

**T.C.
MANİSA CELAL BAYAR ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**



**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE DİNAMİĞİ BİLİM DALI**

**TRAKTÖR DİKEY EGZOZ SİSTEMİNDEKİ HASARLARIN
TİTREŞİM ANALİZİ İLE TESPİTİ**

Halil ŞAMLI

**Danışman
Dr. Öğr. Üyesi Ayla TEKİN**

MANİSA-2024

HALİL
ŞAMLI

TRAKTÖR DİKEY EGZOZ SİSTEMİNDEKİ HASARLARIN TİTREŞİM
ANALİZİ İLE TESPİTİ

2024

TAAHHÜTNAME

Bu tezin Manisa Celal Bayar Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalında akademik ve etik kurallara uygun olarak yazıldığını ve kullanılan tüm literatür bilgilerinin referans gösterilerek tezde yer aldığını, tamamen kendi çalışmam olduğunu, her alıntıya kaynak gösterdiğimi, tezin yazımında akademik ve etik kurallara aykırı herhangi bir yapay zekâ ve program kullanmadığımı beyan ederim. Bu tez çalışmasının konusu nedeniyle çalışmada ANSYS WB®, PTC CREO 3D programı kullanılmıştır.

Halil ŞAMLI



ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

Halil ŞAMLI

Manisa Celal Bayar Üniversitesi

Lisansüstü Eğitim Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Dr. Öğr. Üyesi Ayla TEKİN

Egzoz sistemi, yanma sonrasında oluşan artık ürünlerin atmosfere atılması için kullanılır ve çalışırken farklı kuvvetler etki eder. Araç motorunun çalışması ve yol yüzeyi koşullarından kaynaklanan çeşitli uyarma kuvvetlerinin neden olduğu aşırı titreşim egzoz aktarılır. Bu durum egzoz sistemlerinin kullanım ömründen çok önce hasar görmesine neden olur. Bu nedenle egzozun titreşimlerinin hızlı bir şekilde değerlendirilmesi ve net bir şekilde analiz edilmesi gerekmektedir. Egzoz sistem parametrelerinin; bir kısmı araç çalışır halde iken ölçülebilir, bir kısmı ölçümler arası karşılaştırmalar ve sonlu elemanlar analizi (SEA) gibi nümerik analiz yöntemleri kullanılarak tahmin edilebilir.

Bu çalışmada, 90 HP gücündeki HATTAT/290 marka/model traktöre ait dikey egzoz sisteminin titreşim probleminin çözümü için sonlu elemanlar yöntemi (SEY) temelli bir yaklaşım benimsenmiştir. ANSYS WB® yazılımı kullanılarak oluşturulan üç boyutlu modelde, egzoz sisteminin doğal frekansları ve mod şekilleri belirlenerek modal analiz gerçekleştirilmiştir. Traktör üreticisinin tasarım kriterleri doğrultusunda egzoz sisteminde iyileştirmeler yapılarak yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Hem sayısal simülasyonlar hem de gerçek bir egzoz üzerinde yapılan deneysel çalışmalar ile yeni tasarımın performansı değerlendirilmiştir. Elde edilen sonuçlar, yapılan geometrik modifikasyonlar sayesinde sistemin rijitliğinin arttığını ve dolayısıyla daha yüksek frekanslarda titreşim gösterdiğini ortaya koymuştur. Bu sayede, titreşim seviyelerinde önemli ölçüde azalma sağlanmıştır. Geliştirilen yeni egzoz modeli, üretime geçirilerek pratik olarak da doğrulanmıştır.

Çalışma, sonlu elemanlar yönteminin traktör egzoz sistemlerinin titreşim analizinde etkin bir araç olduğunu ve tasarım iyileştirmelerinde önemli katkılar sunduğunu göstermiştir.

Anahtar Kelimeler: Traktör egzoz sistemi, Doğal frekans, Titreşim, Modal analiz, Sonlu elemanlar yöntemi.

2024, 44 sayfa



ABSTRACT

M.Sc. Thesis

Halil ŞAMLI

Manisa Celal Bayar University

Institute of Graduate Studies

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asst. Prof. Dr. Ayla TEKİN

The exhaust system is used to dispose of the residual products of combustion into the atmosphere and different forces act on it. Excessive vibration caused by various excitation forces resulting from vehicle engine operation and road surface conditions is transferred to the exhaust, causing exhaust systems to be damaged long before their useful life. The vibrations of the exhaust therefore need to be quickly evaluated and clearly analyzed. Some of the exhaust system parameters can be measured, while others can be estimated using comparisons between measurements and finite element analysis (FEA).

In this study, a finite element method (FEM) based approach was adopted to solve the vibration problem of the vertical exhaust system of a 90 HP HATTAT/290 brand/model tractor. In the three-dimensional model created using ANSYS WB® software, the natural frequencies and mode shapes of the exhaust system were determined and modal analysis was performed. Improvements were made to the exhaust system in line with the design criteria of the tractor manufacturer and a new design was created. The performance of the new design was evaluated with both numerical simulations and experimental studies conducted on a real exhaust. The results obtained revealed that the rigidity of the system increased thanks to the geometric modifications made and therefore it vibrated at higher frequencies. Thus, a significant decrease was achieved in the vibration levels. The developed new exhaust model was put into production and verified in practice. The study showed that FEM

is an effective tool in the vibration analysis of tractor exhaust systems and provides significant contributions to design improvements.

Keyword: Tractor exhaust system, Natural frequency, Vibration, Modal analysis, Finite element method.

2024, 44 pages



ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Bu çalışmada, traktöre ait dikey egzoz sisteminin titreşimini azaltmak amacıyla sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak modal analizleri gerçekleştirilmiştir. Ayrıca traktör üzerinden titreşim ölçülmüştür. Analiz sonuçları incelenerek iyileştirme çalışması yapılmıştır.

Çalışmada, her türlü teknik destek sunan Hattat Traktör A.Ş.'ye, hiçbir desteğini esirgemeyen tez danışman hocam Sayın Dr. Öğr. Üyesi AYLAK TEKİN'e, eğitim hayatımda maddi manevi beni destekleyen, hep yanımda olan aileme ve eşime teşekkür ederim.

Halil ŞAMLI
Manisa, 2024



SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

ISO	International Organization for Standardization (Uluslararası Standartlar Organizasyonu)
NHV	Noise, Hardness, Vibration
PTO	Power Take Off
HP	Horse Power
d/dk	Devir/dakika
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computer Fluid Dynamics
FEA	Finite Element Analysis
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
EMA	Experimental Modal Analysis
OECD	Organisation for Economic Co-operation and Development
kW	Kilowatt
TS	Türk Standartları
Hz	Hertz
[M]	Kütle (Atalet)
[C]	Viskoz Varsayılan Sönüm
[K]	Rijitlik Matrisi
{f(t)}	Genelleştirilmiş Kuvvetlerin Vektörü
{x(t)}	Sistemin Genelleştirilmiş Koordinatı veya Sistem Serbestlik Derecesinin Vektörü

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 1.1. Traktörün Değişimi.....	6
Şekil 1.2. Traktör Güç İletim Organları – Hattat 200 Serisi (2024)	7
Şekil 1.3. Üç Nokta Askı Sistemi – Hattat 200 Serisi (2024)	7
Şekil 1.4. Kombine Baskı Balata Sistemi	8
Şekil 1.5. Üç Nokta Askı Sistemi Bileşenleri ve Standart Terimleri (ISO 730).....	10
Şekil 1.6. Çeki Demiri Yeri ve Konumu (ISO 6489).....	11
Şekil 1.7. Vites Kutusu	12
Şekil 1.8. Diferansiyel Sistemi.....	12
Şekil 1.9. Egzoz Supabı	13
Şekil 1.10. Egzoz Manifoldu.....	14
Şekil 2.1. Çalışma Traktörü	19
Şekil 2.2. Mevcut Egzoz Resmi	21
Şekil 2.3. Mevcut Egzoz Deformasyonu.....	22
Şekil 2.4. Hydrotechnik Multisystem 5060 Plus Cihazı	23
Şekil 2.5. İvmeölçer	24
Şekil 2.6. HYDROcom 6 Programı.....	24
Şekil 3.1. Değiştirilmiş Egzoz Resmi	25
Şekil 3.2. Dikey Egzoz Sistemi Üç Boyutlu Modeli.....	26
Şekil 3.3. Analiz Modülünün Seçimi	27
Şekil 3.4. Yapı Çeliği Malzeme Özellikleri	28
Şekil 3.5. Egzozun ANSYS Programına Aktarılması	29
Şekil 3.6. Display ve Defaults Değerlerinin Tanımlanması.....	30
Şekil 3.7. Dikey Egzozun Mesh Yapısı	30
Şekil 3.8. Mesh Yapısının Değerleri	31
Şekil 3.9. Dikey Egzozun Gerilme Analizi Sınır Şartlarının Tanımlanması	31
Şekil 3.10. Egzozun Statik Gerilme Analizi Çözüm Parametrelerinin Seçilmesi.....	32
Şekil 3.11. Toplam Deformasyon	33
Şekil 3.12. Değiştirilmiş Egzoz Sistemi Modal Analizi Sonuçları, (On Mod.).....	34
Şekil 3.13. Mevcut ve Değiştirilmiş Egzoza Ait Mod Frekansları Grafiği.....	35
Şekil 3.14. Değiştirilmiş Egzoz Sistemi Modal Analiz Grafikleri, (On Mod.).....	36
Şekil 3.15. Mevcut Egzoz, 5. Mod Toplam Deformasyon	37
Şekil 3.16. Değiştirilmiş Egzoz, 5. Mod Toplam Deformasyon.....	38
Şekil 3.17. Egzoz Üzerine Yerleştirilen İvmeölçer Görüntüsü.....	39
Şekil 3.18. 1200 Rpm’de Mevcut Egzoz İçin Deneysel Titreşim Ölçüm Grafiği	39
Şekil 3.19. 1200 Rpm’de Değiştirilmiş Egzoz Deneysel Titreşim Ölçüm Grafiği....	40

TABLO DİZİNİ

	Sayfa
Tablo 1.1. Kuyruk Mili Kategorileri	9
Tablo 1.2. Üç Nokta Askı Sistemi Kategorileri (ISO 730)	9
Tablo 1.3. Çeki Demiri Kategorileri (ISO 6489)	10
Tablo 1.4. Çeki Demiri Yeri – S ve U Boyutlarının Değerleri (ISO 6489)	11
Tablo 2.1. Traktörün Teknik Özellikleri	21
Tablo 2.2. Egzoz Sisteminin Parçaları ve Uzunlukları	22
Tablo 2.3. Yapı Çeliği Malzemesinin Özellikleri	23
Tablo 3.1. Mevcut (Değiştirilmemiş) Egzoz Sisteminin Doğal Frekansları	33
Tablo 3.2. Egzoz Sisteminde Yapılan Değişikliklerden Sonra Elde Edilen Doğal Frekanslar	33

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	I
ABSTRACT.....	III
ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	V
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	VI
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VII
TABLO DİZİNİ	VIII
İÇİNDEKİLER	IX
GİRİŞ	1
1. GENEL BİLGİLER	6
1.1.Traktörler.....	6
1.1.1. Traktörlerin Tanımı ve Gelişimi	6
1.1.2. Traktör İletim Organları.....	7
1.1.2.2. Kavrama Sistemleri.....	8
1.1.2.3. Kuyruk Mili (PTO)	8
1.1.2.4. Üç Nokta Askı Sistemi.....	9
1.1.2.5. Arka Çeki Sistemi	10
1.1.2.6. Vites Kutusu.....	11
1.1.2.7. Diferansiyel.....	12
1.1.3. Traktörlerde Egzoz Sistemi	13
1.1.3.1. Egzoz Supabı.....	13
1.1.3.2. Egzoz Manifoldu	14
1.1.3.3. Ek Boşaltıcı (Turbo kompresör).....	14
1.1.3.4. Susturucu.....	14
1.2.Titreşim Analizi.....	15
1.2.1. Modal Analiz	15
2. MATERYAL VE YÖNTEM.....	19

2.1.Traktör ve Donanımına Ait Teknik Özellikler	20
2.2.Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması	22
2.3. Paket Programlar	23
2.4. Deneysel Modal Analizde Veri Toplama Sistemi	23
3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA	25
3.1. Egzozun Modellenmesi	25
3.2. Değiştirilmiş Egzozun Analiz Çalışması.....	27
3.2.1. Mesh (Ağ) Yapısının Oluşturulması.....	29
3.2.2. Sınır Şartlarının Belirlenmesi	31
3.3. Egzozun Statik Gerilme Analizi.....	32
3.4. Egzozun Modal Çözüm Analizi	33
3.5. Deneysel Modal Analiz	38
4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	41
KAYNAKLAR	43

GİRİŞ

Tarım sektörü, insanın günlük yaşamındaki temel ihtiyaçlarının karşılanması ve yaşamını sürdürebilmesi için en önemli üretim sektörüdür. Tarım alanlarının kolaylıkla işlenebilmesini sağlamak, üretim verimliliğini ve karı arttırmak amacıyla tarımda modern üretim yöntemleri kullanılmaktadır. Tohum, gübre, ilaçlama, biçme gibi tarım sektörünün yapı taşı olan bu işlemlerin yürütülebilmesi traktörlerin güç-kuvvet sistemleri sayesinde gerçekleşir. Bu sayede tarım sektöründe belirleyici bir rol üstlenirler.

Teknolojinin gelişimi, traktör üretiminde yeni yöntemlerin kullanılmasını sağlamış ve bu alandaki araştırmaları derinleştirmiştir. Traktörler gibi içten yanmalı motorlara sahip araçlarda titreşimin başlıca kaynağı motor olup, egzoz sistemleri, yoğun titreşimlere maruz kalır [1]. Egzoz sistemi, içten yanmalı motorla tahrik edilen her araçtaki temel alt sistemlerden biridir. Egzoz sisteminin ana işlevi, tehlikeli gazları filtrelemek ve çevre kirliliğini önlemek için çevreye atılmadan önce içten yanmalı motorda yanma işlemi tarafından üretilen gürültüyü azaltmaktır. Yapı, motorun kendisinden kaynaklanan titreşimi ve egzoz borusu boyunca yayılan yüksek basınçlı gazları deneyimleme eğilimindedir. Bu nedenle egzozların araç üzerindeki titreşim karakteristiklerinin bilinmesi ve bu titreşimlere karşı alınacak tedbirlerin belirlenmesi açısından önemlidir [2]. Sistemin kendi yapısı ve araçla olan etkileşimi sonucu ortaya çıkan titreşimlerin karakteristikleri, prototip üretim aşamasına geçmeden önce sanal ortamdaki simülasyonlar ile detaylı bir şekilde incelemek mümkündür. Sonlu elemanlar analizi gibi sayısal yöntemler sayesinde, araçların prototip üretim aşamasına geçilmeden önce araçların araç dinamiği, dayanıklılık ve NHV (Noise (Gürültü), Hardness (Sertlik) ve Vibration (Titreşim)) gibi önemli karakteristikleri incelenebilmiştir. Bu sayede, araçlardaki olası sorunlar ve bunlara yol açan faktörler kontrol altına alınarak araçların performansı, ömrü ve yolcu konfor düzeyi önemli ölçüde artırılmıştır. Araç yapılarının dinamik karakterizasyonu, NVH analizinde önemli bir adımdır ve bir pazarlama avantajı haline gelen yeni araçlardaki titreşim ve gürültüyü iyileştirmeye yardımcı olur [3].

Dizel motorlarda egzoz sistemleri, yanma ürünlerindeki zararlı gaz ve partikülleri tutarak çevreyi korumak, bu gazlardan enerji elde etmek ve araç gürültüsünü azaltmak için kullanılan, birden fazla bileşenden oluşan sistemlerdir [4].

Konu hakkında daha önce yapılan çalışmalar, mevcut çalışmanın tasarım ve analiz yöntemlerinin belirlenmesinde önemli bir referans noktası oluşturmaktadır. Bu çalışmalar, benzer problemlere yönelik çözüm önerileri sunarak, planlanan bu çalışmaya referans olmaktadır. Bu araştırmaların bazıları şöyle özetlenebilir:

Nefske ve diğer araştırmacılar [5], egzoz sistemi üzerine yaptıkları çalışmada, sistemi tek boyutlu modelleyip analizini gerçekleştirmişlerdir. Otomobil egzoz sisteminin geleneksel bir giriş tipi sonlu eleman modelinin, yalnızca destek askıları üzerindeki egzoz sisteminin düşük frekanslı sert cisim hareketini tahmin etmede doğru olduğunu göstermiştir. Enine kesit deformasyonunu hesaba katmak için giriş eleman modelinin teorik modifikasyonunu açıklamışlardır.

Li ve arkadaşları [6] yol yüzeyi girdileri tarafından uyarılan bir egzoz sisteminin dikey titreşim özelliklerini araştırmak için egzoz sisteminin basitleştirilmesi, egzoz modal analizi, kütle elemanının tanımı, egzoz bölümlere, parametre edinimi ve basitleştirilmiş egzoz doğrulama adımları dahil olmak üzere ayrıntılı olarak tartışılmıştır. Araç modeli, MATLAB/SIMULINK kullanılarak simüle edilen ve çeşitli yol profillerinde simülasyon ve deney karşılaştırılarak doğrulanan yarı araç modeline dayalı olarak geliştirilmiştir. Sonuçlar, araç modelinin dikey titreşimde araç karakteristiğinin dinamiklerini etkili bir şekilde temsil ettiğini göstermektedir.

Lupea [7] bir otomobile ait egzoz sisteminin dinamiğini gözlemlemiştir. Egzoz sistemi sonlu elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Gerçek egzoz sistemi CAD'si tahribatsız ölçümlere dayalı olarak oluşturulmuş ve sonlu elemanlar modeli geliştirilmiştir.

Lupea [8] tarafından diğer bir çalışmada ise araba egzoz sisteminin dikey titreşimlerinin değerlendirilmesi için toplu bir dinamik model türetilmiş ve zaman içinde entegre edilmiştir. Sistem parametrelerinden bazıları ölçülür, diğerleri ölçümler arasında karşılaştırmalar ve sonlu elemanlar analizi kullanılarak tahmin edilir. Bu çalışmada diferansiyel denklem sistemini sayısal olarak entegre etmek ve modelin doğal frekanslarını hesaplamak için bir Matlab uygulaması yazılmıştır. Basitleştirilmiş modeller, dikey yönde sistem titreşimlerinin hızlı bir şekilde tahmin edilmesi için kullanılabileceğini ifade etmiştir.

Englund ve arkadaşları [9] doğrusal olmayan esnek bir bağlantı ile borular, susturucular ve bir katalizör içeren bir ana parçadan oluşan bir egzoz sisteminin dinamik çalışmasını sunmuşlardır. Sonuçlar, daha ileri dinamik çalışmalar için, tüm sistemin doğrusal olmayan esnek bağlantı yoluyla uyarılan doğrusal bir alt sisteme ideal hale getirilebileceğini, boruların doğrusal alt sistem içindeki giriş elemanları ile basitleştirilmiş bir şekilde modellenebileceğini ima eder. Teori ve deneysel sonuçlar arasında güçlü bir uyum gözlenmiş, bu da basitleştirilmiş modellemenin geçerliliğini göstermiştir.

Çıplak ve diğerleri [10] bir traktöre ait egzoz sisteminin NVH karakteristiğini sonlu elemanlar yöntemi kullanarak incelemişlerdir. Egzoz sisteminin modal analizi çıkarılmış, yüksek modal kütleli modlarının, aracın diğer sistemlerinin önemli modlarıyla çakışma ihtimali araştırılmıştır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak titreşim karakteristiği ve doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Egzoz sisteminin modal karakteristiği üzerinden traktörün farklı yol ve sürüm şartları test edilerek rastgele titreşim testi yapılmıştır.

Avcu ve arkadaşları [11] tarafından MTU 16V 4000 M90 marka/model dizel motora ait egzoz sisteminin tasarımını gerçekleştirmek için ANYS Workbench kullanılarak üç boyutlu modeli oluşturulmuş, matematiksel modeller ANSYS ICEM CFD Sonlu Elemanlar Metodu ile yapılmıştır. Ayrıca kullanılan dizel motorun egzoz sisteminde mevcut olan kuru tip susturucunun tasarımı yapılırken, akustik tasarım yöntemleriyle akustik karakteristiğini belirlemişlerdir.

Sonlu elemanlar modelinin güncellenme sürecinden önce, modal parametrelerin gerçek yapıdan çıkarılması için ilk olarak modal test işlemi gerçekleştirilir. Modal test veya modal analiz olarak bilinen işlem, bir yapıyı frekans, sönümlenme ve mod şekli olan dinamik özellikleri açısından tanımlanan bir süreçtir [12]. Bazen araştırmacılar ve mühendisler, yapının geometrisinin karmaşıklığından dolayı Sonlu elemanlar analizi yazılımında doğrudan modeli çizmede zorluklarla karşılaştılar. Literatürde bu tür bir yaklaşımı bildiren birçok çalışma bulunmaktadır. Çalışmalarında, egzoz sistemi CATIA V-5 yazılımı kullanılarak modellenmiş ve sonlu elemanlar analizi yazılımı Hypermesh'e aktarılmıştır [13-14].

Fouzi ve arkadaşlarının yapmış oldukları çalışmanın amacı, egzoz yapısının sonlu elemanlar modellemesini gerçekleştirmek ve dinamik davranışını iyileştirmek

için güncelleme yaklaşımı kullanmaktır. Egzoz yapısı, tasarımı gereği kaynaklı birleştirmelerle birleştirilmiş birkaç parçadan oluşmaktadır. Bu kaynaklı bağlantılar, yapının dinamik davranışına önemli ölçüde katkıda bulunmaktadır. Sonlu elemanlar modelinin güncellenme sürecinden önce, modal parametrelerin gerçek yapıdan çıkarılması için ilk olarak modal test işlemi gerçekleştirilmiştir. Sonlu elemanlar modelinin modal parametreleri (doğal frekans ve mod şekli), sonlu elemanlar analizi yazılımını kullanarak normal mod analizinden elde edilmiştir. Sonlu elemanlar analizinden sayısal olarak tahmin edilen sonucun kesinliği, ölçülen muadili ile karşılaştırılır. Ölçülen test verileri, serbest serbest sınır koşulları altında darbe çekici ve fitil ivmeölçerler kullanarak deneysel modal analiz yoluyla elde edilmiştir. Güncellenmiş CBAR modeli için doğal frekansın toplam yüzde hatası önemli ölçüde %8,74'ten %3,45'e dşrlmştir. Sonuç olarak, FEA ve EMA arasındaki uyumsuzluk başarılı bir şekilde azaltılmış ve FE modelinin en güvenilir bağlantı elemanı olan egzoz yapısının modellenmesi başarılmıştır [15].

Xu ve arkadaşları [16] bir otomobil egzoz sisteminin titreşim özelliklerini sonlu elemanlar yazılımını kullanarak analiz etmiştir. Titreşim modu diyagramlarını doğal, kısmen kısıtlı ve tamamen kısıtlı olacak şekilde üç farklı şekilde elde etmişlerdir.

Günümüzde kuvvetler, gerilim dağılımı, deformasyonlar ve bileşenlerin ve yapıların performansının optimizasyonu gibi faktörlerin incelenmesi, bilgisayar destekli tasarım teknikleri kullanarak daha verimli ve daha hızlıdır [17-19]. Sonlu elemanlar yöntemi (SEY), mekanik parçaların gerilim gerinim ve deformasyon şeklini analiz edip hesaplamak ve ilk prototipi oluşturmadan önce kritik ve kritik olmayan noktaları belirlemek için son derece hızlı ve doğru bir sayısal tekniktir [20-22]. Sonlu elemanlar yöntemi kullanarak yorulmaya karşı optimizasyon, malzeme ve yüzey koşulları gibi etkin özelliklerin değiştirilmesiyle hızlı ve kolay bir şekilde gerçekleştirilebilir. Bu yöntem, fiziksel bir modele ihtiyaç duymadan sanal ortamda analiz yapılmasını sağlar [23-24].

Öyle görünüyor ki, en zor çalışma koşullarındaki traktörlerin egzozlarının mekanik analizi, arızanın veya şekil deformasyonunun nedenini araştırmak için gerekli görünmektedir. Egzozun anormal titreşimleri, ekipmanın güvenli çalışmasını ve üretim verimliliğini ciddi şekilde etkileyecektir. Bağlantının başarısız olması, üretim hattının üretim durmasına, hatta büyük ekonomik kayıplara neden olacaktır.

İyi dizayn edilmiş bir egzoz sistemi tasarımı; motorun hem termal hem de mekanik veriminin iyileşmesine yardımcı olacağı gibi, motorun rahat, titreşimsiz, gürültüsüz çalışmasına ve aynı zamanda egzoz emisyonlarını düşürerek çevreyi daha az kirletmesini sağlayacaktır.

Sahada kullanılan dikey egzoz sistemli traktörlerde meydana gelen en büyük sorunlardan biri, ağır çalışma şartları nedeniyle egzoz kaynak bölgelerinin kırılması, titreşim sonucu egzozları deformasyona uğramadır. Üstün performansa sahip bir egzoz sistemi, aşırı seviyeli titreşimler nedeniyle dayanıklılığı yetersizse kullanılamaz hale gelir. Motor ve yol yüzeylerinden gelen çeşitli uyarma kuvvetlerinin neden olduğu bu aşırı titreşim, egzozun kullanım ömründen çok önce hasar görmesine neden olur. Bu tür hasarların sebebini araştırmada deneysel çalışmalar maliyetli ve zaman alıcıdır. Bu nedenle, geliştirme ve optimizasyon çalışmaları özellikle bilgisayarların gelişmesiyle sayısal analiz programları kullanılarak yapılmaya başlanmıştır.

Bu çalışmanın amacı, 90 beygir gücünde dikey egzoz sistemine sahip bir traktörün egzoz sisteminin titreşim sorununu çözmektir. Bu amaçla, egzoz sistemi öncelikle PTC CREO 3D ile detaylı bir şekilde tasarlanmış, ardından ANSYS WB® yazılımı kullanılarak detaylı bir bilgisayar simülasyonuna tabi tutulmuştur. Simülasyon sürecinde, egzoz sisteminin farklı frekanslardaki titreşim davranışları (modal analiz) incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda, egzoz sisteminde gerekli iyileştirmeler yapılmış ve yeni bir tasarım oluşturulmuştur. Bu yeni tasarımın performansı hem bilgisayar ortamında yapılan simülasyonlarla hem de gerçek bir egzoz üzerinde yapılan deneysel ölçümlerle doğrulanmıştır. Son olarak, geliştirilen yeni egzoz sistemi prototipi üretilerek, tasarımın pratikteki başarısı test edilmiştir.

1. GENEL BİLGİLER

1.1.Traktörler

1.1.1. Traktörlerin Tanımı ve Gelişimi

Tarım sektörünün temel araçlarından biri olan traktörler, tarım aletlerini çekerek veya döndürerek tarımsal işlemleri kolaylaştırır. Traktörler, tarımda mekanizasyonu sağlayan ve insan gücüne olan bağımlılığı azaltan önemli araçlardır. Teknolojinin gelişmesi ile ekipmanlar ve ihtiyaçlar doğrultusunda, traktör yapısını değiştirmiştir.

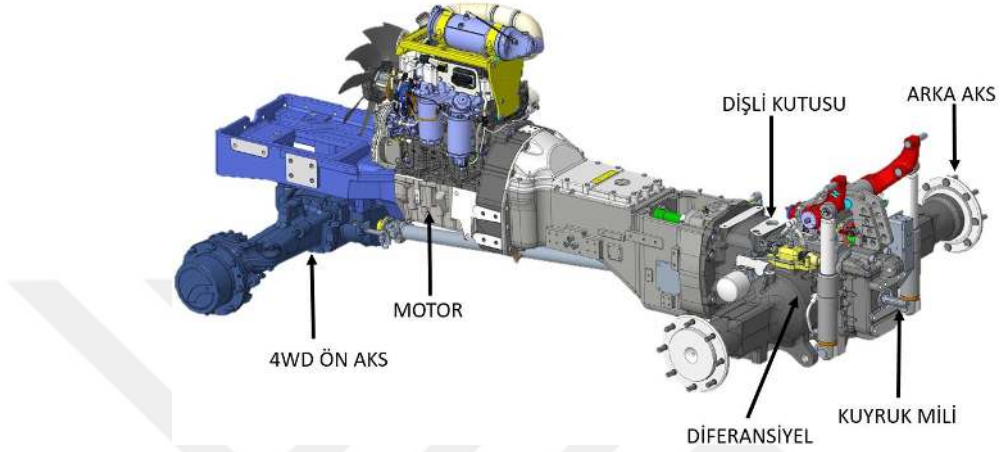
Günümüz traktörleri, tarımsal üretimde kullanılan, tırtıllı veya tekerlekli yapısıyla farklı arazi koşullarına uyum sağlayan, kendi kendine hareket edebilen bir kuvvet makinesidir. Traktör, kendisinin ve tarım makinelerinin çalıştırılabilmesi için bir kuvvet kaynağına sahiptir. Bu genellikle, bir içten yanmalı motor olmaktadır. Günümüzde içten yanmalı motorlara alternatif olarak, elektrikli ve hibrit traktör üretimi yapan firmalar vardır. Traktörler yüksek tork gerektiren iş yapma özelliğine sahiptir. Bu özellik hızlarının kısıtlı olmasına sebep olmaktadır [25, 26].



Şekil 1.1. Traktörün Değişimi

1.1.2. Traktör İletim Organları

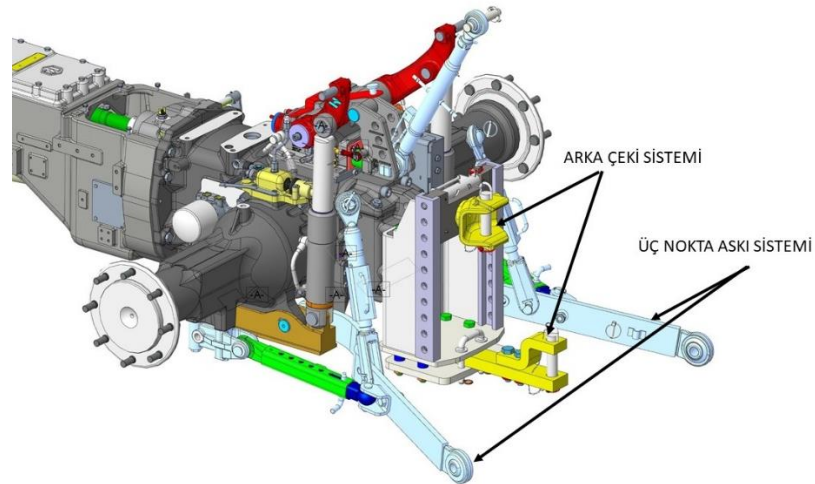
Traktör motoru ile tahrik tekerlekleri arasındaki sistem bütününe güç iletim sistemi denir. Güç iletim sistemi, kavrama, vites kutusu, diferansiyel, üç nokta askı sistemi, arka çeki sistemi ve kuyruk milinden oluşmaktadır.



Şekil 1.2. Traktör Güç İletim Organları – Hattat 200 Serisi (2024)

1.1.2.1. Üç Nokta Askı Ve Arka Çeki Sistemi

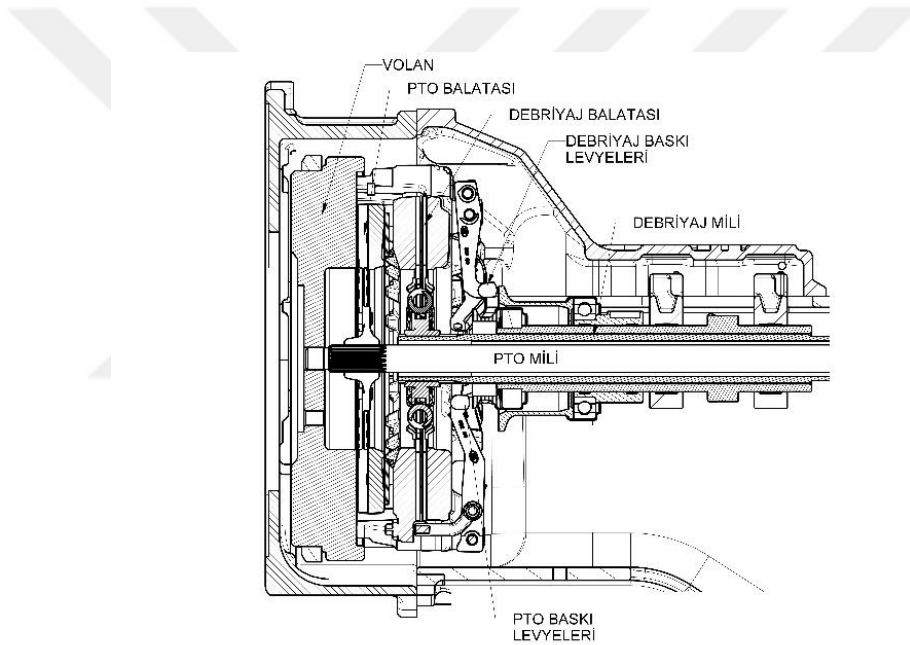
Üç nokta askı sistemi ve arka çeki sistemi traktörün, çekme ve kaldırma kuvveti aktarma parçalarının bütünüdür. Kullanılacak ekipman tipine göre traktör ile bağlantı sağlanır.



Şekil 1.3. Üç Nokta Askı Sistemi – Hattat 200 Serisi (2024)

1.1.2.2. Kavrama Sistemleri

Döner hareket üreten motorlar, belirli bir devir sayısından sonra yüksek tork üretmektedir. Tekerlekli aracın hareket etmesi için gerekli tork devir sayısını elde edene kadar, dişli kutusunu motordan ayırmak gerekmektedir. Yeterli güce ulaşıldığında motor ile dişli kutusu arasında kavrama sağlanarak, motorun ürettiği tekerleklere iletmeye başlar. Motordan alınan döner hareket aynı zamanda, kuyruk mili tahrikli ekipmanların çalışmasını da sağlar. Kuyruk mili (PTO) tahrikli ekipman kullanım ihtiyacına göre hareketi kesmek veya iletmek için de kavrama paketi kullanılır. Bu sebeplerden dolayı, traktörlerde kombine birbirinden bağımsız kavrama paketleri kullanılmaktadır.



Şekil 1.4. Kombine Baskı Balata Sistemi

1.1.2.3. Kuyruk Mili (PTO)

Kuyruk mili, traktörün standart olarak arka kısmına konumlandırılmıştır. Opsiyonel olarak traktörün ön kısmına da konumlandırılmaktadır. Kuyruk mili çeki kuvvetinin yanında, tahrik gücüne ihtiyaç duyan tarım ekipmanlarının çalışmasını sağlayan güç aktarma sistemidir. Kuyruk mili traktörlerde standart olarak 540 dev/dak dönme devrine sahiptir. İlave olarak 540E ve 1000 dev/dak. olarak opsiyon mevcuttur. 540E kuyruk mili devri, standart 540 dev/dak'dır. Devir sayısının

yanındaki ‘E’ harfi, ekonomi anlamını taşır, standart 540 dev/dak kuyruk miline göre motor devri daha düşüktür. Düşük devride 540 dev/dak hıza düşük motor devrinde ulaştığı için 540 ekonomi ismini almıştır. ISO 500 standardına göre; tarım traktörleri kuyruk milleri, Tip 1, Tip 2, Tip 3 ve Tip 4 olarak dörde ayrılmıştır (Tablo 1.1.).

Tablo 1.1. Kuyruk Mili Kategorileri

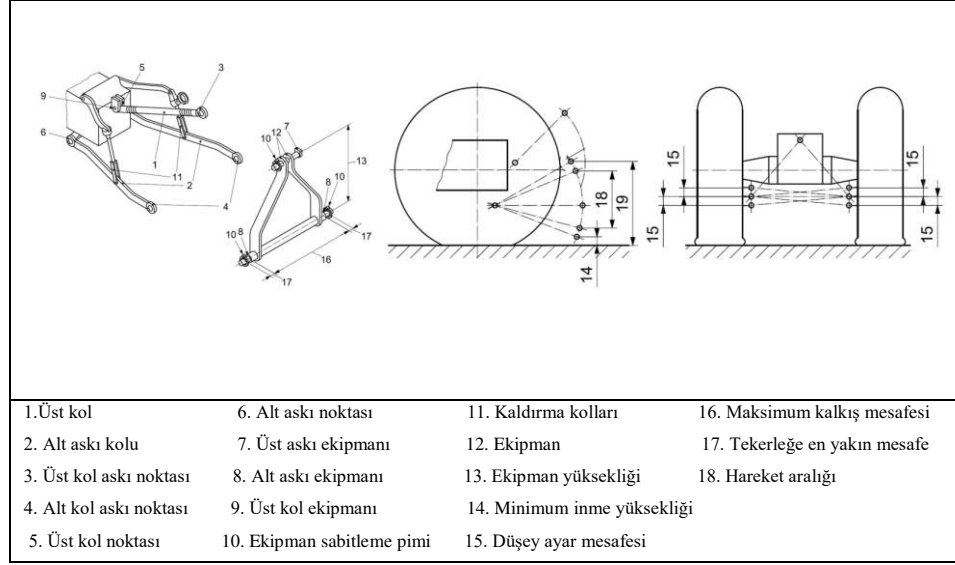
Kuyruk Mili Tipi	Anma Çapı (mm)	Kama Sayısı ve Tipi	Kuyruk milinin beyan edilen anma devir sayısı min ⁻¹	Beyan edilen devir sayısında tavsiye edilen kuyruk mili gücü ^{a)} kW
1	35	6 Adet Düz	540	65’e kadar
			1000 ^{b)}	110’a kadar
2	35	21 Adet Helezon	1000	130’a kadar
3	45	20 Adet Helezon	1000	300’e kadar
4	57,5	22 Adet Helezon	1300	450’ye kadar
a) ISO 789-1 veya OECD Kod 1 veya Kod 2’ye uygun olarak tayin edilir.				
b) Bu seçenek Kuzey Amerika için mevcut değildir.				

1.1.2.4. Üç Nokta Askı Sistemi

Tarım traktörlerinin, toprak işleme ekipmanlarını, kaldırma, indirme, toprak içinde sabit derinlikte tutma, çekme ve taşıma gibi ihtiyaçlarını karşılamaya yönelik tasarlanmış hareketli bir sistemdir. Üç nokta askı sistemi, 1925 yılında Harry Ferguson tarafından tasarlanmıştır. Günümüzde, üç nokta askı sistemi ölçüleri ISO 730 standardına göre tasarlanmaktadır. Standart, üç nokta askı sistemini, motor gücüne göre 4 kategoriye ayırmıştır (Tablo 1.2.).

Tablo 1.2. Üç Nokta Askı Sistemi Kategorileri (ISO 730)

Kategori(Sınıf)	Motor Gücü(kW)
1N	...<35
1	...<48
2N/2	30<...<92
3N/3	60<...<185
4N/4	110<...<350



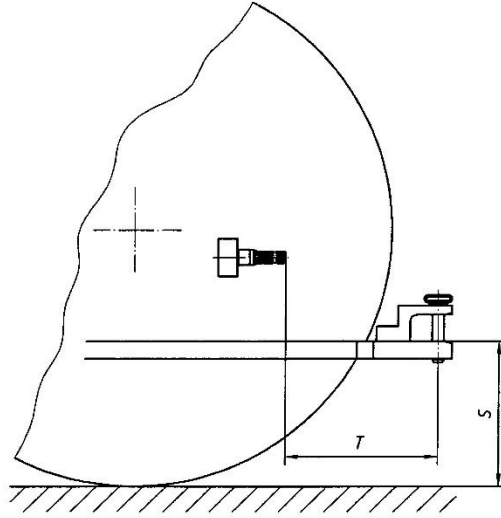
Şekil 1.5. Üç Nokta Askı Sistemi Bileşenleri ve Standart Terimleri (ISO 730)

1.1.2.5. Arka Çeki Sistemi

Traktör arka çeki sistemi, çekilebilir tip tarım ekipmanların kullanımına imkân sağlamak amacıyla, traktörde olması zorunlu bağlantı elemanıdır. Arka çeki sistemi, traktör motor gücüne göre değişkenlik göstermektedir. ISO 6489 standardına göre kategorilere ayrılmıştır. Standartta kategoriye göre, çeki demiri boyut ve konumları belirtilmiştir (Tablo 1.3. ve Şekil 1.6.).

Tablo 1.3. Çeki Demiri Kategorileri (ISO 6489)

Çeki Demiri Kategorisi	Beyan Edilen Motor Devrinde PTO Gücü (kW) ^{a)}
0	≤ 28
1	≤ 48
2	≤ 115
3	≤ 185
4	≤ 300
5	≤ 500
^{a)} ISO 789-1 veya OECD Kod 1 veya OECD Kod 2 ile uyumlu olarak belirlenir. PTO gücü mevcut değilse, ISO 14396'ya göre belirlenen motor gücünün %86'sı kullanılır.	



Şekil 1.6. Çeki Demiri Yeri ve Konumu (ISO 6489)

Not: Şekil 1.6’da kullanılan sembollerin açıklaması ve boyutları Tablo 1.4’de verilmiştir.

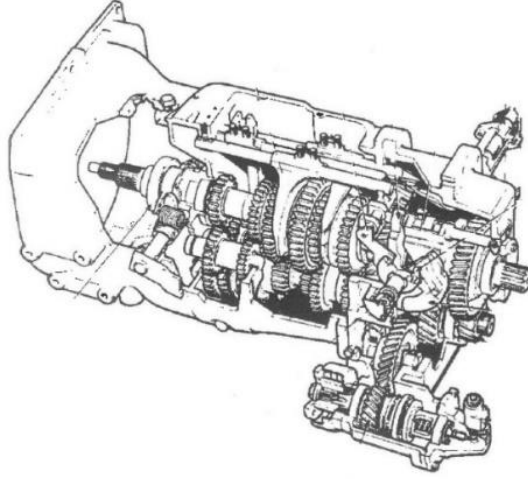
Tablo 1.4. Çeki Demiri Yeri – S ve U Boyutlarının Değerleri (ISO 6489)

Boyut	Çeki Demiri Kategorisi					
	0	1	2	3	4	5
S, çeki demiri yüksekliği a)	220-420	330-500	330-500	380-560	380-560	400-600
U ^{b)} , en az	200	220	250	260	280	310
a) S boyutları normal tarımsal uygulamaları karşılamalıdır. Özellikle yüksek zemin boşluğu (alt açıklık) oluşturulacak şekilde tasarlanmış traktörlerde, dikine büyüyen ürünler veya şeker kamışı gibi bitkilerle çalışmada, S boyutu en yüksek değeri aşabilir. Alçak zemin boşluğu (alt açıklık) için tasarlanmış traktörlerde, alçak ağırlık merkezi gerektiren çim biçme veya toprak işleme çalışmaları gibi, S boyutu en küçük değerden daha az olabilir. b) Verilen değerler bu standardın yayınlanmasından sonra tasarımılanan yeni traktör tiplerine uygulanır.						

Not: Ölçüler mm’dir.

1.1.2.6. Vites Kutusu

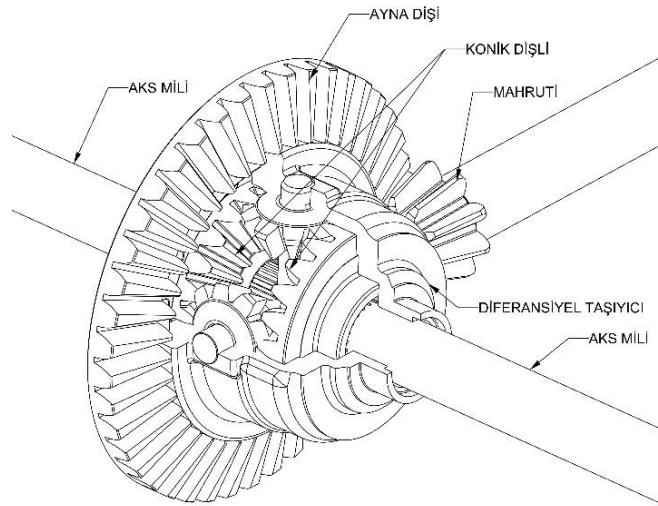
Traktörlerin, değişken hız ve tork ihtiyacına göre, motor ile aks arasında yerleştirilmiş tekerleklere giden devir sayısını ayarlayan dişli sistemidir. Vites kutusu ile düşük hız yüksek tork elde edilebilir.



Şekil 1.7. Vites Kutusu

1.1.2.7. Diferansiyel

Diferansiyel, vites kutusundan mahrutiye gelen dönme hareketini konik dişliler ile eşit veya değişken devir sayısında tekerleklere aktaran dişli sistemidir. Viraj dönüş esnasında arka iki tekerleğin aldığı yollar ve dönme devir sayıları farklıdır. Diferansiyel dişli sistemi viraj dönüşlerinde tekerleklere farklı dönme devri aktardığı için, traktör dönme hareketini, dönüş çizgisinden sapmadan ilerleme sağlayabilir.



Şekil 1.8. Diferansiyel Sistemi

1.1.3. Traktörlerde Egzoz Sistemi

Hava-yakıt karışımının yanması sonucu oluşan sıcak ve zararlı gazlar, motorun verimli çalışması için mutlaka dışarı atılmalıdır. Egzoz sistemi, bu gazları silindirlerden toplayarak egzoz borusu, susturucu ve kuyruk borusu yoluyla atmosfere salar.

Bu sistemin temel görevleri:

- Motorun soğutulmasına yardımcı olmak,
- Üretilen gürültüyü azaltmak,
- Hem yanmış hem de yanmamış egzoz gazlarını güvenli bir şekilde tahliye etmek amacıyla tasarlanmış bir sistem olarak özetlenebilir.

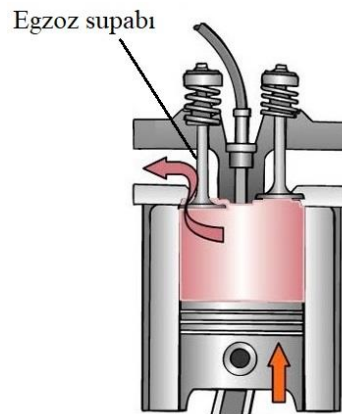
Egzoz sistemi;

- 1- Egzoz supabı
- 2- Egzoz manifoldu
- 3- Ek boşaltıcı (turbo kompresör)
- 4- Susturucu

gibi 3 veya 4 parçadan oluşur.

1.1.3.1. Egzoz Supabı

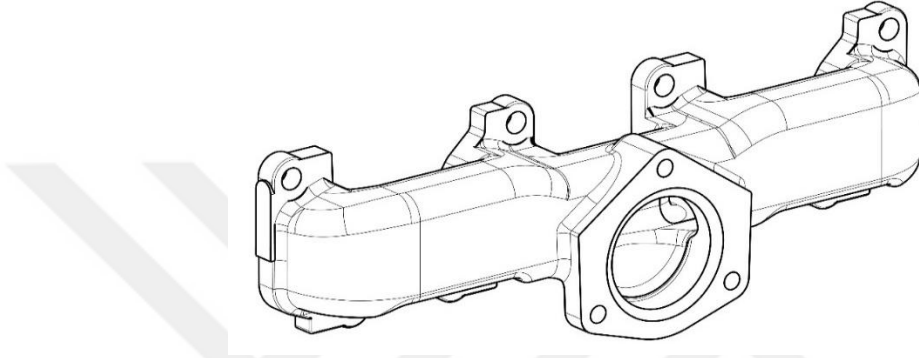
Egzoz supabı, içten yanmalı motorlarda, yanma odasında gerçekleşen yanma sonrası açığa çıkan gazın dışarı atılmasını sağlayan, açılıp kapanan supaptır.



Şekil 1.9. Egzoz Supabı

1.1.3.2. Egzoz Manifoldu

Egzoz manifoldu, motor silindirleri içindeki yanmış gazların dışarıya atılmasını sağlayan, egzoz susturucusu ile motor bloğu arasına konumlandırılan parçadır. Silindirlerden çıkan egzoz gazı ilk anda yüksek sıcaklıkta olduğu için, egzoz manifoldu da yüksek sıcaklıklara çıkmaktadır. Yüksek sıcaklıklarda çalıştığı için, genelde alaşımlı dökümden imal edilmektedir.



Şekil 1.10. Egzoz Manifoldu

1.1.3.3. Ek Boşaltıcı (Turbo kompresör)

Turbo kompresör, motor silindirlerindeki yanma için gerekli olan havayı, yüksek basınçta silindire göndererek ve aynı basınçta yanma odasındaki, yanma sonrası açığa çıkan gazları egzozdan atmaya yarayan motor bileşenidir. Turbo kompresör, dizel motorların dinamik performansının iyileştirilmesi amacıyla tasarlanmıştır. Turbo sistemli motorlar, doğal emişli motora göre tork üretimi fazla ve düşük yakıt tüketimine sahiptir.

1.1.3.4. Susturucu

Egzoz gazları doğrudan atmosfere bırakıldığında yüksek sesli bir gürültüye neden olur. Susturucular, egzoz gazlarını havaya çıkmadan genişleterek dışarıya az basınçla gönderip gürültüyü önemli derecede azaltırlar.

1.2. Titreşim Analizi

Titreşim, bir nesnenin veya sistemin belirli bir denge noktası etrafında sürekli olarak ileri geri hareket etmesidir. Bu hareket, genellikle dışarıdan gelen kuvvetler veya sistemin içsel özelliklerinin etkisiyle ortaya çıkar. TS 7224 standardı, bu titreşimlerin ölçülmesi, analiz edilmesi ve değerlendirilmesi için bir çerçeve sunar. Bu genellikle istenmeyen bir durumdur. Sistemlerin doğal frekans ve mod biçimleri gibi önemli özelliklerinin belirlenmesinde titreşim analizi uygulanır. Titreşim analizinde analitik, sayısal ve deneysel yöntemler kullanılmaktadır.

1.2.1. Modal Analiz

Modal analiz, bir yapının dinamik davranışını sayısal analiz veya deneysel yaklaşımla belirlemeye yönelik bir yaklaşımdır. Modal analiz sonuçları yapının doğal frekansları, mod şekilleri, modal etkin kütlesi ve sönüm oranları hakkında bilgi verir. Bir yapının doğal frekansları, yapının denge konumundan rahatsız edilmesi durumunda titreşeceği frekansları ifade eder. Mod şekilleri bu doğal frekansların her biriyle ilişkilidir ve o frekanstaki yapının özel titreşim modelini gösterir. Ek olarak sönümleme oranları, titreşimin zamanla azalacağı oranı da belirler. Yapının karakteristik davranışı analiz edilip anlaşıldıktan sonra potansiyel rezonans veya titreşim noktaları optimize edilebilir.

n serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi, Lagrange fonksiyonu, Newton ikinci hareket kanunu kullanılarak elde edilir. Çok serbestlik dereceli sistemler için matris biçimi kullanılır. Denklemleri matris biçiminde ifade etmek suretiyle kütle, sönüm ve rijitlik matrisleri tanımlanır. Doğrusal davranışa sahip çok serbestlik derecesine sahip mekanik sistemlerin hareket denklemi matris formunda şu şekilde yazılabilir:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [C]\{\dot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = \{f(t)\} \quad (1.1)$$

Burada $\{x(t)\}$, sistemin genelleştirilmiş koordinatı veya sistem serbestlik derecesinin vektörüdür, $[M]$ kütle(atalet), $[C]$ viskoz varsayılan sönüm, $[K]$ rijitlik matrisleridir ve $\{f(t)\}$, ise genelleştirilmiş kuvvetlerin vektörüdür. M, C ve K matrislerinin $n \times n$ elemanlı simetrik olduğu kabul edilir.

Sistemin normal mod analizi yapılırken sönüm ihmal edilir ve dış kuvvetler etki etmez, ortaya çıkan denklem:

$$[M]\{\ddot{x}(t)\} + [K]\{x(t)\} = 0 \quad (1.2)$$

Sistemin harmonik çözüm önerisi $\{x(t)\} = \{x\}e^{i\omega t}$ uygulanarak aşağıdaki sonuçlara ulaşırız:

$$[K]\{x\} - \omega^2[M]\{x\} = 0 \text{ veya } ([K] - \omega^2[M])\{x\} = 0 \quad (1.3)$$

Bu eşitlik bir öz değer problemi olarak bilinir. Bu denklemin çözümünden elde edilen öz değerler sistemin doğal frekanslarının karelerini, öz vektörler ise mod şekillerini verir.

Bilgisayar teknolojilerindeki hızlı gelişmeler sayesinde, günümüzde bilgisayar destekli ölçüm sistemleri sayesinde, yapıların dinamik karakteristikleri olan doğal frekanslar, mod şekilleri ve sönüm oranları artık daha doğru ve güvenilir bir şekilde belirlenebilmektedir. Deneysel modal analiz olarak adlandırılan bu yöntemde, yapıların teorik analizinde yapılan kabullerin gerçekte sağlanıp sağlanmadığının tespit edilmesine olanak sağlamaktadır. Bu analiz, bir yapıya uygulanan bir etki sonucu oluşan tepkilerin ölçülmesi ve bu ölçümlerden elde edilen verilerin matematiksel olarak işlenmesi ile yapının doğal titreşim frekansları, sönümleme oranları ve mod şekilleri gibi dinamik özelliklerinin belirlenmesi yöntemidir. Bu sayede, yapının farklı yükler altındaki davranışı hakkında detaylı bilgi elde edilir. Özellikle büyük mühendislik yapılarında, harici bir titreştirici kullanmak yerine, yapının kendiliğinden oluşan titreşimleri kullanarak ölçümler yapmak mümkündür.

1.2.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi (SEY) endüstride yaygın olarak kullanılan bilgisayar destekli bir yazılımdır ve ürünün/yapının performansını erken mühendislik tasarımı aşamasında simüle etmek için yaygın olarak kullanılan yöntemdir [27].

Hesaplamalı modelleme veya simülasyon süreci, gözlemlenen modeli bir ağ içinde daha küçük öğelere ayırır ve potansiyel olarak karmaşık performans sorunlarını çözmek ve bunlara bir dizi çözüm bulmak ve ürünün veya ürünün nasıl olduğuna dair yapısal bir analiz sağlamak için onu sanal ve belirli bir ortama koyar.

Karmaşık ve büyük (Fiziksel ve matematiksel) yapı, sonlu elemanlar tarafından daha yönetilebilir ve çözülebilir küçük bölümlere ayrılır. Bölümler, malzemenin özelliklerini yerel alanda bütünleştirir. Bölümleme işlemi bir düğüm dizisinin oluşturulmasıyla başlar. Yapıdaki her düğüm kendi koordinatlarıyla birlikte malzemeye ve yapıya ait verileri içerir, düğümler MESH'i oluşturan çizgilerle birbirine bağlanır. Ağın yoğunluğu, çözüm sürecinin veya hesaplamaların ve sonuçların kesinliğini ve karmaşıklığını belirler. Ağ ile çevrelenen bölümlere (düğümler ve çizgiler) sonlu elemanlar adı verilmektedir ve sonlu elemanlar analizlerinde her bir elemanın kalınlık, atalet, ivme, sıcaklık, kuvvet, mukavemet, gerilme vb. ile ilgili farklı değişkenler için basitleştirilmiş denklemleri bulunmaktadır. Sonlu elemanlar yazılımı tüm eleman verilerinin kayıtlarını tutar. Elemanların denklemleri aynı anda çözülür; sonuç, her düğüm kendi denklemini ayarlarken, her düğümün uygulanan faktörlere nasıl tepki verdiğine göre belirlenir. Sistem sonuçta tüm denklemleri çözmek ve yapıya yönelik çözümü oluşturmak için yakınsama sürecini yürütecektir. Daha sonra çözüm her bir düğüme uygulanacak ve her düğümün daha ileri analizler için kullanılabilecek veya sonuçları grafiksel olarak gösterebilecek kendi rakamları olacaktır. Yazılım kütüphanesi baz alınarak çözüm, imalat öncesinde tasarımın geçerliliği ve belirlenen uygulamaya uygun olup olmadığı, yapı ve malzeme limitleri ve toleransları ile karşılaştırılarak belirlenebilir. Düğümlerin konumları ve ağ yoğunluğu, yapıdaki belirli bölgelere daha fazla odaklanmak ve yapının belirli bölgesi için daha doğru sonuçlar elde etmek amacıyla değiştirilebilir.

Özetle sonlu elemanlar yöntemi üç ana aşamada gerçekleşir:

➤ **Ön İşlem (Pre-processing):**

- **Model Oluşturma:** Analiz edilecek yapının geometrik özellikleri, malzeme özellikleri (elastiklik modülü, Poisson oranı gibi) ve sınır koşulları (destekler, yükler gibi) bilgisayar ortamında detaylı bir şekilde modellenir.
- **Ayrıştırma:** Model, daha küçük ve daha basit geometrilere sahip elemanlara ayrılır (örneğin, üçgen, dörtgen veya tetrahedral elemanlar). Bu elemanlar, düğüm adı verilen noktalarla birleştirilir.

➤ **Çözüm (Solution):**

- **Denklem Oluşturma:** Her bir eleman için, malzeme özellikleri ve geometriye bağlı olarak, denge denklemleri oluşturulur. Bu denklemler, genellikle diferansiyel denklemlerdir ve elemanın içindeki gerilme ve deformasyon durumunu tanımlar.
- **Çözüm:** Tüm elemanlar için oluşturulan denklemler, büyük bir denklem sistemine dönüştürülür ve bu sistem, iteratif bir çözüm yöntemi kullanılarak çözülür. Bu çözüm, her bir düğümde oluşan yer değiştirmeleri ve elemanlardaki gerilmeleri verir.

➤ **Son İşlem (Post-processing):**

- **Sonuçların İncelenmesi:** Çözüm aşamasında elde edilen sayısal veriler, görsel olarak daha anlaşılır hale getirilmek için grafikler, animasyonlar veya renklendirme teknikleriyle işlenir.
- **Sonuçların Değerlendirilmesi:** Elde edilen sonuçlar, mühendislik tasarımının gereksinimlerini karşılayıp karşılamadığı açısından değerlendirilir. Gerekirse model veya yükler üzerinde değişiklikler yapılarak yeni analizler yapılır.

Günümüzde birçok firma yapısal dinamik analiz için sonlu elemanlar yöntemi tekniklerini aktif olarak kullanmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi kullanırken emin olunan şey, sonucun doğruluğunun deneysel ile karşılaştırılabilmesi ve değer doğruysa sonucun oldukça benzer olmasıdır. Bir mühendislik problemini çözmek için doğru modele sahip olmak ve denklemleri etkili bir şekilde çözmek önemlidir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Dizel motorlarda egzoz sistemleri, yanma sonucu ortaya çıkan zararlı gazların atmosfere salınımını engellemek ve motorun çalışma sırasında oluşan gürültüyü azaltmak amacıyla tasarlanmış kompleks sistemdir.

Modal analiz, bir sistemin doğal dinamik özelliklerini incelemek için kullanılır. Modal analiz yoluyla doğal frekanslar, modal şekiller, modal sönümleme parametreleri elde edilebilir. Doğal frekans, yapının belirli bir uyarılma frekansı altında rezonans üretebildiğini gösterebilir. Modal analiz deneysel ve sayısal olmak üzere iki şekilde yapılabilir. Deneysel modal analiz ile incelenen sistem üzerindeki titreşim testleri yapılarak modal parametreler elde edilir. Sayısal modal analiz ile, incelenen sistem sonlu elemanlar yöntemi ile modellenir.

Bu çalışmada, Şekil 2.1’de gösterilen 90 HP gücündeki HATTAT/290 marka/model traktöre ait egzoz sisteminde meydana gelen hasarın sebebi araştırılmıştır. Hasarın tespiti için, sonlu elemanlar analizi ve deneysel analizler yapılmıştır.



Şekil 2.1. Çalışma Traktörü

Çalışma iki ana bölümden oluşmaktadır. Birinci bölümde egzoz üç boyutlu olarak modellenmiştir. Diğer bölümde ise egzozun ilk hali ile kıyaslanarak doğruluğu gösterilmiştir. Çalışmanın her iki bölümü de kapsamlı bir şekilde incelenmiş ve elde edilen sonuçlar detaylı olarak sunulmuştur. Birinci bölümde, üç boyutlu bir egzoz sistemi modeli oluşturulmuştur. Modelleme süreci dört ana aşamadan oluşmaktadır:

- Birinci kısımda egzoz sisteminin genel özellikleri bilgisayara aktarılmıştır.
- İkinci kısımda traktörlerin dikey egzoz sistemi tasarlanmıştır.
- Üçüncü aşamada, geometrik modelin ağ yapısı oluşturularak çalışma alanı belirlenmiştir.
- Dördüncü aşamada ise simülasyonun gerçekleştirilebilmesi için gerekli olan parametreler ve sınır şartları tanımlanmıştır.

2.1.Traktör ve Donanımına Ait Teknik Özellikler

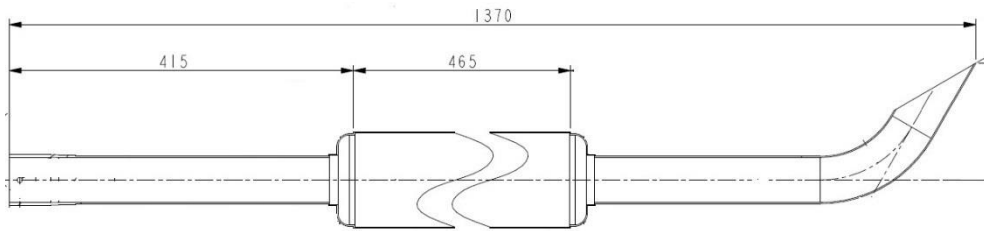
Bu çalışmanın temelini, çift akslı, arka tahrikli, lastik tekerlekli tarım sektöründe sıkça kullanılan standart traktör modeli oluşturmaktadır. Bu traktörün teknik detayları çalışmanın daha iyi anlaşılması için Tablo 2.1’de sunulmuştur. Traktörün motor gücü 90 HP, maksimum torku 289 Nm’dir. Ayrıca hidrolik sistemin maksimum kaldırma kapasitesi 2200 kg’dır.

Tablo 2.1. Traktörün Teknik Özellikleri

Motor	
Maksimum Güç (HP)	90
Silindir sayısı/aspirasyon	4 silindir/ doğal aspirasyon
Silindir hacmi (lt)	3.0
Maksimum Tork (Nm)	289
Motor devri (dev/dk.)	2200
Yakıt deposu (lt)	60
Hidrolik Sistem	
Çeki kontrol tipi	Kategori 2
Hidrolik güç çıkışı	Tek sürgülü mobil valf
Maksimum kaldırma kapasitesi (kg)	2200
Sistem basıncı (bar)	185
Silindir çapı (mm)	85
Boyutlar ve Ağırlıklar	
Toplam traktör ağırlığı (kg)	2420
Toplam uzunluk, ön ağırlıklar dâhil (mm)	4211

Motorlu taşıtların yapısal titreşimleri, yol düzensizlikleri, motor/şanzıman kütle salınımı, egzoz sistemi bağlantısı vb. gibi farklı kaynaklar tarafından uyarılır. Egzoz sistemi, büyük bir kısmı titreşim olan birkaç stres kaynağına maruz kalmaktadır.

Şekil 2.2. de mevcut egzozun modeli gösterilmiştir. Bu modelin üzerinde yapılan saha incelemesinde aynı bölgelerden deformasyon olduğu gözlenmiştir.

**Şekil 2.2.** Mevcut Egzoz Resmi

Problemin tespiti için, daha önce kullanılan egzoz sistemi incelenmiş ve traktöre ait dikey egzozun uygun geometrisinin oluşturulması için boyutları ölçülmüştür. Deformasyona uğramış egzoz görüntüsü Şekil 2.3’de gösterilmiştir.



Şekil 2.3. Mevcut Egzoz Deformasyonu

İncelenen modelden faydalanılarak Tablo 2.2. de parçaların detaylı olarak uzunluk değerleri verilen yeni bir egzoz modeli tasarlanmıştır. Mevcut egzoz tasarımına ANSYS programında modal analiz uygulanmıştır.

Tablo 2.2. Egzoz Sisteminin Parçaları ve Uzunlukları

Parça adı	Uzunluk
Giriş borusu	0,410 m
Arka dirseğin yarıçapı ve eğim açısı	R46 / 90°
Çıkış dirseğin yarıçapı ve eğim açısı	R127 / 60°
Çıkış borusu	0,537 m
Susturucu	0,572 m
Toplam sistem	1,596 m

2.2.Malzeme Özelliklerinin Tanımlanması

Bu çalışmada malzemelerin karakterizasyonunu belirlemek için malzeme özellikleri Tablo 2.3’te ayrıntılı olarak verilen yapı çeliği kullanılmıştır.

Tablo 2.3. Yapı Çeliği Malzemesinin Özellikleri

Yoğunluk	Elastisite Modülü	Poission Oranı
7,85 e-006 kg/mm ³	200.000 MPa	0,3

2.3. Paket Programlar

Traktöre ait yeni bir dikey egzoz modeli tasarımı için PTC CREO 3D programı kullanılmış ve bu modelin modal analiz ve ağ yapısını oluşturmak amacıyla ANSYS WB® R19.1 paket programında sonlu elemanlar yöntemi uygulanmıştır.

2.4. Deneysel Modal Analizde Veri Toplama Sistemi

Bu çalışmanın deneysel model analiz aşamasında traktör egzoz sisteminin titreşim ölçümleri Hattat Traktör A.Ş. Ar-Ge biriminde yapılmıştır. Bu sistemde deneysel ölçümler, ivmeölçerin Hydrotechnik Multisystem 5060 Plus cihazına kablo yardımı ile bağlantı kurularak gerçekleştirilmiştir (Şekil 2.4.- 2.5.).

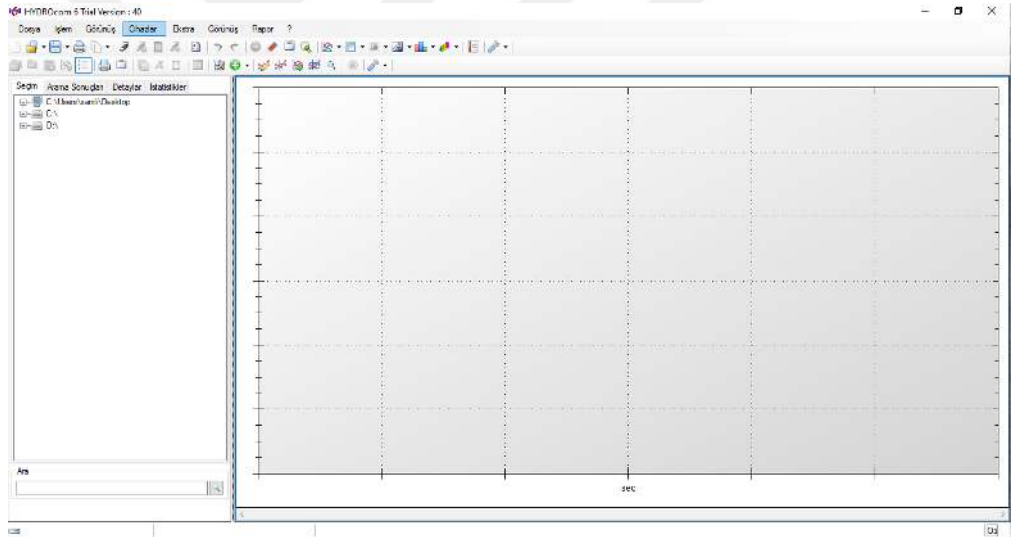


Şekil 2.4. Hydrotechnik Multisystem 5060 Plus Cihazı



Şekil 2.5. İvmeölçer

İvmeölçerden alınan sinyallerin sonuçları, HYDROcom 6 programı ile bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Programa ait ara yüz görüntüsü Şekil 2.6.’de verilmiştir.



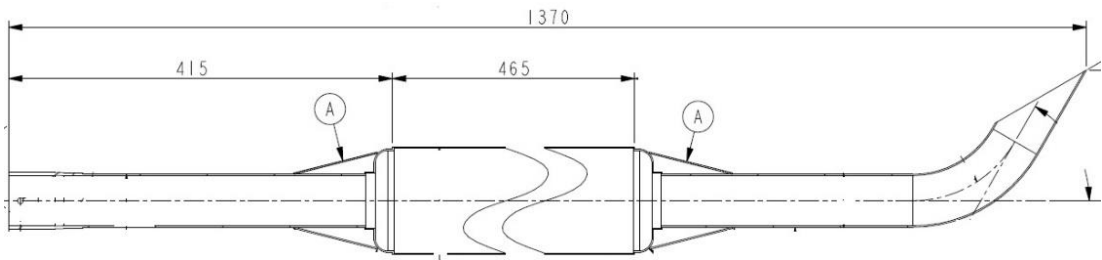
Şekil 2.6. HYDROcom 6 Programı

3. ARAŞTIRMA BULGULARI VE TARTIŞMA

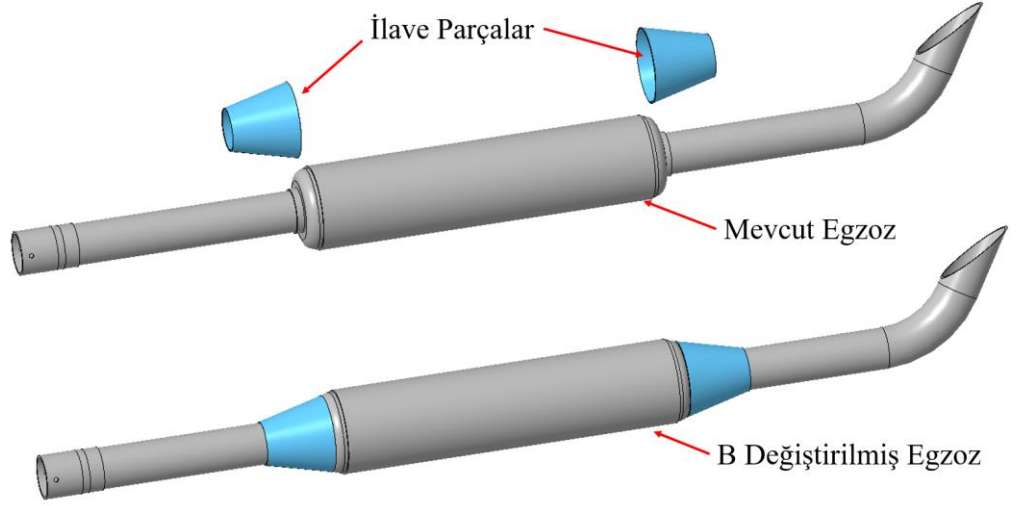
Bu bölümde, yeni bir dikey egzoz modeli tasarlanmış ve mevcut egzoz modeli ile karşılaştırılmıştır. Her iki model için de ANSYS Workbench programı kullanılarak modal analizler gerçekleştirilmiş ve ilk on doğal frekans belirlenmiştir. Sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen bu teorik sonuçlar, deneysel modal analizler ile elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Böylece hem modelin doğruluğu hem de egzoz sisteminin titreşim davranışı hakkında detaylı bilgiler elde edilmiştir.

3.1. Egzozun Modellenmesi

Mevcut egzoz sisteminin üzerinde gerçekleştirilen saha incelemeleri, Şekil 2.2 ve 2.3'de gösterildiği gibi belirli bölgelerde deformasyon oluştuğunu ortaya koymuştur. Bu deformasyonların nedeni olarak, keskin kuvvet geçişleri, düzensiz akış ve titreşimler olduğu belirlenmiştir. Bu sorunları çözmek amacıyla, egzozun her iki ucuna koni şekilli parçalar eklenerek yeni bir tasarım oluşturulmuştur. İlk olarak, Şekil 2.1'deki ölçüler esas alınarak PTC Creo 3D programında traktörün dikey egzoz sistemi modellenmiştir. Şekil 3.1'de değiştirilmiş egzoz modeli ölçüleri, Şekil 3.2'de ise mevcut egzoz modeli ile yeni geometrisi birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3.1. Değiştirilmiş Egzoz Resmi

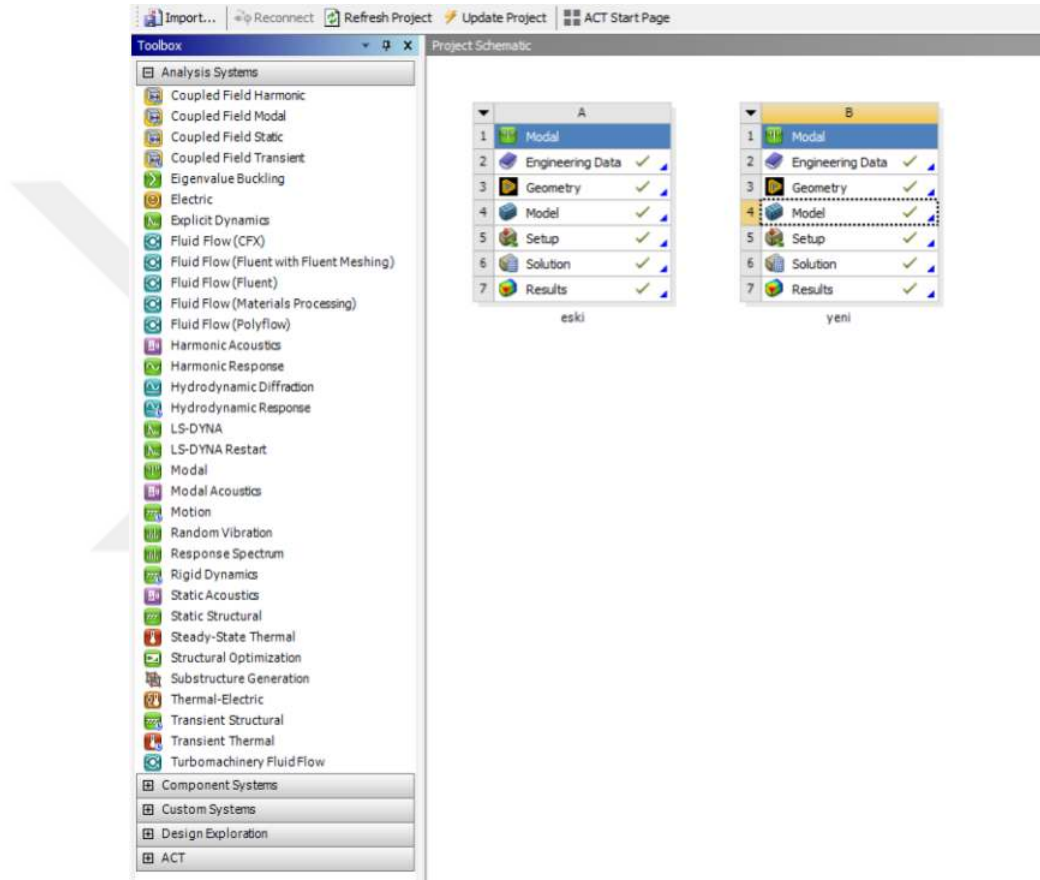


Şekil 3.2. Dikey Egzoz Sistemi Üç Boyutlu Modeli

Çalışmada, traktörün dikey egzoz sisteminin titreşim davranışını detaylı bir şekilde incelemek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Bu amaçla, egzoz sisteminin katı modeli bir bilgisayar programına aktarılmış ve bu model, daha küçük parçalara bölünerek bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Malzemenin fiziksel özellikleri (elastisite modülü ve yoğunluk gibi) bu ağa tanımlandıktan sonra, modal analiz çözümü yapılmıştır. Modal analiz, yapının genel davranışı hakkında bilgi sağladığı ve dinamik analiz yöntemlerinin temelini anlamamıza yardımcı olduğu için sistemin analizinde kritik bir adımdır. Doğal frekanslar ve karşılık gelen mod şekilleri, modeldeki bağlantıların ve sınır koşullarının doğruluğunun değerlendirilmesine yardımcı olan sonlu elemanlar tabanlı modal analizden elde edilir. Rezonansa girebilecek yapısal ve endüstriyel bileşen tasarımlarında modal analiz gereklidir. Rezonans frekansındaki küçük yükler yapılarda indüklenen deformasyona ve hasara neden olabilir. Bu nedenle mekanik parçaların rezonans frekans aralığından mümkün olduğunca uzakta tasarlanması gerekmektedir. Yapının doğal frekansındaki dalgalanma, titreşim genliğini artırır ve bileşenin arızalanmasına ve kırılmasına neden olur [28]. Yapının doğal frekansı yapının şekline, malzemesine ve desteklerine bağlıdır. Ancak yüklerin miktarı ve türü doğal frekansı etkileyebilir.

3.2. Değiştirilmiş Egzozun Analiz Çalışması

Bu çalışmada, traktörün dikey egzoz sisteminin maruz kaldığı gerilmelerin detaylı bir şekilde incelenmesi amacıyla ANSYS sonlu elemanlar analiz programı kullanılmıştır. Gerçekleştirilen analizlerde, yapının statik yükler altındaki davranışını simüle etmek için ANSYS Modal analiz modülü kullanılmıştır. Şekil 3.3’de bu analiz için ANSYS modülünün seçimi gösterilmektedir.



Şekil 3.3. Analiz Modülünün Seçimi

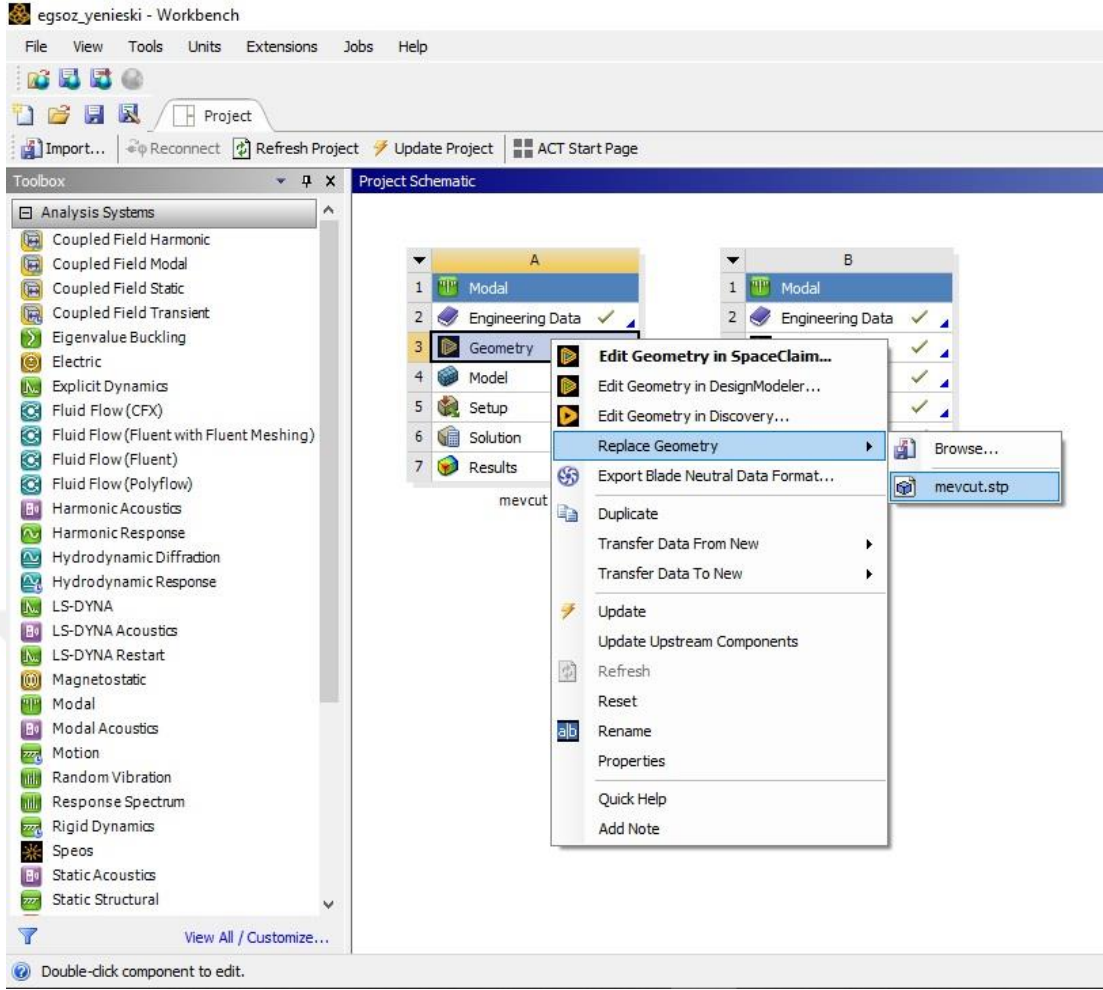
Egzoz sisteminin gerilme analizi için gerekli olan malzeme özellikleri, ANSYS programının Engineering Data sekmesi kullanılarak non-lineer olarak tanımlanmıştır. Tablo 2.3'te mekanik özellikleri verilen malzeme için yoğunluk, elastisite modülü ve poisson oranı gibi parametreler ANSYS ortamında tanımlanmış ve elde edilen sonuçlar Şekil 3.4'te görsel olarak sunulmuştur.

Outline of Schematic A2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Structural Steel		General	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7,85E-06	kg mm ⁻³	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulu...		
8	Young's Modulus	2E+05	MPa	
9	Poisson's Ratio	0,3		
10	Bulk Modulus	1,6667E+11	Pa	
11	Shear Modulus	7,6923E+10	Pa	

Şekil 3.4. Yapı Çeliği Malzeme Özellikleri

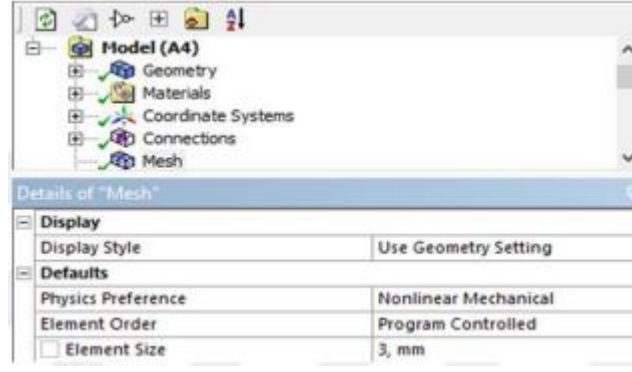
Gerilme analizleri için kullanılacak egzoz parçası, önceden Creo programında tasarlanmış olup, STEP formatında kaydedilmiştir. Bu STEP dosyası, ANSYS Workbench programına geometri olarak yüklenmiştir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Egzozun ANSYS Programına Aktarılması

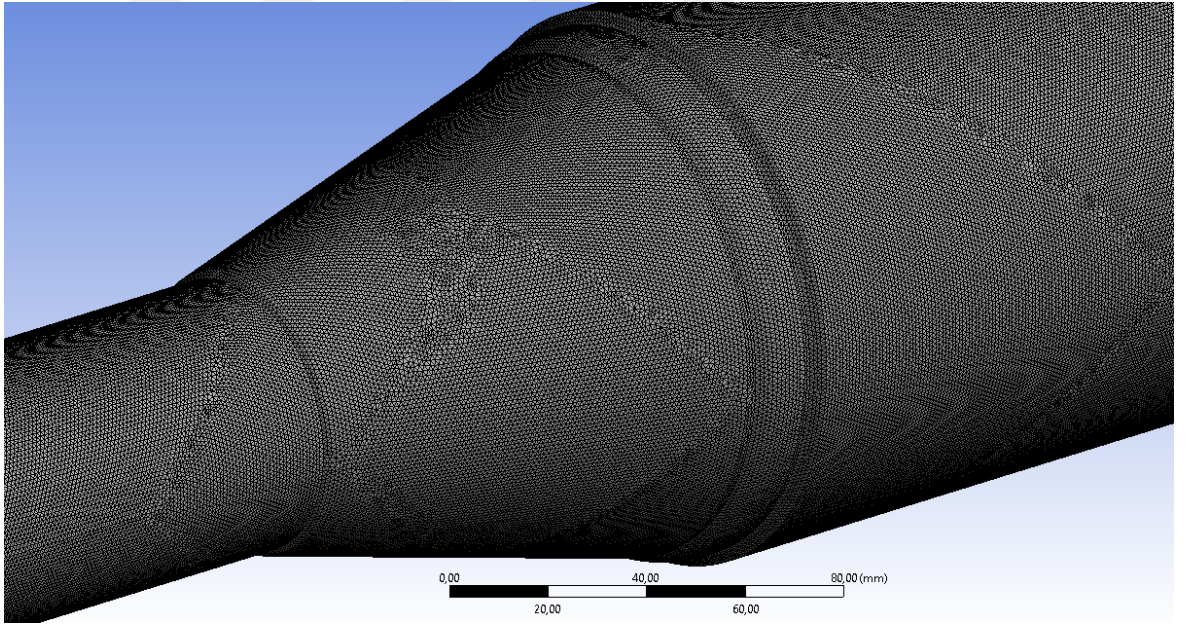
3.2.1. Mesh (Ağ) Yapısının Oluşturulması

Egzozun katı modellemesi için Sonlu elemanlar analizi çözüm sonuçlarını etkileyen faktörlerden biri mesh kalitesidir. Mesh yakınsaması yapılarak en ideal mesh boyut ve kalitesine sahip model belirlenmiştir. Bu çalışmada, egzoz sisteminin ANSYS Workbench ortamında sonlu elemanlar analizi için gerekli olan sayısallaştırma işlemi, programın sol tarafındaki ürün ağacı üzerindeki "mesh" komutu ile gerçekleştirilmiştir. İlk olarak sonlu elemanlara ayrılacak gövdeler seçilmiştir. Simülasyon için gerekli olan görsel ayarlar 'Display' bölümünde, fiziksel özellikler ve hesaplama yöntemleri ise 'Defaults' bölümünde tanımlanmıştır. Elemanların dizilişi ve boyutu gibi parametreler, çözümün doğruluğunu etkileyen önemli faktörlerdir. Bu parametreler, Şekil 3.6'da görsel olarak sunulduğu gibi belirlenerek simülasyon için uygun bir çalışma alanı oluşturulmuştur.



Şekil 3.6. Display ve Defaults Değerlerinin Tanımlanması

Tüm bu tanımlamaların ardından “Generate Mesh” işlemi uygulanarak parçanın mesh yapısı oluşturulmuştur. Modeller meshlendi, traktöre bağlanan dikey egzoz için sınır koşulları uygulandı ve istenilen düğüm noktaları her yöne bağlandı. Daha sonra traktör egzozunun ilk 10 doğal frekansa göre modal analizi yapılmıştır. Şekil 3.7’de egzozun mesh yapısı verilmektedir.



Şekil 3.7. Dikey Egzozun Mesh Yapısı

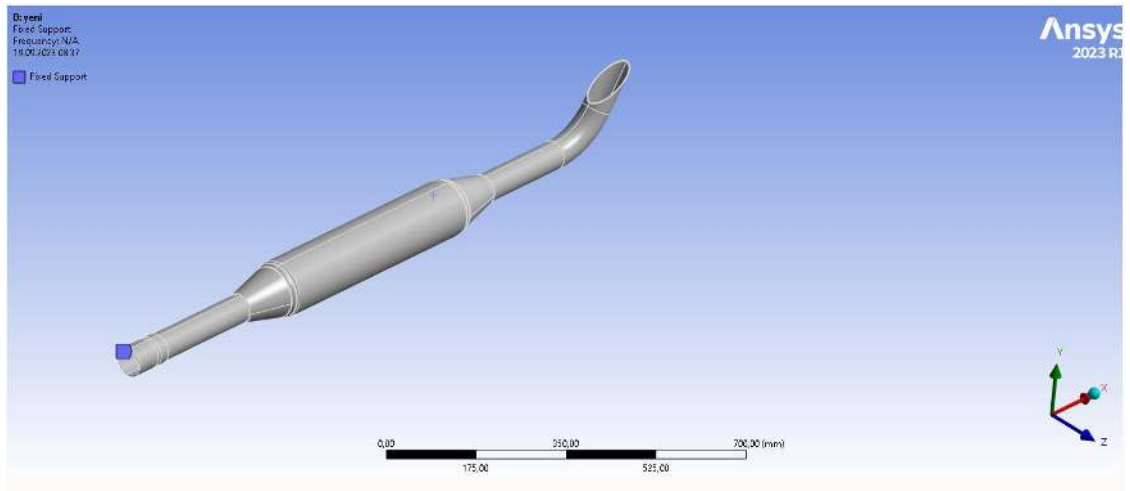
Modelin mesh yapısı 514382 eleman ve 1018427 düğüm noktasından oluşmuştur. Ayrıca, mesh kalitesiyle ilgili diğer önemli değerler Şekil 3.8’de görüntülenmektedir. Modellerin meshlenmesi serbest yöntemle gerçekleştirilmiştir.

Details of "Mesh"	
Display	Use Geometry Setting
Display Style	Use Geometry Setting
Defaults	
Physics Preference	Mechanical
Element Order	Program Controlled
Element Size	1, mm
Sizing	
Use Adaptive Sizing	Yes
Resolution	Default (2)
Mesh Defeaturing	Yes
Defeature Size	Default
Transition	Fast
Span Angle Center	Coarse
Initial Size Seed	Assembly
Bounding Box Diagonal	1387,9 mm
Average Surface Area	8337,2 mm ²
Minimum Edge Length	1,5031 mm
Quality	
Check Mesh Quality	Yes, Errors
Error Limits	Aggressive Mechanical
Target Element Quality	Default (5, e-002)
Smoothing	Medium
Mesh Metric	None
Inflation	
Use Automatic Inflation	None
Inflation Option	Smooth Transition
Transition Ratio	0,272
Maximum Layers	5
Growth Rate	1,2
Inflation Algorithm	Pre
View Advanced Options	No
Advanced	
Number of CPUs for Parallel Part Meshing	Program Controlled
Straight Sided Elements	No
Rigid Body Behavior	Dimensionally Reduced
Triangle Surface Mesher	Program Controlled
Topology Checking	Yes
Pinch Tolerance	Please Define
Generate Pinch on Refresh	No
Statistics	
Nodes	1018427
Elements	514382
Show Detailed Statistics	No

Şekil 3.8. Mesh Yapısının Değerleri

3.2.2. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

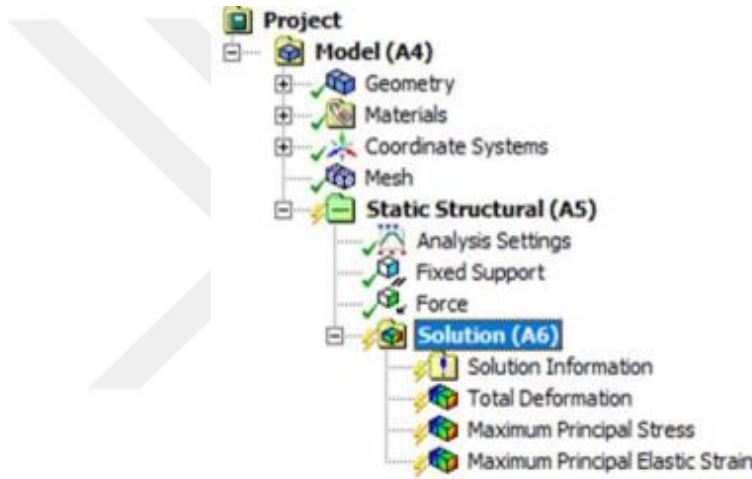
Dikey egzozun sonlu elemanlar analizini gerçekleştirmek için ANSYS Workbench programının "Modal Analiz" bölümünde sınır şartları belirlenmiştir. Şekil 3.9'da dikey egzozun gerilme analizi için tanımlanan sınır şartları gösterilmektedir.



Şekil 3.9. Dikey Egzozun Gerilme Analizi Sınır Şartlarının Tanımlanması

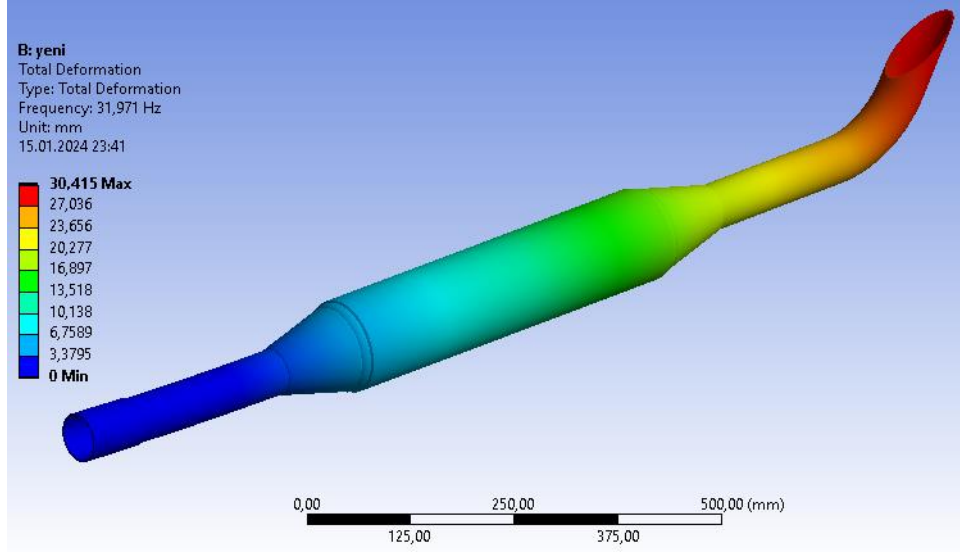
3.3. Egzozun Statik Gerilme Analizi

Dikey egzoz sisteminin statik gerilme analizi için, ANSYS Workbench programında bir dizi işlem gerçekleştirilmiştir. İlk olarak, egzoz sisteminin malzemesi ve geometrik özellikleri tanımlanmıştır. Daha sonra, sonlu elemanlar yöntemi ile sistem mesh edilmiştir. Mesh işleminin ardından, analizde kullanılacak çözüm parametreleri belirlenmiş ve bu kısımda oluşturulan sistem için sınır şartları ve parça tanımlamaları gerçekleştirilmiştir. Analiz işleminin gerçekleştirilebilmesi için hesaplanmasını istediğimiz çözüm parametreleri solution kısmından seçilmiştir. Şekil 3.10'da seçilen çözüm parametreleri gösterilmektedir.



Şekil 3.10. Egzozun Statik Gerilme Analizi Çözüm Parametrelerinin Seçilmesi

Dikey egzoz sisteminin statik gerilme analizi sonucunda; Solution Information (Çözüm Bilgisi), Total Deformation (Toplam Deformasyon), Maximum Principal Stress (Maksimum Asal Gerilme), Maximum Principal Elastic Strain (Maksimum Elastik Asal Birim Şekil Değişimi) verileri çözümlenmektedir. Şekil 3.11 çıkış noktasında maksimum olan toplam deformasyonu (kırmızı tonlar) gösterir; bu, arıza olasılığının çıkışta maksimum olduğunu ve bu noktada kırılma olasılığının en yüksek olduğunu gösterir.



Şekil 3.11. Toplam Deformasyon

3.4. Egzozun Modal Çözüm Analizi

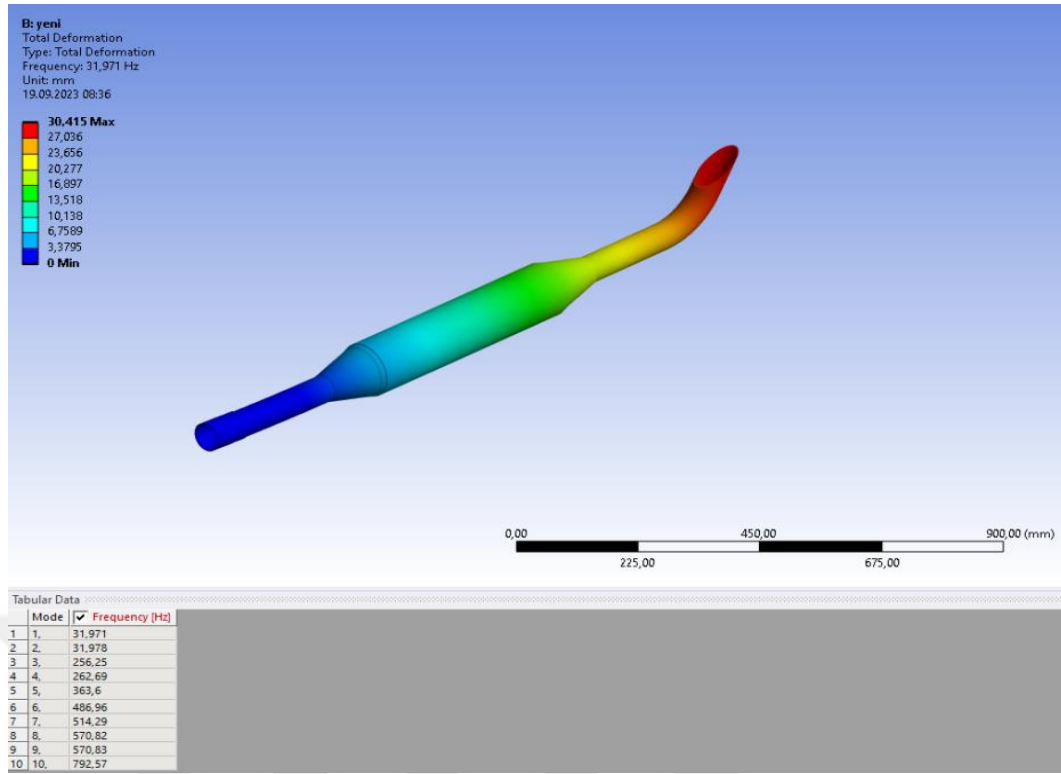
Traktör egzoz sisteminin güvenilirliği, genellikle statik yükler altındaki davranışı incelenerek değerlendirilir. Ancak bu çalışmada, sistemin dinamik davranışını daha iyi anlamak için modal analiz yöntemi kullanılmıştır. Egzoz sisteminin üç boyutlu CAD modeli, Hypermesh yazılımı ile ANSYS 2022 R2 ortamına aktarılmış ve sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan model üzerinde modal analiz gerçekleştirilerek hem eski hem de yeni tasarım için ilk on doğal frekans belirlenmiştir.

Tablo 3.1. Mevcut (Değiştirilmemiş) Egzoz Sisteminin Doğal Frekansları

Sıra	1. Mod	2. Mod	3. Mod	4. Mod	5. Mod
Frekans (Hz)	20.535	20.549	125.32	126.09	271.96
Sıra	6. Mod	7. Mod	8. Mod	9. Mod	10. Mod
Frekans (Hz)	272.61	348.32	401.88	510.06	510.08

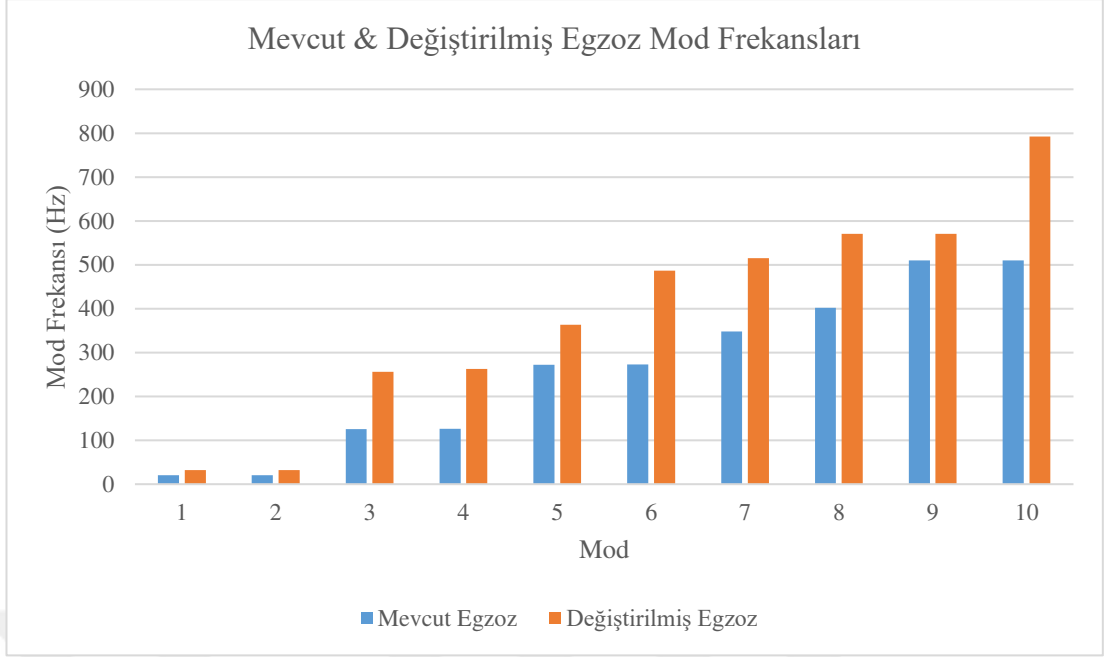
Tablo 3.2. Egzoz Sisteminde Yapılan Değişikliklerden Sonra Elde Edilen Doğal Frekanslar

Sıra	1. Mod	2. Mod	3. Mod	4. Mod	5. Mod
Frekans (Hz)	31.971	31.978	256.25	262.69	363.6
Sıra	6. Mod	7. Mod	8. Mod	9. Mod	10. Mod
Frekans (Hz)	486.96	514.96	570.82	570.83	792.57



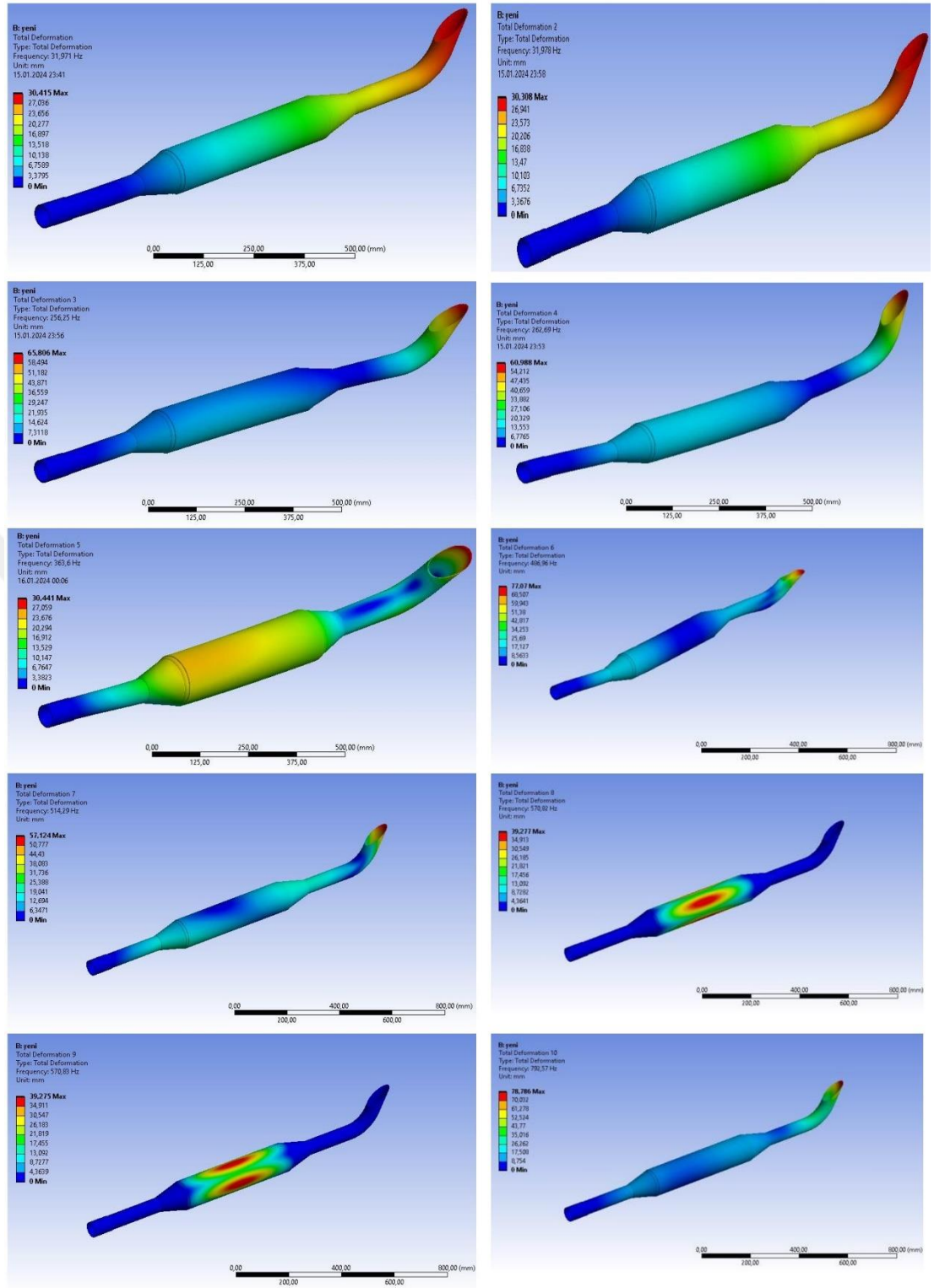
Şekil 3.12. Değiştirilmiş Egzoz Sistemi Modal Analizi Sonuçları, (On Mod.)

Tablo 3.1 ve 3.2'de sunulan modal analiz sonuçları, sırasıyla mevcut ve değiştirilmiş egzoz sistemlerinin doğal frekanslarını göstermektedir. Mevcut egzoz sisteminde gözlenen aşırı titreşimler, motor ve yol koşullarından kaynaklanan dış kuvvetlerin sistemin doğal frekanslarına yakın olması nedeniyle oluşmuştur. Bu durum, egzoz sisteminde belirli bölgelerde aşırı deformasyonlara ve potansiyel arızalara neden olmuştur. Bu sorunları gidermek amacıyla yapılan tasarım değişiklikleri ile egzoz sisteminin doğal frekansları yükseltilerek, dış kuvvetlerin etkisi azaltılmıştır. Böylece, sistemin titreşimlere karşı daha dayanıklı hale gelmesi hedeflenmiştir. Tablo 3.1, Tablo 3.2 ve şekil 3.12'de sunulan modal analiz sonuçları, bu tasarım değişikliklerinin başarıyla uygulandığını göstermektedir. Farklı frekans aralıklarında yapılan bu karşılaştırmalar, egzoz sisteminin titreşim davranışını daha iyi anlamayı ve tasarım iyileştirmelerine yol göstermeyi sağlamaktadır.



Şekil 3.13. Mevcut ve Değiştirilmiş Egzoza Ait Mod Frekansları Grafiği

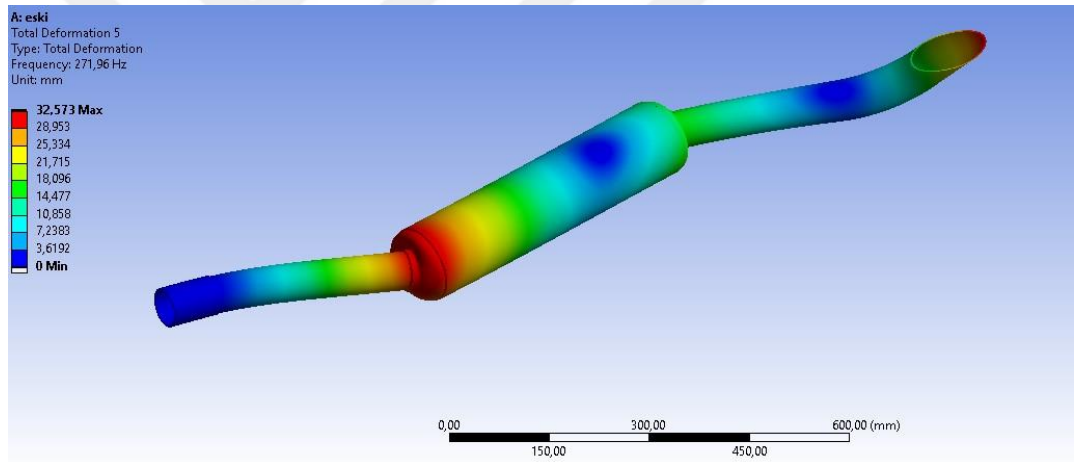
Ayrıca Şekil 3.13, egzoz sisteminde yapılan tasarım değişikliklerinin doğal titreşim frekansları üzerindeki etkisini görselleştirmektedir. Yapılan modifikasyonlar, sistemin titreşim özelliklerini önemli ölçüde değiştirerek, farklı modlarda farklı frekanslarda titreşmesine neden olmuştur. Grafikte açıkça görüldüğü gibi, iyileştirmeler sonucu doğal frekanslar genel olarak artış göstermiş ve düşük frekans aralığından uzaklaşmıştır. Bu çalışmanın temel amacı, egzoz sisteminin doğal frekans aralığını istenilen seviyeye getirmek için gerekli yapısal değişiklikleri belirlemek olmuştur. Şekil 3.14 ise, modal analiz sonuçlarına göre egzoz sisteminin ilk on mod şeklini sunmaktadır. Farklı renklerle gösterilen deformasyon değerleri, sistemin farklı bölgelerinde farklı seviyelerde şekil değiştirdiğini ortaya koymaktadır. Kırmızı bölgeler maksimum deformasyonu, mavi bölgeler ise minimum deformasyonu temsil etmektedir. Bu grafikler, egzoz sistemindeki sorunların teşhisinde ve tasarım iyileştirmelerinde önemli birer araçtır.



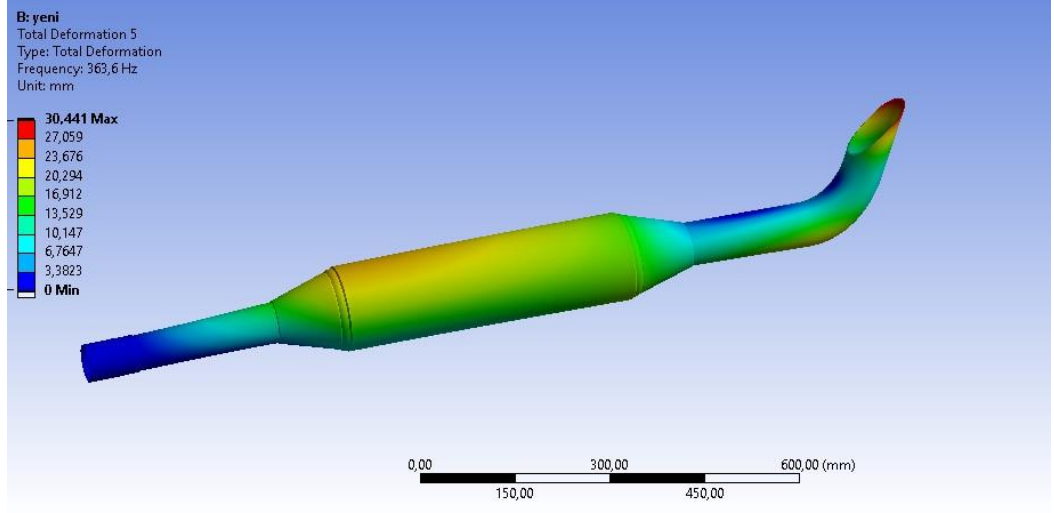
Şekil 3.14. Değiştirilmiş Egzoz Sistemi Modal Analiz Grafikleri, (On Mod.)

ANSYS programı ile gerçekleştirilen modal analiz sonuçları, gerçek hayatta gözlemlenen egzoz kırılma bölgesi ile uyumlu olarak, 5. modda maksimum deformasyonun egzoz borusunun çıkış bölümünde yoğunlaştığını göstermiştir (Şekil

3.15). Bu bölgede ölçülen 32,573 mm'lik deformasyon, egzoz sisteminin bu bölgesindeki zayıflığı ortaya koymaktadır. Egzoz borusunun son kısmının geometrisi değiştirilerek ek destekler eklenmesiyle yapılan iyileştirme sonucu, 5. modun doğal frekansında artış gözlemlenmiş ve kırılma bölgesindeki toplam deformasyon yaklaşık %92 oranında azaltılmıştır (Şekil 3.16). ANSYS'te kırmızı renk maksimum, mavi renk ise minimum deformasyonu temsil etmektedir. Mevcut egzoz sistemi performans değerlendirmesi kapsamında, sahadan toplam 35 adet ürün iade edildiği tespit edilmiştir. Gerçekleştirilen iyileştirme neticesinde, sahadan kırılma kaynaklı herhangi bir müşteri şikâyeti alınmaması, yapılan analizlerin ve uygulanan iyileştirme süreçlerinin doğru ve etkili olduğunu göstermektedir. Sonuç olarak, egzoz sisteminin doğal frekansı tehlikeli aralıktan uzaklaştırılarak, sistemin dayanıklılığı önemli ölçüde artırılmıştır.



Şekil 3.15. Mevcut Egzoz, 5. Mod Toplam Deformasyon



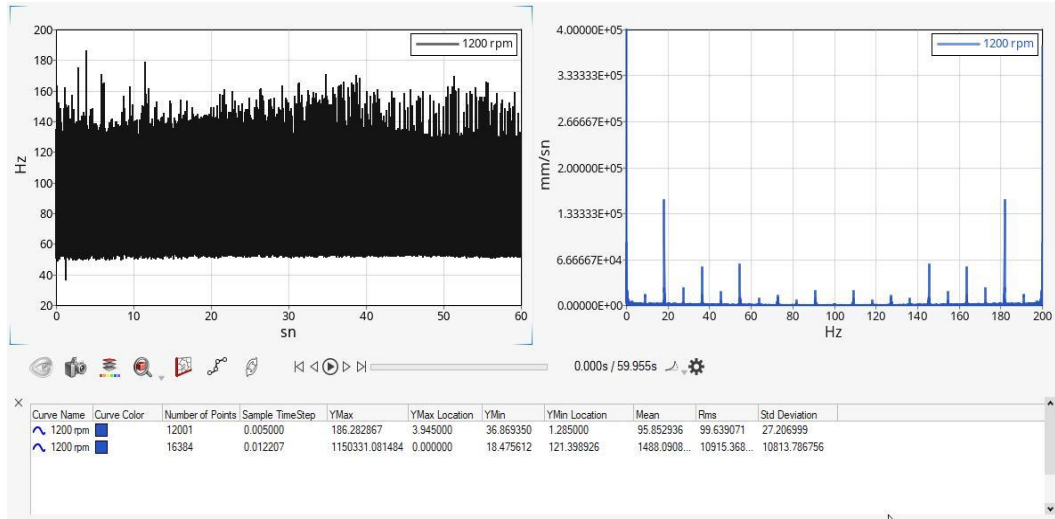
Şekil 3.16. Değiştirilmiş Egzoz, 5. Mod Toplam Deformasyon

3.5. Deneysel Modal Analiz

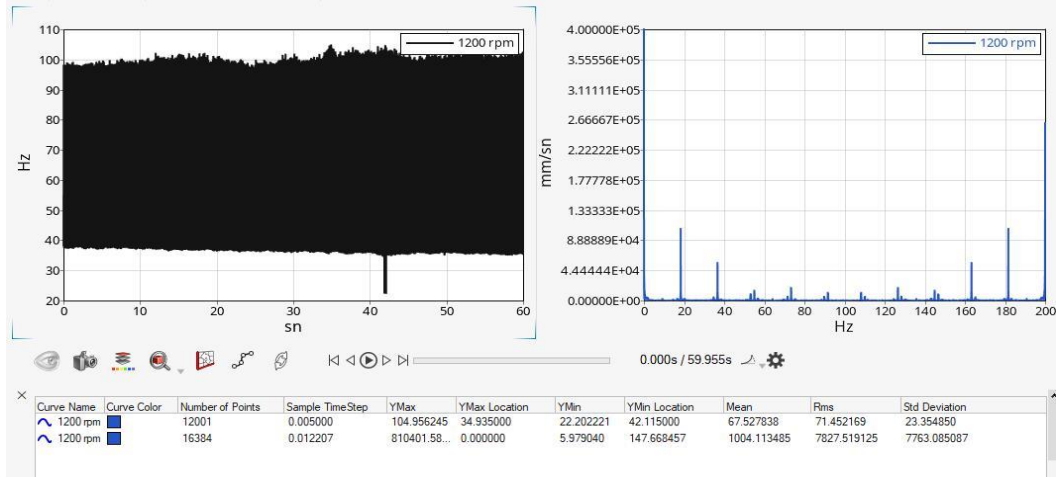
Titreşim ölçümleri, traktörün dikey egzoz sistemine yerleştirilen ivmeölçer sensörleri aracılığıyla gerçekleştirilmiştir. Sensörlerden elde edilen veriler, 0-200 Hz. frekans aralığında 60 saniyelik sürelerle kaydedilmiştir. Önceki çalışmalara göre, egzoz sisteminin uyarılmasına dayanarak, titreşimi indükleyen ve dikkate alınması gereken en önemli modlar 20Hz ile 200Hz arasındadır [29]. Bu frekans aralığı, traktör egzoz sistemindeki tipik titreşimlerin gözlemlendiği bir aralıktır. Sensörlerin egzoz üzerindeki konumu Şekil 3.17'de gösterilmektedir. Elde edilen veriler, egzoz sistemindeki titreşimlerin şiddeti, frekansı ve dağılımı hakkında detaylı bilgi sağlamıştır.



Şekil 3.17. Egzoz Üzerine Yerleştirilen İvmeölçer Görüntüsü



Şekil 3.18. 1200 Rpm’de Mevcut Egzoz İçin Deneysel Titreşim Ölçüm Grafiği



Şekil 3.19. 1200 Rpm’de Değiştirilmiş Egzoz İçin Deneysel Titreşim Ölçüm Grafiği

Şekil 3.18 ve 3.19’da sunulan titreşim ölçüm grafikleri, 1200 devir/dakika motor hızında, mevcut ve değiştirilmiş egzoz sistemlerinin zamanla değişen titreşim davranışlarını ve bu titreşimlerin frekans bileşenlerini detaylı bir şekilde ortaya koymaktadır. Değiştirilen egzoz sisteminde, yeni frekans bileşenlerinin oluştuğu ve bazı mevcut frekansların ortadan kalktığı gözlemlenmektedir. Şekil 3.19’da görülen tepe değerlerinin, Şekil 3.18’e kıyasla hem daha düşük olduğu hem de farklı bir dağılıma sahip olduğu belirgindir. Bu durum, değiştirilmiş egzoz sisteminin titreşim seviyelerini düşürdüğünü veya farklı frekanslarda titreşim ürettiğini göstermektedir.

4. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, dikey egzoz sistemli 90 HP gücündeki traktör egzoz sisteminin titreşim özellikleri sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak analiz edilmiştir. Egzoz sisteminin modal analizi için şu adımlar izlenmiştir: Mevcut egzoz üzerinden ivmeölçer ile titreşim ölçümleri yapılmıştır. Yapılan analiz ve ölçümler sonucu kalıcı deformasyonların olduğu bölgelerin tespiti yapılmıştır. Tespitlerden yola çıkarak, traktör egzoz sisteminin dinamik yapısı da incelenerek, PTC Creo 3D ile 3D tasarım yapılmış, ardından aynı yazılım ile SEY modeli oluşturularak ANSYS WB® ortamına aktarılmıştır. ANSYS'te yapılan hesaplamalar sonucunda serbest modlar belirlenmiştir. Bu analizlerin ardından, geliştirilen egzoz modeli prototipi üretim aşamasına geçilmiştir. Buna göre;

- Egzoz sisteminin geometrisi (boruların çapı, uzunluğu, bükülme açıları ve bağlantı noktaları) üzerinde yapılan değişikliklerle, sistemin titreşim davranışı önemli ölçüde değiştirilmiştir. Bu sayede, sistem daha yüksek frekanslarda titreşir hale getirilerek, dış kuvvetlerin etkilerine karşı daha dirençli bir yapıya kavuşturulmuştur. Xu ve arkadaşlarının [16] da araştırmalarında belirttiği gibi, egzoz sistemlerinin titreşimleri genellikle düşük frekanslarda yoğunlaşmaktadır. Bu durum, bizim çalışmamızın sonuçlarıyla uyumlu olup, egzoz sisteminin geometrik özelliklerinin titreşim davranışı üzerindeki etkisini bir kez daha doğrulamaktadır.
- Mod şekilleri ise, sistemin hangi bölgelerinin daha fazla deformasyona uğradığını göstererek, tasarımcıya hangi noktalara odaklanması gerektiği konusunda bilgi vermektedir. Bu sayede, egzoz sisteminin genel performansı artırılmıştır.
- ANSYS ile gerçekleştirilen modal analiz sonucunda, egzoz sisteminin 5. modunda doğal frekansın yükseldiği ve kritik kırılma bölgesindeki toplam deformasyonun yaklaşık %92 oranında azaldığı tespit edilmiştir. Elde edilen bulgular, değiştirilmiş egzoz sisteminin tehlikeli rezonans frekanslarından uzaklaştığını göstermektedir.
- 1200 dev/dak motor hızında yapılan ölçümlerde, değiştirilmiş egzoz sisteminde bazı eski frekanslar kaybolurken yeni frekans bileşenleri

ortaya çıkmıştır. Bu durum, egzoz sistemindeki değişikliğin aracın titreşim karakteristiğini değiştirdiğini göstermektedir. Modifikasyonlar, bazı titreşimleri azaltırken yeni titreşim kaynakları oluşturmuştur. Bu da egzoz sistemindeki değişikliğin, aracın titreşimlerini etkilediğini göstermiştir.

Çalışma, ANSYS 2023 R1 Workbench ile gerçekleştirilen analizlerin deneysel analizlere kıyasla daha fazla doğruluk sunması ve maliyet etkinliği gibi avantajları sayesinde mühendislik uygulamalarında önemli bir yere sahiptir. Egzoz sistemlerinde yapılan değişikliklerin doğal frekanslar üzerindeki etkilerini anlamak, sistemin performansını optimize etmek ve istenmeyen titreşimleri önlemek için önemlidir. Bu nedenle, egzoz sistemleri tasarlanırken ve modifiye edilirken doğal frekanslar dikkate alınmalı ve gerekli analizler yapılmalıdır. Çalışmalar sırasında kesin sonuçlara ulaşmak için sahadan gelen geri bildirimlerin dikkatle değerlendirilmesi büyük önem taşır. Yapacağımız analizlerin doğru sonuçları vermesi için, Creo vb. 3D modelleme programı ile egzoz yapısının gerçek boyutlarında ve şartlarında modellenmesi önemli rol oynar.

KAYNAKLAR

- [1] Bötke, A., Yazgaç, D. (23-24 Mayıs 2016). Bir otobüsün egzoz sisteminin NVH açısından sanal olarak incelenmesi, OTEKON'16, 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Bursa.
- [2] Gedikli, H., Heyal, Y., Bayraktar, A., Türker, T. (22-26 Haziran 2009). Bir egzoz sisteminin doğal frekans ve mod şekillerinin deneysel ve sayısal yöntemle belirlenmesi, XVI. Ulusal Mekanik Kongresi, Kayseri, (XVI. Ulusal Mekanik Kongresi-Bildiriler, 591 s).
- [3] Hanouf, Z., Faris, W.F. and Nor, M.J.M. (2015). Dynamic characterisation of vehicle structural panels, International Journal of Vehicle Noise and Vibration, vol. 11, Nos. 3–4, pp.199–209.
- [4] Parr, O., Krüger, J., Vilser, L. (2010). Intake and exhaust systems. K. Mollenhauer ve H. Tschöke (Ed.) Handbook of Diesel Engines. pp 387-400.
- [5] Nefske D. J., Sung S. H. & Feldmaier D. A. (2003). Correlation of a beam-type exhaust system finite-element model for vibration analysis, Noise & Vibration Conference and Exhibition, Michigan.
- [6] Li, S., B., Guan, X., Lu, T. and Zhang, J. (2008). Vehicle modeling with the exhaust system and experimental validation to investigate the exhaust vertical vibration characteristics excited by road surface inputs, Int. J. Automotive Technology, 9, 4, 483–491.
- [7] Lupea, I. (2013). Updating of an exhaust system model by using test data from EMA, Proceedings of the Romanian Academy, series A, Volume 14, Number 4, pp. 326-334.
- [8] Lupea I. (2016). An exhaust system lumped model–identification and simulation. ACTA Technica Napocensis-Series: Appl Math Mech Eng 59(4).
- [9] Englund, T. L., Wall, J. E., Ahlin, K. A., Broman, G. I. (2002). Significance of non-linearity and component, Internal Vibrations in an Exhaust System, 2nd WSEAS International Conference on Simulation, Modelling and Optimization, Skiathos/Yunanistan.
- [10] Çıplak, A. Y., Bilgin, A.S., Kullukçu, A. (2022). Egzoz sisteminin nvh karakteristiğinin sonlu elemanlar benzetimi ile çıkartılması, Teknolojik Gelişmeler Ve Mühendislik Uygulamaları, Güven Plus Grup A.Ş. Yayınları, 89-104.
- [11] Avcu, M., Kopuz, Ş., Teke, M. (2010). MTU 16V 4000 M90 brand/model diesel engine exhaust system design, Journal of Naval Science and Engineering, 1, 39-58.
- [12] Avitable P. (2001). Experimental modal analysis (a simple non-mathematical presentation), Annual Technical Meeting-Institute of Environmental Sciences And Technology vol. 46 pp. 434-448.
- [13] Shojaeifard M H., Ebrahimi-Nejad R, and Kamarkhani S. (2017). Optimization of exhaust system hangers for reduction of vehicle cabin vibrations" International Journal of Automotive Engineering vol. 7 pp. 2314-2324 doi:10.22068/ijae.7.1.2314.
- [14] Vaddankeri N., Udupa N G S, and Venkategowda (2016). Stress analysis of exhaust system in automobiles. International Journal for Scientific Research & Development vol. 4.
- [15] Fouzi M S M, Sani M S M, and Muchlis Y. (2019). Finite Element Modelling and updating of welded joint for dynamic study of exhaust structure. IOP

Conference Series: Materials Science and Engineering vol. 469 pp. 1-10 doi: doi:10.1088/1757-899X/469/1/012099.

- [16] Xu, J. M., Zhou, S. and Chen S. X. (2014). An analysis of the vibration characteristics of automotive exhaust systems and optimization of suspension points, *The Open Mechanical Engineering Journal*, 8, 574- 580, <https://doi.org/10.2174/1874155X01408010574>.
- [17] Kalpakjian S., Schmid, S.R. (2001). *Manufacturing Engineering and Technology*, 4th edn. (Prentice-Hal Inc., Upper Saddle River.
- [18] Jahanbakhshi A., Ghamari, B., Heidarbeigi, K. (2017). Assessing acoustic emission in 1055I John Deere combine harvester using statistical and artificial intelligence methods. *Int. J. Veh. Noise Vib.* 13(2), 105–117.
- [19] Jahanbakhshi, A. Ghamari, B., Heidarbeigi, K. (2016). Effect of engine rotation speed and gear ratio on the acoustic emission of John Deere 1055I combine harvester. *Agric. Eng. Int. CIGR J.* 18(3), 106–112.
- [20] Ryken M.J., Vance J.M., (2000). Applying virtual reality techniques to the interactive stress analysis of a tractor lift arm. *Finite Elem. Anal. Des.* 35, 141–155.
- [21] Seyedabadi E., (2015). Finite element analysis of lift arm of a MF-285 tractor three-point hitch. *J. Fail. Anal. Prev.* 15(5), 737–743.
- [22] Jahanbakhshi A., Heidari Raz Darreh S., Kheiralipour K. (2018). Simulation and static and fatigue analysis of cross bar of moldboard plough by finite element method (FEM). *Iran. J. Biosyst. Eng.* 49(3), 341–352 <https://doi.org/10.22059/IJBSE.2018.234998.664958>.
- [23] Lo S.H.R., Bevan A. (2002). Fatigue analysis of a plate-with-a-hole specimen and a truck exhaust bracket using computer-based approach. *Int. J. Eng. Simul.* 4(2), 61–69.
- [24] Mirehei A., Hedayati Zadeh M., Jafari A., Omid M. (2008). Fatigue analysis of connecting rod of universal tractor through finite element method (ANSYS). *J. Agric. Technol.* 4(2), 21–27.
- [25] Çakmak, Ç. (2024). Bir sistem traktörü için diferansiyel tasarımı ve sonlu elemanlar analizinin yapılması”, Yüksek Lisans Tezi, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Düzce Üniversitesi.
- [26] Özdemir, A. O. (2014). İçten yanmalı bir motorda atkinson çevriminin performans analizi, Yüksek Lisans Tezi, Fen Bilimleri Enstitüsü Gazi Üniversitesi, sayfa sayısı 83.
- [27] Zahari, S., Sani, M., & Ishak, M. (2017). Finite element modelling and updating of friction stir welding (FSW) joint for vibration analysis. Paper presented at the Journal MATEC Web of Conference.
- [28] He J., Fu Z.F. (2001). *Modal Analysis* (Elsevier, Amsterdam), pp. 1–11.
- [29] Noorazizi, M.S., Aminudin, B. A. and Zetty, M. I. (2013). Systematic fea study of vehicle exhaust system hanger location using addodf method, *Appl. Mech. Mater.*, Vol. 392, pp 161 –164.