

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT HAVA EMİŞ SİSTEMİNİN AKUSTİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özgün YAKAR

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Makina Dinamiği Titreşim ve Akustiği Programı**

HAZİRAN, 2013

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

TAŞIT HAVA EMİŞ SİSTEMİNİN AKUSTİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özgün YAKAR

**Makina Mühendisliği Anabilim Dalı
Makina Dinamiği Titreşim ve Akustiği Programı**

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Haluk EROL

HAZİRAN, 2013

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503101402 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Özgün YAKAR, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**TAŞIT HAVA EMİŞ SİSTEMİNİN AKUSTİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Haluk EROL**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Ahmet GÜNEY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Eşref EŞKİNAT
Boğaziçi Üniversitesi

Teslim Tarihi : **2 Mayıs 2013**

Savunma Tarihi : **4 Haziran 2013**

Nişanlıma ve Aileme,

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, özellikle pratikliği, esnekliği ve hızı ile öne çıkan istatistiksel enerji analizi yöntemi kullanılmıştır. Sonlu elemanlar bazlı yöntemlerin sıklıkla kullanıldığı sistemler, bir de istatistiksel bakış açısıyla ele alınmıştır. Belli bir amaç doğrultusunda kullanıldığı sürece ne kadar iyi sonuç verdiği gözlemlenmiştir. Çalışma sürecinde desteklerini hiç esirgemeyen Burcu CEBECİ'ye, Oya & Öner ve Selen YAKAR'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca tez sürecinde gerek bilgileriyle gerekse değerli zamanlarını bana ayırarak yardım eden arkadaşlarım Asım Ozan MUTLU, Sancar Tuna KOÇOĞLU, Mehmet Volkan KAZANCI'ya çok teşekkür ederim.

Nisan 2013

Özgün YAKAR
Makine Mühendisi

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER.....	ix
KISALTMALAR.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY.....	xvii
1. GİRİŞ.....	1
1.1 İstatistiksel Enerji Analizi.....	1
1.2 Hava Emiş Sistemi	1
1.2.1 Orifis.....	2
1.2.2 Hava filtre kutusu.....	2
1.2.3 Temiz hava kanalı	3
1.2.4 Turbo	3
1.2.5 Sıcak hava kanalı	4
1.2.6 Hava soğutucu.....	5
1.2.7 Soğuk hava kanalı	5
1.3 Hava Emiş Sistemi'nin Titreşim ve Akustik Anlamında İncelenmesi	5
1.3.1 Sistem elemanlarının akustik performanslarının değerlendirilmesi	9
1.4 Hava Emiş Sistemi Analizinde Kullanılan CAE Yöntemleri	11
1.4.1 Hava emiş kanallarının ve hava filtre kutusunun titreşim analizi.....	11
1.4.2 Hava emiş sistemi orifis gürültüsünün 1D analiz yöntemiyle bulunması ..	12
1.4.3 Akustik elemanın iletim kaybının 3D BEM analiz yöntemiyle tahmini	15
2. AĞIR VASITA HAVA EMİŞ SİSTEMİNİN YÜKSEK FREKANS DİNAMİK CEVABININ SEA MODELİ İLE TAHMİNİ.....	19
2.1 Modelleme Aşamaları.....	19
2.2 SEA Modelinin Oluşturulması.....	21
2.2.1 SEA yüzey elemanlarının oluşturulması	22
2.2.2 SEA boşluk elemanlarının oluşturulması	27
2.2.3 Motor, turbo ve rüzgar gürültü kaynaklarının SEA modeline yerleştirilmesi.....	30
3. AĞIR VASITA HAVA EMİŞ SİSTEMİ ORİFİS GÜRÜLTÜSÜ TESTİ.....	35
3.1 Test Basamakları	35
3.2 SEA Modelinin Orifis Gürültüsü Ölçümü ile Korelasyonu	38
4. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	41
4.1 Sorunun SEA Model Analizi Yardımıyla Tespiti	41
4.2 Sorunun Çözümü	42
KAYNAKLAR.....	47

ÖZGEÇMİŞ.....	49
----------------------	-----------

KISALTMALAR

c	: Dalga Hızı
CC	: Güven Katsayısı
KE	: Kinetik Enerji
m.s	: Ortalamaların Karesi
PE	: Potansiyel enerji
S	: Spektral Yoğunluk

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 : Hava emiş sistemi-Orifis (Kirli Hava Kanalı).....	2
Şekil 1.2 : Hava emiş kutusu.....	3
Şekil 1.3 : Turbo.....	4
Şekil 1.4 : Hava Emiş Sistemi.....	5
Şekil 1.5 : Bir Helmholtz Rezonatörünün İletim Kaybı Eğrisi.....	7
Şekil 1.6 : Çok kanallı yüksek frekans rezonatörü (a), Bir yüksek frekans rezonatörüne ait iletim kaybı eğrisi (TL: Transmission Loss).....	8
Şekil 1.7 : Bir akustik elemanın iletim kaybı.....	10
Şekil 1.8 : Bir akustik elemanın geçiş kaybı.....	10
Şekil 1.9 : Bir dişli kutusu tasarımında, girişlerin kullanımı.....	12
Şekil 1.10: Bir hava emiş sistemi elemanlarının ve sistemin İletim Kaybı Eğrisi.....	14
Şekil 2.1 : Bir ağır vasıta hava emiş sistemi – düşük basınç kanalları.....	19
Şekil 2.2 : Hava emiş sisteminin sonlu elemanlar modeli.....	20
Şekil 2.3 : SEA nodlarının yüzeye yerleştirilmesi.....	21
Şekil 2.4 : Düz Plaka Özellikleri.....	23
Şekil 2.5 : Tek Radüslü Plaka Özellikleri.....	23
Şekil 2.6 : Tek Radüslü Plaka uygulama örneği.....	24
Şekil 2.7 : Çift Radüslü Plaka uygulama örneği.....	25
Şekil 2.8 : Tek Radüslü Plaka Özellikleri.....	25
Şekil 2.9 : Silindir Plaka uygulama örneği.....	26
Şekil 2.10: Silindir Plaka Özellikleri.....	26
Şekil 2.11: Hava emiş sisteminin SEA plaka elemanları ile modellenmiş son hali.....	27
Şekil 2.12: Hava emiş sistemi, temiz hava kanalı içindeki hava kütlesi.....	28
Şekil 2.13: Boşluk elemanı özellikleri ekranı.....	29
Şekil 2.14: Tüm hava emiş sisteminin dışını saran boşluk elemanları.....	30
Şekil 2.15: Hava emiş orifis dışındaki hava kütlesine etkileyen rüzgar gürültü kaynağı.....	31
Şekil 2.16: Rüzgar gürültü kaynağının 1/3 oktav spektrumu.....	31
Şekil 2.17: Motor gürültü kaynağı.....	32
Şekil 2.18: Motor gürültü kaynağının 1/3 oktav spektrumu.....	32
Şekil 2.19: Turbo kanat geçiş gürültü kaynağının 1/3 oktav spektrumu.....	33
Şekil 2.20: Motor titreşim kaynağı.....	34
Şekil 3.1 : Test aracı ölçüme hazırlanırken.....	35
Şekil 3.2 : Ölçümde kullanılan ½’’ dış ortam mikrofonu.....	35
Şekil 3.3 : Ölçümde kullanılan ½’’ dış ortam mikrofonunun özellikleri.....	36
Şekil 3.4 : Ölçüm lokasyonuna yerleştirilmiş mikrofon.....	37
Şekil 3.5 : Devir bazlı Campbell grafiği.....	38
Şekil 3.6 : Kompresör kanat geçiş gürültüsü.....	39

Şekil 3.7 : SEA Modeli ilk safhasında alınan dinamik cevap grafiği.....	40
Şekil 3.8 : SEA Modelinin son hali – Dinamik cevap grafiği.....	40
Şekil 4.1 : Hava filtresi dışındaki hava kütlesinin 1/3 oktav gürültü seviyeleri grafiği.....	41
Şekil 4.2 : Hava filtresi dışındaki hava elemanın renkli diagramı.....	42
Şekil 4.3 : Her iki kauçuk izolatörün 2mm ve 10mm et kalınlıkları için yüzey hız grafikleri.....	43
Şekil 4.4 : Filtre dışındaki hava kütlesinin gürültü seviyelerinin her iki kalınlık değeri için karşılaştırması.....	44
Şekil 4.5 : Filtre dışındaki hava kütlesinin 6300 Hz 1/3 oktav bandındaki gürültü seviyelerinin her iki kalınlık değeri için renkli diagram olarak karşılaştırılması.....	44

TAŞIT HAVA EMİŞ SİSTEMİNİN AKUSTİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ

ÖZET

Yüksek mühendislik bilgisi gerektiren ürünlerin tasarım sürecinde kullanılan analiz yöntemleri, bazı durumlarda yetersiz kalmakta ve tasarımdaki bilinmeyen sayısını arttırmaktadır. Bu nedenden ötürü, çeşitli analiz yöntemleri geliştirilmektedir. İstatistiksel Enerji Analizi yöntemi de, ürünün (genel olarak hava, uzay ve kara araçlarında uygulanmaktadır) modelinin kurulması, sistem ile ilgili parametrelerin belirlenmesi ve sonuç olarak da sistem cevabının oluşturulması prosesine “istatistiksel” bir bakış açısıyla yaklaşmaktadır.

Alışlagelmiş yöntemler düşük frekans bandı için oldukça sağlıklı sonuçlar vermekte ve yapılan testler de bu analiz sonuçlarını doğrular niteliktedir. Fakat çalışılan sistemlerin yüksek frekans bandındaki dinamik cevabı bilinmek istendiği zaman, bu alışlagelmiş analiz yöntemleri yetersiz kalmakta ve analiz sonuçları yüksek frekans bandında yanıltıcı olabilmektedir.

İlk olarak uzay araçlarında yapılan çalışmalarda ortaya çıkan “yüksek frekans bandı tahriği” ve incelenen sistemlerin bu frekans bandındaki hassasiyetleri, yeni bir yöntemin doğmasını sağlamıştır. Uzay araçlarının düşük kütleye sahip olması ve buna rağmen direngenliklerinin yüksek olması, yüksek frekans bandı tahriğine karşı bu araçları oldukça hassas kılmaktadır. Sistemlerin bu frekans bandındaki davranışı, birkaç bilim adamının dikkatini çekmiş, sonuç olarak yeni bir analiz yönteminin doğmasına neden olmuştur.

1960’ların başlarında, R.H. Lyon ve P.W.Smith Jr. isimli iki bilim adamı tarafından birbirlerinden habersiz bir şekilde, mekanik sistem modellerinin kurulması ve sistem cevabının hesaplanması amacıyla geliştirilen İstatistiksel Enerji Analizi yöntemi, zamanla diğer bilim adamlarının da katkısı ile diğer analiz yöntemlerine alternatif haline gelmiştir. Bugün uzay ve hava araçlarının tasarımından, otomobil gibi kara taşıtları kabin içi akustiği ve inşaat sektöründe bina içi akustiği tasarımına kadar çok çeşitli mühendislik uygulamalarında kullanılmaktadır.

Yöntemin ismindeki İstatistiksel kelimesi, sistemin bazı parametre değerlerinin, istatistiksel olarak belirlenmesinden kaynaklanmaktadır. Enerji kelimesi ise, analizi yapılan yapının ivme, hız, deplasman gibi sistem parametrelerinin enerji ifadeleri kullanılarak oluşturulmasından kaynaklanmaktadır. Analiz kelimesi, bu yöntemin mühendislik problemlerinin çözümü amacıyla oluşturulmuş bir yol olduğunu belirtmektedir. Bu tez dahilinde, bir ağır vasıta hava emiş sisteminin dinamik davranışı, istatistiksel enerji analizi bakış açısıyla incelenmiştir. Genel olarak istatistiksel enerji analizinde, oda içi akustiği ve büyük yapıların dinamik davranışı, rahat bir şekilde modellenmekte ve analiz edilmektedir. İncelenen ağır vasıta hava emiş sistemi, küçük yapı elemanlarından oluşmaktadır, bu durumdan ötürü sistemin düşük frekans dinamik cevabı pek güvenilir değildir. Bu nedenle analiz 500 Hz frekans bandından itibaren yapılmıştır.

İncelenen sistemin dinamik cevabı yüksek frekans bölgesinde daha güvenilir olduğu için, bu bölgede oluşabilecek gürültünün etkinliğı daha rahat bir şekilde tespit edilebilmiştir. Örneğın turbo kaynaklı gürültülerin etkinliğı ve yayılma yolları tespit edilmiş ve bu problemin çözümü anlamında bazı aksiyonlar alınmıştır.

DYNAMICAL RESPONSE PREDICTION OF THE HEAVY TRUCK AIR INTAKE SYSTEM USING SEA MODEL

SUMMARY

The name SEA was coined in the early 1960's to emphasize certain aspects of this new field of study. Statistical emphasizes that the systems being studied are presumed to be drawn from statistical populations having known distributions of their dynamical parameters. Energy denotes the primary variable of interest. Other dynamical variables such as displacement, pressure, etc., are found from the energy of vibration. The term Analysis is used to emphasize that the SEA is framework of study, rather than a particular technique.

Statistical approaches in dynamical analysis have a long history. In mechanics, we are most familiar with their application to the vibration that is random in time of the deterministic system. It is useful to emphasize here that the important feature of the SEA is the description of the vibrating system as a member of a statistical population or ensemble, not whether or not the temporal behaviour is random.

Traditional analysis of mechanical system vibration of machines and structures have been directed at the lower few resonant modes because these modes tend to have the greatest displacement response in many instances, and the frequencies of excitation were fairly low. Of course, the vibration of walls and floors and their high frequency sound radiation have been of interest for a long time, but mechanical and structural engineers have been generally unaware of or unconcerned with this work. The advent of fairly large and lightweight aerospace structures, and their attendant high frequency broadband loads, has meant much more attention to higher order modal analysis for purposes of predicting structural fatigue, equipment failure and noise production.

A characteristic of higher order mode analysis, however, is basic uncertainty in modal parameters. The resonance frequencies and mode shapes of these modes show great sensitivity to small details of geometry and construction. In addition, the computer programs used to evaluate the mode shapes and frequencies are known to be rather inaccurate for this higher order modes, even for rather idealized systems. In light of these uncertainties, a statistical model of the modal parameters seems quite natural and appropriate. If there is cause for statistical approaches from the nature of dynamical problem, there is equal motivation from the viewpoint of application. Mechanical and structural designers are often faced with making environmental and response estimates at a stage in a project where structural detail is not known. These estimates are made for the qualification of equipment and the design of isolation, damping or structural configurations to protect equipment and protect the integrity of the structure.

Highly detailed analyses requiring specific knowledge of shape, construction loading functions, etc., are not appropriate. Simpler statistical analytical estimates of response to environment that preserve parameter dependence are appropriate to the designer's need at this stage.

There is experience in dealing with dynamical systems described by random parameters. Two notable examples that have served as "touchstones" in early developments of SEA are the theory of room acoustics and statistical mechanics. Room acoustics deals with the excitation of systems of very many degrees of freedom (there may be over a million modes of oscillation of a good sized room in the audible frequency range) and the interactions between such systems (sound transmission through a wall is an example). The analyses are carried out using both modal and wave models. The very large number of degrees of freedom is an advantage from a statistical viewpoint; it tends to diminish the fluctuations in prediction of response.

Statistical mechanics deals with the random motion of systems with either a few or very many degrees of freedom. However, it is random motion of very special type, which we may call "maximally disordered". In this state of vibration, all modes, whether they resonate at frequencies near each other or are far apart, tend to have equal energy of vibration and to have incoherent motion. The energy of the modes is, aside from a universal constant, the system temperature. The state of equal modal energy is spoken of as "equipartition of energy". In SEA, we sometimes make the equipartition assumption for modes that resonate in the same frequency band, but not for all modes.

Statistical mechanics, and its related science, heat transfer, also teach us that thermal (random vibration) energy flows from hotter to cooler systems and that the rate of flow is proportional to temperature (modal energy) difference.

One advantage of statistical analysis of systems may be seen from the practical aspects of room acoustics. If one truly has million modes to deal with, even the m.s pressure associated with each, changing with time as the flute gives way to tympani, would be a hopeless mass of information to assimilate. What one does instead is to describe the field by a few coherent features of the modal pattern (direct field and a few reflections) and incoherent energy (reverberant field) totalled into a few frequency bands. Thus instead of million measures of the sound field (which would be incomplete in any case without the coherence data), we are able to describe the sound field effectively by 10-20 measures.

The statistical analysis also allows for much simpler description of system, whether one describes the field by modes or waves. In the former case, modal density, average modal damping, and certain averages of modal impedance to sound sources are required. In a wave description, such parameters as mean free path for waves, surface and volume absorption, and general geometric configuration are required. The number of input parameters is generally in balance with the number of measures (10-20) to be taken.

The most obvious disadvantage of statistical approaches is that they give statistical answers, which are always subject to uncertainty. In very high order systems, this is not a great problem. Many of the systems we may wish to apply SEA to, however, may not have enough modes in certain frequency bands to allow predictions with an acceptable degree of certainty. To keep track of this, we may calculate the variance as well as the mean, and also calculate the confidence for prediction intervals.

In addition to hard and fast computational problems, there are certain difficulties in the psychology of statistical methods. A designer is not dealing with a gas of complicated molecules in random collision; he is concerned about predicting the structural response of a wing, for which he has engineering drawings, to a loading environment, for which he has flight data. Instead of following deterministic calculation (probably computer based) it is suggested that he will get a “better” estimate if he represents the wing as a flat plate of a certain average thickness and total area. His incredulity may be imagined. But he must remember that his knowledge of the wing at the 50th mode of vibration may be just as well represented by the flat plate as it is by his drawings. Also, the answers he gets by SEA will be in a form that is usable to him, generally retaining parameter dependence that will allow him to interpret the effect of certain simple design changes on response level.

With this brief explanation about the method, we can understand that we can predict also the response of small sized structures, which have a few modes in lower frequency bands. In this thesis, a heavy truck air intake system is the subject to the analysis. This intake system has got large tubes according to normal passenger vehicle intake system. However it has got not much modes in the lower frequency band, because of that reason analysis have been done from 500 Hz frequency band. Below that frequency band, results have got lower confidence levels.

With the help of other analysis methods, some good correlated models have been created regarding to this air intake system. Those methods used to analyse low frequency band response of air intake system parts. For example finite element method has been used, in order to predict air intake system panel modes which are really important for radiated noise analysis. Also air intake orifice noise predicted using 1D analysis tools. These 1D models have been correlated with the help of orifice noise test.

Test has been done in Eskişehir, on the proving ground. During tests, orifice noise has been measured. With the help of this orifice noise test data, 1D orifice noise models have been correlated.

Radiated noise analysis has been performed in order to predict the noise radiation from the air intake system part surfaces. With this method, radiated noise directivity from the air intake system part surfaces can be also predicted. This information gives us the ideas of noise reduction. Mostly, surface treatment applications have been used in order to reduce radiated noise from surfaces.

All of those analysis methods can be used to predict dynamic responses of the system for low frequency band. There is a need of high frequency method. This need caused to born a new method called statistical energy analysis.

At higher frequencies confidence levels regarding to dynamical response are high, so that leads us to predict high frequency problems. For example, turbo related high frequency noises can be predicted with this method. Noise patterns and paths can be predicted and take an action to attenuate those noise levels.

1. GİRİŞ

1.1 İstatistiksel Enerji Analizi

Diğer yöntemlere göre çok daha hızlı sonuç veren ve özellikle yüksek frekans tahriğinin söz konusu olduğu sistemlerde çok sağlıklı verilere ulaşabileceğimiz SEA yöntemi otomotivde, genel olarak araç dış kabuk ve şasi uygulamalarında kullanılmaktadır. Bu genel yaklaşımın nedeni, geniş yüzey alanlarına sahip büyük yapıların düşük frekans bandında (1000 Hz'in altında) daha çok mod barındırmasıdır. Böylece oluşturulan SEA modelleri, düşük frekans bandında da güvenilir olacak ve sağlıklı sonuç verecektir. Daha önce yapılan çalışmalardan elde edilen deneyimle, ilgilenilen frekans bandında en az “üç” modun olması, sistem cevabının sağlıklı bir şekilde elde edilmesinde büyük önem taşımaktadır [1] .

Bu genel yaklaşımın tersine bu tez çalışmasında, araç güç aktarma organı yardımcı sistemlerinden biri olan “hava emiş sistemi”nin SEA modeli kurulmuş ve sistemin dinamik cevap grafikleri oluşturulmuştur.

1.2 Hava Emiş Sistemi

Otomotivde hava emiş sistemi, ilk hali olan karbüratörlü tasarımından itibaren epey yol almıştır. Karbüratörlü hava emiş sistemlerinde hava direk olarak motor bölümünden, araç önündeki mazgallardan alınır. Bunu takiben karbürizasyon işlemi, hava emiş filtresinden sonra, yakıtın hava ile homojen olarak karıştırılması ile gerçekleştirilir. Yakıtın hava ile homojen bir şekilde karıştırılması, yakıtın basınçlı nozüllerden hava içine sprey şeklinde püskürtülmesi yardımı ile olur. Bu hava emiş sistemi tasarımında motor silindirlerinin içindeki hava atmosferiktir (atmosfer basıncı).

1900'lerin başında “Turboşarj-Turbo”nun (Turbocharger) icat edilmesi ile otomotivdeki gelişmeler ivme kazanmıştır. Araç motorlarından, turbonun yarattığı yüksek basınç yardımıyla, aynı yakıt miktarı ile daha fazla güç elde edilmiştir. Hava emiş sistemi de bu gelişmeler sonucunda değişime uğramıştır. Şu anki teknoloji

seviyesinde genel olarak hava, motora bir turbo yardımıyla basınçlı olarak iletilmekte ve hava emiş sistemi de “düşük basınç – yüksek basınç” olarak iki kısma ayrılmaktadır. Hava, motor silindirlerine iletilirken sırasıyla aşağıdaki bölümlerde anlatılan aşamalardan geçmektedir.

1.2.1 Orifis

Hava, motor bölümünden direk olarak, hava emiş sisteminin ilk parçası olan orifisten alınır. Bu parçaya “kirli hava kanalı” (Dirty Side Duct) da denilmektedir. Bu adlandırma, havanın henüz hava filtresine girip temizlenmemiş olmasından kaynaklanmaktadır. Şekil 1.1’de bir Orifis örneği verilmiştir. Orifis’ten alınan kirli hava, bir sonraki hava emiş sistemi parçası olan “hava filtresi”ne aktarılır.



Şekil 1.1: Hava emiş sistemi-Orifis (Kirli Hava Kanalı).

1.2.2 Hava filtre kutusu

Orifis ile dışarıdan alınan kirli havanın, motor silindirlerine verilmeden önce toz ve pislikten temizlenmesi gerekmektedir. Havadaki tozun, motora zarar verdiği bilinir bir gerçektir. Hava filtre kutusunun (Hava Emiş Kutusu), motora verilen havayı temizleme işleminin dışında, motor gürültüsünün orifisten dışarı çıkmasını

engelleyici bir görevi de vardır. Hava emiş kutusunun bu etkisi, ileride işlenecek konularda anlatılacaktır. Örnek bir hava emiş kutusu resmi Şekil 1.2’de verilmiştir.



Şekil 1.2: Hava emiş kutusu.

1.2.3 Temiz hava kanalı

Hava filtresinden alınan tozdan arınmış temiz hava, “Temiz Hava Kanalı”na verilir. Bu ara kanal temiz havayı, basınçlandırılmış bir şekilde motor silindirlerine aktaran Turbo’ya iletir.

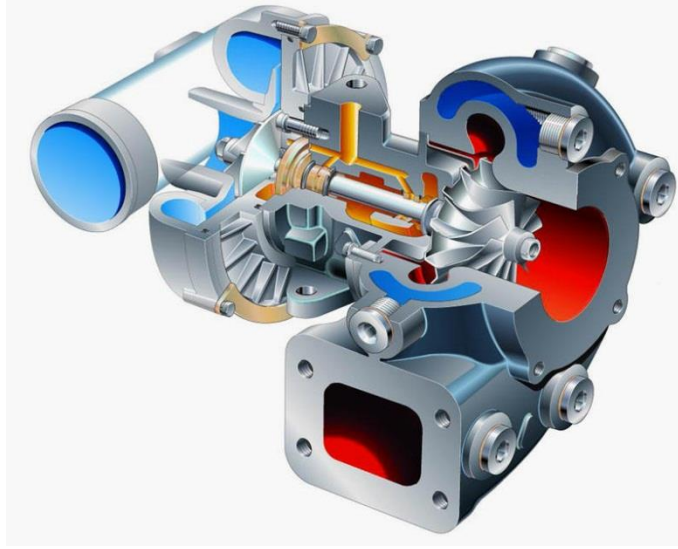
1.2.4 Turbo

Turbo, alınan temiz havanın, motor silindirlerine basınçlı bir şekilde aktarılması için tasarlanmış bir makinedir. Üç bölümden oluşmaktadır; türbin, kompresör, şaft ve yatağı. Egzoz manifoldundan alınan sıcak ve basınçlı atık gaz, turbonun türbinini çevirerek, atık enerjinin bir kısmının dönme kinetik enerjisine dönüştürülmesini sağlar. Bu kinetik enerji bir şaft yardımıyla turbonun diğer bölümü olan kompresöre aktarılır. Bu gücü aktaran şaft, kaymalı yatak ile yataklanmıştır. Yatak ile şaft arasındaki kayganlığı sağlamak amacıyla, yataktan sürekli olarak yağlama yapılmaktadır.

Türbinden alınan güç, turbonun diğer tarafındaki, hava emiş sistemine bağlı olan kompresöre aktarılır. Kompresörün görevi, temiz hava kanalından aldığı havayı basınçlandırarak motor silindirlerine vermektir. Temiz hava kanalından alınan hava, kompresörün kanatları tarafından çekilerek, “Sıcak Hava Kanalı”na aktarılır.

Hava emiş sisteminin düşük basınç kısmı, turboya kadar olan kısımdır. Turbodan sonraki bölümlerde hava basıncı atmosferik basınçtan bir miktar daha fazla olduğu için, bu bölümden sonraki kanallar yüksek basınç kısmına aittir.

Turbo, egzoz gazları ile tahrik edildiği için, motor devrine direk olarak bağlı değildir. Egzoz gazlarının debisi, motor devrinin artması ile artacağından dolayı, turbo devri de dolaylı olarak motor devrine bağlıdır. Ortalama bir turbo, motor 2000 Dev/Dk'dayken, ~80000 Dev/Dk'ya sahiptir. Turbonun sahip olduğu yüksek hızlar, onun dinamik davranışının modellenmesini ve özellikle hava emiş sistemi ile taşınan motor gürültüsünün üzerindeki etkisinin anlaşılmasını zorlaştırmaktadır. Şekil 1.3'te turbonun iç yapısı görülmektedir.



Şekil 1.3: Turbo.

1.2.5 Sıcak hava kanalı

Kompresörden çıkan havanın basıncı, artık motor silindirlerine verilebilecek kadar yüksektir. Fakat silindirlere verilmeden önce yapılması gereken son şey, hava yoğunluğunun artırılmasıdır. Kompresörden “Sıcak Hava Kanalı”na verilen havanın yoğunluğu, sıcaklığın yüksek olmasından ötürü oldukça düşüktür. Havanın yoğunluğu arttırılırsa, kütesel debi sabit olduğu için, hacmi azalacaktır. Bu durumda da silindirlere daha çok hava verilmiş olacak, bu şekilde de az yakıt ile daha çok motor gücü elde edilebilecektir.

Havanın yoğunluğunun artırılması için, sıcaklığının azaltılması gerekir. Bu işlemi de hava emiş sisteminde “Hava soğutucu” (Intercooler) elemanı yapmaktadır. Sıcak hava kanalı yardımıyla kompresörden alınan hava, hava soğutucuya aktarılmaktadır.

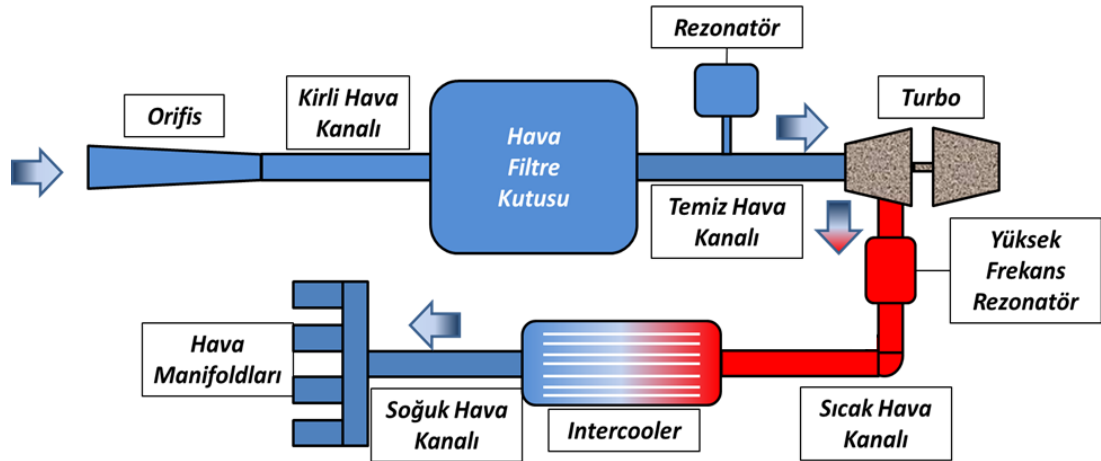
1.2.6 Hava soğutucu

Sıcak hava kanalından gelen sıcak basınçlı hava, yüksek bir hızla hava soğutucunun kanallarına girer. Araç hareket halindeyken, aracın önündeki mazgallardan giren soğuk hava, hava soğutucunun kanalları arasından geçerek, kanal içindeki havanın soğumasını sağlar. Hava soğutucu bir ısı eşanjörü olarak çalışarak, kanalları içindeki sıcak havanın ısı enerjisini, dışarıdaki soğuk havaya aktarır. Hava soğutucusundan çıkan soğutulmuş basınçlı hava, artık silindirlere verilmeye hazır hale gelmiştir.

1.2.7 Soğuk hava kanalı:

Soğutucudan alınan soğuk ve basınçlı hava, bu kanal yardımıyla motorun hava giriş manifolduna verilir.

Hava emiş sisteminin tamamı, Şekil 1.4’teki diagramda gösterildiği gibidir.



Şekil 1.4: Hava Emiş Sistemi.

1.3 Hava Emiş Sistemi’nin Titreşim ve Akustik Anlamında İncelenmesi

Hava emiş sisteminin titreşim ve akustik bakış açısıyla incelenebilmesi için, tahrik mekanizmalarının bilinmesi gerekmektedir. Motor silindirlerindeki patlama nedeniyle oluşan gürültü, hava emiş sistemi kanallarını kullanarak direk olarak dışarı çıkmaktadır. Bu gürültünün motor kompartımanına çıkması, buradan araç içine

girmesine ve araç içinde yüksek gürültü seviyelerinin oluşmasına neden olmaktadır. Bu gürültünün bir bölümü de motor bölümünden araç dışına kaçarak, çevrede gürültü kirliliğine neden olmaktadır.

Hava emiş sistemi için ana tahrik, görüldüğü gibi motordaki patlama gürültüsüdür. Bu tahriğin dışında bir diğer tahrik de turbodan kaynaklanmaktadır. Bir önceki başlıkta anlatıldığı gibi, turbonun çok yüksek hızlarda çalışması ve direk olarak hava emiş sistemi ile etkileşim halinde olması, onu hava emiş sistemi için önemli bir tahrik mekanizması haline getirmiştir.

SEA açısından düşünüldüğünde bu iki etki, sistem için gürültü ve titreşim kaynağı olarak kabul edilir. Motorda oluşan titreşim, hava emiş kanallarının bağlantı noktalarındaki sönüm elemanları tarafından sönümlenir. Ama patlama gürültüsü, kanallar boyunca ilerleyerek orifisten dışarı çıkar. Bu gürültünün azaltılması için çeşitli yöntemler mevcuttur.

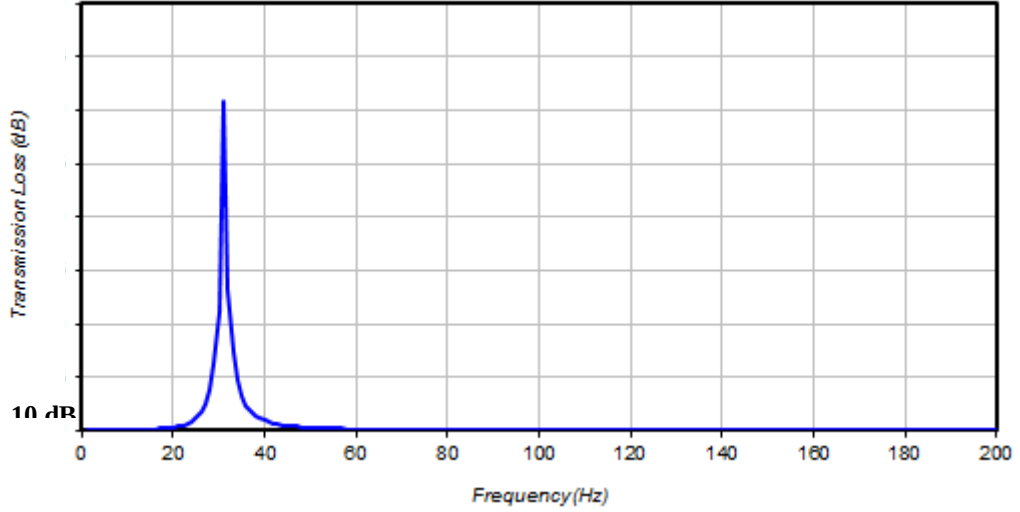
Motor gürültüsünün sönümlenmesi için otomotivde genel olarak “Rezonatör”ler kullanılır. Hava emiş sistemindeki kanallara bağlanan rezonatörlerin farklı çeşitleri mevcuttur. Sönümlenmesi istenen frekans bandına bağlı olarak, uygun rezonatör seçimi yapmak gerekmektedir. Rezonatörün, hava emiş sisteminde bağlanacağı yer ve rezonatörün boyutlandırılması, çeşitli CAE çalışmalarıyla belirlenebilmektedir.

Motor patlama gürültüsü genel olarak düşük frekans bandında etkili olduğu için (0 – 100 Hz) , bu düşük frekansta etkili olan bir rezonatör seçilmelidir. Genel olarak, üretimi ve motor kompartımında yerleşimi nispeten daha kolay olan “Helmholtz Rezonatörü” bu uygulama için seçilmektedir. Helmholtz rezonatörünün etkili olduğu frekans bölgesi, onun hassas olarak akort edilmiş pik frekansına bağlıdır. Bu frekans ise, onu hava emiş sistemine bağlayan borunun uzunluğuna ve borunun iç çapına bağlıdır.

Rezonatör gibi bir akustik elemanın etkin olduğu frekans bölgesinin ve bu frekans bölgesinde yarattığı akustik sönüm miktarının gösterilmesi için genel olarak “İletim Kaybı” (transmission loss) parametresi kullanılır. İletim kaybı gösterimi ile akustik elemanın hangi frekans bölgesinde ne kadar iletim kaybı yarattığı görülebilir.

Bir Helmholtz rezonatörünün, iletim kaybı eğrisi Şekil 1.5’teki diagramda gösterilmiştir. Ayrıca genel olarak hava emiş sisteminde kullanılan bir Helmholtz rezonatörü de Şekil 1.6a’da gösterilmiştir.

Motor patlama gürültüsü, bir Helmholtz rezonatörü yardımıyla belli bir ölçüde sönmülenebilmektedir. Diğer bir tahrik mekanizması olan “Turbo” gürültüsü, daha çok yüksek frekans bölgesinde karşımıza çıkmaktadır.



Şekil 1.5: Bir Helmholtz Rezonatörünün İletim Kaybı Eğrisi.

Turbo şaftının dinamik balansının kaçık olması nedeniyle oluşan saf ton gürültüsü ve kompresör kanatlarının yarattığı basınç dalgalanması nedeniyle oluşan saf ton gürültüsü, yüksek frekans bölgesinde meydana gelmektedir. Ayrıca Turbo girişinde ve çıkışındaki hava hızının yüksek olması, akış kaynaklı geniş bant gürültünün oluşmasına neden olmaktadır. Turbo’dan kaynaklı bu gürültüler, hem akustik olarak hava emiş sistemi kanallarında akan hava ile orifisten, hem de kanal içi havanın kanal yapısıyla olan vibroakustik etkileşimi sonucunda, kanal yüzeyinden yayılırlar. Özellikle yüksek frekans bandında, yapısal ve akustik modların yoğunlaşması turbo kaynaklı gürültünün kolay bir şekilde yayılmasını sağlar.

Bu gürültünün yayılmasını engellemek için, özellikle turbo çıkışına, yüksek frekansa akort edilmiş bir seri rezonatör paketi koyulmaktadır. Yüksek frekans bandında oldukça geniş bir aralığı kapsayan bu rezonatör paketi, turboda oluşan gürültünün, özellikle akış kaynaklı geniş band gürültüsünün, büyük bir kısmını sönmülemeyi başarmaktadır. Bu tipte bir rezonatör paketi Şekil 1.6a’da görülmektedir. 1.6b’de ise bu tip bir rezonatör paketinin sahip olabileceği iletim kaybı eğrisi görülmektedir.

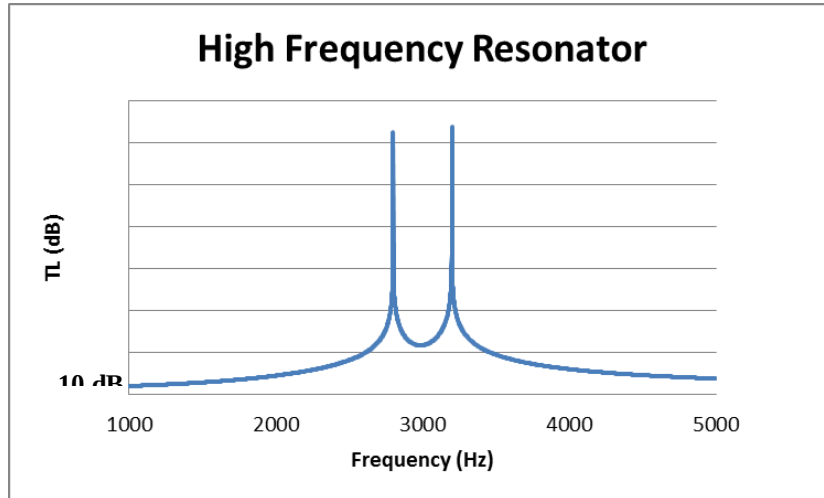
Kanal içi akustiği dışında, kanal yüzeylerinden ve özellikle hava emiş kutusu yüzeyinden çevreye yayılan gürültü de, araç içine etkiyen ve istenmeyen bir olaydır. Bu gürültünün engellenmesi için çeşitli yöntemler mevcuttur. Hava filtre kutusu yüzeyi genel olarak geniş olduğu için, bu yüzeyin titreşimi çevresindeki havada

gürültüye neden olur. Ayrıca kanallardaki akış nedeniyle oluşan akış gürültüsü, kanal yüzeyinden çevreye yayılmaktadır.

Özellikle turbo çıkış borusunda, turbo'dan yüksek frekans rezonatörüne kadar olan kısımda, yüzeyden yüksek ses basınç düzeylerinde gürültü yayılmaktadır.



(a)



(b)

Şekil 1.6: Çok kanallı yüksek frekans rezonatörü (a), Bir yüksek frekans rezonatörüne ait iletim kaybı eğrisi (TL: Transmission Loss) (b).

Tüm bu yapısal gürültülerin engellenmesi için çeşitli yöntemler mevcuttur. Yüzeyden yayılan yapısal gürültünün engellenmesi için kullanılan en etkili yöntem, yüzeye disipatif bir katmanın yapıştırılmasıdır. Böylece yüzey hızları, bu yalıtıcı katmanlar yardımıyla sönümlenir ve yüzeyden gürültünün yayılması bir miktar önlenmiş olur. Ayrıca diğer bir yöntem de kanal et kalınlığının artırılmasıdır.

Ayrıca özellikle turbo çıkışındaki kanaldan yayılan gürültü, kanala takılan metal halka ya da tel sargı yardımıyla azaltılabilir. Tel sargı, kauçuk kanalın basınç altındaki direngenliğini arttırarak yüzey hızlarının düşmesine neden olur dolayısıyla yüzeyden gürültü yayılması engellenmiş olur. Hava emiş sisteminin diğer sistemlerden, özellikle motordan ve şasiden yalıtılması oldukça önemlidir. Hava emiş sistemi motorun kendisi kadar olmasa da yine de bir titreşim ve gürültü kaynağıdır. Motordaki titreşim hava emiş sistemine, ancak turbo ve hava emiş manifoldu vasıtasıyla aktarılabilir. Bu yüksek genliklere sahip titreşim, kauçuk bağlantı kanalları yardımıyla hava emiş sisteminden izole edilmiş olur. Ayrıca yine turbo giriş ve çıkışında kullanılan kauçuk kanallar ve izolasyon elemanları, özellikle turbodan kaynaklanan yüksek frekanslı titreşimin, hava emiş tarafına geçmesini engeller. Motor gürültüsünün iletilmesi konusunda özellikle güçlü bir iletim yolu olan hava emiş sistemi, şasi bağlantı noktalarından da izole edilmelidir. İzolasyon malzemesi kullanılmadan şasiye bağlanan hava emiş elemanları, şasiye motor titreşimlerinin aktarılmasına neden olurlar. Bu aktarım sonucunda iletilen titreşim, kabin içinde gürültüye neden olur. Hava emiş sistemindeki bu titreşimin şasiye aktarılmasını engellemek için, şasi bağlantı noktalarında, kauçuk destekli civatalar kullanılmaktadır.

1.3.1 Sistem elemanlarının akustik performanslarının değerlendirilmesi

Hava emiş ya da egzoz gibi, kanallardan oluşan sistemlerde kullanılan rezonatörlerin aktif aralığının belirlenmesi ve bunun gibi akustik elemanlar arasındaki farklılığın belirtilmesi amacıyla, çeşitli gösterim yöntemleri kullanılmaktadır. Bunlardan en çok kullanılan ikisi İletim Kaybı (Transmission Loss-TL) ve Geçiş Kaybı (Insertion Loss – IL) ‘dır.

İletim kaybı, akustik eleman girişi ve çıkışı arasındaki akustik gücün bir oranıdır. Akustik eleman girişindeki güç, akustik elemanın transfer fonksiyonuna göre değişime uğrar. Belli frekans bölgesindeki ses gücü sönümlenerek ısı enerjisine dönüştürülür. Bu frekans bölgesi, akustik elemanın aktif olduğu bölgedir ve bu frekans bölgesindeki ses sönümlenmektedir.

Çıkıştaki akustik güç, giriş gücünün transfer fonksiyonu ile çarpılmış halidir. İletim kaybı, çıkış gücünün giriş gücüne oranının “desibel” gösterimidir. 1.1 denkleminde iletim kaybının ifadesi gösterilmiştir.

$$TL = 10 \log \left(\frac{P_i}{P_o} \right) \quad (1.1)$$

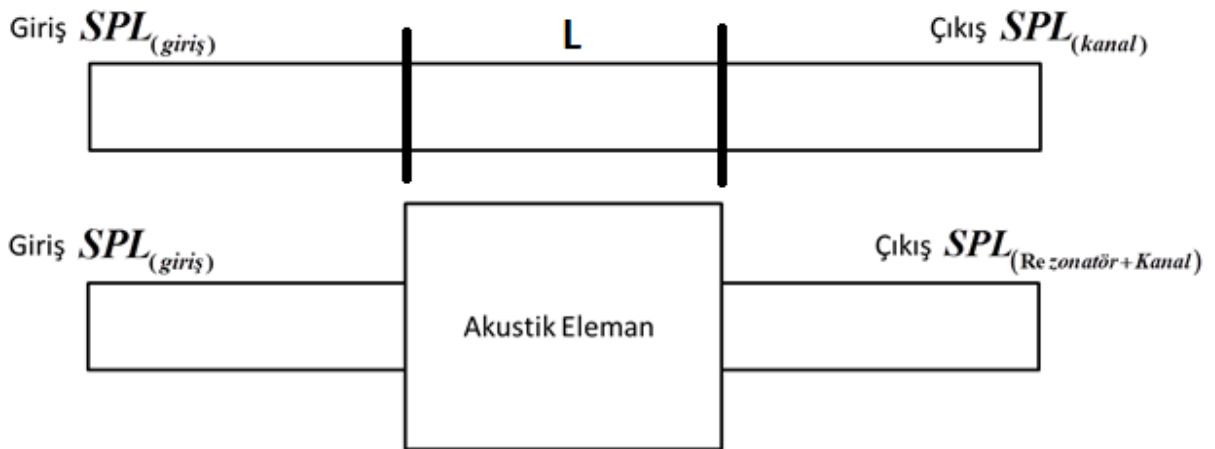
Bu ifadedeki P_i terimi giriş gücünü, P_o ise çıkış gücünü göstermektedir. Şekil 1.7’de ise iletim kaybı diagram olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.7: Bir akustik elemanın iletim kaybı.

Akustik kanal sistemine, bir akustik elemanın yerleştirilmesi sonucu ortaya çıkan değişimi incelemek için kullanılan bir yöntemdir. Susturucu gibi çokça kullanılan bir akustik elemanın sisteme olan etkisini kolay bir şekilde gösterebilmek için kullanılan genel bir yöntemdir [2]. Geçiş kaybı, akustik eleman sisteme bağlı iken ve sisteme bağlı değilken ölçülen, sistem çıkışındaki ses basınç düzeylerinin farkıdır. Geçiş kaybının ifadesi, denklem 1.2’de gösterildiği gibidir. Ayrıca bu yöntemin gösterildiği bir diagram da Şekil 1.8’de verilmiştir.

$$Geçiş\ Kaybı = SPL_{(kanal)} - SPL_{(Rezondör + Kanal)} \text{ dB} \quad (1.2)$$



Şekil 1.8: Bir akustik elemanın geçiş kaybı.

1.4 Hava Emiş Sistemi Analizinde Kullanılan CAE Yöntemleri

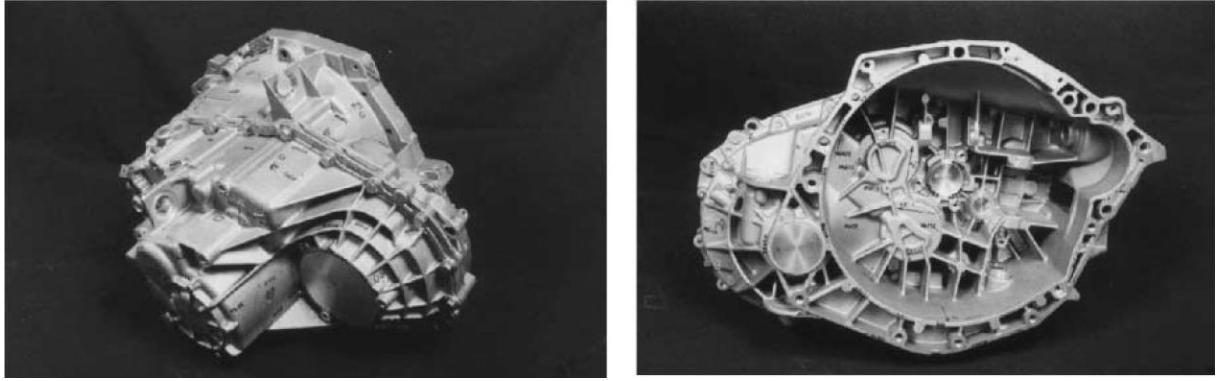
Hava emiş sisteminin dinamik davranışının tahmininde kullanılan yöntemler, titreşim ve akustik olarak ikiye ayrılmaktadır. Hava emiş sistemi kanalı ve özellikle hava filtre kutusu yüzey titreşim değerlerinin hesaplanması için, genel olarak “Sonlu Elemanlar” yöntemi kullanılarak yapılan yapısal titreşim analiz yöntemi kullanılmaktadır. Hava kanalları içindeki havada var olan gürültünün tahmin edilmesi için de yine sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan akustik analiz yöntemi kullanılmaktadır. Özellikle akustik analiz yöntemi kullanılarak bulunan “Orifis giriş gürültü” değerleri, hava emiş tasarımı açısından önemli bir kriterdir. Hava emiş kanalları içindeki gürültü değerlerinin düşürülmesi aşamasında kullanılan rezonatörlerin aktif aralığının bulunması amacıyla da 1D ve 3D analiz yöntemleri kullanılmaktadır.

1.4.1 Hava emiş kanallarının ve hava filtre kutusunun titreşim analizi

Hava emiş kanallarının ve hava filtre kutusunun yüzeyinden yayılan gürültünün engellenmesi amacıyla kullanılan yöntemler, önceki bölümlerde açıklanmıştı. Bu yöntemlerin birinde yüzey, izolasyon malzemesi içeren bir katman ile kaplanmaktadır. Yüzey hızı titreşim değerleri böylece azalmakta ve oluşan gürültünün ses basınç değerleri düşürölmektedir.

Yüzey hızlarının tahmin edilmesinde, sonlu elemanlar yönteminin kullanılması neredeyse bir zorunluluk haline gelmiştir. Bu analiz yöntemi, özellikle düşük frekans bölgesinde ve uzun dalga boylarına sahip dinamik cevapların etkidiği sistemlerde daha sağlıklı sonuç vermektedir. Bu nedenden ötürü de mühendislik çalışmaları da sıkça kullanılmaktadır [3]. Bu yöntem, özellikle diğer hava emiş parçalarına nazaran, geniş yüzeylere sahip olan, hava emiş filtre kutusu ve rezonatör gibi parçalara uygulanmaktadır. Geniş yüzeyli bu tip parçaların ilk modları, genelde motor tahrik frekansları gibi düşük frekanslara denk gelmektedir. Bu durum, araç çalışma halindeyken bu parçaların rezonansa gelmesine ve böylece yüzeylerinde yüksek titreşim (yüzey hızları) seviyelerinin oluşmasına neden olmaktadır. Bu yüksek seviyelerde seyreden yüzey hızları da ortamda gürültü oluşmasına neden olmaktadır[4].

Modal analizi yapılan parçaların ilk modları, motor tahrik frekanslarına denk geliyorsa, genelde parça geometrisinde bir değişikliğe gidilir. Düşük frekanstaki modun yüksek frekanslara kaydırılması için, direngenliğinin arttırılması gerekmektedir. Bu işlem için de genelde, mod şekline bağlı olarak, modal genliğin maksimum olduğu bölgeye “kiriş elemanlar” atılır. Böylece, o bölgenin direngenliği arttırılmış olur. Bu prosedür, modun yüksek frekanslara kaymasına neden olabilir, fakat aynı zamanda yapının başka bir bölgesinin rezonansa gelmesine neden olabilir. Bu durumdan ötürü, geometrik değişiklikler dikkatli ve parçanın gerçek amacını engellemeyecek şekilde yapılmalıdır. Şekil 1.9’da bir dişli kutusunda, kiriş elemanların nasıl kullanıldığı gösterilmiştir. Bu kiriş elemanları, yapının direngenliğinin artmasını sağlarken bir yandan da yapının hızlı bir şekilde soğutulmasına yardımcı olmaktadır.



Şekil 1.9: Bir dişli kutusu tasarımında, kirişlerin kullanımı.

1.4.2 Hava emiş sistemi orifis gürültüsünün 1D analiz yöntemiyle bulunması

Hava emiş sistemi genel olarak, kanal gibi uzun ve küçük kesit alanına sahip borulardan oluştuğu için, dinamik cevabı bir boyutlu analiz yöntemleri ile hesaplanabilir. Bu analiz yöntemi normalde, motor performans parametrelerinin belirlenmesinde ve motor performansının arttırılmasında kullanılmaktadır.

Performans analizi modelleri, sistemin akustik davranışının hesaplanmasında da kullanılabilir. Bir hava emiş sisteminin akustik cevabının bulunabilmesi için, bir dizi işlem yapılmalıdır. İlk basamak, tüm hava emiş sisteminin – hava emiş orifisinden, hava emiş manifolduna kadar – iç yüzey geometrilerinin çıkarılması işlemidir.

Hava emiş sistemi iç geometrileri çıkarıldıktan sonra, bu geometri 1D analiz programına yüklenir ve program içinde bu parçalar, bir boyutlu sonlu elemanlarına

ayrılır. Sonlu elemanların boyutu, kanal özelliklerine bağlıdır. Her elemana ait ortam özellikleri – kanal duvar sıcaklıkları, kanal duvar ısı geçiş katsayıları, kanal dışındaki akışkan sıcaklığı, kanal içi akışkan sıcaklığı, akışkanın yoğunluğu ve kimyasal birleşimi v.b. - ayrı ayrı programa girilir. Bu çevre parametreleri, kanal içi akustiğini belirlerler [5].

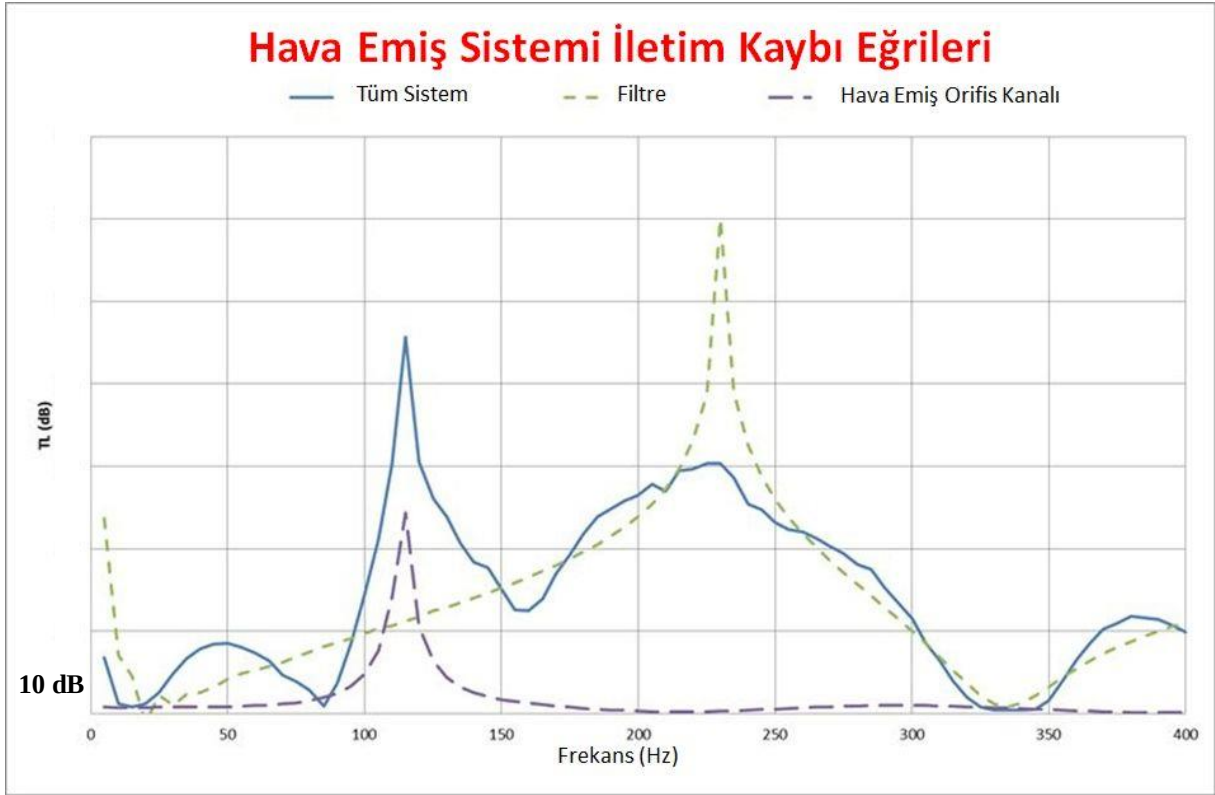
Modelin gerçeğe yakın sistem cevabının oluşturulabilmesi için, bir motor tarafından tahrik edilmesi gerekmektedir. Bu 1D motor modeli de yine motor performans modelinden alınmaktadır. Motorun devire bağlı güç ve tork eğrisi, orifis gürültüsünü oldukça etkileyen parametrelerdendir.

Sistemin akustik davranışını etkileyen diğer bir önemli parametre de, hava emiş sistemi parçalarının ve hava emiş sisteminin tamamının “basınç düşümü” değerleridir. Basınç düşümü, orifis gürültüsünü direk olarak etkileyen bir parametredir. Deneyimlere göre, hava emiş sisteminin akustik davranışı ne kadar iyi ise (ne kadar sessiz) , sistemin basınç düşümü o kadar fazladır [6].

Hava emiş parçalarının her birisinde oluşan basınç düşümü değerleri, akış debisine bağlı olarak 3D CFD akış analizleri ile bulunabilir. 1D analizinde sistemin akustik olarak en iyi şekilde simüle edilmesi, parça bazlı basınç düşümlerinin gerçeğe yakın değerlere sahip olmasına bağlıdır. Çeşitli sonlu eleman boyutlarına göre bölünen hava emiş parçaları (kanallar, manifold ve hava emiş filtresi), en iyi basınç düşümü değerini tutturarak eleman boyutunu bulabilmek için, 1D analiz programında analiz edilir. En iyi basınç düşümü değerini tutturarak sonlu eleman boyutuna sahip model, artık akustik modelleme için kullanıma hazırdır. Diğer bütün hava emiş parçaları da bu kontrolden geçtikten sonra sırada, her parça için, bu bölümün ilk kısımlarında bahsedilen, akustik etkinlik aralığını belirleme yöntemlerinden en önemlisi olan “İletim Kaybı Eğrileri”nin (TL) bulunması amacıyla, 1D lineer iletim kaybı analizine sokulması gerekmektedir. Bu analiz sonucunda, her hava emiş parçasının, tüm sistem iletim kaybına olan etkisi görülmüş olur. Şekil 1.10’da bu etkiyi gösteren bir iletim eğrisi grafiği görülmektedir.

İletim kaybı eğrisi, bir parçanın akustik etkinliğinin belirlenmesinde büyük önem taşımaktadır, fakat yine de sistem çalışırken, oluşan gürültü karakteristiği, iletim kaybı eğrilerine tam olarak bağlı değildir. İlgili frekans bandında yüksek iletim kaybı genliğine sahip bir akustik eleman, gerçek çalışma koşullarında aynı akustik

performansı sergileyemeyebilir. Bu durumun bilincinde olarak yapılması gereken asıl analiz, 1D orifis gürültü analizidir.



Şekil 1.10: Bir hava emiş sistemi elemanlarının ve sistemin iletim kaybı eğrisi.

1D orifis gürültü analizi, gerçek ile bağdaştırılmış motor modeli ile koşturulduğu için, sistemle alakalı tüm değişkenleri de içermektedir. Akustik karakteristiği belirleyen bu parametrelere bağlı olarak oluşturulan orifis gürültü eğrisi, iletim kaybı eğrisinden daha değerli bilgiler içermektedir. Yine de genel olarak iletim kaybı eğrisi ile alakalı sonuçlar oluşturmaktadır.

1D analiz yöntemi, düzlem dalga denklemlerini kullandığı için, sistem geometrisine bağlı olarak, belli bir frekanstan sonra (cut-off frekansı) gerçekçi sonuç verememektedir [7]. Bu durum nedeniyle, yüksek frekans aralığında daha sağlıklı sonuç veren üç boyutlu sonlu elemanlar yöntemi kullanılabilir. 3D FEA ve BEM yöntemleri ile özellikle 1D analizinin yeterli olmadığı yüksek frekans bölgesinde iyi sonuçlar alınabilmektedir.

1.4.3 Akustik elemanın iletim kaybının 3D BEM analiz yöntemiyle tahmini

Bu analiz yöntemi normalde, yapılardan yayılan gürültünün tahmin edilmesi amacıyla kullanılmaktadır [4]. İletim kaybı eğrisinin oluşturulması işlemi, 1D analiz yönteminde olduğu gibi yine, sistem iç geometrilerinin çıkarılması ile başlar. Bu işlem oldukça uzun olduğu için genelde sistemin tamamının iletim kaybı yerine parça bazlı iletim kaybı eğrisi hesaplanmaktadır. Parçanın hava ile temas eden iç geometrisi çıkarıldıktan sonra, parçanın yine sonlu elemanlarına ayrılması gerekmektedir. Fakat bu işlem basamağı, 1D analize göre çok daha ayrıntılı bir şekilde yapılmalıdır. Bu durumun nedeni, sonlu eleman boyutu ile iletim kaybı eğrisinde görülmesi istenilen maksimum frekans arasındaki ilişkiden kaynaklanır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde, pratikte denklem 1.3'deki ifade geçerlidir ve eleman örme işlemi bu prensibe göre yapılır.

$$d_{\max} \leq \lambda / 6 \quad (1.3)$$

Bu ifadedeki $d_{\max}$, maksimum eleman boyutunu, λ ise ilgilenilen maksimum frekansın çözüm yapılan ortamdaki dalga boyunu göstermektedir. Örneğin iletim kaybı eğrisinde maksimum 5000 Hz'teki değer görülmek isteniyor olsun. 5000 Hz için $\lambda / 6 = 69,2 / 6 = 11,53 \text{ mm}$ olmaktadır. Bu da, modelin oluşturulma işleminde, maksimum 11,53 mm büyüklüğünde eleman kullanılması gerektiği anlamına gelmektedir.

Bu prensibin amacı, minimum eleman sayısı ile sistem titreşimlerinin yarattığı dalgaların en iyi şekilde simüle edilmesidir. İlgilenilen maksimum frekans için, bir dalga boyunda maksimum 6 adet eleman bulunması, o frekansın yarattığı yüzey dalgasını en iyi şekilde temsil etmeye yetmektedir.

Sistem yeterli hassasiyetle modellendikten sonra yapılması gereken işlem, akustik sisteme ait parametrelerin sonlu elemanlar programına girilmesidir. İletim kaybı eğrisinin belirlenebilmesi için, önceki bölümlerde anlatılan “iletim kaybı test düzeneği” konfigürasyonu simüle edilmelidir. Yani, iletim kaybı hesaplanması istenen akustik eleman ile birlikte, sisteme verilen beyaz gürültünün ölçülmesi için, akustik eleman öncesi ve sonrasındaki ikişer adet mikrofona da modellenmelidir. Ayrıca iletim kaybı test düzeneğindeki beyaz gürültü kaynağı ve akustik eleman sonrasındaki, akustik dalgaların yansıyıp geri dönmemesi için kullanılan yansısız

tabaka da (anechoic termination) modellenmelidir. Beyaz gürültü kaynağının modellenmesi için giriş borusunun başındaki düzleme, 0.1 m/s'lik beyaz gürültü yüzey hız değeri verilir. Böylece bu titreşen yüzey ile temas halinde olan havada, dinamik basınç dalgaları oluşur. Bu basınç dalgaları, akustik elemana girmeden önce, iki mikrofon ile ölçülür. Akustik elemandan geçen bu dalgalar, elemanın akustik performansına göre bir değişikliğe uğrar. Akustik eleman sonrasındaki bu basınç değerleri, yine iki mikrofon ile ölçülür. Mikrofonlardan sonra yollarına devam eden akustik dalgalar, yansısız yüzeye çarparlar. İdealde (sonlu elemanlar yazılımında) yüzeye çarpan dalgalar tamamen sönümlenir. Böylece, akustik eleman çıkışındaki mikrofonların okuduğu basınç değerleri, sadece kaynak tarafından gelen dalgaların yarattığı dinamik basınç değerleridir.

Bu şekilde simüle edilen sistem, programda çözdürülür ve iletim kaybı eğrisi oluşturulur. 3D BEM yönteminde, geometri çok ayrıntılı bir şekilde işlendiği için, analizin yüksek hızlı bilgisayarlarda koşması için geçen süre, basit geometrilerde dahi yaklaşık 8 saattir. Analiz sonucunda, 3000 Hz'e kadar sağlıklı dinamik cevap eğrileri çizdirilebilir.

Bu nedenden ötürü, yüksek frekans tahriklerinin başarılı bir şekilde tahmin edilebilmesi için farklı bir analiz yöntemine ihtiyaç duyulmuştur. SEA yöntemi, yüksek frekans bölgesinde çok sağlıklı sonuçlar sunduğu için, ilgili frekans bandındaki dinamik olayların tahmin edilmesinde sıkça kullanılır hale gelmiştir.

M.R.Dhulipudi, motor ön kapağı üzerinde yaptığı çalışmalarda, SEA yöntemini kullanmıştır. SEA, FEA ve 3D BEM yöntemleriyle, motor kapağı yüzey hızları ve bu yüzeyden yayılan gürültü değerlerini hesaplamış, sonuç olarak ~3000 Hz frekans bandından itibaren SEA'nın diğer yöntemlerden daha yüksek seviyelerde dinamik cevap eğrileri oluşturduğunu saptamıştır [8]. Bunun nedeni, FEA ve BEM yöntemlerinin, yüksek frekanslarda yeterli doğrulukta sonuç verememesidir.

W.Zhang, hava emiş sistemi orifis gürültüsünün tahmininde 1D analiz yöntemini kullanmıştır [9]. Bu yöntemle modellediği hava emiş sistemi ise 600Hz frekans bandına kadar sağlıklı sonuç vermektedir. Modeli kurulan sistem ayrıca bir de test edilmiş ve test sonucunda, özellikle silindir içi patlamalarından kaynaklanan gürültü, yüksek doğrulukla tahmin edilebilmiştir. Fakat bu yöntemin yüksek frekanslarda işe yaramadığı, önceki bölümlerde de belirtilmiştir.

M.H. Shojacefard, yaptığı çalışmalarda hava emiş sistemi parçalarında kullanılan köpük elemanlarını, SEA yöntemiyle modellemiş ve sonuçta elde edilen dinamik cevap grafikleri, test ile elde edilen sonuçlarla büyük oranda uyuşmuştur [10].

FEA ve SEA yöntemlerini birleştirerek hibrid bir yöntem uygulayan S.G Mattson, egzoz sistemi analizlerinde, hem düşük hem de yüksek frekans bandında iyi sonuçlar elde etmiştir. Yapılan çalışmanın amacı düşük frekans bandındaki sistem rezonanslarının bulunması ve geçiş kaybı analizi ile egzoz susturucusu akustik etkinliğinin belirlenmesidir.

Bu tez kapsamında, bir ağır vasıta hava emiş sistemi, SEA yöntemi kullanılarak modellenmiş ve akustik davranışı özellikle yüksek frekans bandı için incelenmiştir. Sistemin yüksek frekans bandı için incelenmesinin amacı, bu frekans bandında oluşan gürültü ve titreşimlerin yayılım karakteristiğinin ve yapılar ile olan etkileşiminin incelenmesidir. Özellikle bu frekans bandına etkin olan turbo kaynaklı gürültü, SEA modeline uygulanmış ve sonuçları incelenmiştir.

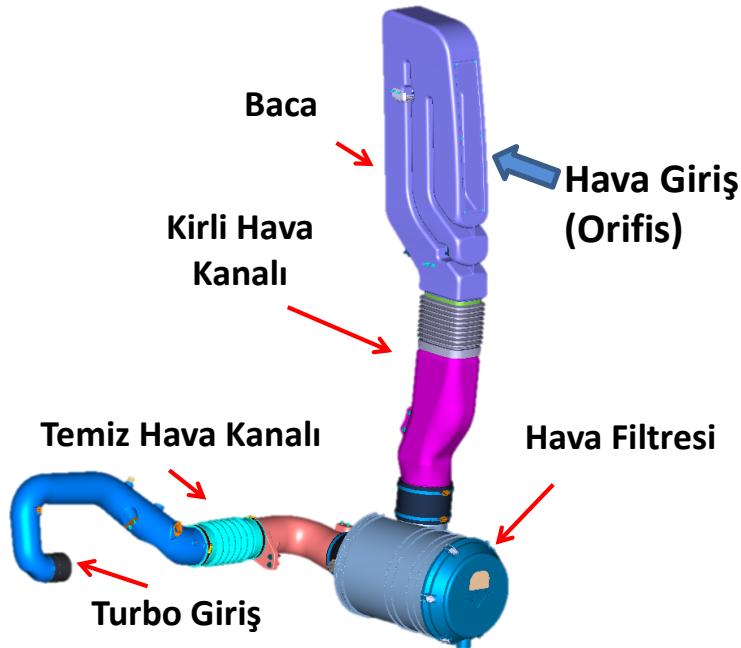
Tez kapsamında, SEA yönteminin ağır vasıta hava emiş sisteminin akustik davranışının bulunması için kullanılması, yukarıda bahsedilen çalışmalarla benzerlikler taşımaktadır. Bu çalışmaların geneli, diğer araç parçalarına göre nispeten küçük yüzey alanlarına ve hacimlerine sahip, motor aktarma organları ve onların yardımcı sistemleri hakkındadır. Bu tez kapsamında incelenen “hava emiş sistemi” de, motor aktarma organlarına yardımcı sistemlerden biridir. Bu çalışma ile yukarıda belirtilen çalışmalar arasındaki en büyük fark, sistemin yüksek frekans bantlı tahrik karşısındaki akustik davranışının incelenmesidir. Diğer çalışmalarda genel olarak, sistemlerin 3000 Hz frekansına kadarki akustik davranışı incelenmiştir. Ayrıca tez kapsamında yapılan analizler sonucunda, ağır vasıta hava emiş sisteminde bazı gürültü sorunlarının varlığı saptanmış ve bu sorunların giderilmesi için ne gibi dizayn değişikliklerine gidilebileceği belirlenmiştir.

2. AĞIR VASITA HAVA EMİŞ SİSTEMİNİN YÜKSEK FREKANS DİNAMİK CEVABININ SEA MODELİ İLE TAHMİNİ

2.1 Modelleme Aşamaları

SEA modeli ile kurulacak sistem, bir ağır vasıta hava emiş sistemidir. Aracın hava emiş sisteminde turbo bulunmaktadır. Turbo, SEA modellerine dahil edilmemiştir; ancak bu araştırmanın da asıl konusu olan “yüksek frekans turbo kanat gürültüsünün hava emiş sistemindeki davranışı”nın incelenmesi amacıyla, sisteme “Turbo Gürültüsü” kaynak olarak yerleştirilmiştir. Böylece, turbo kanat gürültüsünün hava emiş sistemi üzerinden dış ortama nasıl geçtiği, hangi yolları kullandığı anlaşılmıştır.

Tasarlanan sistemin 3D geometrisi Şekil 2.1’deki gibidir. İlgilenilen hava emiş sisteminin Turbo sonrasındaki yüksek basınç bölümü tasarlanmamış, sadece düşük basınç bölümünün dinamik davranışı incelenmiştir. Sistem hava emiş filtresi, kirli hava kanalı, orifis ve temiz hava kanalından oluşmaktadır. Araç, ağır vasıta olduğu için, hava emiş sistemi oldukça uzundur (~3m). Hava emiş sistemi modellenen araç, 380 beygirlik 6 silindir motora sahiptir ve motor silindir hacmi 9L’dir.

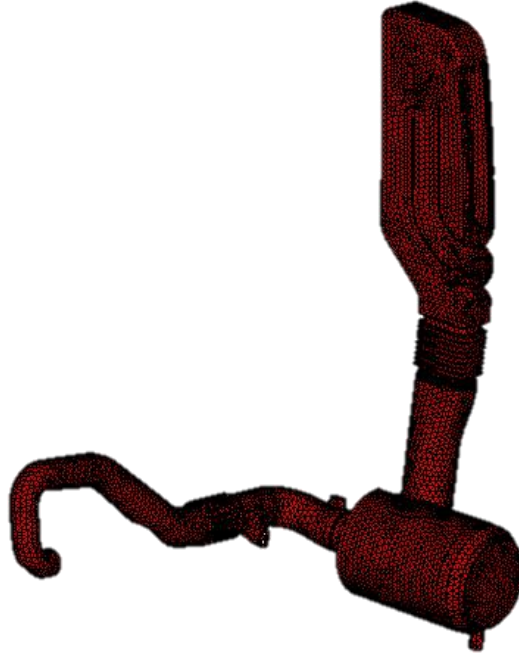


Şekil 2.1: Bir ağır vasıta hava emiş sistemi – düşük basınç kanalları.

Sistemin dinamik cevabı SEA yöntemiyle, VAONE yazılımı kullanılarak yapılmıştır. İlk olarak, yazılımda model oluşturulabilmesi için, bir model geometrisi programa yüklenmiştir. Model geometrisi, “jt” uzantısı ile ilk önce HYPERMESH programına yüklenmiştir. Bu program ile, sistemin hava ile temas halinde olan iç yüzeylerinin geometrisi çıkarılmıştır. Bu işlem uzun ve zahmetli bir süreçtir. Çünkü hangi yüzeyin hava ile temas ettiği ve hangi geometrilerin analize katılacağı kararı bu aşamada verilir.

Modelin analize hazırlanması işleminde yapılan basitleştirme işlemleri, çoğu zaman analizin sonuçlarını etkilemeyen ve hızlandıran uygulamalardır. Fakat bu konuda dikkatli olunmalı ve analiz sonucunu etkileyen uygulamalardan kaçınılmalıdır.

Geometri tamamen hazırlandıktan sonra ve VAONE yazılımına yüklenmeden önce yapılması gereken tek şey, yüzeyin sonlu elemanlar ile örülmesi işlemidir. Daha önce bahsedilen 3D BEM analiz yönteminde olduğu gibi, bu analiz yönteminde de aşırı ayrıntılı yüzey örme işlemine ihtiyaç yoktur. Buradaki asıl amaç geometriyi en iyi şekilde temsil edecek bir örme işleminin uygulanmasıdır. Şekil 2.2’de yüzeyi sonlu elemanlar ile örülmüş olan hava emiş geometrisi görülmektedir. Sonraki aşama, modelin bu şekilde, bir sonraki modelleme işlemlerinin yapılabilmesi için VAONE yazılımına yüklenmesidir.



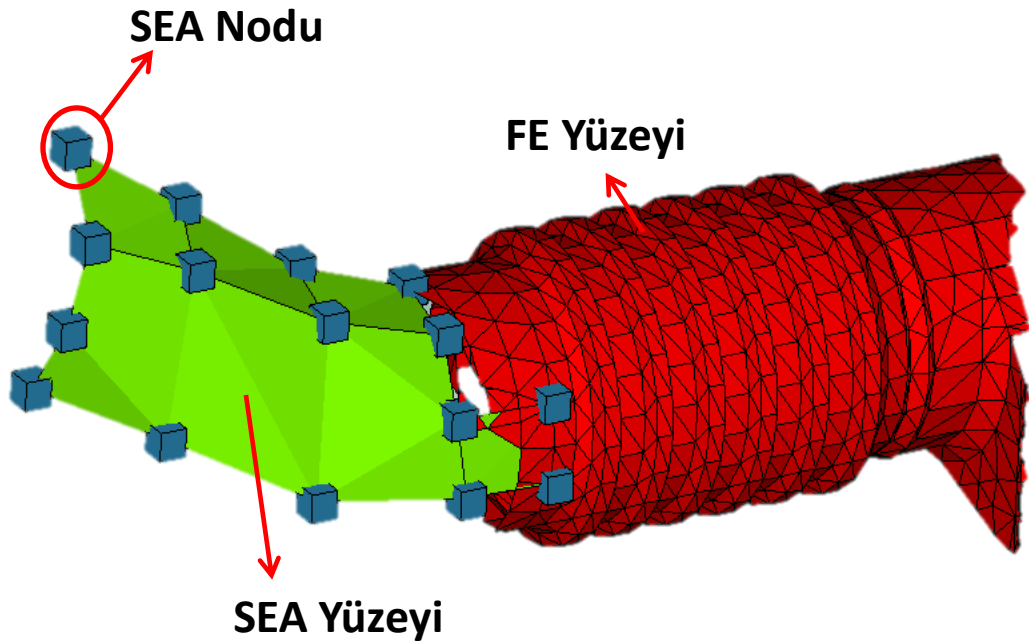
Şekil 2.2: Hava emiş sisteminin sonlu elemanlar modeli.

2.2 SEA Modelinin Oluşturulması

VAONE yazılımına bir önceki bölümdeki hali ile yüklenen model geometrisi, artık SEA modellemesine hazırdır. SEA analizinde kullanılan elemanların boyutu, sonlu elemanlar yönteminde kullanılan elemanların boyutlarından tamamen farklıdır. SEA analizinde amaç, ilk bölümlerde belirtilen “minimum 3 mod/frekans bandı” kuralına uyan elemanlar oluşturmaktır. Özellikle düşük frekans bölgesinde, bu kuralın uygulanması oldukça zor olmaktadır.

Bu bakış açısıyla, geometri üzerine örülen elemanların boyutları, ne geometriyi tamamen yok sayacak kadar büyük olmalı, ne de düşük frekans bölgesindeki dinamik cevabın sağlıklı olmasını engelleyecek kadar küçük ve ayrıntılı olmalıdır. Bu nedenle, SEA elemanlarının yüzeye örülmesi işleminde dikkatli olunması gereklidir.

Yüzeye SEA elemanlarının örülmesi işleminde ilk yapılması gereken şey, SEA nodlarının (SEA node) yüklenen geometri üzerine yerleştirilmesidir. Bu node yerleştirme işleminin bir bölümü Şekil 2.3’te gösterilmiştir.



Şekil 2.3: SEA nodlarının yüzeye yerleştirilmesi.

Nod yerleştirme işleminden sonra, SEA elemanlarından en önemlisi ve modelin analizini en çok etkileyen eleman tipi olan yüzey elemanlarının örülmesi işlemi, nodlar arasına uygulanmıştır. Yüzey elemanları, yüzey geometrisini en iyi şekilde temsil edecek ve geniş yüzey alanına sahip olacak şekilde modellenmelidir.

2.2.1 SEA yüzey elemanlarının oluşturulması

SEA yüzey elemanları, “düz plaka, tek radüslü plaka, çift radüslü plaka ve silindir plaka”dan oluşmaktadır. Bu plaka elemanlarının modeldeki yerleşimi, modellenen bölgedeki geometriye en iyi giden plaka çeşidinin yerleştirilmesi şeklinde olur. Düz bir yüzey modelleniyor ise düz plaka yüzey elemanı seçilmeli, iki düz yüzeyin birleşiminde bir radüs varsa, bu bölge tek radüslü plaka ile modellenmelidir. Modelleme işleminde unutulmaması gereken en önemli prensip, en az sayıda – dolayısıyla maksimum yüzey alanı ile – ve yüzeyi en iyi temsil eden yüzey elemanlarının kullanılmasıdır.

Plaka yüzey elemanı, düz yüzeyler için en uygun elemandır. Yüzeyin sınırlarını belirleyen nodlar arasına yüzey elemanları, yüzey geometrisine sadık kalarak örülebilir. Örülme işleminde herhangi önemli bir kriter yoktur, tek yapılması gereken geometriyi oluşturan nodların teker teker seçilmesi ve örme işleminin tamamlanmasıdır.

Örme işlemi tamamlandıktan hemen sonra açılan, yüzey elemanı özellikleri ekranı ile, hava emiş sistemi kanalı için, yüzey elemanına ait özellikler girilmiştir. Plaka elemanına ait özelliklerin geneli, SEA elemanlarının birbirlerine bağlanma şekillerine, iki eleman arasındaki bağın tipine (junction properties) ve kaynak yüklemelerine bağlıdır. Bu durumdan ötürü genel olarak, plaka özellikleri ekranında herhangi bir özellik girilmesine gerek yoktur. Şekil 2.4’te özellik ekranına ait görüntüler bulunmaktadır.

Düz plaka yüzey elemanlarının uygulanamadığı radüslü yüzeylerde, “tek radüslü plaka ve çift radüslü plaka” yüzey elemanları kullanılabilir. Radüslü yüzeylerde normalde düz plaka elemanı da kullanılabilir, fakat düz plaka elemanı, radüslü plaka elemanının vereceği kıvrım etkisini, analizde yeterince temsil edememiş olur. Bu durumda, geometri yeterince iyi modellenememiş olur ve analizlerde farklı sonuçlar elde edilebilir.

Tek radüslü plaka elemanının oluşturulması için, radüslü kenarlarda karşılıklı olarak eşit sayıda nod olmasına dikkat edilmelidir. Radüslü yüzeyi kapsayan tüm nodlar seçildikten sonra, yüzey oluşturma işlemi tamamlanır. Daha önce düz plaka elemanında olduğu gibi, tek radüslü yüzey elemanının oluşturulmasında da, yüzey eleman özelliklerinin girilebilmesi için, özellik ekranı açılmaktadır. Şekil 2.5’te bu

ekrandan bir görüntü görülmektedir. Ayrıca Şekil 2.6’da da hava emiş sistemine ait tek radüslü plaka uygulaması görülmektedir.

The screenshot shows the 'Flat Plate-4' window with the following settings:

- Name:** Flat Plate-4
- Tabs:** General, Properties / Orientation, Geometry, Auxiliary, Radiation, Flexure, In-Plane
- Construction:** Uniform Plate
- Physical Property:** Uniform shell
- Damping:**
 - ☒ From user-defined structural DLF spectra
 - Flexure:** 1% loss factor
 - Extension:** 1% loss factor
 - Shear:** 1% loss factor
 - ☐ From physical property
 - ☐ From noise control treatments
- Noise Control Treatments:**

	Covered area	Treatment
Front (+Z)	100 %	None
Back (-Z)	100 %	None

Plaka Katman Özellikleri
Plaka Katman Malzemesi

Plaka Kayıp Faktörü

Plaka Gürültü
Kontrol Uygulaması

Şekil 2.4: Düz Plaka Özellikleri.

The screenshot shows the 'Singly Curved' window with the following settings:

- Name:** Singly Curved
- Tabs:** General, Properties / Orientation, Geometry, Auxiliary, Radiation, Flexure, In-Plane
- Construction:** Uniform Plate
- Physical Property:** Uniform shell
- Damping:**
 - ☒ From user-defined structural DLF spectra
 - Flexure:** 1% loss factor
 - Extension:** 1% loss factor
 - Shear:** 1% loss factor
 - ☐ From physical property
 - ☐ From noise control treatments
- Noise Control Treatments:**

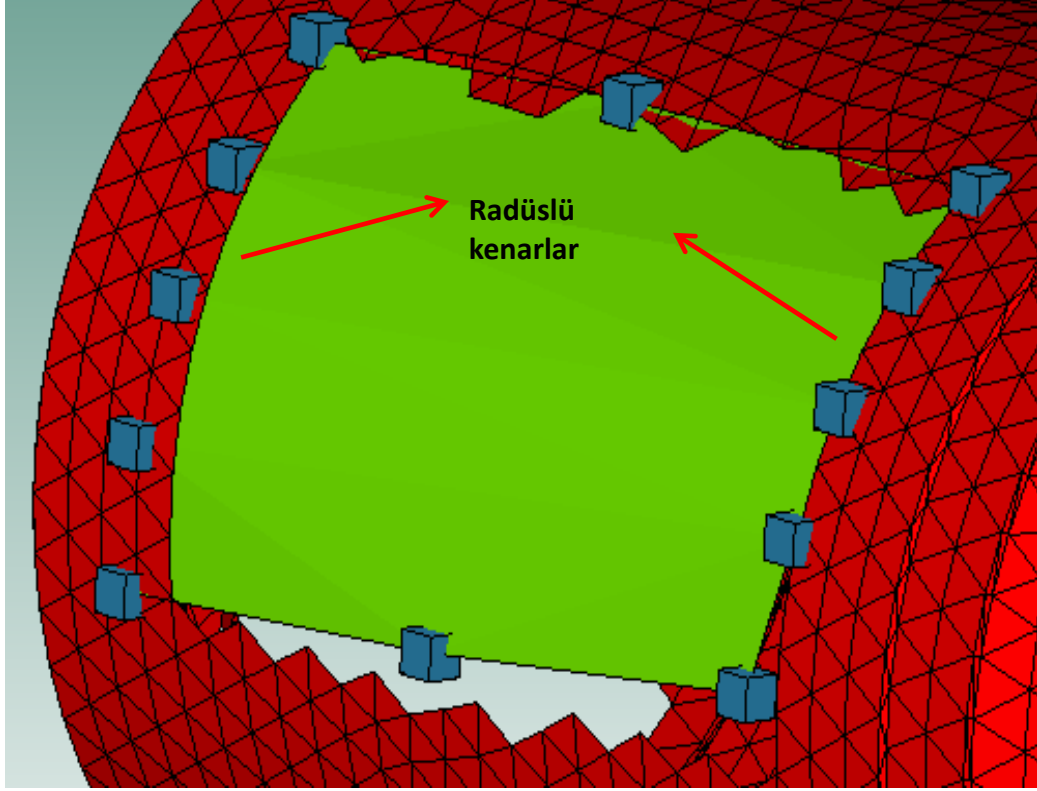
	Covered area	Treatment
Outside (+Z)	100 %	None
Inside (-Z)	100 %	None

Plaka Katman Özellikleri
Plaka Katman Malzemesi

Plaka Kayıp Faktörü

Plaka Gürültü Kontrol
Uygulaması

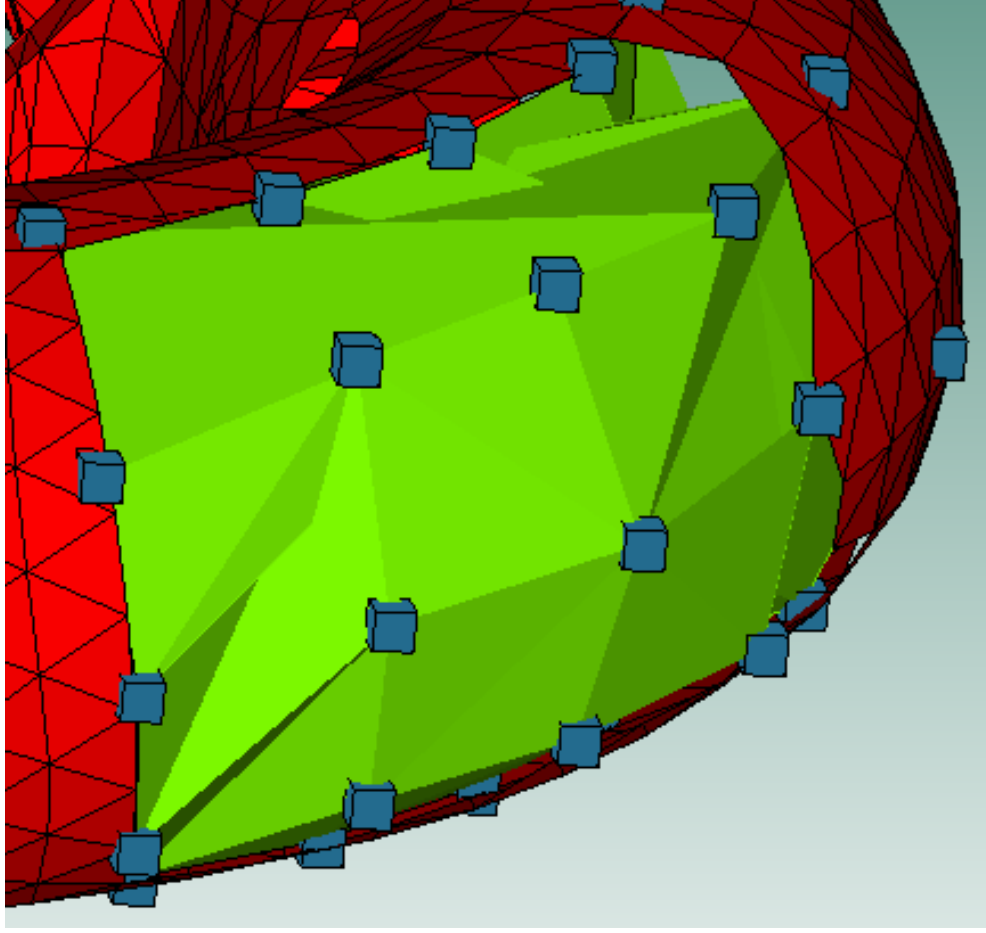
Şekil 2.5: Tek Radüslü Plaka Özellikleri.



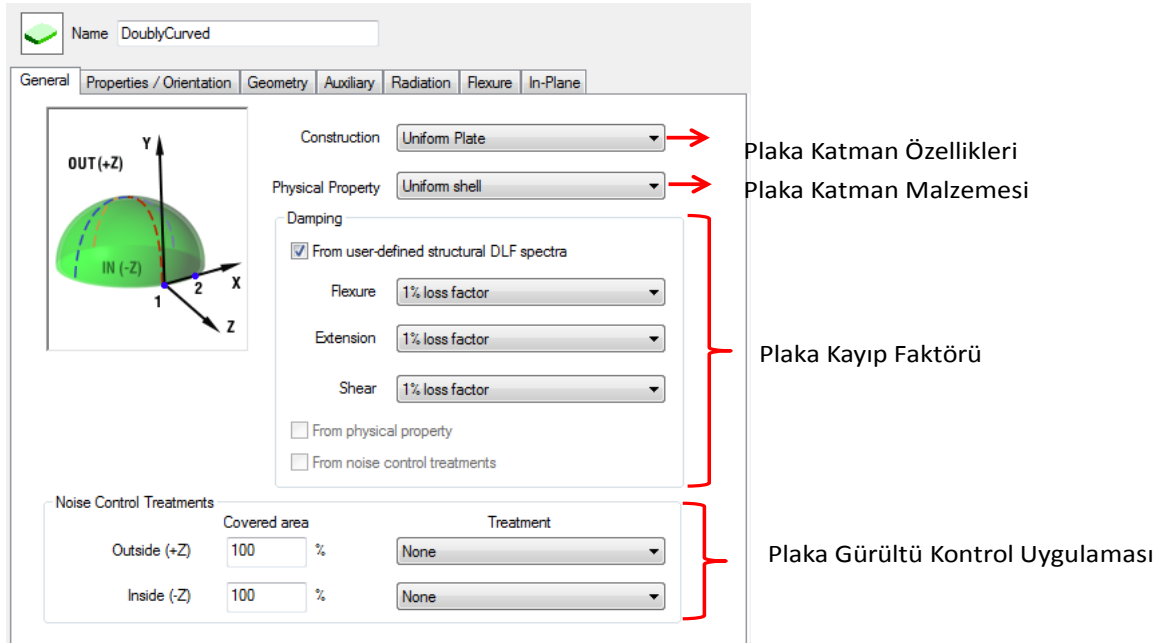
Şekil 2.6: Tek Radüslü Plaka uygulama örneği.

Üç düz yüzey elemanının birleştiği köşelerde oluşan radüslü köşe örneğinde olduğu gibi, radüslü köşe yapısı oluşturan yüzeylerde, çift radüslü plaka elemanı kullanılması gerekmektedir. Bir uçağın burnunu oluşturan geometri ya da bir kubbe geometrisi oluşturmak istenildiği zaman, bu yüzey elemanı kullanılmalıdır, aksi halde tek radüslü plaka elemanında olduğu gibi modelleme yetersizlikleri oluşabilir. Çift radüslü plaka yüzey elemanının bir örneği Şekil 2.7’de ayrıca eleman özellikleri ekranının bir görüntüsü de Şekil 2.8’de verilmiştir.

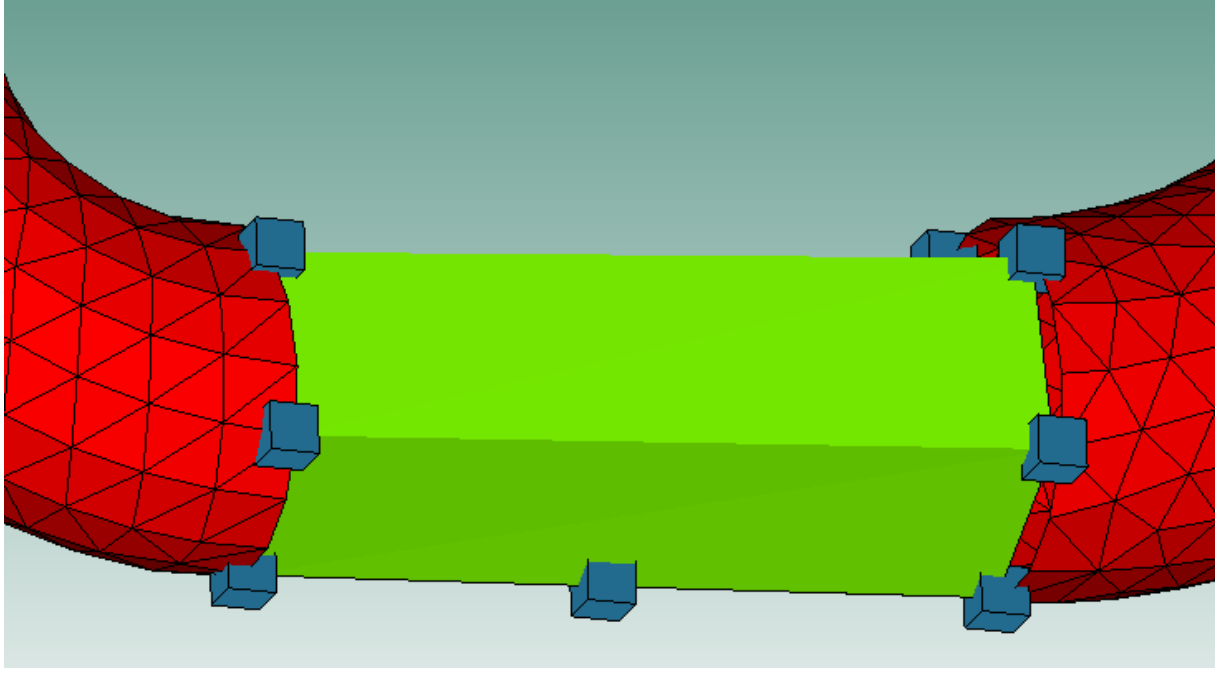
Radüslü yüzey elemanları, özellikle kıvrımlı otomobil kaporta yüzeylerinin modellenmesinde büyük kolaylık sağlar. Bu tezin konusu olan hava emiş sistemindeki dinamik cevabın bulunması gibi uygulamalarda da, boru, kanal gibi kıvrımlı yapıların rahatça modellenmesi sağlanır. Dairesel kesitli boru yüzeylerinin modellenmesi gerektiğinde de silindir plaka yüzey elemanının özellikle kullanılması gerekmektedir. Çünkü borunun silindirik yüzeyini en iyi, bir silindir plaka elemanı temsil edebilir. Silindir plaka yüzey elemanının bir uygulaması Şekil 2.9’de gösterilmiştir. İlgili elemana ait özellikler ekranı da Şekil 2.10’de gösterilmiştir. Hava emiş sisteminin modellenmesinde, silindir elemanı sıklıkla kullanılmıştır.



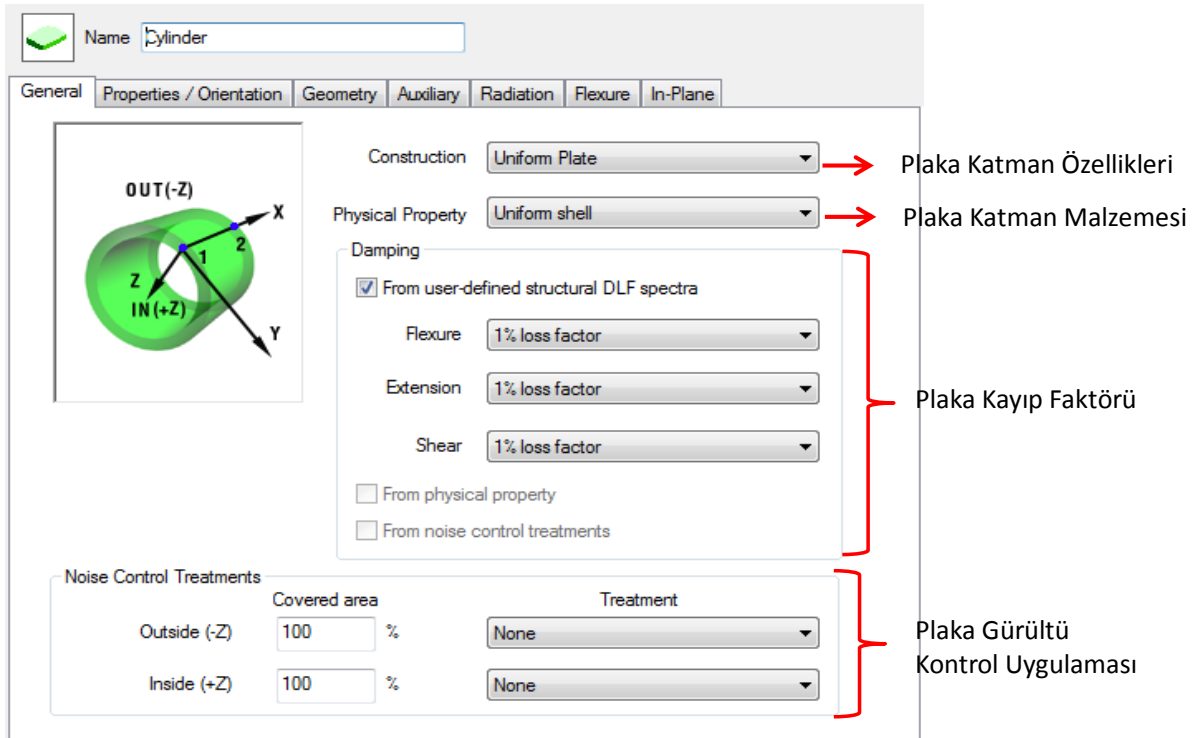
Şekil 2.7: Çift Radüslü Plaka uygulama örneği.



Şekil 2.8: Tek Radüslü Plaka Özellikleri.



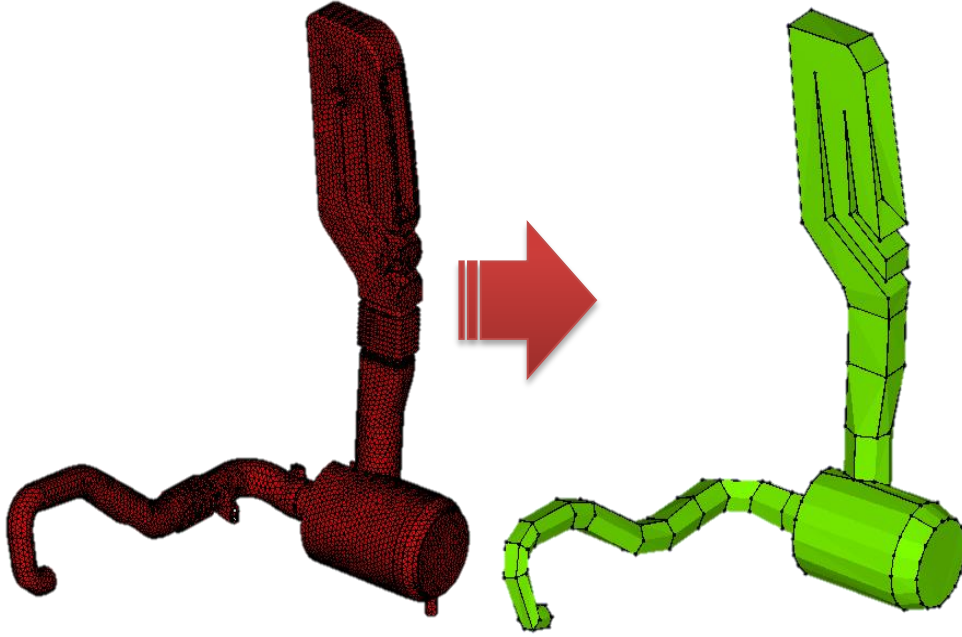
Şekil 2.9: Silindir Plaka uygulama örneği.



Şekil 2.10: Silindir Plaka Özellikleri.

Yüzey elemanlarının örülme işlemi bittikten sonra, geometrinin yapısal olarak modellenmesi tamamlanmıştır. Bu haliyle modele titreşim kaynağı ya da bir yük etki ettirilirse, modelin yapısal titreşim cevabı bulunabilir.

Bu bölümde anlatılan, geometrinin hazırlanması, VAONE programına yüklenmesi, geometri yüzeyine nodların yerleştirilmesi ve nodlar arasına SEA plaka yüzey elemanlarının örülmesi işlemlerinin tamamı, ağır vasıta hava emiş sistemine uygulanmıştır. Modelin bu işlemler sonucundaki son hali aşağıda Şekil 2.11 'de gösterilmiştir. Model bu haline getirildikten sonra yapılması gereken ilk şey, plaka elemanlarının arasına ve yapısal modelin etrafına, gürültüyü plaka elemanlardan dışarıya aktaracak olan boşluk elemanlarının örülmesidir.



Şekil 2.11: Hava emiş sisteminin SEA plaka elemanları ile modellenmiş son hali.

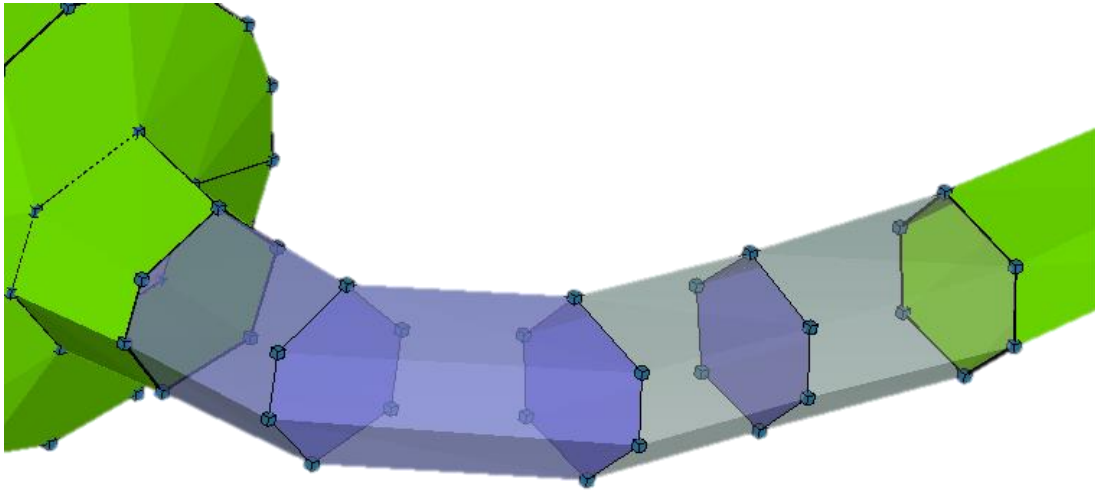
2.2.2 SEA boşluk elemanlarının oluşturulması

Hava emiş sistemi 3D geometrisinin VAONE programına yüklenmesi ve yapının SEA yüzey elemanları ile modellenmesi işleminden sonra artık, yapılar arası boşlukların, SEA boşluk elemanları ile örülmesi işlemine geçilebilir. Titreşim kaynaklı bir yükün modeldeki plaka elemanlarına verilmesi halinde, bu yapısal elemanlar aldıkları kinetik enerjiyi, sistemin geneline, aralarındaki bağ koşulları ile aktarırlar. Eğer bu yapı elemanları arasına boşluk elemanları (hava) örülür ise bu enerji, yüzey bağ şartlarına bağlı olarak ve boşluk elemanlarını da kullanarak sistemin geneline akacaktır.

Modellenen sistemin gerçek dinamik cevabının tam anlamıyla tahmin edilebilmesi için, yapısal elemanlar arasına boşluk elemanlarının da örülmesi gerekmektedir. Boşluk elemanının malzemesi, ilgilendiğimiz hava emiş sistemi için “hava”dır.

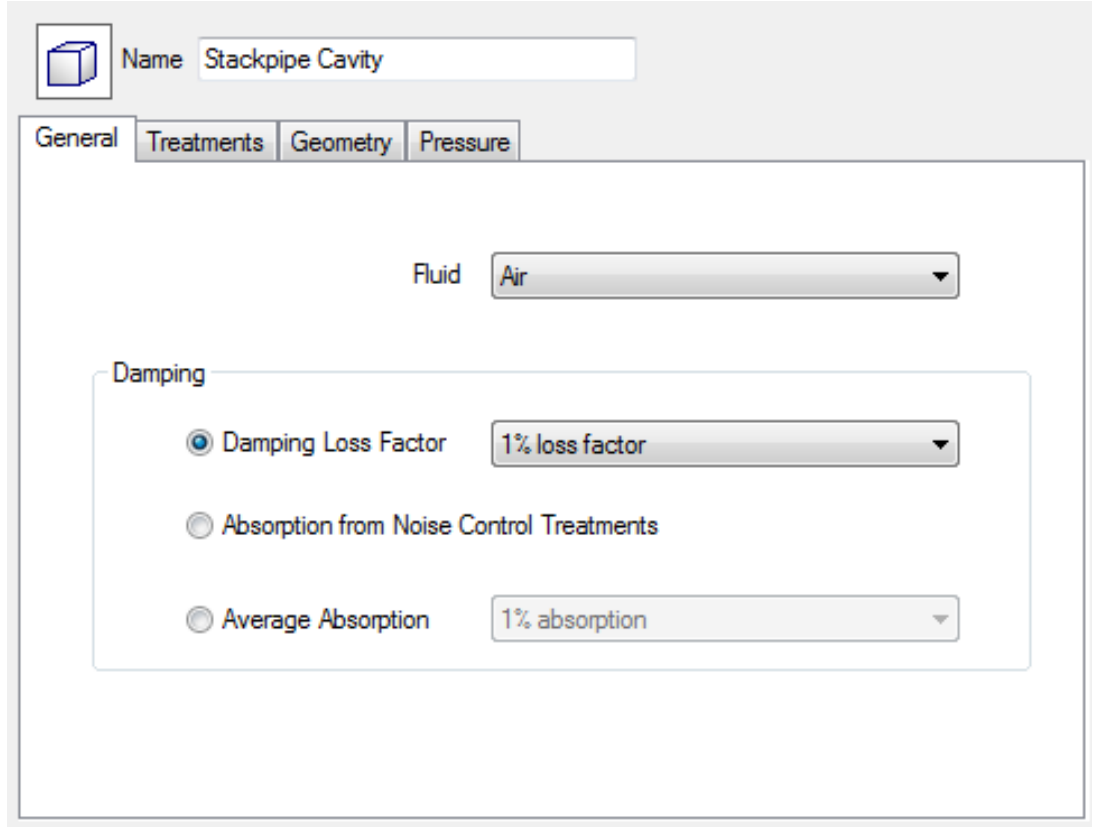
Havanın normal şartlar altındaki parametreleri, VAONE yazılımının kütüphanesinde mevcuttur. Özellikle bu çalışma kapsamında, turbo kaynaklı kanat geçiş gürültüsü, hava emiş sisteminin içerisindeki hava kütlesine etkidiği için, akustik enerji akışı hava üzerinden yapısal elemanlara akmaktadır. Bu gürültünün hava kütlesine etkidikten sonra hangi yollar ile dış ortama geçtiği de yine bu çalışma kapsamında incelenmiştir.

Plaka elemanları içine boşluk elemanlarının örülebilmesi için, plaka elemanlarının hava ile temas halinde olan yüzeylerinin hepsi seçilir, böylece boşluğun hangi yüzeyler arasında olduğu belirlenmiş olur. İlgilendiğimiz hava emiş sisteminde toplamda üç adet iç hava kütlesi bulunmaktadır. İlki turbo girişinden hava filtresine kadar olan kısım, ikincisi hava filtresi iç hacmini dolduran boşluk ve üçüncüsü de bacanın iç hacmini dolduran boşluktur. Bu kanalların iç hacmini dolduran boşluk elemanları sayesinde, turbo kompresörü tarafından gelen turbo gürültüsü ve motor gürültüsü, bacanın ucundaki orifise kadar ulaşacaktır. Temiz hava kanalı içindeki hava kütlesi Şekil 2.12’de ve bu hava kütlesi ile ilgili özellikler ekranı Şekil 2.13’te görülmektedir.



Şekil 2.12: Hava emiş sistemi, temiz hava kanalı içindeki hava kütlesi.

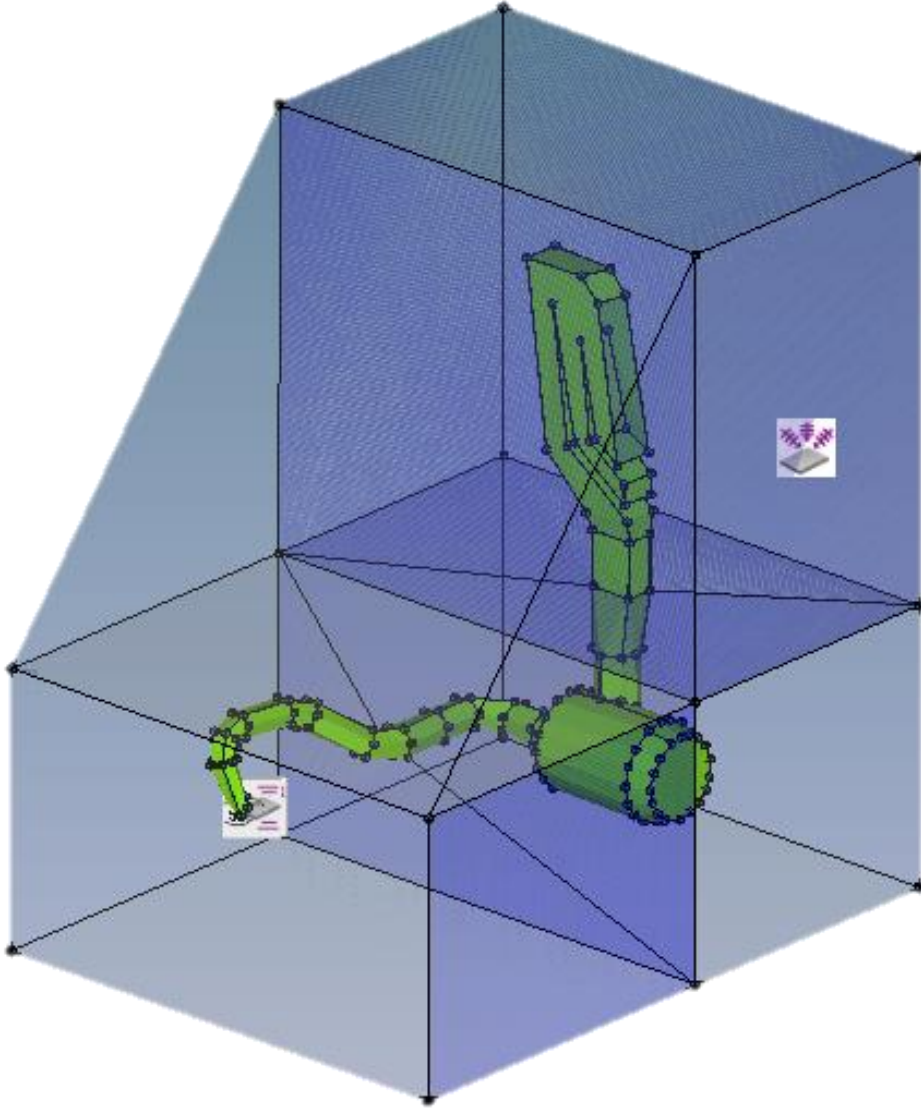
Tüm plaka elemanları ve kanal içindeki hava kütlesi modellendikten sonra, sistemin neredeyse tamamı modellenmiş olur. Turbo ve motor gürültüsünün, plaka elemanı yüzeylerinden gürültü olarak yayılıp yayılmadığının anlaşılabilmesi için, sistemin dışına da, gerçekte olduğu gibi, boşluk elemanları örülmüştür. Böylece, hava emiş sisteminin kanal yüzeylerinden yayılan gürültü de analiz edilebilmiştir.



Şekil 2.13: Boşluk elemanı özellikleri ekranı.

Bütün sistemin dışına hava kütesinin örülebilmesi için sistem dışındaki boşluğa sanal nodlar örülmüştür. Bu nodlar ile sistem yüzey plakaları arasında kalan hacme boşluk elemanları örülmüştür. Örülen hacmin büyüklüğü, gerçekte olduğu gibi değildir fakat iki analiz arasındaki farkın yansıtılması için yeterlidir. Şekil 2.14'te ilgilendiğimiz hava emiş sisteminin dışına örülmüş hava kütleleri görülmektedir.

Bu çalışma dahilinde, hava emiş sisteminin yaydığı gürültünün, dış hava kütesindeki etkisi de incelenecektir. Dış hava kütesindeki gürültü seviyesi, araç kabin içi gürültü seviyesini oldukça etkilemektedir. Hem dış hava kütesinden hem de motor ve aktarım organlarının şasiye bağlantı noktalarından, düşük enerji bölgelerine (şasi ve kabin) akan enerji, kabin içinde yüksek titreşim ve gürültü seviyelerine neden olarak sürüş kalitesini düşürmektedir. Bu çalışmanın amaçlarından biri de kabin içine hava emiş sisteminden akma ihtimali olan enerjinin tahmin edilmesi ve baskın akış yollarının belirlenmesidir.



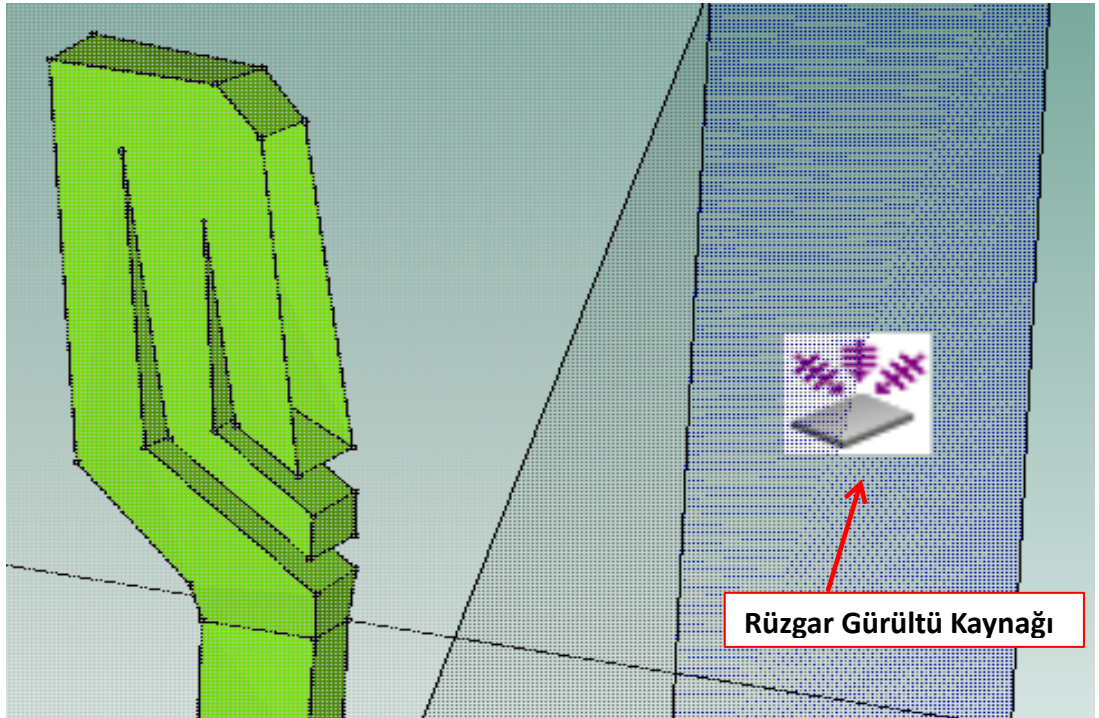
Şekil 2.14: Tüm hava emiş sisteminin dışını saran boşluk elemanları.

2.2.3 Motor, turbo ve rüzgar gürültü kaynaklarının SEA modeline yerleştirilmesi

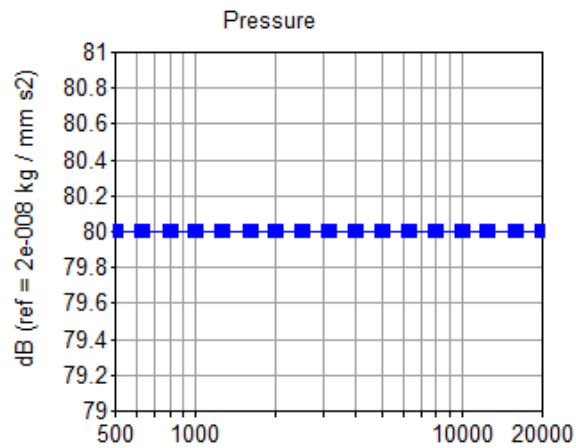
Tüm hava emiş sistemi modellendikten sonra, model dinamik cevabının elde edilebilmesi için, gürültü kaynaklarının modele yerleştirilmesi gerekir. Kaynakların 1/3 oktav spektrumlarının belirlenmesi, ilk aşamada bir sorun teşkil etmektedir. Bunun nedeni, gerçek sistemde, orifisten mikrofon yardımıyla alınan ölçümde hangi tahrik mekanizmalarının etkisi olduğunun bilinmemesidir. Testi yapılan sistem göz önüne alındığında, tahriklerin ne olabileceği ortaya çıkmaktadır.

Araç testi, dışarıda ve araç tam gaz sürülürken yapılmıştır. Bu nedenle mikrofonda rüzgar gürültüsü oldukça baskın bir şekilde mevcuttur. Bu rüzgar gürültüsünün,

modelde orifis çıkışındaki boşluk elemanına akustik kaynak olarak verilmesi gerekmektedir. Rüzgar gürültüsü olarak verilen kaynağın, 1/3 oktav spektrumu, sabit ses basınç düzeyine sahip (80 dB) bir beyaz gürültü olarak sisteme verilmiştir [12]. Bu yaklaşım ile rüzgar gürültüsü yaklaşık olarak modellenmiş olur. Analiz sonuçlarımızda rüzgar gürültüsünün etkisi de baskın bir şekilde gözlemlenecektir. Şekil 2.15'te sisteme yerleştirilen rüzgar gürültü kaynağı, orifis dışındaki hava kütlesinde görülmektedir. Rüzgar gürültüsünün 1/3 oktav spektrumu da Şekil 2.16'da gösterildiği gibidir.

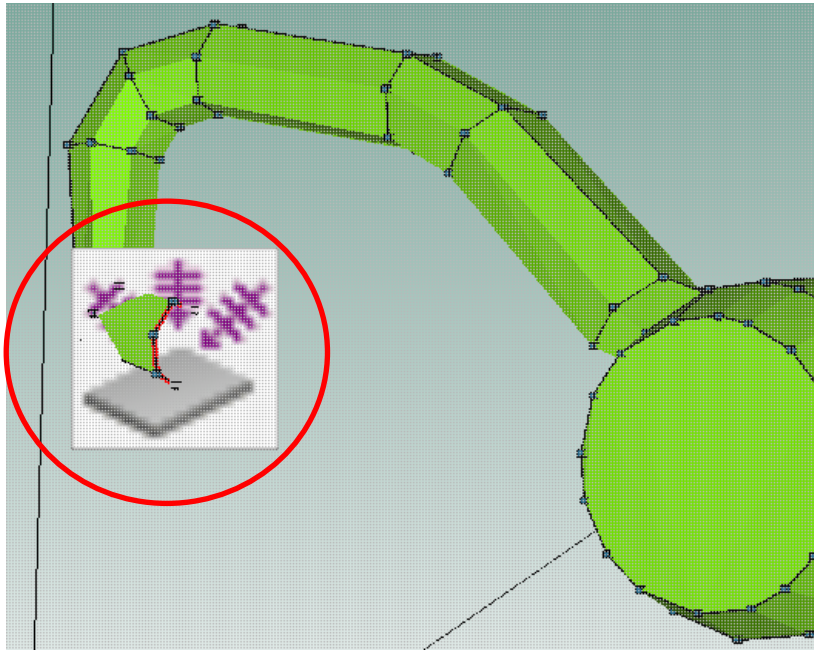


Şekil 2.15: Hava emiş orifis dışındaki hava kütlesine etkiyen rüzgar gürültü kaynağı.

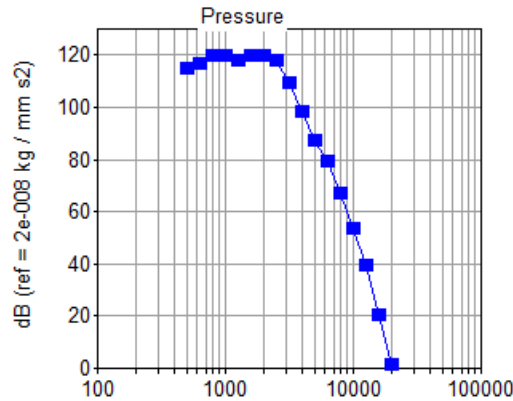


Şekil 2.16: Rüzgar gürültü kaynağının 1/3 oktav spektrumu.

Sisteme etkiyen ve en önemli kaynaklardan biri olan motor gürültüsü de turbo tarafındaki hava kütlesine akustik tahrik olarak verilmiştir. Motor gürültüsünün 1/3 oktav bant spektrumu, alınan orifis gürültü ölçümünde elde edilen gürültü değerlerinden türetilmiştir. Bu türetme işlemi, ileride anlatılacak olan “Test” bölümünde ayrıntılı olarak incelenmiştir. Motor gürültüsü, silindir içi yanma gürültüsünü ve ayrıca motor ve aktarma organları kaynaklı gürültüleri de içermektedir. Şekil 2.17’de motor gürültü kaynağı, hava emiş turbo girişindeki kanal içi hava kütlesine etkimiş bir şekilde görülebilmektedir. Ayrıca motor gürültüsünün yine 1/3 spektrumu da Şekil 2.18’de görülmektedir.



Şekil 2.17: Motor gürültü kaynağı.



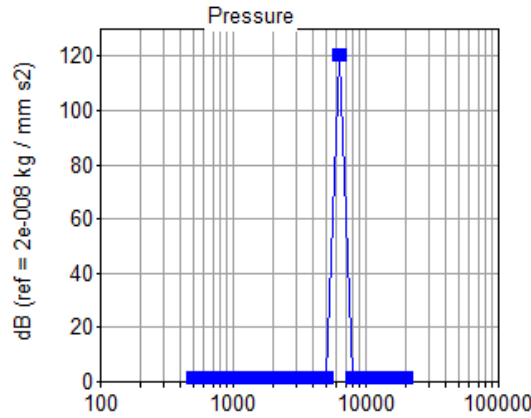
Şekil 2.18: Motor gürültü kaynağının 1/3 oktav spektrumu.

Bu çalışmada sıkça bahsedilen “Turbo Kanat Geçiş Gürültüsü” de, kaynak olarak turbo giriş kanalı içerisindeki hava kütlesine yerleştirilmiştir. Bu gürültü, yine test ile

elde edilen grafikler yardımıyla saptanmıştır. Orifis dışındaki mikrofona oldukça baskın bir şekilde gelen bu gürültünün yayılma yolları, bu çalışma dahilinde incelenmiştir.

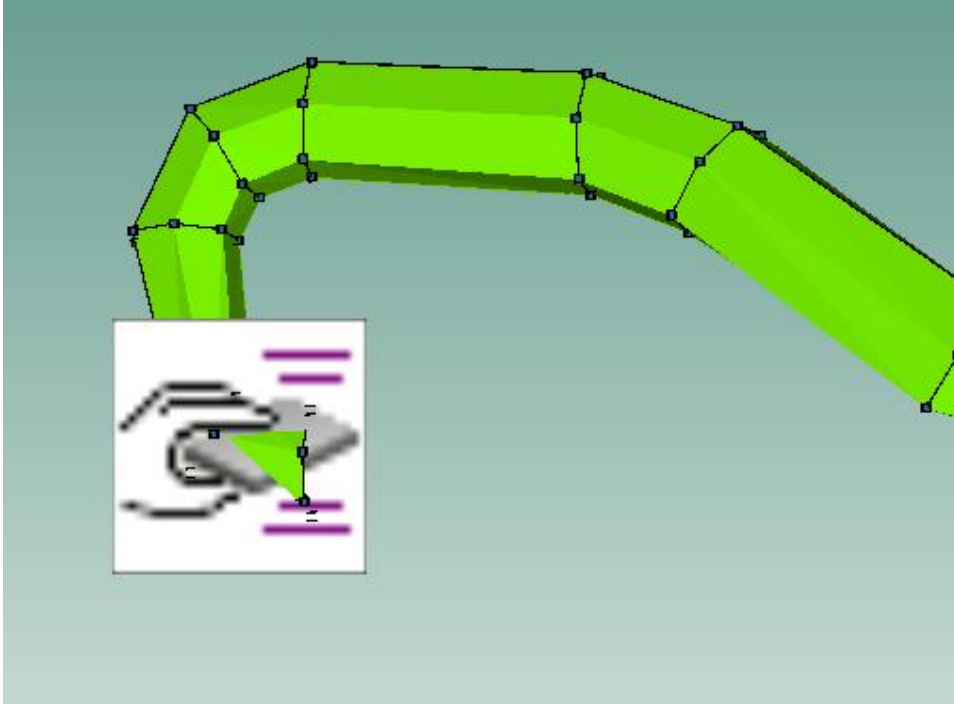
Turbo kanat geçiş gürültüsü, kompresöre giren havanın kompresör kanatları tarafından kesilmesi sonucu oluşmaktadır. Gürültünün baskın frekansı pratik olarak, turbo devri ve kompresör kanat sayısının çarpımı ile hesaplanabilir. Motor devri ile tahrik edilmez, egzoz manifoldundan çıkan atık gazın döndürdüğü türbin tarafından tahrik edilir. Bu durumdan ötürü, turbo devri motor devrinin bir fonksiyonu değildir.

Ölçümden alınan verilerin tamamından sadece 1750-1850 dev/dk devir aralığındaki gürültü verileri kullanılmıştır. Bunun nedeni, bu devir aralığındaki turbo gürültüsünün oldukça belirgin olmasıdır. Şekil 2.19’da Turbo kanat geçiş gürültüsüne ait 1/3 oktav spektrumu görülmektedir. Kaynak yine turbo girişindeki hava kütlesine yerleştirilmiştir.



Şekil 2.19: Turbo kanat geçiş gürültü kaynağının 1/3 oktav spektrumu.

Modele yerleştirilen son kaynak da motor titreşiminin turbo girişindeki hava emiş kanalı üzerindeki etkisidir. Bu kaynak, geniş bant titreşim kaynağı olarak, turbo giriş hava emiş kanalı plaka elemanı üzerine yerleştirilmiştir. Bu kaynak “ $1g=9,81m/s^2$ ” ivme değerine sahip bir beyaz gürültü olarak modellenmiştir. Bu kaynak, turbo girişindeki plaka elemanına uygulanmış halde, şekil 2.20’de görülmektedir. Modele tüm tahrik mekanizmaları yerleştirildikten sonra, analiz koşturulmaya hazır hale gelmiştir. SEA analizi, diğer analiz yöntemlerine göre (FEA, BEM ...) daha az işlem adetine sahip olduğu için, analiz programında (VAONE) bir 1/3 oktav bant analizinin koşma zamanı, bilgisayarın gücüne bağlı olarak oldukça kısadır.



Şekil 2.20: Motor titreşim kaynağı

Bu durumdan ötürü SEA analizi, özellikle ürün geliştirme prosesinde, tasarımların sık bir şekilde değişmesine adapte edilebilecek bir analiz yöntemidir. Sistemle ilgili denenmesi gereken her yeni iterasyon, hızlı bir şekilde modellenip koşturulabilir ve sonuç alınabilir. İlgilendiğimiz hava emiş sisteminin dinamik cevap grafikleri ve sonuçlar, ‘Ağır vasıta hava emiş sistemi orifis gürültüsünün ölçümü’ bölümünde anlatılacaktır.

3. AĞIR VASITA HAVA EMİŞ SİSTEMİ ORİFİS GÜRÜLTÜSÜ TESTİ

3.1 Test Basamakları

Test edilen araç, yüksek beygir gücüne ve altı silindirli bir motora sahiptir. Test $10^0 C$ 'de Eskişehir'de, düz asfalt bir yolda yapılmıştır. Dış ortam gürültüsü, aracın gürültüsü yanında nispeten düşük kalmaktadır. Test sırasında gerçeğe yakın sonuç alınabilsin diye araç önceden 10 ton yüklenmiştir. Test aracı Şekil 3.1'de görülmektedir.

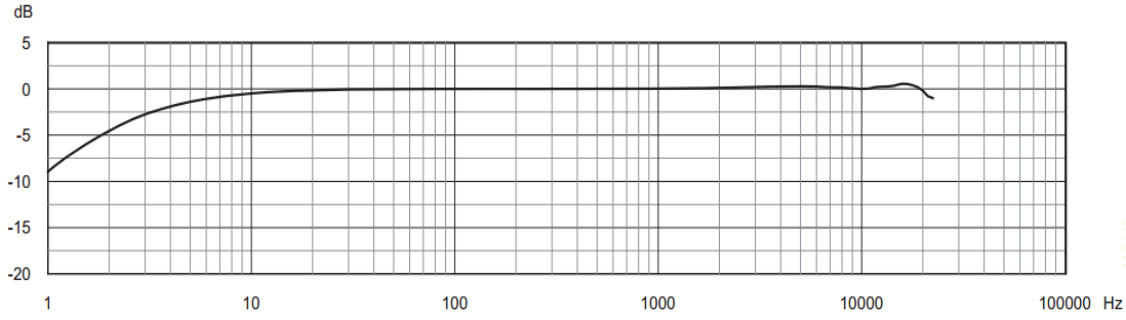


Şekil 3.1: Test aracı ölçüme hazırlanırken.

Testte kullanılan mikrofona, B&K 4189 kodlu, dış ortamda kullanılmaya müsait geniş dinamik aralığa sahip $\frac{1}{2}$ '' bir mikrofondur. Kullanımı sırasında wind screen kullanılmıştır. Mikrofonun bir görüntüsü Şekil 3.2'de verilmiştir, ayrıca Şekil 3.3'te de mikrofona ait teknik özelliklerin verildiği tablo görülmektedir.



Şekil 3.2: Ölçümde kullanılan $\frac{1}{2}$ '' dış ortam mikrofonu.



Specifications – ½" Free-field Microphone Type 4189 (valid from serial number 2495387)

IEC 61094-4 Type Designation: WS2F

Polarization Voltage: 0 V (pre-polarized)

Open-circuit Sensitivity (250 Hz)^a:

50 mV/Pa, -26 dB $\pm$ 1.5 dB re 1 V/Pa

0° Incidence Free-field Response^a:

10 Hz to 8 kHz: $\pm$ 1 dB

6.3 Hz to 20 kHz $\pm$ 2 dB

Lower Limiting Frequency (-3 dB)^a:

2 to 4 Hz

Pressure Equalization Vent: Rear vented

Diaphragm Resonance Frequency:

14 kHz (90° phase shift)

Cartridge Capacitance^a: 14 pF at 250 Hz

Equivalent Air Volume: 46 mm³ (250 Hz)

Pistonphone Correction (Type 4228 with

DP-0776) 0.00 dB

Cartridge Thermal Noise:

14.6 dB(A), 15.3 dB(Lin)

Upper Limit of Dynamic Range

(3% Distortion): >146 dB SPL^b

Max. Sound Pressure Level: 158 dB (peak)

ENVIRONMENTAL

Operating Temperature Range:

-30 to +150°C (-22 to +302°F)

Storage Temperature:

In Microphone Box: -30 to +70°C

(-22 to +158°F)

With Mini-CD: 5 to 50°C (41 to 122°F)

Temperature Coefficient (250 Hz):

-0.006 dB/K (-10 to +50°C, 14 to 122°F)

Pressure Coefficient: -0.01 dB/kPa

Operating Humidity Range:

0 to 100% RH (without condensation)

Influence of Humidity:

<0.1 dB in the absence of condensation

Vibration Sensitivity (<1000 Hz): 62.5 dB

equivalent SPL for 1 m/s² axial vibration

Magnetic Field Sensitivity:

6 dB SPL for 80 A/m, 50 Hz field

Estimated Long-term Stability:

>1000 years/dB in dry air at 20°C (68°F)

>2 hours/dB in dry air at 150°C (302°F)

>40 years/dB in air at 20°C (68°F), 90% RH)

>1 year/dB in air at 50°C (122°F), 90% RH)

DIMENSIONS

Diameter with Grid: 13.2 mm (0.52")

Diameter without Grid: 12.7 mm (0.50")

Height with Grid: 17.6 mm (0.69")

Height without Grid: 16.3 mm (0.64")

Thread for Pre-amplifier Mounting:

11.7 mm-60 UNS

Note: All values are typical at 23°C (73.4°F),

101.3 kPa and 50% RH unless otherwise

specified

a. Individually calibrated

b. 137 dB (peak) with DeltaTron preamplifier and
24 V supply and 140 dB (peak) with $\pm$ 15 V supply

 Compliance with EMC Directive

Şekil 3.3: Ölçümde kullanılan ½" dış ortam mikrofonunun özellikleri.

Ölçümde LMS marka 64 kanallı analizör kullanılmıştır. Mikrofon, bir ön yükseltici ile analizöre bağlanmıştır. Analizör, araç içi çakmaktan besleme kablosu ile aküye bağlanmıştır. Analizörde soğutma fanı olmadığı için, kabin içi gürültü ölçümleri de alınabilmektedir.

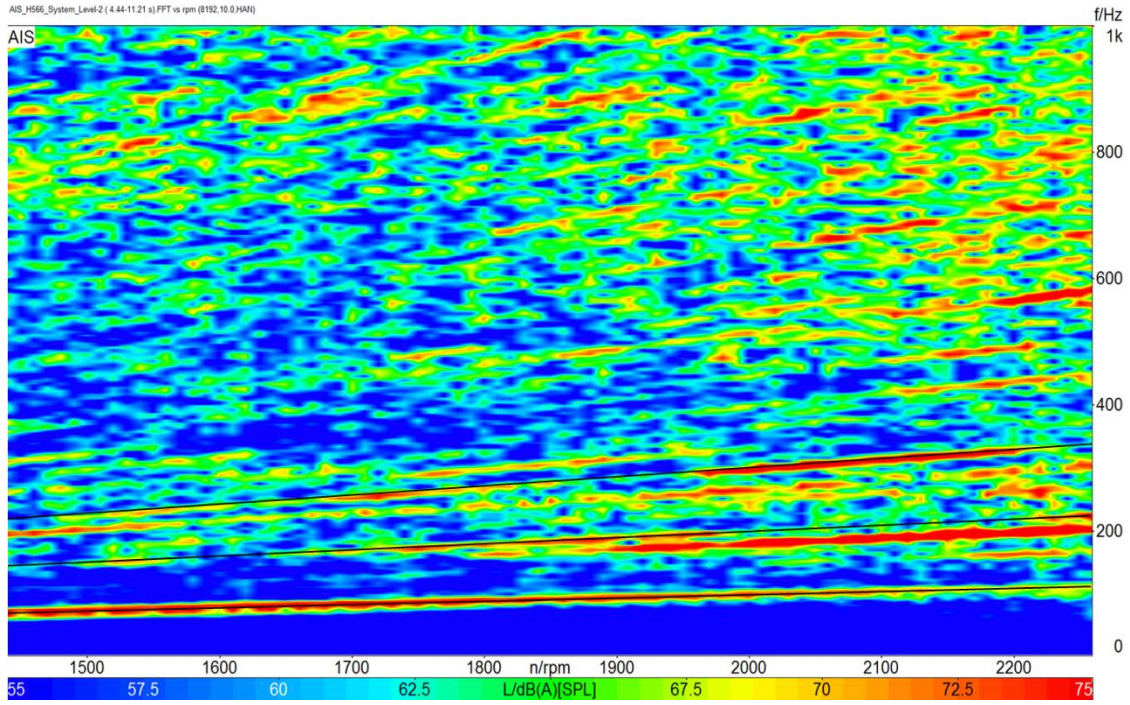
SEA analizinin korele edildiği ölçüm lokasyonu, araç hava emiş sistemi orifis çıkışıdır. Mikrofon, orifis çıkışına ve orifisi direk olarak karşıdan görece şekilde 10cm uzaklığa yerleştirilmiştir. Orifis çıkış düzlemine dik bir şekilde 10cm uzaklığa yerleştirilen mikrofon, vantuzlu ve titreşim izolatörlü bir bağlantı parçası ile araç yüzeyine bağlanmıştır. Şekil 3.4'te ölçüm noktasına yerleştirilen mikrofon görülmektedir. Ölçüm 10. viteste ve tam gaz durumunda alınmıştır. Araç 10. vitese alındıktan sonra, gaz pedalına basılmamış ve aracın bir süre devir kaybetmesi beklenmiştir. 10. vites için düşük hızlara inildikten sonra, gaz pedalına tam olarak basılarak araç ivmelendirilmiştir. Ölçüm, 1500 – 2200 Dev/dk devir aralığında alınmıştır. Ölçüm sırasında mikrofondan alınan gürültü değerleri ile birlikte bir yandan da araç motor devri de anlık olarak kaydedilmiştir.



Şekil 3.4: Ölçüm lokasyonuna yerleştirilmiş mikrofon.

Ölçüm verileri genlik-zaman formatında kaydedilmiştir. Bu ham veri, ARTEMIS veri işleme programı ile test sonrasında işlenmiş ve istenilen grafikler oluşturulmuştur. Verilerin kontrolü ve sistemin genel durumunun incelenmesi açısından, ilk önce “devir bazlı campbell grafiği” çizdirilmiştir. Şekil 3.5’te bu grafik görülebilmektedir. Grafik, 4096 FFT Line’dan oluşmaktadır ve Hanning çerçeve fonksiyonu ile işlenmiştir.

Şekil 3.5’teki grafiğe bakıldığında, motor gürültüsünün en baskın üç bileşeninin, motor devrinin 3x, 6x, 9x katlarındaki silindir patlama gürültüleri olduğu görülmektedir. Motorun altı silindirli olmasından ötürü, silindir içi yakıt yanma sıklığı, krank şaftının her bir turunda üç keredir. Bu durumdan ötürü, altı silindirli motorlarda, motor dönme devrinin üç katında baskın gürültü oluşmaktadır. Motor devrinin 6 ve 9 katında oluşan gürültüler, bu baskın 3x gürültüsünün harmoniği niteliğindedir. Grafikten de görüldüğü üzere, motorun bu baskın 3x, 6x ve 9x gürültüleri maksimum 300 Hz’e kadar ulaşmaktadır. 300 Hz’ten sonraki tahrikler, motor yardımcı elemanları gürültüleri ve bunların harmonikleridir. Ayrıca hava emiş sisteminde bulunan akustik rezonanslar ve araç şasi rezonansları, bu harmoniklerin daha da baskın bir şekilde belirginleşmesine neden olmaktadır.



Şekil 3.5: Devir bazlı Campbell grafiği.

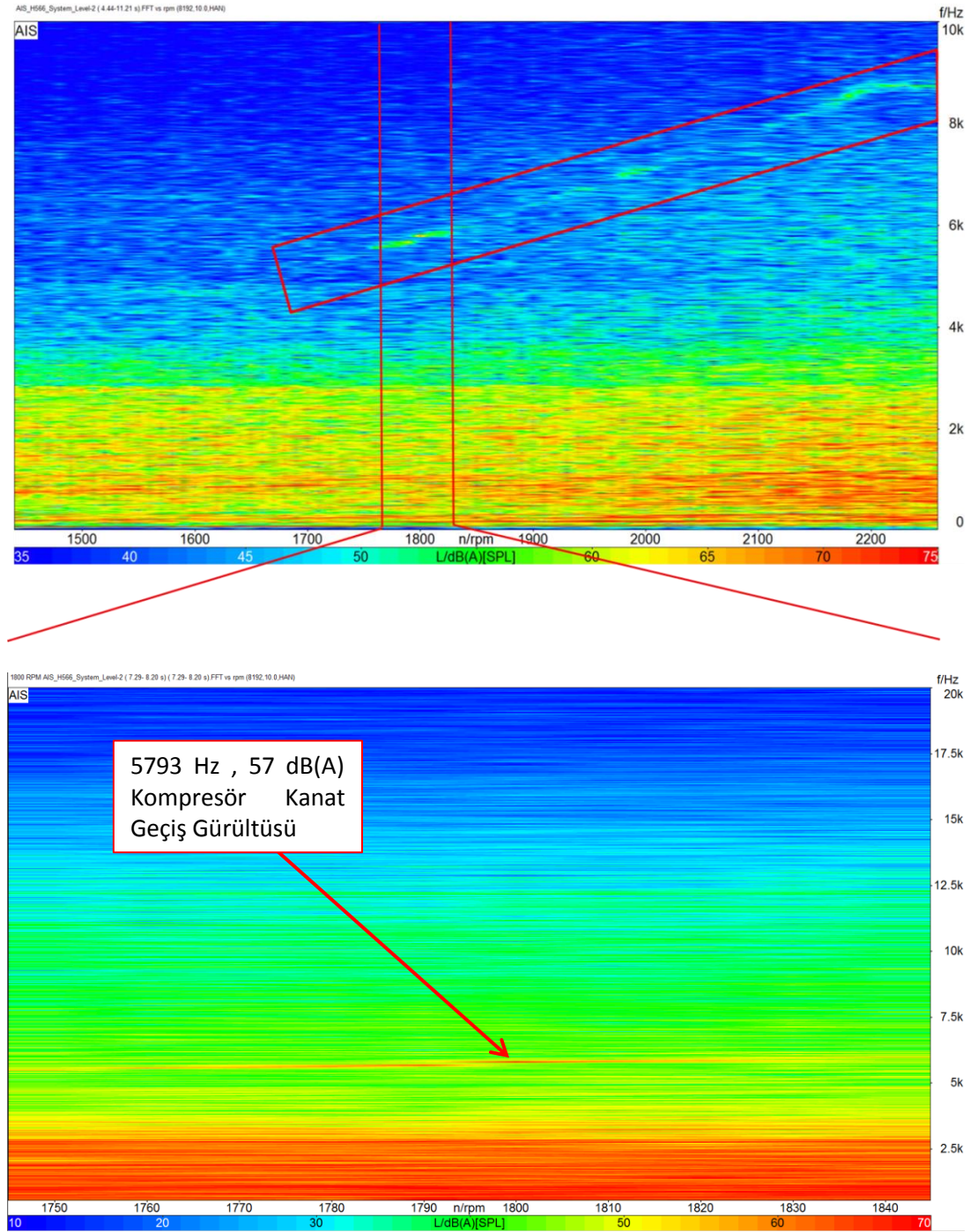
Bu çalışmada sıkça bahsedilen “kompresör kanat geçiş gürültüsü”, Şekil 3.5’teki grafiğin, yüksek frekansları kapsayacak şekilde çizdirilmesi ile görülebilmektedir. Tonal bir gürültü olan bu sorun, bizim SEA analizimizi uyguladığımız 1800 Dev/dk devir aralığında, yaklaşık olarak 5800 Hz civarında bulunmaktadır. Sadece 1800 Dev/dk aralığını (1750-1850 Dev/dk devir bandı) kapsayan, yüksek frekansların görülebildiği ikinci bir Campbell grafiği Şekil 3.6’da verilmiştir. Bu grafikte turbo kanat geçiş gürültüsü, 5800 Hz civarında baskın bir şekilde fark edilebilmektedir.

3.2 SEA Modelinin Orifis Gürültüsü Ölçümü ile Korelasyonu

Hava emiş sistemi orifisinden mikrofona yardımıyla alınan gürültü ölçümü ile kurulan SEA modelinin koşturulması sonucu, orifis içindeki hava kütlesinin 1/3 oktav dinamik cevap grafiği karşılaştırılması yapılmıştır. Bu karşılaştırma sonucunda, SEA modeli cevabının büyük ölçüde test ile korele olduğu görülmüştür. Modelin ilk safhalarında, modele verilen sistem tahriklerinin oldukça yetersiz olmasından ötürü, test ile model dinamik cevabı arasında oldukça büyük bir fark bulunmaktadır.

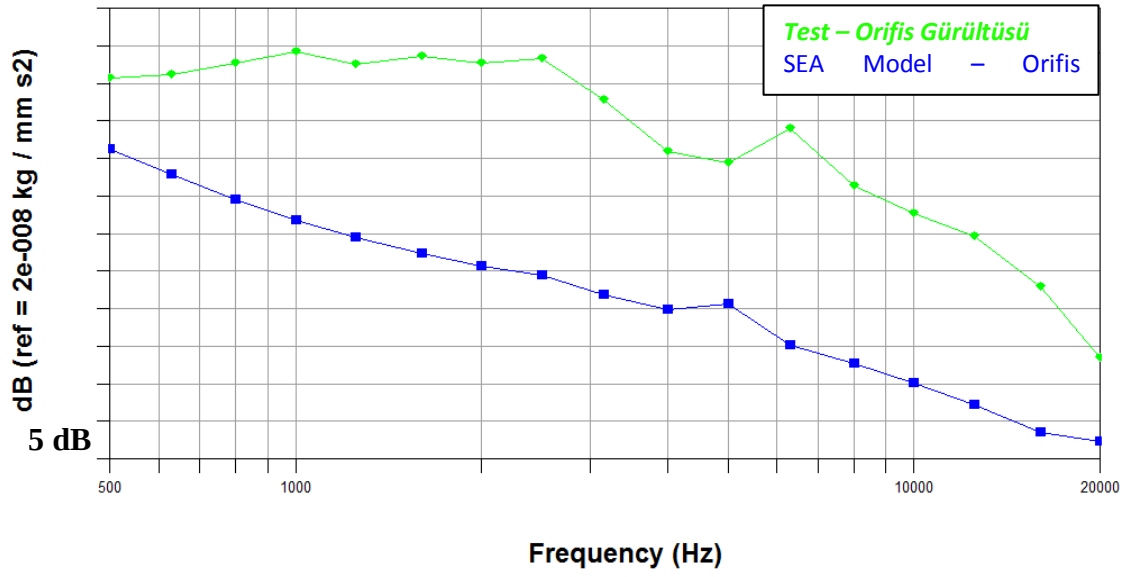
Test sırasında aracın hızlanması nedeniyle oluşan yüksek seviyelerdeki rüzgar gürültüsü, Şekil 3.5’teki grafikte de açık bir şekilde görülmektedir. Bu tahriğin modele beyaz gürültü olarak eklendiği önceki bölümlerde anlatılmıştı. Ayrıca yine kompresör girişine verilen motor gürültüsü, ilk modelde beyaz gürültü olarak

verilmişti. Test sonuçlarının alınmasından sonra, test verisinin 300 Hz'e kadar olan kısmı kesilmiş ve motor gürültü kaynağı olarak kompresör girişine uygulanmıştır.



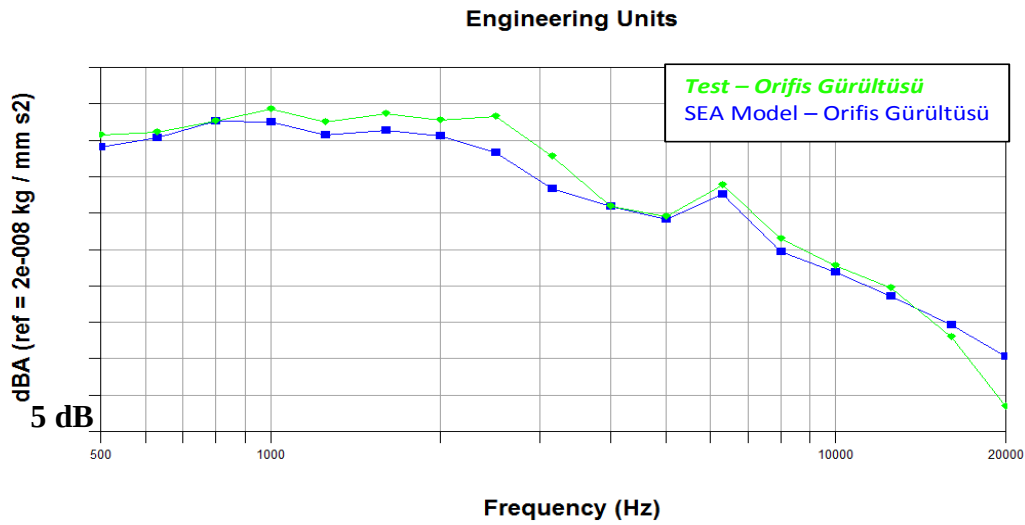
Şekil 3.6: Kompresör kanat geçiş gürültüsü.

Böylece, model – test korelasyonu olarak, oldukça ilerleme kaydedilmiştir. Kompresör kanat geçiş gürültüsü de 6300 Hz 1/3 oktav frekans bandına eklenmiş ve model son halini almıştır. Şekil 3.7’de modelin ilk safhasında çizdirilen grafik, test ile model dinamik cevabı arasındaki farkı açık bir şekilde göstermektedir.



Şekil 3.7: SEA Modeli ilk safhasında alınan dinamik cevap grafiği.

Önceki bölümlerde bahsedilen gerçeğe yakın tahrik ifadelerinin modele yerleştirilmesi ile, dinamik cevap grafiği testte alınan orifis gürültü ölçümündeki değerlere oldukça yaklaşmıştır. Şekil 3.8’de sistemin son halindeki grafik görülmektedir. Şekil 3.8’deki test-model sonuçlarının karşılaştırılması sonucunda, SEA modelinin oluşturduğu dinamik cevap grafiğinin, gerçek test sonuçlarıyla oldukça yakın sonuçlar verdiği görülmüştür. Buradan, SEA analizinin motor, motor aktarım organları ve motor yardımcı sistemleri (hava emiş ve egzoz gibi) gibi küçük sistemler için de, yüksek frekans bandı aralığında kullanılabileceği sonucu çıkarılabilir.



Şekil 3.8: SEA Modelinin son hali – Dinamik cevap grafiği.

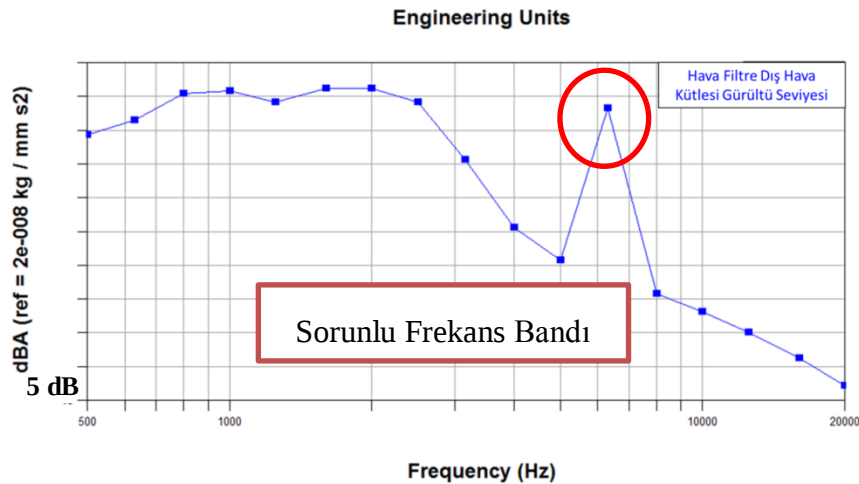
4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Turbo kompresörü kanat geçiş gürültüsünün, testte ve yaptığımız SEA analiz çalışmasında da yüksek çıktığı önceki bölümlerde belirtilmişti. Model üzerinde yapılan analizlerde, bu gürültünün sadece orifisten yayılmadığı, bir kısmının özellikle , orifise ulaşmadan temiz hava kanalı üzerindeki kauçuk titreşim izolatör parçalarından yayıldığı tespit edilmiştir.

Gürültünün özellikle kalınlığı 2 mm olan bu kauçuk parçalardan yayılmasını engellemek için, genel olarak bu parçanın kalınlığının artırılması gerekmektedir. Pratikte kalınlığı arttırmak, ya da direngenliğini arttırmak amacıyla kauçuk boru etrafına tel sarmak, gürültünün büyük bir oranda düşürülmesini sağlamaktadır.

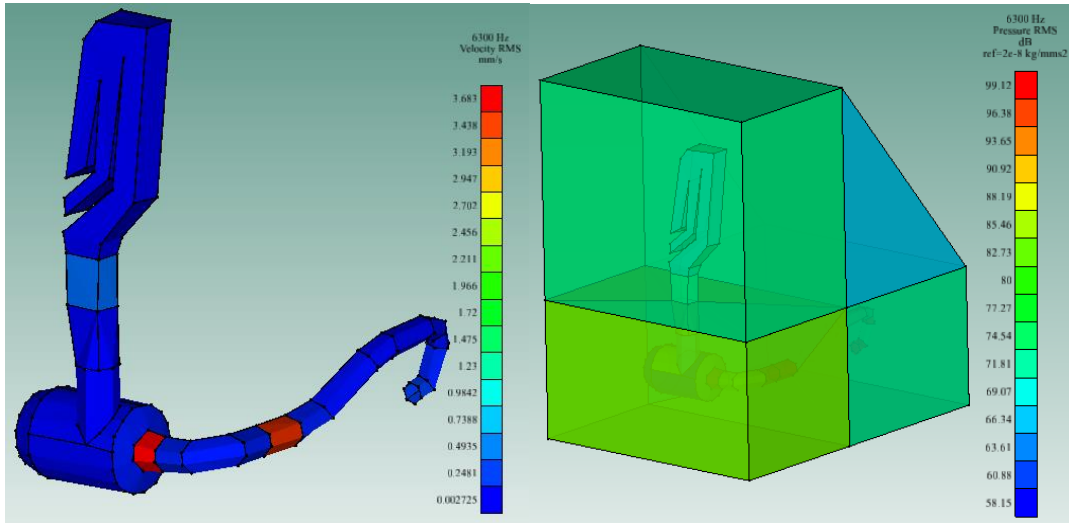
4.1 Sorunun SEA Model Analizi Yardımıyla Tespiti

SEA modelinin tamamlanması ve koşturulmasından sonra, sonuç grafikleri ve frekans bandı bazlı diagramlar çizdirilmiştir. Bu işlemlerden sonra özellikle hava filtre kutusu dışındaki hava kütlelerinde, turbo kanat gürültüsünün baskın olduğu frekans bandında, yüksek gürültü seviyeleri saptanmıştır. 1/3 oktav grafiklerinde tespit edilen bu sorunun ayrıntısına inilmek üzere, sadece sorunun görüldüğü frekans bandı için renkli gürültü seviyesi diagramı çizdirilmiştir. Sorunun görüldüğü 1/3 oktav bant grafiği Şekil 4.1’dir.



Şekil 4.1: Hava filtresi dışındaki hava kütlelerinin 1/3 oktav gürültü seviyeleri grafiği.

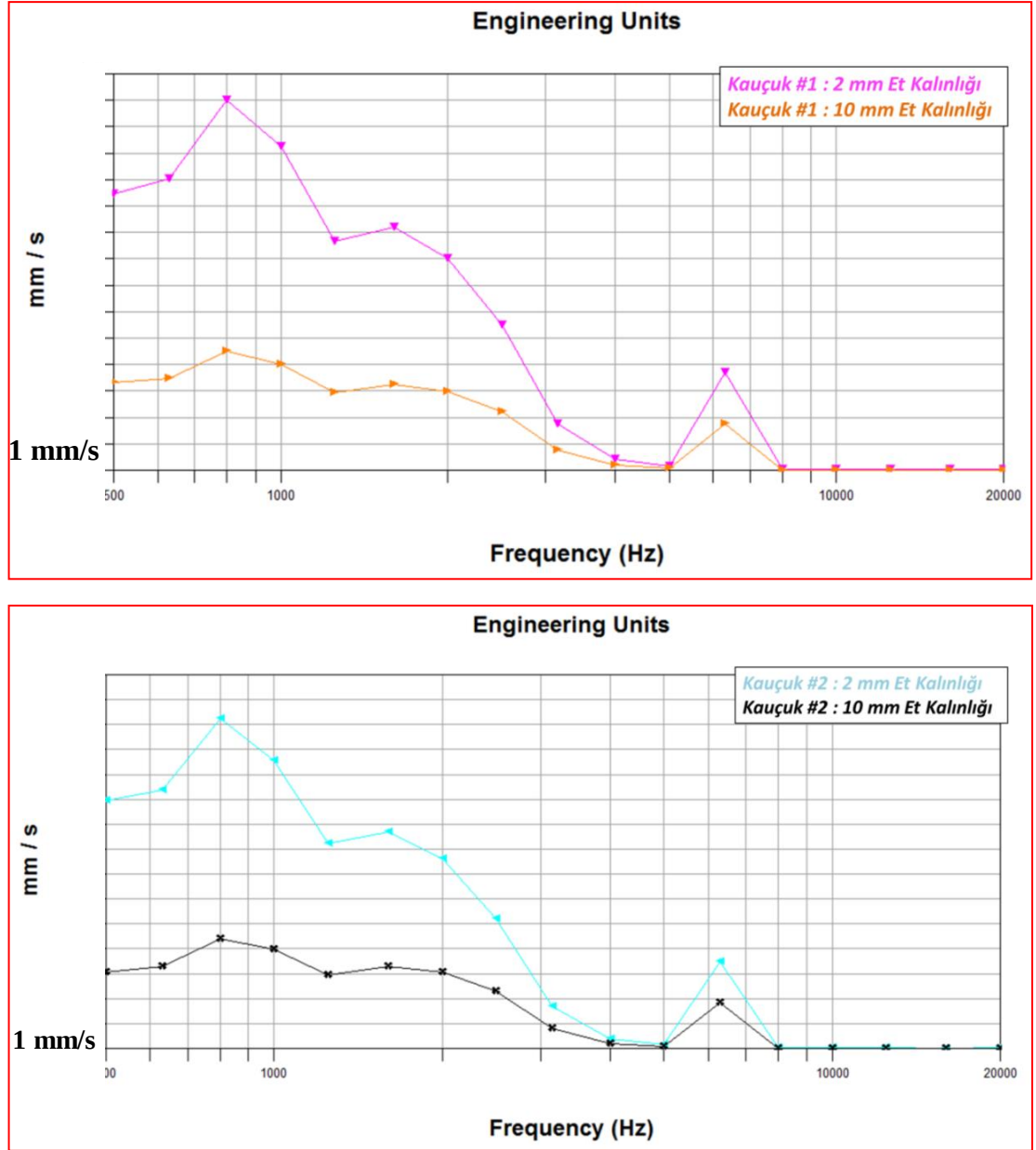
Oluşturulan bu renkli diagram incelendiğinde, hava emiş kutusu etrafındaki hava kütleindeki sıkıntı açık bir şekilde görülmektedir. Bu boşluk elemanında oluşan yüksek gürültü seviyelerinin nedeni araştırılırken, hava emiş sistemi plaka elemanlarının yüzey hızları da renkli diagram ile incelenmiştir ve özellikle ilgili frekans bandında izolator malzemelerinin yüzeyinde yüksek hız değerleri saptanmıştır. Yüzey hızlarını ve hava kütlelerindeki gürültü seviyelerini gösteren renkli diagram Şekil 4.2’de verilmiştir.



Şekil 4.2: Hava filtresi dışındaki hava elemanının renkli diagramı. Yüksek yüzey hızlarına sahip kauçuk elemanlar ve hava filtresi dışındaki hava kütleindeki yüksek gürültü seviyeleri net bir şekilde görülmektedir.

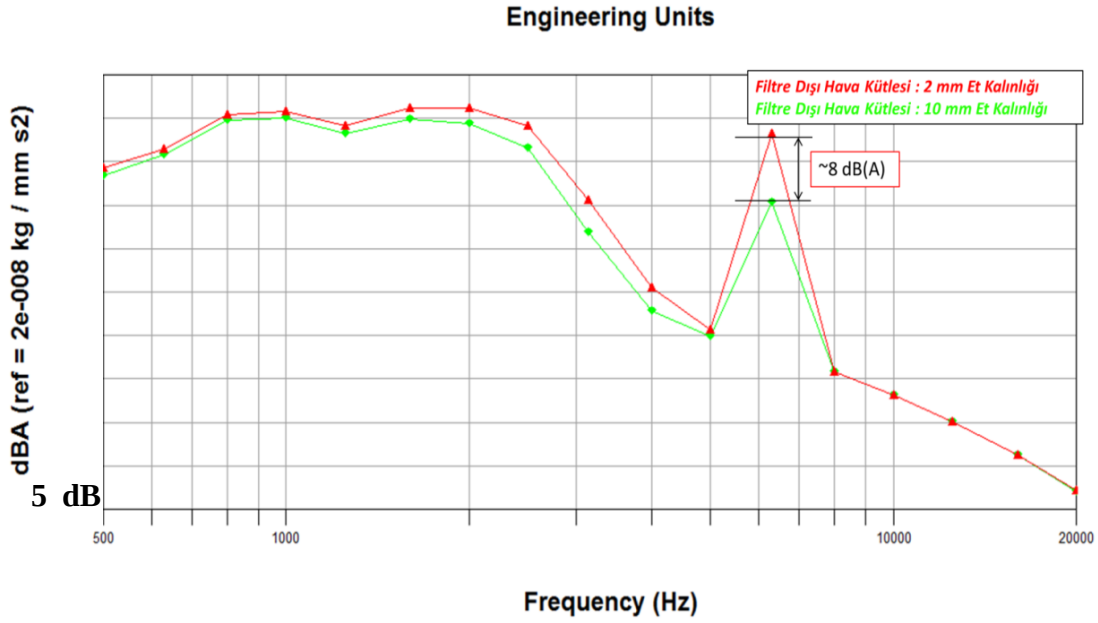
4.2 Sorunun Çözümü

İzolator elemanlarından yayılan gürültünün çözümü için, elde edilen deneyimlerle halihazırda uygulanan “kalınlık artırma” uygulaması, çalışılan hava emiş sistemi kauçuk titreşim izolatorları için de uygulanmıştır. Önceki kalınlığı 2 mm olan titreşim izolatorlarının kalınlığı 10 mm’ye çıkarılmıştır. Bu yeni haliyle koşturulan modelin dinamik cevap grafikleri çizdirilmiştir. Kalınlık artımı sonucunda, gürültü ve yüzey hızı seviyelerinde oluşan iyileşmenin daha iyi anlaşılması için, kalınlığın 2 mm olması hali için çizdirilen grafiklerle, 10 mm olması hali için çizdirilen grafikler karşılaştırılmıştır. Şekil 4.3’te iki kauçuk eleman için yüzey hızları karşılaştırma grafikleri görülmektedir. Ayrıca Şekil 4.4’te de hava emiş kutusu dışındaki hava kütlelerinin gürültü seviye grafiklerinin karşılaştırması görülmektedir.



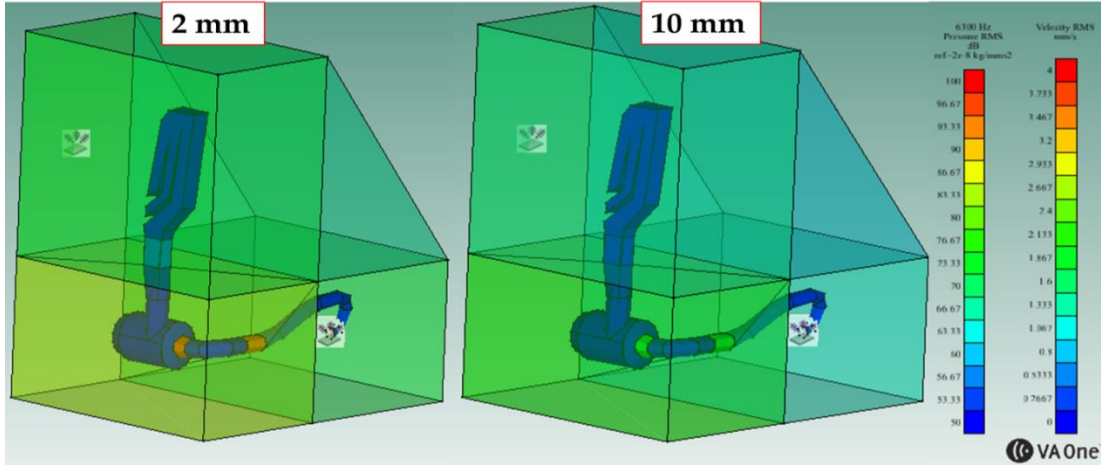
Şekil 4.3: Her iki kauçuk izolatörün 2mm ve 10mm et kalınlıkları için yüzey hız grafikleri.

Karşılaştırma grafiklerinden de görüldüğü üzere, kauçuk malzemenin et kalınlığının artırılması, titreşim ve gürültü seviyelerinin azalmasını sağlamıştır. Titreşim grafiklerinde turbo kanat geçiş titreşiminde azalma olduğu kadar, düşük frekans bantlarında da büyük oranda iyileşme saptanmıştır. Düşük frekans bant titreşim seviyelerinde olan bu azalma, hava kütlesi düşük frekans bantlarındaki gürültü seviyelerini pek etkilememiştir. Şekil 4.5'te, 2mm ve 10mm et kalınlığı iterasyonları için, hava emiş kutusu dışındaki hava kütlesinin 6300 Hz frekans bandındaki gürültü seviyelerini gösteren renkli diagramları verilmiştir. Bu diagramlardan, iyileşmenin seviyesi belli olmaktadır.



Şekil 4.4: Filtre dışındaki hava kütlesinin gürültü seviyelerinin her iki kalınlık değeri için karşılaştırması.

Bu çalışma ile, tasarım aşamasında olan bir ağır vasıta hava emiş sisteminin dinamik cevabı, titreşim ve akustik anlamında sistemin hangi bölgelerinde sorunlar oluşabileceği ve bu sorunlar için çözüm önerilerinin ne kadar faydalı olacağı önceden belirlenmiştir. Böylece gerekli değişikliğe gidilebilecek ve gelecekteki projelerde bu deneyimler uygulanabilmektedir.



Şekil 4.5: Filtre dışındaki hava kütlesinin 6300 Hz 1/3 oktav bandındaki gürültü seviyelerinin her iki kalınlık değeri için renkli diagram olarak karşılaştırılması.

Araç aktarma organlarının analizinde sıkça kullanılan sonlu elemanlar yöntemi, belli bir maksimum frekansa kadar çözüm yapabilmektedir. Bu frekans sonrasında etkin olan gürültü ve titreşimler, sonlu eleman analizi çerçevesi dışında kalmakta, bu

durumdan ötürü yüksek frekans bandında sağlıklı analiz sonuçları elde edilememektedir.

İstatistiksel enerji analizi yardımıyla, bu yüksek frekans bandı içerisindeki gürültü ve titreşim kaynakları incelenebilmekte ve sistem içerisindeki yayılımları tespit edilebilmektedir. İstatistiksel enerji analizinin otomotivdeki genel kullanım alanı, kabin içi akustiğidir. Bunun nedeni, kabin içindeki hava kütlelerinin, düşük frekanslarda daha fazla modunun olması, ve düşük frekans bölgesinden itibaren yüksek frekanslara kadar sonuç verebilmesidir.

Bu durumun aksine, bu çalışmada ve özellikle T. Yamazaki'nin yaptığı çalışmada da görüldüğü gibi, direngenliği yüksek ve düşük frekans bölgesinde az moda sahip sistemlerde de istatistiksel enerji analizi efektif bir şekilde kullanılabilmektedir [1].

Bu analiz yönteminin, bu tez kapsamındaki kullanım amacı, düşük frekans bölgesinde iyi sonuç veren analiz yöntemlerinin ulaşamadığı yüksek frekans bölgelerinde oluşan gürültülerin tespitidir. Bu gürültü ve titreşimlerin, kaynağından itibaren yayılımı ve kullandığı patikalar tespit edilebilir, sonuç olarak da bu yayılım patikaları ortadan kaldırılabilir.

Bu çalışmada, dizayn aşamasının ilk evrelerindeki sistemlerin analizinde, alışlagelmiş sonlu elemanlar yöntemlerinin yanında da kullanılabilecek bir analiz yöntemi kullanılmıştır. Özellikle otomotiv sektöründe, araç aktarma organlarının analizinde de bu analiz yönteminin etkili bir şekilde kullanılabileceği görülmüştür.

KAYNAKLAR

- [1] **Yamazaki, T., Kondo, M., Asahara, Y.** (2003). Applicability of Experimental Statistical Energy Analysis to an Engine Structure, *2003 Society of Automotive Engineers of Japan, Inc. and Elsevier Science B.V*, **263**, JSAE20034248, doi:10.1016/S0389-4304(03)00039-0.
- [2] **Mattson, S.G., Labyak, D., Pruetz, J.** (2009). Prediction of Muffler Insertion Loss by a Hybrid FE Acoustic – SEA Model, *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst. | Volume 2 | Issue 1*, **1323**, 2009-01-2042.
- [3] **Cotoni, V., Gardner, B., Shorter, P., Lane, S.** (2005). Demonstration of Hybrid FE-SEA Analysis of Structure-Borne Noise in the Mid Frequency Range, *SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition Traverse City, Michigan May 16-19, 2005*, 2005-01-2331.
- [4] **Le Moyne, S., Tebec, J.L.** (2002). Ribs effects in acoustic radiation of a gearbox - their modelling in a boundary element method, *Applied Acoustics* **63** (2002) 223–233.
- [5] **Ji, Z., Su, S., Liu, C.** (2008). Acoustic Attenuation Performance Analysis of Three-pass Perforated Tube Muffler with End-resonator, *Reprinted From: Noise and Vibration, 2008 (SP-2158)*, 2008-01-0894
- [6] **Lee, S. H., Ih, J. G.** (2008). Effect of non-uniform perforation in the long concentric resonator on transmission loss and back pressure, *Journal of Sound and Vibration* **311** (2008) 280–296
- [7] **Munjal, M.L.** (1987). *Acoustics of Ducts and Mufflers*, Department of Mechanical Engineering Indian Institute of Science Bangalore India, A Wiley Interscience Publication
- [8] **Dhulipudi, M. R., Sivakumar, J., Prakash, J.** (2007). Engine Front Cover Radiated Noise Estimation using Statistical Energy Analysis Approach, *Noise and Vibration Conference and Exhibition St. Charles, Illinois May 15-17, 2007*, 2007-01-2301
- [9] **Zhang, W., Butler, B., Likich, M., Lynch, M.** (2013). A Practical Procedure to Predict AIS Inlet Noise Using CAE Simulation Tools, *SAE International*, 2013-01-1004
- [10] **Shojacefard, M.H., Talebitooti, R., Amirpour, Molla, M., Ahmadi, R.** (2010). A Study of Intake System Noise Transmission with Porous Insulator Using Statistical Energy Analysis

- [12] **Shorter, P., Blanchet, D., Ctoni, V.** (2012). Modeling Interior Noise due to Fluctuating Surface Pressures from Exterior flows, *SAE International*, 2012-01-1551
- [13] **Lyon, R.H.** (1994). *Statistical Energy Analysis of Dynamical Systems: Theory and Applications*, Butterworth-Heinemann

ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Özgün YAKAR

Doğum Yeri ve Tarihi: İZMİR – 30.12.1986

Adres: Dadaloğlu sok. Soğanlık Yeni Mahalle Kartal / İSTANBUL

E-Posta: ozgun.yakar@hotmail.com

Lisans: Dokuz Eylül Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü

Mesleki Deneyim ve Ödüller: 2010-2012 yılları arasında Marmatek Mühendislik firmasında makina titreşim uzmanı olarak çalışmıştır. 2012 yılında Ford OTOSAN firmasında titreşim ve akustik bölümünde ürün geliştirme mühendisi olarak çalışmaktadır.