

**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞITLARDA AKUSTİK PERFORMANSI GÖZETİLEREK UYGULANAN  
AĞIRLIK AZALTMA YÖNTEMLERİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yusuf KARTAL**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Otomotiv Programı**

**OCAK 2014**



**İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**TAŞITLARDA AKUSTİK PERFORMANSI GÖZETİLEREK UYGULANAN  
AĞIRLIK AZALTMA YÖNTEMLERİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**Yusuf KARTAL  
(503111720)**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Otomotiv Programı**

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

**OCAK 2014**



İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503111720 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi **Yusuf KARTAL**, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “**TAŞITLARDA AKUSTİK PERFORMANSI GÖZETİLEREK UYGULANAN AĞIRLIK AZALTMA YÖNTEMLERİ**” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

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

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Jüri Üyeleri :**      **Prof. Dr. İrfan YAVAŞLIOL**      .....

Yıldız Teknik Üniversitesi

**Prof. Dr. Murat EREKE**      .....

İstanbul Teknik Üniversitesi

**Teslim Tarihi :**      **10 Aralık 2013**

**Savunma Tarihi :**      **21 Ocak 2014**



## ÖNSÖZ

Günümüz dünyasında gelişen teknolojiler beraberinde iki büyük sorunu getirmiştir. Bunlardan birincisi enerji kaynaklarının tükenme tehlikesi, ikincisi ise bu kaynakların tüketimi sırasında çevreye verilen hasardır. Bu sorunların otomotiv özelinde şekil bulmuş hali yakıt tüketimi ve emisyonlardır. Bu çalışmada; yakıt tüketimi ve emisyonları azaltmanın başlıca yollarından biri olan taşıt ağırlıklarının azaltılması konusu ele alınmıştır. Ağırlık azaltma yöntemleri; gürültü kaynağı olan motor, gövde ve izolasyon olarak üç kısımda incelenmiştir. Ele alınan yöntemlerde hafifletme sağlanırken gürültü, titreşim ve konfor şartlarından ödün verilmemesine dikkat edilmiştir.

Bu yüksek lisans programını seçmemde etkili olan, öğrenimim süresince desteğini hissettiğim, zamanının önemli bir bölümünü bana sunan tez danışmanım, Prof. Dr. İsmail Ahmet GÜNEY'e teşekkür ederim.

Akademik kariyerimin temellerini atmamda önemli rol oynayan ve gelecek planlarımı oluşturmamda büyük pay sahibi olan değerli hocam Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY'a teşekkürü borç bilirim.

Yüksek lisansım süresince desteklerini esirgemeyen Doğu Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü akademik kadrosuna teşekkürlerimi sunarım.

Son olarak tüm eğitim sürecinde yanımda olan ve desteklerini benden esirgemeyen aileme ve yakın dostlarıma teşekkür ederim.

Aralık 2013

Yusuf KARTAL  
(Makine Mühendisi)



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

ÖNSÖZ.....	v
İÇİNDEKİLER .....	vii
KISALTMALAR .....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ŞEKİL LİSTESİ.....	xiii
ÖZET.....	xv
SUMMARY .....	xvii
<b>1. GİRİŞ.....</b>	<b>1</b>
1.1 Taşıtlarda Ağırlıkların Azaltılmasının Getirileri .....	2
<b>2.TAŞITLARIN HAFİFLETİLMESİ, TİTREŞİM VE AKUSTİK PERFORMANSI.....</b>	<b>7</b>
<b>3.TAŞIT GÜRÜLTÜSÜ.....</b>	<b>11</b>
3.1 Taşıtlarda Gürültü Kaynakları .....	11
3.1.1 Hava(ile taşınan) kaynaklı gürültüler .....	11
Güç aktarım organlarının, lastiklerin ve ekzos sistemin yüzeyi tarafından gerçekleştirilen enerji radyasyonunun sonucu olarak ortaya çıkan gürültülerdir..	11
3.1.2 Yapı (ile taşınan) kaynaklı gürültüler.....	11
Süspansiyon sistemi elemanları ve güç aktarım organları yoluyla gövdeye iletilen titreşim enerjisinden kaynaklanan gürültülerdir.....	11
3.2 Gürültü Kontrolü.....	12
<b>4.NVH GÖZETİMİNDE UYGULANAN AĞIRLIK AZALTMA YÖNTEMLERİ.....</b>	<b>15</b>
4.1 Motor .....	15
4.1.1. Denge milinin kaldırılmasının gürültü ve titreşim karakteristiği üzerindeki etkisi: .....	15
4.1.2 Emme manifoldu malzemesinin değiştirilmesinin gürültü ve titreşim karakteristiği üzerindeki etkisi .....	19
4.1.3 Karter malzemesinin değiştirilmesinin gürültü ve titreşim karakteristiği üzerindeki etkisi .....	21
4.1.4 Eksenel hareketli kütlelerin hafifletilmesi.....	24
4.1.5 Boşta çalışma gürültüsü.....	25
4.1.6 Egzos ses kalitesinin geliştirilmesi.....	26
4.1.7 Subap gürültüsü.....	27
4.2 Gövde.....	28
4.2.1 Taşıtlar gövdesi tasarım konseptleri .....	28
4.2.2 Hafif yapıların optimizasyonu .....	31
4.2.4 Genişletilebilir deflektör.....	33
4.2.5 Akustik paket optimizasyonu .....	36
4.2.6 Düşük frekansta gürleme sesi (Booming) .....	37

4.2.7 Alüminyum uygulamaları.....	38
4.2.8 Tasarlanmış levhalar yöntemiyle optimizasyon .....	44
4.2.8.1 Özel haddelenmiş levhalar yöntemi .....	45
4.2.8.2 Özel kaynaklanmış levhalar yöntemi .....	47
4.3 İzolasyon .....	52
4.3.1 Hafif ses önleyici parça kullanımı .....	52
4.3.2 Taşıt halılarında ses geçirmez kağıt kullanımıyla hafifletme .....	56
4.3.3 Yeni jenerasyon dokuma olmayan hibrit mikrofiberlerin kullanımı .....	58
4.3.4 Tavan malzemesinin değiştirilmesi .....	62
<b>5. SONUÇLAR.....</b>	<b>65</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>67</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>69</b>

## **KISALTMALAR**

<b>EA</b>	: Elektrikli Araç
<b>HEA</b>	: Hibrit Elektrikli Araç
<b>AHSS</b>	: Advanced High Strength Steel
<b>NVH</b>	: Noise Vibration Harshness
<b>NTF</b>	: Noise Transmission Lost
<b>BIW</b>	: Body In White
<b>EBHS</b>	: Equivalent Body Hole Size
<b>TRB</b>	: Tailored Rolled Blanks
<b>TWB</b>	: Tailored Welded Blanks
<b>STL</b>	: Sound Transmission Lost
<b>EVA</b>	: Ethyl Vinly Acetate
<b>EPDM</b>	: Ethilen Propilen Dien Monomer



## ÇİZELGE LİSTESİ

<b>Çizelge 4.1:</b> Ağırlığı 134 kg olan motor için hafifletme değerleri. ....	15
<b>Çizelge 4.2:</b> Denge milinin 2. dereceden motor takozlarının titreşimleri üzerindeki etkisi. ....	17
<b>Çizelge 4.3:</b> Emme manifoldu malzemesinin titreşim üzerindeki etkileri. ....	20
<b>Çizelge 4.4:</b> Karter malzemesinin ikinci dereceden motor takozlarındaki titreşim üzerine etkisi. ....	22
<b>Çizelge 4.5:</b> Eksenel hareketli kütlelerin daha hafif olması durumunda titreşimler. ....	24
<b>Çizelge 4.6:</b> Toplam gürültü ve titreşim değerlendirmesi. ....	24
<b>Çizelge 4.7:</b> Konseptlerin kıyaslanması. ....	30
<b>Çizelge 4.8:</b> Referans çelik taşıtın özellikleri. ....	41
<b>Çizelge 4.9:</b> Çelik ve alüminyum otobüslerin ağırlık kıyaslamaları. ....	41
<b>Çizelge 4.10:</b> Alüminyum ve çelik otobüslerin ömür boyu enerji tüketim kıyaslaması. ....	42
<b>Çizelge 4.11:</b> Alüminyum kütlede ağırlık azaltmaları. ....	43
<b>Çizelge 4.12:</b> Tüm taşıt kütle optimizasyonu. ....	44
<b>Çizelge 4.13:</b> Alüminyum tasarımın NVH performansı. ....	44
<b>Çizelge 4.14:</b> Tasarlanmış levhalar uygulamasının ağırlık azaltmaya etkisi. ....	51



## ŞEKİL LİSTESİ

### Sayfa

Şekil 1.1: Otomobil ağırlıklarının yıllara göre değişimi.....	1
Şekil 1.2: Kazalarda kullanılan malzemeye göre koruma oranı. ....	2
Şekil 1.3 : Araca etkiyen dirençlerin etkilerinin kıyaslanması. ....	3
Şekil 1.4: Yuvarlanma direncindeki değişimin genel enerji kayıplarına etkisi. ....	4
Şekil 1.5: Taşıtlardaki CO <sub>2</sub> emisyon miktarının yıllara göre değişimi.....	5
Şekil 1.6: Boş ve yarı dolu taşıtın emisyon ve yakıt tüketim oranları. ....	6
Şekil 2.1: Hafifletme çalışmalarında izlenecek yol. ....	10
Şekil 3.1: İletilen yansıtılan ve yutulmuş ses. ....	13
Şekil 4.1: Denge milinin 2. dereceden motor bloğu titreşimleri üzerindeki etkisi. ...	16
Şekil 4.2: Denge milinin 2. dereceden motor takozlarının titreşimleri üzerindeki etkisi. ....	17
Şekil 4.3: Denge milinin 2. dereceden ve toplam gürültü üzerindeki etkileri. ....	18
Şekil 4.4: Cambell diyagramındaki denge milinin toplam gürültü değerleri üzerindeki etkileri.....	19
Şekil 4.5: Emme manifoldu malzemesinin toplam motor gürültüsü üzerindeki etkileri. ....	21
Şekil 4.6: Karter malzemesinin toplam motor gürültüsü üzerine etkisi. ....	23
Şekil 4.7: Karter malzemesinin motorun alt kısmından alınan toplam gürültü değerleri üzerine etkisi. ....	23
Şekil 4.8: Dengeleyici dişli malzemesinin boşta çalışma gürültüsüne etkisi. ....	26
Şekil 4.9: Temel susturucu modeli. ....	27
Şekil 4.10: Modifiye edilmiş susturucu. ....	27
Şekil 4.11: Klasik ve yeni tasarım konseptlerin egzoz gürültüsü bakımından kıyaslanması. ....	28
Şekil 4.12: 0,8 mm çelik sac ve 30 mm köpük katman ağırlığı 13-14 kg/m <sup>2</sup> .....	28
Şekil 4.13: 0,6 mm çelik sac ve 70 mm köpük katman ağırlığı 8 kg/m <sup>2</sup> .....	29
Şekil 4.14: 80-100 mm toplam boşluk aralığı, katman ağırlığı 7 kg/m <sup>2</sup> .....	29
Şekil 4.15: 30 mm toplam boşluk aralığı, katman ağırlığı 6-7 kg/m <sup>2</sup> .....	29
Şekil 4.16: Sürücü kulağı seviyesinden alınan gürültü ölçüm değerleri. ....	32
Şekil 4.17: Sızıntıların iletim kayıplarına etkisi. ....	32
Şekil 4.18: Vites ve 3. oktav bandında gürültü seviyeleri kıyaslaması. ....	33
Şekil 4.19: Genişletilebilir deflektörlerin taşıttaki bölgeleri. ....	34
Şekil 4.20: Genişletilebilir deflektörlerin sürücü kulağı seviyesindeki gürültüye etkisi. ....	34
Şekil 4.21: Genişletilebilir deflektörlerin yolcu kulağı seviyesindeki gürültüye etkisi. ....	35
Şekil 4.22: Farklı akustik paketlerin sürücü kulağındaki ses seviyelerine etkisi. ....	35
Şekil 4.23: Farklı akustik paketlerin yolcu kulağındaki ses seviyelerine etkisi. ....	36
Şekil 4.24: Akustik paketin sürücü kulağı seviyesi iletim kayıpları üzerine etkisi. ..	37
Şekil 4.25: Akustik paketin yolcu kulağı seviyesi iletim kayıpları üzerine etkisi.....	37
Şekil 4.26: 40 Hz deki yapısal gövde modu. ....	38

Şekil 4.27: Tavan noktasındaki booming sesindeki değişim. ....	39
Şekil 4.28: Sürücü kulağı seviyesinde birinci dereceden gürültü değişimi. ....	39
Şekil 4.29: Sürücü kulağı seviyesinde birinci dereceden gürültü değişimi. ....	40
Şekil 4.30: Referans ve yeni alüminyum tasarım taşıtların ağırlık bakımından malzeme oranları. ....	43
Şekil 4.31 TRB'nin uygulama yöntemi. ....	46
Şekil 4.32: Özel haddelenmiş levhalar yönteminin uygulama safhaları.....	46
Şekil 4.33: TRB yöntemiyle üretilen bazı otomobil parçaları. ....	47
Şekil 4.34: B pıllar uygulaması.....	48
Şekil 4.35: B-pıllar üzerindeki farklı kalınlık uygulamaları (kalınlık aralıkları 1.3 mm ile 2.7 mm arasında değişmektedir.).....	48
Şekil 4.36: Geleneksel üretim prosesi.....	49
Şekil 4.37: Tasarlanmış levhalar uygulaması üretim prosesi. ....	49
Şekil 4.38: Gövde yan panelleri ve kapılar. ....	50
Şekil 4.39: Tekerek davlumbazı ve şasi kolları. ....	50
Şekil 4.40: Kapı eşiği uygulaması. ....	51
Şekil 4.41: Klasik tasarım ve yeni konsept. ....	52
Şekil 4.42: Yeni konsept gürültü önleyicide ses yutumu.....	53
Şekil 4.43: Ses iletim kayıpları. ....	54
Şekil 4.44: Ses yutum katsayıları.....	54
Şekil 4.45: Ses önleyici parçanın klasik yapısı.....	55
Şekil 4.46: Ses önleyici parçanın yeni konsept yapısı. ....	55
Şekil 4.47: Yeni Konsept Ses Önleyicinin İçeriği. ....	56
Şekil 4.48: Yeni konsept ses önleyicinin içeriği.....	57
Şekil 4.49: Ses önleyici parça için toplam gürültü ölçümü. ....	57
Şekil 4.50: Taban halısının temel yapısı. ....	58
Şekil 4.51: Ses geçirmez kağıdın bölgesel olarak ekleneceği alanlar.....	58
Şekil 4.52: Yeni önerilen konseptin yapısal detayları. ....	59
Şekil 4.53: Yeni önerilen konsept ve geleneksel yapının karşılaştırılması.....	60
Şekil 4.54: Dokuma olamayan mikrofıberler, keçe ve polüretan köpüğün yapısal kıyaslaması. ....	60
Şekil 4.55: Dokuma olmayan mikrofıber (t26mm, 420 gsm) ve keçe malzemesinin (t20 m, 800 gsm) ses yutuculuğu kıyaslaması.....	61
Şekil 4.56: Dokuma olmayan mikrofıber (t18mm, 300 gsm) ve keçe malzemesinin (t13 m, 1158 gsm) ses yutuculuğu kıyaslaması.....	61
Şekil 4.57: Klasik yapıştırma uygulaması. ....	62
Şekil 4.58: Yeni konsept direk bağlama metodu. ....	63
Şekil 4.59: Dolgu malzemeli ve keçeli tavan konseptlerinin gürültü düzeyleri bakımından kıyaslanması. ....	63

## TAŞITLARDA NVH PERFORMANSI GÖZETİLEREK YAPILAN AĞIRLIK AZALTMA YÖNTEMLERİ

### ÖZET

Ağırlıkların her geçen gün artmasıyla birlikte son dönemlerde taşıt hafifletme projeleri otomotiv sanayi için öncelikli hedeflerden biri haline gelmiştir. Taşıt hafifletmenin; yakıt tasarrufu, emisyonunu azaltma, maliyet düşüşü ya da ivmelenme performansı gibi bir çok getirisi bulunmaktadır. Fakat taşıtların hafifletilmesi akustik(titreşim, gürültü - NVH) performansını olumsuz etkilemektedir. Bu zıtlık tasarımcılar için önemli bir engel teşkil etmiştir. Dolayısıyla aynı anda hem düşük ağırlıkta hem de iyi bir NVH performansına sahip taşıtlar yapabilmek çalışmanın temel amacıdır.

Bu çalışmada NVH performansını gözeterek yapılan hafifletme yöntemlerine yer verilmiştir. Uygulanan yöntemler genelde konstrüktif ya da malzeme odaklı olarak hafifletmeye yöneliktir. Ayrıca ağırlık azaltmayla birlikte akustik ve titreşim performansını korumayı ya da geliştirmeyi de amaçlamaktadır. Ele alınan teknikler deneysel sonuçlara dayandırılarak irdelenmiştir. Uygulanan metotların ortaya çıkardığı akustik performanslar değerlendirilmiştir.

Akustik performansı gözetilerek uygulanan hafifletme yöntemleri gürültü kaynağı olan motor, taşıt gövdesi ve taşıt izolasyonu olmak üzere üç ana başlık altında incelenmiştir.

Motor için; emme manifoldu, karter, denge mili ve eksenel kütlelerdeki hafifletmelerin NVH'e olan etkisi kısımları bulunmaktadır. Dökme alüminyum yerine emme manifoldu malzemesinin plastikten yapılması, karterin ise preslenmiş çelikten yapılması önerilen yöntemlerdir. Eksenel kütlelerde %10 dolaylarında hafifletme yapıldığında elde edilen sonuçlar incelenmiştir. Denge milinin ise tamamen çıkarılması durumu ele alınmıştır. Bunun yanında boşta çalışma gürültüsü, egzoz gürültüsü ve subap gürültüsü üzerindeki çalışmalara yer verilmiştir.

Gövde yapısı üzerindeki çalışmalarda ise klasik konsept ve üç tane yeni tasarlanmış konsept kıyaslanmıştır. Kıyaslamalar hafifletmenin yanısıra yapı ve hava kaynaklı gürültü bakımından performans odaklı gerçekleştirilmiştir. Bunun yanında taşıt yapıştırma, genişletilebilir deflektörler, akustik paket optimizasyonu, tailored blanks uygulamaları ve alüminyum uygulamalarına yer verilmiştir.

Taşıt izolasyonu kısmında da taban ve tavan için yapılan optimizasyonlara yer verilmiştir. Önerilen yöntemler çoğunlukla yeni nesil malzemelerin kullanımına yöneliktir. Bu bölümde; hafif ses önleyici parça kullanımı, halılarda ses geçirmez kağıt kullanımı, yeni jenerasyon dokuma olamayan mikrofiberlerin kullanımı ve tavan malzemesinin değiştirilmesi kısımları yer almaktadır.

İrdelenen yöntemlerin her biri için hafifletme, gürültü veya titreşim değerleri verilmiş ve değerlendirilmiştir. Verilen hafifletme yöntemlerinden hemen hepsinin NVH performanslarında gelişim kaydedilmiştir. Gürültü ve titreşim performansı

bakımından performansın korunmuş olması da bazı hafifletme çalışmaları için yeterli görülmüştür.

Bunlarla birlikte çalışmada önemli ölçüde ağırlık azaltma gerçekleştirmeyen ya da yalnızca NVH performansını geliştiren yöntemler de bulunmaktadır. Ancak bu önlemler de hafifletme adına önemlidir. Bunun nedeni daha yüksek gürültü ve titreşimlere engel olmak için daha kalın dolayısıyla daha ağırlı izolasyon malzemesi ve sa kullanımının gerekli olmasıdır. Daha ağırlı izolasyon malzemesi ihtiyaını ortadan kaldırmak da hafifletme adına kullanılan bir stratejidir.

# **WEIGHT REDUCTION METHODS CONSIDERING NVH PERFORMANCE IN VEHICLES**

## **SUMMARY**

Acoustic performance is now one of the signatures of vehicles. It contributes significantly to a customer's sensation of quality. The vehicle acoustic package is the most important piece to the acoustic signature. It can be used not only to reduce sound pressure and vibration level inside the vehicle but also to informalise the sound such that it meets the expectation of customer target vehicle's needs and increasing competition between the vehicle manufacturers.

In paralel with development of acoustic performance weight reduction projects have become one of the primary targets for automotive industry with increasing of weight day by day too. Weight reduction has a lot of benefits like fuel eceonomy, cost saving and acceleration performance. Moreover to meet evergrowing demand to minimize emission and to achieve greater efficiency from automobiles weight reduction has to be reailised impotantly. But it adversely affects NVH(noise, vibration, harshness) performance of the vehicle. This contrast creates an obstacle for designers.

The conflicting objective of maintaining high Noise, Vibration and Harshness (NVH) characteristics at the same time reducing the weight of the vehicle is a major priority within the Automotive Industry. Thus main aim of researches is to design both lightweight and good NVH performance vehicles.

In this studying, weight reduction methods considering NVH performance are included. Methods that are applicated intend to maintain or improve the acoustic and vibration performance with lightening. The methods have been evaluated in terms of experimental results.

Weight reduction techniques are researched extensively in three major topics. They are engine which is the source of noise, body and isolation.

For engine; effect of lightening to the NVH in intake manifold, oil pan, balance shaft and reciprocating mass are analysed. Besides exhaust sound quality improvement, idle rattling noise issue and tappet noises are analysed.

Using the balanced shaft is benefical to the engine vibration but it is bad for the engine overall noise espicially high frequencies. Also it casuses cost and weight penalties. For the target engine that is given, the weight of balance shaft is 4.47 kg, and it is around %3.3 of engine weight. The decision of whether to use balance shaft inproduction will depend on the NVH target vehicle. Engine designer should define the choice of engine design alternative which are with or wtihout engine design. If an alternative solution is found, ommiting of balanced shaft can be feasible.

Plastic material components are used more and more often for automotive applications because of their cost and weight benefits over metal parts. The increasing use of plastics to replace metals results from the escaleted durability of

plastics. The temperature rating and shock resistance of plastics are continuously improving. According to experimental results, the lightweight plastic intake manifold is better than aluminium to the engine vibration; it also provides a little improvement to the engine noise. Also its weight is fewer than the aluminium one. During engine function-try development phase, the weight of cast aluminum intake manifold is 5.67 kg %4.2 of engine weight for example target engine. The maximum engine speed is regulated to 5500 rpm for the application of target vehicle. The recommended plastic manifold for production step is only 2.48 kg. There is %56 weight saving for the intake manifold. By using plastic manifold, we can achieve %2.3 engine weight reduction. Considering all of these engine supplier can select the plastic intake manifold for production instead of aluminium.

The oil pan is usually one of the main noise sources of vehicles because of thin barrier structure, relatively large emitting surface, and relatively high structure-borne excitation by engine block. The level of oil pan noise and vibration contribution depends on oil pan design, its material, and connection to the engine. In this study, during engine that is given as example production development step, the weight of cast aluminum oil pan is 4.80 kg and it is approximately %3.6 of engine weight. The proposed stamped steel oil pan for production is only 2.39 kg. There is %50 weight saving for the oil pan and %1.8 engine weight reduction. From the perspective of material features, cast aluminum pan is stronger than stamped steel one and it also absorbs engine noise better than a conventional stamped steel pan. By using stamped steel oil pan with optimal structural ribs design and using optimal calibration, however, it is still applicable to achieve the best value and performance for the customer. To conclude changing of material offered all the benefits of weight, vibration, and noise improvements comparing to the original cast aluminum one.

Minimization of secondary reciprocating force for the in-line, four-cylinder engine studied, in contrast the increase of engine weight by applying balance shaft so it is approved that lighter reciprocating mass provides both advantages of weight reduction and vibration reduction. The weight reduction of reciprocating mass in this study implies the weight savings because of lighter piston and connecting rod assembly. Comparing to the original parts, the weight reduction of lighter parts is 10.4% of the piston and connecting rod assembly. Additionally acoustic performance is thought, by this investigation, it reveals that the weight reduction potential can be used by designers.

As for vehicle body; conventional concept compared with three new design concepts. Comparisons are made performance-oriented for air-borne and structure-borne sound levels with weight reduction ability. According to the result of experimental studying double floor with panels on load carrying frame and double panel firewall design came into prominence. Although it is not the lightest design, it has the best acoustic performance in terms of air-borne and structure-borne sounds. Also its weight is approximately %40 of conventional design. In addition to this there are body in white structure optimization, low frequency boom noise, optimization of vehicle sealing, using of expandable baffles acoustic package optimization and aluminium applications sections. Additionally, in this chapter there is tailored blanks method applications part. Tailor blanks method applies in two ways. One of them is tailored rolled blanks and the other is tailored welded blanks. These methods allow to produce different thickness structure panels in fewer steps than conventional production. It gives the designer ability of making provision according to sound source by selecting different thicknesses.

In isolation section; floor and roof optimization are included. Methods that are proposed are mostly using new generation materials. Weight reduction in automobile carpets by lightweight soundproof sheet, using of lightweight dash silencer, application of new generation non-woven microfibers and weight reduction of roof lining are presented.

The another reason of total increase in the weight can be explained by using of heavy layer isolation material. It can be solved with heavy layer in the only required area. The carpet of vehicles can be optimized by using local sound proof sheet. In the new type carpet 4 layer one of whom is sound proof sheet are applicated instead of conventional concept with 3 layer. Due to thinning of layer, modified concept carpet are lighter than conventional one. Weight reduction in total weight of carpet is nearly %10. Besides new concept improves the acoustic performance of vehicles according to expermental result that is given.

Conventional type dash silencers which is made by heavy layer and thermoplastic felt tends to behave good the middle and high frequency level from the viewpoint of its properties. It can provided high transmission lost value because of its characteristics. This behaviour is so importan for total NVH performance of vehicle. But in contrast to transmission lost performance, absorbtion performance of convetional type of dash silencer at high frequency is very bad. Where as the performance of the new type of dash silencer which is made by hard felt and soft felt is very well in terms of absorption in middle and highfrequency range.. Also the conventional type of dash silencer has total 2600 GSM weight which composed 1800 GSM heavy layer and 800 thermoplastic felt 800, even as new type of dashesilencer has total of 1800 GSM which composed of 1000 GSM hard felt and 800 GSM soft felt. When both NVH performance and weight reduction advantages are taken into account, choosing of this new concept is meaningful for designer.

In comparison to comparable thickness of felt, non-woven microfiber gives a weight reduction of almost %75 with better NVH characteristics typical. Also non-woven mikrofibers have better absorbtion coefficient as well as its sound transmission lost values. Also better therma insulation can be added all of these properities. Thus designers tend to choose non-woven microfibers to conventional felt material.

Roof lining significantly reduces the air passage which comes from the roof panel by noise coming from the roof panel in a motion vehicle. The property of material used in roof lining and its density plays a vital role in improving the NVH of the vehicle. In vehicles roof polyurethane material is aplicated in contravention of its heavy weight because it better in sound absorbtion behaviour. But if an optimizastion is realized by using of Assemblu method, it can be possible to reduce of weight. With this technique overall part's weight can be reduced neraly %7 without any reduction in NVH performance of vehicle.

In addition, each methods that are given does not provide weight reduction. Some of them are only useful for the noise and vibration performance. Even though these kind of methods can be accepted as weight reduction techniques. Because fewer noise and vibration mean thinner isolation materials to absorb.

As a result, all these methods shows us that it is possible to provide both weight reduction and conservation or improving of NVH performance at the same time. Besides some methods that are recommended in the studying are not feasible now but it can be the first step or a part of a new solution or innovation for automotive industry in next decades.





mukavemet özellikleri yüksek olan malzemelerin ağırlık yönünden de genelde yüksek oluşlarının taşıt ağırlıklarının artışına önemli katkıları olmuştur.



**Şekil 1.2:** Kazalarda kullanılan malzemeye göre koruma oranı [1].

İkincisi ise gelişen teknolojiler sonucunda taşıt iç donanımında gerçekleşen sayısal artışlardır. Klasik motor ve tahrik sistemlerini kullanan her yeni model araçta müşteri eğilimleri de dikkate alınarak elektrik ve elektronik modüllerin hem sayısı hem de fonksiyonu artmış, dolayısı ile araç daha da ağırlaşmıştır.

### 1.1 Taşıtlarda Ağırlıkların Azaltılmasının Getirileri

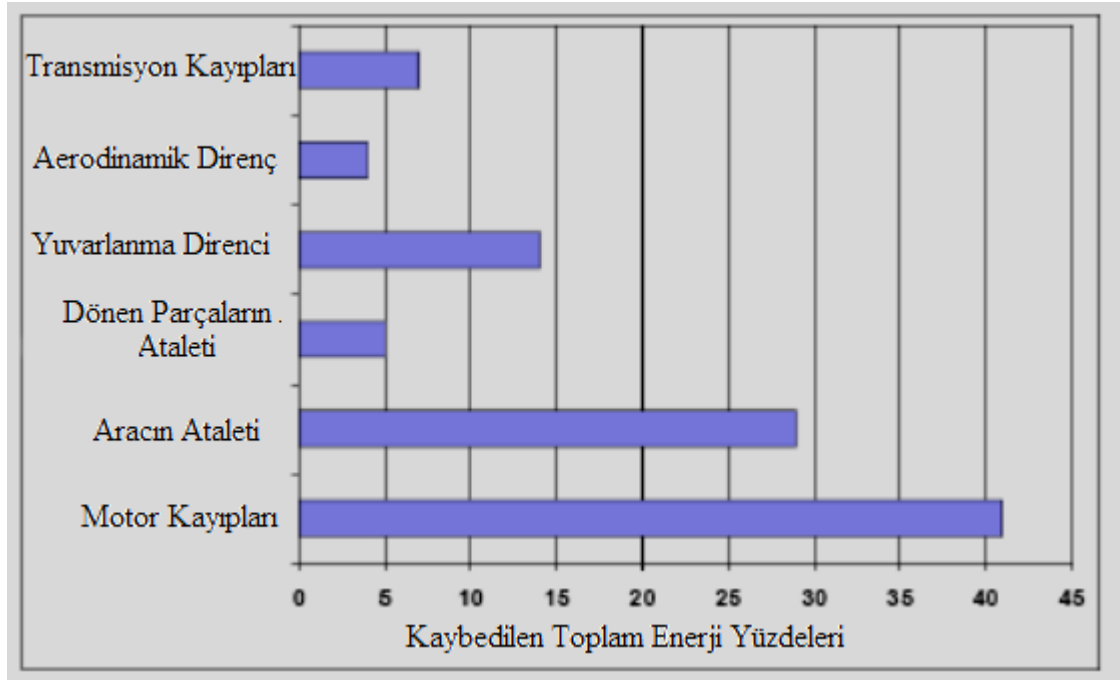
Ağırlıkların her geçen gün artmasıyla birlikte son dönemlerde taşıt hafifletme projeleri otomotiv sanayi için öncelikli hedeflerden biri haline gelmiştir. Taşıt hafifletmenin; yakıt tasarrufu, karbondioksit emisyonunu azaltma, maliyet düşüşü ya da ivmelenme performansı gibi geleneksel bir çok getirisi bulunmaktadır. Bu kazanımlara hibrid ve elektrikli diğer taşıt modelleri gibi yeni konseptlerin ihtiyaçlarının da eklenmesiyle konunun önemi bir hayli artmıştır. Çünkü bu yeni taşıt konseptleri hafif konstrüksiyonlar üzerine kurgulanmıştır. Hafifletmenin getirileri şu ana başlıklar altında toplanabilir.

Yuvarlanma direnci aşağıda verilen formülde görüldüğü gibi ağırlıktan doğrudan etkilenmektedir. Bu nedenle yapılan hafifletme çalışmalarının yuvarlanma direncini azaltıcı yönde önemli bir katkısı bulunmaktadır.(1.1)

Yuvarlanma direnci aracı sürekli bir hıza ulaştırmak için oluşturulan gúcün %25 e yakın kısmını harcar. Yuvarlanma direncinin araçtaki diğer enerji kayıplarına oranla ne denli etkili olduğu Şekil 1.3’de gösterilmiştir.

$$F_R^* = m_v V - 0,5\rho r V^2 A c_x \quad (1.1)$$

Denklemdede;  $m_v$  : Etkin araç kütlesi (kg),  $V$  : Araç hızı (m/s),  $\rho$  : Havanın yoğunluğu (kg/m<sup>3</sup>),  $A$  : Aracın ön kesit alanı (m<sup>2</sup>),  $c_x$  : Aerodinamik kayıp katsayısı

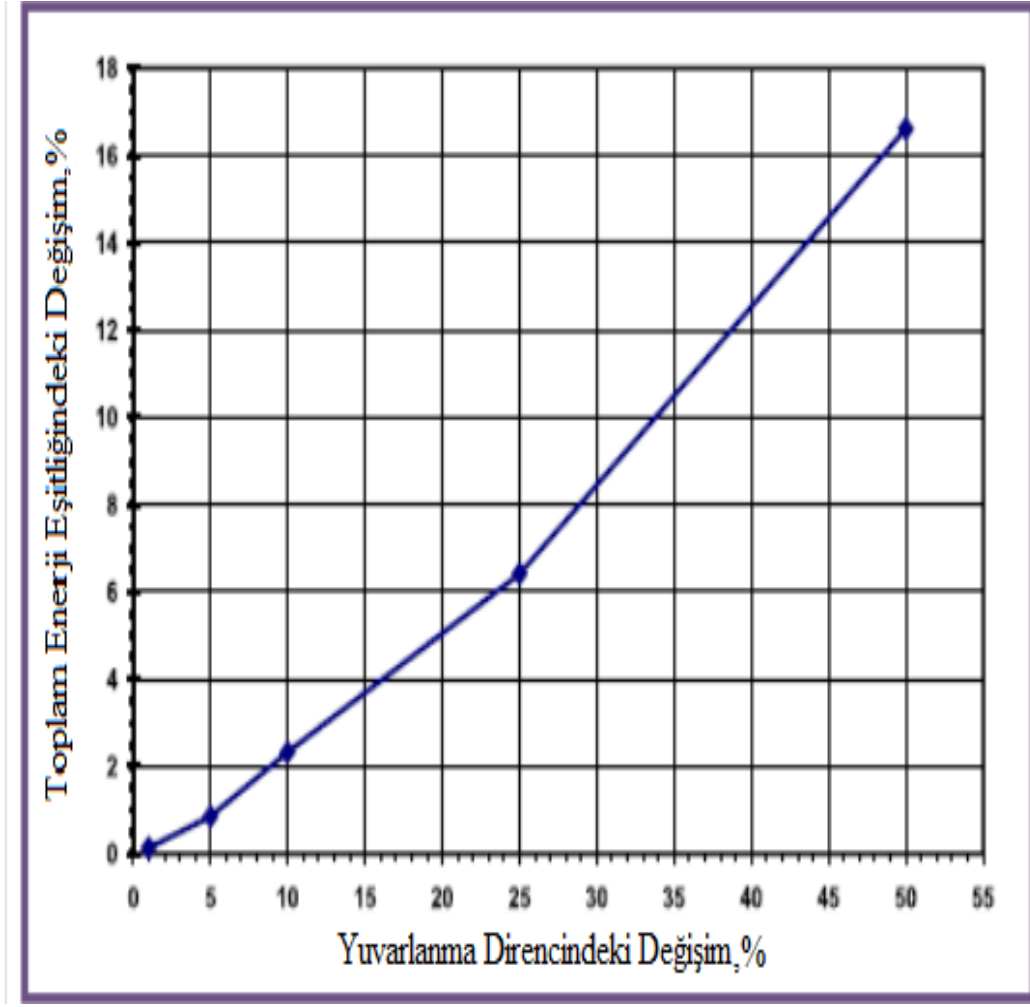


**Şekil 1.3 :** Araca etkiyen dirençlerin etkilerinin kıyaslanması [2].

Ayrıca yuvarlanma direncinin bu etkilerini daha aza indirmek üzere yapılan araştırmalar ile yuvarlanma direncindeki azalmaya karşılık toplam enerji kayıplarındaki azaltma etkisi bulunmuştur. Bu değerler de Şekil 1.4’de yer almaktadır.

Hafifletme taşıtı hızlandırmak için ya da bir yokuş çıkması için gerekli olan enerjiyi azaltır. Bu da sonuçta fren sürtünmelerinde kaybolan enerji miktarını azaltır. Enerji korunumunun artması ile yakıt ekonomisinde iyileşmeler görölür.

Hafifletme aynı ivmelenmeyi ve performans seviyesinin sağlayacak olan motor büyüklüğünü azaltır. Küçük boyutlardaki motorlar yüksek ortalama verimle çalışmaya daha yatkındır. Bu da aynı yakıt miktarıyla daha uzun menzil ve daha büyük gúc ortaya çıkarır. Dolayısıyla yakıt tüketimi azaltılır.

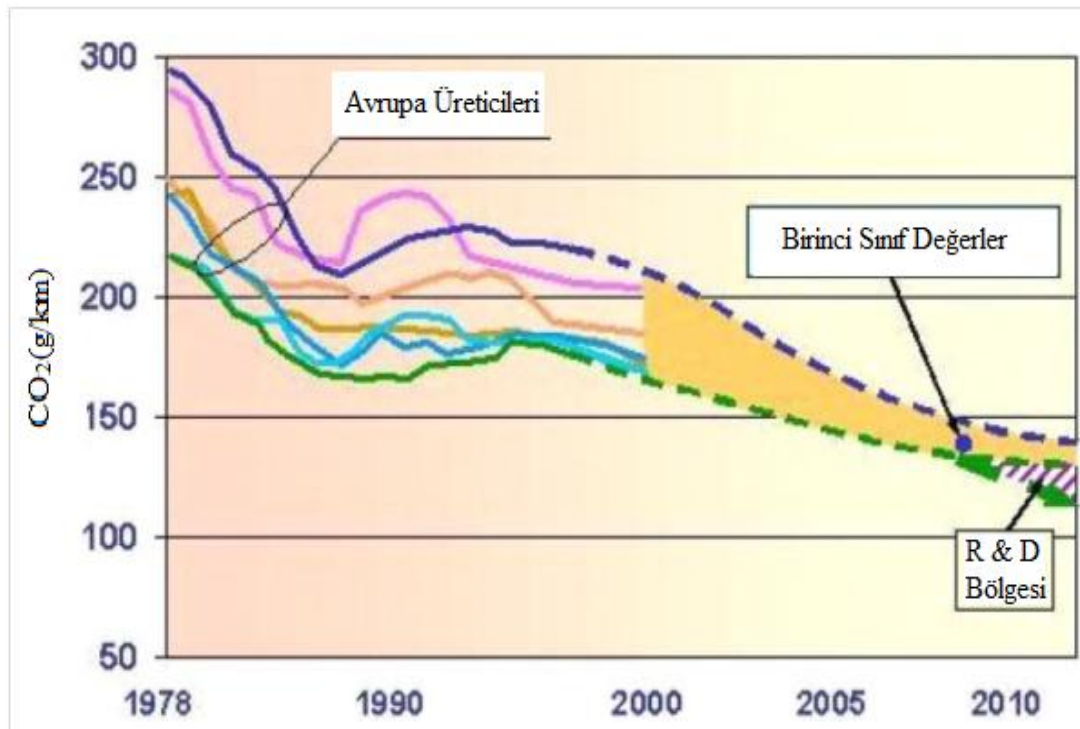


**Şekil 1.4:** Yuvarlanma direncindeki değişimin genel enerji kayıplarına etkisi [2].

Elektrikli araç (EA), hibrit elektrikli araç (HEA) araçların gelişimi için bataryaların gelişmesi kilit konumdadır. Günümüzde yer alan elektrikli taşıtların en büyük sorunu batarya ağırlığı ve buna bağlı olarak menzildir. Bataryalar üzerinde yapılan şarj sürelerinin kısaltılması, şarjın daha uzun süreli korunabilmesi gibi konuların yanında hafifletme de petrol kullanmayan taşıtların cazibesini dolayısıyla da satışını artırabilir. Hafifletilen elektrikli ve hibrit taşıtlar aynı batarya ile daha uzun bir menzile sahip olur. Bu da en önemli sorunu batarya yetersizliği olan bu tür taşıtlarda önemli bir kazanım anlamına gelir.

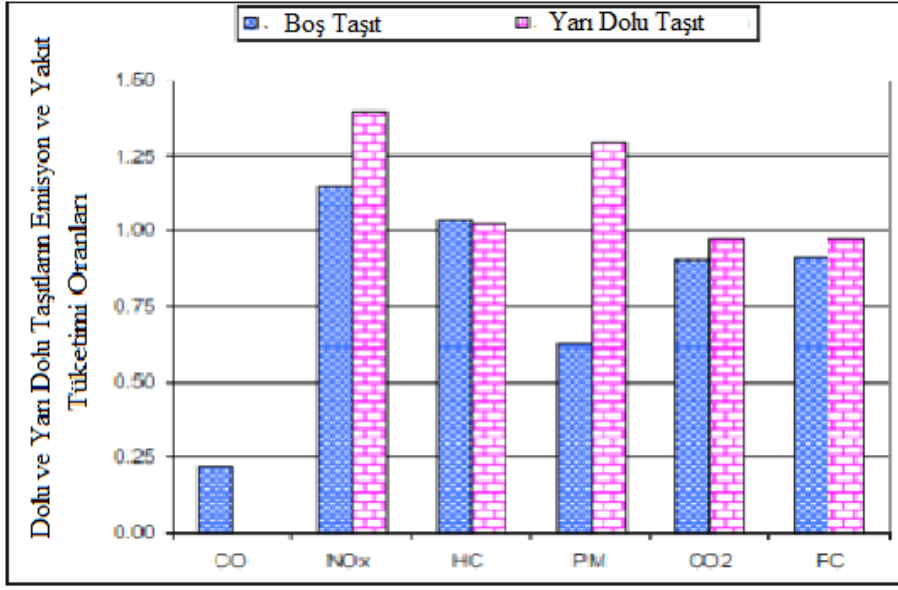
Hafifletmenin emisyonlar üzerinde önemli olumlu katkıları vardır. Dünyadaki karbondioksit oranının % 20'si otomobillerden kaynaklanmaktadır. Bu oranın ileriki yıllarda daha da artacağı beklenmektedir. Bu durum düşünüldüğünde önümüzdeki yıllarda emisyonların yasalarla daha katı şekilde kontrol edilmesi ihtimali öngörülebilir. Bu nedenlerle tasarımcılar adına emisyonların azaltılması önemli bir kriterdir. Emisyonları azaltmak için yapılan çalışmalar emisyon değerlerinde önemli

düşüşler sağlayabilmektedir. Örneğin taşıtlarda yüksek mukavemetli çelik kullanımı ile kazanımlar elde etmek mümkündür. Çeliklerle (Advanced High Strength Steel (AHSS)) yapılan üretimi ile bir taşıtın ömrü boyunca çevreye bıraktığı CO<sub>2</sub> miktarında yaklaşık 2800 kg'lık bir azaltma sağlamak mümkün olabilmektedir. Bu kazanımların 460 kg'lık bölümü malzemelerin üretimi esnasında sağlanırken geri kalan 2340 kg'lık bölümü ise taşıtların kullanılması esnasında sağlanmaktadır. Yıllara göre CO<sub>2</sub> emisyonu Şekil 1.5'de gösterilmiş olup grafikte azalma eğilimi görülmektedir. Bu azalmanın ilerleyen yıllarda daha da düşürülmesi için yeni kurallar getirilecektir. Avrupa Birliği 2012 yılı için taşıtlardaki CO<sub>2</sub> emisyon miktarının 140 gr CO<sub>2</sub>/km'den 120 gr CO<sub>2</sub>/km'e düşmesini hedeflemektedir.



Şekil 1.5: Taşıtlardaki CO<sub>2</sub> emisyon miktarının yıllara göre değişimi [1].

Ayrıca aşağıda verilen deney sonuçlarında diğer emisyon çeşitlerinin yalnızca taşıt ağırlığına bağlı olarak değişimi görülmektedir. Taşıt yarı doluyken ve boşken yapılmış olan çalışma, emisyonlar ve yakıt tüketiminin ağırlıkla olan ilişkisi konusunda fikir vermektedir.



Şekil 1.6: Boş ve yarı dolu taşıtın emisyon ve yakıt tüketim oranları [1].

## **2. TAŞITLARIN HAFİFLETİLMESİ, TİTREŞİM VE AKUSTİK PERFORMANSI**

Otomotiv endüstrisinin yeni trendi olan hafif gövdeli taşıtlarda hafifletme oranı % 40 seviyelerine kadar çıkabilmektedir. Bu da en yüzeysel tabirle enerji tasarrufu ve emisyonların azaltılması anlamı taşımaktadır. Taşıtların hafifletilmesi ve bu kazanımların sağlanması NVH performansını olumsuz etkilemektedir. Bu zıtlık tasarımcılar için önemli bir engel teşkil etmiştir. Dolayısıyla tasarımcılar için aynı anda hem düşük ağırlıkta hem de iyi bir NVH performansına sahip taşıtlar yapabilmek çalışmanın temel amacıdır.

Taşıtların hafifletilmesinin yakıt tasarrufu, karbondioksit emisyonunu azaltma, maliyet düşüşü ya da ivmelenme performansını arttırmak gibi geleneksel birçok getirisi bulunmaktadır. Bu getiriler yukarıda açıklanmıştır. Bu kazanımlara hibrid ve elektrikli diğer taşıtların modelleri gibi yeni konseptlerin ihtiyaçlarının da eklenmesiyle çalışmanın önemi bir hayli artmıştır.

Genel olarak hafifletme çalışmaları otomotiv sektöründe geniş yer tutar. Klasik motor ve tahrik sistemlerini kullanan her yeni model araçta müşteri eğilimleri de dikkate alınarak elektrik ve elektronik modüllerin hem sayısı hem de fonksiyonu artmış, dolayısıyla araç daha da ağırlaşmıştır. Yeni jenerasyon araçların bu artı yükü kompanse etmeleri gerekmektedir.

Araç hafifletme yöntemlerinin başında hafif malzemelerin kullanımı gelmektedir. Hafif malzeme ise mukavemet/ağırlık oranının yüksek olduğu malzeme türü olarak adlandırılmaktadır.

Alüminyum, magnezyum, titanyum alaşımları ve yüksek mukavemetli çelikler hafif malzemeler olarak değerlendirilmektedir. Otomotiv sektörü için hafifletme çalışmaları yüksek akma mukavemetli çeliklerin yeni modellerde kullanımının artırılması yönünde devam etmektedir. Hafifletme, mevcut parçaların mukavemet ve performans değerlerini koruyarak ve hatta artırarak daha ince kalınlıkta yüksek mukavemetli çelik malzemeler kullanılarak gerçekleştirilmektedir. Bu çalışmada son yıllarda otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan yüksek mukavemetli çeliklerin karşılaştırmaları, geleceğe yönelik öngörüler ve beklentiler incelenmiştir.

Formula 1 yarış araçlarında, uçak sanayinde ve pahalı spor araçlarında kullanılan hightech plastik ve bundwerkstoffe (birleştirilmiş malzemeler) volümlü araçlarda da gündeme gelmektedir. Mevcut binek araçların ağırlığının %15 ini oluşturan plastik malzemeler gelecekte daha fazla kullanılır olacaktır. Airbus A350 modelinde kompozit materyaller ağırlığın %53ünü oluşturmaktadır. Bilindiği üzere plastik çelikten 5 kat daha hafif bir o kadar stabil, paslanma sorunu olmayan bir malzeme haline gelmiştir. Burada bahsettiğimiz laboratuarlarda elde edilen herhangi bir polimer değil piyasalarda rahatça bulunan bir malzemedir. Bu malzeme nano teknoloji aracılığı ile daha hassas hale getirilerek elektrik iletkenliği ve depolama özellikleri kazandırılır hale getirilmektedir.

NVH düşünülerek yapılan hafifletme çalışması NVH performansında kayıp olmaksızın gövde yapısının, hareketli parçaların ya da motor yapısının optimizasyonu şeklinde yürütülen bir yöntemdir. Bu teknik, malzeme oranından faydalanmak ve ağırlığı düşürmek için kullanılır.

Taşıtlar için gerekli enerji verimliliği CO<sub>2</sub> emisyonu ile tanımlanmıştır. İlerleyen zamanlarda bu emisyonun 75 g/km seviyelerine düşmesi umulmaktadır. Taşıtların ağırlığı enerji verimliliği için en önemli faktördür. Ciddi ağırlık düşüşleri maliyet hedefleri yüzünden umulduğu gibi sağlanamamıştır. %30-40 dolaylarında bir ağırlık azaltma işlemi için ciddi şekilde malzeme ve konsept değişikliği gerekmektedir.

Düşük ağırlık dizaynı durumundaki NVH analizleri incelenmektedir. Lüks taşıtlar segmentlerinde, müşteriler NVH bakımından daha iyi olanlara yönelirler. Bu durum ağırlık azaltma isteği ile tamamen zıt düşer. CO<sub>2</sub> nin ağırlıkla orantılı olduğu başta da belirtilmişti. Tasarımın amacı CO<sub>2</sub> emisyonunu mümkün olan en alt seviyeye indirirken NVH konforunu da en azından mevcut seviye de tutabilmektir. İçten yanmalı motorlarda yüksek enerji verimliliğinde daha fazla hava kökenli gürültü oluşur. (orta ve yüksek frekanslarda) Dolayısıyla motorla kabin arasındaki iç gürültü yalıtımı ağırlık azaltma ile zıttır.

Hafif tasarımın geliştirilmesinde üç temel amaç gözetilmektedir.

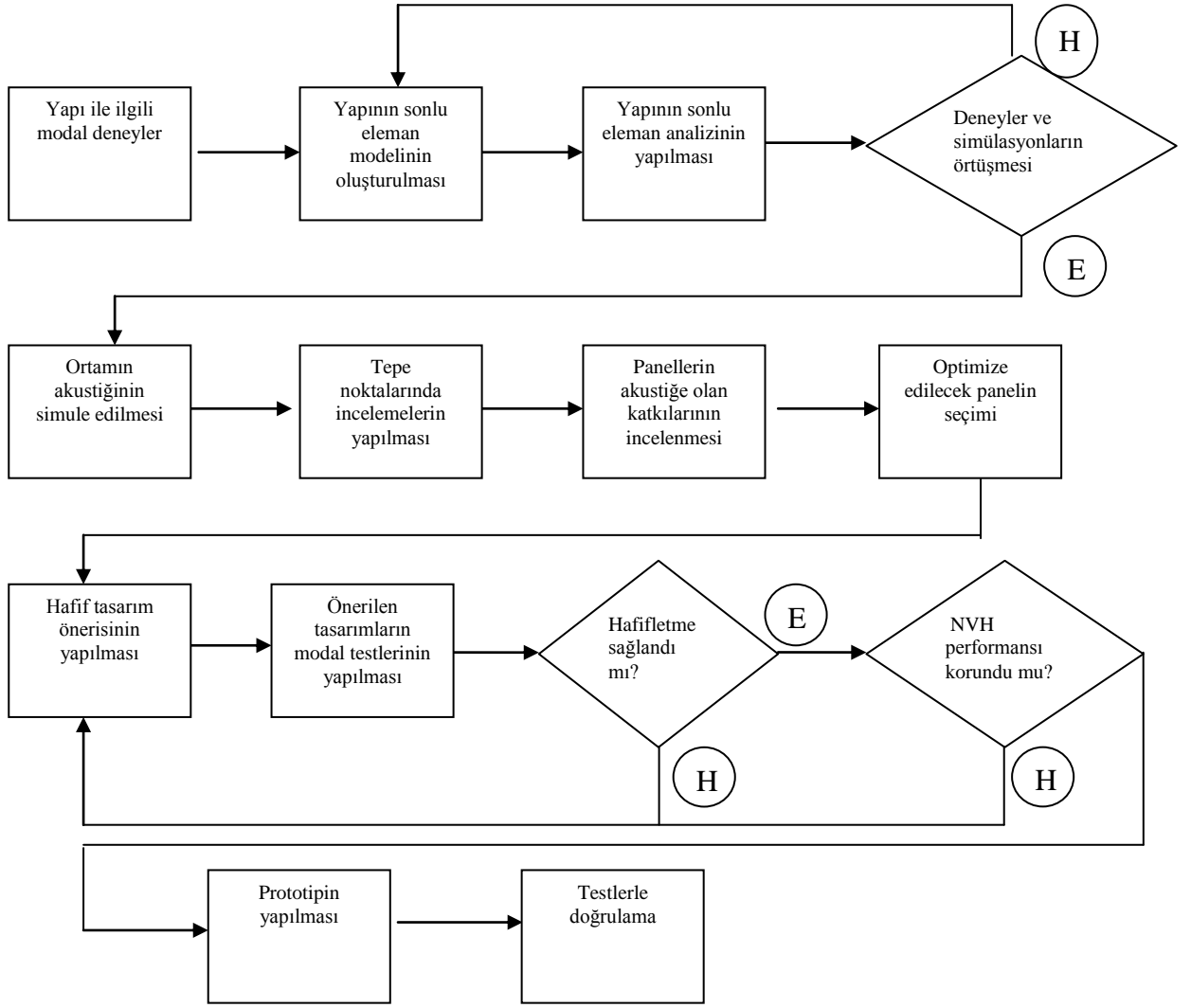
- %30-40 seviyelerinde ağırlık azaltma
- Güvenlik ve NVH konforu
- İlk iki madde maliyet yükselmeden sağlansın

Bir taşıtın NVH dikkate alınarak yapılan hafif tasarımında belirli bir optimizasyon topolojisi izlenir. Yapının faydalı malzeme oranını artırmak ve ağırlığı azaltmak hedeflenirken NVH performansında düşüş olmaması amaçlanır.

Hafifletmede izlenecek genel yolun adımları şu şekilde sıralanabilir:

Öncelikle hafifletme çalışması tamamlandığında elde edilecek durumu değerlendirebilmek için, mevcut durumun analizi yapılmalıdır. Çalışmaları kolaylıkla incelemek için bir model oluşturulması gerekmektedir. Oluşturulan modeldeki simülasyon değerleri gerçeklerle kıyaslanır. Gövdenin tamamıyla ya da spesifik bir bölgesiyle ilgili yapısal modal analiz testleri yapılır. Bu testler orijinal gövdenin sonuçlarını ihtiva eder ve yapılacak değişiklikler sonucu elde edilen durumu değerlendirirken referans değerleri oluşturur. Modal analiz testlerinden elde edilen sonuçlar ile taşıta doğrudan yapılan testler kıyaslanır. Sonuçlar tutarlı ise devam edilir değilse FE modelinde değişiklikler yapılır. Daha sonra ortam akustiği simüle edilir. Bu simülasyonlar gerçeğe en yakın durumda frekans tepe noktalarını belirlemek için kullanılır. Sonra uygun teknikler ile belirli noktalarda panellerin akustiğe olan katkısı irdelenir. İncelemeler sonucunda akustiğe katkısı en az olan paneller seçilir ve optimizasyonlar burada yapılırsa NVH üzerindeki etki azaltılmış olur. Seçilen panellerde optimizasyon yapılır. Daha önce belirtmiş olduğumuz hafifletme yöntemlerinden biri ya da bir kaçı uygulanarak yapılan optimizasyonlardan sonra kısımlar yeniden incelenir. Kontroller hafifletme ve NVH üzerine yapılır. Bu iki kriter de sağlandıysa optimizasyon ve yeni tasarım amacına ulaşır. İki unsurdan birinde olan negatiflik tasarımın yeniden yapılmasını gerektirir.

Algoritmadan da anlaşılacağı gibi burada irdelenecek kısım hafifletme tasarımı önerileridir. Bu öneriler taşıtın tümünde bir çok farklı kısım için yapılabilir. Çalışmada bu incelemeler çoğunlukla gövde yapıları, motorlar ve hareketli sistem elemanları üzerine gerçekleştirilmiş olan çalışmaları içerecektir.



Şekil 2.1: Hafifletme çalışmalarında izlenecek yol [3].

### **3. TAŞIT GÜRÜLTÜSÜ**

İç gürültü yolcu taşıtlarındaki en önemli hususlardan biridir ve müşterilerdeki kalite algısının önemli bir kısmını oluşturur. Taşıtın akustik yapısı akustiğin önemli bir parçasıdır. Bu yapı; gürültüyü azaltmanın yanında gürültünün şeklini müşteri beklentilerine uygun şekilde değiştirir nitelikte olmalıdır. NVH karakteristiğini korumak ve ağırlığı azaltmak arasındaki uyumsuzluk otomotiv endüstrisinin çözümü konusunda çalıştığı öncelikli problemlerinden biridir. Bunun yanında emisyonları azaltmak ve verimi artırmanın yolu gövde yapısının hafifletilmesinden geçer. Bu hafifletmenin anlamlı olabilmesi NVH performansının da geliştirilmesine ya da en azından korunmasına bağlıdır.

#### **3.1 Taşıtlarda Gürültü Kaynakları**

Taşıtlardaki iç gürültü iki ana başlık altında toplanabilir; Hava kaynaklı gürültüler ve yapı kaynaklı gürültüler.

##### **3.1.1 Hava(ile taşınan) kaynaklı gürültüler**

Güç aktarım organlarının, lastiklerin ve ekzos sistemin yüzeyi tarafından gerçekleştirilen enerji radyasyonunun sonucu olarak ortaya çıkan gürültülerdir.

##### **3.1.2 Yapı (ile taşınan) kaynaklı gürültüler**

Süspansiyon sistemi elemanları ve güç aktarım organları yoluyla gövdeye iletilen titreşim enerjisinden kaynaklanan gürültülerdir.

Otomotivde NVH'in konusu; sorunlar, yöntemler ve alınan yanıtlardan oluşmaktadır. Yanıtları ise akustik ve dokunsal yanıtlar olmak üzere iki ana başlıkta toplayabiliriz. Koltuk sallanması, toe pan titreşimleri ve direksiyon kolunu titreşimleri dokunsal yanıtlara örnekleridir. Akustik yanıtlar sürücü ve yolcu kulaklarındaki gürültü seviyelerini de kapsar. İyi bir NVH performansı için gövde yapısı; gürültü ve titreşimi minimize edecek kadar, yol tutuşunu maksimum seviyeye yükseltecek kadar, tıkrıtı ve gıcılıları en aza indireyecek ölçüde, bütünlük hissini koruyacak nitelikte , katı olmalıdır.

Ayrıca gövde yapısı; süspansiyon burç yatakları ve güç aktarım organı yataklarında sönüm ve izolasyon bakımından yeterli olabilmesi için yeterli sertliğe sahip olmalıdır.

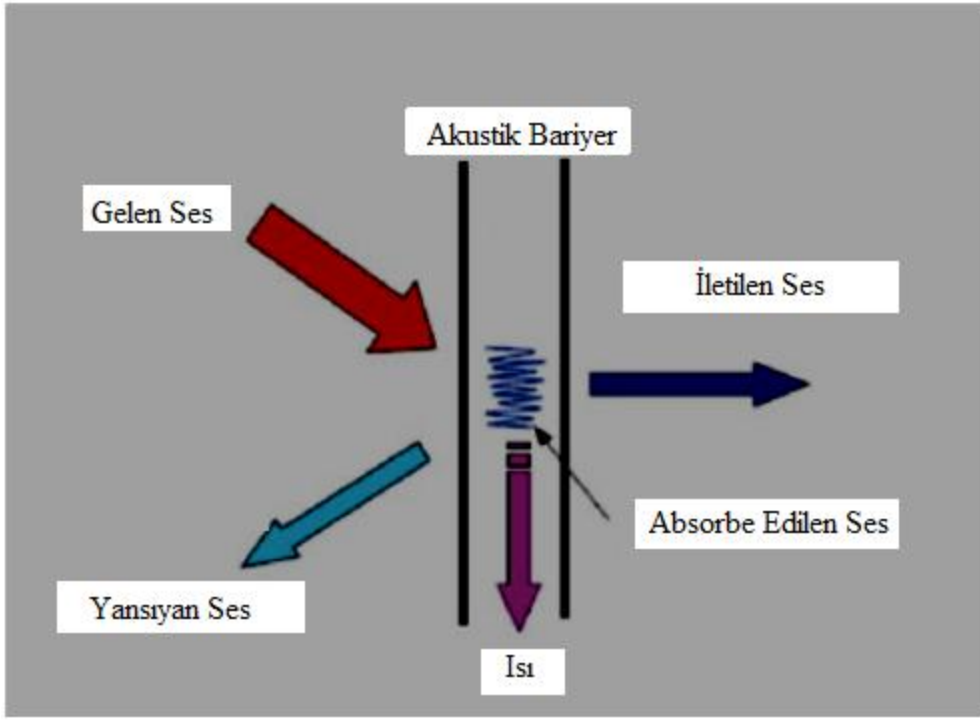
### **3.2 Gürültü Kontrolü**

Gürültü kontrolü ifadesi; açık ya da belirlenmiş kapalı bir alandaki bir nokta için akustik basınç seviyesini düşürülmesi anlamına gelmektedir. Bu gürültüyü azaltmak ya da kontrol etmek için kullanılacak metod, gürültü kaynağının algılanma seviyesine, uygulama zorluğuna ve ortaya çıkaracağı maliyete bağlıdır. Gürültü kontrolü genel olarak iki ana başlık altında toplanabilir; Akustik izolasyon ve akustik yutum.

Akustik izolasyon ve yutum; gürültü yalıtıcı malzeme ile akustik bariyerin kombinasyonu yaklaşımını kullanır. Bu türde bir kombinasyon gürültü problemlerinin yüksek frekanslarda olması durumunda kullanılır.( $>1$  kHz) Bu metodun düşük frekans gürültüleri için uygun olduğu söylenemez.( $<400$  Hz) Bunun nedeni kontrol edilmesi gereken gürültü dalga boyunun bariyer yapısında kullanılan malzeme kalınlığından büyük olmasıdır. Ses uzayda her zaman serbestçe yayılmaz. Çoğu durumda duvar, panel, tavan gibi engellere takılır. Bu da yansımaya neden olur. Örneğin taşıtın motor gürültüsü motor kısmı ile kabini ayıran duvarda engelle karşılaşır.

Akustik bir dalga katı bir yüzeye ulaştığında akustik enerjinin bir kısmı bariyerin diğer tarafına iletilirken diğer kısmı bariyerden yansır böylece bariyer bu kısmı yutmuş olur.

İzolasyon ve yutucu malzemelerin akustik değeri bakımından iki farklı karakteristiğidir. Ancak bunların kombinasyonu sayesinde akustik olarak en değerli olan elde edilebilir.



Şekil 3.1: İletilen yansıtılan ve yutulan ses [4].



## 4. NVH GÖZETİMİNDE UYGULANAN AĞIRLIK AZALTMA YÖNTEMLERİ

### 4.1 Motor

Hafif yapı malzemelerin kullanılması genel olarak akustik üzerinde ters bir etki oluşturur. Motor geliştirme sürecinde emisyonlar, maliyet, gürültü ve titreşim performansı yadsınamaz bir yere sahiptir.

Motor ağırlığını azaltma işlemi hafif malzeme kullanılarak yapıldığı gibi yüksek güç ağırlık oranına sahip motorlarla küçültme yoluyla da yapılır. Taşıtlarda yapılacak önemli ağırlık azaltmaları; hafif malzeme kombinasyonlarının kullanımı ve ileri düzey motor tasarımlarının bir arada yer almasıyla gerçekleşir.

Bu kısımda yapılan hafifletme yöntemleri ve ortaya koyulan ölçüm değerleri 2.2 litrelik, 4 silindirli ve turboşarjlı bir benzinli motor içindir. Motorun toplam ağırlığı 134 kilogramdır.

**Çizelge 4.1 :** Ağırlığı 134 kg olan motor için hafifletme değerleri [5].

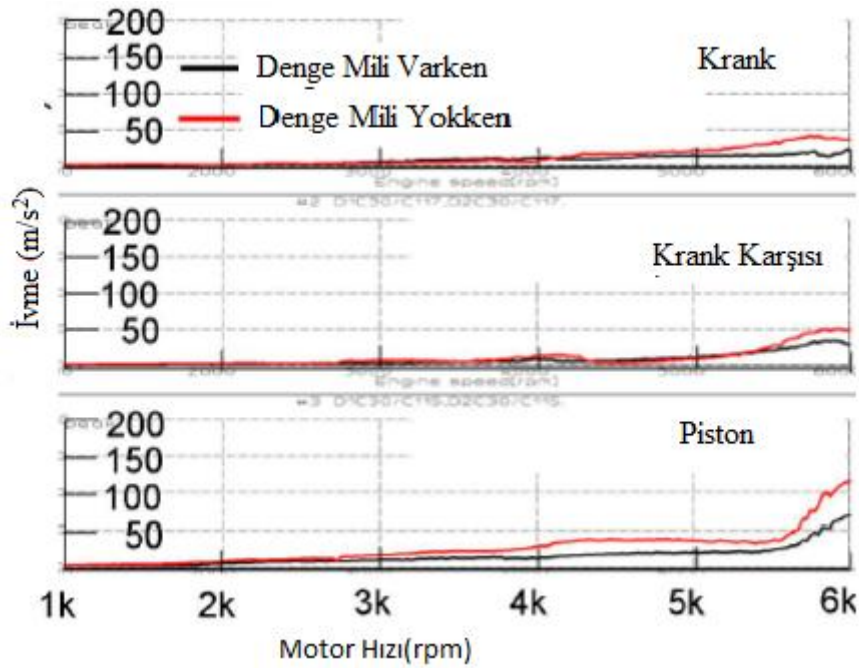
Motor Bileşeni	Durum		Ağırlığın Tüm Motor İçindeki Yüzdesele Oranı	Ağırlıktaki Yüzdesele Azalma
	Alternatif	Ağırlık(kg)		
Denge Mili	Var	4.47	%3.3	%3.3
	Yok	0	%0	
Emme Manifoldu	Dökme Alüminyum	5.67	%4.2	%2.4
	Plastik	2.48	%1.9	
Karter	Dökme Alüminyum	4.80	%3.6	%1.8
	Preslenmiş Çelik	2.39	%1.8	

#### 4.1.1. Denge milinin kaldırılmasının gürültü ve titreşim karakteristiği üzerindeki etkisi:

Motordaki dengesizlikler; kabin içi NVH sorunları doğuran, düşük frekanstaki motor titreşimlerinin kaynağıdır.(500 Hz altında) Asimetrik tasarım sebebiyle oluşan dengesizlikten dolayı, aynı eksenli ve 4 silindirli motorlar ikinci dereceden titreşim

problemlerine oldukça eğilimlidir. Hareketi 2 litreden daha büyük olan aynı eksenli ve dört silindirli motorlar için; denge milleri genellikle ikincil titreşimleri azaltmak için kullanılır. Dengesizlik krank mekanizmaları ve valf hareketleriyle ortaya çıkar. Çalışmadaki hedef motordaki denge milleri 4,47 kg dır ve bu tüm motorun ağırlığının yaklaşık % 3.3 dür.

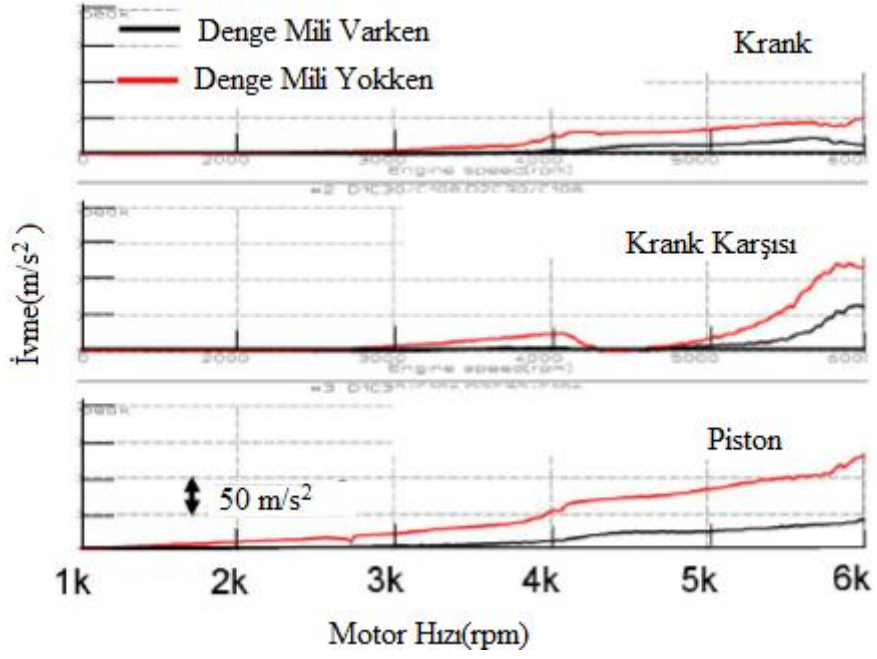
Şekil 4.1 tam yük koşulları altında, denge millerinin ikinci dereceden motor bloğu titreşimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Piston yönlü ikinci dereceden motor bloğu titreşimleri denge mili bulunmazken  $116 \text{ m/s}^2$  denge mili varken  $68 \text{ m/s}^2$  dir. Maksimum titreşimler denge mili kullanılmazsa yaklaşık %70 artar.



**Şekil 4.1:** Denge milinin 2. dereceden motor bloğu titreşimleri üzerindeki etkisi [5].

Şekil 4.2 ise tam yük durumunda motor denge milinin motor takozunun ikinci dereceden titreşimi üzerindeki etkisini göstermektedir. Denge mili kullanımı olmaksızın ikinci dereceden motor kulağı titreşimindeki bozulma oldukça önemlidir. Denge milinin kullanılmadığı durumda ikinci dereceden maksimum titreşim  $65 \text{ m/s}^2$ 'den  $131 \text{ m/s}^2$  'ye çıkarak ikiye katlanır.

Çizelge 4.2 de motor kulağı titreşiminin denge milinin kullanıldığı ve kullanılmadığı durumların karşılaştırılması görülmektedir. Yeniden denge milinin titreşimleri azaltma bakımından etkinliği doğrulanır.



**Şekil 4.2:** Denge milinin 2. dereceden motor takozlarının titreşimleri üzerindeki etkisi [5].

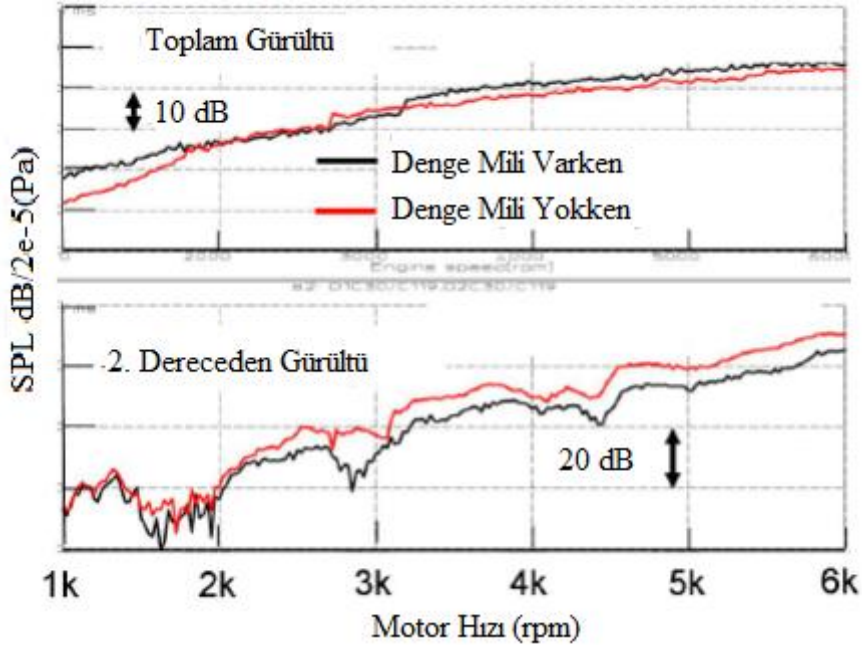
Her ne kadar motor performansı ve ağırlık bakımından olumsuz da olsa titreşimlerde azaltma sağlanmaktadır. Buna karşın denge milinin kullanılmaması ağırlık azaltma bakımından yine de uygulanabilir bir yöntemdir.

**Çizelge 4.2:** Denge milinin 2. dereceden motor takozlarının titreşimleri üzerindeki etkisi [5].

Denge Mili Durumu	2. Dereceden Maksimum Titreşimler		
	Motor Takozu	Transmisyon Takozu	Motor Restriktörü
(A) Yok	131 m/s <sup>2</sup>	166 m/s <sup>2</sup>	172 m/s <sup>2</sup>
(B) Var	65 m/s <sup>2</sup>	104 m/s <sup>2</sup>	104 m/s <sup>2</sup>
(A) ve (B) Arasındaki Titreşim Farkı	-%50	-%37	-%40

Aşağıda verilmiş olan bazı test sonuçları göstermiştir ki denge mili uygulaması olmadığında 3000 d/d üzerinde motorun her bölgesinde motor gürültüsü ortalama 1-3

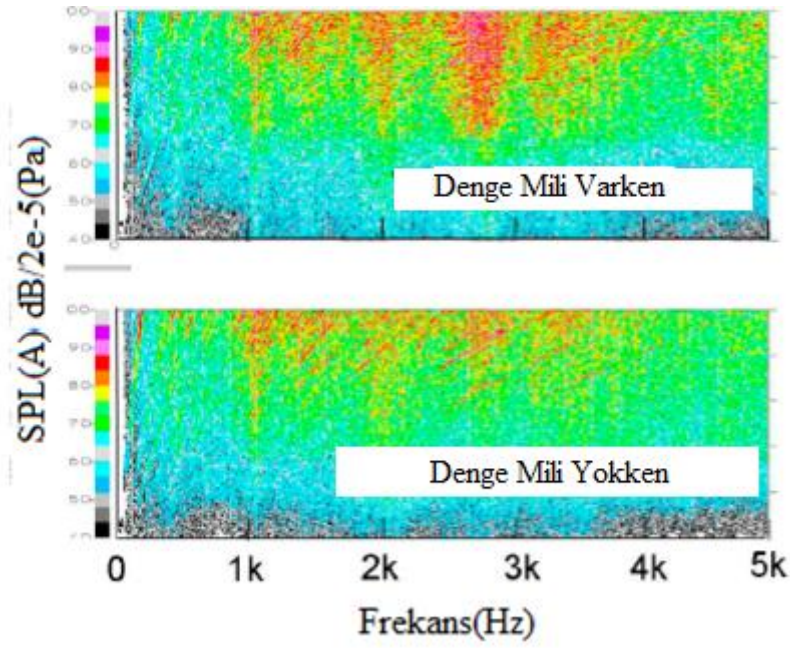
dB dolaylarında artmıştır. Denge milinin olmaması ikinci dereceden gürültüyü kesin olarak artırsa da motorun toplam gürültüsündeki durum farklıdır.



Şekil 4.3: Denge milinin 2. dereceden ve toplam gürültü üzerindeki etkileri [5].

Denge mili uygulandığında toplam motor gürültüsü artar. Bu artış ekstrasdan ortaya çıkan gürültü rezonansları nedeniyle oluşur. Yukarıda denge milinin motorun ön kısmındaki toplam gürültü ve ikinci dereceden gürültü üzerindeki etkilerini göstermektedir. Şekil 4.4 ise Cambell diyagramına benzer şekilde göstermektedir ki 2000 ve 2800 Hz arasında ekstra gürültü rezonansı oluşmaktadır. Bu ekstra gürültü rezonansı; dişlilerin dizaynı, yapı muhafazaları ve aktarma dişlilerinin sırası ile bağlantılı olarak denge mili kullanımını ile bağlantılıdır. Denge milinin kullanılmadığı durumda ikinci dereceden yapı kaynaklı gürültülerdeki artış düşük frekanslarda yüksek frekanslardakinden daha sorunludur.

Sonuç olarak tasarımcılar denge milsiz ve ikinci dereceden titreşim ile denge mili olan fakat yüksek frekanslarda gürültü artışı gösteren durum arasında seçim yapacaklardır. Denge mili uygulaması motor titreşimleri için faydalı fakat toplam motor gürültüsü için zararlıdır. Ayrıca bu uygulama ağırlık ve maliyet artışı gibi olumsuzlukları da beraberinde getirir. Denge milinin kullanılıp kullanılmayacağı motor geliştirme sürecine ve NVH hedeflerine bağlı olacaktır.



**Şekil 4.4:** Cambell diyagramındaki denge milinin toplam gürültü değerleri üzerindeki etkileri [5].

#### 4.1.2 Emme manifoldu malzemesinin değiştirilmesinin gürültü ve titreşim karakteristiği üzerindeki etkisi

Plastik parçalar metal parçalara olan maliyet ve ağırlık üstünlüklerinden dolayı otomotiv uygulamalarında her geçen gün daha fazla yer almaktadırlar. Plastiğin dayanıklılığın artırılmış olması ile metal yerine kullanımının yaygınlaşması daha da artmıştır. Plastiklerin sıcaklık oranı ve darbe direnci her geçen gün artırılmaktadır.

Örnek bir çalışmada dökme alüminyum emme manifoldunun ağırlığı yaklaşık 5.67 kg dır ve bu toplam motor ağırlığının %4.2 sidir. Plastik manifold ise 2.48 kg ağırlığındadır. Bu %56 oranında ağırlık tasarrufu demektir. Aynı zamanda motorun toplam ağırlığından %2.3 oranında ağırlık azaltılmış olur.

Denge mili olan alüminyum dökümlü emme manifolduna kıyasla 2. dereceden motor bloğu titreşimi azalmıştır. Titreşimler  $68 \text{ m/s}^2$  den  $15 \text{ m/s}^2$  ye düşmüştür.

Çizelge 4.3 de farklı malzemeler için güç aktarım takozlarındaki 2. dereceden maksimum titreşim kıyaslaması verilmiştir. Görüldüğü gibi plastik emme manifoldu güç aktarım takozlarındaki titreşimi azaltması bakımından faydalıdır.

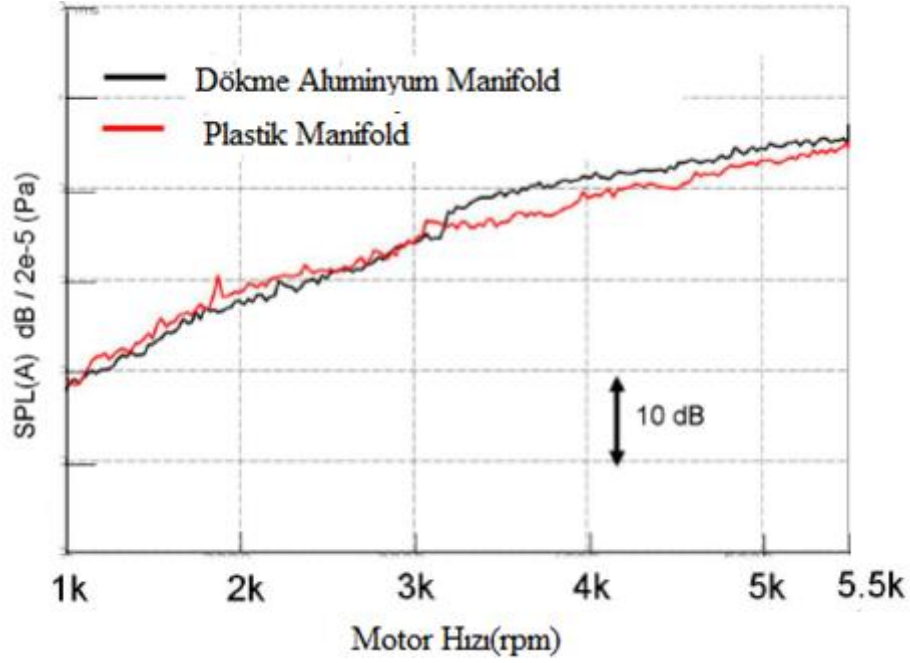
Şekil 4.5 emme manifoldu malzemesinin tam yük durumunda ortalama toplam motor gürültüsü üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekilde görüldüğü gibi motor hızı 3000 d/d nın üzerine çıktığında plastik malzemeli emme manifoldun gürültüsü alüminyum

manifolda göre ortalama 2-3 dB dolaylarında düşmüştür. Buna karşın 3000 d/d nın altında plastik malzemeli manifoldun gürültüsünde artma eğilimi görülmektedir.

Sonuç olarak hafif plastik emme manifoldu motor titreşimleri bakımından faydalıdır, en azından motor gürültüsü konusunda olumsuz bir sonuç doğurmaz. Bunun yanında ağırlık ve maliyet bakımından diğer malzemelere karşın büyük bir üstünlüğü söz konusudur. Bu da üreticilerin plastik emme manifoldu üretimini neden bu denli benimsediklerini açıklar.

**Çizelge 4.3:** Emme manifoldu malzemesinin titreşim üzerindeki etkileri [5].

Emme Manifoldu Durumu	2. Dereceden Maksimum Titreşimler		
	Motor Takozu	Transmisyon Takozu	Motor Restriktörü
(A)Dökme Alüminyum	65 m/s <sup>2</sup>	104 m/s <sup>2</sup>	104 m/s <sup>2</sup>
(B)Plastik	34 m/s <sup>2</sup>	37 m/s <sup>2</sup>	29 m/s <sup>2</sup>
(A) ve (B) Arasındaki Titreşim Farkı	-%48	-%64	-%72



**Şekil 4.5:** Emme manifoldu malzemesinin toplam motor gürültüsü üzerindeki etkileri [5].

#### 4.1.3 Karter malzemesinin değiştirilmesinin gürültü ve titreşim karakteristiği üzerindeki etkisi

Karter taşıtlarda her zaman için en büyük gürültü kaynaklarından biri olmuştur. Bunun temel nedenleri arasında ince duvar yapısı, nispeten büyük radyasyon yüzeyi ve diğerlerine oranla motor bloğundan gelen yüksek yapı kaynaklı uyarı gösterilebilir. Karter gürültüsünün miktarı; karter tasarımına, malzemesine, alt kısmının tasarımına ve motor bağlantısına bağlıdır. Alüminyum, dökme demir, sac metal gibi farklı malzemeler farklı gürültü karakteristiklerine sahiptir.

Bu kısımda irdelenen karter tipleri dökme alüminyum karter ve preslenmiş çelik karterdir. Alüminyum yağ karterinin ağırlığı 4.8 kilogramdır. Bu ağırlık tüm motorun %3.6'sıdır. Preslenmiş çelik yağ karteri ise 2.39 kg ağırlığındadır. Alüminyum yerine preslenmiş çelik seçildiğinde ağırlıktan elde edilen kazanç %50 dolaylarında olacaktır. Bu yaklaşık olarak tüm motor ağırlığının %1.8 azaldığı anlamına gelir.

Malzeme özellikleri göz önünde bulundurulduğunda alüminyum karter preslenmiş çelikten çok daha güçlüdür. Aynı zamanda klasik preslenmiş çelik kartere göre gürültü konusunda da daha öndedir. Yine de preslenmiş çelik malzemenin hücreleri üzerinde optimizasyon çalışması yapılarak en iyi performansa ulaşmak mümkündür.

Preslenmiş çelik karter alüminyuma göre piston doğrultusunda gerçekleşen ikinci dereceden blok titreşimi bakımından daha iyidir. Yapılan ölçümlerde titreşim  $65.5 \text{ m/s}^2$  den  $48.3 \text{ m/s}^2$  ye düşmüştür. Bu da titreşimde %26 azalma demektir.

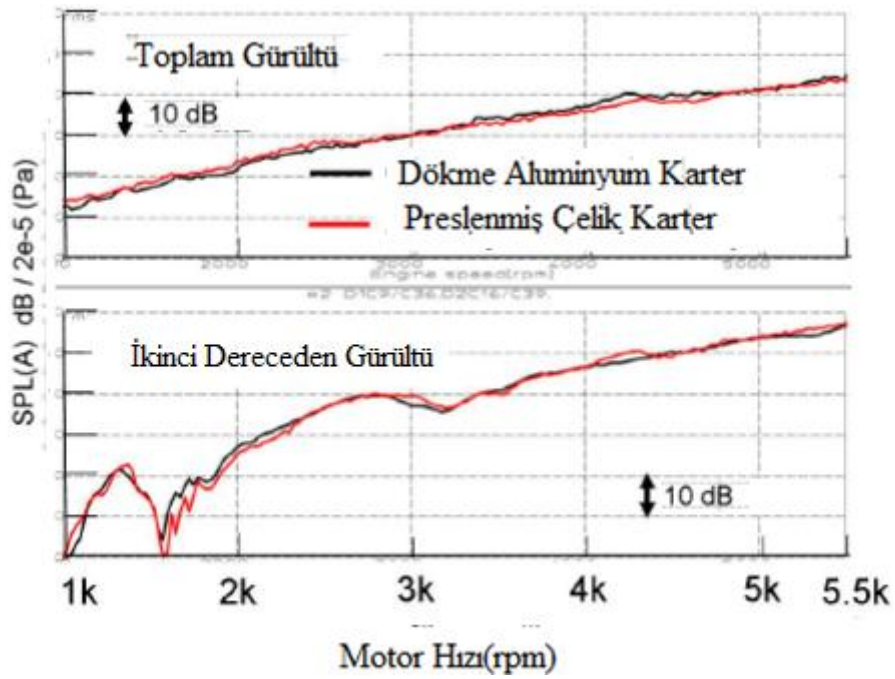
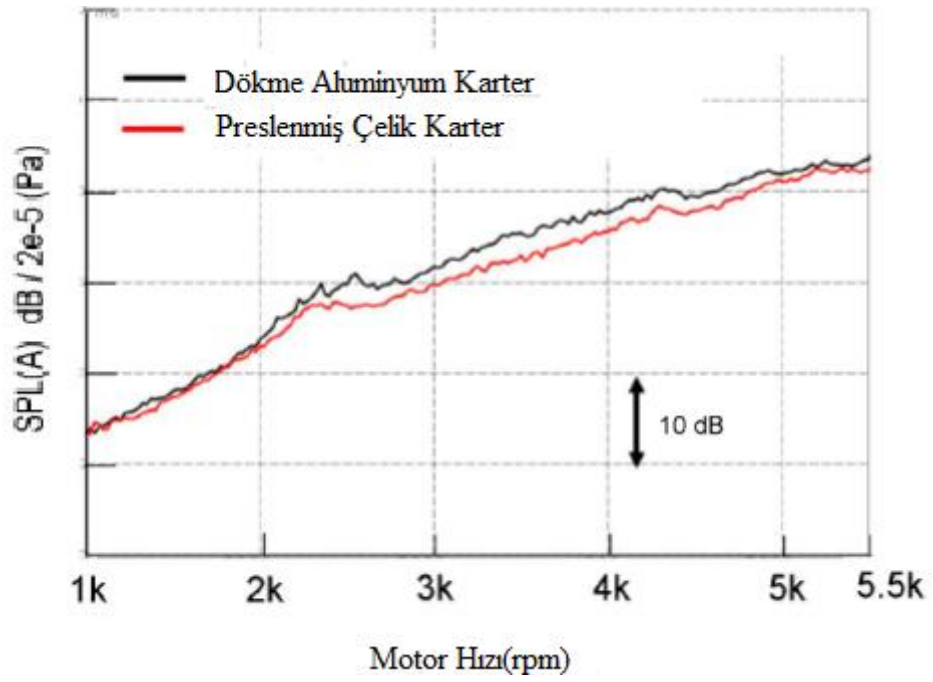
Yapılan çalışmalarda önerilen preslenmiş çelik karterin alüminyum kartere göre güç aktarım takozlarının titreşimine olumlu katkısı görülmektedir. Çizelge 4.4 preslenmiş çelik karterde titreşimlerin azaldığını göstermektedir.

**Çizelge 4.4:** Karter malzemesinin ikinci dereceden motor takozlarındaki titreşim üzerine etkisi [5].

Karter Malzemesi	2. Dereceden Maksimum Titreşimler		
	Motor Takozu	Transmisyon Takozu	Motor Restriktörü
(A)Dökme Alüminyum	$90 \text{ m/s}^2$	$47 \text{ m/s}^2$	$51 \text{ m/s}^2$
(B)Preslenmiş Çelik	$77 \text{ m/s}^2$	$37 \text{ m/s}^2$	$40 \text{ m/s}^2$
(A) ve (B) Arasındaki Titreşim Farkı	-%14	-%21	-%22

Şekil 4.6 karter malzemesinin toplam ortalama motor gürültüsü üzerindeki etkisini göstermektedir. Şekil 4.6 daki ölçüm sonuçları dikkate alındığında 2000 d/d üzerindeki motor hızında, preslenmiş çelik karter kullanımıyla alüminyum kartere göre ortalama 0.7-2.6 dB'lik bir gürültü azaltma sağlanır.

Şekil 4.7 ise karterin motorun alt kısmına yerleştirildiğinde ise elde edilen toplam ve ikinci dereceden gürültü değerleri yer almaktadır. Sonuçlar göstermektedir ki yapılan değişiklik ile toplam motor gürültüsünde önemli bir geliştirme sağlanmıştır.



Tüm bu çalışmalar göstermektedir ki preslenmiş çelik karter kullanımı gürültü, titreşim ve ağırlık parametrelerinin her birinde önemli katkılar sağlamıştır.

#### 4.1.4 Eksenel hareketli kütlelerin hafifletilmesi

Eksenel hareketli kütleleri azaltmak eksenel hareketli kuvvetlerin azalması demektir. Dolayısıyla, motor titreşimleri azalır. Eksenel hareketli kütlelerin azaltılması bu bağlamda tasarımcıların ana hedeflerinden biridir.

Eksenel hareketli kütlelerin ağırlıklarının azaltılması daha hafif piston ve biyel anlamına gelmektedir. Aşağıda sonuçları verilecek olan örnek çalışmada hafifletilecek olan bu parçaların ağırlıkları %10.4 dolaylarında azalmıştır.

Önerilen daha hafif piston ve biyel kolu 2. Dereceden motor bloğu titreşimini  $65,5 \text{ m/s}^2$  den  $56,9 \text{ m/s}^2$  ye düşürmüştür. Bu titreşimin yaklaşık %13 oranında azaldığını gösterir.

Çizelge 4.5 de farklı türdeki eksenel hareketli kütlelerin güç aktarım takozlarında oluşturduğu maksimum 2. dereceden titreşim değerleri görülmektedir. Bu Çizelge açıkça göstermektedir ki eksenel hareketli kütlelerin ağırlığının azaltılmasıyla titreşimde önemli azalmalar görülmektedir.

**Çizelge 4.5:** Eksenel hareketli kütlelerin daha hafif olması durumunda titreşimler [5].

Eksenel Hareketli Kütleler	2. Dereceden Maksimum Titreşimler		
	Motor Takoza	Transmisyon Takoza	Motor Restriktörü
(A)Geleneksel	$90 \text{ m/s}^2$	$47 \text{ m/s}^2$	$51 \text{ m/s}^2$
(B)% 10.4 Daha Hafif	$81 \text{ m/s}^2$	$38 \text{ m/s}^2$	$48 \text{ m/s}^2$
(A) ve (B) Arasındaki Titreşim Farkı	-% 10	-% 19	-% 6

Yukarıda belirtilen tüm geliştirmelerin gürültü, titreşim ve ağırlık bakımından ortaya çıkardığı sonuçlar ve kıyaslamalar Çizelge 4.6 da görülmektedir.

**Çizelge 4.6:** Toplam gürültü ve titreşim değerlendirmesi [5].

Kıyaslamalar	Faktörler		
	Ağırlık	Titreşim	Gürültü
Denge Mili Var-Yok	+	-	+
Plastik-Alüminyum Manifold	+	+	+,=
Preslenmiş Çelik-Dökme Alüminyum Karter	+	+	+
Daha Hafif Eksenel Kütleler	+	+	?

Doğru güç aktarma organının seçimi oldukça önemlidir. Taşıtın ihtiyaçlarına uygun güç aktarma organlarının seçimi için, tüm seçenekler avantajları ve dezavantajları ile düşünülmelidir.

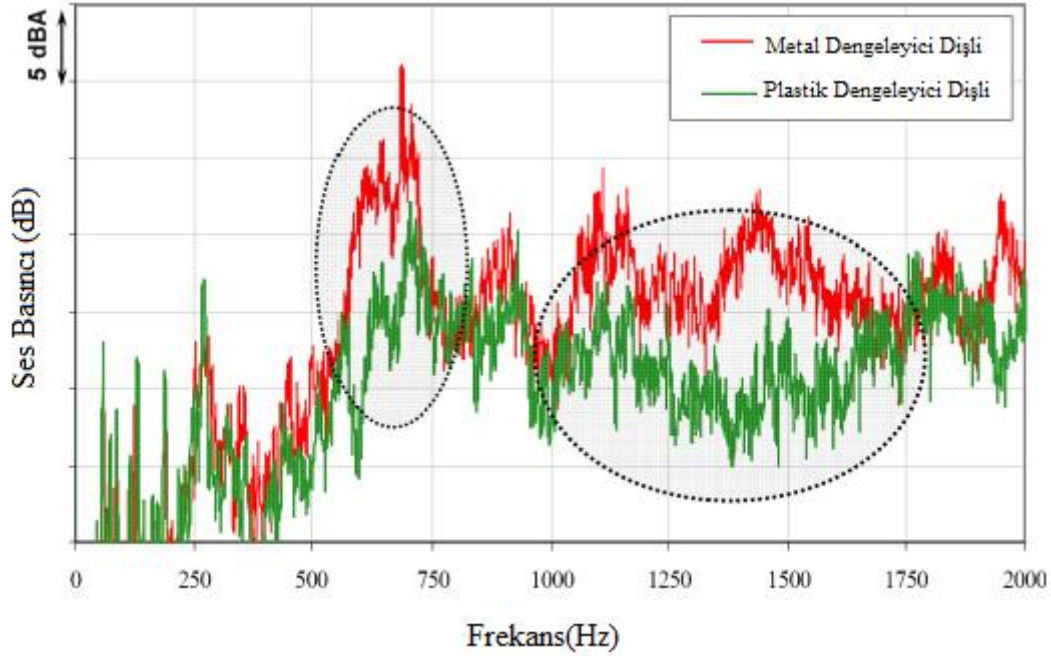
#### 4.1.5 Boşta çalışma gürültüsü

Motorlar için daha düşük sayıda silindire ve krank miline sahip olmak, burulma dinamiğinin az olması boşta çalışma durumu için NVH performansını olumlu yönde etkiler.

İç ölçüm ve analizler göstermektedir ki; yüksek gürültü seviyelerinden 500-600 Hz aralığında gürültü “tooth meshing frequency”den kaynaklanmaktadır. 800-1800 Hz bandındaki problem ise “transmission error of meshing gear”dan kaynaklanmaktadır. “Transmission error”ları önlemek için dişli kalitesini artırmak gürültü kalitesini istenen ölçüde iyileştirmez. Daha güçlü bir iyileştirme için alternatif malzemelerin kullanımı gerekmektedir. (Balancer shaft gear olarak)

Plastik dişliler için değişik malzemeler ve kombinasyonları denenmiştir. Bu doğrultuda ortaya çıkan sonuca göre epoxy-kewlar ve epoxy-glass malzemeler de önemli katkılar sağlasa da en iyi geliştirmeyi glass-filled naylon malzeme sağlamıştır. Dengeleyici ve krank mili için plastik kombinasyonların kıyaslanması sonucu göstermiştir ki NVH performansı bakımından en iyi sonucu plastik-metal kombinasyonu sağlamaktadır. Bunun yanında hareketli dilimler için en uygun seçim plastiktir.

Bu kıyaslama konusunda verilen grafikte de görüldüğü gibi hedef frekans bantlarındaki gürültü seviyeleri 5-8 dB kadar düşmüştür. Fakat bu çözümün maliyete olumsuz bir etkisi söz konusudur. Bu çözüm alternatif malzemeler için geliştirilebilirse bu başarılı NVH performansı hedef maliyet için de sağlanmış olur.

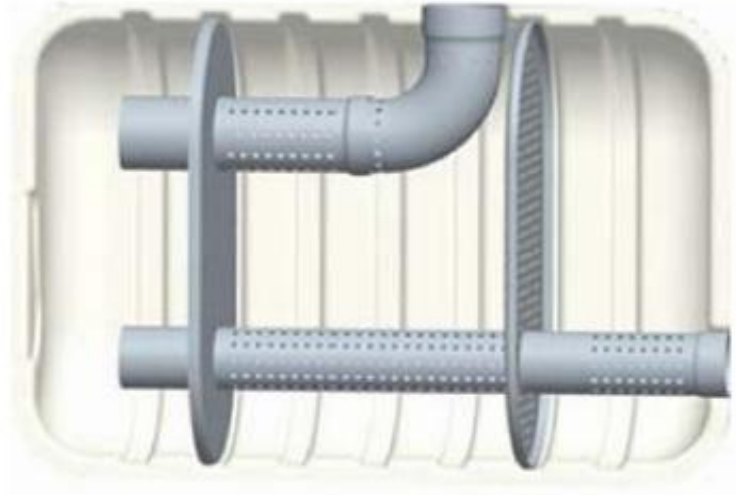


**Şekil 4.8:** Dengeleyici dişli malzemesinin boşa çalışma gürültüsüne etkisi [6].

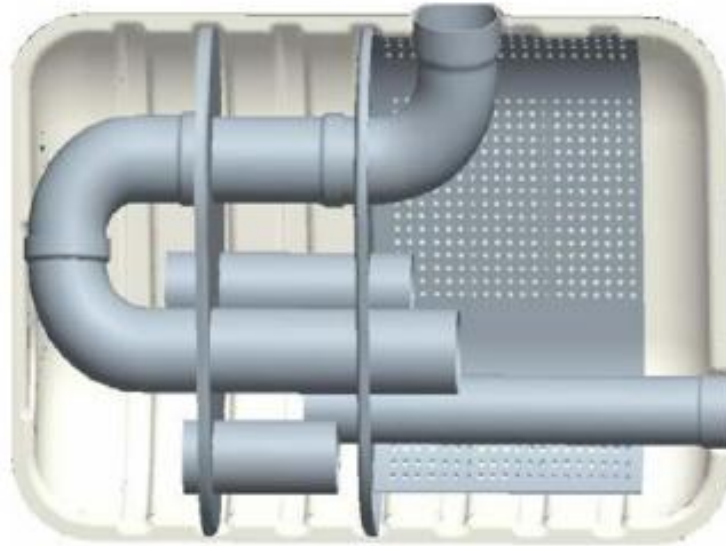
#### 4.1.6 Egzos ses kalitesinin geliştirilmesi

Düşük ateşleme frekansı nedeniyle iki silindirli motorlarda kalite düşüklüğü algısı vardır. Genelde bu tür gürültü küçük araçlarla ya da ikiz silindirli gürültü karakteriyle kıyaslanır. Bu durum yolcu taşıtı için kabul edilemez bir durumdur. Dolayısı ile ses kalitesine odaklanılır. Bu problemin çözümü için egzoz susturucusu, susturucu hacmi, giriş çıkış borularının konumları mufflerin iç konfigürasyonu üzerinde çalışılmalıdır.

Susturucu dizaynında ve sesin kökeni analizinde “sound quality synthesis” kullanılır. Kaydedilen sinyaller time domain filtering kullanılarak modifiye edilir. Gerekli ses kalitesi yakalanana kadar veriler tekrar tekrar jüriye dinletilir. Buna paralel olarak da gaz akışı, boru çap efekti, farklı odaların boyutları ve deflektör ayıraç konumu CFD teknikleri kullanılarak belirlenir. Susturucunun modifiye edilmiş son şekli ile temel hali kıyaslandığında modifiye edilmiş susturucunun daha gürültüsüz çalıştığı gözlemlenmiştir.



**Şekil 4.9:** Temel susturucu modeli [6].

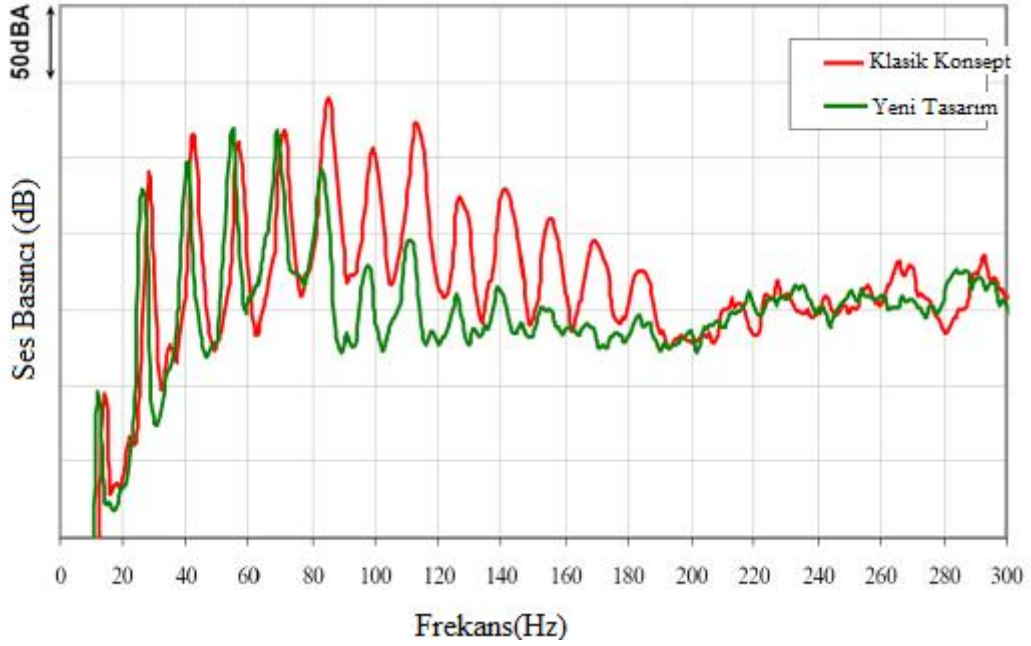


**Şekil 4.10:** Modifiye edilmiş susturucu [6].

#### **4.1.7 Subap gürültüsü**

Rölanti ya da düşük hızlarda çalışma durumunda benzin motorları oldukça fazla gürültüye neden olur. Çıkan bu gürültünün içersindeki subap katkısı da azımsanmayacak seviyededir. Burada iki çeşit gürültü bulunmaktadır. Birincisi subapın açılıp kapanması ve oturmasından kaynaklı impulsive noise, diğeri ise valfin açılıp kapanması kaynaklı gürleme gürültüsüdür. Çalışmalar göstermektedir ki valfin kaldırılmasında görev alan kam milinin profilini konusunda yenileme yapmak, subap malzemesini alüminyum alaşımına değiştirmek, mekanik subaplar yerine hidrolik subaplar kullanmak iyi sonuçlar getirir. Bu sonuçlar fiyat ve motor performansları bakımından da düşünölmelidir. Alüminyum alaşımının kullanımı ve hidrolik subaplar

zaman ve maliyet düşünülduğünde uygulanmayabilir. Uygulanabilir yegane seçenek subap liftini düşürmek ve hız etkisini azaltmaktır. Bu da motor performansı üzerinde önemli etkileri olan kam mili profilini modifiye etmekle mümkündür.



**Şekil 4.11:**Klasik ve yeni tasarım konseptlerin egzoz gürültüsü bakımından kıyaslanması [6].

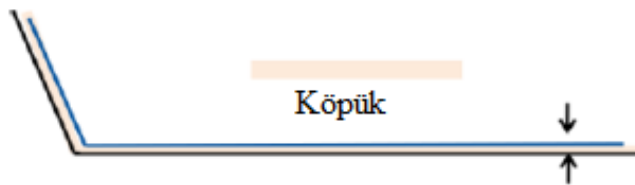
## 4.2 Gövde

### 4.2.1 Taşıt gövdesi tasarım konseptleri

Taşıt gövdeleri için 4 tane tasarım konsepti bu adım için incelenecektir.

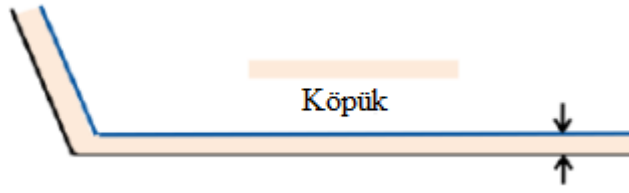
Tasarım konseptleri;

Sürücü kabini ile motoru ayıran bölmede ve tabanda ağır izolasyon katmanı bulunan günümüz tasarımı (referans)



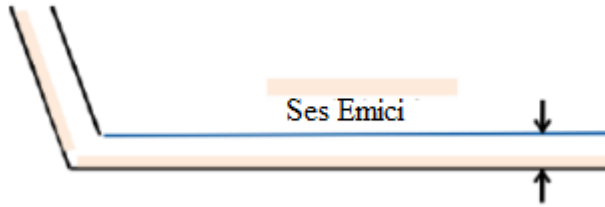
**Şekil 4.12:** 0,8 mm çelik sac ve 30 mm köpük katman ağırlığı 13-14 kg/m<sup>2</sup> [7].

Benzer klasik konseptte spacer (boşluk ara parçası) kalınlıklarının belirli ölçüde artırılması (%40 hafifletme)



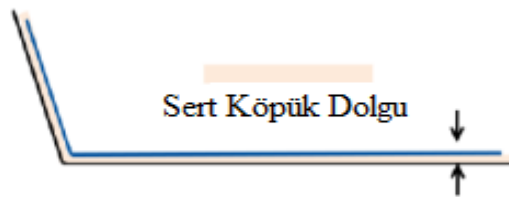
**Şekil 4.13:** 0,6 mm çelik sac ve 70 mm köpük katman ağırlığı 8 kg/m<sup>2</sup> [7].

Yükü taşıyan şasi üzerine panellerle çift katlı taban yapı ve çift katlı firewall (%45-50 hafifletme)



**Şekil 4.14:** 80-100 mm toplam boşluk aralığı, katman ağırlığı 7 kg/m<sup>2</sup> [7].

Sert yapılı sandviç taban ve firewall (%60 hafifletme)



**Şekil 4.15:** 30 mm toplam boşluk aralığı, katman ağırlığı 6-7 kg/m<sup>2</sup> [7].

Yukarıda verilen gövde yapısı konseptlerinin kıyaslaması için deneyler 2 aşamada gerçekleştirilir. 1. Aşama hava kaynaklı gürültülerin yalıtımıdır. 2. Aşama ise yapısal kaynaklı gürültülerin yalıtımıdır.

Hava kaynaklı gürültü yalıtımında (airborne sound insulation) 4 numaralı konsept başarısızdır. Günümüz standardının 10 dBA üzerindedir. Bu değer dizelerde 10-15

dBA olabilmektedir. Akustikçiler özellikle sandviç dizaynlarda ve hafif tekli duvar yapılarında sert yapı (stiff core) kullanmazlar.

2 ve 3 numaralı konsept dizaynlar 1 numaralı referansa göre daha iyi performans göstermiştir. Çift duvarlı yapı fazla alana ihtiyaç duysa da 3 numaralı konsept diğer sistem ve bileşenleri kaplayarak kütle yükünü panelin düşük taraflarına taşır.

3 numaralı konsept hava kaynaklı gürültünün yalıtımı için en iyi performansa sahiptir.

Yapı kaynaklı gürültülerin yalıtımında (structure borne sound insulation) ise 4 numaralı konsept uygun değildir. 1 numaralı referansa göre iç gürültü 20 dBA artar. Düşük ve orta seviye frekanslarında güç aktarımı ve yol gürültüleri engellenemez. (Hafif sert paneller loudspeakerlarda kullanılır.)

2 numaralı klasik konsept referansa 200 Hz civarlarında eşit, 250-400 Hz civarlarında 10 dBA kötü, daha yükseklerde ise 5 dBA daha kötü performans gösterir.

3 numaralı konsept 1 kHz e kadar hemen hemen 2 numara gibi davranır. 1 kHz civarında da eğer upper panel uygulaması gerçekleştirilirse bu konsept diğerlerinin önüne geçer.

Sonuçta;

**Çizelge 4.7:** Konseptlerin kıyaslanması [7].

Konsept	Hafifletme	Hava Kaynaklı Gürültü(başarı sırası)	Yapı Kaynaklı Gürültü(başarı sırası)
1	4 (%0)	3	2
2	3 (%40)	2	3
3	2 (%45)	1	1
4	1 (%50)	4	4

Görüldüğü gibi en başarılı konsept 3 numaralı olmaktadır. 3 numaralı konsept olan çift katlı taban yapı ve çift katlı firewall yapısının mümkün olduğunca fazla yerde kullanılması istenenlere daha uygun bir tasarım demektir. Bu konseptin kullanılmayacağı yerlerde de seçim yapılırken yukarıdaki Çizelgenin dikkate alınması uygun olur. Bu sayede hafif, aynı zamanda da NVH bakımından başarılı konforlu taşıta yaklaşmak mümkün olacaktır.

#### **4.2.2 Hafif yapıların optimizasyonu**

Taşıtların maliyetinin ağırlıkla doğrudan bağlantılı olması, ağırlık azaltmadaki hafif malzeme kullanmanın ve küçültmenin etkilerinin büyük olması nedeniyle projelerde bu unsurlara eğilim yüksek olmuştur. Paneller için ince yapılı çelik kullanımı, yalnızca gerek duyulan bölgelere (sıkı, dayanıklı ve fonksiyonel olması istenen bölgelere) takviye yapılması uygulamaları gelenekseldir. Servis ve montaj için modüleriteyi geliştirmede; güç aktarma organları; kaynaklı bir yapıya sahip olan BIW şasiye elastik olarak monte edilebilir.

İç gürültü ve titreşimi kontrol edebilmek için yapı kaynaklı gürültülerle ilgilenilmelidir. Bu da büyük kaynakların ve transfer yollarının yönetilmesiyle mümkündür. Buradaki ana çözüm güç aktarımındaki bağlantılar, süspansiyon ara parçalarını ve tutucu yatak ara parçalarını konusundadır. Her bir ara parça noktası dinamik sertliği ve NTF gürültü transfer fonksiyonu (noise transfer function) hedeflerini karşılayacak şekilde tasarlanmalıdır.

NTF ölçümü çeşitli (kafes, destek,süspansiyon) noktaların sürücünün kulağında oluşturduğu etkiyi ortaya koymak için yapılır. Bir prototipin NTF değeri ideal bir benchmark taşıtıdan 10-15 dB daha fazladır. Yapılacak olan üretimde bir takım değişiklikler yapılırsa NTF değeri Şekil 1'de de görüleceği gibi 5-10 dB geliştirilebilir. Bu önlemler;

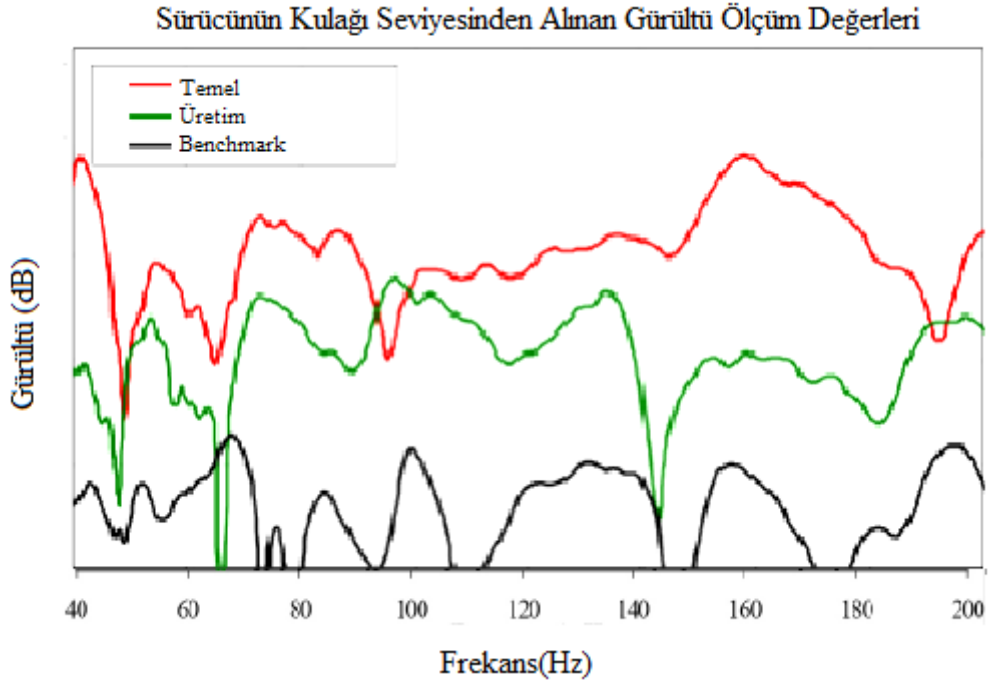
- Ara parça sertliğinin artırılması
- Bazı BIW takozların değiştirilmesi
- Yapıya yerel sertliklerin eklenmesi

Gövde sertliğinde geliştirme için yapılan kalınlık, takoz yapısı ve şerit yapısı seçimi mini mum ağırlık ve maliyette yapılmalıdır.

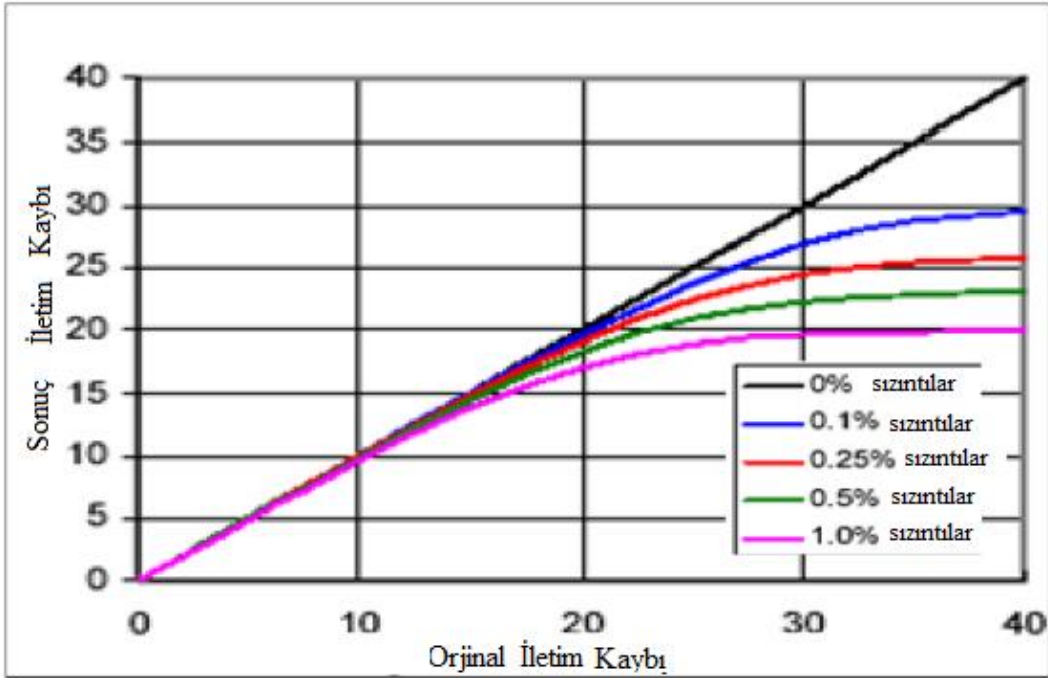
#### **4.2.3 Taşıtı yapıştırma**

Gürültüyü düşürmek, korozyona engel olmak ve su sızıntısını önlemek gibi nedenlerle taşıtlarda dolgu malzemeleri kullanılır. Paneller arasında yapılan uygun yapıştırma, taşıtın içine olan hava kaynaklı gürültü sızıntısını azalttığı gibi şasi kaynaklı yayılımı da azaltır. Şekil 5'de yapıştırmanın aktarma üzerinde oluşturduğu kaybın etkileri görülmektedir. Grafiğe göre sızıntılarda %1 lik azalma sistemdeki aktarma kaybını 20 dB dolaylarında düşürebilir. Kaynak dolgusu ve macun da doğru yerlerde uygulandığında hedeflere katkı da bulunabilirler.

Bir diğer performans kriteri de EBHS (Equivalent Body Hole Size) adı verilen,  $\text{cm}^2$  cinsinden alan olarak ortaya konulan akış hızı ve basınç için tanımlanan veridir.



**Şekil 4.16:** Sürücü kulağı seviyesinden alınan gürültü ölçüm değerleri [6].

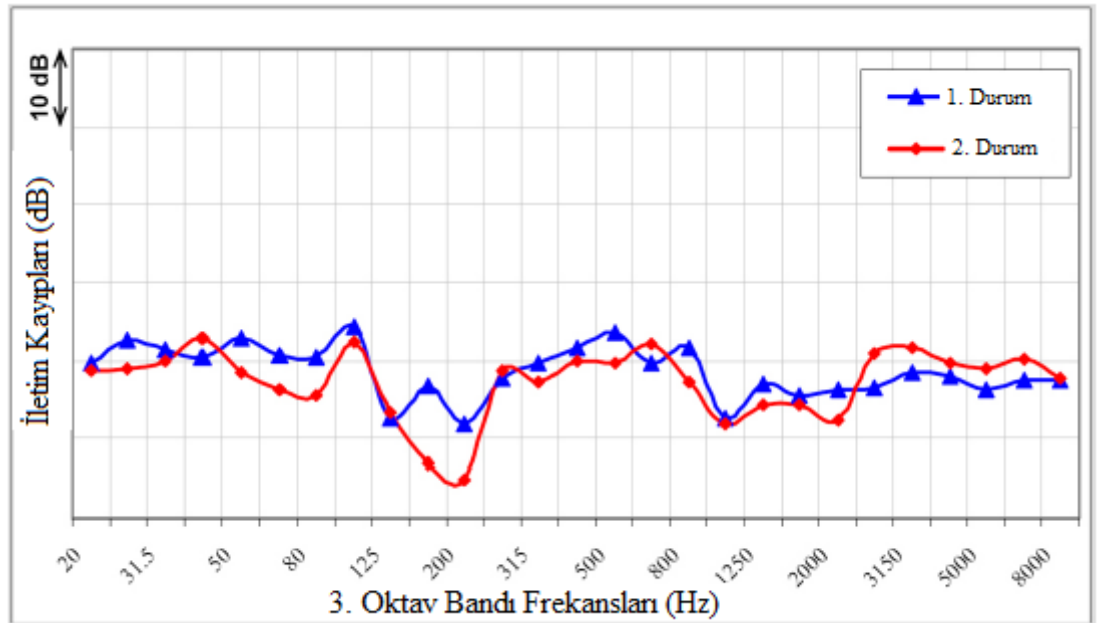


**Şekil 4.17:** Sızıntıların iletim kayıplarına etkisi [6].

#### 4.2.4 Genişletilebilir deflektör

Isı duyarlı dolgu maddeleri otomotiv sektöründe de kullanılır. Bu malzemelerin kullanımı akustik performansı olumlu yönde etkiler. Kabin gövde boşluğunu ayırır, su ve toz girişini önler. Bununla birlikte orta ve yüksek frekanslı gürültünün kabine akışını kontrol eder. Buradaki ender sıkıntılardan biri ‘C pılar baffle’ ın egzoz açıklığına denk düşmesidir. Burada düşük frekans gürültüsüne dikkat edilmelidir. Geliştirme sürecinde emme fazı gürültüsü kabine yansımaktadır. Bu gürültüler 500 Hz den küçük frekanslarda yolcu çevresinde ve motor giriş bölgesindedirler. Normal yutum malzemesi yerine efektif gürültü bariyerinin kullanılmasından dolayı düşük frekansın yüksek frekansa olan baskınlığı 10-15 dB dolaylarında gözlenir.

NVH gerekliliklerinin yanında bu bölgelerde bölme kullanımının kısıtları vardır. ‘C pillar’ yapı bir dış yüzey panelidir ve üzerine katı bir bölme kaynak yapılamaz. Bu nedenle genişletilebilir akustik bölme tasarlanmıştır. Bu akustik bölme ısı duyarlıdır. İki ince rijit plakadan oluşmuştur. Bu uygulamada taşıyıcı plaka yutum istendiğinde bariyer gibi davranır. Bölme gövde üzerine nokta kaynakla tutturulur. Daha sonra BIW gövdenin normal boya kurutması sırasında genişler.

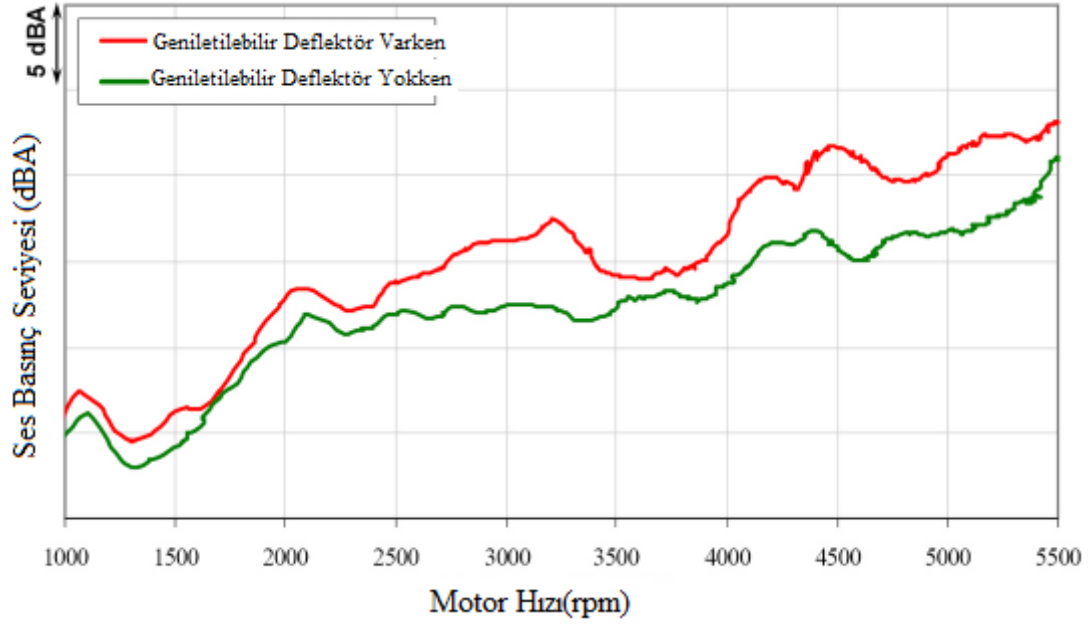


Şekil 4.18: Vites ve 3. oktav bandında gürültü seviyeleri kıyaslaması [6].

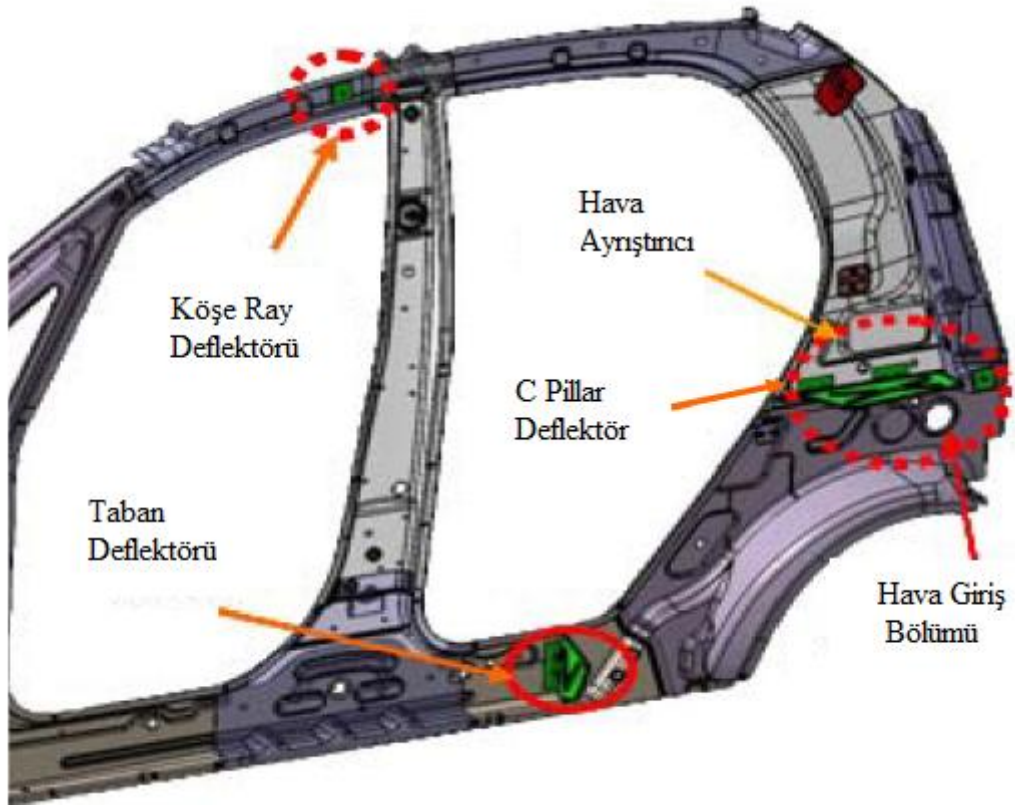
Genişletilebilir köpük bölme kullanıldığında C pillar da gerçekleşen iletim kaybı 20-8000 Hz aralığı için 15-20 dB dolaylarındadır.

Aşağıdaki grafik genişletilebilir bölmenin sürücünün ve arka kısımdaki yolcunun kulağında oluşturduğu etkinin kıyaslamasını ortaya koyar. Buradan da

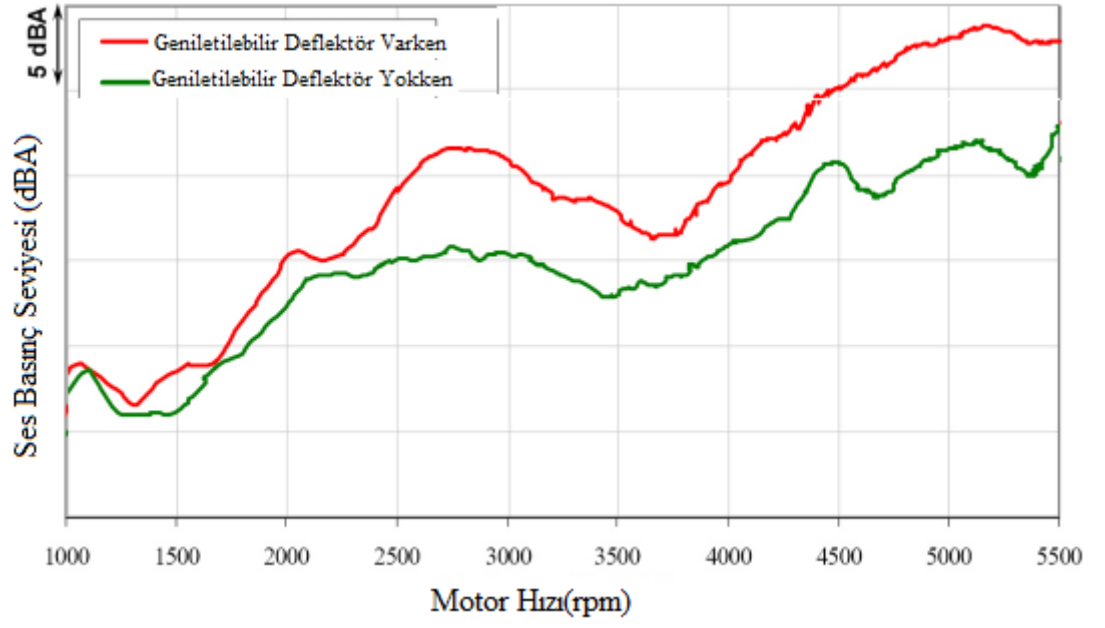
anlaşılacağı gibi bu önlem taşıtın tamamındaki gürültüye 3-7 dB 'lik bir katkı vermektedir.



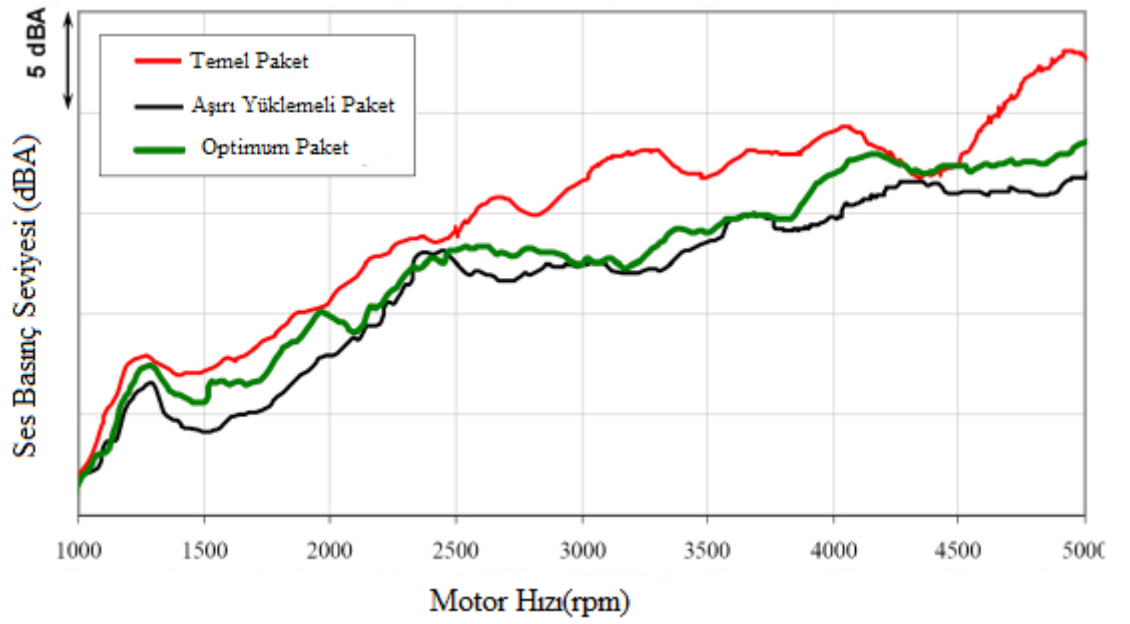
Şekil 4.19: Geniletilbilir deflektörlerin sürücü kulağı seviyesindeki gürültüye etkisi [6].



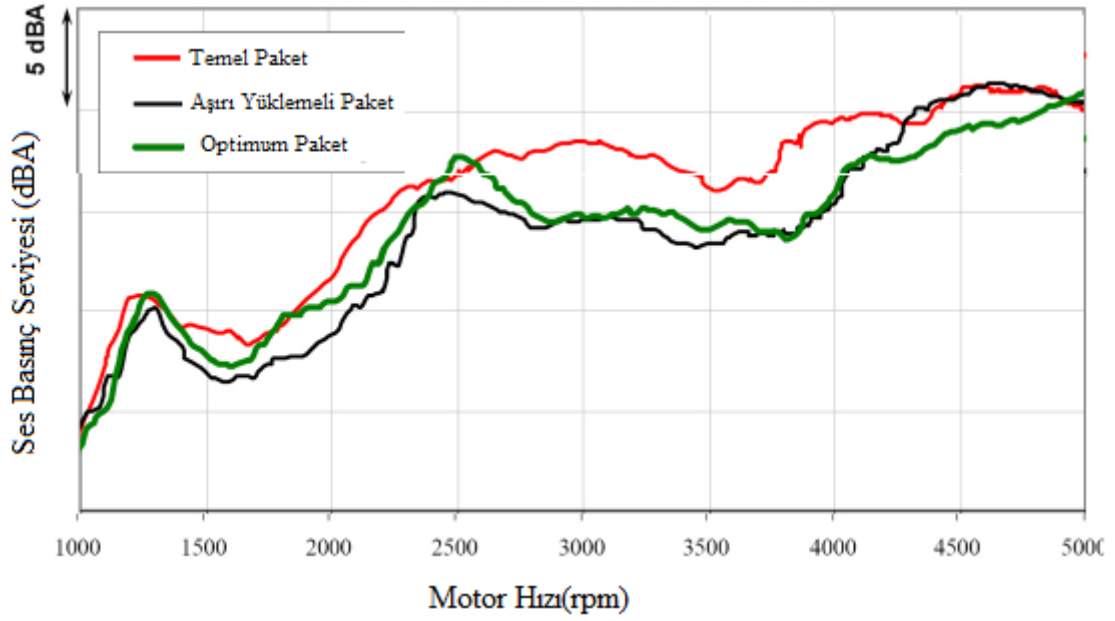
Şekil 4.20: Geniletilbilir deflektörlerin taşıttaki bölgeleri [6].



Şekil 4.21: Geniletilbilir deflektörlerin yolcu kulağı seviyesindeki gürültüye etkisi [6].



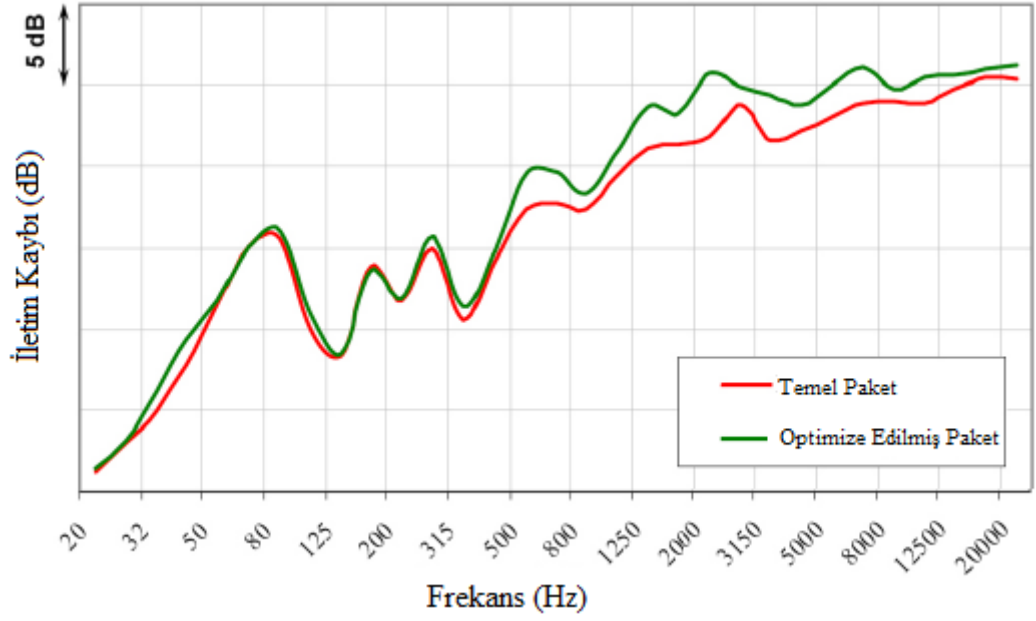
Şekil 4.22: Farklı akustik paketlerin sürücü kulağındaki ses seviyelerine etkisi [6].



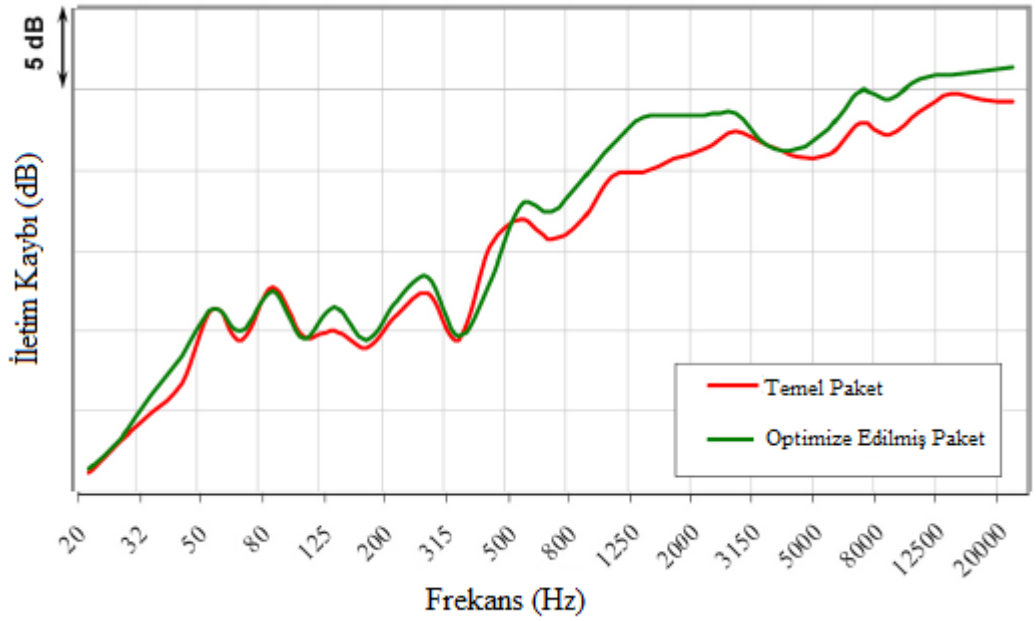
**Şekil 4.23:** Farklı akustik paketlerin yolcu kulağındaki ses basınç seviyelerine etkisi [6].

#### 4.2.5 Akustik paket optimizasyonu

Pasif akustik paket klasik ses yutucu, bariyer ve sönümlenme malzemesinden oluşur. Kullanılacak malzemenin artmasıyla ağırlık ve maliyetin arttığı düşünülürse akustik hedeflere ulaşmak da önemli bir parametre haline gelecektir. Akustik paket gürültüyü yalnızca düşürmez ayrıca onu faydalı ve tüketici isteklerini karşılayacak şekile de getirir. Buradaki esas uğraş noktası gövde panel kalınlığını azaltarak akustik konusunda iyileşmiş aynı zamanda da toplam ağırlığı azalmış bir taşıt ortaya çıkarmaktır. Tüm bu amaçlar doğrultusunda “overkill and windowing” metodu çok önemli parçalara uygulanır ise akustiği 7 dB geliştirmek için gerekli olan malzemenin ağırlığı 29 kg dır. Buna karşın hassas çalışmalarda zemin panelinin belirli bölgelerine sönümleyici, yolcu kabinine ise ses bariyeri ve ses yutucusu uygulanır ise aynı gürültü kalitesi için ağırlıkta 10 kg azalma görülmüştür. Aşağıdaki şekilde önlemler ile ağırlık farkı olduğu halde akustik performansların birbirine oldukça yakın olduğu görülmektedir.



Şekil 4.24: Akustik paketin sürücü kulağı seviyesi iletim kayıpları üzerine etkisi [6].



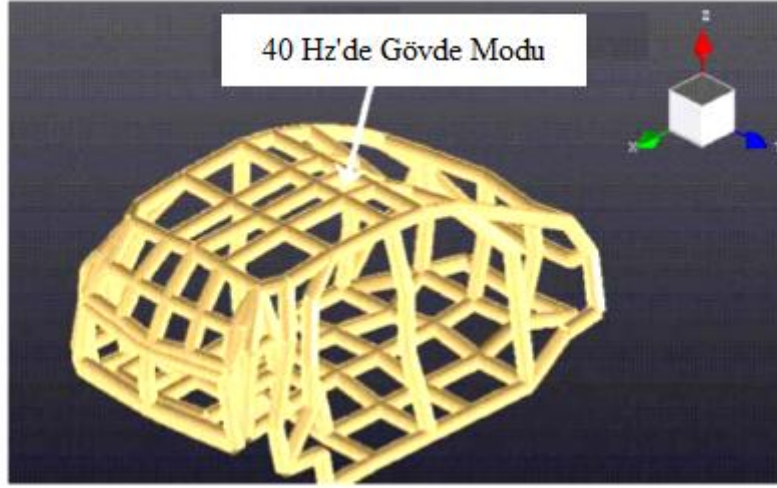
Şekil 4.25: Akustik paketinyolcu kulağı seviyesi iletim kayıpları üzerine etkisi [6].

#### 4.2.6 Düşük frekansta gürleme sesi (Booming)

Düşük frekanslı “gürleme” sesi en çok rahatsız edici kabin içi gürültülerinden biridir. Bu nedenle henüz tasarım aşamasında ve mümkün olduğunca erken tespit edilmelidir. Düşük frekanslı gürleme 3. ve 4. vites düzeylerinde ve 2000-2400 devir dolaylarında incelenmektedir.(40 Hz civarı) Yapısal modal test tekniği uygulanarak paneldeki esas gürleme ve gürültü yayılım bölgesi belirlenir. Şekil 2’de 40 Hz deki

yapısal mod görülmektedir. Bu uygulamada ön tavan alanı ya da çatı başlığı (iç boşluğa sıkıca bağlanmış bölge) netçe ortaya konur.

Basit test düzeneği ön cam tepesi ve tavan merkezi arasında rijit bir bağlantı yapılarak işletilir. Bu düzenek doğrusal uyarıtı için gürleme gürültüsünü ve geçiş frekansını ortadan kaldırmak için kullanılır. Aynı sınır şartlar tüm taşıta uygulanır.



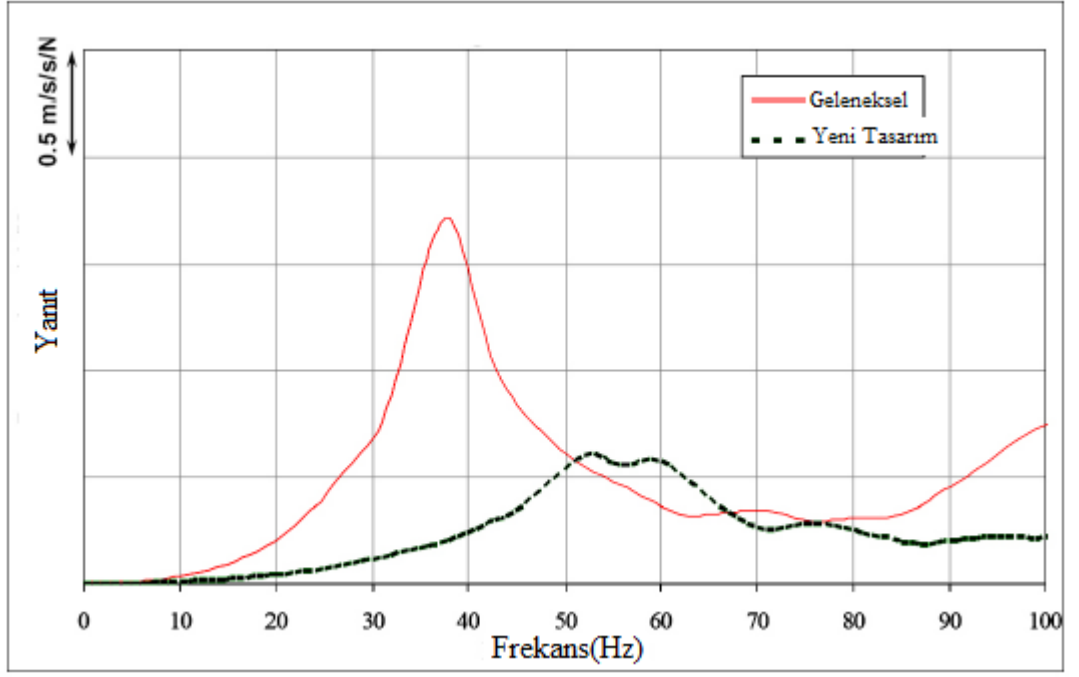
**Şekil 4.26:** 40 Hz deki yapısal gövde modu.

Ağırlık ve maliyet etkilerine karşın 4-14 dB arasında bir düşüş sağlanır.

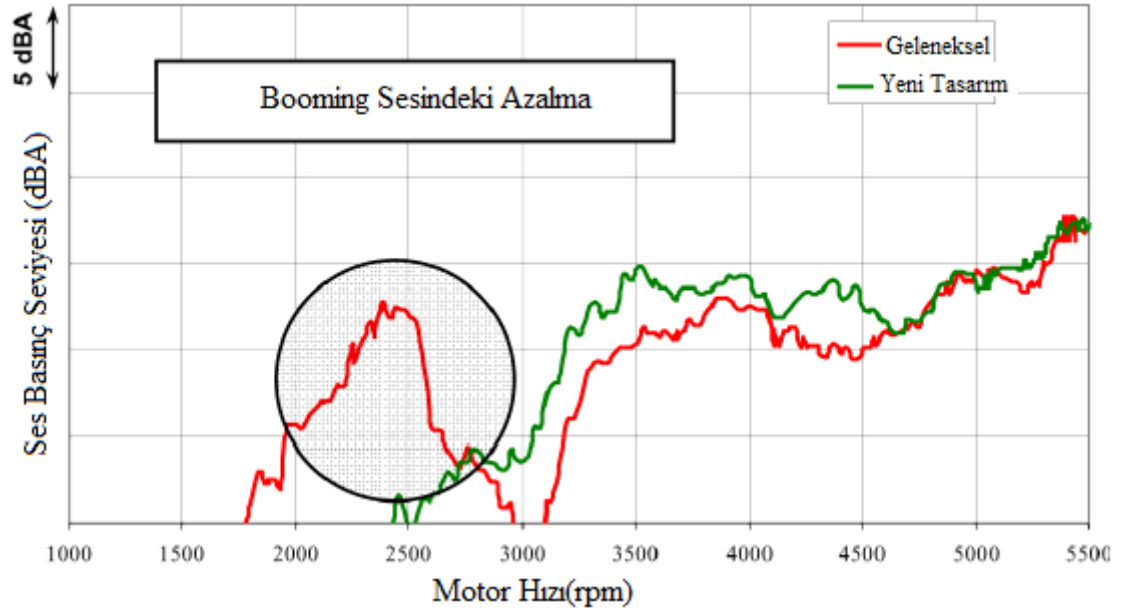
#### **4.2.7 Alüminyum uygulamaları**

Otomobillerde hafif metal kullanımının yaygınlaşmasıyla birlikte alüminyum da otomotiv endüstrisine girmiştir. Bu gelişmeye paralel olarak günümüzde ortalama bir arabada çok çeşitli alüminyum parçalar kullanılır hale gelmiştir. Örneğin döküm yöntemiyle alüminyumdan imal edilmiş silindir kafaları, disli kutusu gövdeleri, jantlar; ekstrüzyon yöntemiyle alüminyumdan imal edilmiş radyatörler, koltuk kizakları, darbe çubukları vb. Alüminyumdan imal edilmiş parçalar, aracın toplam ağırlığının yaklaşık %6'sini teşkil eder hale gelmiştir.

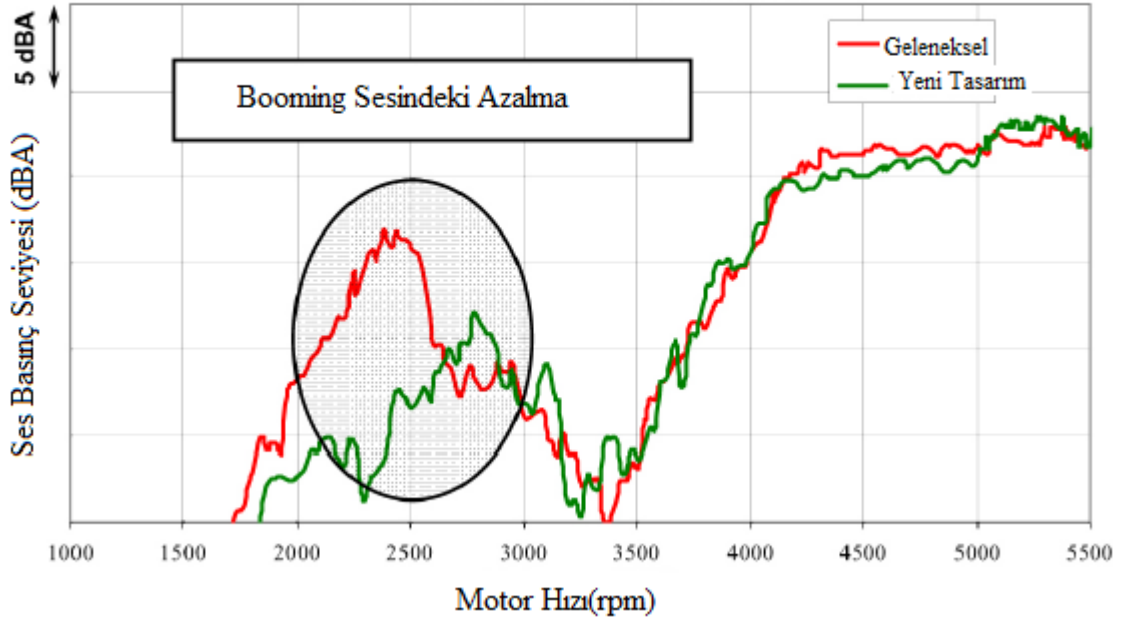
Alüminyum, ağırlık azaltılmasında kilit rol oynamaktadır. Çünkü alüminyum emniyet ve konfordan ödün vermeden güvenle kullanılabilen bir malzemedir. Yoğunluğu çelik ve bakirin üçte biri kadardır. Diğer malzemelere göre hafif bir malzeme olması alüminyumun başta gelen avantajlarından biridir. Hafif olmasına rağmen mukavemetinin yüksek olması ise arabalarda yaygın olarak kullanımının temel sebebidir. Alüminyum kullanımıyla birlikte orta büyüklükteki (1400 kg) bir araçta, 300 kg'a kadar ağırlık tasarrufu sağlamak mümkündür. Bu durum orta büyüklükteki bir araç için toplamda %20'den fazla ağırlık tasarrufu anlamına gelmektedir.



Şekil 4.27: Tavan noktasındaki booming sesindeki değişim [6].



Şekil 4.28: Sürücü kulağı seviyesinde birinci dereceden gürültü değişimi [6].



**Şekil 4.29:** Sürücü kulağı seviyesinde birinci dereceden gürültü değişimi [6].

Malzemenin geri dönüşümü açısından bakıldığında da Alüminyum essiz bir malzeme olarak karsimize çıkmaktadır. Malzemenin kalitesi bozulmadan alüminyumun geri dönüşümü başarıyla sağlanmaktadır. Alüminyumun hurda değeri bu anlamda oldukça yüksektir. Otomobillerde kullanılan alüminyumun %95'i hurda alüminyumdan yeniden dönüştürülerek imal edilebilmektedir.

Alüminyum'un  $2,7 \text{ g/cm}^3$  lük yoğunluğu ile, performans ve emniyetten ödün vermeden 300 kg'a kadar ağırlık tasarrufu sağlayan malzemedir. Bazı parçalar için alüminyum, aynı kalınlıktaki çeligin yerini alabilmektedir. Böylece % 65 'lik bir ağırlık tasarrufu dahi sağlanabilmektedir. Ancak çeligin yerini alan çoğu alüminyum parçada kalınlık artırılmak suretiyle çelikle aynı mukavemet sağlanabilmektedir. Yapısal uygulamalarda en çok karşılaşılan oran 1,5 'tur. Örneğin 0,8 mm kalınlığındaki çelik parça yerine 1,2 mm kalınlığında alüminyum kullanılabilir. Bu durumda ağırlık tasarrufu %50 olmaktadır.

Otomobillerdeki yapının kinetik enerjiyi yutma kapasitesi, kullanılan malzemenin mekanik karakteristikleri, tasarım ve montaj şekilleri ile belirlenmektedir. Yapılan çok sayıda çarpışma testi, enerji yutma karakteristiklerinin alüminyum kullanımı ile iyileştirilebildiğini göstermektedir. Bu sebeple alüminyum ön darbe sistemlerinde kullanım için idealdir.

Özetle alüminyum parçaların tercih edilmesinin en önemli sebepleri su şekilde sıralanabilir :

- Hafif olması,
- Isı iletkenliğinin yüksek olması,
- Korozyon dayanımının yüksek olması,
- Estetik ve güzel görüntü sağlaması,
- Elektrik iletkenliğinin iyi olması.

Aşağıdaki örnekte alüminyum ve çelikten yapılmış olan birer adet otobüsün karşılaştırması yer almaktadır. Aşağıdaki Çizelge 4.8 de çelikten yapılmış olan referans taşıtın verileri yer almaktadır.

**Çizelge 4.8:** Referans çelik taşıtın özellikleri [8].

Otobüs Tipi	Şehir İçi
Yakıt Tipi	Dizel
Yolcu Kapasitesi	44
Projeksiyon Alanı	7.8 m <sup>2</sup>
Şasi	Ashok Leyland Viking
Toplam Uzunluk	10590 mm
Toplam Ağırlık	11500 kg

Çizelge 4.9 da ise gövde yapısı ve diğer yapısal komponentlerin alüminyum ve çelik gövdeler için ağırlık karşılaştırmaları yer almaktadır. Ortaya koyulan veriler göz önünde bulundurulduğunda taşıtta %46 dolaylarında bir hafifletme sağlandığı ortaya çıkmaktadır.

**Çizelge 4.9:** Çelik ve alüminyum otobüslerin ağırlık kıyaslamaları [8].

Gövde Sistemler	Çelik Otobüs (kg)	Alüminyum (kg)
Üst Yapılar	2400	1396
Gövde Panelleri	700	378
Diğer Komponentler	960	518
Toplam Gövde Ağırlığı	4060	2192
Toplam Taşıt Ağırlığı	11500	9632

Bunun yanında aşağıdaki çizelgede ise tüm kullanım ömrü boyunca her iki otobüsün enerji tüketimi ve yakıt tasarrufları yer almaktadır.

**Çizelge 4.10:** Alüminyum ve elik otobüslerin ömür boyu enerji tüketim kıyaslaması [8].

Taşıt Tipi	elik Otobüs	Alüminyum Otobüs
Ortalama mr(km)	6000000	6000000
Gerekli Enerji(MJ/km)	12.12	10.17
Ömür Boyu Gerekli Enerji(MJ)	7272000	6102000
Yakıt Ekonomisi(km/l)	3.13	3.57
Ömür Boyu Yakıt Tüketimi(l)	191693	168067
Ömür Boyu Yakıt Tasarrufu	-	23626

Buradaki yakıt ekonomisi değerleri taşıt dirençlerinden yola çıkararak elde edilmiştir. Ortalama taşıt ömrü km/l cinsinden yakıt ekonomisi değerine bölünerek kullanım ömrü boyunca oluşturulan yakıt tüketimleri hesaplanmıştır. Elde edilen yakıt tüketim değerleri arasındaki aşağıda görülmektedir.

Buradan da görüleceği gibi alüminyumun çeliğe karşı hafifletme temelli olarak önemli bir avantajı bulunmaktadır. Kullanım sresinde elde edilen bu kazanımlara üretim sürecindeki artılar eklendiğinde alüminyumun önemi bir hayli artmaktadır.

Bunların yanında alüminyum uygulamalara bünyesinden yer veren bazı otomotiv şirketlerine ait örnekler şöyle sıralanabilir;

Audi A8 modeli alüminyum uzay çatılı modeliyle ağırlıklarını %40 dolaylarında azaltmayı başarmıştır. Bunu sağlarken kullandığı 385 kg lık alüminyumun; 125 kg ı sac, 70 kg'ı ekstrüzyon, 150 kg'ı döküm ve 40 kg'ı da diğer alüminyum formlardadır.

Ford AIV basma alüminyum gövde yapısı ile klasik elik modelinden 200 kg daha hafiftir. Bu hafifletme sağlanırken yaklaşık 270 kg alüminyum kullanılmıştır.

Honda NSX ise 210 kg lık gövde iskeletine, 100 kg dolaylarında bir şasi bileşenlerine ve 130 kg 'lık aktarma organları ağırlığına alüminyum kullanımı sayesinde ulaşmıştır.

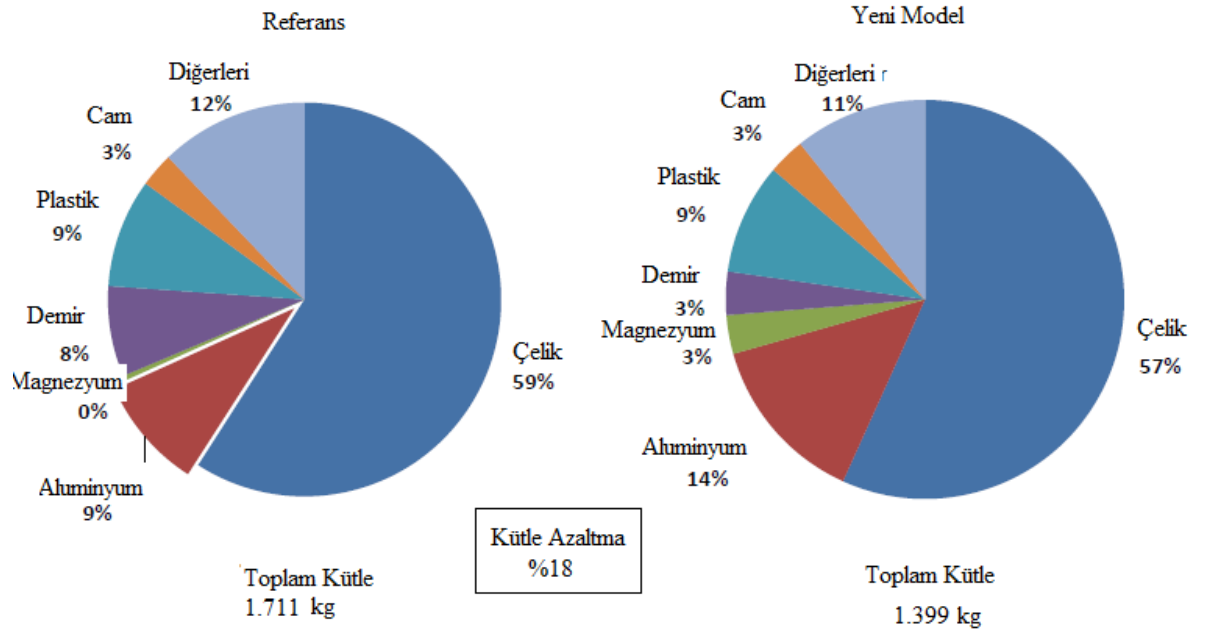
Ayrıca aşağıda Toyota Venza modelinin klasik konsepti ile alüminyum gövde yapısına sahip konseptinin kıyaslaması yer almaktadır. Alüminyum konsept

gövdenin farklı kısımlarında önemli ağırlık düşüşleri sağlamıştır. Toplamda ağırlıkta sağlanan azalma 208 kilogramdır. Bu klasik konseptte bir taşıtın %40'ına denk düşer.

**Çizelge 4.11:** Alüminyum kütlede ağırlık azaltmaları [8].

	Referans(kg)	Alüminyum Uygulama(kg)	Azaltma(kg)
BIW	378	220	162
Kapılar	96	67	28
Kaporta	18	10	8
Kapak	15	8	7
Tampon	7	5	2
Toplam	514	310	208 (%40)

Altındaki şekilde ise taşıtın tamamında yapılan optimizasyonlar sonucunda ortaya çıkmış olan malzeme dağılımları yer almaktadır. Çelik ve demirdeki azalmalarla ve alüminyum oranındaki artışla birlikte toplam taşıt ağırlığından %18 dolaylarında azalma sağlanmıştır.



**Şekil 4.30:** Referans ve yeni alüminyum tasarım taşıtların ağırlık bakımından malzeme oranları [8].

Azalan bu ağırlıkların ve değişen malzeme cinslerinin ağırlık düşüşüne, maliyete ve yakıt ekonomisine olan etkileri de aşağıda yer almaktadır.

**Çizelge 4.12:** Tüm taşıt kütle optimizasyonu [8].

	Çoklu Malzeme	Alüminyum
Gövde Kütle Düşüşü	% 14	%39
Toplam Taşıt Kütle Düşüşü	% 18	%28
Maliyet Etkisi	-\$0,47/kg	+\$1,12/kg
Yakıt Ekonomisi Etkisi	3.1 MPG	4.8 mpg

Verilen deneysel sonuçlar alüminyum oranındaki artışın getirilerini ortaya koymaktadır. Bunun yanında alüminyum kullanımı ile gerçekleşen hafifletmeler NVH performansındaki düşüş eğilimini artırmaktadır. Bunun yanında sertlik konusunda da çelişki ihtimali ortaya çıkmaktadır. Aşağıda sertlik ve NVH bakımından deneysel sonuçlar verilmiştir.

Burulma ve eğilme katılığı konusunda gelişme sağlandığı gözlenmektedir. Frekanslarda gerçekleşen artışlar doğal frekans göz önünde bulundurulduğunda göz ardı edilebilir ölçüdedir.

**Çizelge 4.13:** Alüminyum tasarımın NVH performansı [8].

	Toplam Burulma Modu (Hz)	Yanal Eğilme Modu (Hz)	Arka Kısım Kafa Vurma Modu (Hz)	Burulma Katılığı (KN.m/rad)	Eğilme Katılığı (KN/m)	Ağırlıklar (kg)
Referans Model	54.6	34.3	32.4	1334	18204	407.7
Alüminyum Model	64.5	39.3	40.7	1469	19855	243
Fark (%)	+18.1	+14.6	+25.6	+10.2	+9.2	-40.4

#### 4.2.8 Tasarlanmış levhalar yöntemiyle optimizasyon

Tasarlanmış levhalar; birbirinden farklı mekanik özelliğe, kalınlığa ve kaplamaya sahip malzemelerin aynı levhada (blank) kullanımına olanak sağlayan bir işlemdir. Temelde özel levha yöntemleri; özel haddelenmiş levha (Özel haddelenmiş levhalar)

ve özel kaynaklanmış levha (Özel kaynaklanmış levhalar) olmak üzere iki ana başlık altında toplanabilir.

#### **4.2.8.1 Özel haddelenmiş levhalar yöntemi**

Özel haddelenmiş levhalar (TRB)(özel haddelenmiş levha) hafif taşıt komponentleri üretmek üzere kullanılmaya başlanmış bir çelik haddeleme yöntemidir. Bu yöntem sürekli metal kalınlığında değişiklikler yapmaya olanak sağlar. TRB yöntemiyle aynı levha üzerinde farklı kalınlıkta ve farklı mekanik özelliklerde bölgeler oluşturulur. Bu sayede otomotiv tasarımlarında; ağırlık azaltma, kısmi yoğunluk azaltma, sermaye yatırımını düşürme, korunan ya da daha iyi hale getirilmiş bir dayanım karakteristiği fırsatları ortaya çıkarılmış olur.

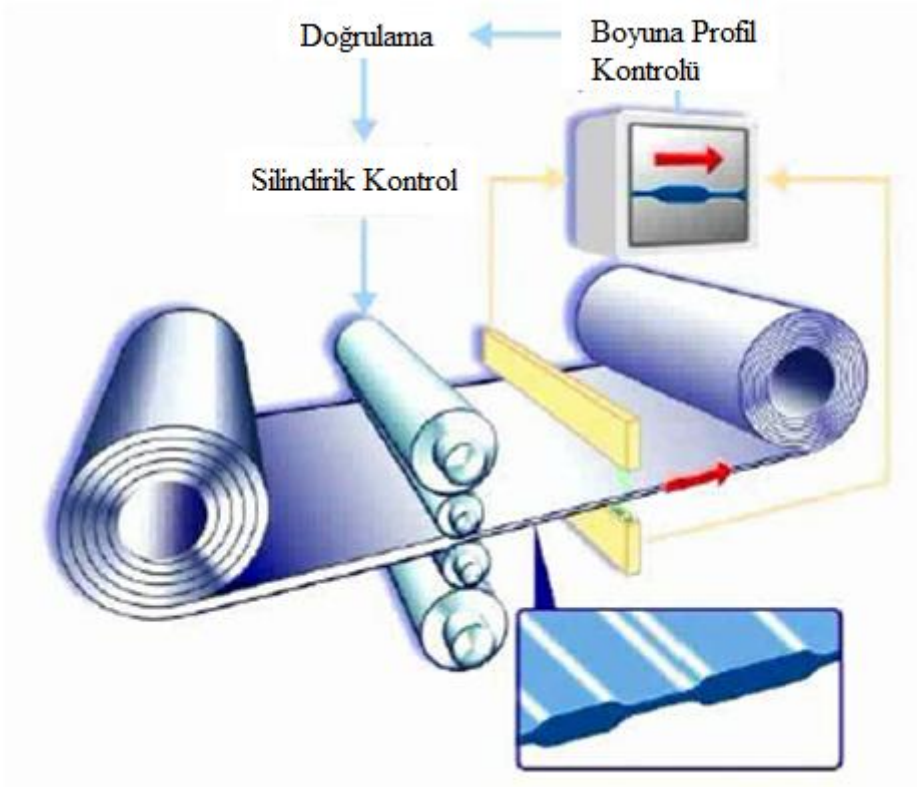
Bu konuyu ortaya koymanın amacı TRB teknolojisinin avantajlarını ortaya koymak ve taşıtının genel tasarım optimizasyonuna nasıl entegre olacağını açıklamaktır. Tasarım süreci NVH optimizasyonu ile başlar. Optimum NVH performansı cevabı ve özellikleri birinci dereceden yüzey modellemesinde kullanılır. Üniform hiperküp örnekleme ve regresyon yöntemi seçimi ile yüksek non lineer etkiler ve emniyet kemeri çekme yanıtı için yanıt yüzeyi modeli oluşturmada kullanılır. Optimum NVH tasarımı TRB parçaların optimum kalınlıklarını belirlemek için başlangıç noktası olarak kullanılır. Çoklu etki modları, kemer çekme tepkisi ve NVH düşünülerek ortaya koyulan taşıt uygulamaları; gövde altı TRB tasarım için önerilen prosesi açıklamak için kullanılır.

Ayrıca yöntemin uygulama prosesi de aşağıda bulunmaktadır.

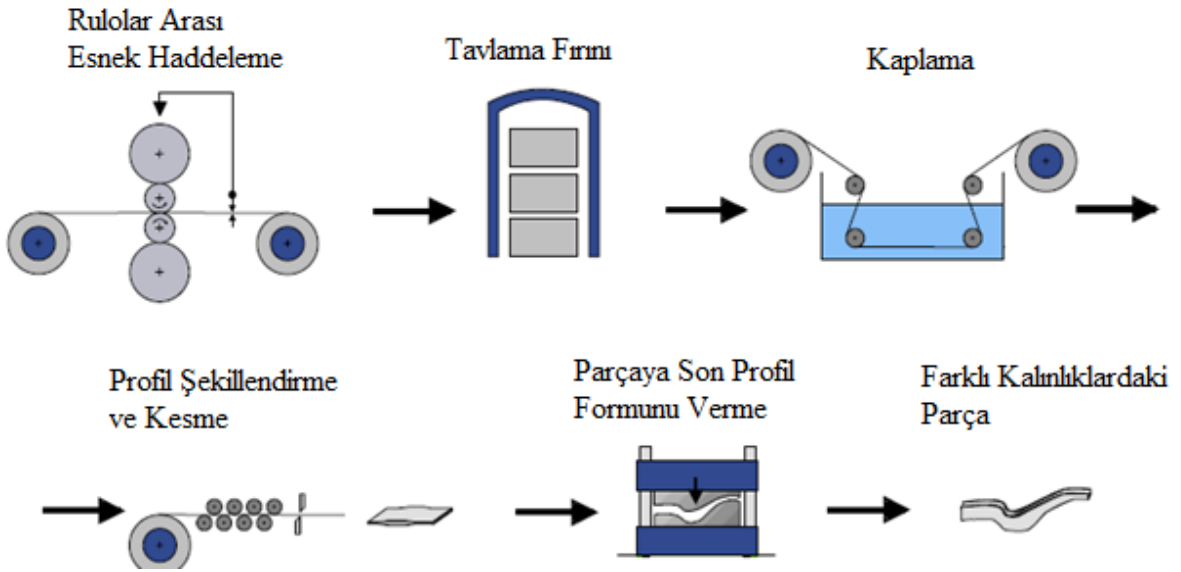
Yapılan optimizasyon sonucunda ağırlıktan kazanç %10-15 dolaylarındadır. Kullanılan parça sayısı teke düşmüştür.

Şekil 4.34'de TRB uygulamasının bir örneği bulunmaktadır. Örnekte B-Pillar parçası optimize edilmiştir.

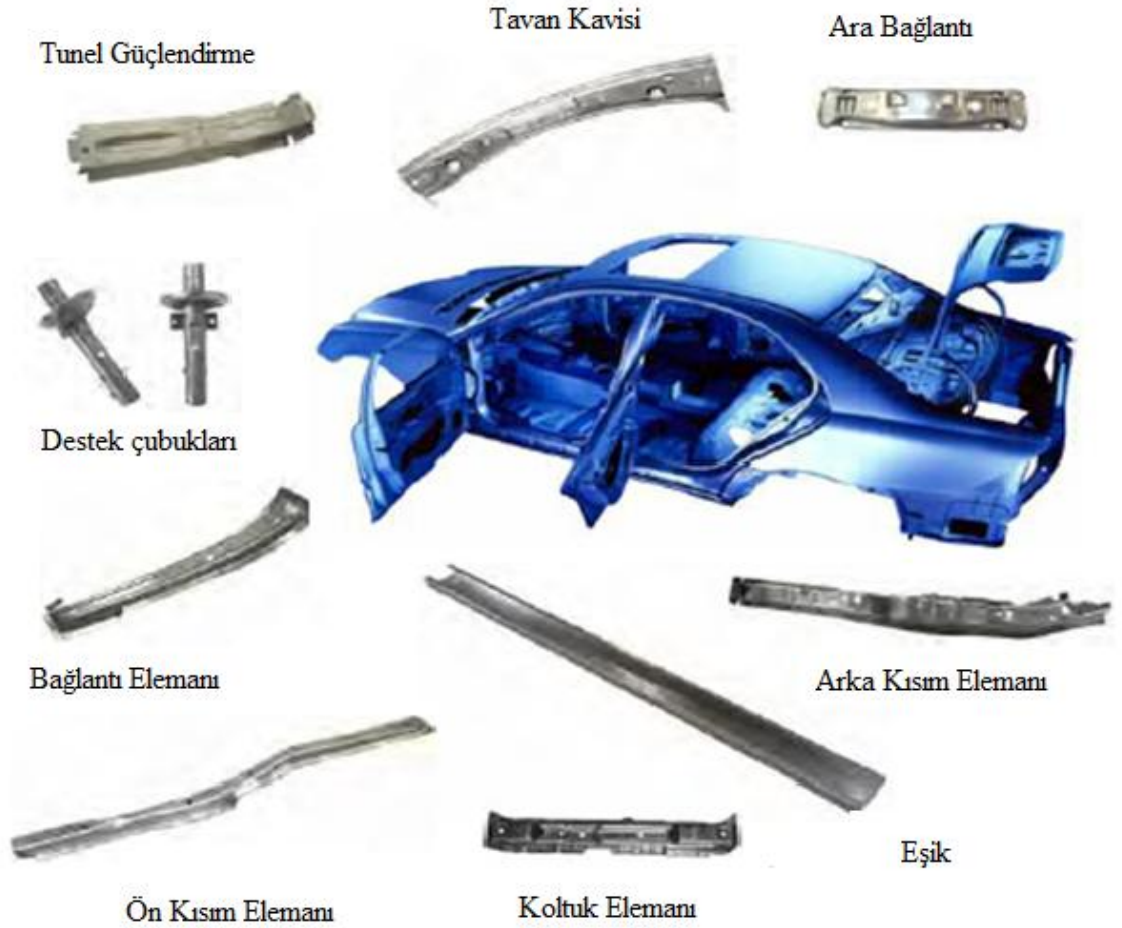
Yeni Focus için B-Pillar da uygulanan TRB yöntemi şekil 4.35'de görülmektedir.



Şekil 4.31 TRB'nin uygulama yöntemi [4].



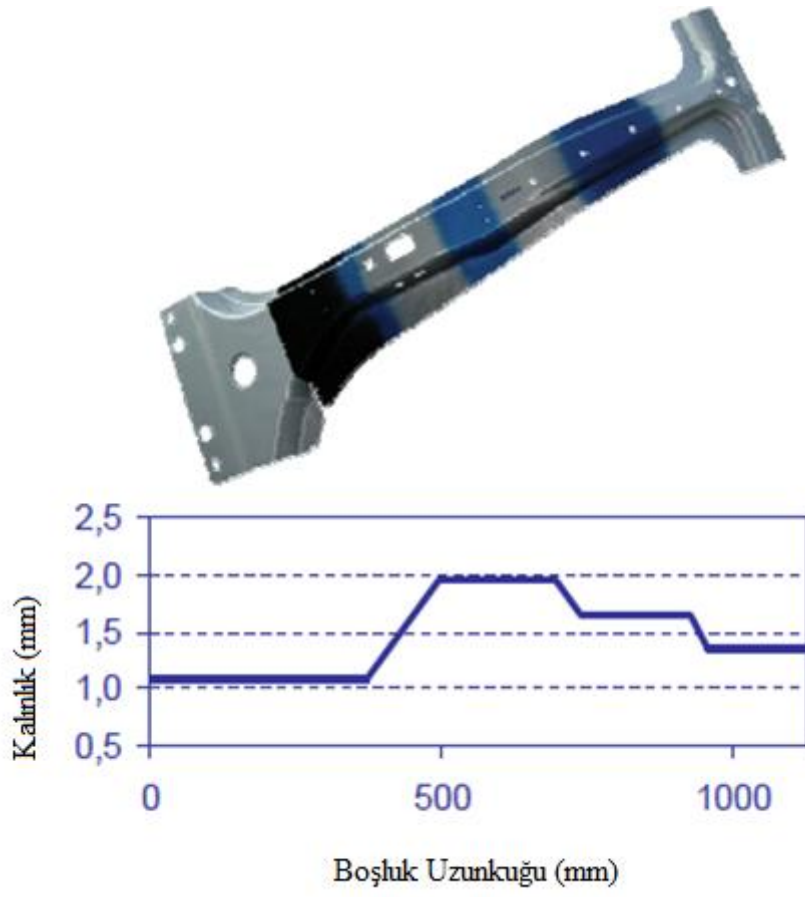
Şekil 4.32: Özel haddelenmiş levhalar yönteminin uygulama safhaları [4].



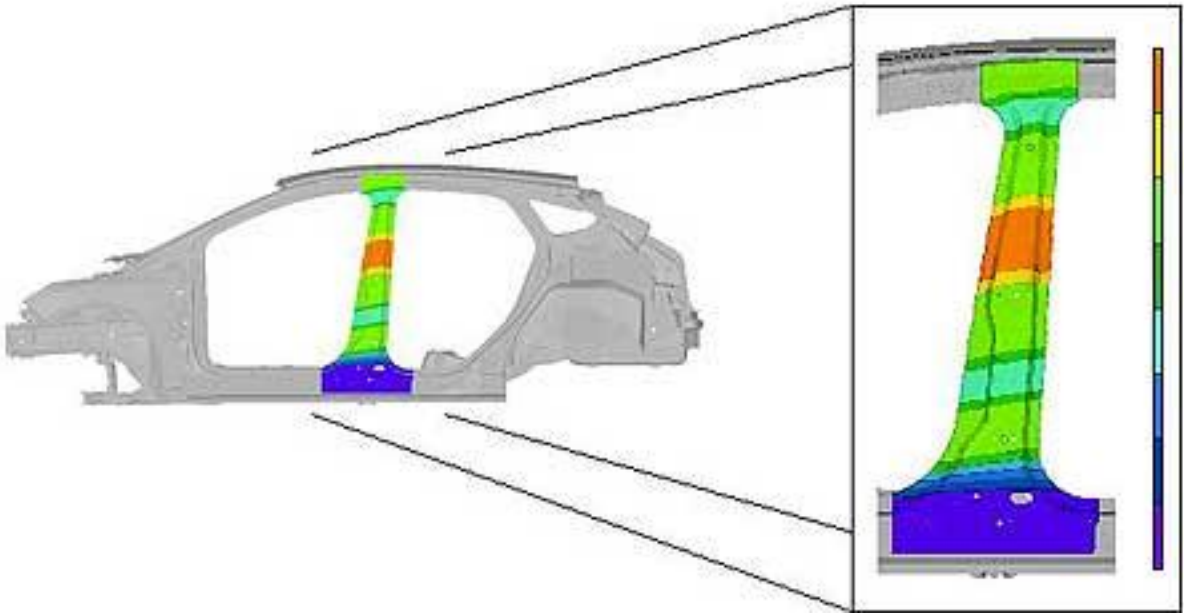
**Şekil 4.33:** TRB yöntemiyle üretilen bazı otomobil parçaları [4].

#### 4.2.8.2 Özel kaynaklanmış levhalar yöntemi

Özel kaynaklanmış levhalar(özel kaynaklanmış levha) teknolojisi otomotivdeki yapısal tasarımlar için oldukça büyük bir yenilemedir. TWB; farklı kalınlık, dayanım ve kaplamalara sahip olan birbirinden ayrı saclarının birbirleri ile lazer kaynağı yardımıyla birleştirilmesinden elde edilir. Özel kaynaklama yöntemi; ağırlık azaltma, etki direncini geliştirme ve maliyet azaltma gibi gereklilikleri karşılamaktadır. Bu çözüm yöntemi malzeme kullanım oranını optimize eder. Aynı zamanda teknik performans ve maliyet arasındaki dengeyi geliştirir. Boşluklar çok geniş aralıklı çelikten yapılır. Ayrıca farklı çeşitlerdeki galvaniz kaplı yüksek dayanımlı çeliklerde bu yöntemler için oldukça uygundur. Bunlar daha güçlü ve daha hafif bir özel kaynak yapılarını ortaya çıkarır. Ayrıca bu yöntem daha sert ve daha yumuşak çelikler için de entegre edilebilir.



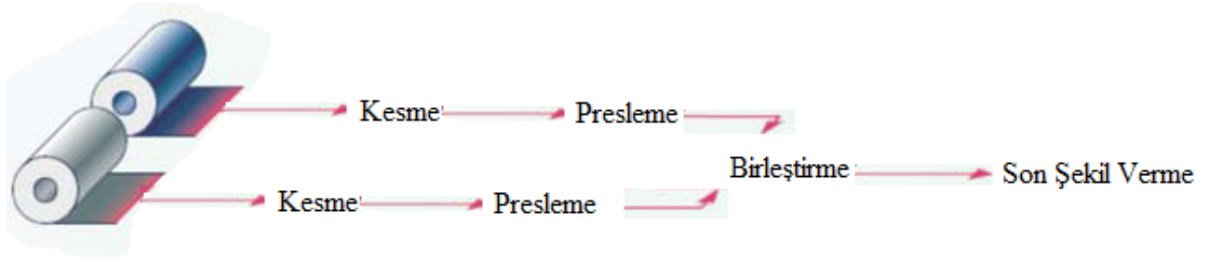
Şekil 4.34: B pılar uygulaması [4].



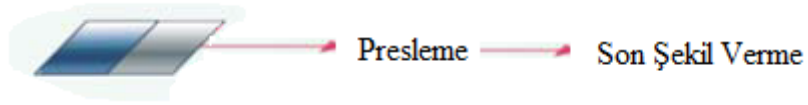
Şekil 4.35: B-pillar üzerindeki farklı kalınlık uygulamaları (kalınlık aralıkları 1.3 mm ile 2.7 mm arasında değişmektedir.) [4].

Laser kaynak teknolojisi ve yama teknolojisi bölgesel güçlendirme çalışmalarında eş çalışma ile birbirini tamamlarlar. Malzeme optimizasyonundaki getirilerinin yanı

sıra TWB'nin temel faydalarından bir tanesi de üretim prosesini basitleştirmesidir. Bu basitleşme şekilde de görüleceği gibi prosesin tek bir presleme adımına indirgenmiş olmasıdır.



Şekil 4.36: Geleneksel üretim süreci.



Şekil 4.37: Tasarlanmış levhalar uygulaması üretim süreci [4].

Bunların yanında aynı ağırlık için çalışma şartlarında gelişme, daha iyi katılık, daha iyi enerji absorpsiyon davranışı, daha iyi yorulma dayanımı ve büyük yüklere direnç sağlanmaktadır.

TWB'nin uygulama örneklerinden bazıları şöyle sıralanabilir;

Gövde yan panelleri ve kapılar; bu yöntem sayesinde daha düşük ağırlığa sahip olmuşlardır. Buna ek olarak parça sayısında azalma ve mukavemet de artışı gibi etkileri de bulunmaktadır.

- Takviye parçaların kaldırılması
- Daha düşük ağırlık
- Parça sayısında azaltma
- Yüksek dayanımlı malzeme kullanımı ile darbe dayanımında iyileştirme
- Levhada daha efektif malzeme kullanımı

İç kapı panelinde rijitlik yaklaşık olarak %40 dolaylarında artmıştır.

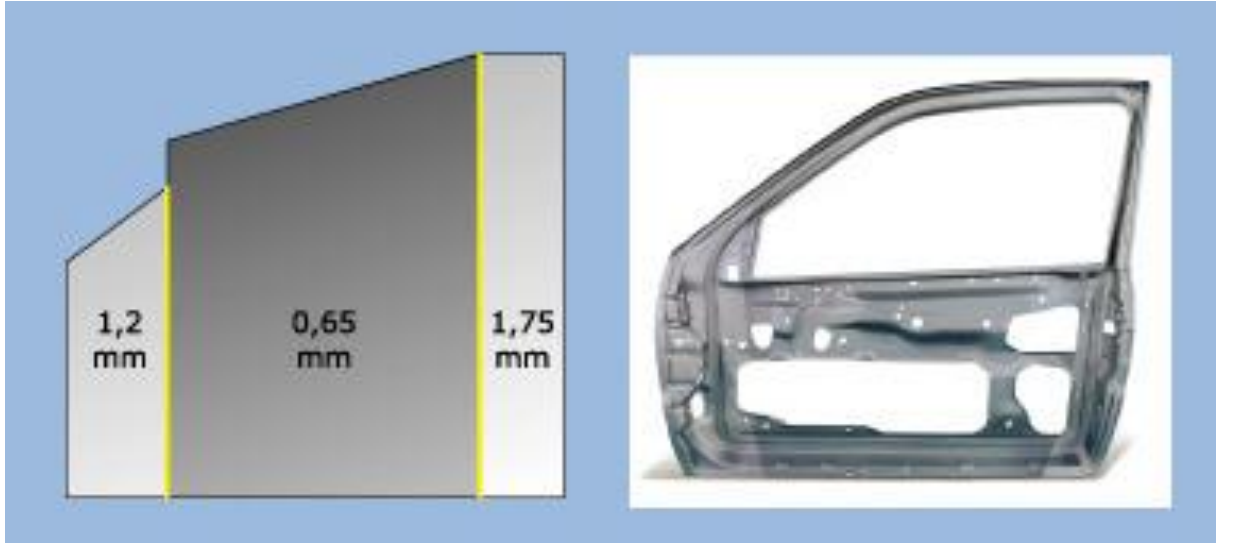
Çizelge 4.14 de görüldüğü gibi kapı eşiği kenarı üzerinde yapılan çalışmada TWB yöntemi uygulandığında elde edilen ağırlık düşüşü %17 dolaylarındadır.



**Şekil 4.38:** Gövde yan panelleri ve kapılar [4].



**Şekil 4.39:** Tekerlek davlumbazı ve şasi kolları [4].



**Şekil 4.40:** Kapı eşiği uygulaması [4].

Örneklerde de görüleceği gibi TRB ve TWB yöntemlerinin her ikisi de ağırlıkta önemli düşüşler sağlamıştır. Bunun yanında mukavemet özelliklerinde ilerlemeler kaydedilmiştir. Bunlar sağlanırken farklı kalınlıkların NVH kaynaklarına göre seçilmesi tasarımcıların NVH performansını artırmaları konusunda ellerini güçlendiren bir faktördür.

**Çizelge 4.14:** Tasarlanmış levhalar uygulamasının ağırlık azaltmaya etkisi [4].

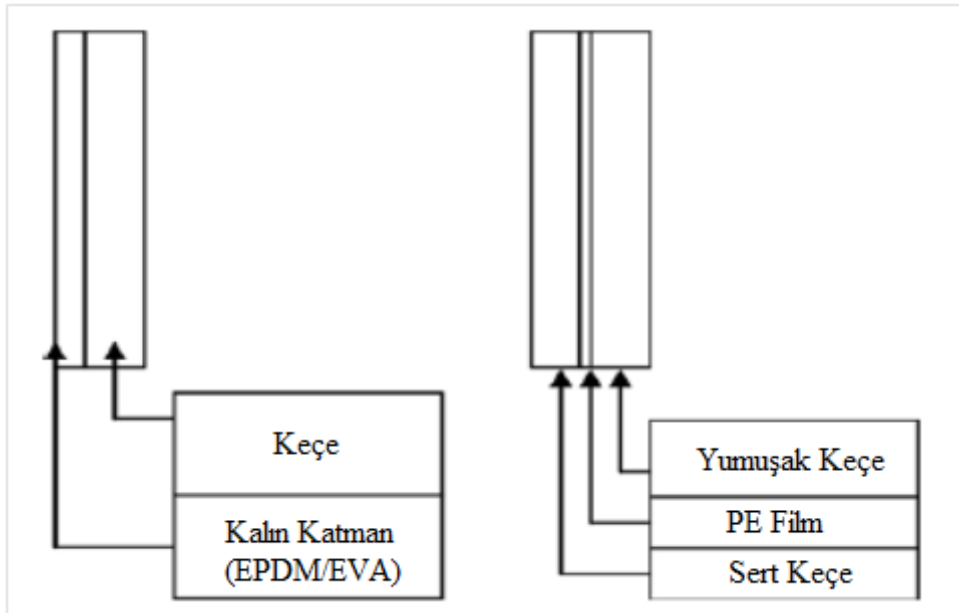
Örnekler	Parça Adı	Kalınlık	Parça Alanı (mm <sup>2</sup> )	Parça Ağırlığı (kg)	Toplam Parçaların Ağırlığı
Tailored Welded Blanks Üretimi Parça	Dayanımlı Kapı Eşiği	1.00	220484	1730	3233
		1.40	136683	1502	
Klasik Metodlarla Üretilen Parça	Dayanımlı Kapı Eşiği	1.40	357168	3925	3925
				% Ağırlık Azaltma	17,6

## 4.3 İzolasyon

### 4.3.1 Hafif ses önleyici parça kullanımı

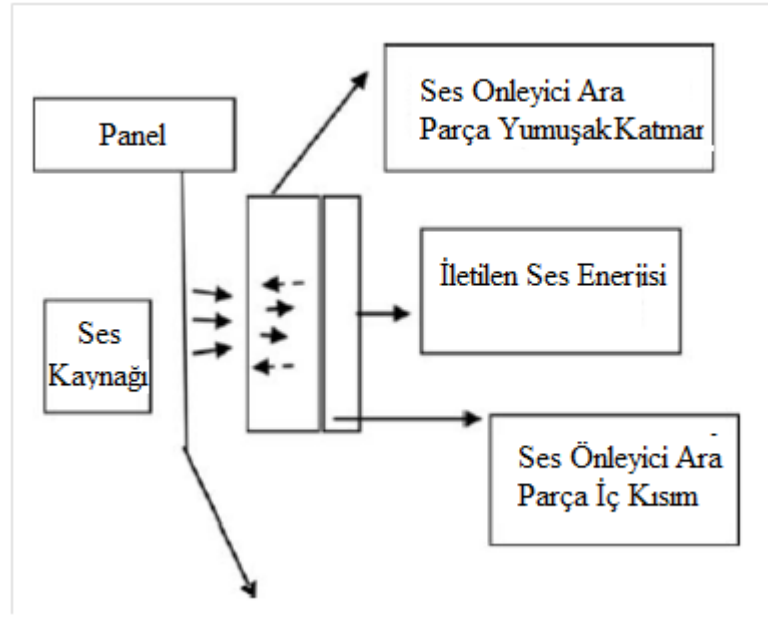
Gövde paneline bitişik olarak akustik bariyer yerleştirme işlemi otomotiv endüstrisi için ortak bir uygulama olmuştur. Bu sayede motor bölmesi kabinden ayrılır ve kabine gürültü girişi azaltılır. Bu türde ‘ses önleyici parçalar’lar 2 farklı katmandan oluşur. Birincisi; EVA(ethyl vinly acetate) ve EPDM(ethilen propilen dien monomer) den oluşan sert katman, ikinci katman ise keçedir. (felt) (Şekil 4.41)

Sert katman iletim bariyeri ve ses enerjisini tekrar motor odasına yansıtma fonksiyonuna sahiptir. Yumuşak katman ise ses dalgalarını kendi içersinde yayılırken yutar.(Şekil 4.42) Bu geleneksel yapı NVH karakteristiğinin anlamlı bir şekilde gelişeceği durum için ultra hafif yapı ile değişebilir.Ultra hafif ‘dash silencer’lar gelenekselde olduğu gibi 2 katmandan oluşurlar. Yeni durumdaki tek fark EVA/EPDM yerine termoplastik keçe kullanılır. Bu yeni malzemenin ağırlığı eski duruma göre %30-50 oranında daha azdır.



Şekil 4.41: Klasik tasarım ve yeni konsept [4].

Bu yeni konseptte ‘silencer’ın yumuşak katmanı yutucu gibi davranır ve motor bölümünden gelen enerjinin çoğunu yutar. Dalgalar yumuşak katmandan geçip sert katmana geldiğinde; sert katman enerjinin kabine girmesini önler. Dalgaları yeniden yumuşak katmanda emilmek üzere geri yansıtır.

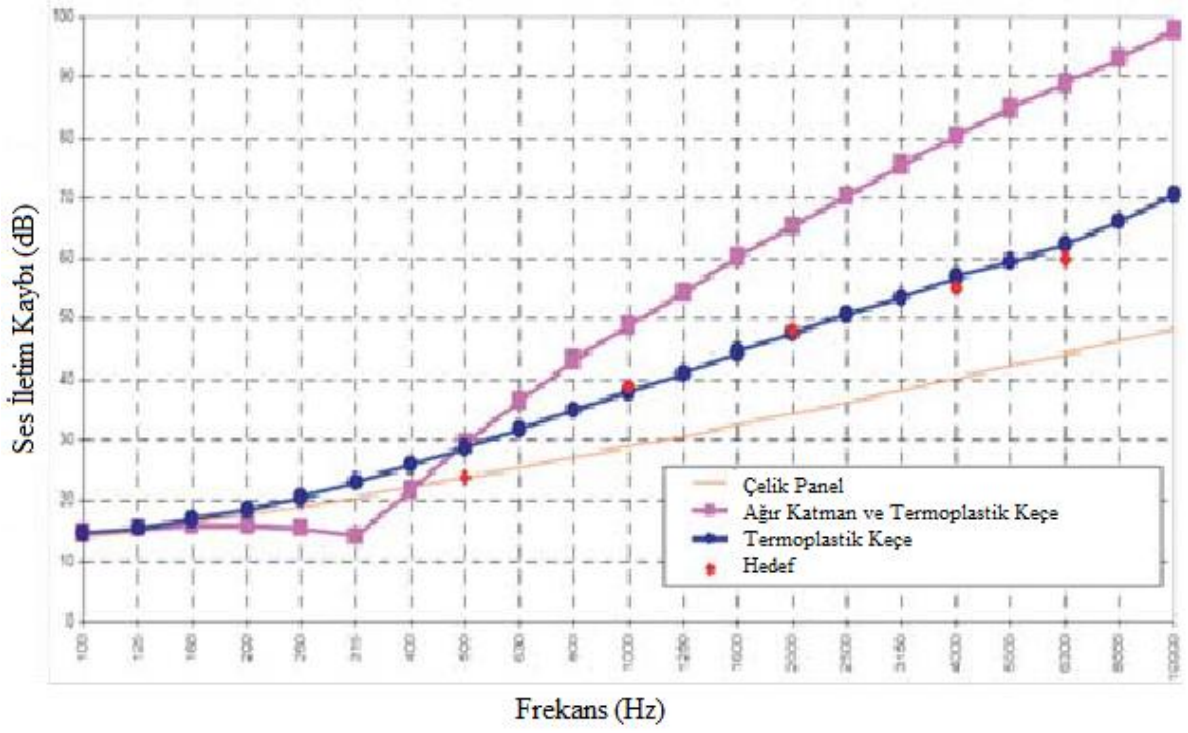


**Şekil 4.42:** Yeni konsept gürültü önleyicide ses yutumu [4].

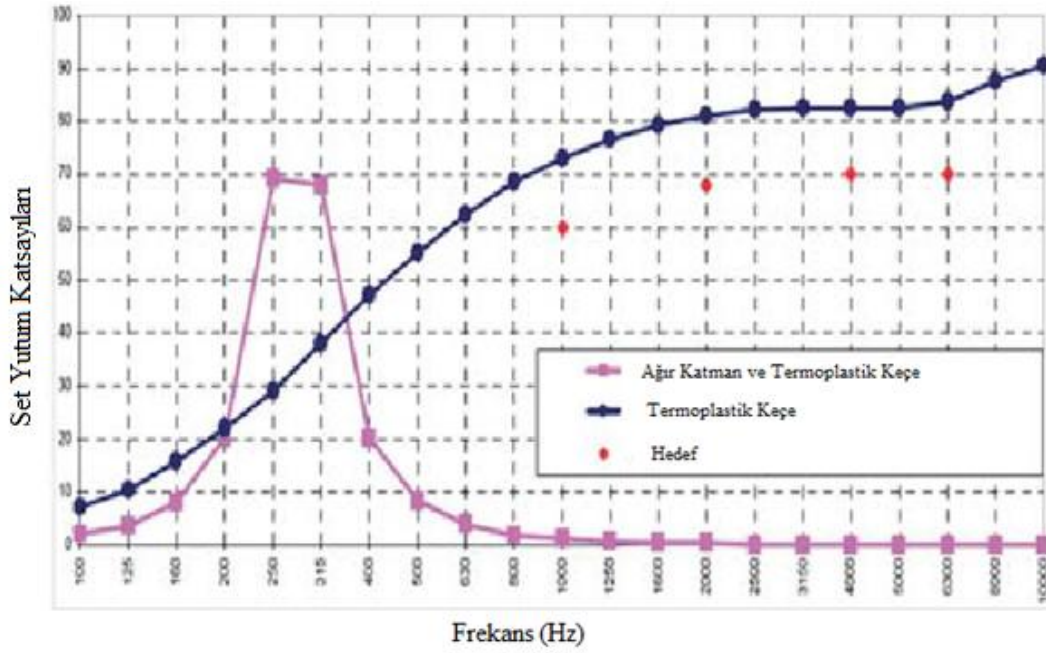
Geleneksel tip dash silencer orta ve yüksek frekans seviyelerindeki gürültülerde daha verimlidir. Ancak yutum performansı yüksek frekanslarda oldukça zayıftır. Buna karşın ortaya konan yeni tip dash silencer'ın performansı orta ve yüksek frekanslarda yutuculuk bakımından oldukça iyidir. İletim kayıplarının olması taşıt ihtiyaçları gözetildiğinde istenen bir durumdur. Bu tür yeni düşük ağırlıklı teknoloji dizel taşıtlardaki iletim kaybı gerekliliği fazla olduğundan düşük frekans seviyeli taşıtlara oranla daha çok tercih edilir.

Örnek olarak gürültü iletimi kaybı ve absorpsiyonu karakteristikleri (şekil 4.43 ve 4.44 de gösterilmiştir.) Klasik tip dash silencer 2600 GSM(ağır katman 1800 + termoplastik keçe 800) iken yeni önerilen tip dash silencer 1800 GSM(sert keçe 1000 + yumuşak keçe 800)'dir. Ağırlıktan elde edilen bu %30 kazancın yanında NVH performansı bakımından da önemli bir gelişim kaydedilir.

Bir başka örnekte geleneksel dash silencer petrol ve dizel karışımında ortak kullanılır.(ağır katman + yumuşak katman) Kullanılan dash silencer ın ağırlığı 4-6 kg dolaylarındadır. Ağırlığın bu seviyelerde olmasının nedeni NVH performansının istenen düzeye taşımaktır. Ancak NVH gereklilikleri petrol ve dizel taşıtlar için farklılıklar gösterir. Çünkü her iki türdeki gürültü kaynakları birbirinden farklıdır. Petrol taşıtlarda 1,5 -3 kg dolaylarında ağırlığa sahip olan dash silencer yeterli olacaktır. Bu da önemli bir hafifletmeyi, beraberinde getirir.



Şekil 4.43: Ses iletim kayıpları [4].



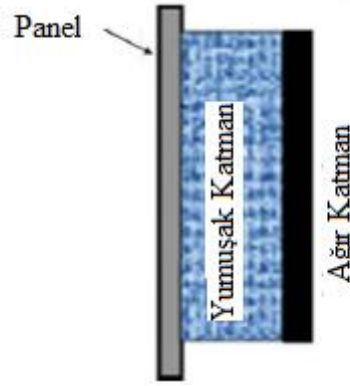
Şekil 4.44: Ses yutum katsayıları [4].

Buna ek olarak dash silencer larda katmanların pozisyonlarını yeniden ayarlayarak yapılan tasarım yenilemeleri ile taşıtların ağırlığını azaltma yoluna gidilebilir. Geleneksel tasarımda dash silencer tabandan başlayarak tepeye kadar aşağıda görüldüğü gibidir.(Şekil 4.45)

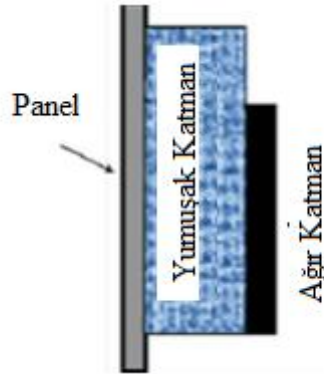
Farklı simulasyon sonuçları göstermektedir ki; izolasyonun üst kısımlara kıyasla alt kısımlarda yer alması daha işlevseldir. Bu yüzden sert tabaka aşağıya düşürülebilir. (Şekil 4.46)

Durumu daha iyi ortaya koymak adına farklı çalışmalar yapılabilir. Örneğin (Çizelge 4.15)de detayı verilmiş olan iki adet örnek hazırlanmıştır. Örneklerin resimleri Şekil 8 ve 9 da yer almaktadır. Önerilen dash silencer toplam iç dash silencer alanının %70 lik kısmından yapılmıştır. Sonuç olarak dash silencer dan yaklaşık olarak %20 lik bir boşluk kazanılmıştır. Farklı simülasyonlar aşağıda verilen farklı şartlar altında yapılmıştır. Alınan sonuçlar (Şekil 4.49) da yer almaktadır.

- Yalnızca dash panel olması durumu
- Dash panel ve dash silencer durumu
- Dash panel, dash silencer ve IP durumu



Şekil 4.45: Ses önleyici parçanın klasik yapısı [4].



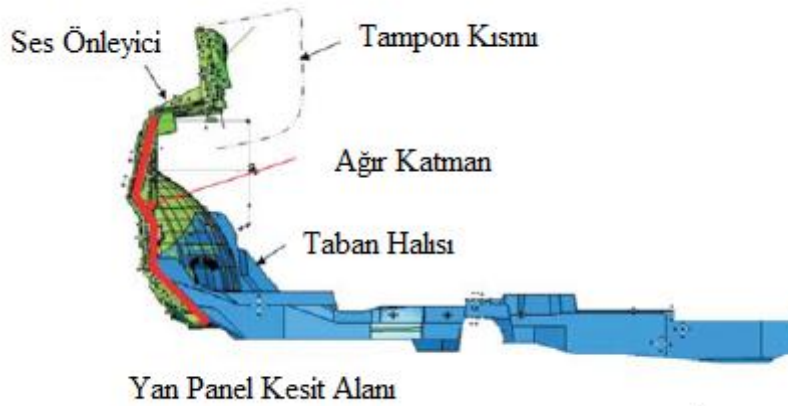
Şekil 4.46: Ses önleyici parçanın yeni konsept yapısı [4].

Ölçümler dash silencer 4 parçaya bölünerek yapılmıştır. Bunlar üst kısım, alt kısım, sağ ve sol kısım şeklindedir. Sonuçlar göstermektedir ki yüksek izolasyon üst kısma kıyasla alt kısımda daha fazla gereklidir. Dolayısıyla ile bu analiz üst kısım izolasyonundan tasarruf yapılabileceğini göstermektedir.

Bunun yanında sonuçlar göstermektedir ki ses iletim kaybı ve ses yutumu katsayıları kıyaslandığında yeni tasarım geleneksele göre daha iyi ses yutumu ve ses iletimi performansı göstermektedir. Görüldüğü gibi bu yolla aynı anda hem daha hafif hem de daha iyi NVH performansına sahip bir silencer oluşturulabilir.

**Çizelge 4.15:** Önerilen malzeme konsepti [4].

	Eski Uygulama	Önerilen
Sert Katman	EPDM 1800 gsm	EPDM 1800 gsm &70 içerikli
Yumuşak Katman	Termoplastik Keçe 800 gsm	Termoplastik Keçe 800 gsm

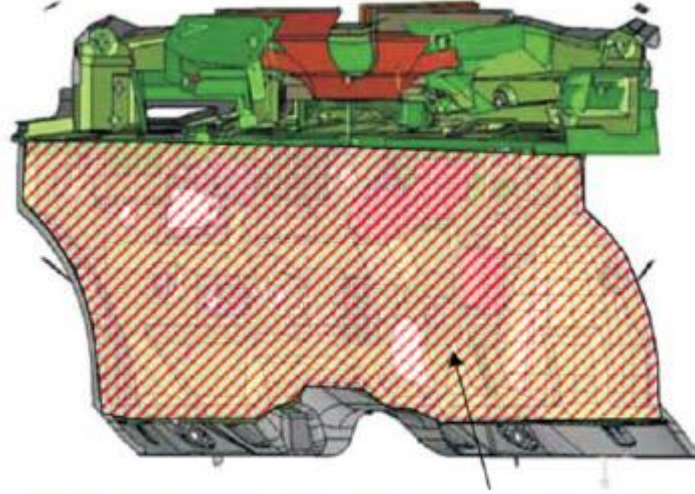


**Şekil 4.47:** Yeni konsept ses önleyicinin içeriği [4].

#### 4.3.2 Taşıt halılarında ses geçirmez kağıt kullanımıyla hafifletme

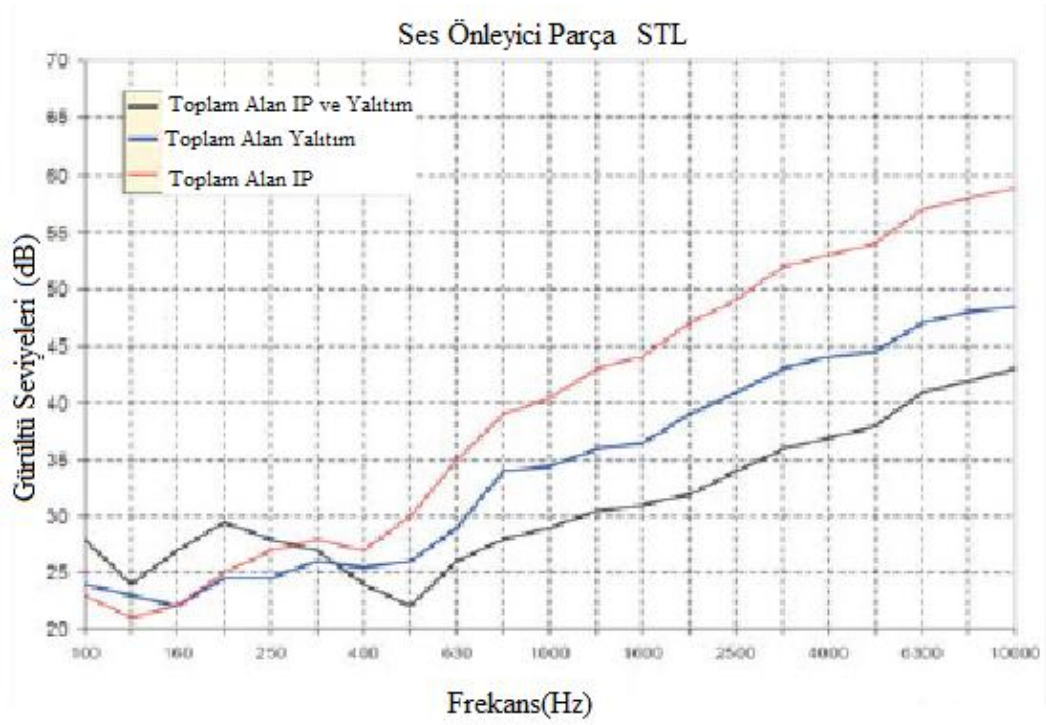
Geleneksel otomobil halıları üç katmandan oluşmaktadır.(Şekil 11)

- 1) İnce dokuma kumaş
- 2) Kalın tabaka (PE/PP)
- 3) Keçe/ Köpük



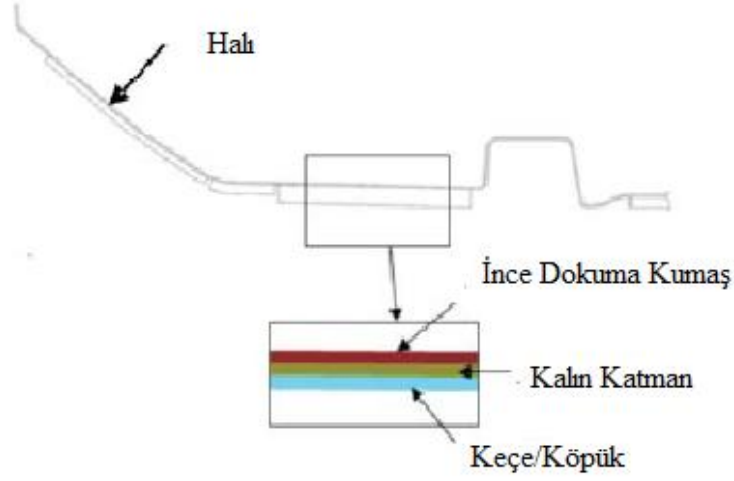
Toplam Ses Önleyici Alanın %70'i Kalın Katman Alanı

Şekil 4.48: Yeni konsept ses önleyicinin içeriği [4].

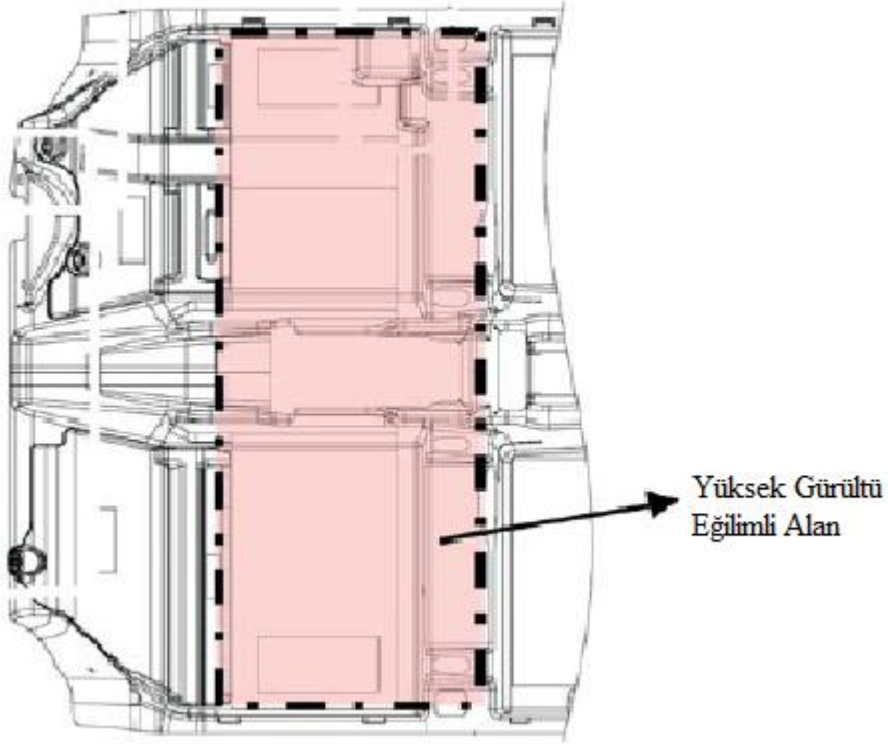


Şekil 4.49: Ses önleyici parça için toplam gürültü ölçümü [4].

Yüksek NVH performansı sağlanmak istendiğinde bu üç kısmın ortaya çıkardığı ağırlık yükselir. Ağırlıktaki bu toplam artış ağır katmanın yalnızca gerekli olduğu bölgelerde kullanılması ile optimize edilebilir. Yapılan yeni tasarımda local sound proof sheet eklemesiyle katman sayısı 4 e çıkarılmıştır. 4 katmanlı kısım yalnızca gürültü eğiliminin yüksek olduğu bölgelerde kullanılmıştır. Diğer kısımlar yine geleneksel üç katmanlı biçimde kalmıştır.



Şekil 4.50: Taban halısının temel yapısı [4].



Şekil 4.51: Ses geçirmez kağıdın bölgesel olarak ekleneceği alanlar [4].

Önerilen yeni halı tipi aşağıdaki sonuçlarda görüleceği gibi geleneksel tipe göre NVH performansını artırırken, ağırlığı da %10 azaltmıştır.(Şekil 14)

#### 4.3.3 Yeni jenerasyon dokuma olmayan hibrit mikrofiberlerin kullanımı

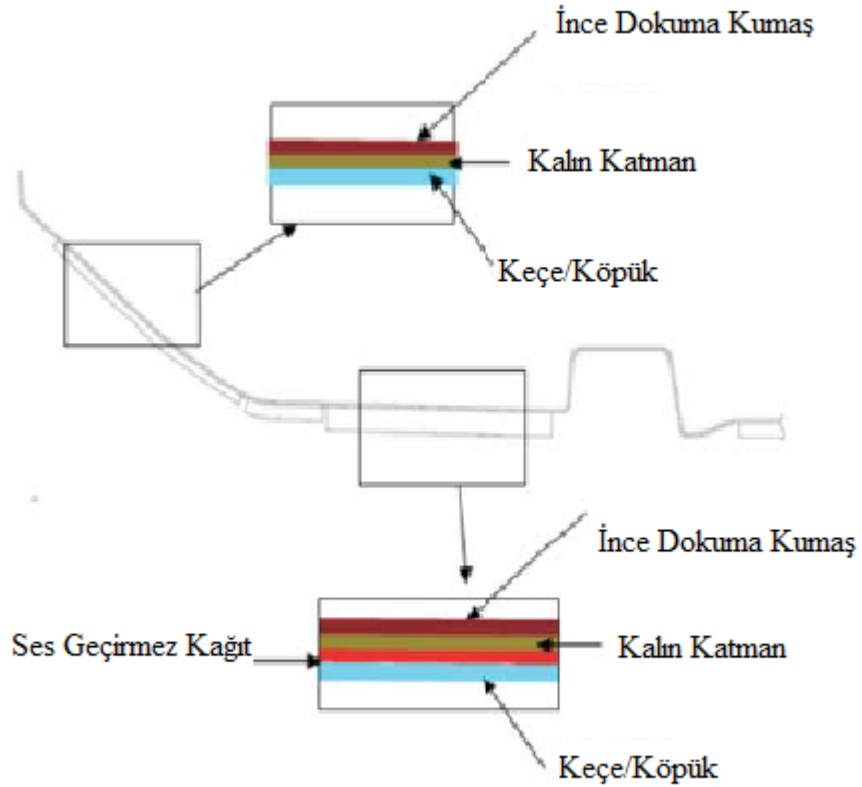
Taşıtlarda gürültüyü azaltmada mikrofiberler önemli bir yere sahiptir. NVH performansı bakımından geleneksel malzemelere karşı birçok üstünlüğü

bulunmaktadır. Geleneksel ses yutucu malzemelerden bazıları ve dezavantajları şöyledir;

- Keçe (Doğal ve Sentetik): Ucuz olmasına karşın ses yutuculuğu zayıftır. Yüksek bir yoğunluğa sahiptir ve suyu emer.

-Poliüretan Köpük: İyi bir ses yutuculuğuna sahip olmasına karşın suyu emer.

-Cam yünü: Alev geciktirici özelliği sağlaması oldukça zordur. Üretimi sırasında oluşturduğu tozlar oldukça zararlıdır.

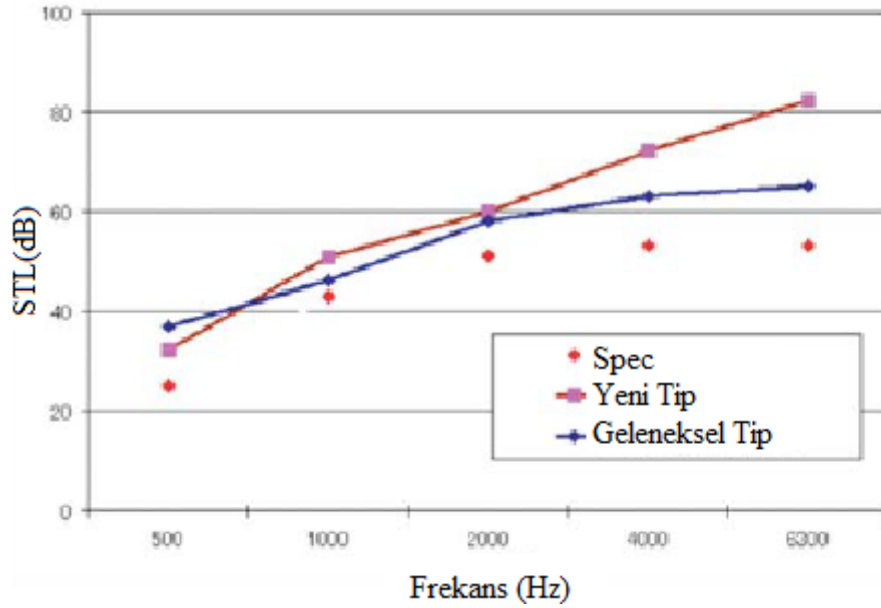


**Şekil 4.52:** Yeni önerilen konseptin yapısal detayları [4].

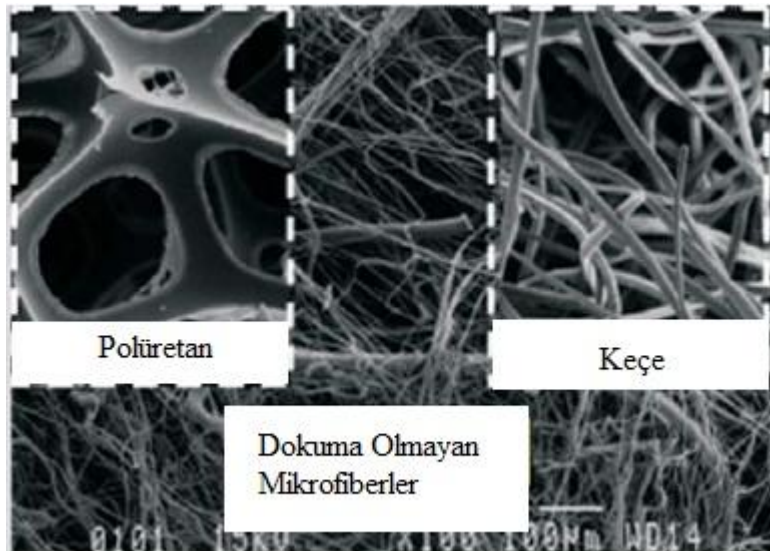
Daha iyi bir ses yutuculuğu için yeni nesil dokuma olmayan hibritmikrofiberlerin kullanımı uygundur. Yukarıda belirtilen dezavantajların hepsi bu yolla ortadan kalkmış olur. Temel yutum malzemesi olarak gürültüyü ısı enerjisine dönüştürme prensibi ile çalışır. Bunun yanında mikroyapısı ile diğerlerinden daha iyi ses yutuculuk özelliğine sahiptir. Mikrofiberler genelde PP fiber ve PET fiber olmak üzere iki çeşit iki farklı fiberden oluşur.

Keçe ile kıyaslandığında dokuma olmayan mikrofiberler yaklaşık %75 oranında bir hafifletme sağlarken daha iyi bir NVH karakteristiği ortaya koymaktadırlar. Bunun yanında daha iyi bir termal yalıtım da sağlamaktadır.(Şekil 16 ve 17)

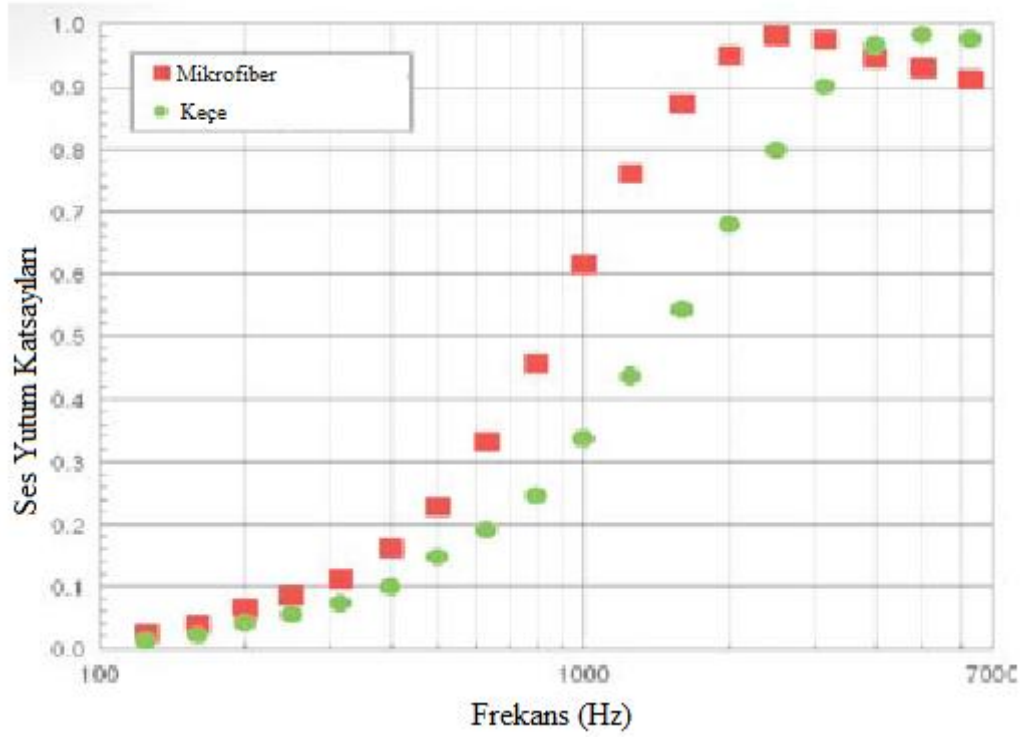
Hibrit mikrofiberler ultrasonik kaynak, mekanik kilitleme ya da ergitme yöntemleriyle birçok farklı plastik ya da NVH parçalarına bağlanabilir. Hibrit mikrofiberler taşıtlarda A sütununu, IP, tavan kaplaması, kaporta, kapı, taban halısı, konsol kutusu ve tampon bölgelerinde kullanılabilir.



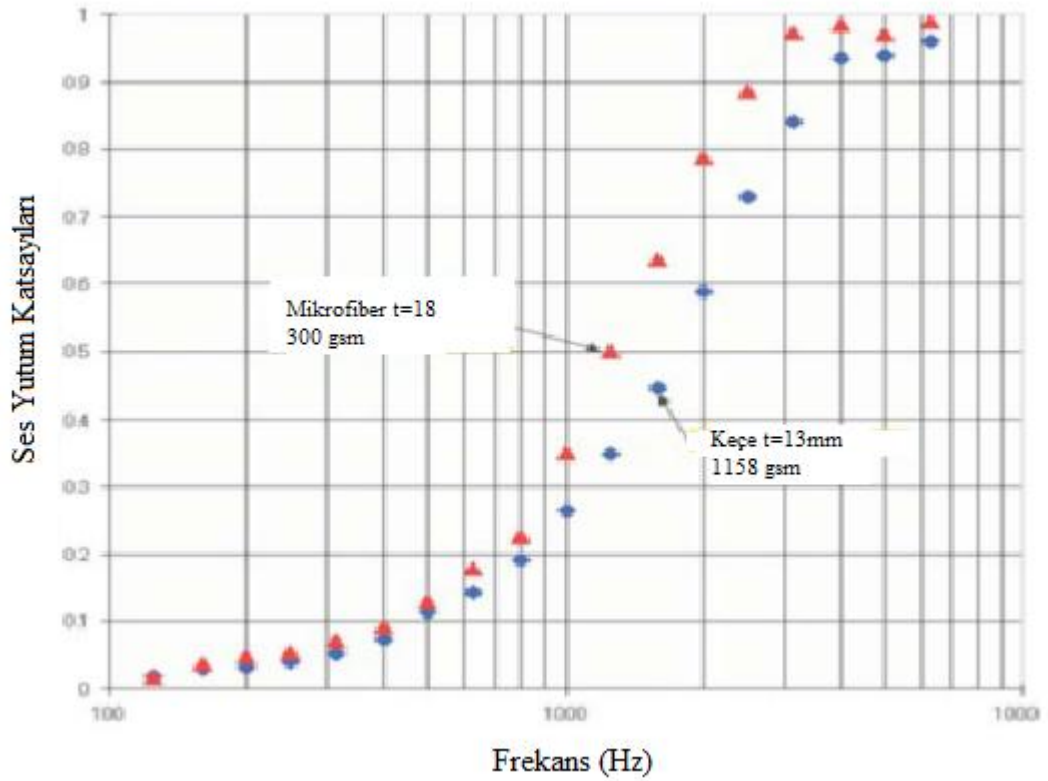
Şekil 4.53: Yeni önerilen konsept ve geleneksel yapının karşılaştırılması [4].



Şekil 4.54: Dokuma olamayan mikrofiberler, keçe ve polüretan köpüğün yapısal kıyaslaması [4].



Şekil 4.55: Dokuma olmayan mikrofiber (t26mm, 420 gsm) ve keçe malzemesinin (t20 m, 800 gsm) ses yutuculuğu kıyaslaması [4].

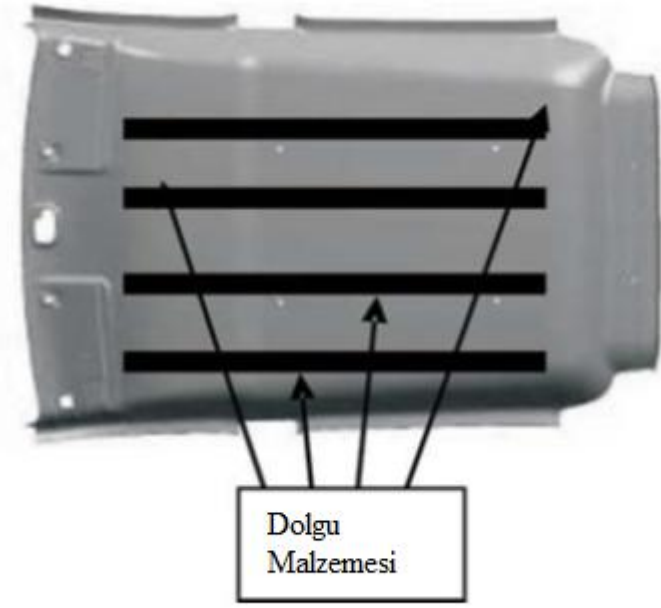


Şekil 4.56: Dokuma olmayan mikrofiber (t18mm, 300 gsm) ve keçe malzemesinin (t13 m, 1158 gsm) ses yutuculuğu kıyaslaması [4].

#### 4.3.4 Tavan malzemesinin değiştirilmesi

Tavan astarlama hareket halindeki bir taşıtta havasal ses geçişini azaltır. Tavan astar malzemesinin t¼r¼ ve yoğunluğu taşıtın NVH performansını artırmada önemli bir role sahiptir. PU köp¼ęünün ses yutuculuğu özelliği iyi olsa da ağırlığı yüksektir. Tavan astar malzemesi değişmeksizin yalnızca birleştirme yöntemi değiştirilerek ortaya konacak bir yöntemle ağırlık %7 oranında azaltılabilir. Bu hafifletme sırasında NVH’de önceki duruma göre korunacaktır.

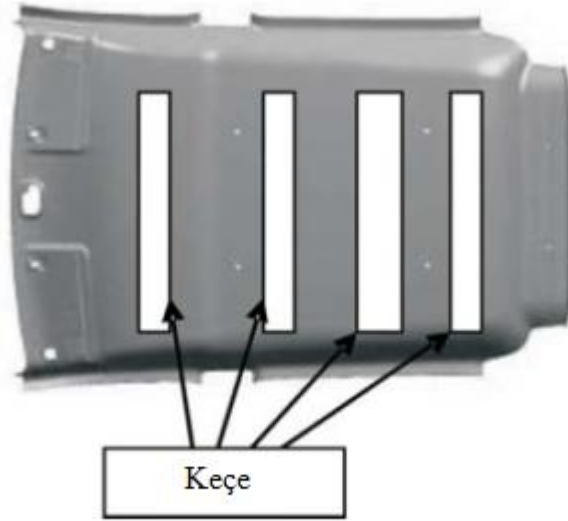
Geleneksel methodta tavan astarı tavan paneline dolgu malzemesi adhesive ile yapıştırılmıştır.(şekil 4.57)



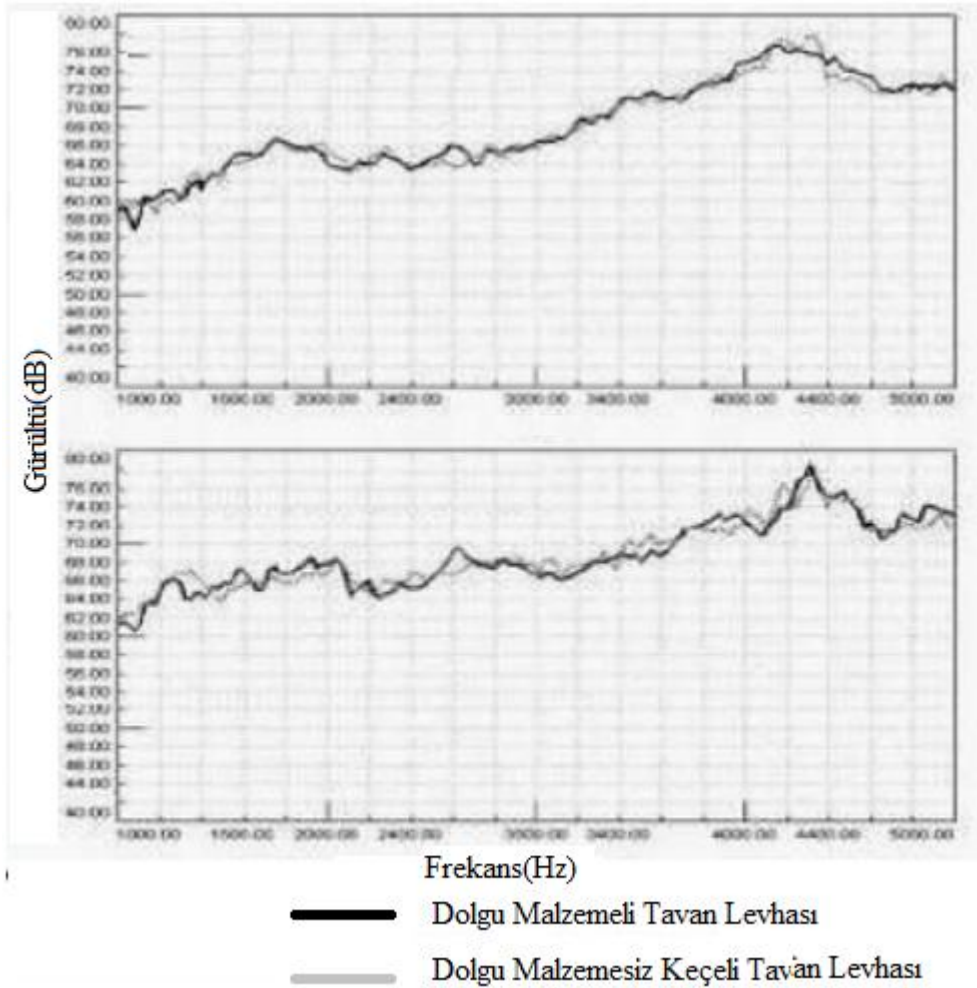
şekil 4.57: Klasik yapıştırma uygulaması.

Yaklaşık 7 mm kalınlıklı dolgu malzeme iki kısmı birbirine sıkıca bağlamış olsa da NVH bakımından yeterli değildir.

Yeni önerilen metotda dolgu malzemesi yoktur. Astar panele doğrudan tutturulur. Tıkırdamanın önüne geçmek için iki parça arasına termoplastik keçe yerleştirilir. Bu sayede toplam NVH performansına sonuçlarda gör¼leceęi gibi önemli katkılar sağlanmış olur. (şekil 19-20)



Şekil 4.58: Yeni konsept direk bağlama metodu [4].



Şekil 4.59: Dolgu malzemeli ve keçeli tavan konseptlerinin gürültü düzeyleri bakımından kıyaslanması [4].



## 5. SONUÇLAR

Bu tezde taşıtlarda akustik performansını gözeterek yapılan hafifletme çalışmalarına yer verilmiştir. Yapılan çalışmalar hafifletmeyle birlikte NVH performansını korumayı ya da geliştirmeyi sağlayan yöntemlerin ortaya konması ve irdelenmesi üzerinedir. Hafifletme yöntemleri gürültü kaynağı olan motor, taşıt gövdesi ve taşıt izolasyonu olmak üzere üç ana başlık altında irdelenmiştir.

Motor için; emme manifoldu, karter, denge mili ve eksenel hareketli kütlelerdeki hafifletmelerin NVH'e olan etkisi incelenmiştir. Denge mili uygulaması taşıt titreşimleri bakımından yararlı olsa da taşıtın toplam gürültüsünde bir artışa neden olmaktadır. Bunun yanında maliyeti ve gürültüyü de ortaya çıkarmaktadır. Hareketli kütleleri dengeleyen yeni alternatifler tasarlanırsa denge milinin oluşturduğu gürültü etkisi ortadan kaldırılabilir.

Plastik emme manifoldu uygulaması ağırlıkta kazanç sağladığı gibi titreşimlerde önemli geliştirmeler ortaya çıkarmıştır. Düşük devirlerde sebep olduğu gürültü artışları ise göz ardı edilebilir düzeydedir.

Karterde ise optimum yapısal tasarım ve EMS optimizasyonu ile dökme alüminyum yerine preslenmiş çelik kullanımı ağırlıkta azaltmayı sağladığı gibi gürültü ve titreşimlere de olumlu etki etmiştir.

Eksenel hareketli kütlelerin hafifletilmesi hem ağırlık hem de titreşimler konusunda fayda sağlamıştır. Ayrıca eksenel hareketli kütlelerin azalması daha hafif denge milinin yeterli hale gelmesi için de zemin oluşturur.

Gövde yapısı üzerindeki çalışmalarda ise klasik konsept ve üç tane yeni tasarlanmış konsept kıyaslanmıştır. Ağırlık, yapı kaynaklı gürültüler ve hava kaynaklı gürültüler dikkate alınarak yapılan karşılaştırmalarda çift katlı taban yapı ve çift katlı firewall isimli konsept ön plana çıkmıştır. Bu konsept en hafif tasarım olmasa da klasik konseptin %40 ı kadar daha hafiftir. Bunun yanında hava ve yapı kaynaklı gürültülere karşı en iyi başarımlarına sahiptir.

Özel haddelenmiş levhalar yöntemiyle gövde tasarımı; hafifletme ile birlikte farklı sac kalınlıklarına olanak sağladığından değişik gürültü kombinasyonlarına

uyarlanarak kullanılabilir. Bu da taşıt gövdesinin birçok farklı bölümünde kullanıma uygundur.

Gövde ağırlığını azaltmada bir diğer önemli konu ise malzeme odaklı uygulamalardır. Burada da özellikle alüminyum ön plana çıkmıştır. Çelik ve demir yerine alüminyum kullanımı en önemli ağırlık azaltma yöntemlerinden biridir. Fakat hafifletmedeki bu fayda bazı durumlarda NVH performansı bakımından paralellik göstermemektedir. Taşıt gövdelerinin doğal frekansları gözetilerek bu uygulamaların kullanılmalrı gerektiği ortaya çıkmıştır.

İzolasyonlarda ise daha hafif ses önleyici parça kullanımı, yapıştırma malzemesindeki değişiklikler ve ses geçirmez kağıt ile optimizasyon uygulamaları NVH performansında ve ağırlıkta önemli kazanımlar sağlamaktadır. Ayrıca yeni nesil mikrofiberler incelenmiş ve bu malzemenin önemli eğilimleri ortaya çıkmıştır.

Bunlarla birlikte tez içersinde kayda değer ölçüde hafifletme sağlamayan ya da yalnızca NVH performansını geliştiren önlemler de yer almaktadır. Ancak bu önlemler de hafifletme adına önemlidir. Bunun nedeni daha yüksek gürültü ve titreşimleri izole etmek için daha kalın dolayısıyla daha ağır izolasyon malzemesi ve saç kullanımının gerekli olmasıdır. Daha ağır izolasyon ihtiyacını ortadan kaldırmak da hafifletme adına kullanılan bir stratejidir.

Ayrıca denge milinin çıkarılmasında olduğu gibi bazı yöntemler uygulanabilir değildir. Fakat bu önlemler yeni çalışmalara zemin oluşturmaktadır.

## KAYNAKLAR

- [1] **TMMOB** (2009). Otomotiv endüstrisinde yüksek mukavemetli çeliklerin kullanımının incelenmesi. TMMOB 11. Otomotiv Sempozyumu
- [2] **Tat, M.E. ve Ozen, F.** (2007). Otomobil lastiklerinde yubvarlanma direncine etki eden faktörler ve standart yuvarlanma direnci ölçüm tekniklerinin incelenmemesi. Mühendis ve Makine Cilt 48, Sayı 572.
- [3] **Gao, Z., Qinghua, K., Lin, J. Hu, Q., Chen, Y., Weston, J.** (2012). A new design method of body-in-white lightweight considering NVH performance. Mechanical Engineering Collage, Tongji University, Shangai (27 Şubat)
- [4] **Chopra, A. ve Goyal, S.** (2011). Integrated approach and ideas for designing lightweight NVH parts in passenger vehicles. *The symposium on International Automotive Technology*, Siat India, 19-21 Ocak.
- [5] **Jen, M.U. ve Lu M.H.**(2009). Weight reduction feasibility of engine components concerning noise and vibration. SAE International Report, Industrial Technology Reasearch Institue.
- [6] **Wagh, S., ve Hudson D.** (2011). NVH chellanges for low cost and light weight small car. TATA Motors Technical Centre Report, Pune, India.
- [7] **Plunt, J. ve Muller, W.E.** (2012). How to handle low weight vehicle consept design and conflicting NVH targets. *Internoise 2012 Report*, Guthenburg, Sweden.
- [8] **Ozcomert, M.** (2006). Otomotiv Endüstrisinde Alüminyum Uygulamaları. Istanbul Ticaret Odası.
- [9] **Brooker, A. D., Ward J., Wang L.** (2013). Lightweight impact on fuel economy, cost and component losses. SAE International Report, National Renewable Energy Laboratory, USA.
- [10] **Davies, G.** (2003). Materials for Automotive Bodies. Sf. 64-97. Oxford.
- [11] **Happian-Smith, J.** (2002). An Introduction to Modern Vehicle Design. Sf. 187-231, Oxford.
- [12] **Hufenbach, W.A., Kolbe, F., Danemann, M., Friebe S.** (2012). Acoustic behaviourof new multifunctional ceiling panels made of textile-reinforced concrete composites. *Internoise 2012 Report*, Technisce Universitaet Dresden, Germany.
- [13] **Mutanna, S.B., Sardar, A., Mubahsir, S.** (2011). Lightweighting of public transport buses in India. Technology Information Forecasting and Assesment Council Report, Department of Science and Technology, New Delhi.



## ÖZGEÇMİŞ



**Ad Soyad:** Yusuf KARTAL

**Doğum Yeri ve Tarihi:** İstanbul, 1989

**Adres:** Güzeltepe Mahallesi Çanakçı Sokak No:11 D:5 Üsküdar/İSTANBUL

**E-Posta:** ysfkrtl@gmail.com

yusufkartal@itu.edu.tr

**Lisans:** Yıldız Teknik Üniversitesi