



Improvement of low frequency booming problem in automobiles using tuned mass damper

Akın Oktav*^{ID}, Çetin Yılmaz^{ID}, Günay Anlaş^{ID}

Department of Mechanical Engineering, Bogazici University, Istanbul, 34342, Turkey

Highlights:

- Diagnosis of low frequency booming problems
- Experimental and computational modeling of body-in-white
- Tuned mass damper design to improve acoustic comfort

Keywords:

- Vehicle acoustics
- Tuned mass damper
- Low frequency booming
- Structural modes
- Acoustic modes

Article Info:

Research Article
Received: 03.10.2016
Accepted: 26.04.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460488

Correspondence:

Author: Akın Oktav
e-mail:
akin.oktav@agu.edu.tr
phone: +90 352 224 8800

Graphical/Tabular Abstract

In this work, the aim is to improve the acoustic comfort of a vehicle by using both experimental and computational methods. To that end, tuned mass dampers are attached at optimum locations on the experimentally verified finite element model.

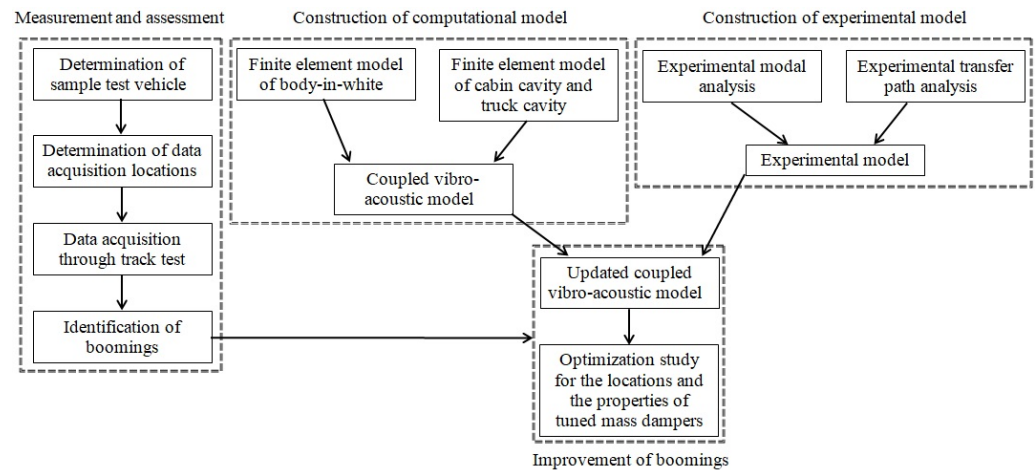


Figure A. The techniques used in the proposed improvement method

Purpose: Although it is a well-known solution, the use of tuned mass dampers is limited in the automotive sector. In the present study, the aim is to show that tuned mass dampers can be used to solve the low frequency booming problems.

Theory and Methods:

A finite element model of the vehicle is constructed, and structural and acoustical modes are computed. The structural modes of the vehicle are calculated experimentally, as well, and the computational model is updated using experimental results. The effective forces acting upon the structure are identified using transfer path analysis. The low frequency booming problems, which could not have been predicted at the design stage, are diagnosed by assessing the results of both experimental and computational analyses.

Results:

The L_2 norms of the difference between the measured and computed sound pressure level curves are obtained as 3.8 dB and 4.4 dB for the front and the rear microphones, respectively. According to these results, it is concluded that the updated coupled vibro-acoustic model is successfully validated. Three low frequency booming rpm ranges are identified during the track tests, i.e., 3500-4200 rpm for the front microphone, 1600-2000 and 2950-4250 rpm ranges for the rear microphone. The booming problem in these ranges are successfully attenuated. The L_2 norms of the achieved improvements are 11.2 dB, 7.8 dB and 3.3 dB in 3500-4200, 1600-2000 and 2950-4250 rpm ranges, respectively.

Conclusion:

The proposed modification study is successful in providing substantial improvements for the sound pressure levels in the targeted frequency ranges, where boomings are observed. Moreover, when the whole working frequency range is examined, it is seen that there is no deterioration with respect to the original situation.



Otomobillerde düşük frekanslı uğultu probleminin ayarlı kütle sönümleyicisi kullanımıyla iyileştirilmesi

Akın Oktav*^{ID}, Çetin Yılmaz^{ID}, Günay Anlaş^{ID}

Boğaziçi Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 34342, İstanbul

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Düşük frekanslı uğultu problemlerinin teşhisi
- Beyaz gürültünün deneysel ve sayısal olarak modellenmesi
- Akustik konforda iyileştirme için ayarlı kütle sönümleyicisi tasarımı

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 03.10.2016
Kabul: 26.04.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460488

Anahtar Kelimeler:

Taşıt akustiği,
ayarlı kütle sönümleyicisi,
düşük frekanslı uğultu,
yapısal ve akustik kipler

ÖZET

Otomobillerde görülen düşük frekanslı uğultu problemi akustiği olumsuz etkilemekte ve toplam konforu düşürmektedir. Mevcut çalışmada, bir binek otomobilin titreşim ve akustik karakteristikleri incelenmiştir. Akustik konforun iyileştirilmesinin hedeflendiği bu çalışmada, deneysel ve sayısal yöntemlerin bir arada kullanıldığı bir yaklaşım benimsenmiştir. Çalışma, düşük frekanslı uğultu problemlerinin gözlemlendiği 33-193 Hz frekans aralığı ile sınırlı tutulmuştur. Sayısal analizlerde kullanılmak üzere aracın sonlu eleman modeli oluşturulmuş, yapısal ve akustik kipler hesaplanmıştır. Aracın yapısal kipleri deneysel olarak da hesaplanmış ve bilgisayar ortamında oluşturulan model deneysel bulgulara göre güncellenmiştir. Yapı üzerindeki etkin kuvvetler, iletim yolu analizi ile deneysel olarak tespit edilmiştir. Elde edilen deneysel veriler ve gerçekleştirilen sayısal analizlerin sonuçları değerlendirilerek, tasarım aşamasında öngörülemediği olan düşük frekanslı uğultu problemlerinin nedenleri tespit edilmiştir. Aracın deneylerle doğrulanmış sonlu eleman modeli üzerinde, bulgulara uygun olarak ayarlı kütle sönümleyicisi kullanımıyla tadilat çalışmaları yapılmıştır.

Improvement of low frequency booming problem in automobiles using tuned mass damper

H I G H L I G H T S

- Diagnosis of low frequency booming problems
- Experimental and computational modeling of body-in-white
- Tuned mass damper design for modification to improve acoustic comfort

Article Info

Research Article
Received: 03.10.2016
Accepted: 26.04.2018

DOI:

10.17341/gazimmfd.460488

Keywords:

Vehicle acoustics,
tuned mass damper,
low frequency booming,
structural and acoustic
modes

ABSTRACT

Low frequency booming problem, which is frequently observed in automobiles, negatively affects the acoustic performance and reduces the total comfort. In the current study, vibration and acoustic characteristics of a sedan are examined. In this work, where it is aimed to improve the acoustic comfort of a vehicle, an approach that uses both experimental and computational methods together is adopted. The study is confined to the 33-193 Hz bandwidth, where low frequency booming problems are observed. A finite element model of the vehicle is constructed and structural and acoustical modes are computed. The structural modes of the vehicle are calculated experimentally, as well, and the computational model is updated using experimental results. The effective forces that act on the structure are identified experimentally using transfer path analysis. The low frequency booming problems, which could not have been predicted at the design stage, are diagnosed by assessing both the results of experimental data and computational analysis. In accordance with the outcomes, modification studies are performed on the experimentally verified finite element model using tuned mass dampers.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Otomobil tasarımındaki temel kıstaslar, yakıt ekonomisi, araç güvenliği, araç dinamiği, çarpışma dayanımı, aerodinamik, dayanıklılık, titreşim ve akustik konfor başlıkları altında toplanmaktadır. Bu başlıklardan titreşim ve akustik konfora verilen önem son yıllarda artmış, kritik bir önem kazanmıştır. Titreşim ve akustik konfor, markalaşma ve nihai tüketici nezdindeki marka imajının algısıyla ilgilidir. Otomobil tasarlayan ve imal eden firmalar açısından akustik konfor önemli bir rekabet unsurudur [1]. Akustik konfor, düşük, orta ve yüksek frekans aralıkları için ayrı ayrı mütalaa edilir. Bunun nedeni, bahsedilen frekans aralıkları için gürültü oluşum mekanizmalarının farklı olmasıdır [2]. Düşük frekans (200 Hz ve altı) aralığında, gürültü oluşumdaki baskın kaynak aracın motorudur [3]. Düşük frekans aralığında, gürültü yapısal yolla taşınan ses ile oluşur [4]. Ses dalgalarının maskeleyen özellikleri ve gürültü eşitlik konturlarındaki farklılık nedeniyle düşük frekanslı uğultu baskındır, orta ve yüksek frekans sesleri perdeler [5]; bu nedenle, akustik konfor açısından düşük frekans aralığı önceliklidir. Mevcut çalışmada akustik konfor sadece düşük frekans aralığı için irdelenmiştir.

Akustik konforla ilgili bir diğer husus ise imalata bağlı değişkenlik konusudur. Burada kast edilen değişkenlik epistemik belirsizliklerden ziyade rastlantısal belirsizliklere bağlıdır [6]. Tamamıyla özdeş araçların kabin içinde ölçülen ses basınç seviyelerinde 20 dB'e varan farklılıklar olduğu vakıadır [7]. Bu durum, tasarımda kullanılan bilgisayar programlarının deterministik, imalat süreçlerinin ise stokastik olmasından kaynaklanmaktadır. Üzerinde test çalışmaları yapılacak otomobil seçilirken bu durum dikkate alınmalı, test için seçilen otomobilin numune temsil kabiliyeti araştırılmalıdır. Numunenin temsil kabiliyeti ancak çok sayıda örnekleme ile belirlenebilir; bu hususla ilgili olarak yürütülen uygulama Bölüm 2'de ayrıntılarıyla anlatılmaktadır.

Otomobillerin akustik konforunu geliştirebilmek için deneylerle doğrulanmış bir sayısal modele ihtiyaç olduğu açıktır. Sayısal model, kasa çiziminin beyaz gövde adı verilen kısmı kullanılarak oluşturulur [8]. Beyaz gövde, kasanın açılabilen parçaları (kapılar, bagaj kapağı ve motor kaputu) haricinde kalan metalik gövde olarak tanımlanabilir. Beyaz gövdeye ön ve arka camlar dâhildir. Analiz için beyaz gövdenin sonlu elemanlar modelinin yanı sıra, kabin içindeki havanın da sonlu elemanlar modeline ihtiyaç vardır. Nihai benzetim için katı-akışkan etkileşimini de hesaba katan bağlaşıklık titreşim-akustik model gereklidir [9]. Bu sayısal model, bağlaşıklık titreşim-akustik modeli olarak anılacaktır. Modele dair teorik bilgi ve gerçekleştirilen uygulama Bölüm 3'te izah edilmektedir.

Nihai benzetimde, yolcu kabinindeki hedef mikrofon ölçüm noktalarındaki ses basınç seviyesi değerleri elde edilecektir. Bu değerleri elde edebilmek için bağlaşıklık titreşim-akustik modelinin etkin kuvvetlerle tahrik edilmesi gerekir. Etkin

kuvvetlerden kasıt, motor devredeyken motor takozlarından yapıya uygulanan dinamik kuvvetlerdir. Etkin kuvvetler iletim yolu analizi ile tanımlanabilir [6]. Konuyla ilgili uygulama Bölüm 4'te verilmiştir.

Bağlaşıklık titreşim-akustik modelinin güvenilirliği mikrofon ölçümleriyle denetlenir. Mikrofon ölçümü, otomobilin tabii tutulduğu pist testi sırasında, standartlara [10] göre belirlenen hedef noktalarda yapılır. Ölçülen ses basınç seviyeleri, nihai benzetim sonuçları ile örtüşüyor ise model doğrulanmış kabul edilir. Akustik konforu iyileştirmek için yapılabilecek tadilat çalışmaları sadece doğrulanmış model ile gerçekleştirilebilir. Doğrulanmış ve bağlaşıklık titreşim-akustik modelini elde ettikten sonra, düşük frekanslı uğultu probleminin nedenleri model üzerinden teşhis edilebilir. Akustik konforu iyileştirmek için, teşhis edilen probleme uygun olarak farklı çözümler önerilebilir. Çözüm yöntemlerinden birisi, yapıda ilgili kısımlara kütle ilave ederek, yapının probleme neden olan öz frekans değerini değiştirmektir. Bir diğer çözüm, tınlama neden olduğu tespit edilen, ilgili akustik öz vektörünün tesirini azaltmak için ikincil ses kaynağı kullanmaktır [11]. Ancak, bu tip aktif yöntemler maliyetleri nedeniyle otomotiv sektöründe nadiren tercih edilirler. İlinti en iyilemesi etkin bir çözümdür, ancak dayanıklılık ve çarpışma dayanımı kıstasları yönünden de aynı çalışma yapılmaktadır [12]. Bu durum birincil en iyileme değiştirgesinin seçiminde sorun yaratabilir. Titreşim kaynağı otomobilin motoru olduğundan, problem kaynağında, yani motor takozlarının yeniden tasarlanmasıyla çözülebilir [13]. Ancak, ortaya çıkan yeni motor takozu tasarımı, araç dinamiğiyle ilgili hesapları bozabilir. Termoplastik veya viskoelastik malzemelerden yapılmış şeritler, yapıda uygun yerlere tatbik edildiğinde öz frekans ve sönüm değerlerini değiştirirler. Bu şeritler 150 Hz ve üstündeki değerlerde ortaya çıkan problemlerin çözümünde etkin olarak kullanılmaktadır [14]. Ancak, 150 Hz ve altındaki öz frekans değerlerindeki değişim, ihmal edilebilir ölçüde önemsizdir. Yüzey betim en iyilemesi de etkin bir çözüm yöntemidir [15]. Yapının kararlaştırılan kısımlarının revize edilerek kompozit malzemeler ile ikmal edilmesi de makbul bir çözüm yöntemidir [16]. Fakat bahsi geçen son iki yöntemin seri imalattan sonra kullanılması ciddi bir ek maliyet getirebilir.

Yukarıda arz edilen literatür tartışmasında görüldüğü üzere, bahsi geçen iyileştirme yöntemlerinin üstünlüklerinin yanı sıra mahzurları da vardır. Ayrıca, belirli bir frekans aralığı hedeflenerek yapılan bir iyileştirmenin diğer frekans aralıklarına olumsuz tesir edebileceği, böylece yeni problemlere neden olabileceği de gözden kaçırılmamalıdır.

Mevcut çalışmada, düşük frekanslı uğultu probleminin çözümü için ayarlı kütle sönümleyicisi kullanımı önerilmektedir. Önerilen iyileştirme yönteminde kullanılan teknikler ve izlenen yol Şekil 1'de akış şeması olarak gösterilmektedir. İyi bilinen bir çözüm olmasına rağmen, otomotiv sektöründe ayarlı kütle sönümleyicisi kullanımı kısıtlıdır. Toplam akustik konforu geliştirmekten ziyade

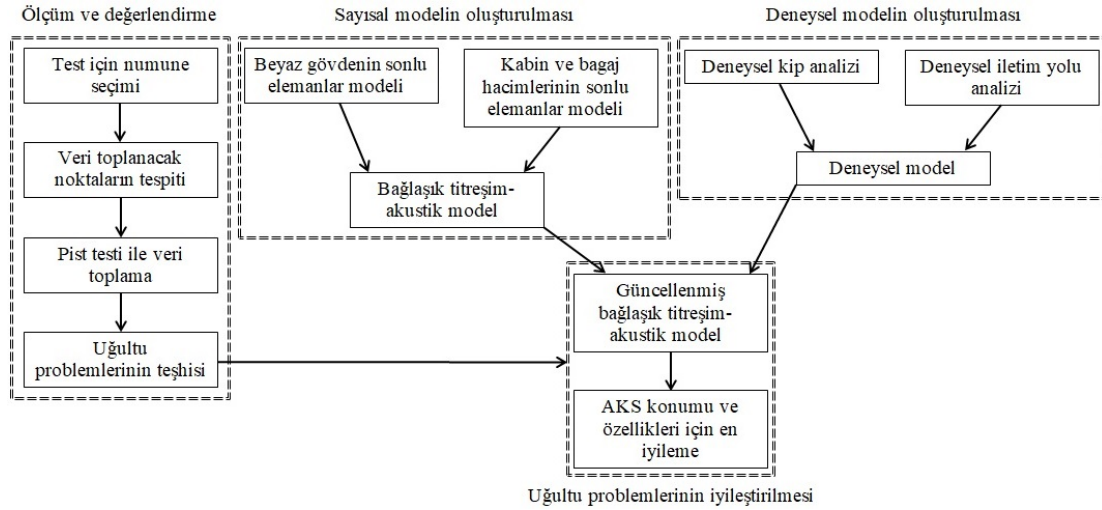
bileşenler bazında karşılaşılan titreşim problemlerini çözmek için kullanılmaktadır [17]. Mevcut çalışma ile arızalı kütle sönümleyicilerinin düşük frekanslı uğultu problemlerinin çözümü için kullanılabilirliği gösterilmiştir.

2. ÖLÇÜMLER (MEASUREMENTS)

Çalışılan araç, seri imalatı devam eden, hali hazırda piyasaya arz edilmiş bir binek otomobildir. Otomobilin, dört silindirli benzinli motora haiz standart donanımlı sürümü ele alınmıştır. İmalatçı, kalite kontrolü kapsamında çok sayıda numuneden mikrofon ölçümü almış ve elde ettiği veri tabanını yürütülen bir proje kapsamında kullanımımıza sunmuştur. Projenin gizliliği ve ticari sırlar barındırması nedeniyle, mevcut çalışmada otomobilin markası açıklanmamıştır. Çalışmalarda kullanılacak numunenin temsil kabiliyetini araştırmak amacıyla, beş adet otomobil seçilmiştir. Seçim rasgele yapılmış olup, otomobiller tüm özellikleri açısından özdeştir. Ölçümlerle ilgili detaylar aşağıdaki gibidir. İki adet hedef noktada mikrofonla ölçüm yapılmıştır [10]. Ölçüm konumları Şekil 2’de gösterilmiştir. Bu noktalardan birisi sürücünün sol kulağına denk gelen

konumdadır; sürücünün seyir esnasında algıladığı gürültüyü ölçmek için seçilmiştir. Diğer ölçüm noktası, arka koltukta oturan yolcuların algıladığı gürültüyü ölçmek amacıyla iki yolcunun ortasında bir konumda seçilmiştir. Seçilen konum yaklaşık olarak bir yolcunun sağ, diğerinin ise sol kulağına tekabül etmektedir.

Otomobilde üç adet motor takozu ve üç adet de egzoz takozu bulunmaktadır; konumları Şekil 3’te gösterilmiştir. Motor çalıştırıldığında oluşan mekanik titreşimler, bu bağlantı noktalarından kasaya yayılmaktadır. Bir diğer deyişle, yapı altı adet konumdan etkin kuvvetlerle tahrik edilmektedir. Takozların motor ve egzoz tarafı, kuvvet tatbik ettiği için aktif, kasa tarafı ise kuvvete maruz kaldığı için pasif olarak tabir edilmiştir. Kuvvetlerle ilgili değerler bilinmediğinden hesap edilmeleri gerekir (Eş. 4). Kullanılabilecek hesaplama yöntemlerinden birisi ivmeölçerler ile toplanacak verinin değerlendirilmesidir [18]; bu nedenle, takozların aktif ve pasif taraflarına birer adet üç eksenli ivmeölçer yerleştirilmiştir. Toplam takoz sayısı altı olduğundan, 12 adet üç eksenli ivmeölçer kullanılmıştır. Kullanılan ivmeölçerler piezoelektrik özellikte olup, dinamik veri



Şekil 1. Önerilen iyileştirme yönteminde kullanılan teknikler (The techniques used in the proposed improvement method)

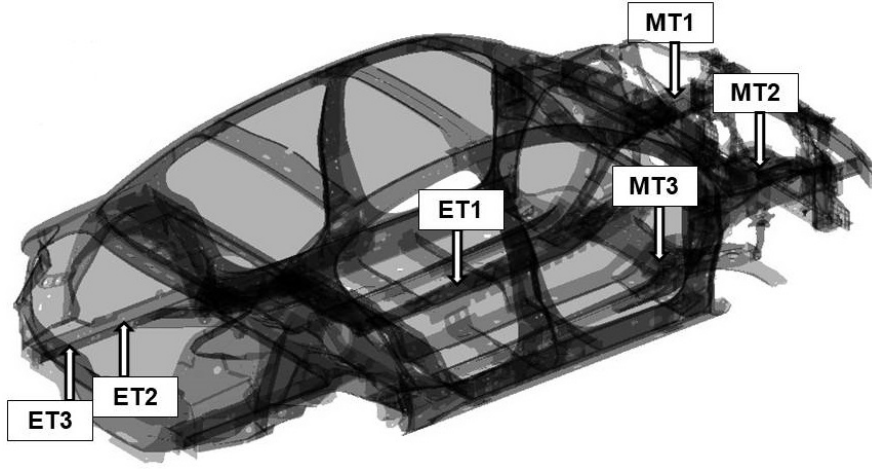


Şekil 2. Mikrofonla ölçüm alınan konumlar: a) ön mikrofon b) arka mikrofon (Microphone locations (a) front microphone (b) rear microphone)

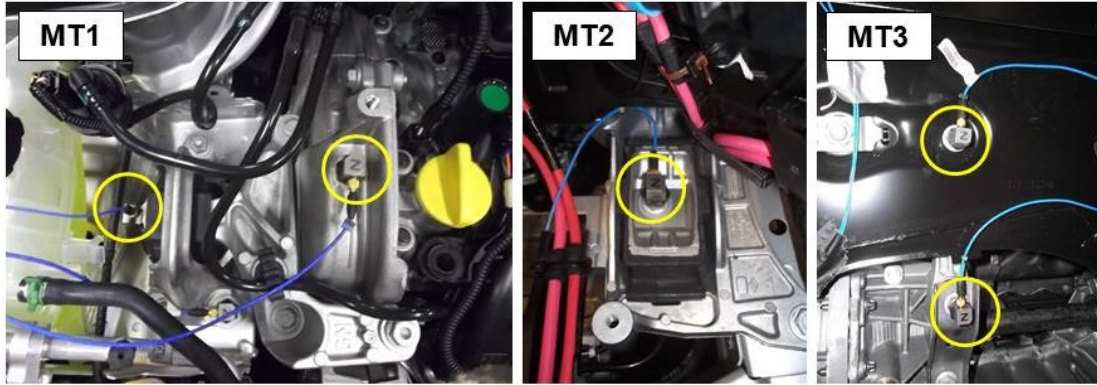
ölçümü için uygundur. Aktif taraf için 10mV/g, pasif taraf için ise 100mV/g hassasiyetinde ivmeölçerler kullanılmıştır. Araç motoru katı cisim kabul edilerek, referans faz verisi için motor bloğunun üzerine 50mV/g hassasiyetinde tek eksenli bir ivmeölçer konumlandırılmıştır. İvmeölçerlerin konumları Şekil 4 ve Şekil 5'te gösterilmiştir. Ölçüm verisini kaydetmek için mobil kullanıma uygun bir analizör tercih edilmiştir. Ölçümler için seçilen beş adet otomobil pist testine tabi tutulmuştur. Pist testi, üçüncü viteste ani hızlanma ile tüm motor devirleri taranarak gerçekleştirilmiştir. Test sırasında hava sıcaklığı ve araç içerisindeki sıcaklık kaydedilmiştir. Lastiklerin hava basıncı, motor ve egzoz takoz civatalarının tork değerleri kontrol

edilmiştir. Yakıt ve su tankları tamamen doldurularak özdeş test araçlarının ağırlıklarının da eşit olması sağlanmıştır. Testlerin yapıldığı pistte sonuçları etkileyebilecek bir eğim olup olmadığını kontrol etmek için pist iki yönde geçilmiştir. Pist testinde, ilgili standardın gerektirdiği tüm şartlar sağlanmıştır [10]. Kaydedilen ham veri, dijital sinyal işleme teknikleri kullanılarak işlenmiştir. Otomobil dört silindirli olduğu için ikinci derece devir bilgisi işlenmiş veri, baskın ve belirleyicidir. İkinci derece, krank milinin dönel frekansının ikinci armonisi olarak izah edilebilir. Darbe frekansı, Eş. 1 kullanılarak hesap edilir.

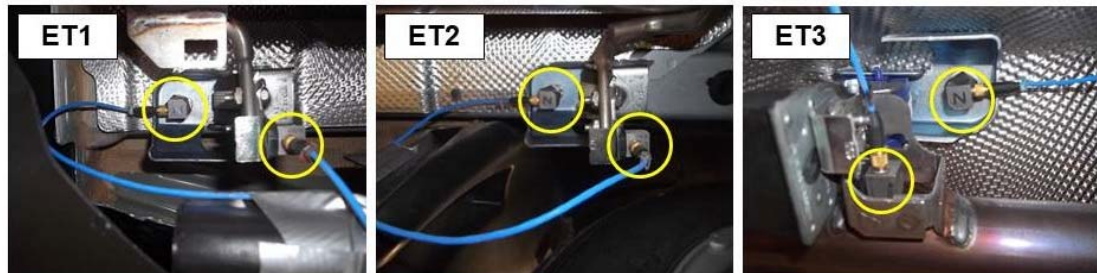
$$f_0 = \text{rpm} \times \frac{s}{60 \times 2} \quad (1)$$



Şekil 3. Motor ve egzoz takozlarının konumları: MT: motor takozu, ET: egzoz takozu
(The locations of engine and exhaust mounts: MT: engine mount, ET: exhaust mount)



Şekil 4. Motor takozlarına konumlandırılan ivmeölçerler (Accelerometers located on the engine mounts)



Şekil 5. Egzoz takozlarına konumlandırılan ivmeölçerler (Accelerometers located on the exhaust mounts)

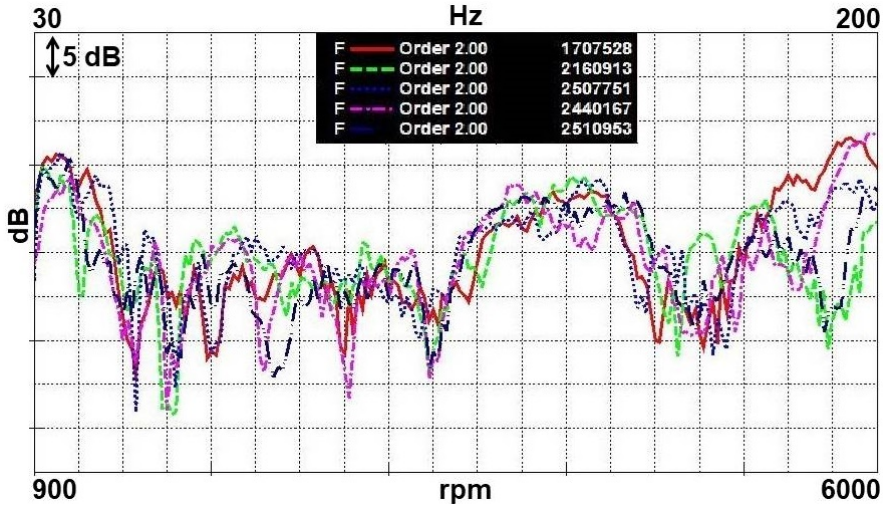
Eş. 1’de, (s) silindir sayısı, (rpm) devir/dakika’dır. Test edilen otomobillerde rölanti devri yaklaşık olarak 900 rpm ve en yüksek motor devri 6000 rpm şeklindedir. Bu değerler, frekans düzleminde 30 ve 200 Hz’e tekabül ettiğinden analiz edilmesi gereken frekans bandı 200 Hz ile sınırlıdır.

Beş adet özdeş test otomobilinin öndeki mikrofon ile ölçülen ses basınç seviyeleri Şekil 6’da kıyaslanmıştır. Elde edilen ses basınç seviyesi değerleri, imalatçı tarafından sağlanan veri tabanındaki ortalama değerler ile karşılaştırılmıştır. Üst ve alt sınır değerler esas alındığında, temsil kabiliyeti en iyi olan numunenin 1707528 no’lu test otomobili olduğu görülmüştür (Numuneleri ayırt edebilmek için şasi numaralarının son 7 hanesi kullanılmıştır.) Müteakip deneysel çalışmalar seçilen numuneyle yürütülmüştür. Numunenin, ön ve arka mikrofonlarına ait işlenmiş ölçüm verisi, sırasıyla Şekil 7 ve Şekil 8’de gösterilmektedir. Bir tanesi ön mikrofonla, iki tanesi de arka mikrofonla teşhis

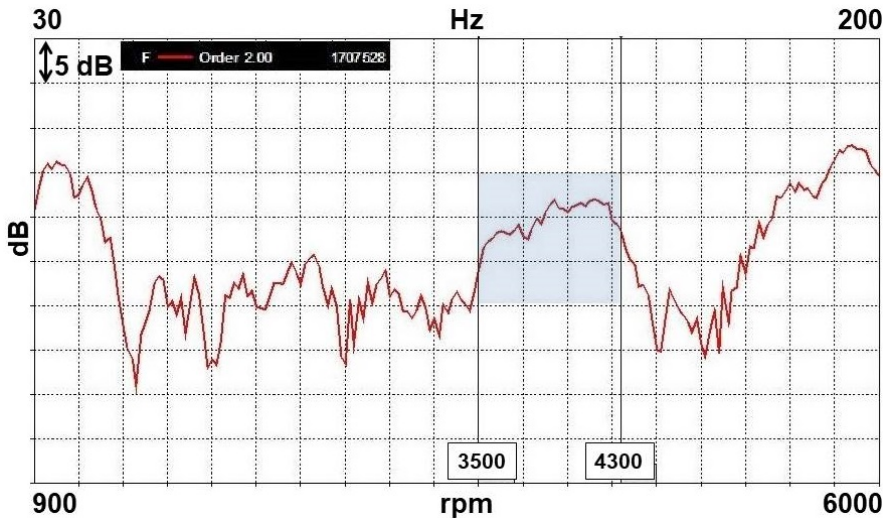
edilen toplam üç adet düşük frekanslı uğultu problemi mevcuttur. Mevcut çalışmanın amacı, teşhis edilen bu uğultu problemlerinin iyileştirilmesidir. Şekil 7’de işaretlenen 3500-4300 rpm ve Şekil 8’de işaretlenen 2950-4250 rpm aralıkları seyir hızına tekabül eder. Mevcut durumda, seyir halindeyken sürücü ve yolcular süreklilik arz eden bir uğultu algılayacaklardır. Şekil 8’de işaretlenen 1600-2000 rpm ise vites küçültme ve trafikte dur-kalk yapılan aralıktır. Anılan uğultu problemleri, gözlemlendikleri motor devirleri de göz önüne alındığında kritik derecede önemlidir. Sürücüler bu seviyelerdeki yüksek devirleri nadiren kullandığından, 5000 rpm ve sonrasındaki pikler göz ardı edilmiştir.

3. SAYISAL MODEL (COMPUTATIONAL MODEL)

Beyaz gövde üzerinde sonlu elemanlar metodu kullanılarak, Şekil 9’da gösterilen ağ yapısı oluşturulmuştur. Hypermesh™ yazılımı kullanılarak oluşturulan sayısal



Şekil 6. Seçilen beş özdeş araca ait ikinci mertebe ses basınç seviyeleri
(The second order sound pressure levels of five vehicles chosen)



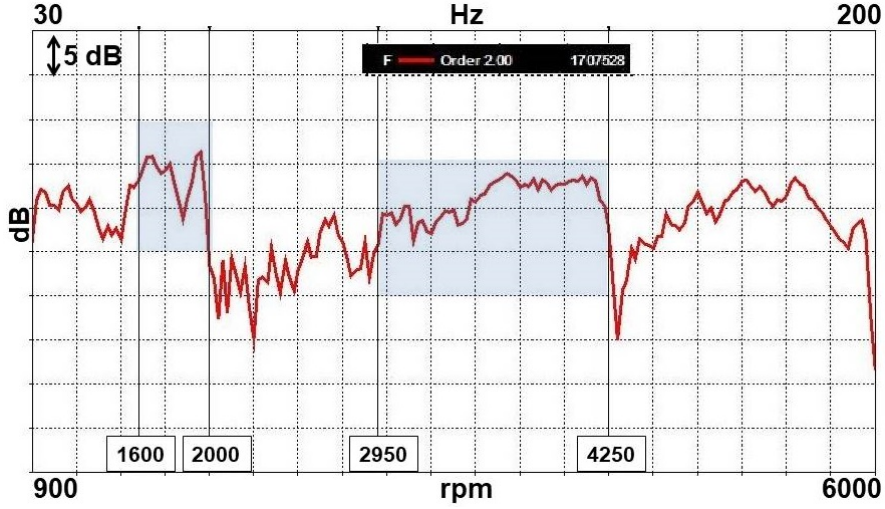
Şekil 7. 1707528 no’lu araçta, ön mikrofonda ölçülen ses basınç seviyesi. İşaretli frekans aralığında düşük frekanslı uğultu problemi mevcuttur.

(The sound pressure level measured at the front microphone in the vehicle # 1707528. The marked bandwidth indicates a low frequency noise problem.)

modelin serbestlik derecesi yaklaşık olarak 3,23M'dur. Modelin malzeme bileşenleri çelik, katı PVC ve camdır. Modelin % 95'i dört, % 5'i üç düğümlü ağ yapısındadır. Modelin malzeme özellikleri ve ağ yapısı hakkındaki bilgiler sırasıyla Tablo 1 ve Tablo 2'de listelenmiştir.

Sayısal modelin yapısal öz frekanslarını bulmak için Lanczos metodu kullanılmıştır. Nyquist kistası uyarınca,

analiz frekansının iki katına çıkılmış; 400 Hz altında 1209 adet yapısal öz frekans tanımlanmıştır. Akustik analiz için otomobilin kabin ve bagaj hacmindeki hava boşluğu (akustik hacim) çıkarılmış ve ağ yapısı oluşturulmuştur. Akustik model, 122 bin adet sekiz düğümlü elemandan oluşmaktadır. Sysnoise™ çözücüsü kullanılarak akustik öz frekans değerleri ve akustik öz vektörler tanımlanmıştır. 200 Hz'in altında 13 adet akustik öz frekans değeri mevcuttur. Yapısal



Şekil 8. 1707528 no'lu araçta, arka mikrofonda ölçülen ses basınç seviyesi. İşaretli frekans aralıklarında düşük frekanslı uğultu problemleri mevcuttur.
(The sound pressure level measured at the rear microphone in the vehicle # 1707528. The marked bandwidths indicate low frequency noise problems.)



Şekil 9. Beyaz gövdenin ve akustik hacmin sonlu elemanlar modeli
(The finite element model of the body-in-white and the acoustic volume)

Tablo 1. Sayısal modelin malzeme özellikleri (Material properties used in computational analysis)

Malzeme	Elastisite modülü (GPa)	Poisson oranı	Yoğunluk (kg/m ³)
Çelik	210	0,30	7,9
Katı PVC	1,5	0,42	1,4
Cam	74	0,20	2,5
Yapıştırıcı	29	0,30	1,4

Tablo 2. Sonlu eleman modelinde kullanılan ağ tipleri ve sayıları (Element types and quantities used in finite element model)

Ağ tipi	QUAD4	TRIA3	HEXA8	TET10	Sacayağı	Ara değerlendirme	Kiriş
Ağ sayısı	483,866	24,789	9,127	11,787	692	6,990	10

ve akustik modeller kullanılarak, Eş. 2 uyarınca bağlaşıklık titreşim-akustik modeli oluşturulmuştur [19]. Bunun için, yapının ve akustik hacmin devingenlikleri (hız/kuvvet), birleştikleri yüzeyde eşitlenmiştir. İlgili sınır koşulu Eş. 3'te verilmektedir. Elde edilen bağlaşıklık titreşim-akustik modelinin kullanılabilmesi için deneysel olarak doğrulanması gerekmektedir. Bunun için deneysel kip analizi çalışması yapılmıştır. Nihai benzetimde ihtiyaç duyulan etkin kuvvetlerin hesabı için de deneysel iletim yolu analizi gerçekleştirilmiştir (Bkz Bölüm 4.2).

$$\left(-\omega^2 \begin{bmatrix} M_k & 0 \\ \delta K_C^T & M_g \end{bmatrix} + i\omega \begin{bmatrix} C_k & 0 \\ 0 & C_g \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K_k & K_c \\ 0 & K_g \end{bmatrix} \right) \cdot \begin{Bmatrix} u \\ p \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_k \\ F_g \end{Bmatrix} \quad (2)$$

Eş. 2'deki sembollerin anlamları aşağıda verilmiştir.

- M , C , K , F : kütle, sönüm, direngenlik ve etkin kuvvet matrislerine tekabül eder.
- İndisler; k : katı, g : akışkan ve c : katı-akışkan sınır yüzeyini işaret etmektedir.
- δ : yoğunluk, ω : dönel frekans, u : uzanım ve p : basınç anlamında kullanılmıştır.
- Matematik semboller; $[\cdot]^T$: matrisin devriği ve $i = \sqrt{-1}$ demektir.

$$v_n = \frac{i}{\delta_0 \omega} \frac{\partial p}{\partial n} = i\omega u_n \quad (3)$$

Eş. 3'te v : hıza, n : yüzey normaline tekabül etmektedir.

4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR (EXPERIMENTAL STUDIES)

4.1. Deneysel Kip Analizi (Experimental Modal Analysis)

Bağlaşıklık titreşim-akustik modeli deneysel olarak doğrulanmalıdır. Sayısal model ile sadece kütle ve direngenlik matrisleri hesaplanabilir; sönüm matrisi ise sayısal model ile hesaplanamaz. Deneysel çalışmalar, yapının sönüm değerlerini tanılamak için de gereklidir. Deneysel kip analizi için, otomobilin beyaz gövdesi serbest sınır koşullarına tabi olmak kaydıyla test edilmiştir. Serbest sınır koşulları hava yayları kullanılarak sağlanmıştır (bkz. Şekil 10, krikto destek noktası). Yapı, krikto destek konumlarından dört adet hava yayı kullanılarak desteklenmiştir. Katı cisim öz vektörü teorik olarak 0 Hz değerindedir; hava yayları kullanılarak 0,5 Hz değeri elde edilebilmiştir. Yapının ilk esnek öz vektörünün öz frekans değeri 30 Hz'in üzerinde olduğundan katı cisim öz vektörü için 0,5 Hz değeri makuldür. Yapı, Şekil 10'da gösterildiği gibi iki adet elektro-mekanik sarsıcıyla y - ve z -eksenlerinde

eş zamanlı olarak tahrik edilmiştir. Tahrik için kullanılan eksenlerden, y -ekseni burulma, z -ekseni ise bükülme öz vektörlerini açığa çıkarmak üzere seçilmiştir. Tahrik için periyodik sinüs tarama sinyali kullanılmıştır. Tahrik, 0–512 Hz frekans bandında 0,5 Hz çözünürlükle, 2 saniye süreyle, eşit dağılımlı filtre kullanılarak uygulanmıştır. Uygulama 50 kez tekrar edilmiş, veri setinin ortalama değeri kayıt altına alınmıştır. Yapının frekans cevabı fonksiyonları, kararlaştırılan 348 noktada H_v kestirim yöntemi kullanılarak ölçülmüştür. Ölçümler için 100mV/g hassasiyetinde tek eksenli ivmeölçerler kullanılmıştır. Ölçüm noktaları sayısal model üzerinde de işaretlenmiştir. İşaretlenen noktalar birleştirilerek tel kafes yapısı oluşturulmuştur. Oluşturulan tel kafes yapısına, modele ait malzeme bilgisi, kalınlık ve yoğunluk gibi değişkenler atanarak indirgenmiş kip modeli oluşturulmuştur. İndirgenmiş kip modeli yapıyı temsil etme kabiliyetine haizdir. Şekil 11'de indirgenmiş kip modeli ve 348 adet ölçüm noktası gösterilmektedir.

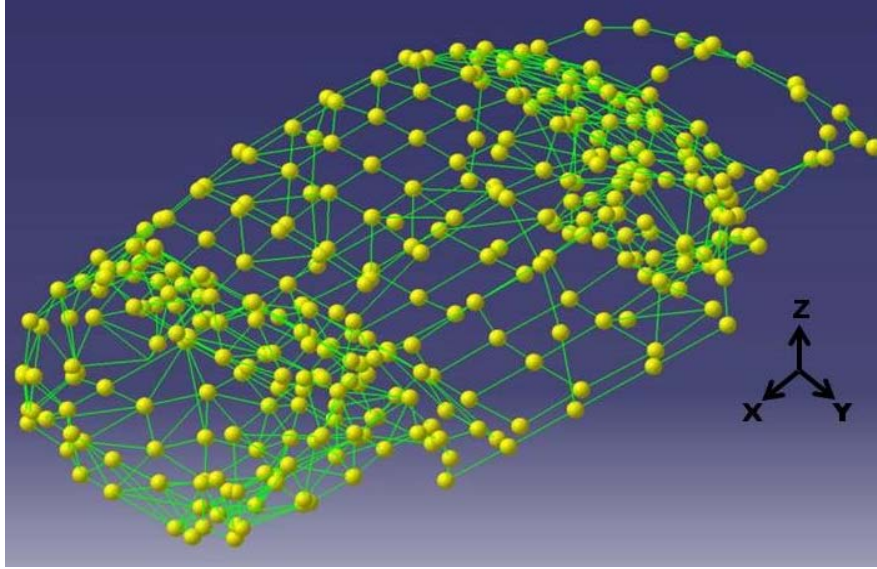
Toplanan verinin güvenilirliğini sorgulamak için ölçümlere ait çoklu koherans fonksiyonları incelenmiştir. Yapılan çalışmaya ilişkin çoklu koherans fonksiyonları 0,99 ve üzerinde değerler almıştır. Kip verisinin elde edilmesinde 'en küçük kareler karmaşık üstel zaman alanı' metodu kullanılmıştır. Bu metod, frekans cevabı fonksiyonlarından ters Fourier dönüşümüyle elde edilen darbe cevabı fonksiyonlarını esas alır [20]. Ayrık veri eş zamanlı elde edildiğinden kutuplar en genel kabul edilir. En genel ifadeyle, yapı üzerinden elde edilen herhangi bir frekans cevabı fonksiyonu için, kutupların aynı olacağı kast edilmektedir. Örneklenmiş darbe cevabı fonksiyonları serisiyle elde edilen kök ve kutup terimleri karmaşık niceliklerdir. Serinin temel terimleri gerçek katsayılı bir polinomun köklerinden oluşur. Polinomun derecesindeki artışla, bulunan kök sayısı da artacaktır. Sayısal yöntemle bulunan kutuplar kararlı olmayabilirler. Durumu denetlemek için kararlılık denge çizgesinden yararlanılmıştır. Kararlı kutuplar, artan model derecesine göre kararlılık denge çizgesinden gözlemlenebilir (Şekil 12). Bu çalışmada polinom derecesi 150, bant aralığı ise 10-400 Hz olarak seçilmiştir. Fiziksel manası olan kararlı kutuplar seçildikten sonra öz vektör şekilleri hesaplanmıştır. Deneysel kip analiziyle, öz değerler, öz vektörler ve sönüm değerleri tanılanmıştır. Tanılanan bu dinamik nicelikler, bağlaşıklık titreşim-akustik modeliyle ilişkilendirilmiş ve doğrulanmış sayısal model elde edilmiştir. İlişkilendirme kip güvence matrisleri metodu [21] kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

4.2. Deneysel İletim Yolu Analizi (Experimental Transfer Path Analysis)

Etkin kuvvetler, deneysel iletim yolu analizi ile Eş. 4 kullanılarak tanılanmıştır. Daha önce belirtildiği üzere, yapı



Şekil 10. Deneysel kip analizi düzeneğiyle yapı, y- ve z-eksenleri yönünde tahrik edilmiş ve titreşim verisi toplanmıştır. (To acquire vibration data, the structure is excited at y- and z-directions using experimental modal analysis setup.)



Şekil 11. İndirgenmiş kip modeli ve 348 adet ölçüm noktası (The reduced modal model and 348 measurement locations)

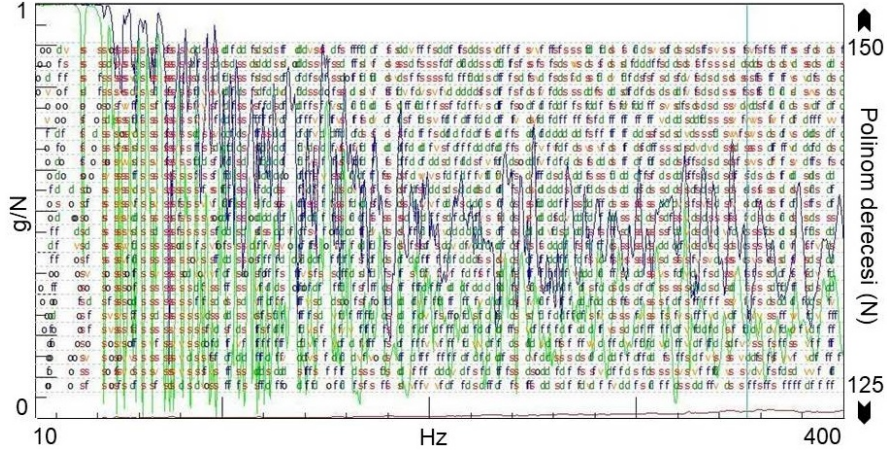
altı adet konumdan etkin kuvvetlerle tahrik edilmektedir. Üç ana eksen dikkate alındığında, etkin kuvvetlerin 18 farklı iletim yolu üzerinden yapıya tesir ettiği söylenebilir.

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ \vdots \\ f_{18} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{x}_1 & \dots & \ddot{x}_1 \\ F_1 & & F_{18} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \ddot{x}_{18} & \dots & \ddot{x}_{18} \\ F_1 & & F_{18} \end{bmatrix}^+ \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \vdots \\ \ddot{x}_{18} \end{Bmatrix} \quad (4)$$

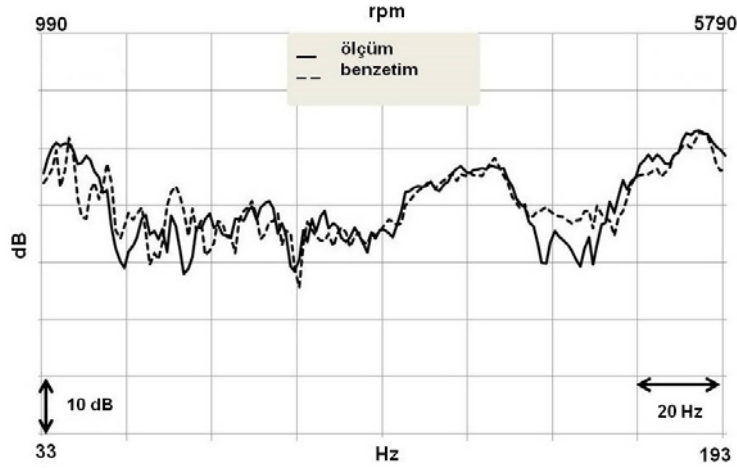
Eş. 4'te (f) kuvvet, (\ddot{X}_n/F_m) frekans cevap fonksiyonu ve (\ddot{x}_k) takozun pasif tarafındaki ivmelenmeyi göstermektedir. İvmelenme vektörü, yol testi sırasında ölçülen operasyonel ivmeölçerlerden elde edilmiştir (Bkz. Şekil 4 ve Şekil 5). Frekans cevabı fonksiyonları ise laboratuvarında, darbe çekici testi ile ölçülmüştür. Darbe çekici girdisi için kuvvet-üstel filtreleme kullanılmıştır.

5. TADİLAT ÇALIŞMASI (MODIFICATION STUDY)

Şekil 1'de belirtilen iş akışı takip edilerek, 3. Bölümde oluşturulan bağlaşıklık titreşim-akustik model, 4. Bölümde açıklanan deneysel çalışmaların sonuçlarına göre güncellenmiştir. Güncellenen sayısal model kullanılarak nihai benzetim gerçekleştirilmiştir. Şekil 13 ve Şekil 14'te, 2. Bölümde anlatılan pist testi ile elde edilen ölçüm sonuçları ve nihai benzetim sonuçları ses basınç seviyesi eğrileri üzerinden kıyaslanmaktadır. Benzetim ve ölçüm eğrileri arasındaki fark L_2 normu kullanılarak hesaplanmıştır. L_2 normunun tanımı Eş. 5'te verilmiştir. Ön ve arka mikrofonlar için ölçüm ve benzetim eğrileri arasındaki fark sırasıyla, 3,8 dB ve 4,4 dB olarak gerçekleşmiştir. Bu sonuçlara göre, oluşturulan sayısal modelin doğrulanmış model olarak kabul edilebileceği varsayılmaktadır. Giriş bölümünde bahsedildiği üzere, tadilat için ayarlı kütle sönümleyicisi



Şekil 12. Kararlılık denge çizgesi (The stability plot)

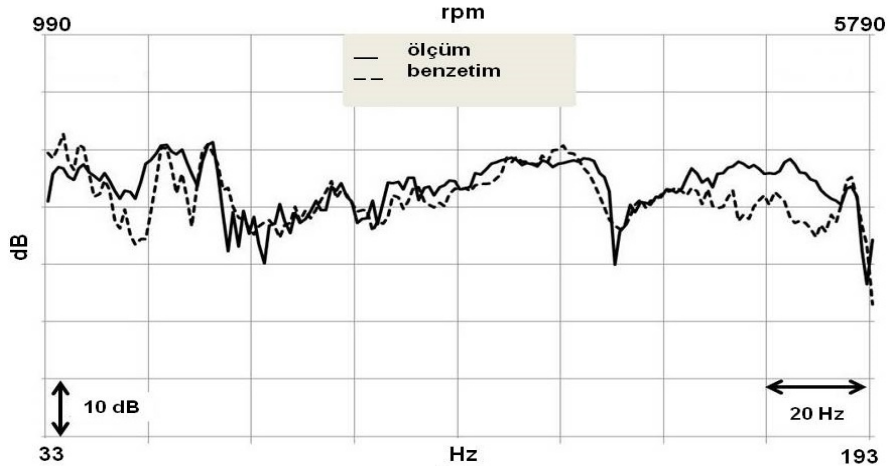


Şekil 13. Ön mikrofon için ölçülen ve hesaplanan ses basınç seviyelerinin kıyaslanması, L_2 norm=3,8 dB
(The comparison of measured and computed sound pressure levels for the front microphone)

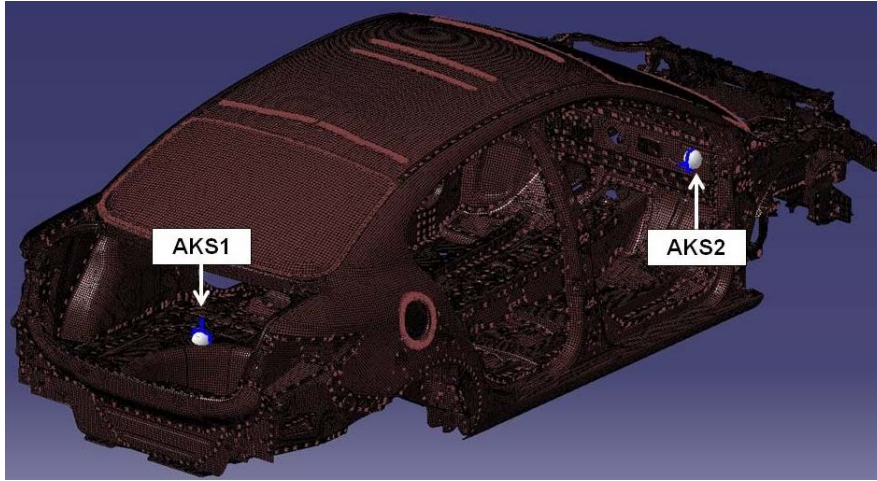
(AKS) kullanılması kararlaştırılmıştır [22, 23]. Kullanılacak AKS adetini ve konumunu belirlemek için ‘ileri yönde fark’ tekniği kullanılarak hassasiyet analizi yapılmıştır. Hassasiyet analizinin amacı, en iyileme çalışmasında kullanılacak tasarım değişkenlerinin tespitidir [24, 25]. Bağlaışık titreşim-akustik model oluşturulurken, yapının ve akustik hacmin devingenlikleri (hız/kuvvet), birleştikleri ara yüzeyde, Eş. 3’te verilen sınır koşulu uyarınca eşitlenmişti (Bkz. 3. Bölüm). Katı-akışkan etkileşimini betimleyen ara yüzeydeki devingenliklerin genlik değerlerinin en yüksek olduğu düğüm noktaları tadilat için aday noktalardır. Ara yüzeyde devingenlik genlik değeri en yüksek olan düğüm noktaları, düşük frekanslı uğultu problemlerinin teşhis edildiği frekans aralıkları için sıralamaya tabi tutulmuştur. Hassasiyet analizinin sonuçlarına göre iki farklı düğüm noktasında AKS kullanılması kararlaştırılmıştır. AKS’ler düğüm noktası üzerinde parçacık olarak tanımlanmıştır. Belirlenen AKS konumları Şekil 15’te gösterilmektedir.

$$\|v\|_2 = \sqrt{\sum_{i=1}^n |v_i|^2} \quad v = v_1, v_2, \dots, v_n \quad (5)$$

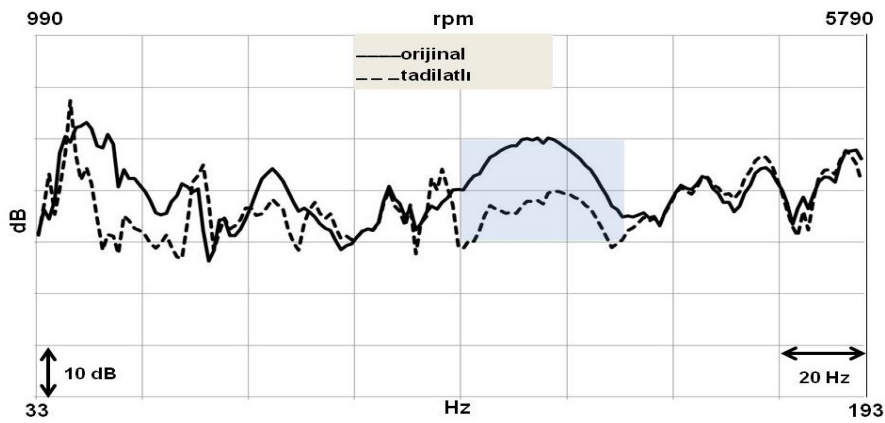
En iyileme çalışmasının amacı, hassasiyet analizi ile konumları tespit edilen iki adet AKS’nin kullanımıyla, ön ve arka mikrofon konumlarında oluşan ses basınç seviyelerinin (p_1, p_2) azaltılmasıdır. Dolayısı ile amaç fonksiyonu, p_1 ve p_2 ses basınç seviyesi eğrilerinin L_2 normlarının toplamı olarak belirlenmiştir. Tasarım değişkenleri (x_i) ise iki adet AKS için kütle (m_1, m_2), sönüm oranı (ζ_1, ζ_2) ve direngenlik (k_1, k_2) değerleridir. Hassasiyet analizi sonuçlarına göre AKS kütleleri (m_1, m_2) için alt ve üst sınırlar 0,1-1,0 kg olarak belirlenmiştir. 33-193 Hz frekans aralığında, hedef mikrofon konumlarındaki ses basınç seviyelerini azaltmak için, indirgenmiş kip modeli üzerinden ticari yazılım kullanılarak en iyileme çalışması yapılmıştır. En iyileme çalışmasında deney tasarımı ve cevap yüzey yöntemleri [26, 27] bir arada kullanılmıştır. Tasarım değişkenleri açısından (x_i), cevap yüzey modeli ikinci derece polinom yaklaşımı ile Eş. 6’da gösterildiği gibi ifade edilir. Eş. 6’da k ile gösterilen bağımsız değişken sayısı altıdır: $m_1, m_2, \zeta_1, \zeta_2, k_1, k_2$. Model katsayıları (β), Eş. 7 uyarınca, en küçük kareler yöntemi kullanılarak hesaplanmıştır. Hesaplanan AKS değişkenleri Tablo 3’te listelenmiştir.



Şekil 14. Arka mikrofon için ölçülen ve hesaplanan ses basınç seviyelerinin kıyaslanması, L_2 norm=4,4 dB
(The comparison of measured and computed sound pressure levels for the rear microphone)



Şekil 15. Ayarlı kütle sönümleyicileri için konumlar (The locations for the tuned mass dampers)

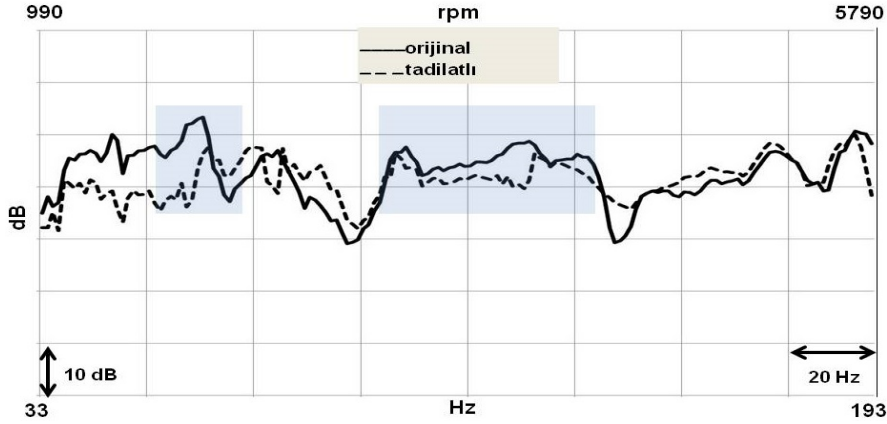


Şekil 16. Ön mikrofondaki algılanan ses basınç seviyesinde AKS kullanımıyla gerçekleştirilen iyileştirme
(The development in the sound pressure level perceived in the front microphone using TMD)

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \epsilon \quad (6)$$

y : Bağımlı değişken;
 k : Bağımsız değişken sayısı;

β : Model katsayısı;
 x : Tasarım değişkeni;
 ϵ : Rastgele hata.



Şekil 17. Arka mikrofonda algılanan ses basınç seviyesinde AKS kullanımıyla gerçekleştirilen iyileştirme
(The development in the sound pressure level perceived in the rear microphone using TMD)

Tablo 3. Deney tasarımı metodu kullanılarak hesaplanan AKS değişkenleri
(TMD parameters computed using the design of experiments (DOE) method)

AKS konumu	AKS yönü	Kütle değeri (gr)	Sönüm oranı (ζ)	Direngenlik (kg/s ²)
Bagaj tabanı	Z	182	0,0167	1,27×10 ⁵
Ön göğüs	X	471	0,0492	6,87×10 ⁴

Tablo 4. Düşük frekanslı uğultu problemlerinde sağlanan iyileştirmeler (Improvements achieved in the low-frequency problems)

Ölçüm noktası	Devir aralığı (rpm)	İyileştirme (L ₂ norm, dB)
Ön mikrofon	3500-4300	11,2
Arka mikrofon	1600-2000	7,8
Arka mikrofon	2950-4250	3,3

$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (7)$$

β : En küçük kareler kestiricisi;
 X : Model matrisi.

Doğrulanmış sayısal model, en iyileme çalışmasının her yineleme aşamasında güncellenmiştir. Ses basınç seviyelerinde elde edilen iyileştirmeye dair genel durum, Şekil 16 ve Şekil 17'de gösterilmiştir. Pist testi ile teşhis edilen düşük frekanslı uğultu problemlerinde en iyileme çalışması ile sağlanan güncel değerler Tablo 4'te listelenmiştir.

6. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Teşhis edilen düşük frekanslı uğultu problemlerinin çözümü için deneysel ve sayısal adımlar içeren bir dizi analiz gerçekleştirilmiştir. Aracın, deneylerle doğrulanmış bağlaşıklık titreşim-akustik modelinin nasıl elde edilebileceği detaylandırılarak izah edilmiştir. Bağlaşıklık titreşim-akustik modelinden benzetim ile elde edilen, hedef mikrolonlardaki ses basınç seviyelerinin pist testinde ölçülenler ile örtüştüğü gösterilmiştir. Ölçüm ve benzetim ile elde edilen ses basınç seviyesi eğrileri arasındaki farkın L₂ normu, ön mikrofon için 3,8, arka mikrofon için 4,4 dB'dir. Bu sonuçlara göre,

bağlaşıklık titreşim-akustik modelin başarılı bir şekilde doğrulandığı kabul edilmiştir. Doğrulanmış sayısal model üzerinden gerçekleştirilen özgün tadilat çalışması ile pist testi sırasında teşhis edilen üç adet düşük frekanslı uğultu probleminde iyileştirme sağlanmıştır.

Mevcut çalışmada, sayısal model üzerinden önerilen tadilatın fiziksel uygulaması yapılmamıştır. Önerilen AKS'ler, tanımlanan tasarım değişkenlerine göre farklı şekillerde üretilebilirler. AKS'lerin imalatında, tasarım geometrisinin ve seçilecek malzemeleri özelliklerinin sonuçları değiştirebileceği göz önüne alınmalıdır. Ortam sıcaklığı, frekansa bağlı özellikler, ön yükleme şartları, sürtünme ve lineer olmayan etkiler hesaba katılmadığı için, sayısal model ile kestirilen sonuçlar fiziksel uygulamada tam olarak sağlanamayabilir. Bu nedenle AKS imalatı ve araca uygulanması aşamasında, anılan etkiler de araştırılmalıdır.

Önerilen tadilat çalışması, problemlili frekans aralıklarındaki ses basınç seviyelerinde nicelik olarak kayda değer iyileştirmeler sağlanması açısından başarılıdır. Ayrıca, düşük frekans bandının tamamı incelendiğinde, farklı aralıklarda da önceki duruma göre bir kötüleşme olmadığı görülmektedir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. FUIRORE, R&D Technology Roadmap: A Contribution to the Identification of Key Technologies for a Sustainable Development of European Road Transport, Teknik rapor, EARPA, Ekim 2003.
2. Qatu M.S., Recent research on vehicle noise and vibration, *Int. J. Veh. Noise Vib.* 8 (4):289-301, 2012.
3. Sheng G., *Vehicle Noise, Vibration, and Sound Quality*, SAE International, Warrendale, PA, 2012.
4. Jha S.K., Priede T., *Origin of Low Frequency Noise in Motor Cars*, 14th Automobile Tech. Congress of FISITA, London, 1972.
5. Dunn F, Hartmann W.M., Campbell D.M., Fletcher N.H. *Springer Handbook of Acoustics*, Rossing T, editor. Springer, 2015.
6. Oktav A. Anlaş G., Yılmaz Ç., Assessment of vehicle noise variability through structural transfer path analysis, *Int. J. Veh. Des.* 71 (1), 300-320, 2016.
7. Hills E., Mace B.R., Ferguson N.S., Acoustic response variability in automotive vehicles, *J. Sound Vib.*, 321 (1), 286-304, 2009.
8. Priebisch H.H., Hauer I., Fellner H., Polt G., Brandl F., *Numerical Simulation of Vehicle Interior Noise up to 250 Hz*, Integrated Vehicle Acoustics and Comfort, Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress, Graz, 2001.
9. Oktav A., Anlaş G., Yılmaz Ç. The effect of the folding rear-seat aperture in the acoustic response of a sedan car, *Proc. Inst. Mech. Eng. D, J. Automob. Eng.*, 231 (2), 253-266, 2017.
10. ISO, *Acoustics Measurement of Noise inside Motor Vehicles*, ISO 5128, Geneva, Switzerland, 1980.
11. Hill S.G., Tanaka N., Snyder S.D., A generalized approach for active control of structural-interior global noise, *J. Sound Vib.*, 326 (3), 456-475, 2009.
12. Yoon G.H., Jensen J.S., Sigmund O., Topology optimization of acoustic-structure interaction problems using a mixed finite element formulation, *Int. J. Numer. Meth. Eng.*, 70 (9), 1049-1075, 2007.
13. Hwang C.H., Lee B.H., A case study on the improvement of idle quality of an SUV car with diesel engine, SAE Technical Paper No 2003-01-1464, 2003.
14. Egab L., Wang X., Objective evaluation of interior tri effects on sound quality and noise reduction of a coupled plate cavity system, *Mech. Syst. Sig. Process.* 70, 919-931, 2016
15. Kumar G., Walsh S.J., Krylov V.V., Structural-acoustic behavior of automotive-type panels with dome-shaped indentations, *Appl. Acoust.* 74 (6) 897-908, 2013.
16. Fu J., Xu X., Li J., Ma D., Yu D., Optimization of Subframe Mounting System to Reduce the Interior Booming, In *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, 521-533, 2013.
17. Shen Y., Chen L., Yang X., Shi D., Yang J., Improved design of dynamic vibration absorber by using the inerter and its application in vehicle suspension, *J. Sound Vib.*, 361, 148-158, 2016.
18. LMS, *Transfer Path Analysis: The Qualification and Quantification of Vibro-Acoustic Transfer Paths*, Teknik rapor, 1999.
19. Desmet W., A wave based prediction technique for coupled vibro-acoustic analysis, *Doktora Tezi*, Katholieke Universiteit Leuven, Belçika, 1998.
20. Ermiş A., Yurttadur A.A., Karaçay T., Human intruder detection by measuring and analysing ground vibrations, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 30 (2), 207-215, 2015.
21. Allemang R.J., Brown D.L., A Correlation Coefficient for Modal Vector Analysis, *Proc. of the 1st Int. Modal Analysis Conf.*, SEM, Orlando, 1982.
22. Connor J., Laflamme S., *Structural Motion Engineering*, Springer, 2014.
23. Aubert A., Howle A., Design issues in the use of elastomers in automotive tuned mass dampers, SAE Technical Paper No. 2007-01-2198, 2007.
24. Ranjbar M., Marburg S., Hardtke H.J., Structural-acoustic optimization of a rectangular plate: A tabu search approach, *Finite Elem. Anal. Des.*, 50, 142-146, 2012.
25. Chen L., Marburg S., Chen H., Zhang H., Gao H., An adjoint operator approach for sensitivity analysis of radiated sound power in fully coupled structural-acoustic systems, *J. Comput. Acoust.*, 25 (1), p.1750003, 2017.
26. Myers R.H., Montgomery D.C., Anderson-Cook C.M., *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. John Wiley & Sons, 2016.
27. Antony J., *Design of Experiments for Engineers and Scientists*, Elsevier, 2014.

