

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN TURBO KOMPRESÖR ÇIKIŞ
BORUSUNUN TURBO KOMPRESÖR KAYNAKLI ISLIK SESİ YAYILIMI
ÜZERİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Özgür CEBECİ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

ARALIK 2017

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN TURBO KOMPRESÖR ÇIKIŞ
BORUSUNUN TURBO KOMPRESÖR KAYNAKLI ISLIK SESİ YAYILIMI
ÜZERİNE ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Özgür CEBECİ
(503141715)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. İsmail Ahmet GÜNEY

ARALIK 2017

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503141715 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Özgür CEBECİ, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN TURBO KOMPRESÖR ÇIKIŞ BORUSUNUN TURBO KOMPRESÖR KAYNAKLI ISLIK SESİ YAYILIMI ÜZERİNE ETKİSİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. İsmail Ahmet GÜNEY**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Özgen AKALIN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Doç. Dr. Tarkan SANDALCI**
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 17 Kasım 2017
Savunma Tarihi : 13 Aralık 2017





Aileme,



ÖNSÖZ

Günümüzün sürekli gelişen rekabet ortamı, şirketleri sürekli yeni ürünler sunmaya ve elde olan ürünlerini de geliştirmeye teşvik etmektedir. Dinamik bir şekilde değişen otomotiv pazar koşulları ve müşteri beklentileri ürünler üzerindeki yenilik beklentisini doğrular niteliktedir. Beklentilerin karşılanması hususunda ise Ar-Ge çalışmaları önem taşımaktadır. Bu yüksek lisans tez çalışması kapsamında ağır ticari araçlarda kullanılan turbo kompresörünün üretmiş olduğu ısılık sesinin yüksek basınç borusundan yayılımı incelenmiştir.

Uzun bir sürece yayılan tez çalışmam boyunca desteğini esirgemeyen tez danışmanım sayın Prof. Dr. İsmail Ahmet GÜNEY'e, yüksek lisans çalışmalarım başladığında ilk danışmanım olan sayın Yrd. Doç Dr. Osman Akın KUTLAR'a, İTÜ Makina Fakültesi Otomotiv Anabilim Dalı'nın değerleri mensupları hocalarıma, Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. firmasından başta Ahmet BAŞ olmak üzere çalışma arkadaşlarıma ve eğitim – öğretim hayatım boyunca bugünlere gelmemde en ufak bir katkısı ve anısı olan herkese teşekkürü bir borç bilirim.

Ben 4 yaşında iken sahip olduğu Renault 9 Fairway aracının tanıtım dökümanını bana bütün detaylarıyla anlatarak otomobillere olan ilgimin başlangıcına vesile olan sevgili dayım Ali Yücel KALAFAT'a ve mesleki hayatım boyunca örnek alacağım sevgili dedem Remzi KALAFAT'a minnettarım. Huzur içinde uyusunlar.

Son olarak, hayatım boyunca her zaman sevgi ve desteklerini hissettiğim, bugünlere gelmemde en çok pay sahibi olan sevgili annem, babam ve kardeşim Mine & Yahya & Sinan CEBECİ'ye sonsuz teşekkürlerimi sunarım. İyi ki varsınız.

Kasım 2017

Özgür Cebeci
Makina Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

| | |
|--|-----------|
| ÖNSÖZ | vii |
| İÇİNDEKİLER | ix |
| KISALTMALAR | xi |
| SEMBOLLER | xiii |
| ÇİZELGE LİSTESİ | xv |
| ŞEKİL LİSTESİ | xvii |
| ÖZET | xix |
| SUMMARY | xxi |
| 1. GİRİŞ | 1 |
| 1.1 Tezin Amacı | 1 |
| 1.2 Literatür Araştırması | 2 |
| 2. HAVA EMİŞ SİSTEMİ | 7 |
| 2.1 Hava Emiş Sisteminin Bölümleri | 7 |
| 2.1.1 Kirli taraf boruları | 8 |
| 2.1.2 Hava temizleyici | 9 |
| 2.1.2.1 Hava kutusu | 9 |
| 2.1.2.2 Hava filtresi | 10 |
| 2.1.3 Temiz taraf boruları | 11 |
| 2.2 Hava Emiş Sisteminin Fonksiyonları | 15 |
| 2.2.1 Hava akışı yönetimi | 15 |
| 2.2.1.2 Basınç düşümü optimizasyonu | 16 |
| 2.2.1.3 Ortamsal sıcaklık artışı optimizasyonu | 16 |
| 2.2.2 Hava akışı ölçümü | 16 |
| 2.2.3 Komponent dayanağı oluşturma | 18 |
| 2.2.4 Gürültü Yönetimi | 19 |
| 2.2.5 Girdaplı hava yönetimi | 20 |
| 2.2.6 Vakumlu temiz hava iletimi | 20 |
| 2.2.7 Krank havalandırma gazları iletimi | 21 |
| 3. TURBOŞARJ SİSTEMİ | 23 |
| 3.1 Turboşarj Sisteminin Avantajları | 23 |
| 3.2 Turboşarj Sisteminin Bölümleri | 25 |
| 3.2.1 Türbin | 26 |
| 3.2.1.1 Türbin parametreleri | 26 |
| 3.2.2 Kompresör | 27 |
| 3.2.2.1 Kompresör parametreleri | 28 |
| 3.3 Turbo Eşleştirme | 30 |
| 4. SES VE GÜRÜLTÜ | 35 |
| 4.1 Ses | 35 |
| 4.1.1 İnsan ses ilişkisi | 35 |
| 4.1.2 Desibel | 36 |

| | |
|--|-----------|
| 4.1.3 Ses dalgaları | 37 |
| 4.1.4 Ses büyüklükleri..... | 38 |
| 4.1.5 Yönelme faktörü..... | 40 |
| 4.1.6 Ses alanları | 42 |
| 4.1.7 Ağırlık filtreleri | 42 |
| 4.1.8 Sessizleştirme | 43 |
| 4.1.8.1 Yutma | 43 |
| 4.1.8.2 Yalıtım..... | 44 |
| 4.1.8.3 Titreşim sönümlenme | 44 |
| 4.2 Gürültü..... | 45 |
| 4.2.1 Taşıt gürültüsü..... | 45 |
| 4.2.2 Taşıt gürültü yayılımı | 45 |
| 4.2.3 Taşıt gürültüsü ölçümü ve kontrol yöntemi | 46 |
| 5. TEST ÇALIŞMALARI..... | 49 |
| 5.1 Test Öncesi Hazırlıklar..... | 49 |
| 5.2 Referans Parça İle Öncül Testlerin Gerçekleştirilmesi | 50 |
| 5.3 Kalın Plastik Parça İle Yinelene Testlerin Gerçekleştirilmesi | 51 |
| 5.4 Alüminyum Döküm Parça İle Yinelene Testlerin Gerçekleştirilmesi..... | 52 |
| 5.5 Yalıtım Malzemesi İle Yinelene Testlerin Gerçekleştirilmesi | 54 |
| 6. SONUÇ VE ÖNERİLER..... | 57 |
| KAYNAKLAR..... | 59 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 61 |

KISALTMALAR

| | |
|-----------------------|-----------------------------------|
| cc | : Santimetreküp |
| CO | : Karbonmonoksit |
| dB | : Desibel |
| dev/dk | : Devir/dakika |
| ECU | : Electronic Control Unit |
| EGR | : Exhaust Gas Recirculation |
| HC | : Hidrokarbon |
| Hz | : Hertz |
| IAT | : Intake Air Temperature |
| kHz | : Kilohertz |
| MAF | : Mass Air Flow |
| MAP | : Manifold Absolute Pressure |
| mm | : Milimetre |
| NO_x | : Azot oksit |
| NVH | : Noise Vibration Harshness |
| OEM | : Original Equipment Manufacturer |
| PA | : Poliamid |
| PE | : Polietilen |
| PM | : Partikül madde |
| PP | : Polipropilen |
| PTO | : Power Take Off |
| PU | : Poliüretan |
| Q | : Yönelme katsayısı |
| Rms | : Root Mean Square |
| ROA | : Rise Over Ambient |
| rpm | : Revolutions Per Minute |
| SCR | : Selective Catalytic Reduction |
| T | : Periyot |
| vb. | : ve benzeri |
| VGT | : Variable Geometry Turbocharger |
| W | : Watt |
| µPa | : Mikropaskal |



SEMBOLLER

| | |
|--------------|---------------------------|
| P_{in} | : Giriş basıncı |
| P_{out} | : Çıkış basıncı |
| T_{in} | : Giriş sıcaklığı |
| T_{out} | : Çıkış sıcaklığı |
| W_{actual} | : Gerçek iş |
| W_{ideal} | : İdeal iş |
| μ_m | : Mekanik sürtünme |
| μ_c | : Kompresör iç sürtünmesi |
| μ_t | : Türbin iç sürtünmesi |
| $^{\circ}C$ | : Derece Celcius |



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

- Çizelge 1.1** : Farklı kanat sayılı kompresörlerin impuls aldıkları frekans değerleri. .. 3
Çizelge 1.2 : Rotodinamik ve aerodinamik seslerin sınıflandırılması..... 3
Çizelge 2.1 : PE ve PP bazlı malzemelerin mekanik özellikleri..... 9





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

| | |
|--|----|
| Şekil 1.1 : Poroz malzemenin kirli hava borusu olarak kullanımı..... | 4 |
| Şekil 1.2 : Poliüretan köpük malzemenin ses absorpsiyon değerleri [4]..... | 4 |
| Şekil 2.1 : Ağır ticari araçlarda hava emiş sistemi genel görüntüsü..... | 7 |
| Şekil 2.2 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava bacası..... | 8 |
| Şekil 2.3 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava kutusu..... | 10 |
| Şekil 2.4 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava filtresi..... | 10 |
| Şekil 2.5 : Ağır ticari araçlarda kullanılan düşük basınç boruları..... | 12 |
| Şekil 2.6 : Ağır ticari araçlarda kullanılan sıcak taraf yüksek basınç boruları..... | 14 |
| Şekil 2.7 : Ağır ticari araçlarda kullanılan soğuk taraf yüksek basınç boruları..... | 15 |
| Şekil 2.8 : Binek araçlarda kullanılan bir MAF sensörü..... | 17 |
| Şekil 2.9 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir MAP sensörü..... | 18 |
| Şekil 2.10 : EGR ünitesine dayanak oluşturan düşük basınç borusu..... | 19 |
| Şekil 2.11 : Hava iletim hattı..... | 19 |
| Şekil 2.12 : Hava emiş sisteminden yayılan gürültülerin gösterimi..... | 20 |
| Şekil 2.13 : Hava kompresörü fren hava hattı bağlantısı..... | 21 |
| Şekil 2.14 : Krank havalandırma hattı bağlantısı..... | 21 |
| Şekil 3.1 : Örnek motorların tork açısından karşılaştırılması [14]..... | 23 |
| Şekil 3.2 : Örnek motorların güç açısından karşılaştırılması [14]..... | 24 |
| Şekil 3.3 : Örnek motorların volümetrik verim açısından karşılaştırılması [14]..... | 25 |
| Şekil 3.4 : Turbo kompresörün kesit görüntüsü [14]..... | 26 |
| Şekil 3.5 : Turbo kompresörün difüzör bölgesi ile gösterimi [14]..... | 28 |
| Şekil 3.6 : Kompresör verim haritası [14]..... | 29 |
| Şekil 3.7 : Turbo kompresör yakıt tüketimi haritası [15]..... | 32 |
| Şekil 3.8 : Kompresör verim haritası [15]..... | 32 |
| Şekil 3.9 : Türbin verim haritası [15]..... | 33 |
| Şekil 4.1 : Ses dalgasının hareketi [16]..... | 35 |
| Şekil 4.2 : Genlik ve frekansa göre seslerin dağılımı [16]..... | 36 |
| Şekil 4.3 : İnsanın duyma aralığını gösteren basınç değerleri [16]..... | 37 |
| Şekil 4.4 : Harmonik dalga iletimi [16]..... | 37 |
| Şekil 4.5 : Ses şiddetinin mesafeye göre değişimi [16]..... | 39 |
| Şekil 4.6 : Ses şiddetinin mesafeye göre değişimi [16]..... | 41 |
| Şekil 4.7 : Ses alanları [16]..... | 42 |
| Şekil 4.8 : Mikrofon filtreleri [16]..... | 43 |
| Şekil 4.9 : Yansıma ve yutma durumu [16]..... | 44 |
| Şekil 4.10 : Hava yoluyla gürültü yayılımı [16]..... | 46 |
| Şekil 5.1 : Yüksek basınç borusu ve mikrofonların yerleşimi..... | 50 |
| Şekil 5.2 : Referans araca ait ölçüm sonuçları..... | 51 |
| Şekil 5.3 : Kalın plastik yüksek basınç borusunun yerleşimi..... | 51 |
| Şekil 5.4 : Kalın plastik parçaya ait ölçüm sonuçları..... | 52 |
| Şekil 5.5 : Alüminyum döküm yüksek basınç borusunun yerleşimi..... | 53 |

| | |
|--|-----------|
| Şekil 5.6 : Alüminyum döküm parçaya ait ölçüm sonuçları..... | 53 |
| Şekil 5.7 : Parçalara ait karşılaştırmalı ölçüm sonuçları..... | 54 |
| Şekil 5.8 : Yalıtım malzemesi uygulanmış parçanın gösterimi. | 54 |
| Şekil 5.9 : Yalıtım malzemesinin diğer malzemelerle karşılaştırılması. | 55 |



AĞIR TİCARİ ARAÇLARDA KULLANILAN TURBO KOMPRESÖR ÇIKIŞ BORUSUNUN TURBO KOMPRESÖR KAYNAKLI ISLIK SESİ YAYILIMI ÜZERİNE ETKİSİ

ÖZET

Turboşarjlı aşırı doldurmaya sahip dizel motorlu ağır ticari araçlar günümüzde çok çeşitli alanlarda yük taşımacılığı için kullanılmaktadır. Taşınan yüke göre çekici, inşaat serisi ve yol kamyonu olarak sınıflandırılan ağır ticari araçlar zorlu yol koşullarında çalışmak üzere tasarlanmaktadır. Tasarım aşaması ise fiyat, performans, görsellik, fonksiyonellik ve konfor bir çok girdiyi bünyesinde barındırmaktadır. Her biri uzun süren verifikasyon ve validasyon süreci içeren konu kriterlerden olan görsellik ve konfordan ise beklenti son yıllarda otomobil seviyesine yükselmiştir. Bu amaçla konfor kriterlerinden biri olan araç iç gürültüsünün düşük tutulması seçici unsur haline gelmiş ve üzerinde geliştirme ihtiyacı olan açık alan haline dönüşmüştür. Bu ihtiyaca cevap vermek adına, tez kapsamında ağır ticari araçlarda kullanılan turbo kompresörün ürettiği gürültülerden biri olan ıslık sesi ile konu gürültünün yayıldığı bölge olan sıcak taraf yüksek basınç boruları incelenmiş ve gürültüyü azaltmaya yönelik tasarımlar üzerine çalışmalara başlanmıştır. Turbo kompresör ünitesinde tasarım değişikliği yapılması, projenin geldiği nokta itibariyle uygulanabilir olmadığından çalışma hava emiş sistemi üzerinde yapılmış ve sınırlandırılmıştır.

Çalışma özelinde izlenen sıra; mevcut durumun belirlenmesi, problemin kök sebebinin araştırılması, tasarım ve imalat ile son durumun test edilip validasyonunun yapılmasıdır.

İlk aşamada konusunda uzman kişilerle önceden belirlenmiş manevralar gerçekleştirilmek üzere araç testine çıkılmış ve subjektif olarak gürültü geldiği bildirilen araç belirlenmiştir. Akabinde aracın çeşitli bölgelerine mikrofonlar yerleştirilerek aynı manevralar gerçekleştirilmek üzere tekrar teste çıkılmıştır. Test sonucunda elde edilen datalar işlenip renk haritası üzerinde gürültünün geldiği frekans bandı tespit edilmiştir.

Ardından tespit edilen frekans bandında hangi komponentlerin gürültü oluşturabileceği üzerine kök sebep araştırması yapılmış ve inceleme sonucunda gürültünün turbo kompresör kaynaklı olduğu saptanmıştır. Gürültü kaynağında yapılacak iyileştirmeler zaman ve maliyet özelinde makul olmadığından çalışma, kompresör çıkış borusu ve aynı zamanda sesin yayıldığı komponent olan sıcak taraf yüksek basınç borusu üzerinde yoğunlaştırılmıştır.

İkinci aşamada sıcak taraf yüksek basınç borusunun tasarım kriterleri, sessizleştirmeyi arttırmak adına tekrar gözden geçirilmiştir. Sessizleştirme çalışması kapsamında ise yutma ve yalıtım parametreleri incelenmiştir.

Yutma özelinde, hali hazırda kullanılan 5mm et kalınlığına sahip cam katkılı plastik malzeme kullanmak yerine 9mm et kalınlığına sahip aynı malzeme kullanımı

gerçekleştirilmiş ve et kalınlığı kriteri irdelenmiştir. Kriter doğrultusunda aynı plastik şişirme kalıbında kalın parça basılmış ve önceki testlerin yapıldığı araca monte edilmiştir. Yinelene test sonucunda subjektif olarak gürültü seviyesinde iyileşme olduğu görülmüştür. Araçtan alınan dataların renk haritasında işlenmesiyle birlikte de problemin görüldüğü frekans bandındaki iyileşme doğrulanmıştır. Yine yutma özelinde cam katkılı plastik malzeme yerine aynı et kalınlığına ve rotaya sahip alümiyum alaşım malzeme kullanımı ve farklı malzeme etkisi irdelenmiştir. Bu doğrultuda yeni bir döküm kalıbı yaptırılmış ve üretimden gelen parça önceki testlerin yapıldığı araca monte edilmiştir. Yeniden yapılan testlerin ardından subjektif olarak gürültü seviyesinde önemli miktarda iyileşme saptanmıştır. Test datalarının renk haritasında işlenmiş hali gürültüdeki azalmayı doğrular niteliktedir.

Son olarak diğere bir sessizleştirme parametresi olan yalıtım özelinde ise yalıtıcı özellik gösteren malzemelerin uygulanabilirliği irdelenmiştir. Bu kapsamda yalıtıcı özelliğı olan ticari bir izolasyon malzemesi plastik sıcak taraf hortumu üzerine monte edilerek aynı test aracı üzerinde ölçümler alınmıştır. Hem subjektif değerlendirmede hem de ölçüm sonuçları neticesinde referans seviyeye göre gürültüde azalma görülmüştür. Ancak sıcak taraf yüksek basınç borularında yalıtıcı özellik gösteren malzemelerin uygulanabilirliğinin seri üretimde proses zamanı ve maliyet unsurları göz önüne alındığında makul olmaması ve ayrıca endüstride yaygın olmaması sebebiyle iyileşme, çalışmada bir çözüm önerisi olarak sunulmamıştır.

İrdelenen parametreler neticesinde farklı malzeme kullanımının irdelenen diğere parametrelere göre belirgin bir iyileşme sağladığı görülmüştür ve malzeme değişikliği en etkili çözüm önerisi olarak sunulmuştur.

EFFECT OF TURBO COMPRESSOR OUTLET HOSE USED IN HEAVY COMMERCIAL VEHICLES UPON TURBO COMPRESSOR ORIGINATED WHISTLE NOISE PROPAGATION

SUMMARY

Diesel engined heavy commercial vehicles that is having turbocharging are being used in lots of different areas for cargo transportation. Heavy commercial vehicles that are classified according to carried load such as tractor, construction series and road truck, are designed considering tough road conditions. Design process is changed according to scope of the program. In case of totally new design, duration is exceed standart process which is 4 years.

Design phase includes lots of input parameter such as cost, performance, visuality, functionality and comfort in its structure. Expectation from the issue criterias which are visuality and comfort having long term verification and validation processes are jumped to automobile level in recent years.

For this purpose, one of the comfort criteria called as vehicle interior noise's being low, was become selective factor and transformed to open course which was required to be researched. In order to respond this requirement, one of the noise generated by turbo compressor, which was used in heavy commercial vehicles, and mentioned noise's diffused section called as hot side high pressure hoses were investigated and started to work on designs to reduce the noise within the scope of thesis. Since the design change on turbo compressor was not feasible considering the phase of the project, study was focused and restricted on air induction system.

Spesific to study, the progression being follewed are; identification of the current situation, investigation of the root cause of the problem, design and manufacturing, testing of the last situation with validation.

In the first step, vehicle test was performed in order to actualise designated manoeuvres with experts in their field and the vehicle, which was called to has noise subjectively, was selected. It should be pointed that, manoeuvres were special to company. Following this, tests were re-performed to actualise identical manoeuvres by setting microphones into the several points of vehicle. At the end of test, gained data was processed and the frequency band having noise was determined on colormap.

After that, root cause research was done upon the components which could make noise on designated frequency band and at the end of the investigation, it was seen that noise was originated from turbo compressor after eliminating background sounds on colormap and implementing A filter which was simulated human hearing behaviours and suitable for automotive industry. Since the improvements, which could be done on noise source, were not feasible on the basis of time and cost, study was focused on compressor outlet pipe and while at the same time hot side high pressure hose that was the component diffusing the noise. Due to fact that there was

no opportunity to work on noise source, redesign process of the air induction system part was forced relevant engineers to make the changes on time respectively.

In the second step, the design parameters of hot side high pressure hose were reviewed in order to increase quietness. Damping and isolation parameters were investigated within the scope of quietness study. Wall thickness change from 5 mm to 9mm on glass fibered PA based commercial polymer was investigated specific to damping parameter. Secondly, raw material change from glass fibered PA based commercial polymer to aluminium casting alloy was investigated specific to isolation parameter.

Instead of using currently used plastic material having 5mm wall thickness, that was reinforced with glass fiber, identical reinforced plastic material usage but having 9mm wall thickness was done for the sake of damping and wall thickness criteria was investigated. In the direction of criteria, thick part was manufactured in the same plastic blow molding tool and part was assembled into the vehicle that performed previous tests. It was seen that, there was improvement on the noise level subjectively after the repeated test for the problematic frequency band while there was worsening for the upper frequency band which was close to upper hearing limit that was associated with high pitched sound. Improvement on the problematic frequency band was verified after the data, that was got from the vehicle, was processed on colormap by implementing A filter and eliminating background sounds as well.

Again on the basis of damping, aluminium alloy casting material usage instead of glass fiber reinforced plastic material, that had same wall thickness and routing, and different material effect were investigated. In this direction, new casting tool was manufactured and new part coming from production was assembled into the vehicle that performed previous tests. It was seen that, there was an important level of progress regarding noise subjectively after the tests that were re-done. Processed situation of the test data with added A filter without background noises on colormap was a qualification which was verified the reduction of noise level.

Finally, on the basis of another quietness parameter, which was isolation, applicability of material that has insulant attribute was investigated. In this content, a commercial isolation material, that has insulant attribute, was assembled onto the plastic hot side hose which was not in serial production line, and measurements was taken from the same test vehicle by applying identical manoeuvres with same drivers and auditors. It was seen that, there was reduction on noise level according to reference level in both cases: subjective assessment as well as measurement results which had same dB filter without background noises. Change on the subjective assessment was presented as the biggest subjective improvement by drivers and auditors compared to other tried options which were material wall thickness change and raw material change. On the other hand, due to fact that the materials, which showed insulant attribute, used on hot side high pressure hoses was not feasible on the basis of process time and cost and was not widely distributed in industry at least based on heavy truck sector in Turkey for serial production, improvement was not offered a solution.

At the end of investigated parameters, it was seen that, different material usage provided a significant improvement, which was considered with all positive and negative effects, compared to other investigated parameters which were wall thickness change and insulated material usage on hot side high pressure hoses and material change from glass fiber reinforced polymers to aluminium casting alloys was offered as the most effective solution. For this purpose, investigation of the different glass fiber used reinforced polymers' and aluminium casting materials' damping coefficients were offered related with different material usage.





1. GİRİŞ

İçten yanmalı motorun icat edilip taşıtlarda kullanılmaya başlandığı yıllardan itibaren sürekli ilerleme içinde bulunan otomotiv sektörü, artan müşteri talepleri doğrultusunda gelişimini sürdürmektedir. Önceki yıllarda otomobiller için tasarım kriteri olan konfor 2000’li yıllar itibariyle ağır ticari araçlar için de beklenti unsuru oluşturmaya başlamıştır.

Konfor girdilerinden biri olan gürültü hem araç içinde bulunan sürücüyü hem de araç dışında bulunan kişileri etkilemektedir. Günümüzde araç dış gürültüsü homologotif düzenlemelerle kontrol altına alınmıştır ve yasal sınırlara sahiptir. Çalışmaya konu olan araç turbo kompresör gürültüsü ise yine ölçülmekle birlikte subjektif bir değerlendirmeye sahip olup araç üreticileri tarafından müşteri beklentileri ve referans çalışmaları kapsamında belli bir noktada tutulmaya çalışılmaktadır.

Turbo kompresör gürültü ölçümü noktasında ilk olarak bir ağır ticari araçtan ölçüm sonuçları alınmıştır. Akabinde araç içinde bulunan kişileri rahatsız edici seviyede olarak tanımlanan ıslık sesinin azaltılmasına yönelik tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Yapılan değişiklikler gürültünün yayıldığı bölge olan, hava emiş sistemi sıcak taraf yüksek basınç borularıyla sınırlandırılmıştır.

Çalışmanın devamında hali hazırda kullanılan cam katkılı plastik malzeme yerine, farklı et kalınlığına sahip cam katkılı plastik malzeme ve alüminyum alaşım döküm malzeme kullanılması durumunda oluşacak tablonun incelenmesi kararlaştırılmıştır.

Çalışma boyunca zorlayıcı unsur, 230°C [1] iç gaz sıcaklığına sahip borunun zaman, maliyet ve ağırlık optimizasyonlarının yapılması olmuştur.

1.1 Tezin Amacı

Bu tezin amacı, turboşarjlı aşırı doldurma sistemine sahip ağır ticari araçlarda kompresör kaynaklı olan ve kompresör çıkış borularından yayılan ıslık sesini inceleyip borularda optimizasyon çalışması yaparak en uygulanabilir çözüm yöntemini sunmaktır.

Ölçüm ve analizleri de içermek üzere çalışmalar Ford Otomotiv A.Ş imkanları kullanılarak yapılmıştır.

Test edilmek üzere, yüksek sıcaklığa ve dinamik yüklere dayanabilen cam katkılı plastik malzeme seçimi ve şişirme kalıplama yöntemiyle parça üretimi, üretim süreci göz önüne alındığında zorlayıcı etkindir.

1.2 Literatür Araştırması

Gerçekleştirilen literatür araştırması; turbo kompresör kaynaklı gürültüleri, gürültü çeşitlerinden biri olan ve aynı zamanda çalışmaya konu olan ısılık sesinin frekans bandı tespitini ve gürültülerin azaltılmasına yönelik malzeme değişikliği etkisini kapsamaktadır. Ağır ticari araçlarda konfor amaçlı gürültü kontrolünün son yıllarda önem kazanması, eskiye yönelik tarama yapılmasını engellemiş ve çalışmada zorlayıcı unsur olmuştur.

Yapılan çalışmada, kompresörler major ses kaynakları olarak tanımlanmış ve kompresör ses kontrolü gerektiği belirtilmiştir. Türbülansın en önemli ses kaynağı olduğu aktarılmış ve salınımlı akış (vortex shedding) ile kaynak yönü akışın (upstream turbulence) kombinasyonundan olduğu aktarılmıştır. Bununla birlikte türbülansın tasarım değişikliği yapılarak elimine edilmesinin zor olduğu belirtilmiştir. Diğer taraftan hareketli kanat (impeller blade) ve sabit kanat (stationary vane/diffuser) etkileşiminin tasarım değişikliği yapılarak değiştirilebileceği de sunulmuştur [2].

Bu noktada belirli bir noktadan kanat geçerken hava ya da akışkan bir impuls (momentum) almaktadır. Bundan dolayı belirli nokta, impulsları hareketli kanat sayısı ve motor devir sayısının çarpımına eşit frekansta almaktadır. Hem aksenal akışlı hem de santrifüj kompresörlerde – turbo kompresör – bıçak oranı frekansı aşağıdaki gibi hesaplanmıştır:

$$f = \frac{N_r \times N_s}{K} \times \frac{rpm}{60}$$

f = frekans (Hz)

N_r = Hareketli kanat sayısı

N_s = Sabit kanat sayısı

K = N_r ve N_s değerlerinin en büyük ortak böleni

Farklı sayıda konu kanatlara sahip kompresörlerin 120000 rpm'de impulsları aldıkları frekanslar çizelge 1.1'de gösterilmiştir.

Çizelge 1.1 : Farklı kanat sayılı kompresörlerin impuls aldıkları frekans değerleri.

| F (Hz) | N_r | N_s | K |
|--------|-------|-------|---|
| 14000 | 7 | 7 | 7 |
| 154000 | 7 | 11 | 1 |
| 240 | 4 | 6 | 2 |

Çizelge 1.1'de görüldüğü gibi kanat sayılarının asal sayı seçilmesi en büyük ortak böleni 1 yapmaktadır. Bu durumda, her devirde 77 çakışma noktasının sadece birinde, 1 hareketli ve 1 sabit kanat aynı hizaya gelecek ve yükseltgenmemiş bir impuls oluşturacaktır. Öte yandan en büyük ortak böleni 2 olan versiyonda ise her devirde 12 çakışma noktasının ikisinde 1 hareketli ve 1 sabit kanat aynı hizaya gelecek ve çift katlı bir impuls oluşturacaktır [2].

Bu çalışmada, farklı sayıda hareketli ve sabit kanada sahip olan santrifüj kompresörlerin devir sayısına göre farklı impuls değerleri gösterdikleri görülmüştür.

Farklı bir çalışmada motor güç aktarma grubu parçası olan turbo kompresörde oluşan seslerin yapısal ve hava kaynaklı olduğu ve sırasıyla komponentler üzerinden ve hava yolu üzerinden yayıldığı bildirilmiştir. Çalışmada yapısal sesler rotodinamik, hava kaynaklı sesler ise aerodinamik sesler olarak tanımlanmıştır [3].

Çizelge 1.2 : Rotodinamik ve aerodinamik seslerin sınıflandırılması [3].

| Aerodinamik | Rotodinamik |
|-----------------------------|-----------------------------|
| Islık (whistle noise) | Uluma (howling noise) |
| Rotasyon (rotational noise) | Harmonik (harmonic noise) |
| Vınlama (whine noise) | Aşınma (wear noise) |
| Hırıltı (growling noise) | Çatırdama (crackling noise) |

Çizelge 1.2'de rotodinamik ve aerodinamik sesler sınıflandırılmış olup seslerin her iki tipe de eşit dağılım gösterdiği çizelgeden okunmaktadır.

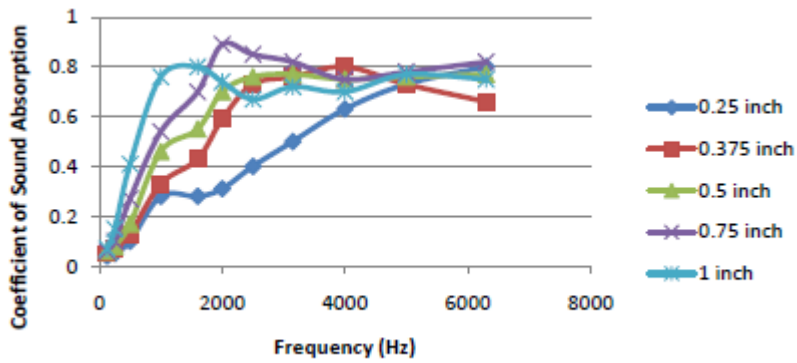
Bu çalışmada, çok sayıda bileşen içeren kompresörün farklı parçalarının yapısal ses ürettiği ve yapıdaki olası problemlerin aerodinamik ses oluşumuna katkı sağladığı görülmüştür.

Çalışmaların bir diğesinde ise ses absorbe edici malzemeler (yapılar); poroz malzemeler, panel absorbe ediciler ve rezonatörler olarak tanımlanmıştır.

Poroz malzemeler içerisinde boşluk içermektedir ve akustik enerjiyi ısıya dönüştürerek boşluklar vasıtasıyla yaymaktadır [4]. Şekil 1.1’de 2007 model Renault Megane 2 Sedan 1.5dCi motora sahip araçta kirli hava borusu olarak kullanılan poroz malzeme gösterilmiştir.



Şekil 1.1 : Poroz malzemenin kirli hava borusu olarak kullanımını



Şekil 1.2 : Poliüretan köpük malzemenin ses absorpsiyon değerleri [4].

Şekil 1.2’de ise poroz yapıya sahip poliüretan köpük malzemenin farklı et kalınlıklarında sahip olduğu ses yutum değerleri incelenmiştir. Grafiğin genel eğrisi, et kalınlığı artışıyla yutum katsayısı artışı doğrular niteliktedir.

Yine aynı çalışmada bahsedilen panel absorbe ediciler ise komşu hava moleküllerinin eğilmesine cevap veren membranlar içermektedir. Paneller özellikle düşük frekansları absorbe etmekte efektiftir [4].

Çalışmada bahsedilen son azaltıcı ise rezonatörlerdir. Rezonatörler sesin azaltılması istenen frekansa göre tasarlanan hacimlerdir. Şeklini absorbe edilmesi istenen frekansa göre almaktadırlar.

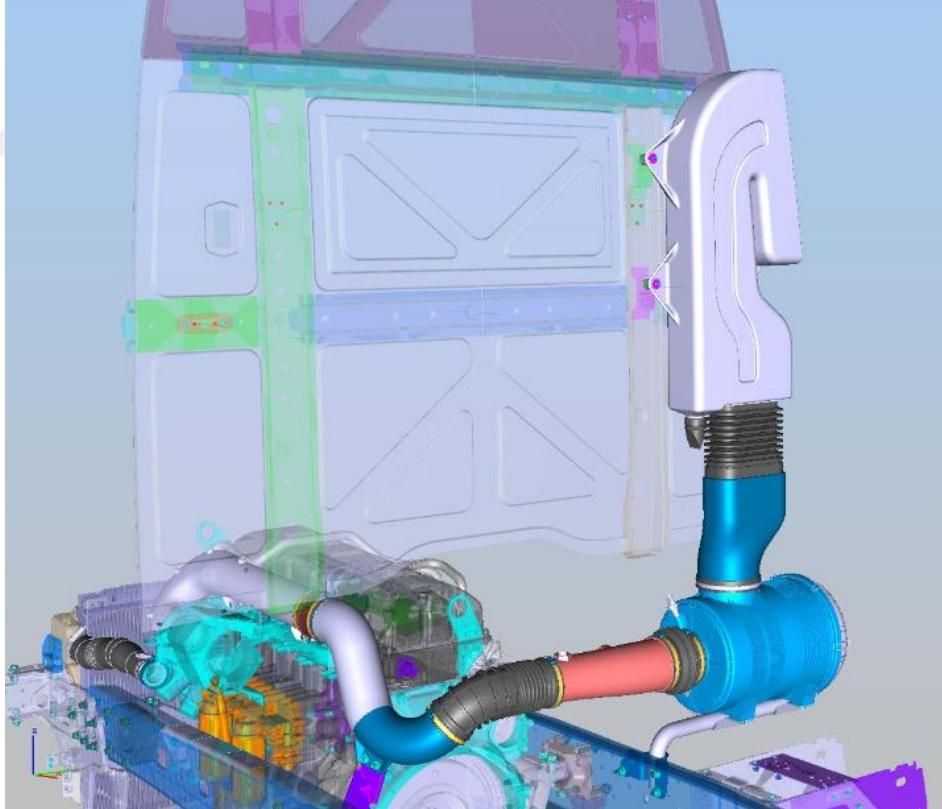




2. HAVA EMİŞ SİSTEMİ

2.1 Hava Emiş Sisteminin BÖlÜmleri

İçten yanmalı motor kullanılan motorlu kara taşıtlarında, yanma olayının gerçekleşebilmesi için yakıt ve hava olmak üzere 2 temel girdiye ihtiyaç duyulmaktadır. Hava emiş sistemi, temel girdilerden biri olan havanın atmosferden alınımının ardından motor emme manifolduna kadar tüm hattı kapsamaktadır. Bu çalışmada turboşarjlı aşırı doldurma sistemine sahip dizel motorlu ağır ticari araçların hava emiş sistemi detayları verilecektir. Sistem temel olarak 3 bölümden oluşmaktadır. Şekil 2.1’de ağır ticari araçlarda hava emiş sistemi genel görüntüsü verilmiştir.



Şekil 2.1 : Ağır ticari araçlarda hava emiş sistemi genel görüntüsü.

2.1.1 Kirli taraf boruları

Filtrelenmemiş ve düşük basınçlı kirli havanın taşındığı kirli taraf boruları, havanın atmosferden alındığı ilk noktadan başlamakta ve hava temizleyiciye kadar olan boruları kapsamaktadır. Parçaların fonksiyonu, binek araçlarda hava temizleyiciye hava sevki iken ağır ticari araçlarda konu fonksiyona ek olarak kontaminantların (hava, su, çamur) filtreye ulaşmadan ayrıştırılması beklenmektedir. Bu sebepten ötürü söz konusu araçlarda kirli taraf hortumlarının ilk kısmı hava bacası olarak özelleşmiştir. Şekil 2.2’de ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava bacası gösterilmiştir.



Şekil 2.2 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava bacası.

Ağır ticari araçlarda söz konusu parçaların tasarımı, sistemin fonksiyonuna ve araç paketine göre şekillenmektedir. Tasarım süreci sonunda üretim yöntemi belli olmakta ve gereksinimlere göre enjeksiyon kalıplama ya da şişirme kalıplama yöntemiyle üretim gerçekleştirilmektedir. Üretim için genellikle PE ya da PP esaslı polimer malzemeler seçilmekte olup yine istenmesi durumunda cam ve/veya pudra katkılı PP

malzemeler kullanılmaktadır. Çizelge 2.1’de, DuPont’un ticari ürünleri olan PE esaslı DuPont 20 series 2020 specialty polyethylene resin [5] ve cam katkı PP esaslı DuPont performance polymers crastin® 6129 NC010 PBT [6] için bazı önemli mekanik özellikleri karşılaştırmalı olarak verilmiştir.

Çizelge 2.1 : PE ve PP bazlı malzemelerin mekanik özellikleri.

| Mekanik özellikler | PE | PP |
|--------------------|------------------------|------------------------|
| Yoğunluk | 0,92 g/cm ³ | 1,32 g/cm ³ |
| Çekme mukavemeti | 9,6 MPa | 58 MPa |
| Kopma uzaması | % 620 | % 50 |
| Elastisite modülü | 0,186 GPa | 2,60 GPa |

2.1.2 Hava temizleyici

Kirli ve temiz taraf boruları arasında kalan hava temizleyici, hava filtresi ve filtreye ev sahipliği yapan hava kutusundan oluşmaktadır. Parçanın 5 temel görevi olup görevler aşağıda listelenmiştir [7].

1. Hava filtresini muhafaza etmek
2. Hacim oluşturup gürültü azaltıcı unsur görevi almak
3. Hava akış sensörünü muhafaza etmek
4. Kirli ve temiz taraf borularını birbirine bağlamak
5. Sisteme girmiş kontaminantları tutmak ve tahliye etmek

2.1.2.1 Hava kutusu

Ağır ticari araçlarda hava kutusu tasarımı toz tutma kapasitesi, NVH ve araç paketi beklentilerine göre şekillenmektedir. Plastik enjeksiyon kalıplama yöntemiyle üretilen hava kutusu ana gövde ve kapaktan oluşmakta, malzeme olarak cam katkı PP ve PA esaslı polimerler kullanılmaktadır. Şekil 2.3’te ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava kutusu örneği verilmiştir.



Şekil 2.3 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava kutusu.

2.1.2.2 Hava filtresi

Hava kutusu içinde yer alan hava filtresi, ağır ticari araçlarda silindirik olarak kullanılmakta olup filtre boyutları NVH, basınç düşümü, verimlilik ve kapasite gibi performans metrikleri çerçevesinde şekillenmektedir.

Filtre üretim süreci çoklu bir üretim operasyonu olup filtre kağıdı üretimi, filtre kağıdının destek yapılarıyla birlikte katlanarak yapılandırılması, dairesel kesitli PU taban üretimi ve son olarak yarı mamul haline getirilmiş filtre kağıdı ve taban yapısının birleştirilerek montaj haline getirilmesi aşamalarını içermektedir. Şekil 2.4'te ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava filtresi gösterilmiştir.



Şekil 2.4 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava filtresi.

2.1.3 Temiz taraf boruları

Filtrelenmiş temiz havanın taşındığı temiz taraf boruları, hava temizleyici ve emme manifoldu arasında kalan kısmı oluşturmaktadır. Konu parçalar hem motora hem de temiz hava ihtiyacı olan diğer sistemlere hava iletim görevi görmektedir. Sistem üzerinde bulunan sensörlere de ev sahipliği yapan temiz hava boruları ayrıca komponent dayanağı oluşturma görevi de görmektedir.

2.1.3.1 Düşük basınç boruları

Hava temizleyici ve kompresör girişi arasında yer almaktadır. Tasarımında çok sayıda parametrenin etkili olduğu düşük basınç boruları metal, plastik ve kauçuk grubunu içeren geniş bir malzeme yelpazesine sahiptir. Tasarım kriterleri aşağıda listelenmiştir [7].

1. Kimyasal dayanım
2. Esneklik
3. Üretilebilirlik
4. Hammadde fiyatı
5. Düşük sıcaklık davranışı
6. Basınç düşümü
7. Motor bölgesi sıcaklıkları

Çok yüksek sıcaklık dayanımı gerektiren motor bölgesinde alüminyum döküm malzemeler tercih edilirken, daha düşük mekanik dayanım gerektiren bölgelerde ise gerekmesi durumunda kullanılmak üzere cam ve/veya pudra katkılı PA, PP bazlı polimer malzemeler kullanılmaktadır. Rijit parçalar arasında yer alan bağlantılarda ise esnek olması ve şasiye bağlı hava temizleyici ile motor arasında oluşan rölatif hareketi alması için sentetik kauçuk malzemeler tercih edilmektedir. Şekil 2.5'te ağır ticari araçlarda kullanılan düşük basınç boruları gösterilmiştir.



Şekil 2.5 : Ağır ticari araçlarda kullanılan düşük basınç boruları.

2.1.3.2 Yüksek basınç boruları

Hava emiş sisteminin son kısmını oluşturan yüksek basınç boruları, kompresör çıkışından ara soğutucu girişine kadar olan sıcak taraf yüksek basınç borusu ve ara soğutucu çıkışından emme manifoldu girişine kadar olan soğuk taraf yüksek basınç borusundan oluşmaktadır. Bu kısımda teze konu olan ısılk sesinin yayıldığı yüksek basınç boruları detaylı şekilde anlatılacaktır.

Yüksek basınç boruları: sıcak taraf yüksek basınç boruları

Tüm sistem boyunca en yüksek mekanik zorlama değerlerine ulaşılan sıcak taraf yüksek basınç borularında aşağıdaki tasarım kriterleri dikkate alınmaktadır:

1. İç gaz sıcaklığı
2. Dış ortam sıcaklığı
3. İç gaz basıncı
4. Esneklik
5. Basınç düşümü

Yapılan optimizasyon sonucuna göre hem metal hem de plastik malzemeler kullanılabilmekte olup her iki grup için de, konu parçaların uçlarında yer almak üzere, şasiye bağlı ara soğutucu ve motor bloğu arasında oluşan hareketi alma amacıyla körüklü yapıya sahip kauçuk parçalar kullanılmaktadır. Şekil 2.6'da ağır ticari araçlarda kullanılan sıcak taraf yüksek basınç boruları gösterilmiştir.





Şekil 2.6 : Ağır ticari araçlarda kullanılan sıcak taraf yüksek basınç boruları.

Yüksek basınç boruları: soğuk taraf yüksek basınç boruları

Teknik açıdan sıcak taraf ile benzer özellikler sergileyen soğuk taraf yüksek basınç boruları, ara soğutucu sonrasında yer alması sebebiyle daha düşük iç gaz sıcaklıklarına maruz kalmakta ve beraberinde fiyat avantajı getirmektedir. Şekil 2.7’de ağır ticari araçlarda kullanılan soğuk taraf yüksek basınç boruları gösterilmiştir.



Şekil 2.7 : Ağır ticari araçlarda kullanılan soğuk taraf yüksek basınç boruları.

2.2 Hava Emiş Sisteminin Fonksiyonları

Çalışmaya konu olan ağır ticari araçlarda hava emiş sisteminin temel olarak 7 fonksiyonu vardır [8]. Bu çalışmada sistemden beklenenlerin netleştirilmesi amacıyla her bir fonksiyon detaylandırılacaktır.

2.2.1 Hava akışı yönetimi

Atmosferik havanın motor bloğuna kadar olan yolu boyunca yönetimi gereken 3 temel parametre bulunmaktadır.

2.2.1.1 Filtrelenmiş havanın motora gönderimi

Filtrelenmiş havanın motora gönderimi ilk gereksinimdir. Aksi durumda hassas parçalar içeren motor bloğu, kirleticilere maruz kalmakta bu da motorda çeşitli

problemlere sebep olmaktadır. İçten yanmalı motor kullanılan motorlu kara taşıtlarında, filtrasyonu sağlamak amacıyla panel, konik, radyal ve Donaldson firmasının patentli ürünü olan Powercore tipi [9] filtreler kullanılmaktadır. Ağır ticari araçlarda ise yaygın olarak radyal filtreler kullanılmaktadır.

2.2.1.2 Basınç düşümü optimizasyonu

2.önemli gereksinim, sistem basınç düşümü değerinin düşük tutulmasıdır. Yüksek basınç düşümü, kompresörün verim haritasını etkilemekte ve aracın yakıt tüketimini arttırmaktadır. Seçilen kompresöre göre izin verilen en fazla basınç düşümü değeri belli olup hava emiş sistemi bu değer göz önüne alınarak tasarlanmalıdır. Aksi durumda, yabancı literatürde “surge” olarak adlandırılan kompresörde basınç dalgalanmaları olabilmektedir [10].

2.2.1.3 Ortamsal sıcaklık artışı optimizasyonu

Atmosferik havanın sisteme girdiği ilk kısım olan kirli hava boruları, aracın türüne göre farklı rotalar izleyebilmekte ve aracın farklı konumlarında yer almaktadır. Binek araçlarda kirli hava boruları, kaput ve ön tampon birleşim noktalarında konumlandırılmakta ve hava girişi global koordinat sistemine göre x ya da y eksenlerinde olmaktadır. Ağır ticari araçlarda ise hava girişi aynı eksenlerde, hava bacasından olmaktadır. Her iki grup araç özelinde ortak nokta ise hava girişinin motorda uzakta ve yüksekte olmasıdır. Bu durum ilk giriş havasının mümkün olduğunca soğuk ve hava yolu boyunca ortamsal sıcaklık artışı olarak adlandırılan ROA değerinin en az olmasını sağlamaktadır. Sıcaklık artışının düşük tutulması, volümetrik verimi arttırmakta ve maden sahası, şantiye, çöl gibi zorlu şartlarda çalışan ağır ticari araçların tork kaybı yaşamasını önlemektedir.

2.2.2 Hava akışı ölçümü

Sistem üzerinde bulunan çeşitli sensörler aracılığıyla hava kütlesi, sıcaklığı ve basıncı ölçülerek araç kalibrasyonu için gerekli olan veriler elde edilmektedir.

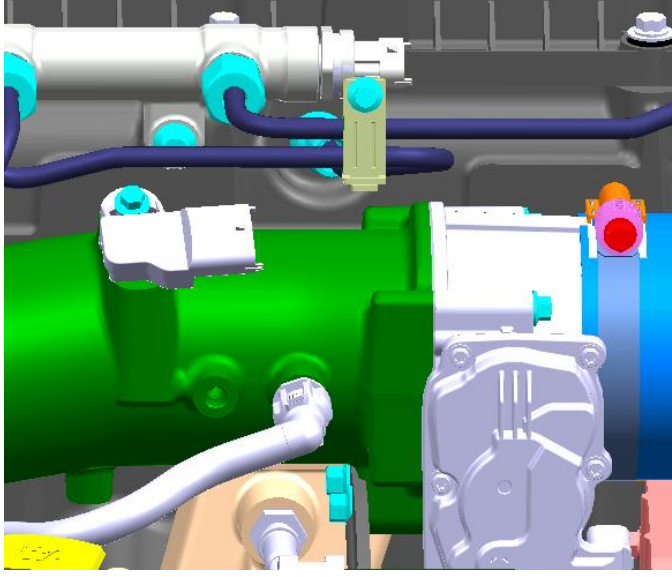
Hava kütlesi, MAF sensörü aracılığıyla ölçülmektedir. Sensör binek araçlarda hava kutusuna, ağır ticari araçlarda ise hava kutularına veya düşük basınç borularına konumlandırılmaktadır. Sensör yerleşimindeki kriter, akışın laminar olduğu bölgede konumlandırılmadır. Sensörden okunan değere göre emisyon normlarına uygun

şekilde motora yakıt ve araçta kullanılması durumunda SCR sistemine üre püskürtülmektedir. Şekil 2.8’de binek araçlarda kullanılan bir MAF sensörü gösterilmiştir.



Şekil 2.8 : Binek araçlarda kullanılan bir MAF sensörü.

Manifolddaki hava basıncı ise MAP sensörü aracılığıyla ölçülmektedir. Ölçümde kelebek pozisyonu, hava sıcaklığı ve vakum durumu dikkate alınmaktadır. Yeni nesil araçlarda MAP sensörüyle birlikte aracın bulunduğu yüksekliğe göre değişen atmosfer basıncını ölçmek için elektronik kontrol ünitesinin üzerinde bir basınç sensörü bulunmaktadır. Böylece ECU her an bulunulan ortamdaki atmosfer basıncını algılamakta ve yakıt enjeksiyon sistemindeki ayarlamaları buna göre yapmaktadır. Sensör emme manifolduna konumlandırılmaktadır. Şekil 2.9’da ağır ticari araçlarda kullanılan bir MAP sensörü gösterilmiştir.



Şekil 2.9 : Ağır ticari araçlarda kullanılan bir MAP sensörü.

Sistemden alınan bir diğer ölçüm olan hava sıcaklığı, IAT sensörü aracılığıyla ölçülmektedir. Sensör, doğru hava/yakıt karışım oranının sürdürülebilmesi için uygun yakıt düzenlemelerinin yapılmasında MAP ile uyumlu şekilde çalışmaktadır. Yeni nesil araçlarda MAF sensörünün de içine entegre edilebilmektedir.

2.2.3 Komponent dayanağı oluşturma

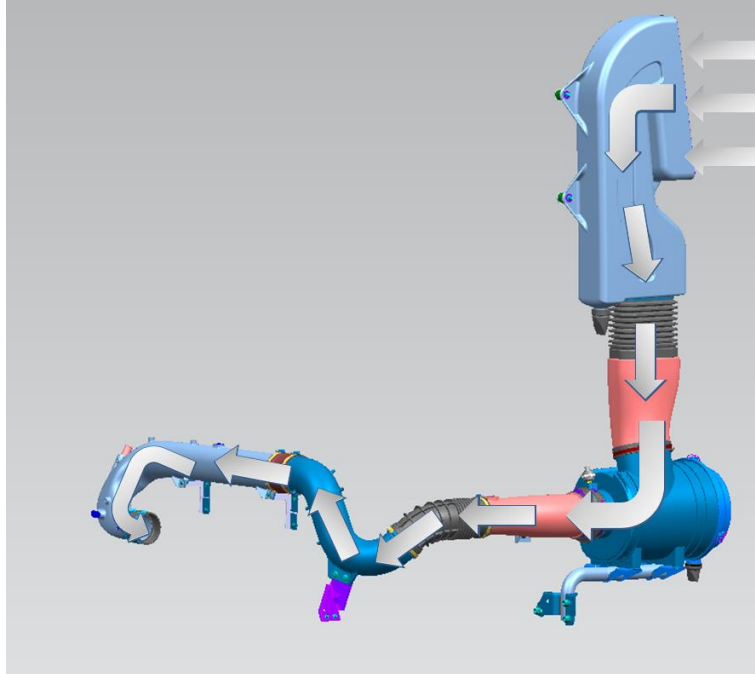
Sistemde yer alan parçalarda kullanılan braket, kulak, topuz gibi eklentilerle hava emiş sistemi parçaları diğer sistemlere ait parçalara dayanak oluşturmakta ve konu parçaların araç paketine uygun şekilde yerleştirilmesini sağlamaktadır. Burada dikkat edilmesi gereken husus, dayanak oluşturulan parça ile hava emiş sistemi parçası arasında rölatif hareket olmamasıdır. Aksi halde parçalar absorbe edilemeyen bir gerilime maruz kalacak ve hasarlanacaktır. Şekil 2.10'da ağır ticari araç EGR ünitesine dayanak oluşturan düşük basınç borusu gösterilmiştir.



Şekil 2.10 : EGR ünitesine dayanak oluşturan düşük basınç borusu.

2.2.4 Gürültü Yönetimi

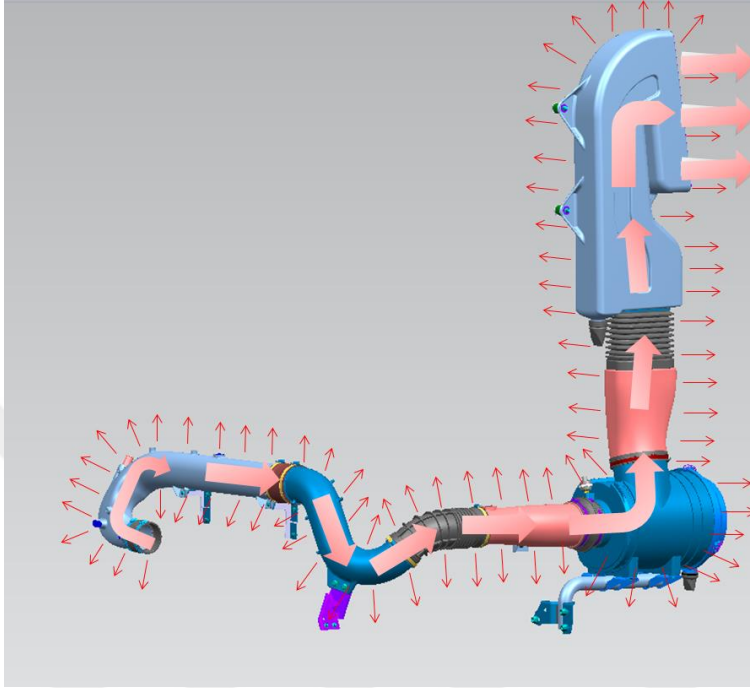
Hava emiş sistemi, kendi yapısından kaynaklı sesler üretmekte ve hava yolunun tersi istikamette de motordan gelen yapı ve hava kaynaklı sesleri iletmektedir. Şekil 2.11’de hava iletim hattı gösterilmiştir. Tasarım esasları doğrultusunda, ses yayılımını en azda tutmak amacıyla borulama optimizasyonu yapılmaktadır.



Şekil 2.11 : Hava iletim hattı.

Yapı kaynaklı sesler, hava kutusu gövdesinden ve borulardan ışıyan gürültü olarak karşımıza çıkmakta ve kabuk ışıyım gürültüsü [11] olarak adlandırılmaktadır.

Motordan gelen yanma kaynaklı sesler ise sisteme hava girişinin ilk yapıldığı nokta olan hava bacasından atmosfere yayılmakta ve giriş orifis gürültüsü [11] olarak adlandırılmaktadır. Şekil 2.12’de yapı ve hava kaynaklı olan bu seslerin yayılım yönleri gösterilmiştir.



Şekil 2.12 : Hava emiş sisteminden yayılan gürültülerin gösterimi.

2.2.5 Girdaplı hava yönetimi

Temiz taraf, düşük basınç borularının ardından kompresör girişine iletilen havanın basınç dalgalanması gibi istenmeyen durumları önlemesini sağlamak amacıyla belirli bir girdapla ile gönderimi gerekmektedir. Konu doğrudan NVH ile ilgili olup söz konusu oran OEM’ler tarafından tayin edilmekte veya kompresör üreticileri tarafından verilmektedir.

2.2.6 Vakumlu temiz hava iletimi

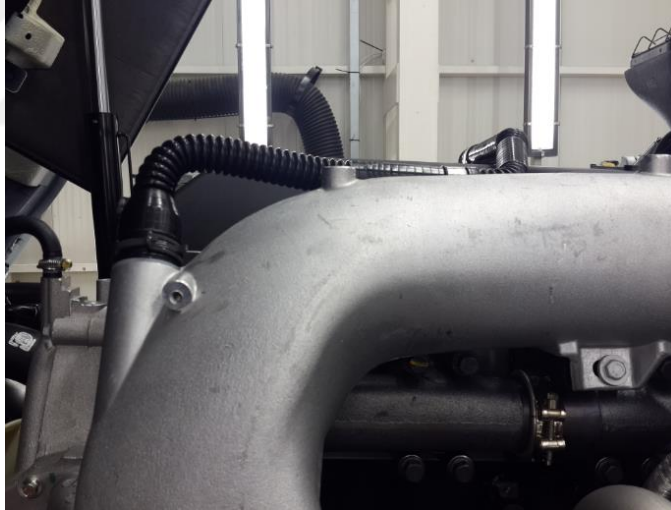
Ağır ticari araçlarda binek araçlara oranla farklı tiplerde frenleme sistemleri kullanılmasından dolayı ağır ticari araçlar frenleme için filtrelenmiş temiz hava depolamaya ihtiyaç duymaktadır [12]. İhtiyaç duyulan hava, hava emiş sisteminin temiz taraf, düşük basınç borularından çekilerek depolanmaktadır. Bağlantı plastik parçalarda vidalı bağlantı ile, kauçuk parçalarda ise spigot ve kelepçe ile sağlanmaktadır. Fonksiyondan beklenti, tam sızdırmazlıktır. Şekil 2.13’te ağır ticari araçlarda kullanılan bir hava kompresörü fren hava hattı bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 2.13 : Hava kompresörü fren hava hattı bağlantısı.

2.2.7 Krank havalandırma gazları iletimi

Krank havalandırma gazları, hava emiş sistemine temiz taraf, düşük basınç boruları kısmından eklenmektedir. Şekil 2.14'te ağır ticari araçlarda kullanılan bir krank havalandırma hattı bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 2.14 : Krank havalandırma hattı bağlantısı.

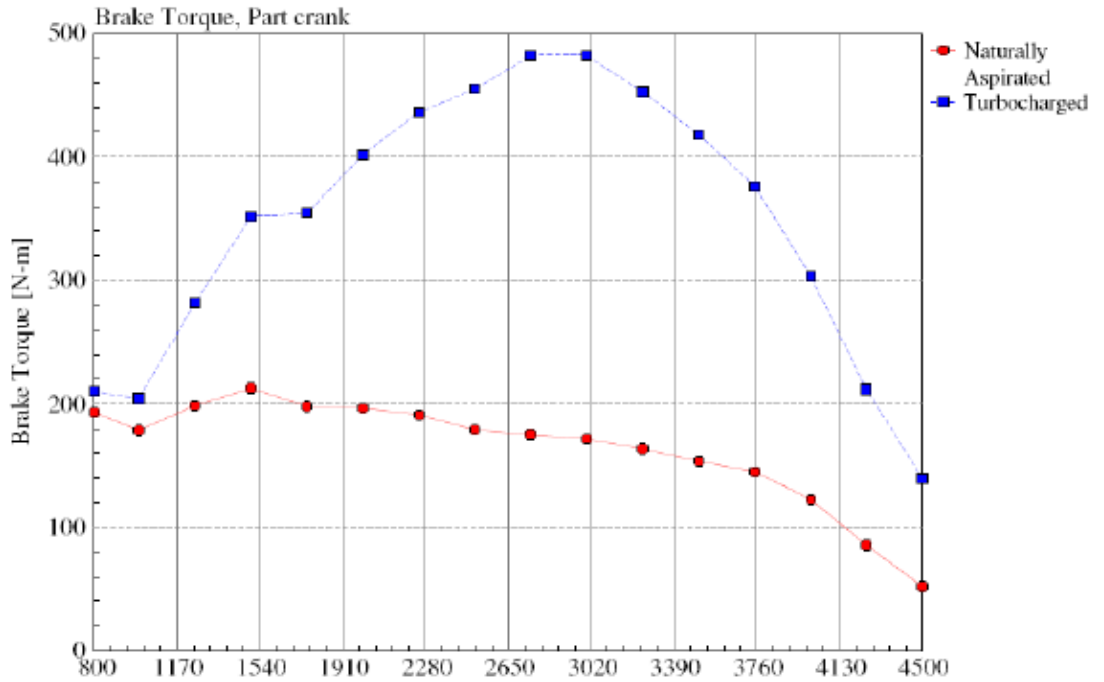


3. TURBOŞARJ SİSTEMİ

3.1 Turboşarj Sisteminin Avantajları

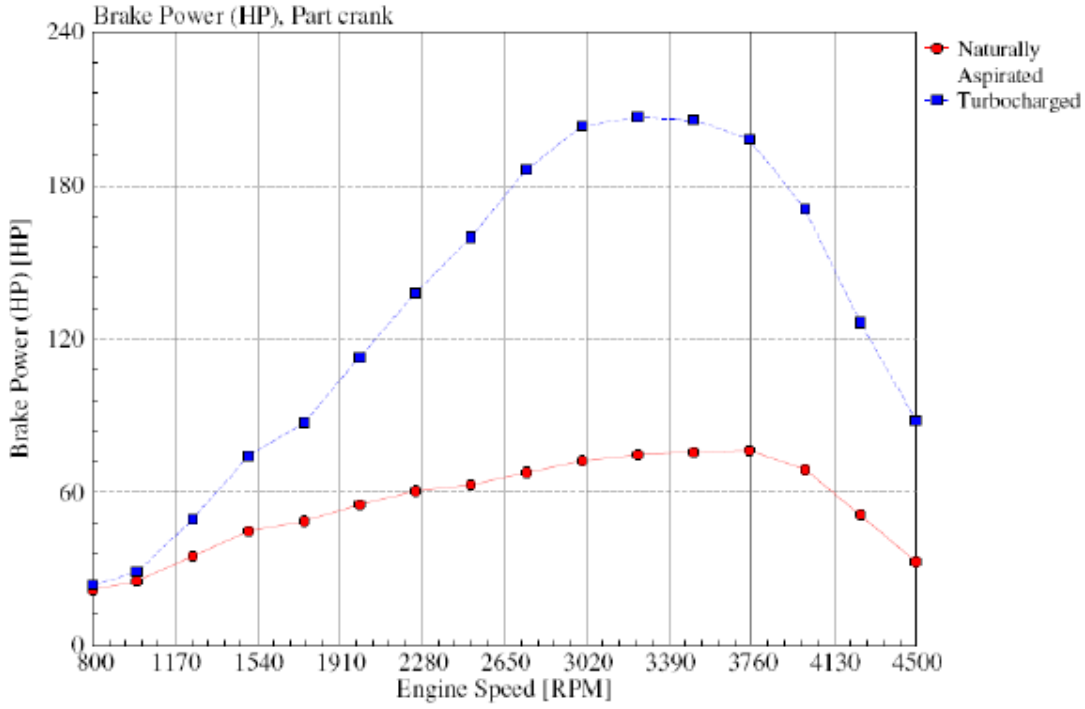
Günümüzde karayolu yük taşımacılığı yapan ağır ticari araçlarda turbo kompresörle aşırı doldurma yapan içten yanmalı dizel motorlar kullanılmaktadır. Aşırı doldurma günümüze kadar olan süreçte yaygınlaşmakla birlikte sisteme ait patent alımı 1886 yılına dayanmaktadır [13]. Sistemin sahip olduğu avantajları aşağıdaki gibi özetlemek mümkündür.

1. Turbo kompresörle aşırı doldurma, birim ağırlık ve hacimden alınan gücü ve torku arttırmanın yanı sıra motor boyutlarını küçültmekte ve aracı hafifletmektedir. Motor boyutlarının küçülmesi ise mekanik verimi arttırmaktadır [14].



Şekil 3.1 : Örnek motorların tork açısından karşılaştırılması [14].

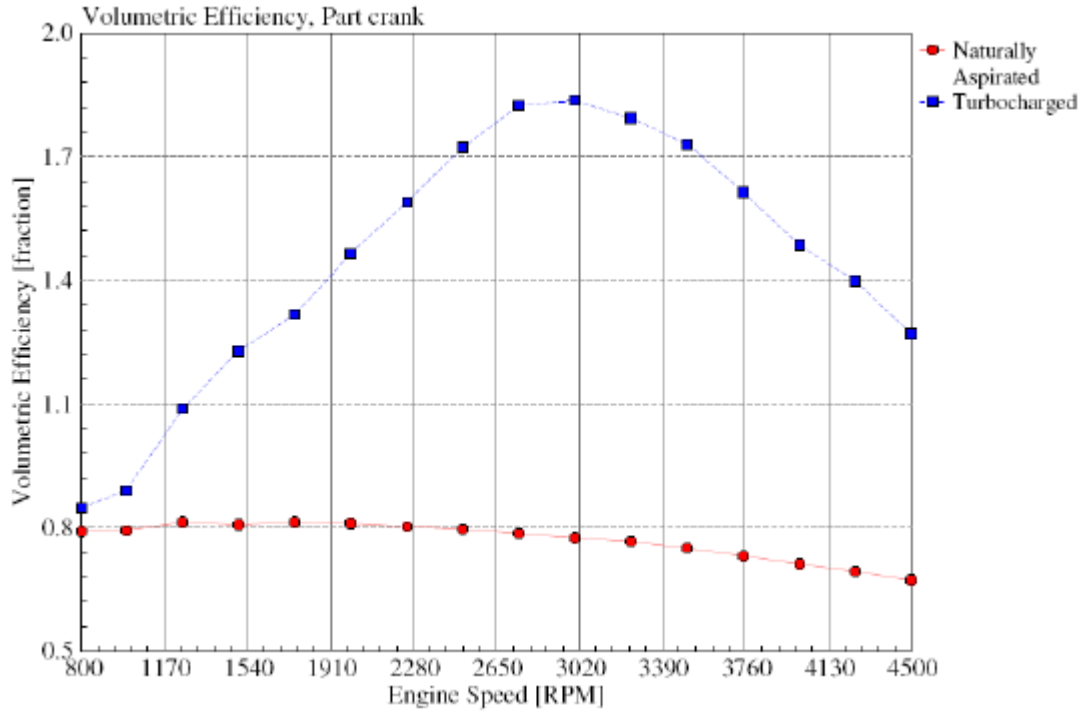
Şekil 3.1’de turbo kompresörlü bir dizel motor ve doğal emişli bir motor ürettikleri tork açısından karşılaştırılmıştır. Turbo kompresörlü motorun, 1000 d/dk’dan 3000 d’/dk’ya kadar sürekli artan yüksek tork verdiği grafikten okunmaktadır. 3000 d/dk’dan sonra yaşanan sert düşüş, kompresörün verimli olduğu bölgeden çıkmasıyla açıklanabilir. Doğal emişli motor ise 1500 d/dk’dan itibaren sürekli azalan bir davranış sergilemektedir.



Şekil 3.2 : Örnek motorların güç açısından karşılaştırılması [14].

Şekil 3.2’de ise aynı motorlar ürettikleri güç açısından karşılaştırılmıştır. Aşırı doldurmalı motorun rolanti devrinden başlayarak aracın maksimum torku ürettiği devirlere kadar sürekli artan bir davranış sergilediği grafikten okunmaktadır. 3000 d/dk’dan sonra yaşanan sert düşüş, kompresörün verimli olduğu bölgeden çıkmasıyla açıklanabilir. Doğal emişli motor ise aynı devir bandında oldukça düşük bir eğimle artış göstermektedir.

2. Egzos gazlarının piston üzerinde pozitif iş yapacak şekilde kullanılması çevrim verimini arttırmaktadır. Ayrıca hava fazlalık katsayısı yüksek olduğundan indike verim de yükselmektedir [14].



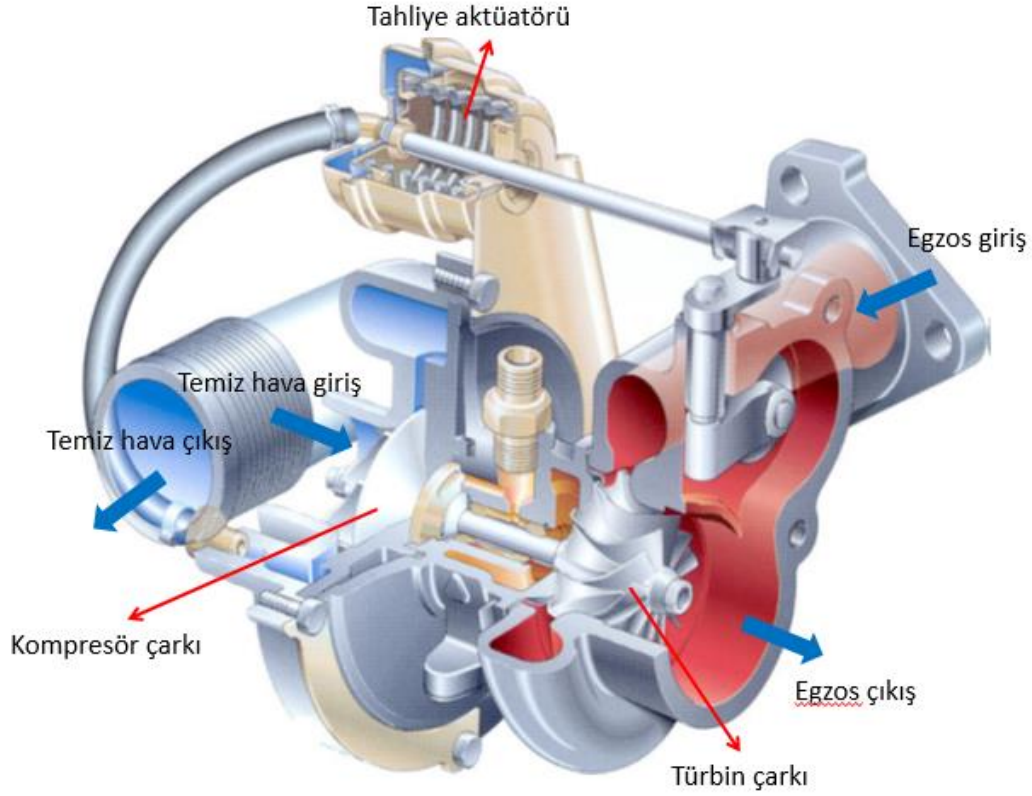
Şekil 3.3 : Örnek motorların volümetrik verim açısından karşılaştırılması [14].

Şekil 3.3'te de aynı motorlar volümetrik verim açısından karşılaştırılmıştır. Her iki motorda, güç ve tork eğrilerindekilerine benzer aralıklarda değişim göstermektedir. Aynı şekilde 3000 d/dk'dan sonra yaşanan sert düşüş, kompresörün verimli olduğu bölgeden çıkmasıyla açıklanabilir.

3. Yanma sıcaklıkları arttığı ve tutuşma gecikmesi azaldığı için HC, PM ve CO emisyonlarında azalma görülmektedir. Bununla birlikte yine yanma sıcaklıkları yükseldiği için NO_x emisyonlarında artış meydana gelmektedir.
4. Motorda giren hava basıncı sürekli yüksek olduğundan motorun çalışma yüksekliğine bir başka ifadeyle ortam basıncına bağlılığı azalmaktadır.

3.2 Turboşarj Sisteminin Bölümleri

Turbo kompresörler, temelde türbin, kompresör ve yatak & muhafaza olmak üzere 3 bölümden oluşmaktadır. Şekil 3.4'te bir turbo kompresör, konu bölümleriyle birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3.4 : Turbo kompresörün kesit görüntüsü [14].

3.2.1 Türbin

Türbin muhafazası ve türbin çarkından oluşan kısım, muhafazasından flanş ile egzos manifolduna bağlanmaktadır. Türbin çarkı ise ortak bir mil vasıtası ile kompresör çarkına bağlanmaktadır. Şekil 3.4'te gösterildiği gibi, egzos manifoldundan türbin muhafazasına radyal olarak giren atık egzos gazları türbin çarkını döndürmekte ve aksel olarak türbinden ayrılmaktadır. Çarkın dönme hızını etkileyen parametre muhafazaya giren atık egzos gazı miktarı olup çark hızı tasarım parametrelerine göre sınırlandırılmaktadır.

3.2.1.1 Türbin parametreleri

Ağır ticari araçlarda türbin seçimi, araçtan beklentiler ölçüsünde çeşitlilik göstermektedir. Çekici, inşaat serisi ve yol kamyonu olarak 3 ana platformda üretilen ağır ticari araçların her bir serisinin farklı güç ve tork ihtiyaçları bulunmaktadır. Alt başlıklara inildiğinde ise yine her bir serinin maksimum güç ve torku sürekli ürettiği bir motor devri ya da tarama istendiği belli bir devir aralığı bulunmaktadır. Örnek vermek gerekirse PTO'ya sahip inşaat serisi araçlarda belirli bir devirde maksimum güç ve tork beklentisi varken, çekici serisi araçlarda beklenti belirli bir devir

aralığıdır. Güç, tork ve motor devrine ek olarak müşteri beklentileri doğrultusunda yakıt ekonomisi ve gürültü seviyesi de göz önüne alındığında seçilecek türbinin parametreleri konu beklentilere göre şekillenmektedir.

Türbin basınç oranı: $P_{rt} = P_{0,in}/P_{s,out}$

Türbin izentropik verimi: $\mu_t = W_{actual}/W_{ideal}$

Türbin izentropik verimi: $\mu_t = (T_{0,in} - T_{0,out})/(T_{0,in} - T_{s,out,is})$

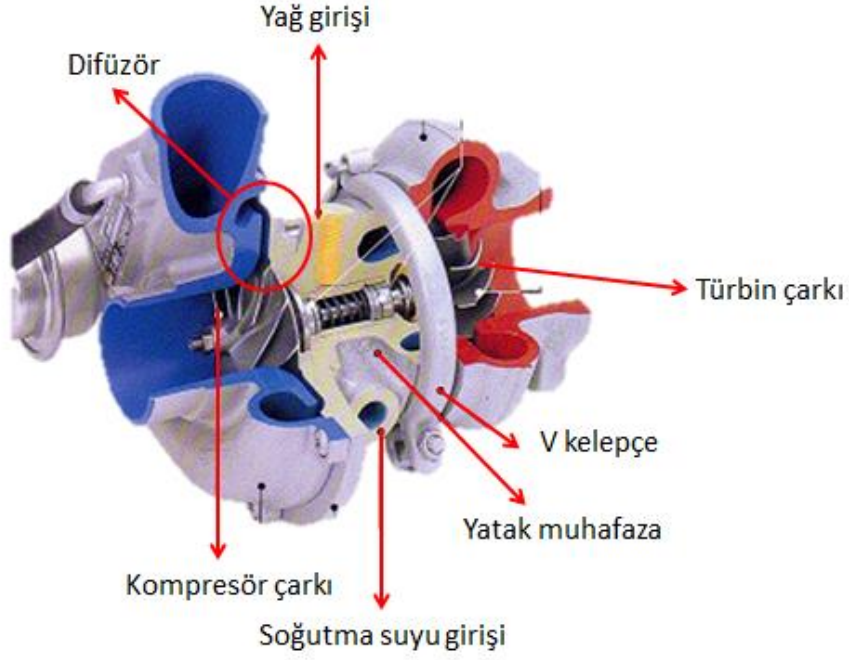
Türbin izentropik verimi: $\mu_t = [(T_{0,in} - T_{0,out})]/ [T_{0,in}] \times [1 - (\frac{1}{P_{rt}})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}]$

Türbin akışı: $\dot{m}_{corrected} = [(\dot{m}_{physical} \times \sqrt{T_{0,in}})/P_{0,in}] \times [P_{standard}/\sqrt{T_{standard}}]$

Türbin hızı: $N_{corrected} = N_{physical} \times \sqrt{\frac{T_{standard}}{T_{0,in}}}$

3.2.2 Kompresör

Kompresör, muhafaza ve çarktan oluşmakta olup çark ortak mil vasıtasıyla turbine bağlanmaktadır. Türbin çarkından gelen hareketle tahrik olan kompresör çarkı böylece kompresöre giren temiz havayı vakumlamaktadır. Eksenel olarak girdiği çarktan radyal olarak çıkan filtrelenmiş temiz hava ardından difüzöre girmekte, hızı azalmakta ve basınçlanmaktadır. İçten yanmalı dizel motor kullanan ağır ticari araçlarda kompresör çıkış basınçları, 2 – 3 bar gösterge basıncı mertebelerindedir. Çarkın dönme hızını etkileyen parametre ise hareketini aldığı türbin çark hızıdır.



Şekil 3.5 : Turbo kompresörün difüzör bölgesi ile gösterimi [14].

Şekil 3.5’te gösterildiği gibi, difüzörün dar kesitinden geçen hava basınçlanmakta ve kompresör çıkışından sıcak taraf yüksek basınç borusuna sevk olmaktadır.

3.2.2.1 Kompresör parametreleri

Bölüm 3.2.1.1’de açıklanan türbin parametreleriyle uygun şekilde seçilmesi gereken kompresör parametreleri aşağıda verilmiştir.

Kompresör basınç oranı: $P_{rc} = P_{0,out}/P_{0,in}$

Kompresör izentropik verimi: $\mu_c = W_{actual}/W_{ideal}$

Kompresör izentropik verimi: $\mu_c = (T_{0,out,is} - T_{0,in})/(T_{0,out} - T_{0,in})$

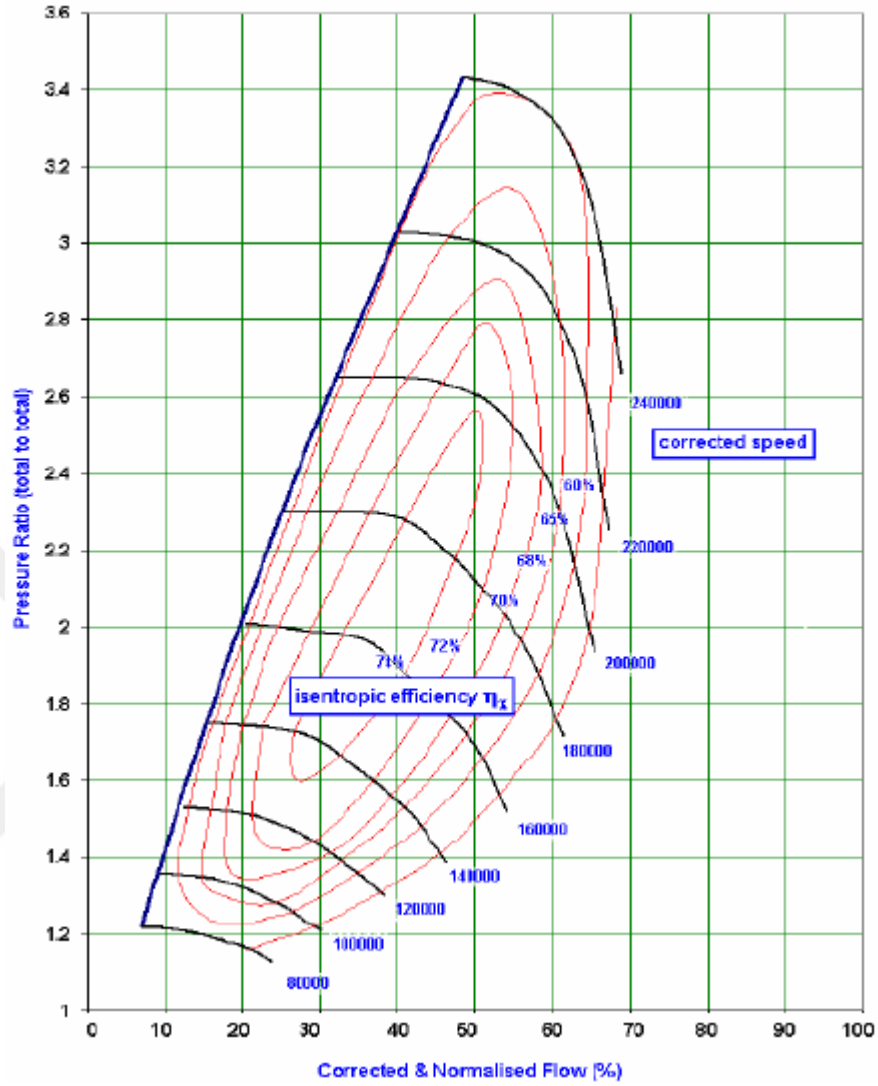
Kompresör izentropik verimi: $\mu_c = (T_{0,in}) \times ((P_{rc})^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1)/[T_{0,out} - T_{0,in}]$

Kompresör akışı:

$$\dot{m}_{corrected} = [(\dot{m}_{physical} \times \sqrt{T_{0,in}})/P_{0,in}] \times [P_{standard}/\sqrt{T_{standard}}]$$

Kompresör hızı: $N_{corrected} = N_{physical} \times \sqrt{\frac{T_{standard}}{T_{0,in}}}$

Şekil 3.6'da gösterildiği gibi kompresör verimi basınç oranı, akış hızı ve kompresör hızına göre değişmektedir.



Şekil 3.6 : Kompresör verim haritası [14].

Türbin ve kompresör hesap eşleştirmelerinde ise 3 denge denklemi kullanılır.

1. Kompresör – türbin enerji dengesi

Kompresörün yaptığı iş, türbinin yaptığı işten mekanik kayıpların çıkarılmış haline eşittir.

$$m_c C_{p_a} \Delta T_c = m_t C_{p_g} \Delta T_t \mu_m$$

$$m_c C_{p_a} \mu_c T_{1c} \left(R_c^{\left(\frac{\gamma-1}{\gamma}\right)} - 1 \right) = m_t C_{p_g} \mu_t \mu_t T_{1t} \left(1 - \left(\frac{1}{R_t} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right)$$

2. Kompresör – türbin akış dengesi

$$m_t = m_c + m_f$$

3. Kompresör – türbin hız dengesi

$$N_c = N_t$$

3.3 Turbo Eşleştirme

Turbo kompresör sistemini oluşturan türbin ve kompresör kısımlarının uyum içinde çalışabilmesi için seçim kriterleri oluşturulmuştur. Bu kriterler, yabancı literatürde “turbomatching” olarak adlandırılan turbo eşleştirme için önem teşkil etmektedir [15].

İlk adım motor datalarının toplanmasıdır. Bu datalar hali hazırda kullanılan bir motorun test datası olabilmekle birlikte, yeni projeler için hedef data belirlenebilir.

İkinci aşama motor giriş parametrelerinin belirlenmesidir. Hava akış debisi ve hızı, giriş basıncı ve sıcaklığı göz önüne alınması gereken parametrelerdir.

Üçüncü aşamada ise kompresör seçimi gelmektedir. Eldeki datalarla kompresör imalatçısından alınan kompresör haritası eşleştirilmekte ve işletme şartlarına uygun seçim yapılmaktadır.

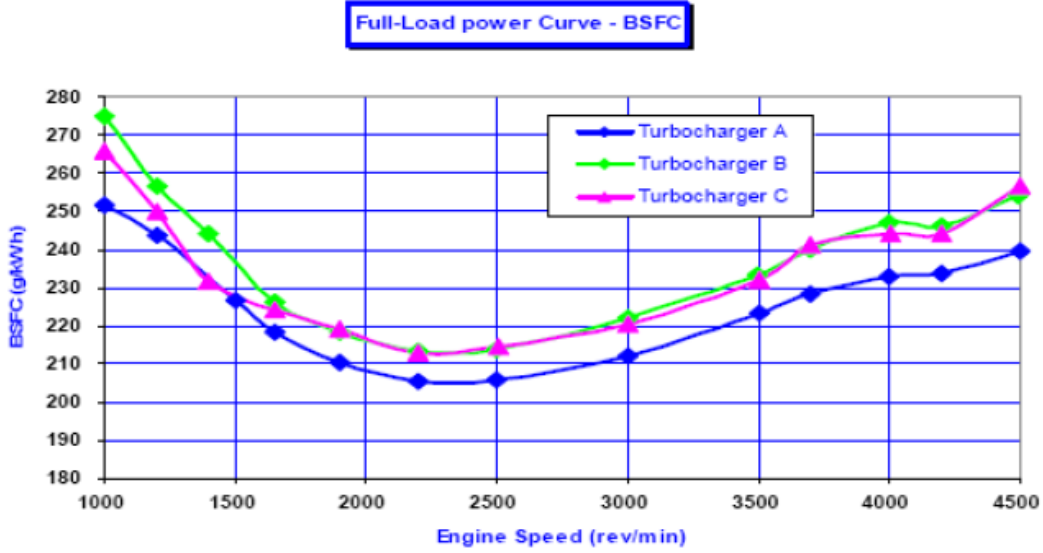
Kompresör seçiminin akabinde türbin seçimi yapılmaktadır. Kompresör seçiminde olduğu gibi sahip olunan datalar ve imalatçıda yer alan türbin haritası eşleştirilmekte ve işletme şartlarına uygun seçim yapılmaktadır.

Türbin ve kompresör üniteleri seçilirken dikkate alınması gereken parametreler aşağıda listelenmiştir.

- İyi düşük hız tork performansı
- Tam yük hız aralığında iyi yakıt tüketimi değeri
- Tam yük hız aralığında düşük duman değeri
- Motor işletme şartlarında düşük emisyon değerleri
- İyi araç sürüş özellikleri
- İyi geçiş davranışları (vites değişimi, gaz pedalından ayağın ani çekilişi vb.)
- İyi yüksek irtifa performansı
- İyi NVH performansı
- Mekanik ve termal stress limitlerinde motor operasyonunun sürdürülmesi (silindir basıncı ve egzoz sıcaklığı)
- Mekanik ve termal stress limitlerinde turbokompresör operasyonunun sürdürülmesi (şaft hızı ve giriş havası basıncı)

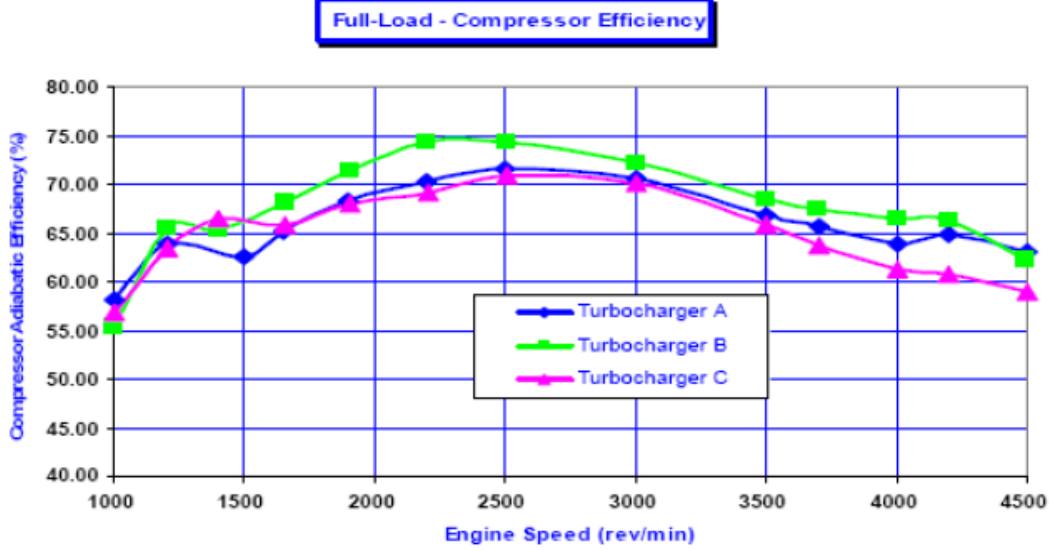
Eşleştirmeyi sağlayacak son aşama ise motor ve seçilen turbo kompresör ünitesinin mekanik ve termal limitler yönünden doğrulanmasıdır.

Sağlıklı bir turbo eşleştirme yapılabilmesi için tüm kriterlerin değerlendirilmesi önem arz etmektedir. Şekil 3.7, 3.8 ve 3.9'da imalatçıdan alınan 3 farklı turbo kompresöre ait örnek haritalar gösterilmiştir.



Şekil 3.7 : Turbo kompresör yakıt tüketimi haritası [15].

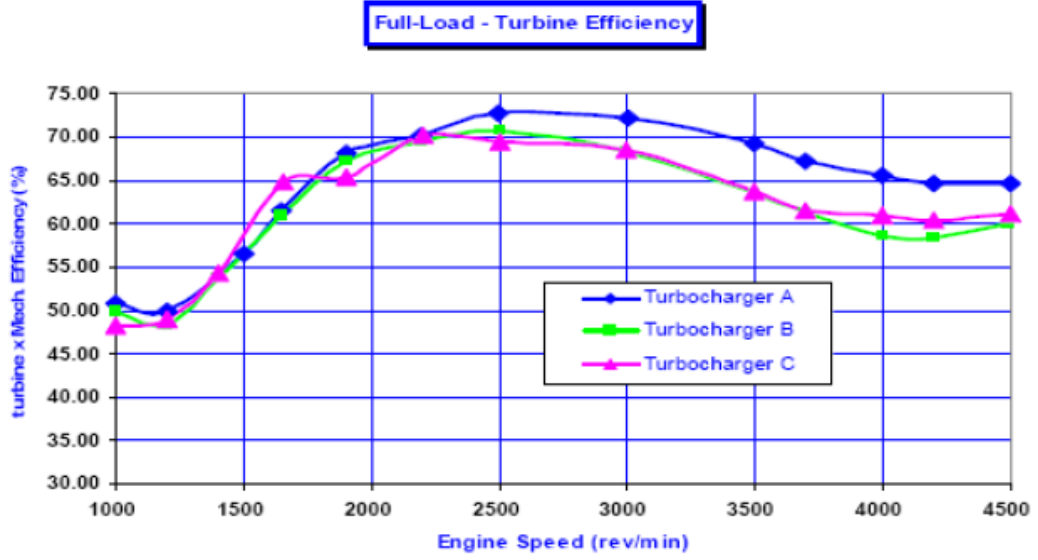
Şekil 3.7’de 3 farklı turbo kompresör, tam yük güç eğrisinde yakıt tüketimi açısından karşılaştırılmıştır. Yakıt tüketiminin motorun maksimum torku verdiği aralıkta düşük tutulmasının hedeflendiği grafikten okunmaktadır. Her bir numune, motor devrine göre benzer karakter göstermekle birlikte, A turbo kompresörü diğerlerine göre belirgin bir ofsetle daha düşük yakıt tüketimi değerleri sunmaktadır.



Şekil 3.8 : Kompresör verim haritası [15].

Şekil 3.8’de 3 farklı turbo kompresör, tam yük eğrisinde kompresör verimi açısından karşılaştırılmıştır. Kompresör veriminin motorun maksimum torku verdiği aralıkta yüksek tutulmasının hedeflendiği grafikten okunmaktadır. Her bir numune, motor

devrine göre benzer karakter göstermekle birlikte B turbo kompresörü diğerlerine göre belirgin bir ofsetle daha yüksek verim sunmaktadır.



Şekil 3.9 : Türbin verim haritası [15].

Şekil 3.9’da 3 farklı turbo kompresör, tam yük eğrisinde türbin verimi açısından karşılaştırılmıştır. Türbin veriminin motorun maksimum torku verdiği aralıktan başlayarak yüksek tutulmasının hedeflendiği grafikten okunmaktadır. Her bir numune, motor devrine göre benzer karakter göstermekle birlikte A turbo kompresörü 2250 d/dk’dan başlayarak diğerlerine göre belirgin bir ofsetle daha yüksek verim sunmaktadır.

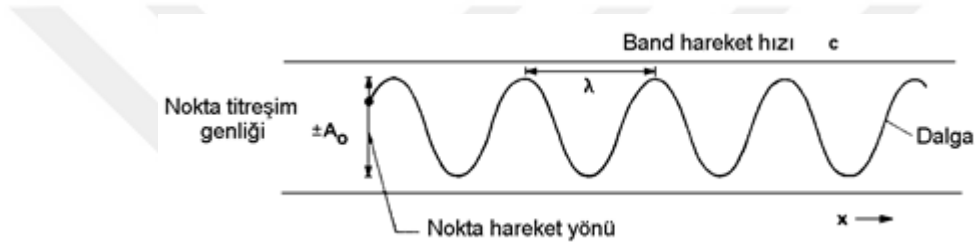
Çalışmaya konu olan turbo kompresör, ticari bir ürün olup değişken geometrili (VGT) özellik ile donatılmıştır.



4. SES VE GÜRÜLTÜ

4.1 Ses

5 temel duyudan biri olan işitmenin girdisi olan ses, kulak aracılığı ile fark edilebilen basınç farklılığıdır. Oluşumu maddenin içinde yer alan moleküllerin titreşimiyle gerçekleşir. Titreşim sonucunda ise ses dalgaları meydana gelmekte ve konu dalgalar iletilmektedir. Örnek bir ses dalgasının yayılımı, şekil 4.1’te gösterilmiştir.

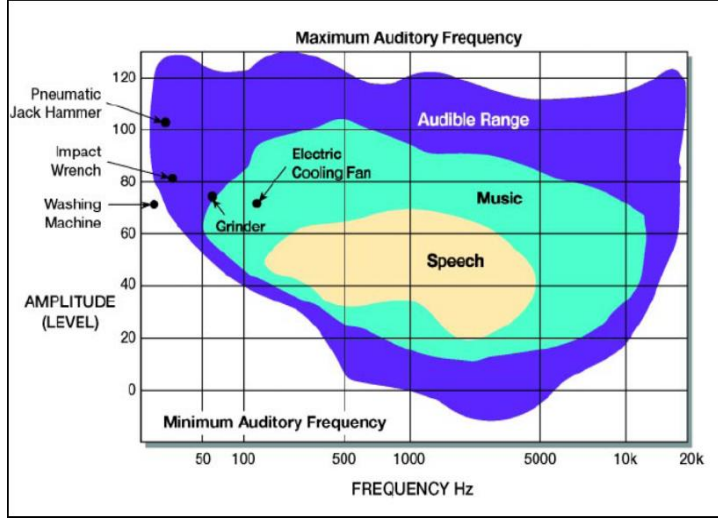


Şekil 4.1 : Ses dalgasının hareketi [16].

Sesin yayılımı, dalga şeklinde olduğu için Hertz (Hz) birimi ile ifade edilir.

4.1.1 İnsan ses ilişkisi

Her canlı türü farklı frekans bandı aralıklarında olan sesleri algılayabilmekte olup bu aralık insanlarda 20 Hz ile 20 kHz’dir. Yaşla birlikte ses ve/veya titreşim olarak algılanabilen frekans bandı da daralmaktadır. Çalışmaya konu olan turbo kompresör ısıklık sesinin hem genç hem de yaşlı bireylerde hissedilebilen bölgede olması çalışma açısından önem arz etmektedir. Şekil 4.2’de insan tarafından algılanabilen frekans bandı, örneklerle birlikte verilmiştir.

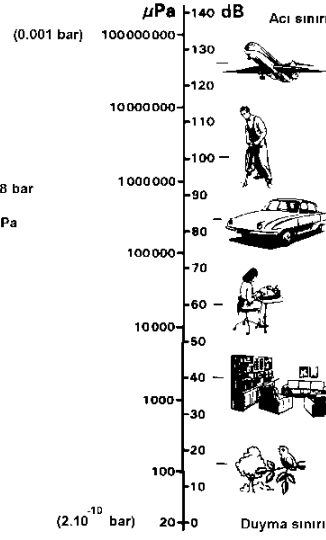


Şekil 4.2 : Genlik ve frekansa göre seslerin dağılımı [16].

Şekil 4.2’de, günlük konuşma, müzik, elektrikli soğutma fanı ve taş motorunun yaymış olduğu titreşim ve gürültülerin frekans bandındaki dağılımları gösterilmiştir. Mavi renkli olan bölge, hissedilebilir aralığı ifade etmektedir. Yaşlı bireylerde her iki uçtan duyulabilir frekans bandının daraldığı göz önüne alındığında, günlük konuşma seslerine nazaran diğer araçlardan yayılan seslerin yaşlı bireyler tarafından duyulmasının öncelikle zorlaşacağı grafikten okunmaktadır.

4.1.2 Desibel

Ses basıncı, şiddeti ve gücü ölçümünde kullanılan birim desibel (dB) olup logaritmik skalada 2 büyüklüğün oranı olarak tanımlanmaktadır. Mikropaskal (μPa) cinsinden basınç oranlarının çok yüksek olması sebebiyle logaritmik skala kullanılmaktadır. İnsanın duyma aralığını gösteren basınç değerleri şekil 4.3’te verilmiştir.

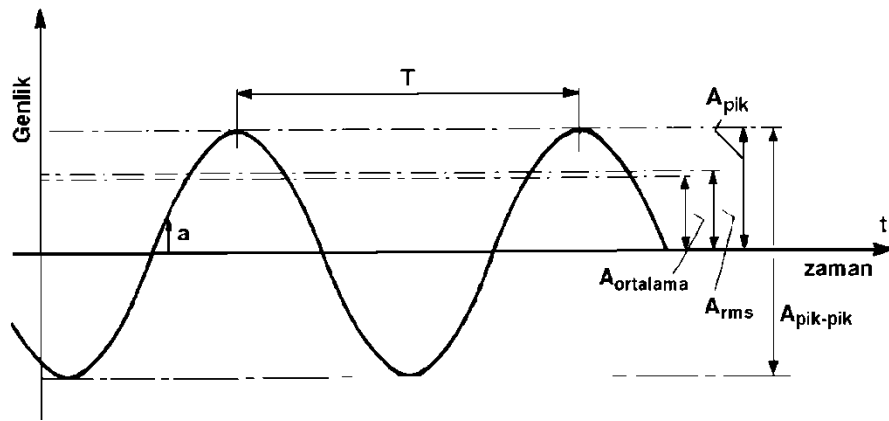


Şekil 4.3 : İnsanın duyma aralığını gösteren basınç değerleri [16].

20 μPa, logaritmik skalada 20 dB'ye karşılık gelmekte olup insan kulağının farkedebileceği en düşük ses seviyesi olan işitme eşiğini temsil etmektedir. 100000000 μPa ise, 140 dB'ye karşılık gelmekte olup insan kulağının seviyeleri arasındaki farkı algılayabildiği en üst ses seviyesi olan ağrı eşiğini temsil etmektedir.

4.1.3 Ses dalgaları

Ses dalgaları harmonik olan ve olmayan dalgalar olarak 2 kısımda incelenmektedir. En basit periyodik dalga olan harmonik dalganın oluşturduğu basınç değişimi şekil 4.4'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : Harmonik dalga iletimi [16].

Şekil 4.4'ten yola çıkılarak çeşitli tanımlamalar yapılabilmektedir. Zaman ekseninde basıncın en fazla olduğu nokta genlik olarak adlandırılmaktadır. Bir başka ifadeyle 1 dalga tepesi ve 1 dalga çukuru arasındaki mesafenin yarısıdır. 2 dalga tepesi veya 2 dalga çukuru arasındaki zaman cinsinden mesafe de periyot (P) olarak adlandırılmaktadır. Frekans (f) ise birim zamandaki periyottur. Yine başka bir ifadeyle birim zamandaki devir sayısıdır. Son tanım olan dalga boyu, yine 2 dalga tepesi veya 2 dalga çukuru arasındaki uzunluk cinsinden mesafedir.

Dalga boyu ve ses hızı (c) arasındaki ilişki aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$\lambda = \frac{c}{f}$$

Hız, ortam sıcaklığına göre değiştiğinden hızın düşük ve yüksek sıcaklıklarda etkisi daha fazla olmaktadır. Ortam sıcaklığı göz önüne alınarak hızın hesaplanması aşağıdaki denklemde gösterilmiştir.

$$c = 343,2 \sqrt{\frac{273,15 + T^{\circ}\text{C}}{293,15}}$$

Ses dalgalarının harmonik olmadığı durumda ise (periyodik veya periyodik olmayan), ses basıncı genlik ile ifade edilemez. Bu durumda basınç, ortalama kare değerinin karekökü (rms) ile ifade edilir [17]. İfadeyi veren denklem aşağıda gösterilmiştir.

$$P_{rms} = \sqrt{\frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt}$$

Dalgaların periyodik olduğu durumda T bileşeni olacak şekilde ses dalga periyodu alınabilirken, periyodik olmadığı durumdaysa bileşen, belirlenmiş bir T olacak şekilde alınır.

4.1.4 Ses büyüklükleri

Ses büyüklüğü olarak ifade edebileceğimiz ve logaritmik skalada gösterilen ses basıncı, ses şiddeti ve ses gücü bu başlık altında incelenecektir.

Ses basıncı özelinde, kaynaktan yayılan sesin gücüne nazaran ses kaynağının konu bölgede meydana getirdiği basınç daha önemlidir. Bunun sebebi, sesin insan kulak zarında meydana gelen hava basınç değişimiyle farkedilmesidir. Ses basıncını (L_p) veren denklem aşağıda gösterilmiştir.

$$L_p = 10 \log_{10} \left(\frac{p}{p_0} \right)^2$$

P_0 referans basınç olan $20 \mu\text{Pa}$ iken, P ise ortam ses basıncının rms değeridir. Referans basıncın $20 \mu\text{Pa}$ seçilmesinin sebebi, konu değerini sağlıklı ve genç bir bireyin değişimini algılayabildiği en düşük basınç farkı olmasıdır.

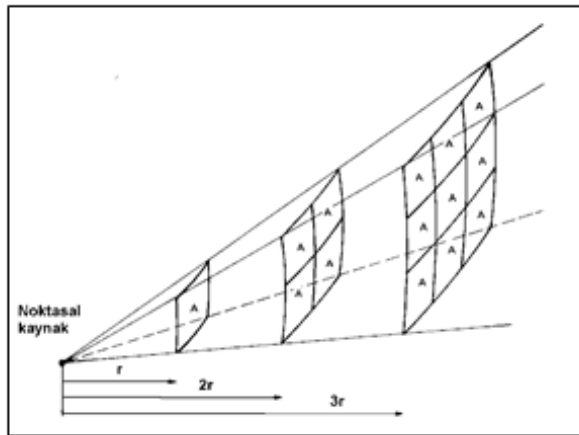
Bir diğer büyüklük ise ses şiddetidir. Mesafe etkisi olarak adlandırılır. Ses şiddetini (L_I) veren denklem aşağıda gösterilmiştir.

$$L_I = 10 \log_{10} \left(\frac{I}{I_0} \right)$$

I_0 referans ses şiddeti olup değeri $10^{-12} \text{ watt/m}^2$ 'dir. I ise ses kaynağından yayılan ses şiddetinin belirli bir mesafedeki karşılığıdır. Mesafeye göre ses şiddetinin bulunmasında kullanılan denklem aşağıda gösterilmiştir.

$$I = \frac{W}{4\pi r^2}$$

Şekil 4.5'te noktasal bir kaynaktan yayılan sesin şiddetinin mesafeye göre değişimi gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : Ses şiddetinin mesafeye göre değişimi [16].

Şekle göre r, 2r ve 3r mesafeleri noktasal kaynaktan uzakta durulan alanları ifade etmektedir. Denklemden verilen W ise ses gücünü ifade etmektedir.

Başlık altında incelenen son büyüklük olan ses gücü, kaynaktan yayılan sesin gücünü ifade eder. İfadeyi veren denklem aşağıda gösterilmiştir.

$$L_W = 10 \log_{10} \left(\frac{W}{W_0} \right)$$

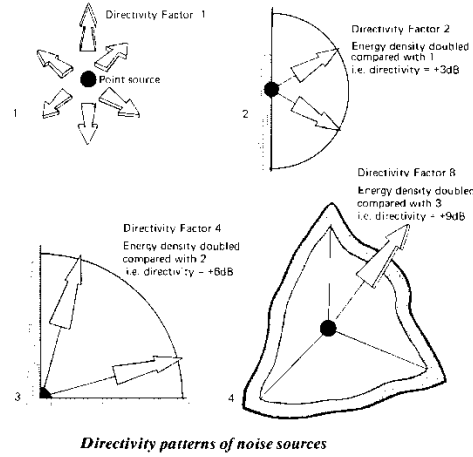
W_0 referans güç olup değeri 10^{-12} watt'tır. W ise ölçülen ses üretici aygıtın ses gücüdür. Aygıtın ses gücü, yine aygıtın ürettiği toplam gücün yanında oldukça düşüktür.

İrdelenen tüm ses büyüklükleri için logaritmik skala ya da başka bir ifadeyle desibel kullanımı, çalışma esnasında aşırı büyük ve küçük değerlerle çalışmak yerine daraltılmış bir aralıkta çalışmayı mümkün kılmaktadır.

4.1.5 Yönelme faktörü

Sesin, kaynaktan küresel dalgalar halinde yayılması beklenmektedir. Pratikte ise ses kaynağının konumuna bağlı olarak dalgaların yayılım şekli değişmektedir. Başka bir ifadeyle, ses kaynağından çıkan ve belirli mesafedeki alıcıya dik yönde ulaşan dalga, farklı yönlerden gelen dalgalara göre alıcıda daha fazla ses basıncına sebep olacaktır. Bu sebeple, ses şiddetini düzgün yayılan ortama göre göre korele etmek için yönelme katsayısı (Q) tanımlanmıştır.

Şekil 4.6'da çeşitli bölgelere konumlandırılmış noktasal kaynak için yönelme faktörleri gösterilmiştir. Örnekleme gerekirse yönelme faktörü 1 olan kaynak bir odada tavanda asılı, 2 olan kaynak bir odada yerde, 4 olan kaynak yine bir odada duvar ve yer kesişim doğrultusunda, 8 olan kaynak ise odanın köşesinde olarak betimlenebilir.



Şekil 4.6 : Ses şiddetinin mesafeye göre değişimi [16].

Açık alanda ses basıncını hesaplamak için yönelme faktörü göz önüne alındığında aşağıdaki genel denklem kullanılmaktadır.

$$L_P = L_W + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right)$$

Denklemden Q, yönelme katsayısını ifade ederken R, oda sabiti veya oda yutumuna karşılık gelmektedir. Oda sabiti, Sabine denklemi ile ifade edilir.

$$R = \frac{0,161 \times V}{T_{60}}$$

0,161 sabit katsayı olup V oda hacmini, T_{60} yansım (reverberasyon) süresini ifade etmektedir.

Genel denklemi, ortamlara göre revize etmek mümkündür. Yansımın olmadığı direkt ortamda denklem aşağıdaki hali almaktadır.

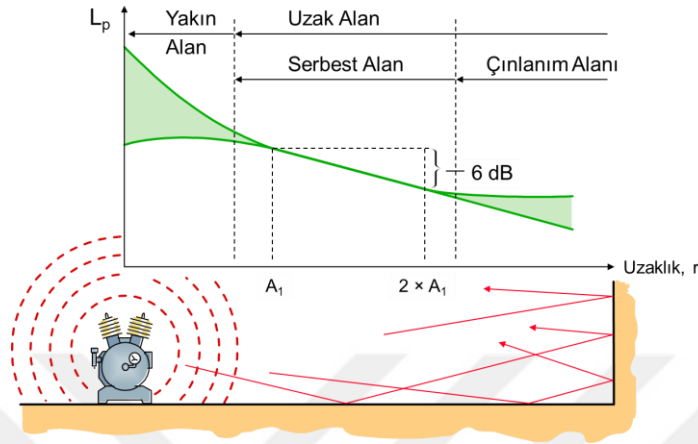
$$L_P = L_W + 10 \log_{10} \left(\frac{Q}{4\pi r^2} \right)$$

Ortamın tamamen yansım olmasında ise denklem aşağıdaki gibi oluşmaktadır.

$$L_P = L_W + 10 \log_{10} \left(\frac{4}{R} \right)$$

4.1.6 Ses alanları

Ölçüm alma hususunda, alınacak ölçümün yeri sonucun kalitesi bakımından önem taşımaktadır. Bu sebeple ses alanlarını bilmek ve ölçümü bu farkındalıkla yapmak gerekmektedir. Şekil 4.7’de örnek bir motor için ses alanları gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : Ses alanları [16].

Uzak alanın içerisinde yer alan serbest alan, ölçüm alımı için en uygun noktadır. Bu noktada ses kaynağından çıkan dalgalar düzgün olup kaynağın d kadar uzağında ses şiddeti d^2 ile ters orantılı olarak değişmektedir. Yakın alanda ise ses dalgalarının yayılması kaynağın özelliklerini bağlı olduğundan konu bölge ölçüm için uygun değildir. Şekil 4.7’de gösterilen son alan olan reverberasyon alanı da yansıma etkisi göstereceğinden ölçüm için uygun değildir.

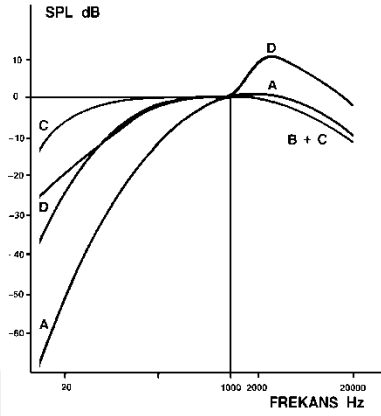
Serbest alana ek olarak laboratuvar ortamında da ses ölçümü mümkün olmaktadır. Tam yutmalı oda olarak tabir edilen sessiz oda bunların ilk örneğidir. Konu oda, hem içerideki sesi yutmakta hem de arka plan gürültüsünü almamaktadır. İkinci örnek, tam yansımali odadır. Konu odada ses tüm yüzeylerden yansımakta ve yutulmamaktadır. Son örnek ise otomotiv sektöründe de sıklıkla kullanılan yarı yutmalı (yansımali) odadır. Konu odada, ilk örnekte olduğu gibi duvarlar ve tavan sesi yutan akustik malzeme ile kaplıken zemin tam yansımali olarak yapılmıştır.

4.1.7 Ağırlık filtreleri

Ölçümde dikkate alınması gereken bir diğer husus sonuçlara filtre uygulanmasıdır. Ölçüm esnasında mikrofonlar lineer ölçüm almakta iken insan kulağı, duyma

sınırının uç noktalarını oluşturan tiz ve bas sesleri daha az duymaktadır. Bu sebeple, insan kulağını simüle etmesi için mikrofonlara filtre uygulanır.

Taşıtlarda genellikle 80 dB'ye kadar ses ölçüldüğünden uyumlu olması bakımından otomotivde A filtresi uygulanır. Şekil 4.8'de A, B, C ve D filtreleri gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : Mikrofon filtreleri [16].

A filtresi, 1 kHz'de herhangi bir değişiklik yapmamakta ve uç frekanslardaki değerleri düşürmektedir. Konu filtre frekans bandının büyük br kısmında değerleri düşürmekteyken sadece 2 – 4 kHz civarında değerleri bir miktar yükseltmektedir. Çalışmaya konu olan ölçümler de dB (A) cinsindedir.

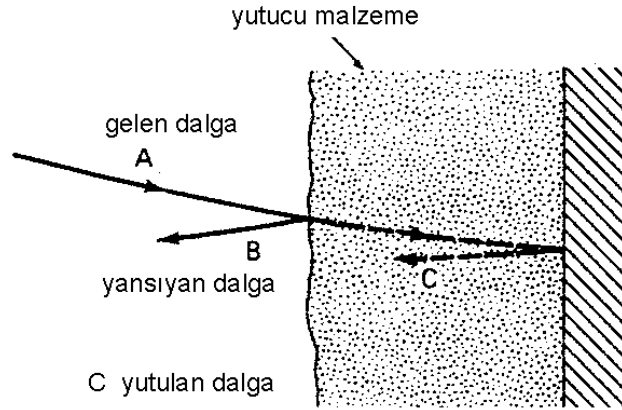
4.1.8 Sessizleştirme

Yapılan ölçümler neticesinde ihtiyaç duyulması durumunda çeşitli sessizleştirme yöntemleri uygulanmaktadır. Bu yöntemler, yutma, yalıtım ve titreşim sönümlemedir.

4.1.8.1 Yutma

Yutma, yutulan akustik enerjinin yansıyan akustik enerjiye oranı olarak ifade edilebilir. Yutucu malzeme içindeki yutulma mekanizmasını 2 şekilde açıklamak mümkündür. İlk parametre viskoz akıştır. Ses dalgaları malzemenin içindeki gözenekler ve boşluklar arasından geçerken hava molekülleri ile etrafındaki malzeme arasında bağıl harekete sebep olur. Hareketin sonucunda ısı ortaya çıkar ve ısı kayıp enerji olarak havaya atılır. İkinci parametre ise iç sürtünmedir. Yutucu malzemenin

lifleri ve gözenekli yapısı ses dalgaları tarafından sıkıştırılır ve gevşetilir. Sonucunda sürtünme ile enerji kaybı olur. Şekil 4.9’da yutma ve yansıma durumu gösterilmiştir.



Şekil 4.9 : Yansıma ve yutma durumu [16].

Akustiğin önemli olduğu alanlarda yutma katsayısı yüksek malzemelerin seçimi önemlidir. Çalışmada incelenen bir parametre olan et kalınlığı arttırımı da yutma başlığı altında irdelenmiştir.

4.1.8.2 Yalıtım

Yalıtım, ses iletim kaybı olarak tanımlanmaktadır. Mekanizma, duvara çarpan ses dalgalarının duvarın diğer tarafında ses üretmesi olarak açıklanabilir. Burada kritik husus, duvarın kütlesi ve rijitliği arttıkça yalıtımın da artmasıdır.

Bir diğer önemli nokta ise yalıtım malzemesinin kaynak tarafına konmasıdır. Ayrıca ana malzeme ile yalıtım malzemesi arasına bariyer konması, doğrudan teması ve dolayısıyla titreşim aktarımını da engelleyecektir.

Yutma da olduğu gibi yalıtımda da yalıtım katsayısı yüksek malzemelerin seçimi akustik açısından önemlidir. Çalışmada incelenen bir diğer parametre olan malzeme değişikliği, yalıtım başlığı altında irdelenmiştir.

4.1.8.3 Titreşim sönümlenme

Titreşim sönümlenme, yutma ve yalıtımın aksine yapı kaynaklı seslerin azaltılmasında etkili olmaktadır. Yapı kaynaklı ses ürettiği bildirilen parça üzerine viskoelastik malzeme uygulanarak gerçekleştirilmektedir. Çalışmada titreşim sönümlenme parametresi irdelenmemiştir.

4.2 Gürültü

İnsanda rahatsızlık oluşturan sesler gürültü olarak adlandırılır. Belirli bir seviyeyi (basıncı) aşmış sesler bu kapsamda gürültü olarak değerlendirilmektedir.

4.2.1 Taşıt gürültüsü

Genel anlamda taşıt gürültüsü iç ve dış gürültü olarak 2 kısımda incelenebilir. Ulusal ve uluslararası standartlara göre ölçülen gürültü seviyeleri homologasyon sürecinde önem arz etmektedir. Gürültü seviyeleri araç sınıfına ve ülkelere göre değişmekte olup günümüz pazar koşullarında müşteri talepleri doğrultusunda şekillenmektedir. Çalışmaya konu olan ağır ticari araçlarda ıslık sesi yayılımı da bu beklenti doğrultusunda ortaya çıkmıştır.

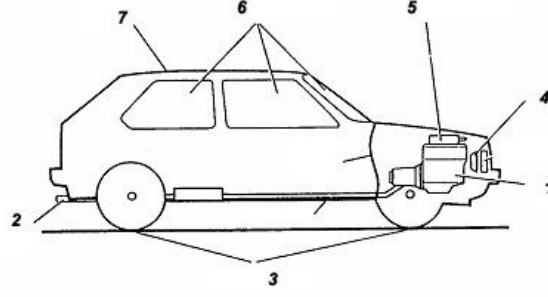
Taşıt iç gürültüsünü 7 başlık altında incelemek mümkündür. Büyük bir kısım motor aktarma organları kaynaklı olup başlıklar aşağıda sıralanmıştır.

- Motor ve yanma gürültüsü
- Egzos gürültüsü
- Hava emiş gürültüsü
- Aktarma organları gürültüsü
- Lastik gürültüsü
- Fren gürültüsü
- Aerodinamik gürültü

Çalışmada incelenen ıslık sesi, motor komponenti olan turbo kompresör kaynaklı olup sıcak taraf yüksek borusu (hava emiş borusu) üzerinden yayılmaktadır. Bu kapsamda 2. Bölümde anlatılan ses azaltıcı tasarım kriterlerini uygulamak önemlidir.

4.2.2 Taşıt gürültü yayılımı

Taşıtlarda gürültü yayılımı 3 şekilde meydana gelmektedir. Şekil 4.10'da hava yoluyla yayılım gösterilmiştir.



Şekil 4.10 : Hava yoluyla gürültü yayılımı [16].

Şekil 4.10’da gösterilen rakamlar, 4.2.1 numaralı taşıt gürültüsü başlığında sırasıyla verilen gürültü kaynaklarına aittir. Gürültü kaynağından gelen basınç dalgası etkisiyle titreşen cismin dış duvarlarından dalgaların geçmesiyle ses hava yoluyla yayılmış olur. Hava emiş sistemi borularının dış yüzeyinden yayılan sesler hava yoluyla yayılma örnektir.

Bir diğer yayılım yolu, yapı yoluyla yayılımdır. Kaynaktan parçaya gelen titreşimler, parçanın titreşimi sönmüleyememesi durumunda parça üzerinden yine titreşim olarak aktarılır. Örnek vermek gerekirse hava emiş borusu olan sıcak taraf yüksek basınç borusunun turbo kompresör ve ara soğutucu bağlantıları körüklü kauçuk malzemeler ile yapılmazsa motordan gelen titreşim ara soğutucuya doğrudan iletilecek ve yapısal kaynaklı bir gürültü oluşacaktır.

Son yayılım yolu ise hava ve yapı yoluyla yayılımın beraber olduğu durumdur. Basınç dalgaları (salınımları) karşılıklı çıkan farklı yapıları titreşime zorlarlar ve bu yolla gürültü yayılmış olur. Motordan gelen gürültülerin özellikle dikdörtgenler prizması şeklinde yapıya sahip otobüs ve orta ticari araçlarda araçların düz panellerine çarpıp onları titreştirmesiyle oluşan kabin içi gürlleme sesi bu fenomene örnektir.

4.2.3 Taşıt gürültüsü ölçümü ve kontrol yöntemi

Taşıt gürültüsü ölçümünde seslerin yapı ve hava kaynaklı olma durumuna göre farklı ölçüm teknikleri uygulanmaktadır. Bu çalışma kapsamında hava yoluyla iletimin bir ölçüm çeşidi olan “motor etrafına yerleştirilmiş mikrofonlardan ses basınç seviyesi ölçülmesi” methodu kullanılmıştır.

Açıklanan parametreler neticesinde gürültü kontrolü yönetimi için aşağıda verilen sıra takip edilmelidir.

- Gürültünün hangi kaynaktan hangi yolla yayıldığıнын tespit edilmesi
- Gürültünün hangi parametrelerden etkilendiğinin belirlenmesi
- Gürültünün ses ve titreşimi içerecek şekilde kaynaktan azaltılmasına yönelik fizibilite yapılması
- Kaynaktan iyileştirilme yapılamaması ya da yapılan iyileştirmenin yeterli olmaması durumunda gürültünün üzerinden aktarıldığı yapıda sessizleştirme çalışmaları yapılması





5. TEST ÇALIŞMALARI

Tez kapsamında turbo kompresör kaynaklı ısıklık sesi yayılımını tespit etmek ve ardından sesin azaltılması sağlamak amacıyla çeşitli iterasyonlar gerçekleştirilmiştir. Çalışma özelinde izlenen sıra mevcut durumun tespiti için araç testlerinin gerçekleştirilmesi, problem kök sebebinin araştırılması, yeni tasarım ve imalat sürecinin ardından testlerin tekrar yapılmasıdır [18]. Bu bölümde problem tespiti için yapılan öncül testler ve tasarım değişikliğinin ardından yinelenen testler incelenecektir.

5.1 Test Öncesi Hazırlıklar

İlk aşamada problemin tespiti için, konusunda uzman kişilerce önceden sürülmüş ve subjektif olarak problem geldiği bildirilen araç belirlenmiştir. Bu hususta öncelikle sürüş yapılan aracın Ford Otomotiv Sanayi A.Ş standartlarına uygun sürülüp sürülmediği irdelenmiştir. Doğrulamanın akabinde testlerin tekrarlanması için çalışmalara başlanmıştır.

Öncelikle sürüş yapılan araç kayıt altına alınmış ve aracın ilgili ekiplerin dışında farklı ekipler tarafından kullanılması engellenmiştir. Testler öncesinde yapılan ilk işlem araçta ısıklık problem dışında herhangi bir NVH problemine sebep olabilecek olası etkenlerin gözle kontrol edilmesi olmuştur. Akabinde subjektif olarak ısıklık sesinin geldiği bildirildiği için ölçüm alınacak noktalar turbo kompresör ünitesi ve sıcak taraf yüksek basınç borusu çevresinde konumlandırılarak ilgili yerlere mikrofonlar yerleştirilmiştir. Şekil 5.1’de referans araca yerleştirilen mikrofonlar görülmektedir.



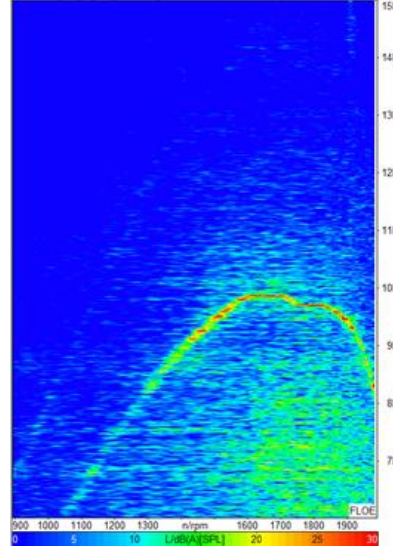
Şekil 5.1 : Yüksek basınç borusu ve mikrofonların yerleşimi.

Şekil 5.1’de gösterildiği gibi yüksek basınç borusu turbo kompresör çıkışı ve ara soğutucu girişi arasında konumlandırılmıştır. Motora bağlı turbo kompresör ve şasiye bağlı ara soğutucu arasında yer alan parça, rölatif harekete maruz kaldığından titreşim iletmemesi amacıyla her ucundan basınç ve sıcaklığa dayanıklı sentetik kauçuk parçalarla bağlanmıştır.

Test öncesinde yapılan son işlem parçanın kontrollerinin yapılması olmuştur. Bu amaçla parça üzerinde yer alan kelepçelerin torkları ölçülmüş ve torkların tasarım kriterlerine uygun olup olmadığına bakılmıştır. Ardından parçanın etrafında paket kontrolü yapılarak parçaya farklı herhangi bir komponentin temas edip etmediği olası bir titreşim aktarımını önlemek amacıyla kontrol edilmiştir. Her iki kontrolün yapılmasıyla test öncesi hazırlıklar tamamlanmıştır.

5.2 Referans Parça İle Öncül Testlerin Gerçekleştirilmesi

Testler, trafiğe kapalı ve açık bir alanda gerçekleştirilmiştir. Aynı araç üzerinde herhangi bir değişiklik yapılmadan, standart manevralara uygun şekilde farklı sürücülerle ve farklı dinleyicilerle çok sayıda test tekrar edilmiştir. Araçtan toplanan dataların işlenmesinin ardından elde edilen sonuçlar renk haritasında gösterilmiştir. Şekil 5.2’de referans araca ait ölçüm sonuçları verilmiştir.



Şekil 5.2 : Referans araca ait ölçüm sonuçları.

Şekil 5.2’de gösterildiği gibi test sırasında rölanti devrinden motorun çevirebileceği maksimum devire kadar olan devir bandında tarama yapılarak testler gerçekleştirilmiştir. Sesin 8 – 10 kHz arasında, motorun maksimum torkunu verdiği 1000 rpm’den başlayarak oluştuğu grafikten okunmaktadır. Ek olarak 1450 – 1900 rpm arasında ses basıncında en yüksek seviyeye ulaşılmıştır.

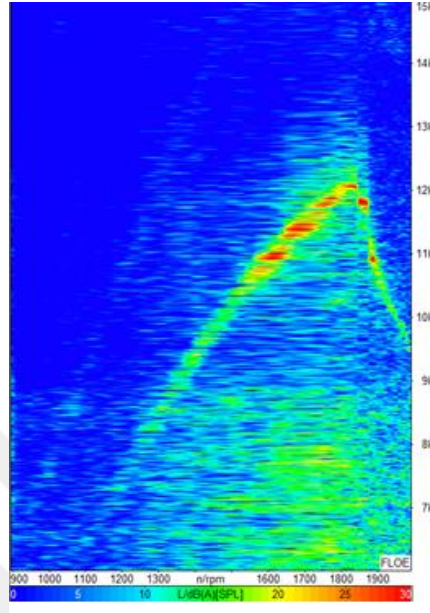
5.3 Kalın Plastik Parça İle Yinelenen Testlerin Gerçekleştirilmesi

İlk grup testlerin tamamlanmasının ardından ikinci grup testlere geçilerek kalın plastik parça ile denemeler gerçekleştirilmiştir. Test öncesinde ilk grupla aynı olacak şekilde, parçanın araca takılmasına istinaden tork ve paket kontrolleri yapılmıştır. Kalın plastik parça, DuPont’un ticari bir ürünü olup parka uçlarında bağlantı için yine aynı tip sentetik kauçuk parçalar kullanılmıştır ve mikrofonlar aynı bölgelere yerleştirilmiştir. Şekil 5.3’te kalın plastik parçanın yerleşimi gösterilmiştir.



Şekil 5.3 : Kalın plastik yüksek basınç borusunun yerleşimi.

Testler, birinci grup ile aynı ortamda aynı sürücüler ve dinleyicilerle, standart manevralar uygulanarak tekrarlı şekilde gerçekleştirilmiştir. Araçtan toplanan dataların işlenmesinin ardından elde edilen sonuçlar renk haritasında gösterilmiştir. Şekil 5.4'te konu araca ait ölçüm sonuçları verilmiştir.

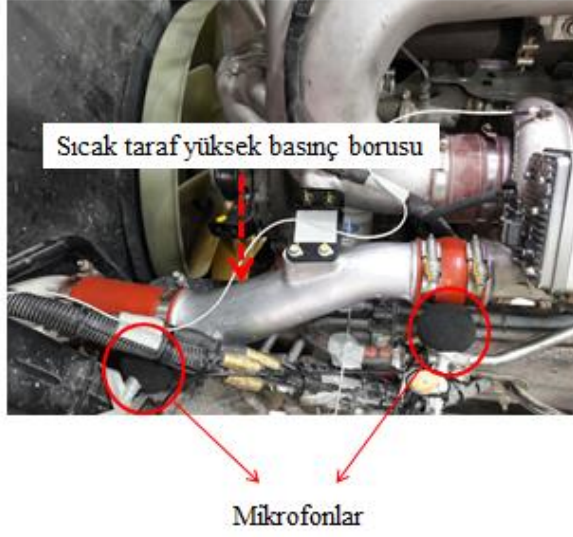


Şekil 5.4 : Kalın plastik parçaya ait ölçüm sonuçları.

Şekil 5.4'te gösterildiği gibi test sırasında rölanti devrinden motorun çevirebileceği maksimum devire kadar olan devir bandında tarama yapılarak testler gerçekleştirilmiştir. Sesin ilk grup testlerde problemlili bölge olan 8 – 10 kHz arasında önemli miktarda azaldığı grafikten okunmaktadır. Bununla birlikte 1600 – 1800 rpm arasında, 11 – 12 kHz arasına denk gelen bölgede seste artış meydana geldiği görülmektedir. Problemlili bölgenin tiz bölgeye doğru kayması, insan kulağının duyma fenomeni göz önüne alındığında olumlu olarak yorumlanabilir.

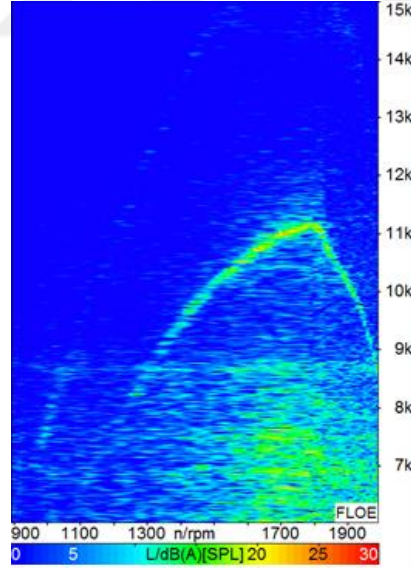
5.4 Alüminyum Döküm Parça İle Yinelenen Testlerin Gerçekleştirilmesi

İlk 2 grup testler plastik parçalarla yapılırken üçüncü grupta malzeme değişikliği yapılarak alüminyum döküm boru testlerde kullanılmıştır. Diğer testlerle aynı olacak şekilde parçanın tork ve paket kontrolleri yapılmış, uç noktalarda benzer sentetik kauçuk parçalar kullanılmış ve mikrofonlar aynı bölgelere yerleştirilmiştir. Döküm parçaya ilişkin bir diğer önemli nokta, rotasının plastik parça ile aynı olmasıdır. Şekil 5.5'te alüminyum döküm parça ve mikrofonların yerleşimi gösterilmiştir.



Şekil 5.5 : Alüminyum döküm yüksek basınç borusunun yerleşimi.

Testler, her iki grup ile aynı ortamda aynı sürücüler ve dinleyicilerle, standart manevralar uygulanarak tekrarlı şekilde gerçekleştirilmiştir. Araçtan toplanan dataların işlenmesinin ardından elde edilen sonuçlar renk haritasında gösterilmiştir. Şekil 5.6’da konu araca ait ölçüm sonuçları verilmiştir.

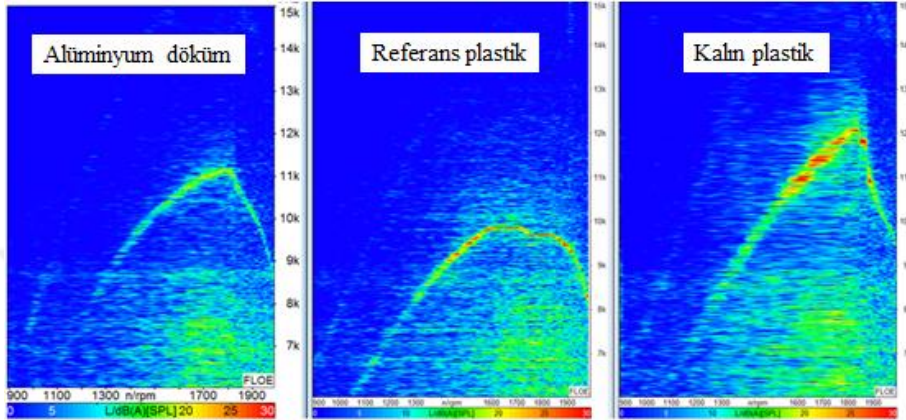


Şekil 5.6 : Alüminyum döküm parçaya ait ölçüm sonuçları.

Şekil 5.6’da gösterildiği gibi test sırasında rölanti devrinden motorun çevirebileceği maksimum devire kadar olan devir bandında tarama yapılarak testler gerçekleştirilmiştir. Sesin, ikinci grup testlerde de görüldüğü gibi, ilk grup testlerde

problemlili bölge olan 8 – 10 kHz arasında önemli miktarda azaldığı grafikten okunmaktadır. Ayrıca ikinci grup testlerde problem görülen 11 – 12 kHz bandında da problemin giderildiği görülmektedir.

Hem malzeme değişikliği hem de et kalınlığı değişimi göz önüne alındığında her iki parametrenin de iyileşme sağladığı görülmektedir. Değerlendirme kolaylığı olması açısından sonuçların tek bir grafikte gösterimi şekil 5.7’de verilmiştir.



Şekil 5.7 : Parçalara ait karşılaştırmalı ölçüm sonuçları.

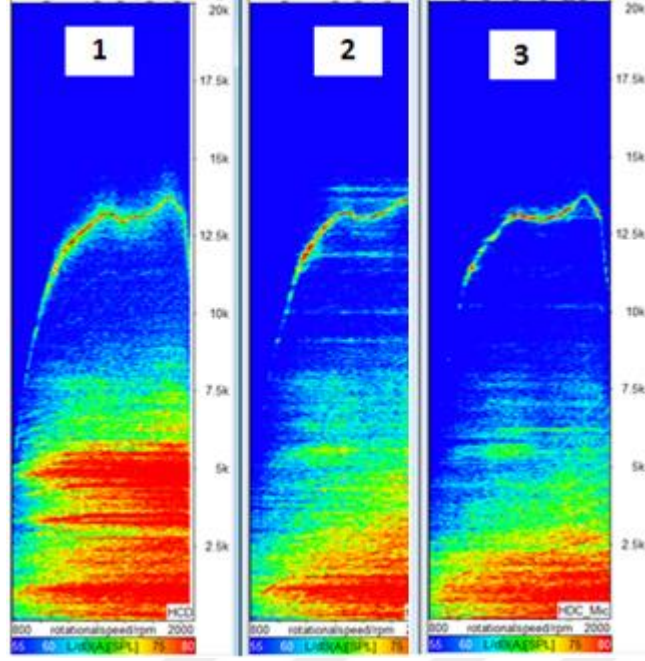
5.5 Yalıtım Malzemesi İle Yinelenen Testlerin Gerçekleştirilmesi

Son grup testler yalıtım malzemesi kullanılarak yapılmıştır. Bu amaçla kalın plastik malzeme üzerine ticari bir ürün olan yalıtım malzemesi uygulanmıştır. Ardından parça araca aynı tip sentetik kauçuk malzemelerle takılmış ve tüm testlerle uyumlu olacak şekilde paket & tork kontrolleri yapılmıştır. Şekil 5.8’de yalıtım malzemesi uygulanmış parça gösterilmiştir.



Şekil 5.8 : Yalıtım malzemesi uygulanmış parçanın gösterimi.

Testler, tekrarlı olacak şekilde, diğer gruplarda olduğu gibi aynı sürücü ve dinleyici kombinasyonları ile aynı manevralarla gerçekleştirilmiştir. Dataların toplanmasıyla oluşan renk haritası şekil 5.9’da gösterilmiştir.



Şekil 5.9 : Yalıtım malzemesinin diğer malzemelerle karşılaştırılması.

Şekil 5.9'da gösterilen ölçüm sonuçları, şekil 5.7'de gösterilen sonuçlarla farklılık göstermektedir. Buradaki husus, şekil 5.9'da gösterilen sonuçların doğrudan mikrofondan alınan dB(A) değerleri olmasıdır. Başka bir ifadeyle bu sonuçlar arka plan gürültülerini de içermektedir.

İslık frekansı bandında karşılaştırma yapıldığında, 1 numaralı sonuç olarak gösterilen kalın plastik parçanın en kötü performansı sergilediği görülmektedir. 2 numaralı alüminyum döküm parça, şekil 5.7'de olduğu gibi iyileşme sağlamaktadır. 3 numarayla gösterilen yalıtılmış plastik parça ise en iyi performansı göstermektedir.



6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Çalışma kapsamında, dizel motor kullanılan ağır ticari araçlarda turbo kompresör kaynaklı ıslık sesinin hava emiş sistemi sıcak taraf boruları üzerinden yayılımı incelenmiştir.

Çalışmaya öncesinde durum tespiti yapılmıştır. Ağır ticari araçlarda son yıllarda artan konfor beklentisinden ötürü, bir konfor parametresi olan ses özelinde de iyileştirme yapılması gerektiği ortaya konmuştur. Bu amaçla çalışmaya konu olan ağır ticari araçlarda ıslık sesi özelinde literatür taraması yapılmış ve konu gürültüyle ilgili çalışmaların turbo kompresör olarakta adlandırılan santrifüj kompresörlerden çok eksenel akışlı kompresörlerde yoğunlaştığı görülmüştür.

Çalışmalar için, incelenen yutma ve yalıtım parametreleri göz önünde bulundurularak 3 farklı tipte sıcak taraf yüksek basınç borusu tasarlanmış ve üretilmiştir. Bahsedilen tipler; cam katkılı ince plastik, cam katkılı kalın plastik ve alüminyum döküm sıcak taraf yüksek basınç borularıdır. Ayrıca yine ticari bir ürün olan yalıtım malzemesi plastik borulara montajlarak 3 farklı tipteki parça için 4 farklı durum özelinde testler gerçekleştirilmiştir.

İlk olarak referans plastik parça ile testler gerçekleştirilmiş ve ölçüm sonuçlarının rahatsız edici bir şekilde araç içinde duyulduğu belirtilmiştir. Buradaki önemli nokta, önceki yıllarda değerlendirme parametresi olmayan gürültünün kritik hale gelmesiyle birlikte mevcut tasarımın yetersiz kalmasıdır.

Kalın plastik parçalarla gerçekleştirilen testler çerçevesinde ince plastik parçaya oranla problemlili frekans bandında iyileşme görülmüş ve ses şiddeti düşmüştür. Bununla birlikte daha yüksek frekansta ıslık sesinin şiddetinde artış meydana gelmiştir. Bu durum, sesin tiz olan bölgeye kayması ve insan kulağının hassas olduğu bölgeden uzaklaşması sebebiyle iyileştirme olarak yorumlanmıştır.

Alüminyum döküm parça kullanımıyla hem referans hem de kalın plastik parçaya göre ıslık sesinde iyileşme meydana gelmiştir. Bu durum, alüminyum döküm malzemenin plastik malzemelerden daha iyi yutum ve yalıtım performansı göstermesi olarak düşünülmüştür.

Yalıtım malzemesi kullanımının ıslık sesinin şiddetinde azalma meydana getirdiği görülmüştür. Kalın plastik malzemeye uygulanan yalıtım malzemesi kullanımıyla oluşan iyileşme, plastik malzemenin kalınlığının artmasıyla artan yutum etkisi ve yalıtım malzemesi kullanımıyla artan bariyer (yalıtım) etkisi olarak yorumlanmıştır.

Yapılan çalışma kapsamında, konu özelinde yapılacak sonraki dönem çalışmalara ışık tutması amacıyla öneriler sunulmuştur.

İlk öneri, konuyla ilgili geçer geçmez ses seviyesi beklentisinin tasarım sürecinin başında ortaya konmasıdır. Böylece seri üretimi yapılmış bir ürünün daha sonra tekrar tasarlanmasının önüne geçilecektir. Zaman kaybı ve maliyet artışının önlenmesi tasarım sürecinin bütünü düşünüldüğünde faydalı olacaktır.

Tasarım sürecinin başında sesi kaynağında yok etmeye yönelik çalışmaların yapılması faydalı olacaktır.

Islık sesinin çevre komponentler kullanılarak azaltılmasının istenmesi durumunda test amacıyla cam katkılı farklı polimer gruplarından ve farklı alüminyum alaşımlarından üretilmiş parçaların kullanımı malzemelerin davranışlarını kendi içlerinde sınıflandırmak adına faydalı olacaktır.

Sıcak taraf yüksek basınç borusunu oluşturan alt parçaların kelepçe altında yer alan birleşim bölgelerinde bulunan kademelerin kaldırılarak akışın laminar hale getirilmesi istenmeyen türbülansları önlemek adına faydalı olacaktır.

Sıcak taraf yüksek basınç borusu yalıtım malzemelerinin endüstride yaygın kullanımının olmaması sonucunda malzemelerin maliyeti yüksek olmakta ve proses süresi uzun olmaktadır. Ana üretici ve alt tedarikçilerin birlikte çalışarak proses zamanını kısaltması ve maliyeti azaltması durumunda kullanımın yaygınlaşması ses kaynaklı konforu arttırmak adına faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] **Baş, A.** (2016). Kişisel görüşme. 8 Kasım, İstanbul.
- [2] **Diehl, G.** (1972). Compressor Noise Control. Retrieved from <http://docs.lib.purdue.edu/icec/>
- [3] **Nguyen-Schafer, H.** (2013). *Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers*. Berlin Heidelberg: Springer
- [4] **Belanger, B., Mallette, D., Meade, R.** (n.d.). *The Effect of Material and Configuration on the Acoustic Response of an Impact Stop*. (A major qualifying project). Worcester Polytechnic Institute, Worcester
- [5] **DuPont packaging & industrial polymers DuPont™ 20 Series DPE-2020T** (2014). Erişim: 20 Aralık 2015, http://www.dupont.com/content/dam/dupont/products-and-services/packaging-materials-and-solutions/packaging-materials-and-solutions-landing/documents/dupont_20_dpe_2020_t.pdf
- [6] **DuPont packaging & industrial polymers DuPont™ Crastin® 6129 NC010 PBT** (t.y.). Erişim: 27 Şubat 2016, <http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=085b6a1e3eeb4ef4bf6c1b5cf190d3a2>
- [7] **Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.**, (2012). *PTI AIS 101* [PowerPoint sunumu].
- [8] **Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.**, (2011). *AIS Team Awareness_v1* [PowerPoint sunumu].
- [9] **Krisko, W., Bishop, W., Gieseke, S., Finnerty, C., Nelson, D.** (2010) *U.S. Patent No. 7,645,310 B2*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [10] **Kabral, R., Abom, M.** (2017). Investigation of turbocharger compressor surge inception by means of an acoustic two-port model, *Journal of Sound and Vibration*, 412, 276–286
- [11] **Çakmak, A.** (2016). Kişisel görüşme. 15 Ağustos, İstanbul
- [12] **Herbenar, E., Clawson, N.** (1964) *U.S. Patent No. 3,146,863*. Washington, DC: U.S. Patent and Trademark Office.
- [13] **Ergeneman, M.** (t.y.). Aşırı Doldurma, *Ders Notları*.
- [14] **Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.**, (2017). *PD Awareness Turbo Training Freshers* [PowerPoint sunumu].
- [15] **Ford Otomotiv Sanayi A.Ş.**, (2016). *PDENG040 Introduction to Turbo System & Component Design* [PowerPoint sunumu].
- [16] **Güney, A.** (t.y.). Taşıt Akustiği, *Seminer Notları*.

- [17] **Ertuğrul, M.** (2013). *Taşıtlarda iç gürültü değerlendirmesi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul
- [18] **Sekmen, R. R.** (2014). *Ev tipi fırınlarda kullanılan hareketli raf mekanizması yataklarının polimer esaslı malzemelerle tasarım ve emalatı*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Özgür CEBECİ
Doğum Tarihi ve Yeri : İstanbul, 12.09.1990
E-posta : ozgur_cebeci@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, Yıldız Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 26 Aralık 2012'den beri Ford Otomotiv Sanayi A.Ş. Ürün Geliştirme Genel Müdür Yardımcılığı, Motor Sistemleri Geliştirme Müdürlüğü, Hava Emiş Sistemler Ekip Liderliği'nde kıdemli tasarım ve yayın mühendisi

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Karagöz, Y., Orak, E., Sandalcı, T., Cebeci, Ö., Yılmaz, A.**, Calculation of Vehicle Emissions for Istanbul and Alternative Solutions for Emission Reduction, 6th Automotive Technologies Congress, Vol. 6, Issue 1, pp. 400-406, (2012)