9) ve (3.10)'daki şekilde tanımlanabilir.

$$P^{in}_1 = P_{1d} + P_{12} \quad \textbf{(3.9)}$$

$$P^{in}_1 = \omega\, \eta_{d1}\, E_1 + \omega\, \eta_{12}\, E_1 - \omega\, \eta_{21}\, E_2 \quad \textbf{(3.10)}$$

olur. Burada,

P^{in}_1 = 1. alt sisteme giren güç

Aynı şekilde bu durumu ikinci alt sistem için düşünülürse denklem (3.11) ve (3.12)

$$P^{in}_2 = P_{2d} + P_{21} \quad \textbf{(3.11)}$$

$$P^{in}_2 = \omega\, \eta_{d2}\, E_2 + \omega\, \eta_{21}\, E_2 - \omega\, \eta_{12}\, E_1 \quad \textbf{(3.12)}$$

olur.

Burada,

P^{in}_2 = 2. alt sisteme giren güç

olarak anlaşılabilir. Birden fazla alt sistemin oluşturduğu sistemlerde bu eşitliklerden birbiriyle ilişkili olan bütün alt sistemler için faydalanılabilir.

3.2.1 İstatistiksel enerji analizi yönteminin artıları ve eksileri

Düşük frekanslı çalışma bölgelerinde dalga boyları büyüktür. Sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan çözümlemelerde düşük frekanslı alışma bölgelerinde her bir titreşim moduna göre çözümleme yapılabilir. Yüksek frekanslı çalışma bölgelerinde ise düşük dalga boylu dalgalar söz konusudur.

Gürültü ile alakalı sorunlarda orta ve yüksek frekans bandındaki aralık son derece geniştir. Geniş frekans aralığı, mod sayılarındaki artışı işaret eder. Bu, aynı zamanda daha fazla mod sayısı anlamına gelir.

İstatistiksel enerji analizi yöntemi, temel enerji giriş çıkış eşitliklerinden yararlanır. Sistemin kendisi karmaşık ve komplike olsa bile, bütün sistemi alt sistemlere ayırıp bu alt sistemlerde temel enerji giriş, çıkış ve kayıp eşitliğinden faydalandığı için isabetli bir yaklaşım olarak öne çıkar.

Sonlu elemanlar analizi yöntemi (F.E.A-Finite Element Analysis) ve sınır elemanları analizi yöntemi (B.E.M-Boundary Elements Method) düşük frekanslardaki çalışma bölgelerinde kullanılırken, mod sayılarının daha fazla olduğu; yani orta ve yüksek frekanslı bölgelerde İ.E.A yöntemi daha etkilidir. Orta ve yüksek frekanslı bölgelerde eğer F.E.A ya da B.E.M yöntemi tercih edilseydi, fiziksel yapının meshlenmesi sonucu oluşacak düğüm noktası sayısı fazla olacağından, analiz süresi çok uzun bir süre alabilirdi.

Özetle, düşük mod sayılarının olduğu düşük frekans bölgelerinde sonlu elemanlar analizi yöntemi ve/veya sınır elemanları metodu ile yapılacak çözümler daha isabetli sonuçlar verirken, yüksek mod sayılarının olduğu, orta ve yüksek frekans bölgelerinde ise istatistiksel enerji analizi yöntemi alt sistemler arasındaki enerji akışı prensibine dayandığından, daha az zaman alacak ve daha isabetli sonuçlar verecektir. İstatistiksel enerji analizinin bir diğer dezavantajı ise yüksek order'lara sahip sistemlerde –çok sorun teşkil etmese de- yöntemin "istatistiksel" özelliğinden ötürü sonuçlarda bir miktar kararsızlık payı bulunabilir (Lyon, 1975)

3.2.2 Tez çalışmasında kullanılan yazılım hakkında bilgi

Tez çalışmasında temel analiz metodu olan istatistiksel enerji analizi yöntemi, sistemleri oluşturan alt sistemler arasındaki enerji akışını temel alır. Tez çalışmasında kullanılan VaOne 2010.5 programı, ESI firması tarafından piyasaya sürülen bir ticari yazılımdır. Bu yazılımın seçilmesinin en önemli nedeni, ara yüzünün basit ve kullanıcı dostu olmasıdır. Diğer bir özelliği ise çok çeşitli üç boyutlu çizim ve analiz programlarına ait üç boyutlu çizim dosyalarının çeşitli dosya uzantılarına uyumlu olup, *import* özelliği ile analiz için hazır olarak programın içine atma yeteneğidir. Analizlerde kullanılan 2010.5 versiyonu, piyasada şu an yaygın olarak kullanılan 2012 ve 2013 versiyonları ile yapısal olarak büyük bir fark taşımadığından tercih edilmiştir. Kapsamlı bir program olan VaOne 2010.5 'in ufak dezavantajları ise, programın kurulumu esnasında karşılaşılan zorluklar ve grafiksel çözümleme motorunun, farklı senaryolarda elde edilen verileri üst üste bindirerek karşılaştırma konusunda yaşanan bazı eksikliklerdir.

4. BİR ŞEHİR İÇİ ULAŞIM OTOBÜSÜNDE MOTOR GÜRÜLTÜSÜ KAYNAKLI TİTREŞİMİN YAŞAM HACMİNDE YAYILIMI

Şehir içi ulaşımda kullanılan otobüsler teknolojinin ilerlemesiyle daha fazla konfor özelliğine kavuşmuştur. Genellikle dizel motorlarıyla tahrik edilen bu araçlarda başlıca rahatsızlık verici unsur motor gürültüsüdür. Bu bağlamda, aracın tasarım aşamasında, araç hareketli ve hareketsiz iken belirli güç değerleri üreten motorların gürültüsünün yolcuların bulunduğu yaşam hacmi içerisindeki dağılımı ve yayılımı tahmin edilmelidir. Gürültünün önlenmesi konusunda mühendislik açısından atılacak ilk adım, her zaman için gürültüyü kaynağında engellemektir. Yani gürültü düzeyi, öncelikle kaynağı olan motorda azaltılmalıdır. Bu, motorda yeni enjeksiyon teknolojilerinin ortaya çıkmasıyla, hareketli parçaların (kasnak, tahrik kayışı vb.) daha homojen ve gürültüsüz rotasyon hareketi ile mümkün olabilir. Ancak dört zamanlı bir motorun belirli bir gürültü düzeyinin altında çalışması mümkün değildir. Üstelik dizel motorlar söz konusu olduğunda, benzinli motorlara göre daha yüksek sıkıştırma oranları düşünüldüğünde, bu makinalar her zaman bir gürültü üreteci olarak düşünülebilir.

Gürültü düzeyinin azaltılmasında, kaynağında alınan önlemler yeterli değilse alınması gereken önlemler gürültünün yayılma sahasında olmalıdır. Bir şehir içi ulaşım otobüsünde, aracın hareket etmediği durum düşünüldüğünde, başlıca gürültü kaynağı olan aracın arkasında yerleşmiş olan motor gürültüsü bütün yaşam hacmine dağılır. Kalabalık bir yaşam hacmi düşünüldüğünde, bu alanda bulunan herkes, motor gürültüsünden etkilenecektir. Bu bölümde, sadece arkadaki hacmine yerleştirilmiş dört zamanlı bir dizel motorun başlıca gürültü kaynağı olduğu, hareket halinde olmayan bir şehir içi ulaşım otobüsünde, motor kompartımanı ve yaşam hacminde gürültünün yayılımı ve alınacak önlemlerle gürültü düzeyinin azaltılması incelenecektir. Aşağıdaki Çizelge (4.1), incelenecek referans otobüse ait teknik özellikler verilmektedir.

Çizelge 4.1 : Taşıtın teknik özellikleri

Uzunluk	12000 mm.
Genişlik	2540 mm.
Aks aralığı	5900 mm.
İz genişliği (ön aks)	2120 mm.
İz genişliği (arka aks)	1804 mm.
Yükseklik	3225 mm.
Motor gücü	216 kW (290 hp)
Ağırlık (azami)	18000 kg.
Maksimum hız	100 km/h

Çalışmada asıl olarak incelenecek kısım, otobüsün iç tarafında bulunan yaşam hacmidir. Otobüsün yaşam hacmine ait boyutsal özellikler ise, bir sonraki Çizelge (4.2) şu şekilde oluşturulabilir.

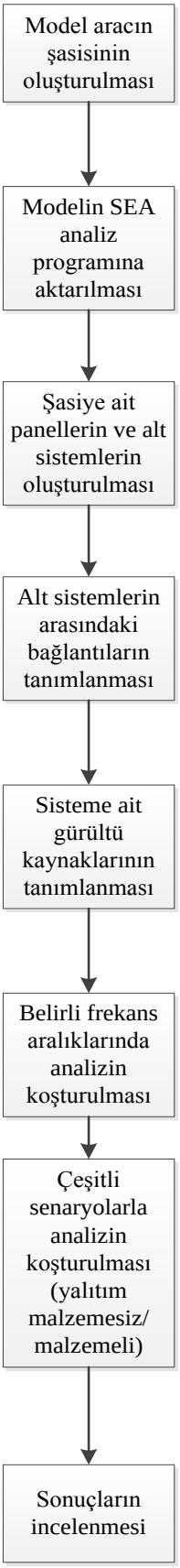
Çizelge 4.2 : Taşıtın yaşam hacmine ait teknik özellikler

Uzunluk	11000 mm.
Genişlik	1900 mm.
Yükseklik	2400 mm.

Bu otobüste yapılan gürültü analizinde izlenen yollar adım adım aşağıdaki Şekil (4.1)'de gösterilmiştir. Bu tez çalışmasının bir proje yönetimi şeklinde ele alındığı düşünülürse, bu tez çalışmasının önce planlama adımları sonrasında ise uygulama adımları hayata geçirilmiştir.

Tez çalışmasında elde edilen sonuçların ve metriklerin kontrolü için gerçek şehir içi ulaşım otobüslerinin gürültü ve akustik testlerinden elde edilen sonuçlar irdelenmiş ve analiz programından elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak birbirileriyle uyumlu ve paralel olmaları kontrol edilmiştir.

Son aşamada ise çıkan sonuçlar irdelenerek düşük, orta ve yüksek frekanslarda her akustik kavitede beklenen gürültü ve ses basınç düzeylerinin elde edildiği görülmüştür, bu şekilde tez çalışmasının sonuna gelinerek kapanış hazırlanmıştır. Analiz aşamasında kullanılan yazılımın hem yalıtımlı hem de yalıtımsız durumda isabetli sonuçlar verdiği, gerçek şehir içi ulaşım otobüslerinde yapılmış olan önceki çalışmalar ile karşılaştırılarak kanıtlanmıştır. Şekil 4.1, bu adımların ve yapılan çalışmaların kısa bir özeti olarak kabul edilebilir.

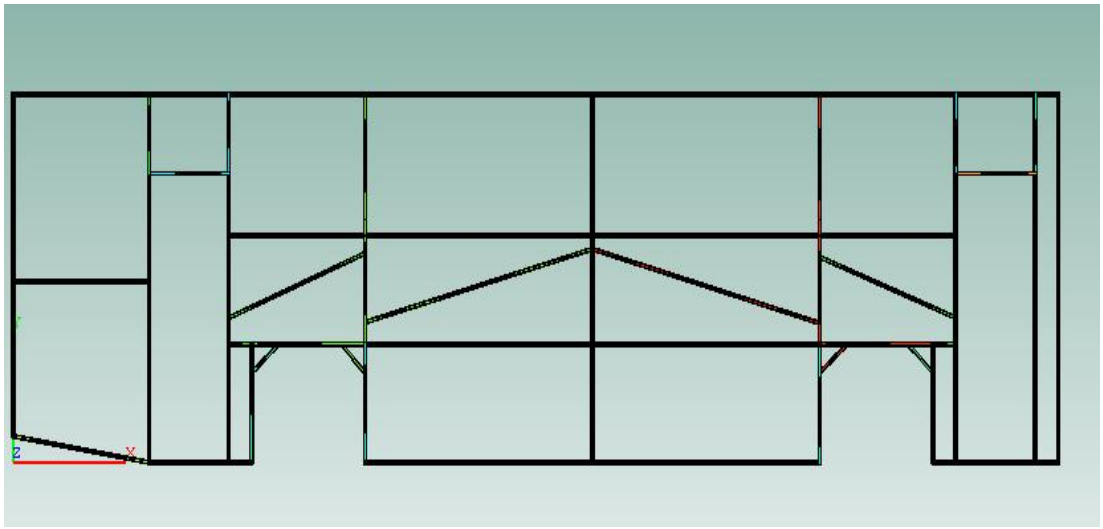


Şekil 4.1 : İ.E.A yöntemiyle yapılan çalışmanın akış şeması

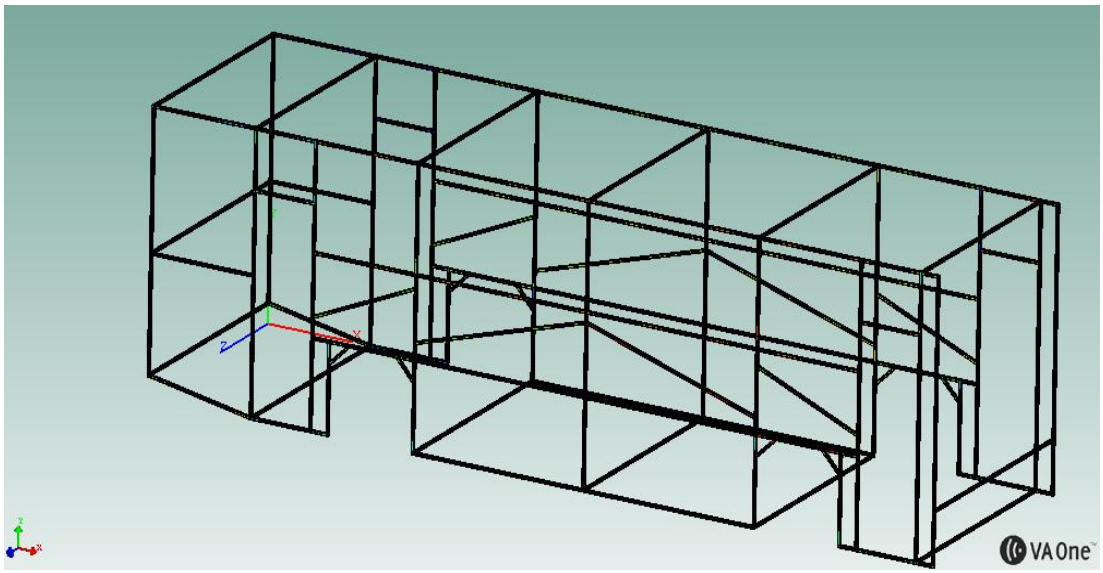
4.1 Model Aracın Gövdesinin Oluşturulması ve Analiz Programına Gömülmesi

Gürültü analizinde incelenecek şehir içi ulaşım otobüsünün, analizi sağlayacak yazılımda (VaOne 2010.5) üç boyutlu çizimlerini yapmak, program tasarım yönünden çok da kolay değildir. Bu bağlamda, incelenecek olan otobüs gövdesine ait paneller ilk olarak VaOne 2010.5 programına ait panel modelleme modülü kullanılarak oluşturulmuştur.

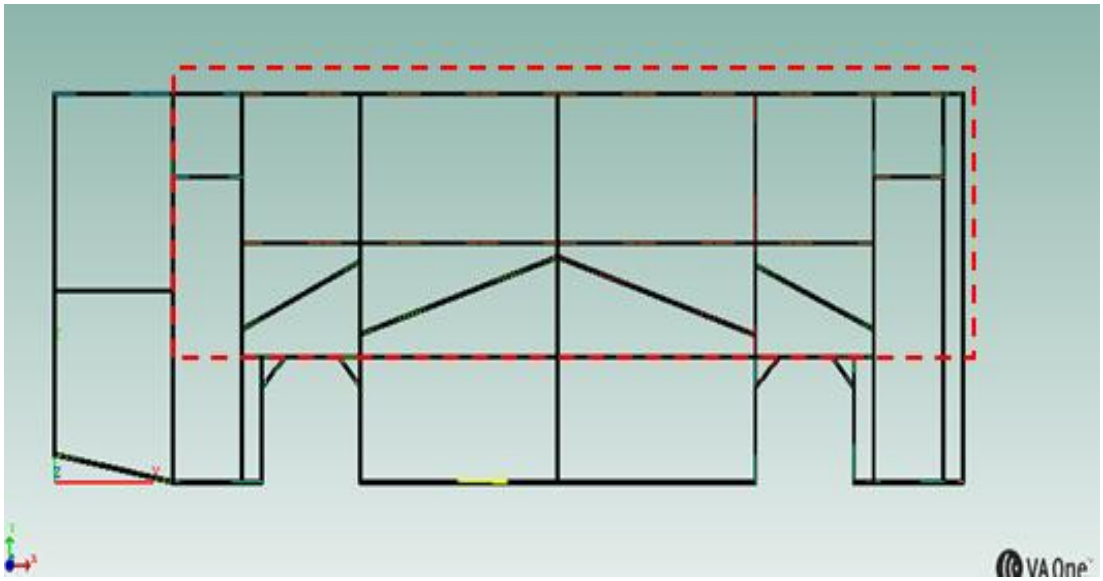
Bu programda, öncelikle otobüse şasisinin üzerine kaplanan eşdeğer uzunluklara sahip panellerin modellenmesine başlanmıştır. Bu adımda, otobüs gövdesine ait alaşım paneller basitleştirme kullanılarak modellenmiştir. Ancak bu basitleştirme adımlarında dikkat edilen hususlar, sonuçların gerçeğe en yakın şekilde olması ve analiz esnasında bu basitleştirmelerin elde edilecek sonuçları etkilememesi olmuştur. Başta orta ve yüksek frekans aralıklarında kesine yakın sonuçlar elde etmek amacıyla mümkün olduğunca büyük alaşım paneller tasarlanmış ve otobüs gövdesi oluşturulmaya başlanmıştır. Bu elemanların oluşturulması, SolidWorks 2008 yazılımında yapılmıştır. Sonrasında, *.igs* dosya formatı uzantısında VaONe 2010.5 'in içine atılmıştır. Aşağıdaki şekilde, ilk olarak otobüs şasisine ait elemanların bir görünümü sergilenmiştir.



Şekil 4.2 : Şehir içi ulaşım otobüsüne ait şasi elemanları.



Şekil 4.3 : Şasinin izometrik görünümü.



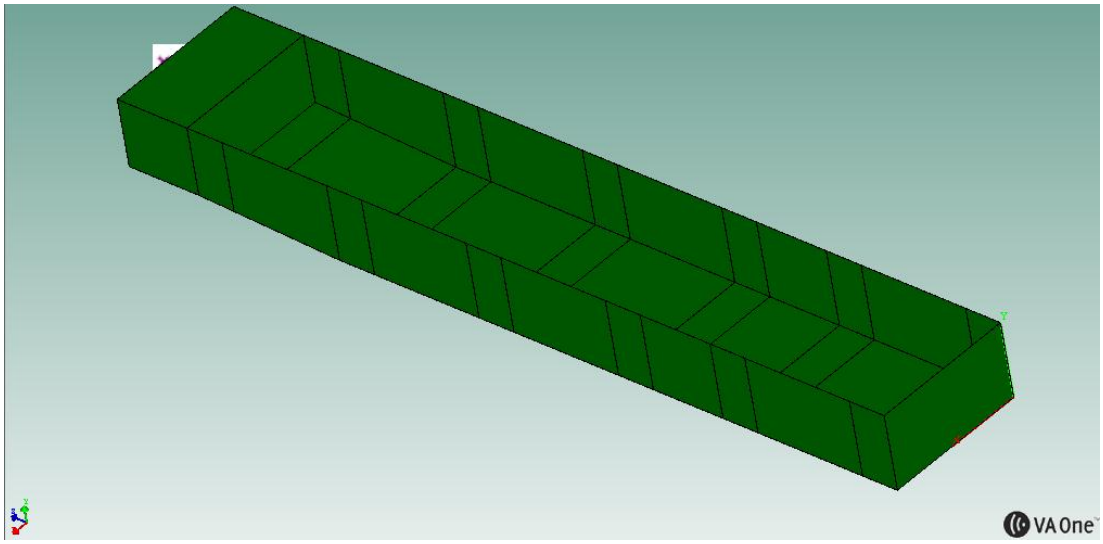
Şekil 4.4 : Otobüse ait yaşam hacminin şasi modeli üzerinden gösterimi.

Şekil 4.4'ten de anlaşılabileceği üzere, gürültü analizlerinin yapılacağı yaşam hacmi, otobüsün tekerlek ve bagaj kompartımanının üst bölümünde kalan, yolcuların ayakta ve oturarak seyahat ettiği kısımdır. Dizel motorun yerleştirildiği arka kompartıman, yaşam hacmine dahil olmasa bile, yapılacak analizlerde gerekli olduğundan, alt sistemlerin oluşturulmaya başlandığı bölümde, bu kompartıman da görülecektir.

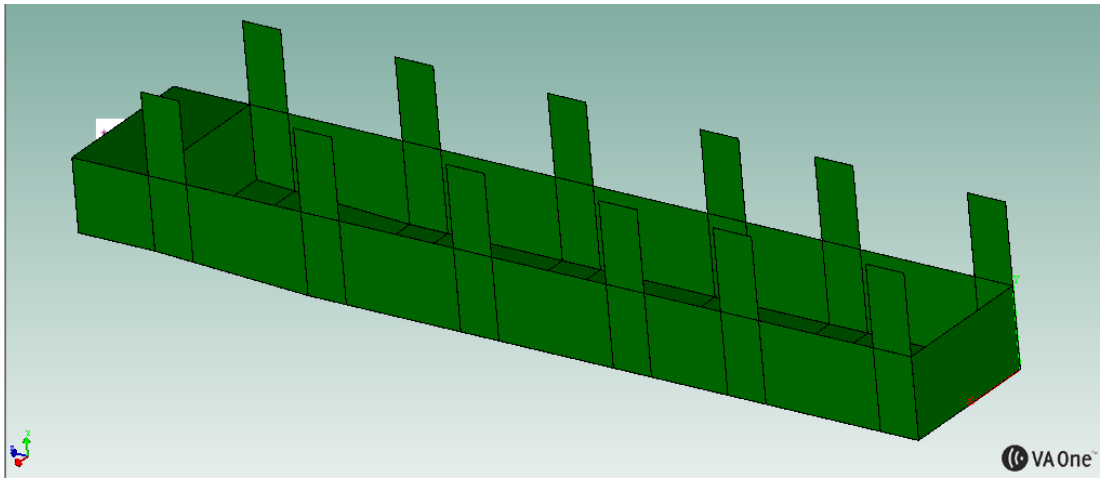
4.2 Şasiye Ait Panellerin ve Alt Sistemlerin Oluşturulması

SolidWorks programı ile modellenen ve VaOne programına analiz için aktarılan şasi modelinin yaşam hacmi kısmı (bkz. Şekil 4.3) artık alaşım paneller ile kaplanarak gerçek gövde oluşturulmaya başlanmıştır. Otobüs gövdesi alaşım levhalarla kaplanırken dikkat edilen bir diğer husus, gövdedeki metalik olmayan parçalardır. Bunlar, camlardır. Otobüsün yaşam hacmini kaplayan ön ve yan yüzeylerde büyük boyutlarda birkaç sıra cam vardır. Aşağıda yer alan şekillerde (bkz. şekil 4.4, şekil 4.5 ve şekil 4.6) de belirtileceği gibi, alaşım levhalar yeşil renkte, camlar ise mavi renkler ile simule edilmiştir. Bütün gövdenin metalik panellerle kaplanması yerine camların da simule edilmesi, farklı materyal davranışlarının analize olan etkisinin incelenmesi ve modelin mümkün olduğunca gerçeğe yakın olması nedeniyle önemlidir.

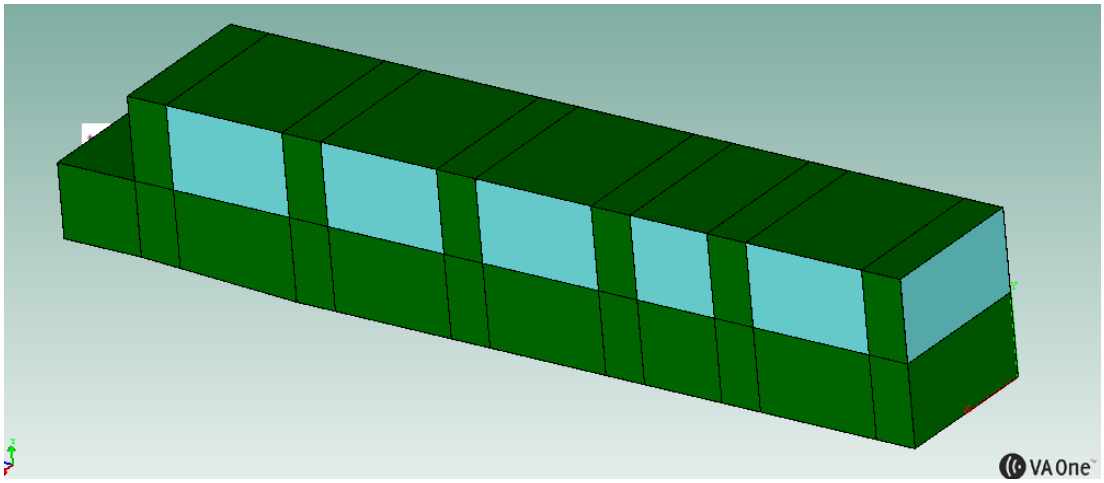
İstatistiksel enerji analizi yöntemine göre sistem, yalnızca kendini oluşturan katı, yapısal alt sistemlerden oluşmaz. Bu elemanlar arasında bulunan akışkanlar da bir alt sistemdir. Örneğin, silindirik bir su deposu sistem olarak düşünüldüğünde, hem kendisini oluşturan levhalar, hem de içinde bulunan hava, su ya da her iki akışkan da birer alt sistemdir. Analiz çalışması yapılan şehir içi ulaşım otobüsünde de yaşam hacmi ve motor kompartımanı içinde bulunan hava da bir alt sistemdir.



Şekil 4.5 : Otobüsün motor kompartımanı yaşam hacminin tabanı, ve yan levhalar.



Şekil 4.6 : Motor kompartımanı, yaşam hacmi tabanı, yan levhalar ve dikme levhalar



Şekil 4.7 : Motor kompartımanı ve otobüs yaşam hacminin komple görünüşü.

Model istatistiksel enerji analizi prensiplerine göre oluşturulduğunda, titreşim enerjisi hem alaşım levhaların birbiri arasında, hem de levhalardan akustik kavite(lere) doğru aktarılır. Bu modelde akustik kavite, kuşkusuz, yaşam hacminin içini dolduran atmosferik havadır. Dolayısıyla modelde tanımlanacak bütün akışkanlar da birer alt sistemdir.

Analiz için kullanılan yazılım VaOne, geniş bir malzeme kütüphanesine sahiptir. Bu kütüphanenin yanında, yazılım kendisine yeni malzeme tanıtımlarına da izin verir. Otobüs gövdesini oluşturan ana levhalar alüminyum alaşımdan tasarlanmış, bir diğer alt sistem grubu olan camlar, malzeme kütüphanesindeki cam malzeme özellikleri kullanılarak sisteme tanıtılmıştır.

Bir sonraki çizelgede, analizi yapılan şehir içi ulaşım otobüsünün alaşım ve cam panellerine ait malzeme özellikleri verilmiştir. Alüminyum ve cam malzemelerin karakteristik özellikleri, yazılımın malzeme kütüphanesinden alınmıştır. Levhaların kalınlıkları ise gerçeğe uygun bir biçimde yazılıma tanıtılmıştır.

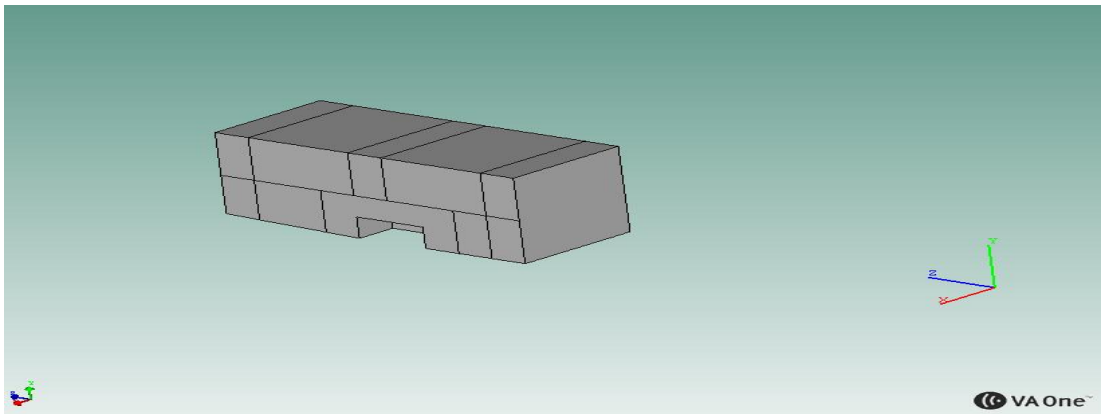
Çizelge 4.3 : Kullanılan panel malzemelerinin fiziksel özellikleri.

	Alüminyum alaşımı (7075)	Temper Cam
Yoğunluk (ρ)	2800 kg/m^3	2300 kg/m^3
Çekme gerilme modülü (E)	7,2 x 10^{10} Pa	6,2 x 10^{10} Pa
Kayma gerilme modülü (G)	2,7 x 10^{10} Pa	2,5 x 10^{10} Pa
Poisson oranı (ν)	0,333	0,24

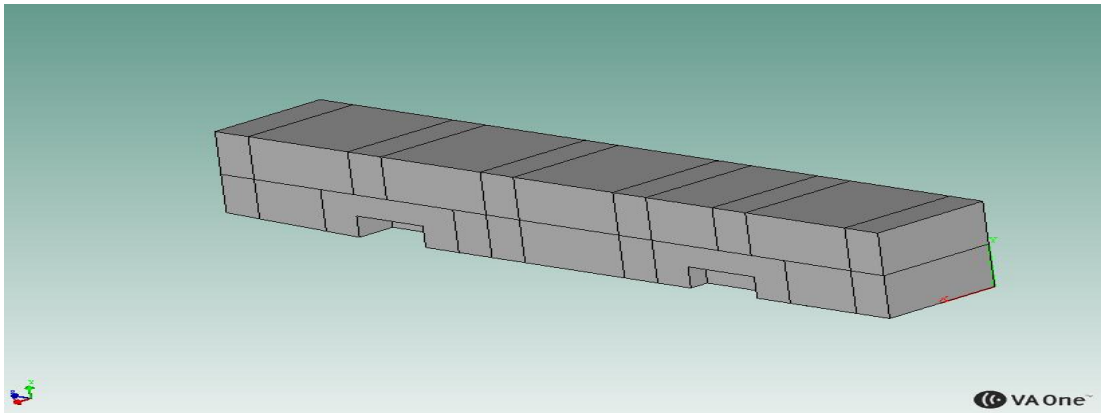
Yaşam hacminin içini atmosferik hava, sisteme akustik kavite olarak bir alt sistem şeklinde tanıtılmıştır. Analiz çalışması esnasında, 12 metrelik uzunluğa sahip otobüsün yaşam hacminin akustik kavitesi, tek parça olması yerine çok parçalı şekilde tasarlanmıştır. Bunun sebebi, analiz esnasında yazılımın tek bir akustik kavite için incelene frekansa bağlı olarak tek bir ortalama ses düzeyi (dB. cinsinden) vermesidir. Bunun yanında, tez çalışmasının bir diğer gereksinimi olarak otobüsün yaşam hacminde motor bölümünden ne kadar uzakta hangi düzeyde bir gürültü olduğu görülmek istenmiştir. Bir diğer taraftan akustik kavitenin çok daha fazla parçaya bölünmesi teorik olarak mümkünken, pratikte yazılımın analiz süresini uzatacağı için her bir metalik ya da cam panelin genişliği boyunca tasarlanmış akustik kavite parçaları uygun olarak seçilmiştir. Şekil 4.7 ve 4.8 de bu akustik kavitelerin yerleşimi görülmektedir.



Şekil 4.8 : Motor kompartımanına ait akustik kavite.

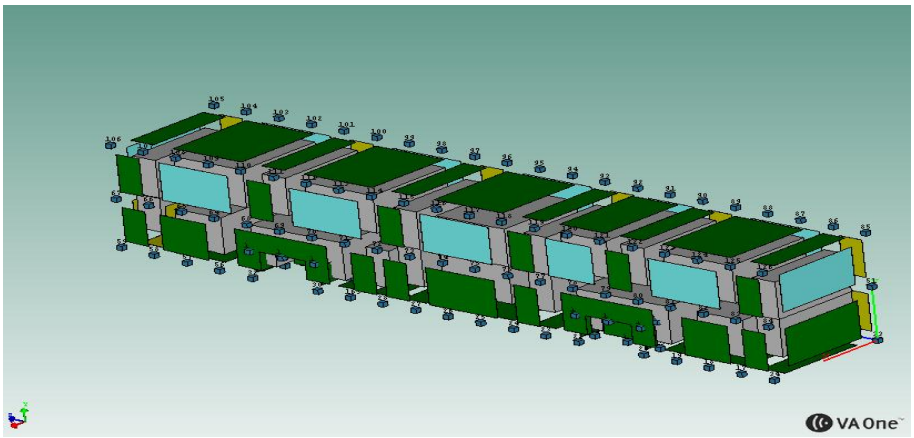


Şekil 4.9 : Motor kompartımanı ve otobüsün arka kısımlarına ait akustik kaviteler.



Şekil 4.10 : Otobüsün yaşam hacmine ait bütün akustik kaviteler (toplam 11 parça).

Otobüsün yaşam hacmi bir sistem olarak düşünüldüğünde, modelleme esnasında toplamda 75 adet alüminyum alaşım ve cam panel (yeşil ve cam renginde), ayrıca 11 adet akustik kavite (gri renkte) alt sistem tasarlanmış ve analiz programına tanıtılmıştır. Aşağıdaki şekil 4.10'da istatistiksel enerji analizi yöntemiyle sonuç veren VaOne programına tanıtılmış bütün alt sistemler görülebilmektedir.

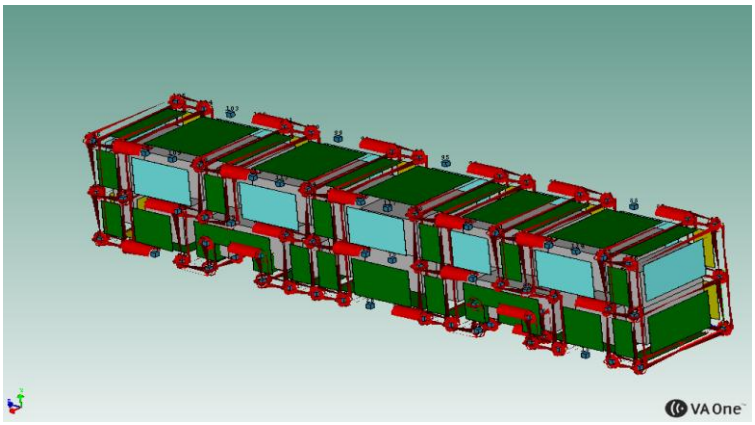


Şekil 4.11 : Otobüsün yaşam hacmine ait bütün alt sistemler (toplam 89 parça).

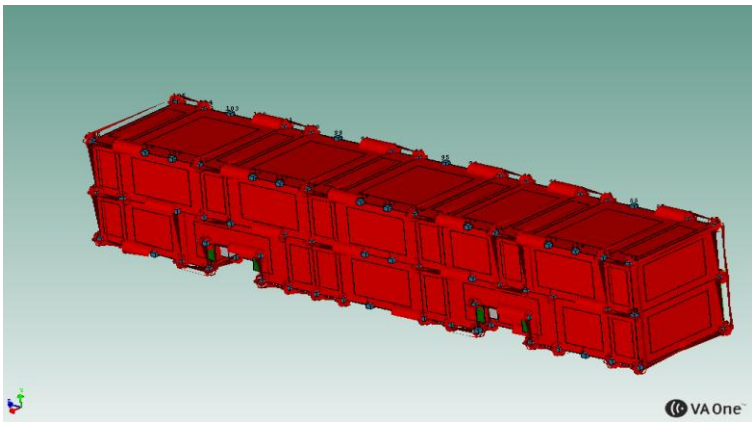
4.3 Alt Sistemler Arasındaki Bağlantıların Tanımlanması

İstatistiksel enerji analizi ile çözümlenecek bir sistem, alt sistemlerden oluşur. Bu alt sistemler tanımlandıktan sonra, bunların aralarındaki bağlantıların oluşturulması gerekmektedir. Çünkü bu bağlantılar sayesinde bir alt sistemden diğerine geçen gücün tanımlaması yapılabilir. Bir önceki bölümde istatistiksel enerji analizi yönteminin tanımlanmasında da bahsedildiği gibi, bir alt sisteme giren güç, o alt sistemde sönümlenen güç ve diğer alt sisteme/sistemlere aktarılan gücün toplamına eşittir.

Bu çalışmada akustik analiz için faydalanılan VaOne 2010.5 yazılım programı, alt sistemleri üç boyutlu koordinat ekseninde oluşturulacak koordinat noktalarının arasında tanımlar. Sonrasında, alt sistemler arasındaki bağlantıları gereğine göre noktasal, çizgisel ya da düzlemsel olarak oluşturabilir. Aşağıdaki şekil 4.11'de yazılımın oluşturduğu alt sistemler arasındaki çizgisel bağlantılar ve kırmız renkte görülebilmektedir.



Şekil 4.12 : Çizgisel bağlantılar.



Şekil 4.13 : Düzlemsel bağlantılar.

4.4 Sisteme Ait Gürültü Kaynaklarının Tanımlanması

Bir motorlu kara taşıtında çok sayıda titreşim ve gürültü kaynağı mevcuttur. Bu kaynaklar boyutlarına ve çalışma koşullarına göre farklı frekanslarda ve farklı düzeylerde gürültü oluştururlar. Şehir içi ulaşımda kullanılan 12 metrelik bir standart otobüste başlıca gürültü kaynağı tahrik makinası olan dizel motordur. Bunun yanında, seyir halindeki vasıtada motor gürültüsünün yanında tekerlek gürültüsü de önemli bir değer teşkil eder. Hareket halindeki bir taşıt ile yapılan yolculuk esnasında içinde bulunulan yaşam hacmine gelen / gelebilecek gürültülerin kaynakları şu şekilde olabilir:

- Motor gürültüsü
- Lastik gürültüsü
- Dişli kutusu ve aktarma organları gürültüsü
- Egzoz gürültüsü
- Havalandırma / iklimlendirme gürültüsü
- Aerodinamik sürtünme gürültüsü
- Fren gürültüsü

Belirtilen bu gürültü kaynaklarının oluşturduğu gürültüler her durumda devreye girmeyebilir. Örneğin, fren gürültüsü ancak belirli durumlarda ve düzeylerde ortaya çıkabilir. Ya da bu gürültü kaynaklarının oluşturabileceği anlık gürültü düzeyleri, diğerlerinin önüne geçebilir. Örnek olarak belirli hızlarda aerodinamik sürtünme gürültüsü diğer kaynakların oluşturduğu gürültülerin önüne geçebilir. Ancak yapılacak analizlerin doğru sonuçlar verilebilmesi için en azından kararlı gürültü kaynaklarına ihtiyaç vardır. Aynı zamanda, yapılan tez çalışmasında belirli bir markaya ait bir modelin analizi değil, özgün bir tasarımın analizi yapılmaktadır. Bu yüzden motor aktarma organları yerleştirilmeyecektir. Lastik ve aerodinamik gürültüleri de kararsız gürültüler olduğundan, sadece motor gürültüsü sisteme tanımlanacak ve analizde incelenecektir. Bir sonraki bölümde, gürültü analizi için otobüsün yaşam hacminin en arkasına, gerçeğe uygun şekilde yerleştirilecek motorun bazı teknik özellikleri ve belirli frekanslardaki gürültü düzeyleri incelenecektir.

4.4.1 Motora ait teknik özellikler ve gürültü düzeyi özellikleri

Analizde, şehir içi ulaşım otobüsünü tahrik eden ana makine olan dizel motora ait teknik özellikler ve ses düzeyinin frekansa bağlı spektrumu aşağıdaki Çizelge 4.4 ve Çizelge 4.5'te gösterilmiştir. Çizelge 4.4, gerçek hayatta kullanılan eşdeğerleriyle uyumlu bir motor haritasına sahip 290 hP. 'lik (yaklaşık 216 kW.) gücündeki bir dizel motora aittir.

Çizelge 4.4 : Dizel motora ait teknik özellikler.

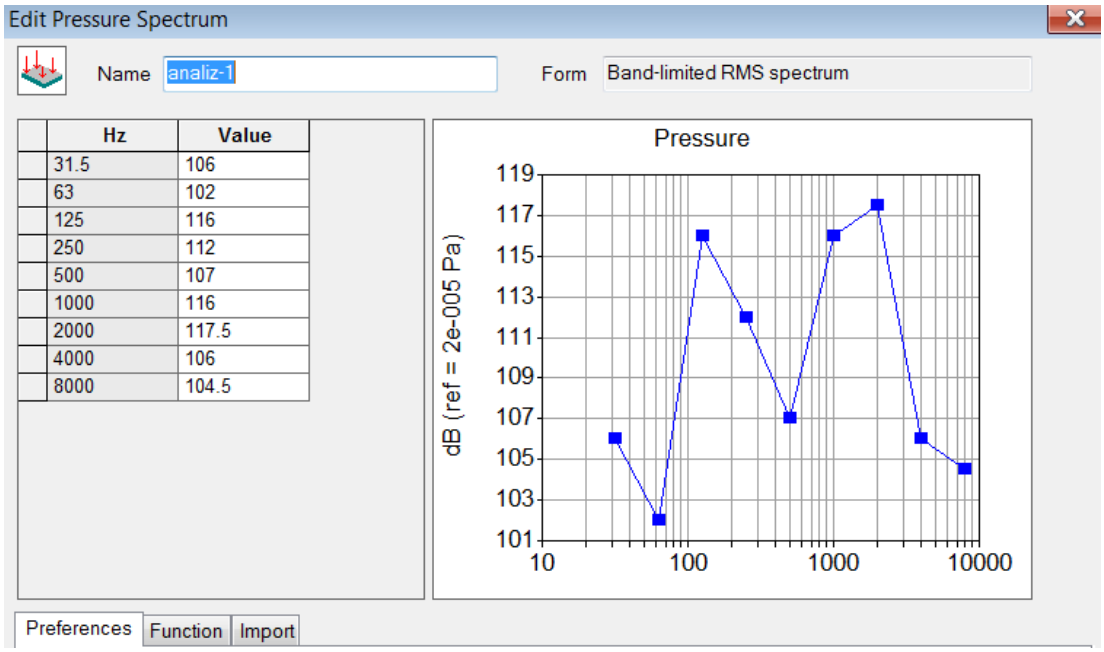
Motor hacmi	7150 cc.
Azami güç	290 HP (2100 rpm.)
Azami tork	1200 Nm. (1050-1650 rpm.)
Silindir sayısı	6

Bir sonraki çizelgede bu motora ait gürültü düzeyi değerleri belirtilmiştir.

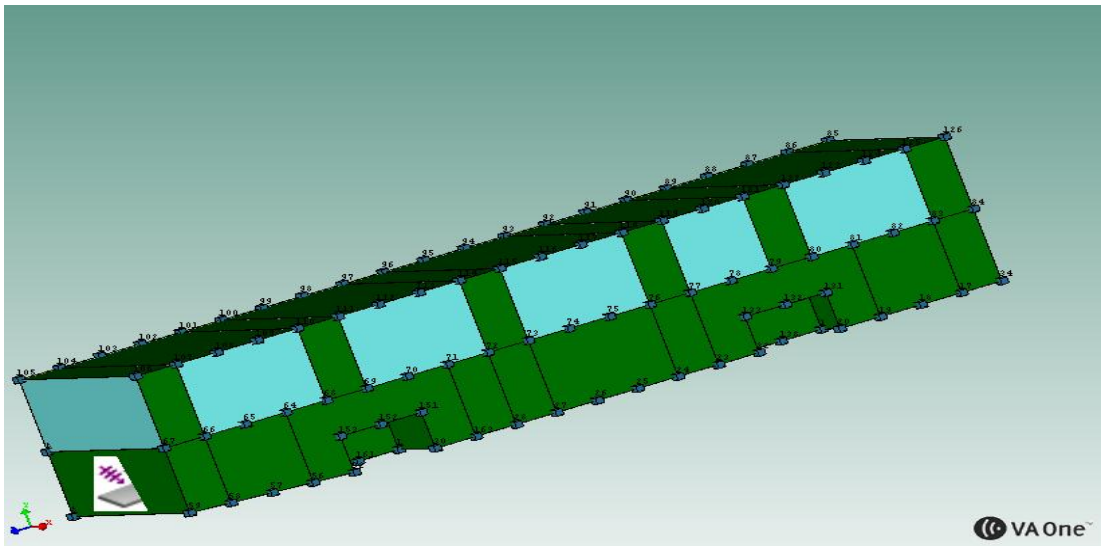
Çizelge 4.5 : Frekansa bağlı ses düzeyi değerleri (referans: $2x10^{-5}$ Pa).

Frekans (Hz.)	Ses düzeyi (dB.)
31,5	106
63	102
125	116
250	112
500	107
1000	116
2000	117,5
4000	106
8000	104,5

Ses düzeyi değerlerinin frekans değerlerine göre dağılımı VaOne 2010.5 yazılımına *diffuse acoustic field* komutuyla motor kompartımanına ait akustik kaviteye eklenmiştir. Bu adım, analiz için en önemli kısımdır. Böylelikle, ana tahrik unsuru olan motor sisteme tanıtılmış olur. Şekil 4.13'te frekansa ait bu değerlerin programa tanıtılmasına ait bir ekran çıktısı gösterilmiştir. Şekil 4.14'te ise motor kompartımanına ait akustik kaviteye (gri renkli) bu *diffuse acoustic field* komutu girilmiş ve motor gürültüsü modellenmiştir (beyaz karecik).



Şekil 4.14 : Frekans – ses düzeyi dağılımının yazılıma manuel olarak tanıtılması.

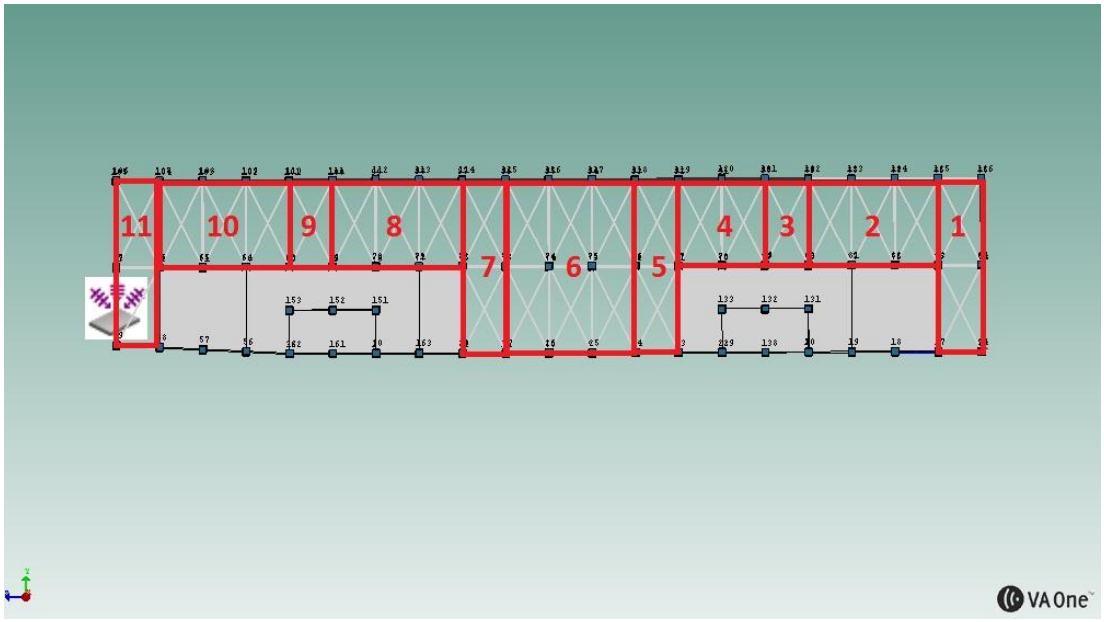


Şekil 4.15 : Motora ait akustike kavite (gri) ve motor gürültüsü girdisi (beyaz karecik).

4.5 Motor Gürültüsünün Yaşam Hacmi İçinde Yayılımının Analizi

Bu tez çalışmasında şehir içi ulaşımda kullanılan 12 metre uzunluğundaki standart ölçülerde ve gerçek muadilleriyle örtüşen bir şehir içi ulaşım otobüsünün arka kısmına motoru yerleştirildikten sonra, çeşitli senaryolarda kabin içi gürültü yayılımı ve düzeyi incelenmektedir. Önceki bölümlerde de anlatıldığı gibi, otobüsün yaşam hacmini ve motor kompartımanını temsil eden toplam 11 akustik kavite mevcuttur. Aşağıdaki şekil 4.15'te bu akustik kaviteler numaralarıyla birlikte gösterilmiştir. Yapılacak analizlerde denenecek senaryolar, öncelikle otobüs yaşam hacmi içinde ve

motor kompartımanında hiçbir akustik yalıtım önlemi alınmadan başlayacak, sonrasında sırayla motor kompartımanına ve/veya otobüs yaşam hacmini oluşturan panellere akustik yalıtım önlemleri eklenmesiyle devam edecektir.



Şekil 4.16 : Yaşam hacmi ve motor kompartımanını oluşturan on bir akustik kavite.

Şekil (4.16)'da numaralandırılmış toplam on bir akustik kaviteden 1, 5, 6, 7 ve 11.kaviteler diğerlerine göre daha büyük hacimlidir. Bunun sebebi, gerçek şehir içi ulaşım otobüslerinde bu bölgelerde yolcu biniş-iniş kapılarının olması, dolayısıyla bu bölümlerin hacminin diğer bölümlere kıyasla daha geniş olmasıdır.

4.5.1 Hiçbir akustik önlemin olmadığı durumun analizi

Yapılan ilk analizde, hem motor kompartımanında, hem de otobüsün yaşam hacmini oluşturan panellerde herhangi bir akustik yalıtım önleminin olmadığı durum incelenmiştir. Bu analiz, aracın arkasındaki motor kompartımanına motor yerleştirildikten sonra 1/3 oktav bandında 31,5-8000 Hz. frekans aralığında koşturulmuştur. Elde edilen sonuçlar, toplam on bir adet akustik kavite içinde bu frekans aralığında elde edilen ses basınç düzeylerinin [dB] biriminden verilmesiyle oluşmuştur.

Aşağıdaki Çizelge (4.6)'da1/3 oktav bandında merkez frekanslarda motora ait gürültü düzeyleri gösterilmiştir. Bu gürültü düzeyleri motor kompartımanındaki akustik kaviteye motor gürültüsü olarak tanıtılmıştır.

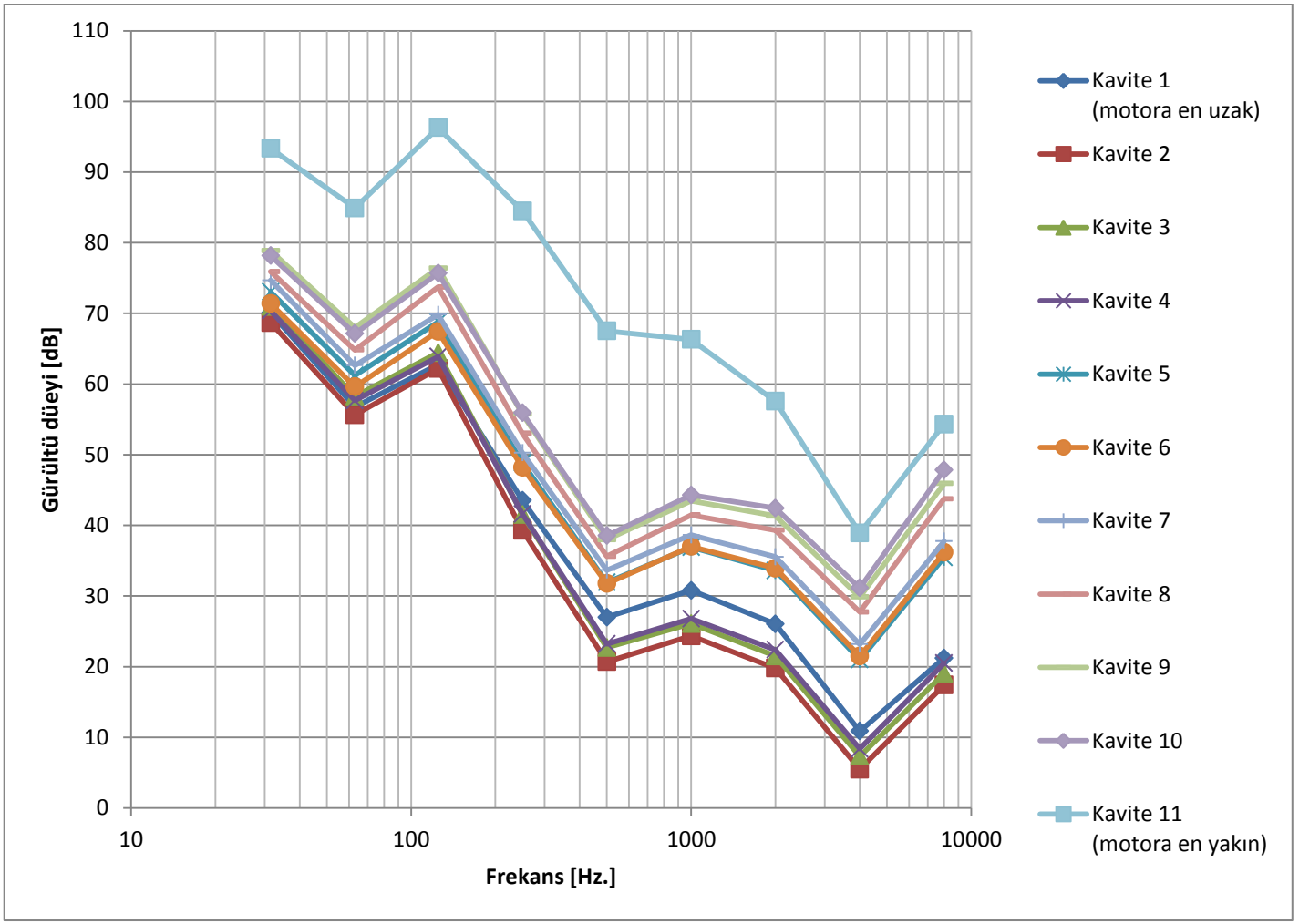
Çizelge 4.6 : 1/3 oktav bandı merkez frekanslarındaki motor gürültü düzeyleri.

Merkez frekanslar (1/3 oktav bandı -[Hz])	Motora ait gürültü düzeyleri [dB]
31,5	106
63	102
125	116
250	112
500	107
1000	116
2000	117,5
4000	106
8000	104,5

Bu gürültü düzeylerinin motor gürültüsü olarak analiz yazılımına ait arayüze nasıl tanıtıldığının bir görsel örneği, bir önceki bölümde yer alan şekil 4.13'te gösterilmiştir. Bu motor gürültü girdilerinin üç boyutlu tasarıma tanıtılmasına ait görsel bir örnek de, önceki bölümde yer alan şekil 4.14'te gösterilmiştir.

4.5.1.1 Sonuç

Birden on bir'e kadar numaralandırılan akustik kavitelerin içinde akustik önlemin alınmadığı durumda en yüksek gürültü düzeyi kuşkusuz motor komartımanına en yakın kavitede çıkmıştır. Aşağıdaki Çizelge (4.7)'de merkez frekanslarda bütün akustik kavitelerde oluşan gürültü düzeyleri gösterilmiştir.



Şekil 4.17 : Dizel motor gürültü düzeyinin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerdeki yayılımı.

Çizelge 4.7 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslardaki gürültü düzeyi.

Frekans [Hz]	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
31.5	70.07	68.68	70.96	70.37	73.03	71.40	74.67	75.90	78.86	78.16	93.35
63	56.76	55.63	58.27	57.67	61.21	59.62	62.65	64.82	67.99	67.14	84.91
125	62.74	62.18	64.44	63.87	68.78	67.45	69.82	73.72	76.40	75.68	96.28
250	43.51	39.30	41.51	41.61	48.85	48.19	50.25	53.01	55.74	55.91	84.51
500	27.00	20.69	22.69	23.20	31.92	31.75	33.67	35.62	37.97	38.54	67.52
1000	30.78	24.34	26.07	26.78	36.90	37.01	38.64	41.47	43.48	44.29	66.31
2000	26.05	19.79	21.49	22.40	33.59	33.92	35.53	39.31	41.32	42.42	57.55
4000	10.86	5.48	7.32	8.37	20.99	21.47	23.18	27.73	29.86	31.13	38.89
8000	21.20	17.39	19.04	20.48	35.45	36.18	37.74	43.76	45.92	47.84	54.32

Bu frekanslarda elde edilen ses basınç düzeyleri aşağıdaki denklem (4.1)'de gösterilen toplam ses basınç düzeyi formülüne göre toplanırsa, her akustik kavitede oluşan toplam ses basınç düzeylerine Çizelge (4.8)'deki gösterildiği üzere ulaşılır.

$$L_{pt} = 10 \log \sum_{i=1}^{n} 10^{Lpi/10} \qquad (4.1)$$

Çizelge 4.8 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri.

	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
[dB]	73.73	72.54	74.95	74.39	77.80	76.28	79.26	81.55	84.46	83.72	102.54

Çizelge 4.8'den de görülebileceği üzere, şehir içi ulaşım otobüsündeki dizel motora en uzak kısım olan otobüsün en ön tarafında modellenen akustik kavitede toplam ses basınç düzeyi 73,73 dB. iken motorun hemen üstünde modellenmiş akustik kavitede ise ses basınç düzeyi 102,54 dB. olmuştur. Aradaki yaklaşık 30 dB'lik ses basınç düzeyi farkı, aşağıdaki denklem (4.2)'de sesin serbest alanda yayılımı denkleminden de görülebileceği üzere ses kaynağından uzaklığın karesiyle orantılı olduğunun bir kanıtıdır.

$$L_p = L_w + 10 \log \frac{Q}{4\pi r^2} \qquad (4.2).$$

Burada L_w; kaynağın ses gücü düzeyine [dB], Q; yönelme katsayısına, r; kaynaktan olan uzaklığa [m] ve L_p; o noktadaki ses basınç düzeyine eşittir.

Bir sonraki bölümde ise motor kompartımanına yapılacak akustik yalıtımlı senaryo incelenecektir.

4.5.2 Motor kompartımanının akustik yalıtımlı durumunun analizi

Yapılan ilk analizde şehir içi ulaşım otobüsünün hiçbir panelinde akustik yalıtım malzemesi kullanılmamıştı. Bir nevi, otobüs akustik yalıtım açısından çıplaktı. Yapılacak ikinci analizde ise motor kompartımanına ait paneller akustik yalıtım malzemesi ile kaplanacaktır. Bu şekilde, kaynağın kendisinde olmasa bile, kaynağın bulunduğu ortamda yapılacak yalıtımla, diğer akustik kavitelerdeki gürültü düzeyinin azaltılması hedeflenmiştir.

Bu analizde, motor kompartımanını oluşturan paneller taş yünü (mineral wool) olarak da bilinen, uygun fiyatlı ve kullanımı yaygın akustik malzeme ile kaplanmıştır. Taş yünü malzemesine ait teknik özellikler aşağıdaki çizelge (4.9)'da verilmiştir.

Çizelge 4.9 : Taş yününe ait temel fiziksel özellikler.

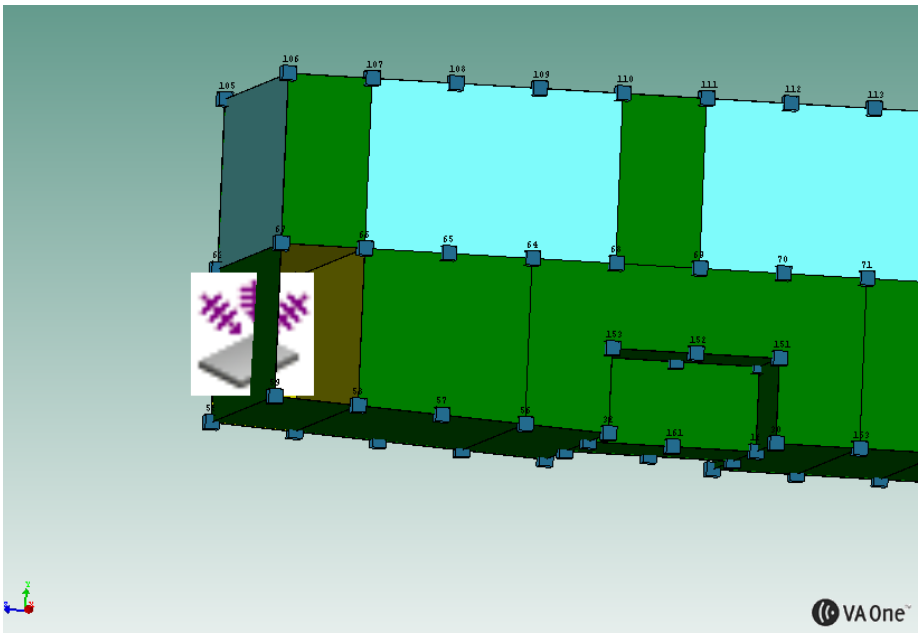
Isıl iletkenlik	0,040 W/mK
Su buharı direnç faktörü (difüzyon)	1.00
Kullanım sıcaklık alt sınırı	-50
Kullanım sıcaklık üst sınırı	650
Yanıcılık	Yanmaz

Taş yününe ait akustik özellikler ise bu yalıtım malzemesinin kullanım kalınlığına bağlıdır. Yalıtımda kullanılan kalınlığa göre belirli frekanslarda belirli ses yutma katsayılarına sahiptir. Aşağıdaki Çizelge (4.10), bu maddeye ait ses yutum katsayılarının kalınlık ve frekansa göre değişimini göstermektedir (Url-1, 2012).

Çizelge 4.10 : Taş yününe ait frekansa bağlı ses yutma katsayıları.

Kalınlık	125 Hz.	250 Hz.	500 Hz.	1000 Hz.	2000 Hz.	4000 Hz.
25 mm.	0,13	0,33	0,61	0,85	1,00	1,00
50 mm.	0,29	0,64	0,88	1,00	1,00	1,00
75 mm.	0,37	0,69	0,92	1,00	1,00	1,00
100 mm.	0,96	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00

Akustik yalıtım malzemesinin motor kompartımanına uygulanması aşağıdaki Şekil (4.18)'de gösterilmiştir.

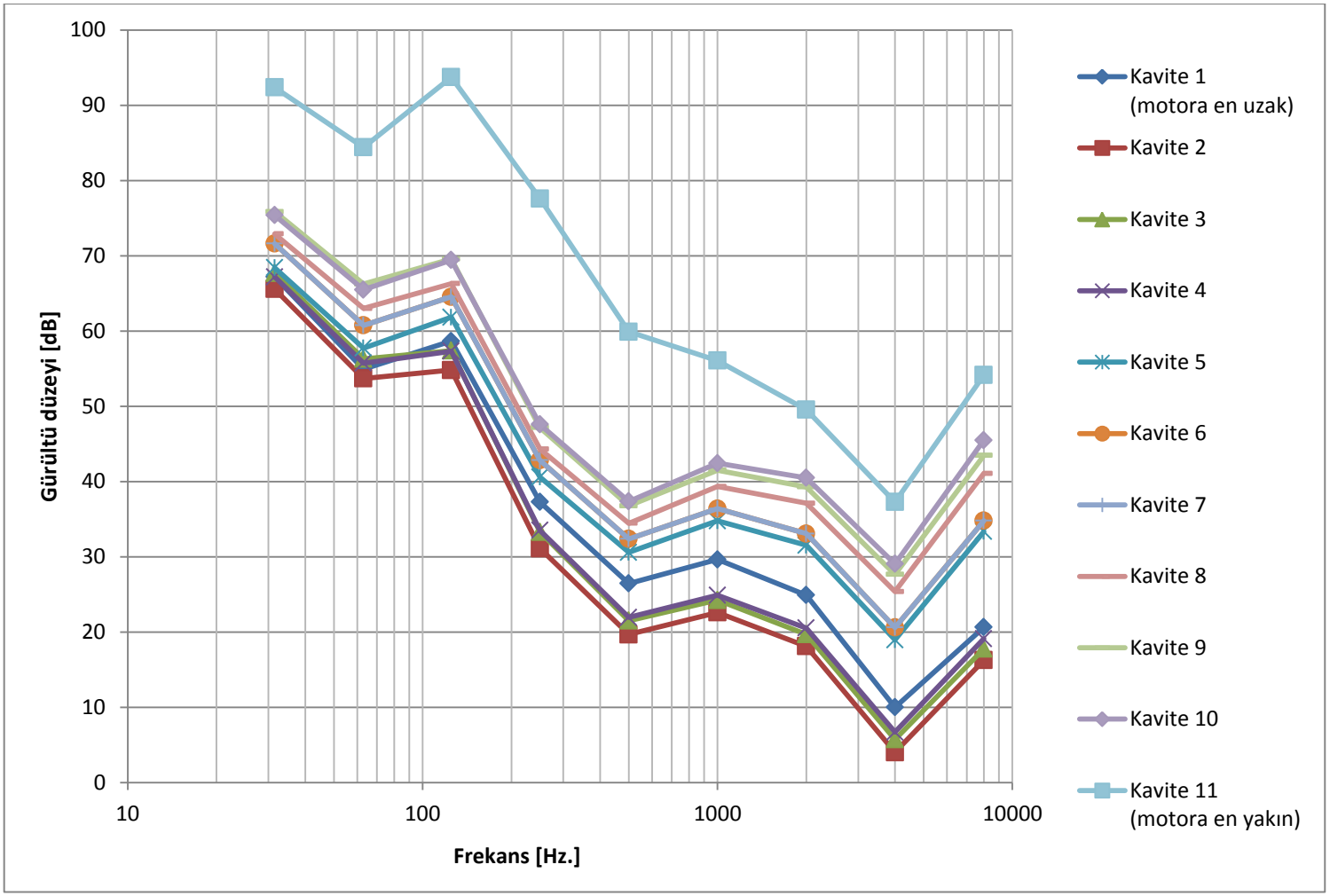


Şekil 4.18 : Motor kompartımanına uygulanan akustik yalıtım (sarı renkli).

Bu akustik yalıtım maddesi (taş yünü) motor kompartımanını oluşturan panellere 0,05 m. (5 cm.) kalınlığında eklenmiştir. Bu ekleme neticesinde diğer akustik kavitelerdeki ses basınç düzeylerinde, akustik yalıtım malzemesi eklenmemiş duruma göre bir düşüş beklenmektedir. Modele tanıtılan motor gürültüsünde herhangi bir değişim yapılmamıştır. Çünkü motor gücünde herhangi bir değişiklik olmamıştır.

4.5.2.1 Sonuç

Birden on bir'e kadar numaralandırılan akustik kavitelerin içinde akustik önlemin m motor kompartımanı içinde alındığı durumda yine en yüksek gürültü düzeyi kuşkusuz motor kompartımanına en yakın kavitede çıkmıştır. Aşağıdaki Şekil (4.19) ve Çizelge (4.11)'de merkez frekanslarda bütün akustik kavitelerde oluşan gürültü düzeyleri gösterilmiştir.



Şekil 4.19 : Dizel motor gürültü düzeyinin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerdeki yayılımı.

Aşağıdaki Çizelge (4.11)'de merkez frekanslarda bütün akustik kavitelerde oluşan gürültü düzeyleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.11 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslardaki gürültü düzeyi.

Frekans [Hz]	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
31.5	67.19	65.58	67.71	67.19	70.00	68.41	71.61	72.90	75.86	75.39	92.37
63	54.95	53.69	56.31	55.74	59.31	57.73	60.74	62.99	66.24	65.49	84.41
125	58.66	54.81	57.40	57.32	62.87	61.83	64.54	66.31	69.56	69.42	93.73
250	37.28	31.12	33.30	33.50	41.15	40.59	42.83	44.32	47.17	47.58	77.59
500	26.46	19.68	21.51	21.95	30.82	30.58	32.38	34.46	36.77	37.37	59.89
1000	29.65	22.60	24.24	24.88	34.69	34.78	36.39	39.35	41.50	42.43	56.07
2000	24.90	18.12	19.70	20.52	31.23	31.53	33.08	37.12	39.28	40.49	49.55
4000	10.01	4.03	5.74	6.69	18.53	18.96	20.60	25.37	27.67	29.05	37.28
8000	20.64	16.27	17.78	19.11	32.68	33.36	34.79	41.08	43.47	45.50	54.14

Bu frekanslarda elde edilen ses basınç düzeyleri aşağıdaki denklem 4.1'de gösterilen toplam ses basınç düzeyi formülüne göre toplanırsa, her akustik kavitede oluşan toplam ses basınç düzeylerine Çizelge (4.12)'deki gösterildiği üzere ulaşılır.

Çizelge 4.12 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri.

	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
[dB]	70.91	69.16	71.55	71.09	74.49	73.00	76.07	77.78	80.90	80.37	100.45

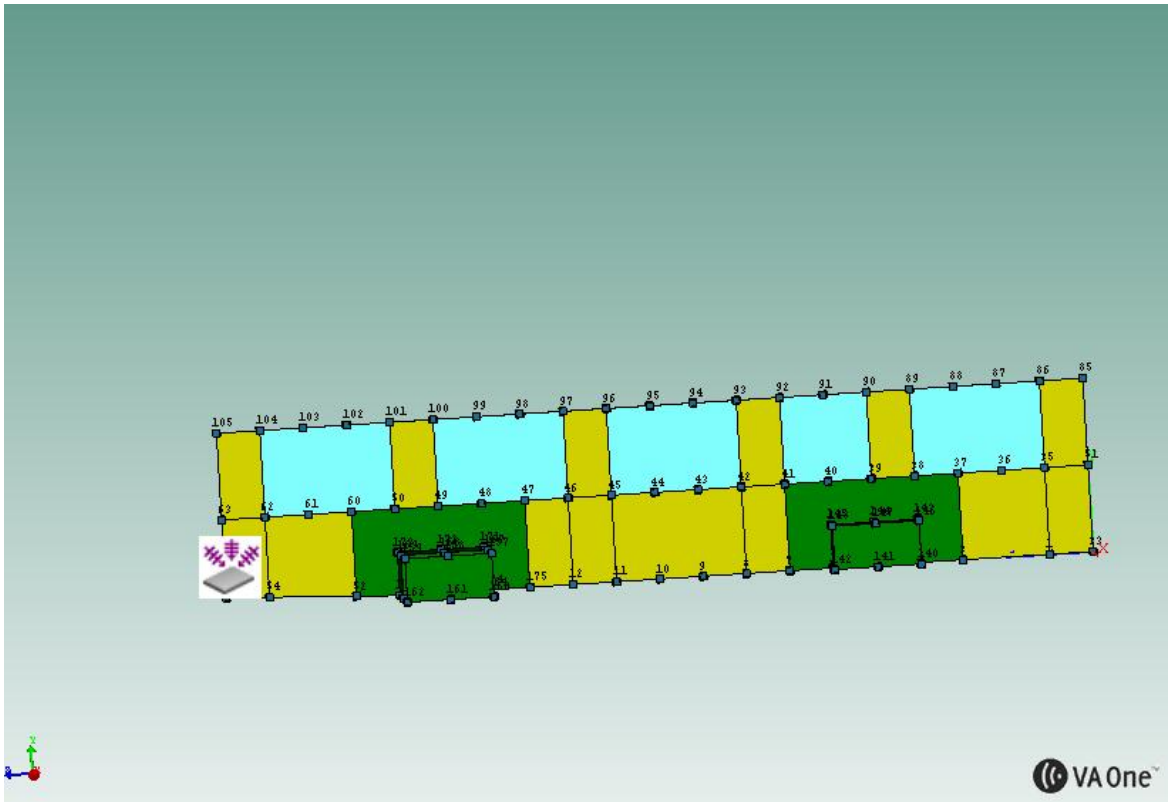
Çizelge 4.10'dan da görülebileceği üzere, şehir içi ulaşım otobüsündeki dizel motora en uzak kısım olan otobüsün en ön tarafında modellenen akustik kavitede toplam ses basınç düzeyi 70,91 dB. iken motorun hemen üstünde modellenmiş akustik kavitede ise ses basınç düzeyi 100,45 dB. olmuştur. Yalıtımlı ve yalıtımsız bütün senaryoların birbiri ile olan karşılaştırmaları bir sonraki ana bölüm olan sonuçlar kısmında verilecektir.

4.5.3 Motor ve gövde panellerinin akustik yalıtımlı durumunun analizi

Şehir içi ulaşım otobüsünde incelenen ilk gürültü durumda hiçbir motor ve gövde panel elemanında akustik bir önlem alınmamıştı. İncelenen ikinci durumda ise sadece motor kompartımanına ait panellere akustik yalıtım malzemesi uygulanmıştı.

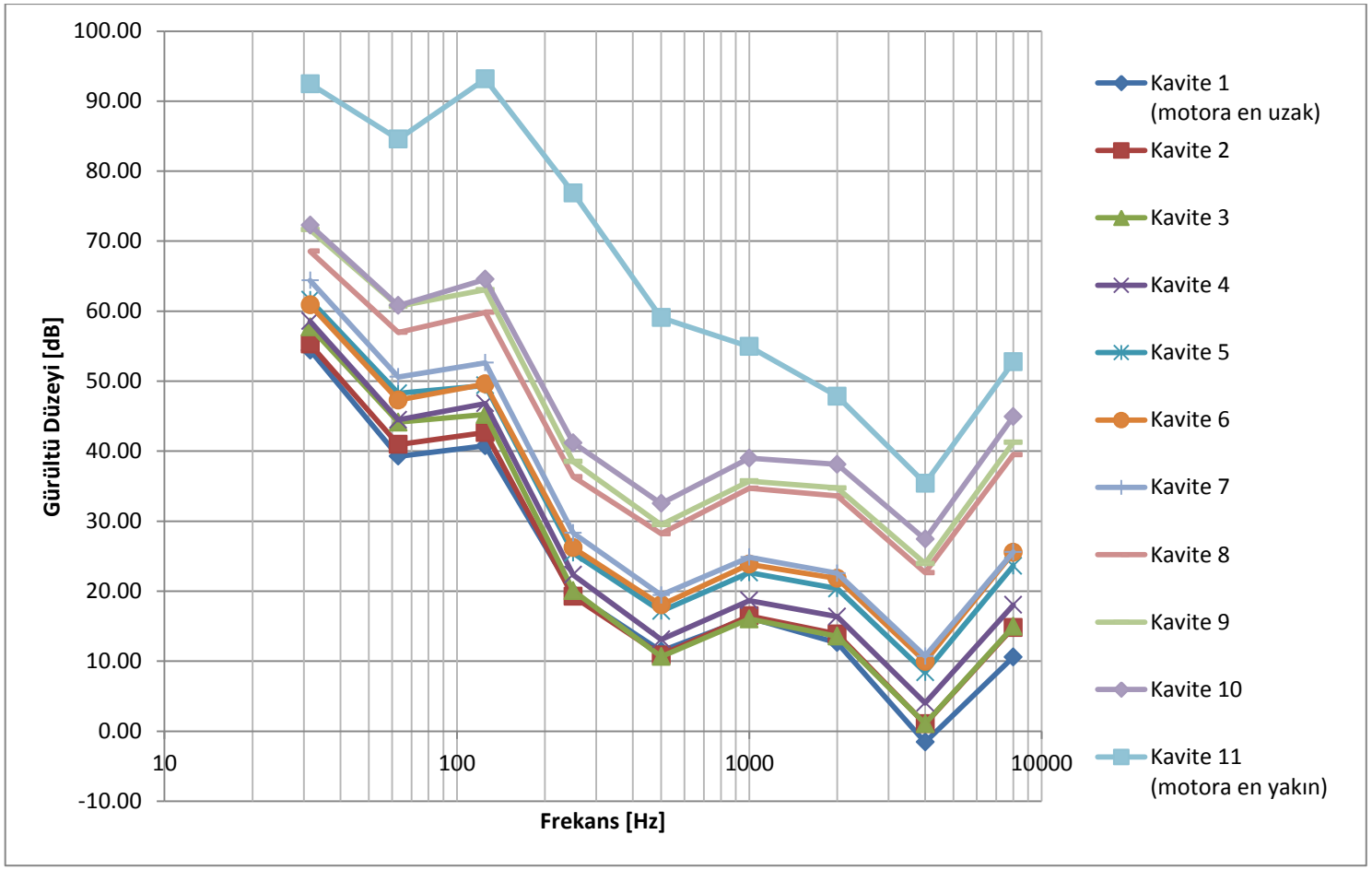
İncelenecek bir diğer durum ise otobüsün hem motor kompartımanına ait, hem de gövdesine ait panellerin akustik yalıtım malzemesi ile kaplanması durumunda oluşacak durumdur. Bu şekilde, gürültünün motor ve yaşam hacmi boyunca kat ettiği tüm yol boyunca yalıtım yapılarak gürültü düzeyinin yaşam hacmi boyunca en az seviyede tutulması amaçlanmıştır.

Bu analizde de kullanılan akustik yalıtım malzemesi taş yünüdür ve fiziksel özellikleri Çizelge (4.7) ve Çizelge (4.8)'de gösterildiği gibi değişmemiştir. Akustik yalıtım malzemesinin bahsedilen panellere uygulanması aşağıdaki Şekil (4.20)'de gösterilmiştir.



Şekil 4.20 : Gövde ve motora ait panellere uygulanan akustik yalıtım (sarı renk).

Bu eklemenin neticesinde diğer akustik kavitelerdeki ses basınç düzeylerinde, akustik yalıtım malzemesinin sadece motora eklenmiş durumuna göre bir düşüş beklenmektedir. Modele tanıtılan motor gürültüsünde herhangi bir değişim yapılmamıştır. Çünkü motor gücünde herhangi bir değişiklik olmamıştır. Kavitelerden elde edilen frekans-gürültü düzeyi grafiği bir sonraki sayfadaki Şekil (4.21)'dedir.



Şekil 4.21 : Dizel motor gürültü düzeyinin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerdeki yayılımı.

Aşağıdaki Çizelge 4.(13)'te merkez frekanslarda bütün akustik kavitelerde oluşan gürültü düzeyleri gösterilmiştir.

Çizelge 4.13 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri.

Frekans [Hz]	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
31.5	54.41	55.28	57.72	58.56	61.59	60.89	64.38	68.56	71.62	72.27	92.48
63	39.26	40.95	44.14	44.48	48.27	47.30	50.61	56.97	60.70	60.80	84.57
125	40.76	42.66	45.23	46.82	49.38	49.59	52.63	59.82	63.06	64.55	93.17
250	19.71	19.26	20.07	22.32	25.45	26.20	28.32	36.33	38.52	41.19	76.87
500	11.44	10.88	10.65	13.10	17.15	18.03	19.43	28.20	29.48	32.52	59.07
1000	16.21	16.48	16.03	18.66	22.65	23.85	24.85	34.69	35.73	38.99	54.94
2000	12.63	13.88	13.57	16.36	20.38	21.81	22.57	33.63	34.73	38.10	47.84
4000	-1.56	1.05	1.06	4.04	8.40	9.95	10.71	22.65	23.94	27.42	35.42
8000	10.58	14.80	14.96	18.02	23.61	25.52	25.60	39.50	41.28	44.92	52.75

Bu frekanslarda elde edilen ses basınç düzeyleri aşağıdaki denklem (4.1)'de gösterilen toplam ses basınç düzeyi formülüne göre toplanırsa, her akustik kavitede oluşan toplam ses basınç düzeylerine Çizelge (4.14)'deki gösterildiği üzere ulaşılır.

Çizelge 4.14 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri.

	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
[dB]	56.73	57.90	60.58	61.40	64.54	63.87	67.31	72.43	75.72	76.34	100.23

Çizelge (4.14)'ten de görülebileceği üzere, şehir içi ulaşım otobüsündeki dizel motora en uzak kısım olan otobüsün en ön tarafında modellenen akustik kavitede toplam ses basınç düzeyi 56,73 dB. iken motorun hemen üstünde modellenmiş akustik kavitede ise ses basınç düzeyi 100,23 dB. olmuştur. Yalıtımlı ve yalıtımsız bütün senaryoların birbiri ile olan karşılaştırmaları bir sonraki ana bölüm olan sonuçlar kısmında verilecektir.

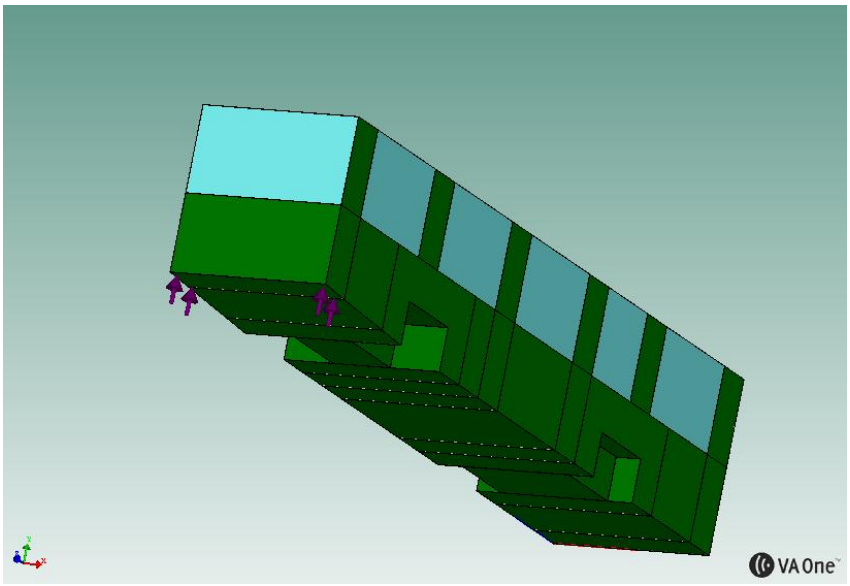
5. MOTOR KAYNAKLI TİTREŞİMLERİN OLUŞTURDUĞU GÜRÜLTÜNÜN YAŞAM HACMİ BOYUNCA YAYILIMININ ANALİZİ

Şehir içi ulaşım otobüsünün içten yanmalı dizel motorundaki yanmadan kaynaklanan gürültünün yaşam hacmi boyunca yayılımı incelenmişti. Yanma sonucu oluşan ısı enerjisinin mekanik enerjiye çevrilmesi esnasında çok geniş bir frekans aralığında titreşimler oluşur. Bu titreşimler motorun otobüs şasisiyle birleşme noktalarından bir kuvvet bileşeni olarak gövdeye iletilir. İletilen bu titreşim kuvvetleri otobüsün yaşam hacmi boyunca iletilecek bir gürültünün kaynağı olurlar.

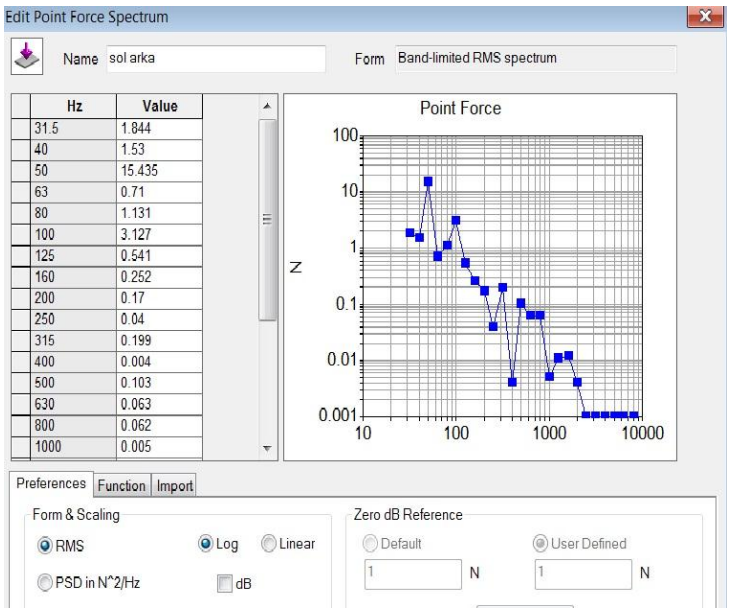
Bu bölümde, motordan gövde bağlantı noktalarına iletilen kuvvetlerin geniş bir frekans aralığı boyunca oluşturduğu titreşim sonucu oluşan gürültü incelenecektir. Otobüsün yaşam hacmi boyunca iletilecek bu gürültü hem yalnızca titreşim kaynaklı, hem de titreşim ve yanma gürültüsünün ortak etkileri ışığında incelenecektir.

5.1 Motor Bağlanma Noktalarının Yazılıma Tanıtılması

Kullanılan VaOne 2010.5 yazılımı, motor titreşim kuvvetlerinin gövdeye aktarılması için değişik bir çözüm ortaya çıkarmaktadır. Yazılımda oluşturulan otobüs gövdesinin motor kompartıman kısmına dört adet kuvvet girdisi tanıtılmıştır. Bu dört kuvvet girdisi, motorun otobüs gövdesine bağlanma noktalarını, dolayısı ile gövde boyunca yayılacak titreşim kuvvetlerinin kaynak noktalarını sembolize eder. Yazılımın bu noktada sağladığı bir kolaylık bu kuvvet girdilerinin üç boyutlu koordinat sisteminde istenilen noktaya girilmesini sağlamasıdır. Bu kuvvetler tanıtıldıktan sonra, istenilen frekans spektrumunda istenilen kuvvet değerleri girilebilmektedir. Daha sonra bu sistem çözdürülerek sonuçlar elde edilir. Aşağıdaki şekil 5.1'de bu kuvvet girdilerinin motor kompartımanına tanıtılması ve şekil 5.2'de belirli frekans spektrumunda kuvvetlerin girilmesi şematize edilmiştir.



Şekil 5.1 : Motor bağlanma noktalarını sembolize eden kuvvet girdileri.



Şekil 5.2 : Titreşim kuvvetlerinin frekans spektrumunda yazılıma tanıtılması.

Yukarıda görülen şekil 5.2, motora ait sol arka bağlanma noktasının 31,5-8000 Hz. frekans dağılımında gövdeye ilettiği kuvvetleri göstermektedir. Bu dağılım, sol ön, sağ arka ve sağ ön bağlanma noktaları için de yapılarak yazılıma tanıtılmıştır. Bir sonraki bölümde, sadece yapısal titreşimlerin yaşam hacmindeki kavitelerde oluşturduğu gürültü düzeyleri incelenecek, sonrasında ise hem motor yanma gürültüsü, hem de yapısal titreşim gürültüsünün bir arada olduğu durumdaki senaryo incelenecektir.

5.2 Sadece Yapısal Titreşimlerin Oluşturduğu Gürültü

Motor-gövde bağlantı noktaları üzerinden gövdeye iletilen kuvvetler, oluşturdukları titreşim sebebiyle yaşam hacminde belirli gürültü düzeylerine sebep olurlar. Tez çalışmasında istenen senaryolar gereği, yapısal titreşimlerin hem kendi başlarına, hem de motor yanma gürültüsü ile oluşturdukları durum, gövde üzerinde hiçbir akustik yalıtım olmadığı koşulda incelenmiştir.

5.2.1 Sonuç

Aşağıdaki Şekil 5.3, titreşim kuvvetlerinin akustik kavitelerde oluşturduğu gürültü düzeylerini göstermektedir. Çizelge 5.1, her merkez frekans değerinde akustik kavitelerde oluşan gürültü düzeylerini gösterirken, Çizelge 5.2 ise her akustik kavitede oluşan toplam ses basınç düzeyini Denklem 4.1' e göre göstermektedir.

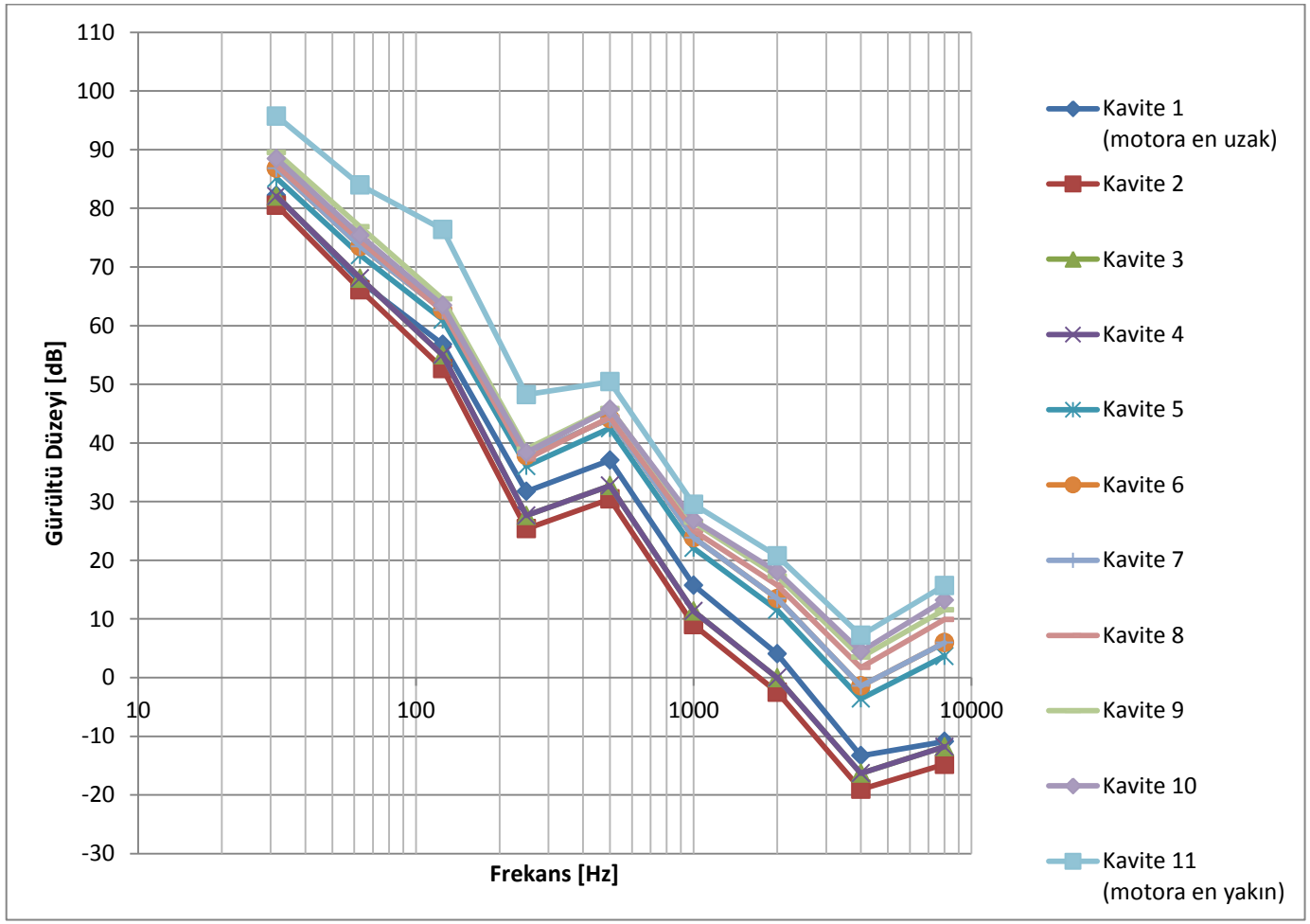
Çizelge 5.1 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslardaki gürültü düzeyi.

Frekans [Hz]	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
31.5	82.1998	80.5221	82.5938	82.0356	85.1109	83.465	86.8097	87.3002	89.4934	88.4475	95.7037
63	67.5002	66.1131	68.6726	68.0684	71.9975	70.4031	73.4983	74.436	76.8303	75.3745	83.9545
125	56.8006	52.6871	55.1376	54.9679	60.9871	59.9208	62.6505	62.4762	64.5217	63.4568	76.3849
250	31.7446	25.3796	27.475	27.6202	36.0537	35.5106	37.8236	37.2576	38.931	38.367	48.2285
500	37.0446	30.4382	32.2819	32.7269	42.501	42.2932	44.1569	44.3772	45.8576	45.7553	50.4272
1000	15.7511	8.99443	10.6672	11.3383	22.0795	22.1889	23.8623	25.0394	26.4835	26.8448	29.5292
2000	4.05912	-2.49628	-0.880669	-0.0342727	11.5352	11.8643	13.4697	15.7715	17.3005	18.0347	20.7189
4000	-13.312	-19.0503	-17.2989	-16.3162	-3.58991	-3.121	-1.42233	1.72248	3.46914	4.45289	7.20611
8000	-10.8755	-14.7915	-13.193	-11.7844	3.64721	4.37968	5.95949	9.8987	11.569	13.1863	15.6851

Çizelge 5.2 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri.

	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
[dB]	98.816	97.33	99.889	99.3339	102.8	101.2	104.5	105.2	107.6	106.2	114.05

Aracın yaşam hacminin ayrıldığı toplam on bir akustik kavite içerisinde en yüksek gürültü düzeyine motor kompartımanının da yer aldığı 11 numaralı akustik kavitede rastlanmaktadır. Düşük ve orta frekanslarda 11. Akustik kavite ile diğer kaviteler arasındaki gürültü düzeyi farkı daha fazla iken, bu fark yüksek frekanslardan itibaren kapanmaya başlamaktadır.

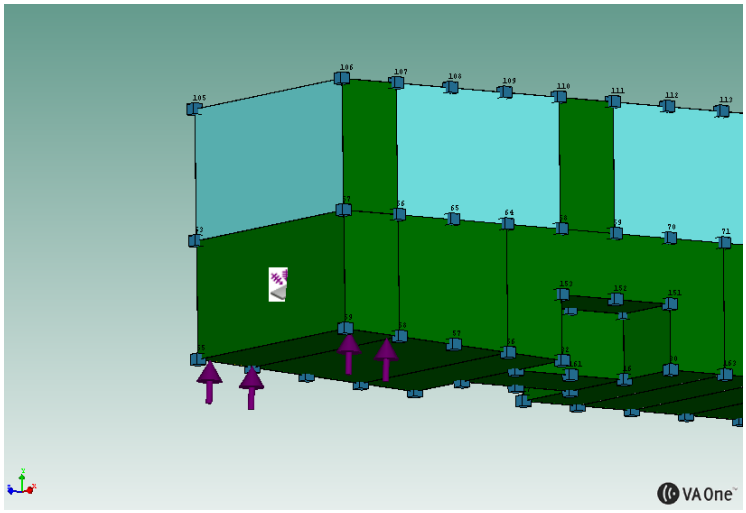


Şekil 5.3: Yapısal titreşimlerin merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerde oluşturduğu gürültü düzeyi yayılımı.

Çizelge 5.2'den de görülebileceği üzere, şehir içi ulaşım otobüsündeki dizel motora en uzak kısım olan otobüsün en ön tarafında modellenen akustik kavitede toplam ses basınç düzeyi 98,8 dB. iken motorun hemen üstünde modellenmiş akustik kavitede ise ses basınç düzeyi yaklaşık 114,1 dB. olmuştur. bu yüksek ses basınç düzeylerine sebep olan faktörün, otobüs gövdesine ait herhangi bir panelde ya da motor kompartımanında akustik yalıtım malzemesi kullanılmamış olunmasıdır.

5.3 Yapısal Titreşim ve Yanma Gürültüsünün Beraber Oluşturduğu Gürültü

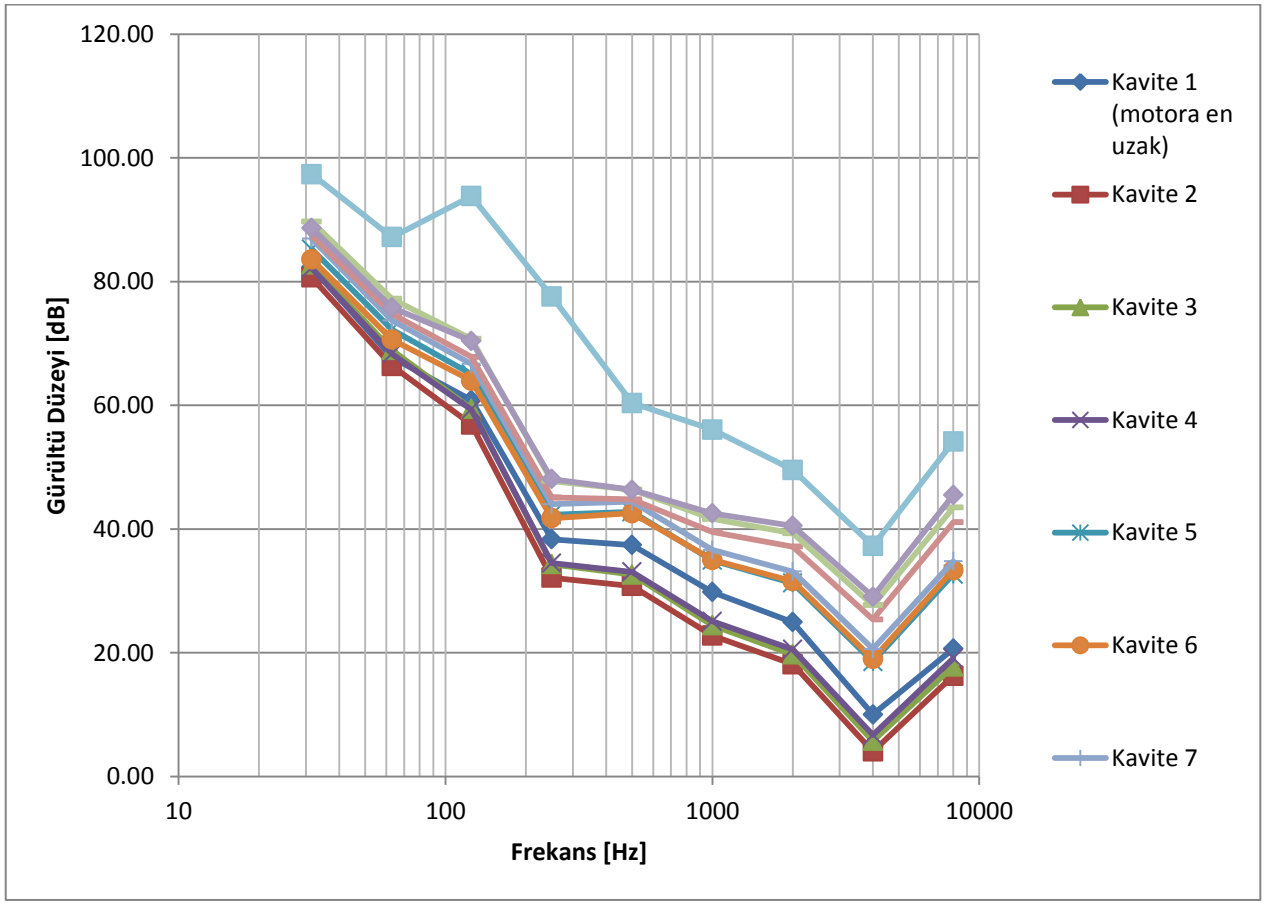
Şehir içi ulaşım otobüsünde karşılaşılabilecek bir diğer durum ise hem motor yanma gürültüsünün, hem de motor titreşim gürültüsünün yaşam hacminde oluşturduğu ses basınç düzeyleridir. Hem motor gövde bağlantı noktalarını simule eden dört kuvvet girdisinin, hem de motor yanma gürültüsünün simule edildiği girdinin aktif olduğu durumda analiz koşturulduğunda bu sonuç ortaya çıkar. Aşağıdaki şekil 5.4, bu kuvvet ve akustik girdilerin sistemdeki görünümünün bir örneğidir.



Şekil 5.4 : Yanma ve titreşim gürültü kaynaklarının yazılımdaki girdileri.

5.3.1 Sonuç

Aşağıdaki şekil 5.5, hem titreşim kuvvetlerinin hem de motor yanma gürültüsünün yaşam hacminde oluşturduğu gürültü düzeylerini göstermektedir. Çizelge 5.3, her merkez frekans değerinde akustik kavitelerdeki gürültü düzeylerini gösterirken, çizelge 5.4 akustik kavitelerde oluşan toplam ses basınç düzeyini denklem 4.1' e göre göstermektedir.



Şekil 5.5 : Yapısal titreşim ve yanma gürültüsünün merkez frekanslarda tüm akustik kavitelerde oluşturduğu gürültü düzeyi yayılımı.

Aşağıdaki çizelge 5.3, akustik kavitelerdeki gürültü düzeylerini 1/3 oktav bandındaki merkez frekanslarda göstermektedir.

Çizelge 5.3 : Tüm kavitelerde 1/3 oktav bandı merkez frekanslarda gürültü.

Frekans [Hz]	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
31.5	82.33	80.66	82.73	82.18	85.24	83.60	86.94	87.46	89.68	88.66	97.36
63	67.74	66.35	68.92	68.32	72.23	70.63	73.72	74.74	77.19	75.80	87.20
125	60.84	56.89	59.42	59.31	65.04	63.99	66.70	67.81	70.75	70.40	93.81
250	38.35	32.14	34.31	34.50	42.32	41.77	44.03	45.10	47.78	48.07	77.60
500	37.41	30.79	32.63	33.08	42.79	42.58	44.44	44.80	46.36	46.34	60.36
1000	29.82	22.79	24.42	25.07	34.92	35.01	36.62	39.51	41.63	42.55	56.08
2000	24.94	18.15	19.74	20.56	31.27	31.58	33.13	37.15	39.30	40.51	49.56
4000	10.03	4.05	5.76	6.72	18.55	18.99	20.63	25.39	27.69	29.07	37.28
8000	20.65	16.28	17.78	19.12	32.68	33.37	34.79	41.08	43.47	45.50	54.14

Aşağıdaki çizelge 5.4'te ise, ise her akustik kavitede oluşan toplam ses basınç düzeyi denklem 4.1'deki aktarıldığı gibi gösterilmiştir.

Çizelge 5.4 : Akustik kavitelerdeki toplam ses basınç düzeyleri.

	Kavite 1 (motora en uzak)	Kavite 2	Kavite 3	Kavite 4	Kavite 5	Kavite 6	Kavite 7	Kavite 8	Kavite 9	Kavite 10	Kavite 11 (motora en yakın)
[dB]	98.82	97.34	99.9	99.34	102.8	101.17	104.457	105.171	107.618	106.2	114.232

Çizelge 5.4'ten de görülebileceği üzere, şehir içi ulaşım otobüsündeki dizel motora en uzak kısım olan otobüsün en ön tarafında modellenen akustik kavitede toplam ses basınç düzeyi 98,8 dB. iken motorun hemen üstünde modellenmiş akustik kavitede ise ses basınç düzeyi yaklaşık 114,2 dB. olmuştur. Bu durum, hem motora ait yanma gürültüsünün, hem de motordan otobüs gövdesine aktarılan titreşim kuvvetlerinin otobüs yaşam hacminde oluşturduğu ses basınç düzeyleriyle oluşmuştur.

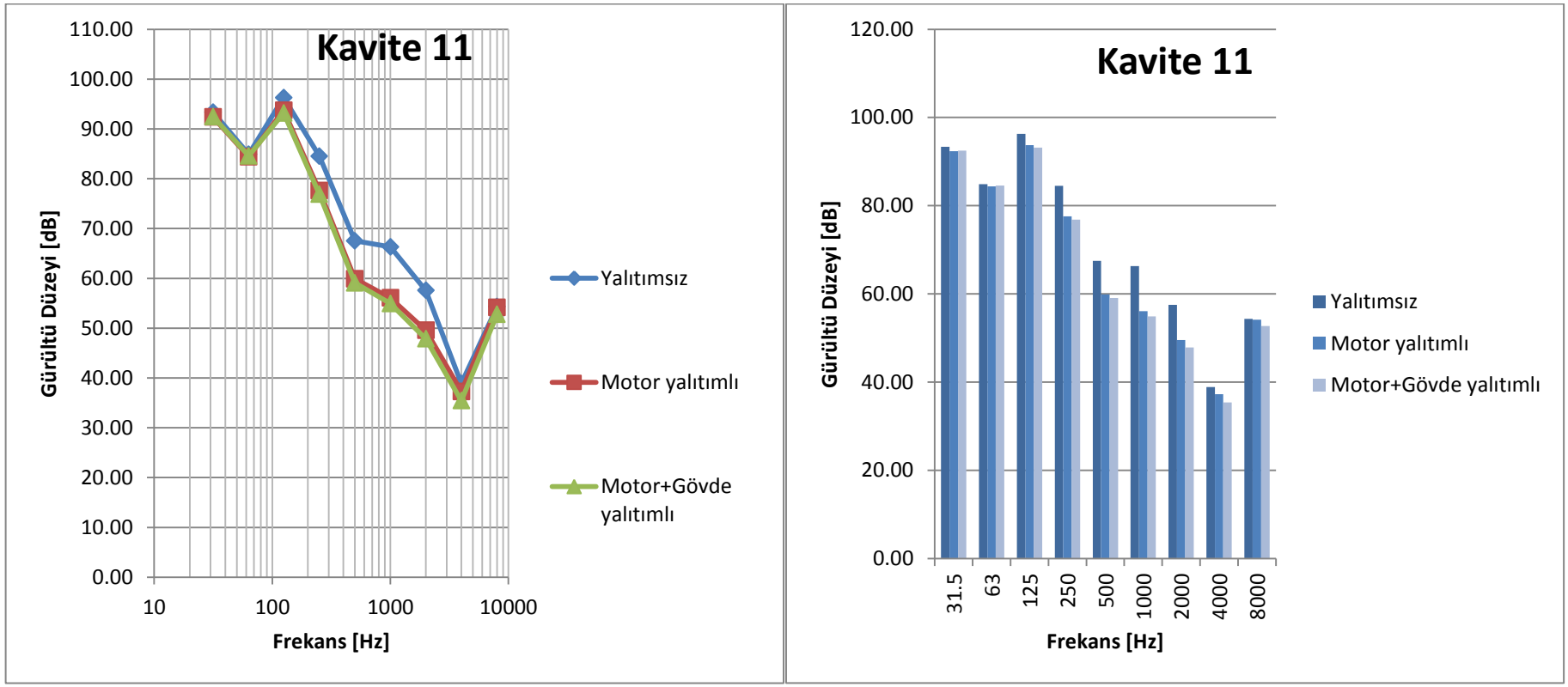
6. SONUÇLAR ve DEĞERLENDİRMELER

Yapılan bu tez çalışmasında şehir içi ulaşımda kullanılması amaçlanmış bir otobüsün tasarımı yapılmıştır. Bu tasarım, istatistiksel enerji analizi yönteminin prensiplerine göre yapılmış, otobüsü oluşturan her levha ve akustik kavite bir alt sistem olarak tasarlandıktan sonra motor gürültüsü ve motor titreşim kuvvetlerinin gövdeye aktarıldığı noktalar sisteme tanıtılmıştır. Bu bölümde görülecek sonuçlar, otobüsün yaşam hacmini oluşturan akustik kavitelerde motorun yanma gürültüsünün oluşturduğu gürültünün yalıtımsız, sadece motor kompartımanı yalıtımlı, ve motor kompartımanı ile gövde panelleri yalıtımlı olduğu durumda incelenecektir. Sonrasında, gövdeye aktarılan titreşim kuvvetlerinin oluşturduğu gürültünün tekil ve yanma gürültüsü ile birlikte olan etkileri belirlenmiş üç akustik kavitede (11,10 ve 2 numaralı akustik kaviteler) incelenecektir.

6.1 Motor Yanma Gürültüsünün Yaşam Hacmindeki Etkisi

Dizel motor ile tahrik edilen otobüsün yaşam hacmini oluşturan 2, 10 ve 11. akustik kavitelerde motorun yanma gürültüsünün neden olduğu ses basınç düzeylerine ait grafikler aşağıda belirtilmiştir. Bu grafiklerde incelenen her akustik kavitede, otobüste hiçbir akustik yalıtımın olmadığı, sadece motor kompartımanında akustik yalıtımın olduğu ve hem motor hem de gövde panellerinde akustik yalıtımın olduğu durumlar sırayla incelenmiştir.

Aşağıdaki şekil 6.1'de bu durum ilk olarak 11 no'lu akustik kavitede (bkz. Şekil 4.16) incelenmiştir.



Şekil 6.1 : 11 no'lu akustik kavitede motora ait yanma gürültüsünün yalıtımsız ve yalıtımlı senaryolarda incelenmesi.

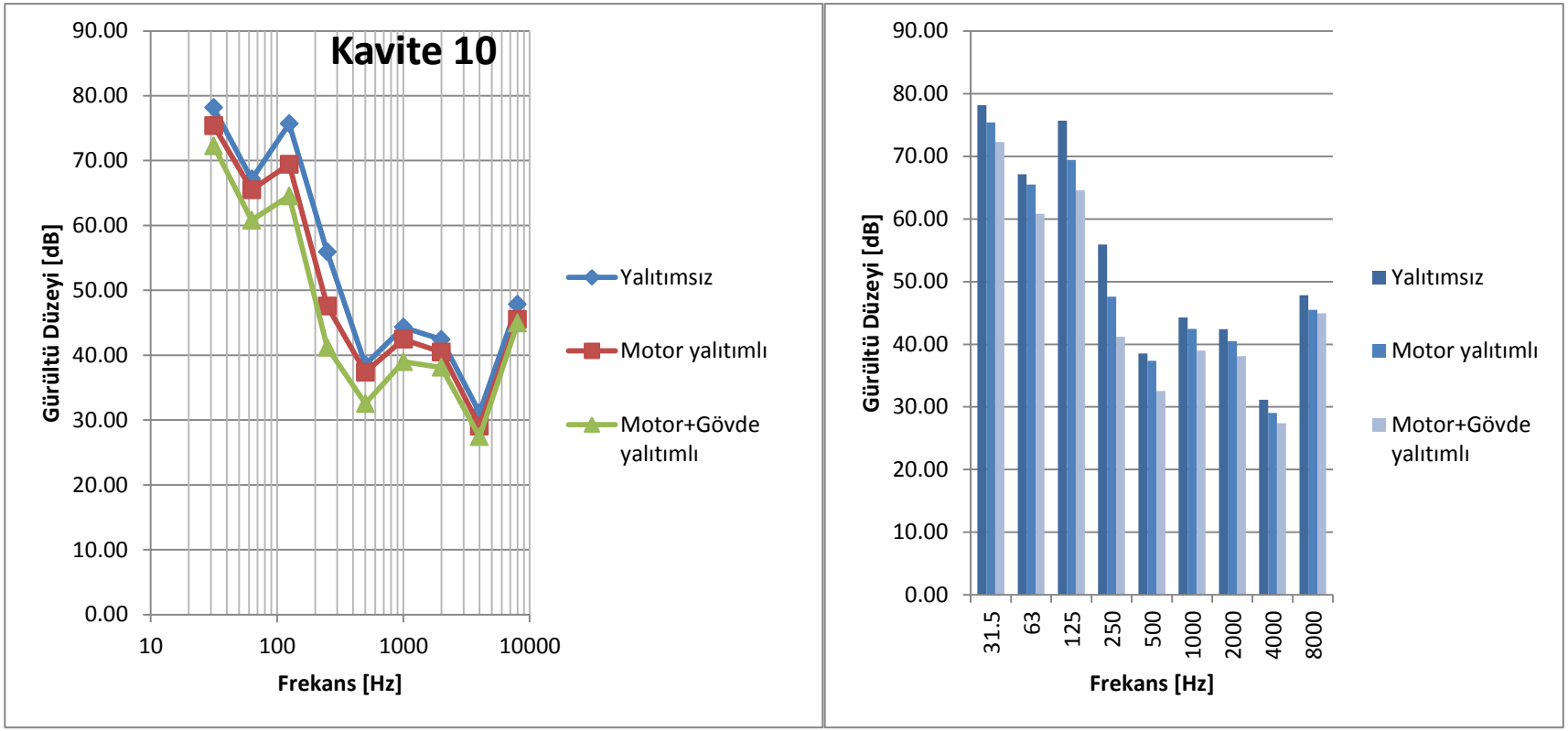
Yukarıdaki Şekil 6.1'de görüldüğü üzere, motor kompartımanı ya da gövde elemanlarında yalıtım olmadığı durumda 11. akustik kavitede ortaya çıkan gürültü düzeyi diğer yalıtımlı durumlara göre daha yüksektir. Sadece motor kompartımanının akustik yalıtım malzemesiyle kaplandığı durumda aynı akustik kavitede elde edilen gürültü düzeyleri yalıtımsız duruma göre daha düşükken, hem motor hem de gövde panellerinin yalıtımlı olduğu duruma göre daha yüksektir. Bu, beklenen bir durumdur. Çizelge 4.7 ve çizelge 4.8'de özellikleri belirtilen taş yünü akustik yalıtım malzemesi ile kaplanan panel ve hacim sayısı arttıkça, akustik hacimlerde elde edilecek gürültü düzeyi düşecektir. Aşağıdaki çizelge 6.1'de her üç durum için merkez frekanslarda elde edilen ses basınç düzeyleri verilmiştir.

Çizelge 6.1 : 11. akustik kavite için ele edilen ses basınç düzeyleri.

Frekans [Hz]	Yalıtımsız Durum [dB]	Motor Yalıtımlı [dB]	Motor + Gövde Yalıtımlı [dB]
31.5	93.35	92.37	92.48
63	84.91	84.41	84.57
125	96.28	93.73	93.17
250	84.51	77.59	76.87
500	67.52	59.89	59.07
1000	66.31	56.07	54.94
2000	57.55	49.55	47.84
4000	38.89	37.28	35.42
8000	54.32	54.14	52.75

Çizelgeden anlaşılabileceği üzere orta ve yüksek frekans bölgelerinde yalıtımsız durum ile yalıtımlı durumlar arasında 10 dB.'e kadar ses basınç düzeyi farkları görülebilmektedir. Bu fark 4000 Hz'den itibaren yeniden azalmakta ve 8000 Hz'den itibaren 2-3 dB. lik ses basınç düzeyi farklarına inebilmektedir. Dikkat edilmesi gereken bir diğer nokta, motora en yakın olan bu akustik kavitede motor kompartımanına uygulanan akustik yalıtım önemli sonuçlar doğururken, akustik yalıtımın bu kaviteyi kaplayan gövde panellerine uygulanması durumunda ise ses basınç düzeyindeki düşüş nispeten daha düşük değerlerde olmaktadır.

Aşağıdaki Şekil 6.2'de ise yalıtımlı ve yalıtımsız senaryolara ait durumlar 10. akustik kavite için yapılmıştır. Şekil 4.16'dan da hatırlanacağı gibi, bu akustik kavite, yukarıda incelenen 11. akustik kaviteden bir önceki akustik kavitedir (otobüsün önüne doğru).



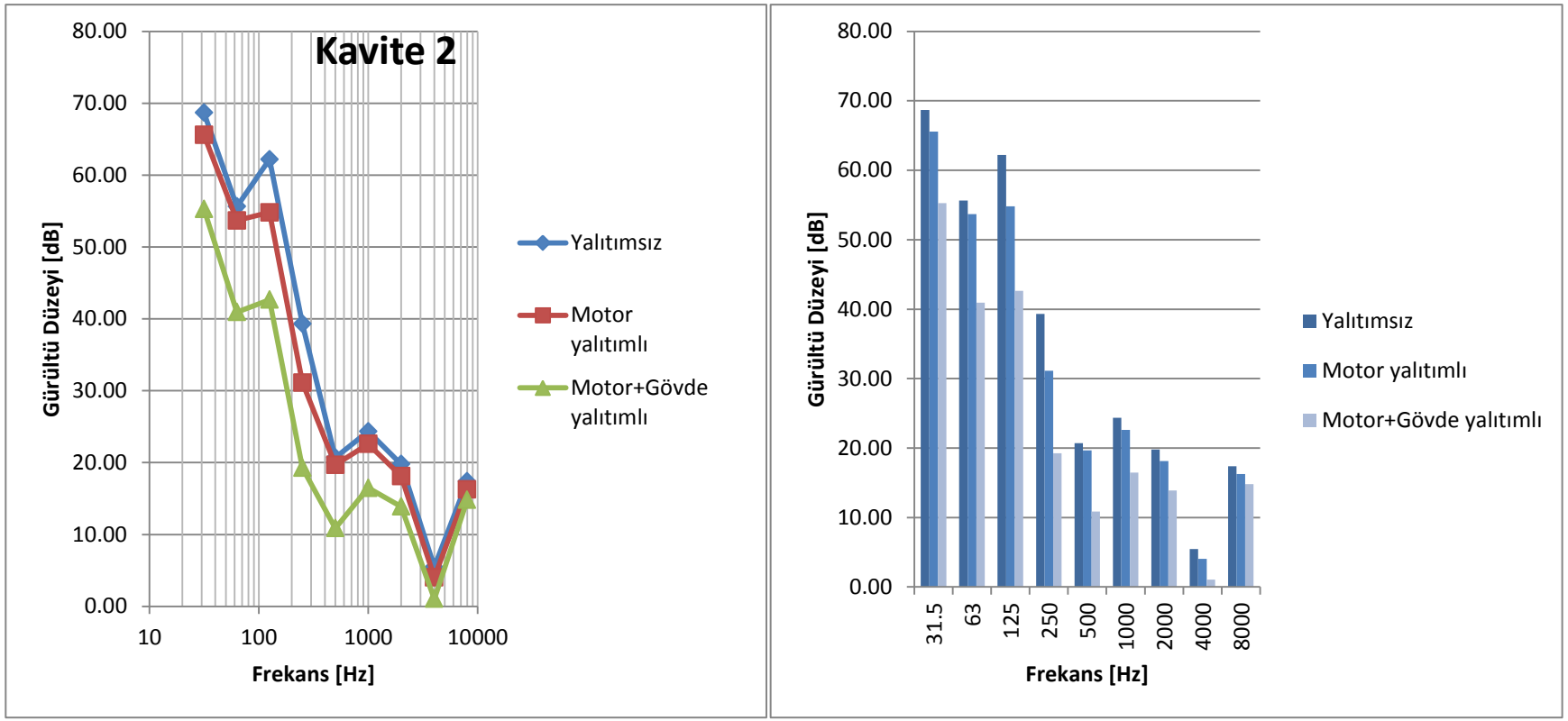
Şekil 6.2 : 10 no'lu akustik kavitede motora ait yanma gürültüsünün yalıtımsız ve yalıtımlı senaryolarda incelenmesi.

Yukarıdaki Şekil 6.2'de görüldüğü üzere, motor kompartımanı ya da gövde elemanlarında yalıtım olmadığı durumda 10. akustik kavitede ortaya çıkan gürültü düzeyi diğer yalıtımlı durumlara göre daha yüksektir. Bu durum, motor kompartımanının hemen üzerinde bulunan 11. akustik kavite ile benzerdir. Sadece motor kompartımanının akustik yalıtım malzemesiyle kaplandığı durumda aynı akustik kavitede elde edilen gürültü düzeyleri yalıtımsız duruma göre daha düşükken, hem motor hem de gövde panellerinin yalıtımlı olduğu duruma göre daha yüksektir. Bu, tıpkı bir önceki akustik kavitedeki gibi beklenen bir durumdur. Çizelge 4.7 ve çizelge 4.8'de özellikleri belirtilen taş yünü akustik yalıtım malzemesi ile kaplanan panel ve hacim sayısı arttıkça, akustik hacimlerde elde edilecek gürültü düzeyi düşecektir. Aşağıdaki çizelge 6.2'de her üç durum için merkez frekanslarda elde edilen ses basınç düzeyleri verilmiştir.

Çizelge 6.2 : 10. akustik kavite için ele edilen ses basınç düzeyleri.

Frekans [Hz]	Yalıtımsız Durum [dB]	Motor Yalıtımlı [dB]	Motor + Gövde Yalıtımlı [dB]
31.5	78.16	75.39	72.27
63	67.14	65.49	60.80
125	75.68	69.42	64.55
250	55.91	47.58	41.19
500	38.54	37.37	32.52
1000	44.29	42.43	38.99
2000	42.42	40.49	38.10
4000	31.13	29.05	27.42
8000	47.84	45.50	44.92

Çizelgeden anlaşılabileceği üzere bütün frekans bölgelerinde yalıtımsız durum ile motor yalıtımlı durumlar arasında ses basınç düzeyi farkı 11. akustik kaviteye göre daha azdır. Çünkü otobüsün motor kompartımanından uzaklaştıkça tek başına motor yalıtımının etkisi azalmaktadır. Bu noktadan itibaren gövdeye ait panellerin yalıtımı daha önem kazanmaktadır. Zira hissedilebilir ses basınç düzeyi farkları yalıtımsız durum ile motor ve gövde panellerinin yalıtımlı olduğu durumlar arasında ortaya çıkmaktadır. Aşağıdaki Şekil 6.3'te ise yalıtımlı ve yalıtımsız senaryolara ait durumlar 2. akustik kavite için yapılmıştır. Şekil 4.16'dan da hatırlanacağı gibi, bu akustik kavite, otobüse ait 1 numaralı akustik kavitenin hemen arkasındadır.



Şekil 6.3 : 2 no'lu akustik kavitede motora ait yanma gürültüsünün yalıtımsız ve yalıtımlı senaryolarda incelenmesi.

Yukarıdaki Şekil 6.3'te görüldüğü üzere, motor kompartımanı ya da gövde elemanlarında yalıtım olmadığı durumda 2. akustik kavitede ortaya çıkan gürültü düzeyi diğer yalıtımlı durumlara göre daha yüksektir. Bu durum, yuarıda incelenen 11. ve 10 akustik kaviteler ile benzerdir. Sadece motor kompartımanının akustik yalıtım malzemesiyle kaplandığı durumda aynı akustik kavitede elde edilen gürültü düzeyleri yalıtımsız duruma göre daha düşükken, hem motor hem de gövde panellerinin yalıtımlı olduğu duruma göre daha yüksektir. Bu, önceki aksustik kavitelerde karşılaşılan durumun aynısıdır. Çizelge 4.7 ve Çizelge 4.8'de özellikleri belirtilen taş yünü akustik yalıtım malzemesi ile kaplanan panel ve hacim sayısı arttıkça, akustik hacimlerde elde edilecek gürültü düzeyi düşecektir. Aşağıdaki Çizelge 6.3'te her üç durum için merkez frekanslarda elde edilen ses basınç düzeyleri verilmiştir.

Çizelge 6.3 : 2. akustik kavite için ele edilen ses basınç düzeyleri.

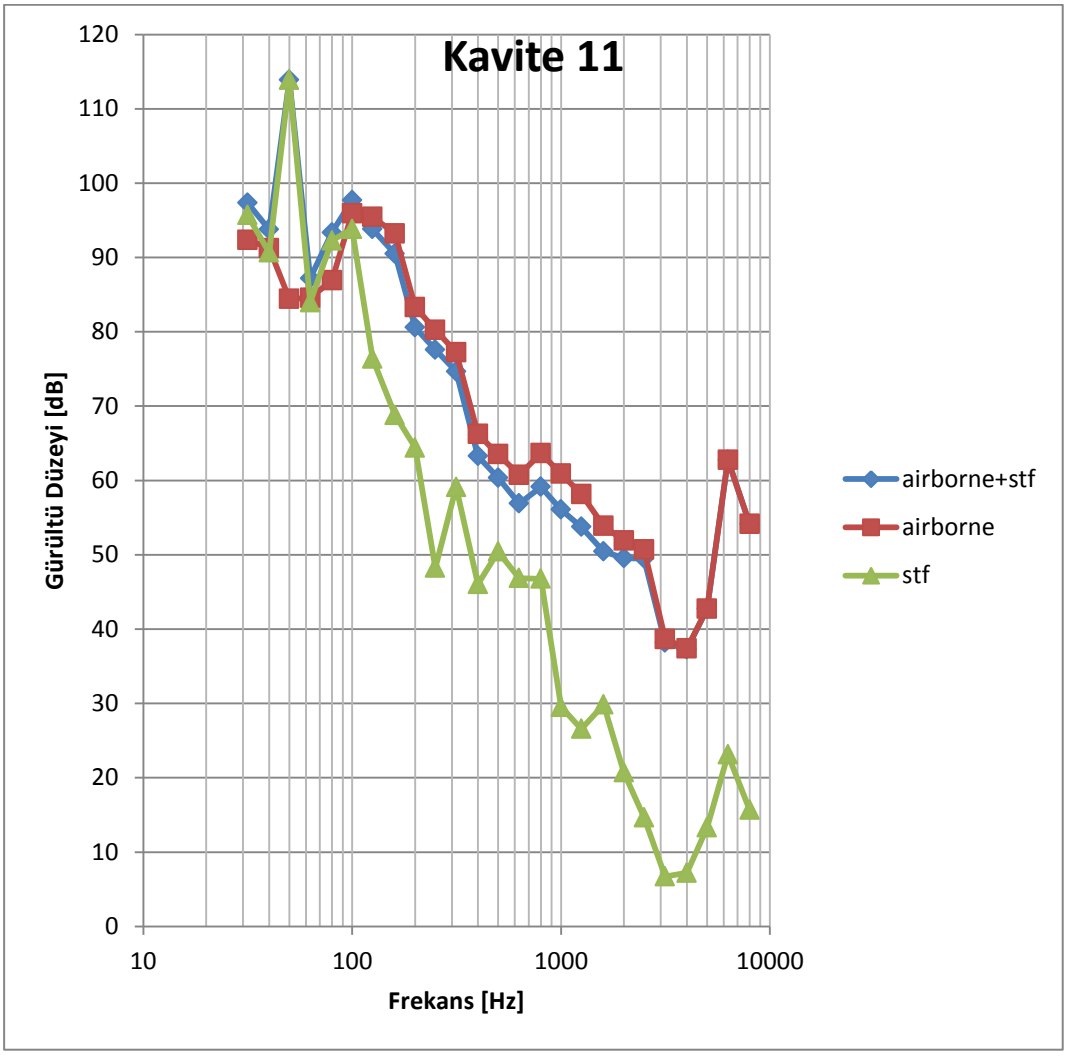
Frekans [Hz]	Yalıtımsız Durum [dB]	Motor Yalıtımlı [dB]	Motor + Gövde Yalıtımlı [dB]
31.5	68.68	65.58	55.28
63	55.63	53.69	40.95
125	62.18	54.81	42.66
250	39.30	31.12	19.26
500	20.69	19.68	10.88
1000	24.34	22.60	16.48
2000	19.79	18.12	13.88
4000	5.48	4.03	1.05
8000	17.39	16.27	14.80

Çizelgeden anlaşılabileceği üzere düşük frekans bölgelerinde yalıtımsız durum ile motor yalıtımlı durumlar arasında ses basınç düzeyi farkı yaklaşık 8-18 dB aralığındadır. Orta ve yüksek frekans bölgelerinde ses basınç düzeyinde yalıtımsız duruma göre fark edilebilir bir azalma için hem motor hem de gövde panellerinde yalıtım gerekmektedir. Çünkü otobüsün motor kompartımanından uzaklaştıkça tek başına motor yalıtımının sağladığı akustik iyileştirme etkisi gittikçe azalmaktadır. Bu noktada gövdeye ait panellerin yalıtımı daha önem kazanmaktadır. Zira hissedilebilir ses basınç düzeyi farkları yalıtımsız durum ile motor ve gövde panellerinin yalıtımlı olduğu durumlar arasında ortaya çıkmaktadır. Özetlemek gerekirse, motora yakın akustik kavitelerde gövde panellerinden ziyade motor kompartımanına uygulanacak yalıtım önemli iken, motordan uzaklaştıkça motor kompartımanına uygulanan yalıtımdan ziyade otobüs gövde panellerine uygulanan yalıtımın etkisi önemlidir.

6.2 Titreşim ve Yanma Kaynaklı Gürültünün Yaşam Hacmindeki Etkisi

Motorun gövdeye bağlandığı noktalar vasıtasıyla gövdeye aktarılan titreşimlerin otobüsün yaşam hacminde oluşturduğu gürültü, motorun yanma gürültüsü ile beraber incelenmesi için otobüsün en arkasında bulunan (otobüs motoruna en yakın) 11. akustik kavite ve otobüsün ortalarına doğru yer alan 4. akustik kavite seçilmiştir. 11. akustik kavitede hiçbir akustik yalıtımın olmadığı durum incelenecektir. 4. akustik kavitede ise hem motor kompartımanının hem de gövdeye ait panellerde yalıtımın yapıldığı durum incelenecektir.

Aşağıdaki Şekil 6.4'te otobüsün en arkasında yer alan akustik kavitede (bkz. Şekil 4.16) hiçbir akustik yalıtımın olmadığı durumda motor gürültüsü kaynaklı durum, titreşim kaynaklı durum ve her iki senaryonun bir arada olduğu durumdaki gürültü düzeyi incelenecektir.



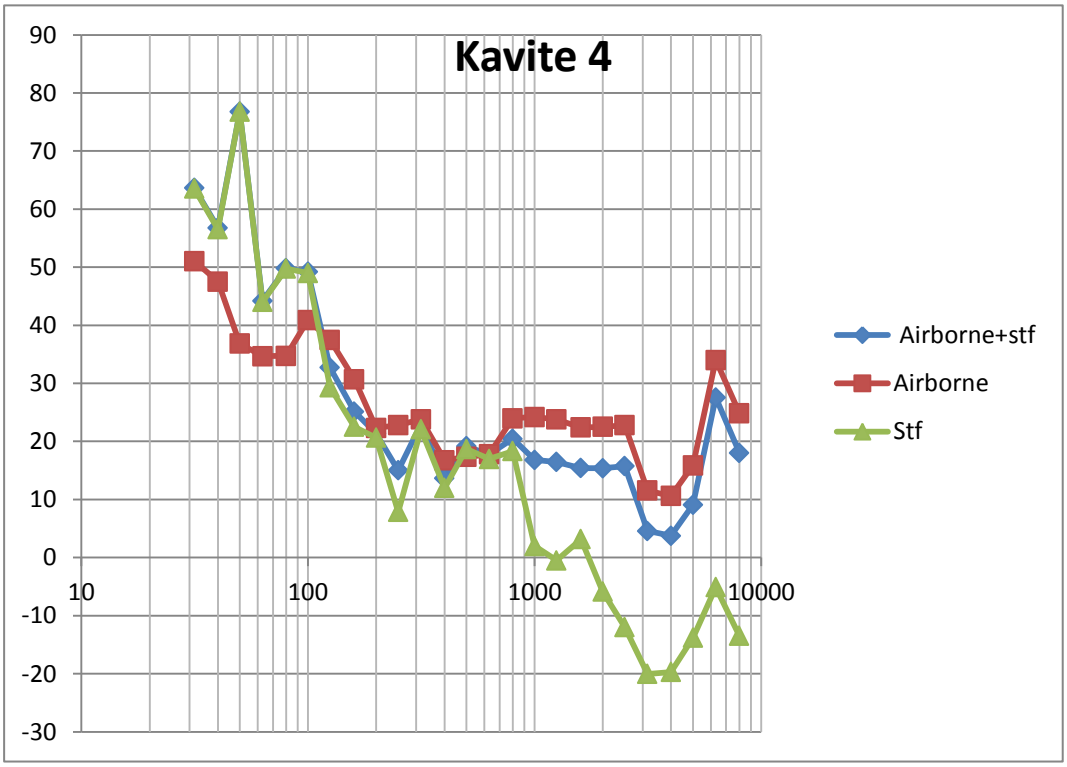
Şekil 6.4 :11. akustik kaviteye ait motor, titreşim gürültüsü ile her iki durum analizi.

Yukarıdaki Şekil 6.4'ten anlaşılabileceği üzere motorun yapısal titreşimlerinden kaynaklanan gürültü düzeyi, toplam gürültü düzeyi içinde 100 Hz. frekans değerlerinden itibaren azalan bir etkiye sahiptir. Özellikle orta ve yüksek frekanslarda motor yanma gürültüsü ile yapısal titreşim gürültüsü arasındaki düzey farkı açılmaktadır. Motor yanma gürültüsü ise orta büyüklükte frekanslardan itibaren toplam gürültü düzeyinin bir miktar önüne geçmektedir. Bunun nedeni ise hem titreşim, hem de yanma gürültüsünün olduğu durumda bazı fazlarda bu iki durumda gürültü etkenlerinde bir sönümleme görülmesidir. Yegane gürültü kaynağı olarak motorun yanma gürültüsünün olduğu durumda her iki kaynağın beraber çalıştığı duruma göre çıkabilecek farkın sebebi budur. Aşağıdaki Çizelge 6.4'te bu kaynakların tekil ve beraber etkili olduğu durumlara ait gürültü düzeyleri merkez frekanslarda görülebilmektedir.

Frekans [Hz]	Titreşim ve Yanma Gürültüsü [dB]	Yanma Gürültüsü [dB]	Titreşim Gürültüsü [dB]
31.5	97.3596	92.3704	95.7037
63	87.197	84.5649	83.9545
125	93.8079	95.4306	76.3849
250	77.5966	80.2614	48.2285
500	60.3587	63.5311	50.4272
1000	56.0762	60.8947	29.5292
2000	49.5584	51.8949	20.7189
4000	37.2846	37.4103	7.20611
8000	54.1397	54.1412	15.6851

Çizelge 6.4 : Gürültü kaynaklarının tekil ve birlikte etkilerinin incelenmesi.

Bir sonraki sayfada yer alan Şekil 6.5'te ise 4. numaralı akustik kavitede, hem motor kompartımanı hem de gövde panellerine ait akustik yalıtımlı durumda titreşim, yanma ve her iki durumun da bir arada oluşturduğu gürültü düzeyleri incelenmektedir. Bu koşul, 11. akustik kaviteye ait durumdan farklı olarak, hem gövde hem de motor kompartımanına ait panellerin yalıtım malzemesi uygulandıktan sonraki durumunu incelemektedir.



Şekil 6.5 : 4. akustik kaviteye ait motor, titreşim gürültüsü ile her iki durum analizi.

Yukarıdaki Şekil 6.5'ten anlaşılabileceği üzere çok düşük frekanslarda yanma gürültüsü kaynaklı gürültü, yapısal titreşim kaynaklı gürültüye göre daha az bir basınç düzeyine sahipken, 100 Hz. frekans değerlerinden itibaren bu durum yine bir önceki incelenen durum gibi olmakta, yani yapısal titreşim kaynaklı gürültü düzeyinin önüne geçmektedir. Yüksek frekanslardan itibaren motor yanma gürültüsü ile yapısal titreşim gürültüsü arasındaki düzey farkı açılmaktadır. Yanma gürültüsünün her iki kaynağın da oluşturduğu gürültü düzeyinin de önüne yüksek frekanslarda geçtiği görülmekedir. Bunun nedeni ise hem titreşim, hem de yanma gürültüsünün olduğu durumda bazı fazlarda bu iki durumda gürültü etkenlerinde bir sönümleme görülmesidir. Yegane gürültü kaynağı olarak motorun yanma gürültüsünün olduğu durumda her iki kaynağın beraber çalıştığı duruma göre çıkabilecek farkın sebebi budur.

KAYNAKLAR

Ballou, G. M. (1987). Nature of sound waves. *Handbook for Sound Engineers* (Sf. 5). Howard W. Sams & Co. : USA.

de Silva, W. C. (2005). Time-domain analysis. *Vibration and Shock Handbook.* Glossary. (Sf. G-61). CRC Press : Florida.

Fahy, J. F. (1994a). Limitations of deterministic models and analysis. *Statistical energy analysis : a critical overview* (Sf. 2). Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, İngiltere.

Fahy, J. F. (1994b). Statistical energy analysis – frequency average estimates. *Statistical energy analysis : a critical overview.* (Sf. 7). Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, İngiltere.

Heckl, M. ve Lewit, M. (n. d.). Sound and transmission paths. *Statistical energy analysis as a tool for quantifying sound and vibration transmission (paths* (Sf. 21). Institut für Technische Akustik, Technische Universitæt, Berlin, Almanya.

Lyon, H. R. (1975). The development of statistical energy analysis. *Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems : Theory and Applictions* (Sf. 6). The MIT Press Cambridge, Massachusetts, USA.

Özgüven. H. (2008). Ses dalgalarının özellikleri – frekans, periyot, dalga boyu ve yayılma hızı. *Gürültü Kontrolü: Endüstriyel ve Çevresel Gürültü* (Sf. 3-7). Türk Akustik Derneği, Ankara.

Url-1 <*http://www.cammach.com/perch/resources/glass-mineral-wool-1.pdf*>, alındığı tarih: 21.02.2014.

EKLER

EK A: L&L Akustik Yalıtım Ürün Kataloğu

L&L Products

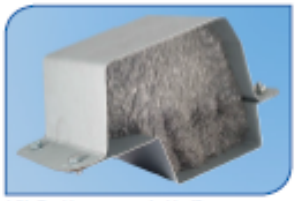
Lighter, stronger, quieter buses & coaches

L&L Products provides bus and coach manufacturers around the world with a range of acoustic, anti-corrosion and structural solutions specifically designed to meet the increasingly challenging needs of the industry. A key element of our strategy is to customize our materials and part designs to precisely meet a customer's requirements. Our systems are able to help bus and coach manufacturers meet the very latest acoustic drive by noise regulations, interior comfort specifications, vehicle safety requirements and fuel economy / emissions standards.

L&L technology has been developed to easily integrate into the specific vehicle assembly processes of each manufacturer. L & L systems are available offering cure ranges between room temperature to 204°C (400°F). Systems are also available that are compatible with a wide range of vehicle body materials including steel, stainless steel, galvanized steel, aluminum and composites. L&L is readily able to provide design, material development, engineering and process support to its customers on a global basis.



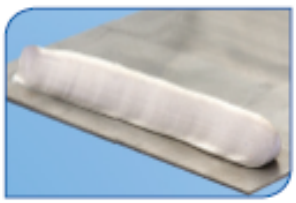
Lighter, stronger, quieter and safer.



L&L Seal heat expanded baffle system.



DECI-TEX molded insulation panel.



L&L Seal ambient curing elastic sealant.

A Complete & Comprehensive Product Range

L&L Bond

L&L Bond paste, tape and film structural adhesives can replace traditional joining techniques across a range of substrates - steel, aluminum, composites etc. and are therefore are ideal for hybrid body construction. They can reduce weight, eliminate corrosion, enhance joint strength and can be used for dissimilar substrate combinations. In addition they can be readily used in areas that are difficult to access using traditional techniques such as welding and mechanical fasteners.

L&L Seal

L&L's cavity sealing and acoustic technologies reduce noise entering and exiting a vehicle body by managing noise propagation while at the same time reducing the risk of body corrosion. L&L Seal elastic joining systems are available in tape, paste, die cut, clip, metal carrier and injected molded thermoplastic carrier formats to efficiently match customer build rate and geometry requirements.

L&L DECI-TEX

DECI-TEX fiber-based, acoustic technology is available in sheet and part form. The current DECI-TEX range includes: V series - vertically-lapped, lofted sound absorption materials; T series - thermoformable acoustic sheet materials and M series - molded vertically lapped lofted sound absorption materials. As well as delivering high acoustic / thermal performance while being lighter and lower in cost than the competition, our approach is to offer solutions that are engineered for customer-specific applications.

L&L Reinforce

L&L's structural reinforcement technologies can strengthen, stiffen and improve crash and acoustic performance in all types of buses and coaches. L&L Reinforce solutions can enable down gauging or reduced substrate wall thickness without loss of structural integrity in aluminum and steel body structures.

© L&L Products - July 2013 - Bus / Coach Info Sheet - V1.5

Ek A.1 : Akustik yalıtım malzeme tanıtımı.

Ek A.2: Akustik yalıtım uygulama bölgeleri.

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Eren Demiral

Doğum Yeri ve Tarihi: Isparta / 05.09.1988

Adres: Salacak Mah. Bestekar Selahattin Pınar Sok. No:77/9 Üsküdar/İstanbul

E-Posta: demirale@gmail.com

Lisans: İ.T.Ü Makina Fakültesi / Makina Mühendisliği –Otomotiv A.B.D