

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR İŞ MAKİNASI KABİNİNİN
MODAL ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Ahmet ŞİMŞEK

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bilim Dalı : MAK. TAS. VE İMALAT

Tez Danışmanı : Yrd.Doç. Dr. Ömer Kadir MORGÜL

Eylül 2010

T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR İŞ MAKİNASI KABİNİNİN
MODAL ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makina Müh. Ahmet ŞİMŞEK

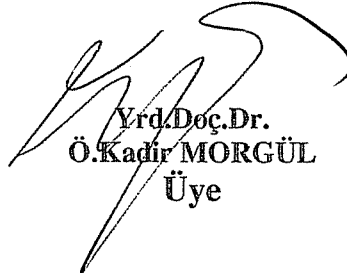
Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNA MÜH.

Enstitü Bilim Dalı : MAK. TAS. VE İMALAT

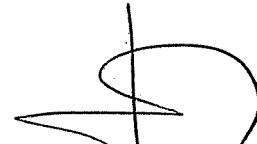
Bu tez 14 / 09 /2010 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Oybirliği ile kabul edilmiştir.



Prof.Dr.
Recep KOZAN
Jüri Başkanı



Yrd.Doç.Dr.
Ö.Kadir MORGÜL
Üye



Prof.Dr.
Ümit KOCABİCAK
Üye

ÖNSÖZ

Bu çalışmada benden desteklerini ve bilgisini esirgemeyen değerli tez danışman hocam Yrd.Doç.Dr. Ömer Kadir MORGÜL'e, teknik konularda yardım aldığım Arş. Gör. Hüseyin DAL'a, Fatih AĞCA'ya, Aileme ve Arkadaşımlara teşekkür ederim.

Makina Mühendisi
Ahmet ŞİMŞEK

İÇİNDEKİLER

| | |
|-------------------------------------------------------------------------------------|------|
| ÖNSÖZ..... | ii |
| İÇİNDEKİLER | iii |
| ŞEKİLLER LİSTESİ | v |
| TABLolar LİSTESİ | vi |
| ÖZET..... | vii |
| SUMMARY..... | viii |
| BÖLÜM 1. | |
| GİRİŞ..... | 1 |
| BÖLÜM 2. | |
| İŞ MAKİNALARI TİTREŞİMLERİ | 5 |
| 2.1. Giriş..... | 5 |
| 2.2. Taşıtlardaki Titreşimlerin Nedenleri | 5 |
| 2.3. Taşıt Titreşim Kaynakları | 6 |
| 2.3.1. Dış kaynaklar | 6 |
| 2.3.2. İç kaynaklar | 6 |
| 2.3.2.1. Motor titreşimi | 7 |
| 2.3.2.2. Güç iletim sistemlerinden kaynaklanan titreşimler | 7 |
| 2.3.2.3. Tekerlek lastik tertibatı | 7 |
| 2.3.2.4. Tekerlek askı sistemleri ile taşıtta yalpa hareketi | 8 |
| 2.4. Traktör Kabin Titreşimleri | 8 |
| 2.5. Titreşimlerden Korunma..... | 12 |
| BÖLÜM 3. | |
| KABİN KONSTRÜKSİYONUN KİRİŞ VE PLAK SONLU ELEMAN MODELLERİNİN ÇIKARTILMASI | 14 |

| | |
|-----------------------------------------------------|----|
| 3.1. Giriş | 14 |
| 3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi | 15 |
| 3.3. Kiriş Elemanlar..... | 16 |
| 3.4. Plak Elemanlar..... | 22 |
| | |
| BÖLÜM 4. | |
| KABİNİN MODAL ANALİZİ..... | 30 |
| 4.1. Giriş | 30 |
| 4.2. ANSYS Workbench Programı ve Özellikleri | 30 |
| 4.3. Tasarlanan Kabinin Modal Analiz Aşamaları..... | 32 |
| | |
| BÖLÜM 5. | |
| SONUÇ VE DEĞERLENDİRME | 38 |
| 5.1. Sonuçlar..... | 38 |
| 5.2. Değerlendirme | 43 |
| 5.2. Öneriler..... | 45 |
| | |
| KAYNAKLAR..... | 46 |
| EKLER | 49 |
| ÖZGEÇMİŞ..... | 54 |

ŞEKİLLER LİSTESİ

| | | |
|--------------|------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| Şekil 2.1. | Taşıt titreşiminin sürücü omurgası üzerinde ki etkileri ve olası titreşim eksenleri..... | 9 |
| Şekil 2.2. | Traktör kabininin kapalı ortam ses akışı doğal frekansları ve mod biçimleri | 11 |
| Şekil 2.3. | Traktör kabininin titreşim yaltımı için kullanılan levhalar | 11 |
| Şekil 3.1. | Traktör kabini (Başak 2073 SH)..... | 14 |
| Şekil 3.2. | Enine titreşen kirişler için sonlu elemanlar modeli | 18 |
| Şekil 3.3 | Titreşen dikdörtgen bir plak için sonlu elemanlar modeli..... | 23 |
| Şekil 4.1. | Ansys programının özellikleri..... | 31 |
| Şekil 4.2. | Tasarlanan kabinin ölçüleri..... | 32 |
| Şekil 4.3.a. | Tavan kirişleri ve arka kirişi olmayan kabin modeli (model 1).... | 34 |
| Şekil 4.3.b. | Tavan kirişleri olmayan kabin modeli (model 2)..... | 34 |
| Şekil 4.3.c | Tasarlanan kabinin son modeli (model 3)..... | 34 |
| Şekil 4.4. | Kabinin Ansys programına aktarılması..... | 35 |
| Şekil 4.5. | Kabinin sonlu elemanlar modelinin elde edilmesi..... | 36 |
| Şekil 4.6. | Mesh işlemi uygulandıktan sonraki kabin modeli | 36 |
| Şekil 4.7. | Kabinin analiz işleminin başlatılması..... | 37 |
| Şekil 4.8. | Zaman çizelgesinden sonuçların oluşturulması..... | 37 |
| Şekil 5.1. | 19.52 Hz frekans'taki mod biçimi..... | 39 |
| Şekil 5.2. | 23.42 Hz frekansta'taki mod biçimi..... | 39 |
| Şekil 5.3. | 24.31 Hz frekansta'taki mod biçimi..... | 40 |
| Şekil 5.4. | 24.679 Hz frekansta'taki mod biçimi..... | 40 |
| Şekil 5.5. | 35.69 Hz frekansta'taki mod biçimi..... | 41 |
| Şekil 5.6. | 39.73 Hz frekansta'taki mod biçimi..... | 41 |
| Şekil 5.7. | 43.712 Hz frekansta'taki mod biçimi..... | 42 |
| Şekil 5.8. | 49.002 Hz frekansta'taki mod biçimi..... | 42 |

TABLULAR LİSTESİ

| | | |
|------------|----------------------------------------------------------------|----|
| Tablo 4.1. | Malzeme özellikleri | 33 |
| Tablo 5.1. | Model 1 için serbest titreşim durumunda doğal frekanslar | 38 |
| Tablo 5.2. | Model 2 için serbest titreşim durumunda doğal frekanslar | 38 |
| Tablo 5.3. | Model 3 için serbest titreşim durumunda doğal frekanslar | 38 |
| Tablo 5.4. | Model 1 için mesnetlenmiş kabinin doğal frekansları | 44 |
| Tablo 5.5. | Model 2 için mesnetlenmiş kabinin doğal frekansları | 44 |
| Tablo 5.6. | Model 3 için mesnetlenmiş kabinin doğal frekansları | 44 |
| Tablo 5.7. | Üç model için ilk 8 mod'taki doğal frekanslar | 44 |

ÖZET

Anahtar kelimeler: Titreşim, Modal analiz, Traktör kabini

Taşıt titreşimlerinin sürücü konforu ve sağlığına olumsuz etkisi olduğu bir gerçektir. Bu nedenle taşıtlarda meydana gelen mekanik titreşimlerin analiz edilmesi ve sürücü üzerindeki etkisinin azaltılması gereklidir. Taşıtlarda titreşim unsuru olarak yol pürüzlülüğü, motor titreşimi, güç iletim sistemlerinin oluşturduğu titreşimler ve tekerlek askı sistemlerindeki problemlerden ve rezonanslardan kaynaklanan titreşimler örnek olarak gösterilebilir.

Bu çalışmada bir araç kabininin titreşim analizi bilgisayar destekli olarak yapılmıştır. Araç kabini belirtilen ölçülerde modellendikten sonra “ANSYS Workbench” programı ile modal analizi yapılmış ve tasarlanan kabinin doğal frekansları elde edilmiştir. Yol pürüzlülüğü ve diğer sebepler ile meydana gelen titreşim tahrik frekansları, taşıt kabininin doğal frekanslarına eşit veya yakın olması durumunda kabinde titreşimler artmaktadır. Bu nedenle tasarlanan kabinin doğal frekansları, dış etkenler ile oluşan titreşimlerin frekans aralığının dışında olması hedeflenmiştir. Bu çalışma ile istenen frekans değerlerini elde etmek için konstrüktif detaylar tahmin edilebilmektedir.

A MODAL ANALYSIS OF TRACTOR CABIN

SUMMARY

Key Words: Vibration, Modal analysis, Tractor Cabin

It is the reality that vehicle vibrations has negative impacts on driver comfort and health. For this reason it is necessary to analyse the effects of mechanical vibrations on the vehicles and reduce the effects of it on the driver. The road roughness, motor vibrations, the vibrations caused by power transmission systems and resonance can be shown as the examples of reasons for vibration.

In this study , the analysis of a vehicle cabin's vibration has been performed with the computer aid. After modelling the vehicle's cabin in the defined dimensions , using the "ANSYS Workbench" named computer program , its modal analysis has been performed and we get the cabin's natural frequencies. If the road roughness and other reason's excitation frequencies become equal or near to vehicle's natural frequency, the vibrations start to increase. For this reason , it is aimed that the cabin's natural frequency to be out of the frequency range of external reasons caused vibration. With this study the construction details , to get the required frequency , can be guessed.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Günümüzde motorlu taşıtlar adı altında toplayabileceğimiz, otobüs, kamyon, traktör, otomobil gibi nakil araçlarında seyahatlerini gerçekleştiren insanlar bazen oldukça uzun sürelerde bu taşıtların içinde kalmak durumundadırlar. Böyle durumlarda insanların rahatını ve emniyetini birarada, optimum düzeyde sağlamak da mühendislik biliminin bir görevidir. Hem konforun, hem de emniyetin birlikte sağlanması, günümüzde taşıt ergonomisi ile ilgilenenlerin en büyük çalışma alanlarından birini oluşturmaktadır.

Seyir halindeki taşıtlar yol pürüzlülüğünden gelen uyarılarla titreşime maruz kalırlar. Seyir halinde belli bir hıza ulaştığı zaman tekerleğin dengesizliği durumunda da titreşim meydana gelir. Bugüne kadar yapılan çalışmalarda yoldan kaynaklanan titreşimleri 0–25 Hz arasında incelemenin yeterli olduğunu ortaya konmuştur. Titreşimler sürücüye taşıt gövdesinden ulaşır ve sürücüyü rahatsız eder. Süspansiyon sistemi, titreşimlerin sebep olduğu gövdedeki gerilmeleri, ivmeleri, tekerlek yükü salınımlarını ve sürücü rahatsızlığını minimize etmektedir[1]. Taşıt titreşimlerinin yol pürüzlülüğünden meydana gelen titreşimleri azaltacak taşıt süspansiyon sistemlerinin iyileştirilmesi yapılmıştır[2]. Fisher ve Isermann, aktif ve pasif süspansiyon kontrolü üzerine çalışmalar yapmış, dinamik sönümleyicileri kullanarak taşıt titreşimlerinin azaltılması için çeşitli araştırmalar yapmışlardır[3], Fuhrer, taşıt dinamiği uygulamalarında sistemdeki benzer fiziksel elemanlar nedeniyle çoklu özdeğerlerle karşılaşıldığını ifade etmiş ve sıfıra eşit çoklu özdeğerlerin matrisleri tekilliğe yaklaştırdığını tespit etmiştir[4]. Birçok araştırmacı taşıtı, rijit gövde, aks, süspansiyon elemanları ve lastiklerden oluşan dinamik bir model olarak ele almıştır[5]. Bazı taşıtlarda klasik rijit gövde anlayışı çoğu dinamik problemlerin çözümü için yetersiz kalmaktadır. Bu gibi yapılarda karkas yapı kiriş elemanlarından oluştuğu için modellemelerde gövde elastikliği ihmal edilemez boyutlardadır.

Elastik gövde modelleme yaklaşımı bu gibi durumlarda kaçınılmazdır. Bu modellemede iki yaklaşım vardır. Birinci yaklaşımda, gövde elastik alt parçalara ayrılarak çözüme gidilir. İkinci yaklaşımda da gövde homojen bir çubuk gibi düşünülerek çözüm yapılır. Demir'in yaptığı bir çalışmada, altı tekerleğinden tahrikli bir taşıtın rezonans frekansları sayısal ve deneysel olarak elde edilmiştir [6].

Taşıtta oluşan titreşimlerin iki ana kaynağından biri olan motor ve iletim organlarından gelen titreşimler, yok edilebilmektedir. Esas kaynak olan yol pürüzlülüğü, yoldan gelen uyarıların algılanıp sonra en uygun şekilde sönümlenmesini gerektirmektedir. Bozuk arazi şartlarında çalışan traktör, kamyon ve yol-dışı taşıtlarda titreşim probleminin otomobil ve otobüslerdeki titreşim problemlerinden çok daha fazla olduğu bilinmektedir. Bu yüzden çalışmaların traktör ve kamyon üzerinde yoğunlaşması doğaldır.

Araç kabininde meydana gelen titreşimler sonucunda kabinin deforme olması, aşırı gürültü oluşması, oluşan titreşimlerin konforu etkilemesi kabin titreşiminin olumsuz sonuçlarından sayılabilir.

Takayuki ve arkadaşları, traktör kabini içindeki titreşim karakteristikleri ve gürültü karakteristiklerini ölçmüşlerdir. Bu parçaların sonlu elemanlar modeli oluşturularak, deney sonuçlarıyla karşılaştırmışlar ve modelin doğruluğunu incelemişlerdir. Minimum kabin içi gürültü ve titreşim için yapıyı optimize etmişlerdir [7]. Özgener, bir kamyon kabininde yol düzgünlükleri sonucu oluşan titreşiminin bilgisayar yardımıyla modellenmesi analizinin yapılması ve konstrüktif önlemlerinin alınması üzerine bir çalışma yapmıştır[8]. Ramamurti ve Sujatha bir otobüs kabini ve şasi elemanları için, iki farklı sonlu elemanlar modeli geliştirmişlerdir. Bu modeller için Lanczos iterasyon metoduyla 0-50 Hz aralığında otuz tane doğal frekans değeri bulmuşlardır. İlk model, şasi elemanlarını, aksları, süspansiyon ve tekerleklerden oluşmaktadır. Üst yapıyı, uygun düğüm noktalarına kütleler olarak yerleştirmişlerdir. İkinci model daha kapsamlı olup, üst yapının kiriş elemanlarını ve otobüs gövdesindeki plakları kapsamaktadır. Modellerde herbir düğüm noktasında altı serbestlik dereceli kiriş eleman kullanılmıştır. Yine otobüs gövdesi ve yer için her bir düğüm noktasında altı serbestlik dereceli düzlem üçgen elemanlar kullanılmıştır.

Doğal frekans değerlerini iki model için de elde etmişler ve test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. İlk iki doğal frekans değerini basitleştirilmiş iki serbestlik dereceli sistem için de ayrı olarak elde etmişler ve diğer sonuçlarla karşılaştırmışlardır[9].

Bir sürücü, bulunduğu ortamda aşırı gürültü olması halinde, daha fazla enerji harcar. Gürültü aynı zamanda kişide istenmeyen ruhsal tepkilere, sinirliliğe ve yorgunluğa da yol açabilir. Uzun süre aşırı gürültülü yerlerde çalışanlarda işitme kaybı gibi somut hasarlara da rastlanır.

Ayrıca düşük frekanslı titreşimlerin insan sağlığına zararlı olmasının sebebi, insanın doğal frekans değerlerinin bu aralıktaki bulunmasından kaynaklanmaktadır. Titreşim kontrolü açısından eğer tasarım ile bir değişiklik yapılamadığı veya rezonans bölgesinden kaılamadığı durumlarda sönüm elemanı kullanılması önerilir. Fakat kabinlerde özellikle plak elemanlarda konstrüktif açıdan zorluklar içermektedir. Bu yüzden sistemin tabii frekansı bilinmeli ve ona göre kontrol edilebilmesi için tasarım, titreşim analizi açısından değerlendirilmelidir.

Bu çalışmada bir araç kabininin titreşim analizi bilgisayar destekli olarak yapılmıştır. Araç kabini belirtilen ölülerde modellendikten sonra “ANSYS Workbench” programı ile modal analizi yapılmış ve tasarlanan kabinin doğal frekansları elde edilmiştir. Yol prznlğ ve diğer sebepler ile meydana gelen titreşim tahrik frekansları, taşıt kabininin doğal frekanslarına eşit veya yakın olması durumunda kabinde titreşimler meydana gelmektedir. Bu nedenle tasarlanan kabinin doğal frekansları, dış etkenler ile oluşan titreşimlerin frekans aralığının dışında olması hedeflenmiştir. Bu alışma ile istenen frekans değerlerini elde etmek için konstrüktif detaylar tahmin edilebilmektedir.

İkinci bölümde taşıtlardaki şok ve titreşimlerin nedenleri ortaya konulmuştur. Ayrıca titreşim unsurları dış ve i titreşim kaynakları olarak sınıflandırılarak açıklanmış ve araç kabin titreşimlerinin tanıtımı yapılmıştır.

Üçüncü bölümde kabinde kullanılan kiriş ve plak eleman modellerinin çıkartılması için gerekli denklemlere yer verilmiştir.

Dördüncü bölümde kabinin modal analiz aşamaları belirtilmiş ve 3 farklı model için doğal frekans tespitleri yapılmıştır.

Beşinci ve son bölümde 3 farklı model için tespit edilen doğal frekanslar karşılaştırılmış, sonuçlara ve değerlendirmelere yer verilmiştir.

BÖLÜM 2. İŞ MAKİNALARI TİTREŞİMLERİ

2.1. Giriş

Oldukça karmaşık dinamik sisteme sahip olan motorlu taşıtlar, sürücüsü ve içinde bulunan diğer yolcu ve taşınan eşyalar ile sürekli etkileşim halindedir. Özellikle uzun süreli yapılan araç kullanımları, konfor ve emniyeti ön plana çıkarmaktadır.

Taşıtların titreşimleri esas olarak yoldan gelen uyarılar ile oluşur. Bu titreşimler genelde 0 Hz ile 25 Hz aralığında olmaktadır. Taşıtların dinamik sisteminin titreşim analizi üzerine bugüne kadar pek çok araştırma yapılmış olsa da taşıtların titreşim analizi; titreşim konforu, insanın duyarlılık ve beklentilerinin artması, standartların yükselmesi, enerji tasarrufu sağlamak amacı ile taşıtların dizaynında hafif yapıya yer verilmesinin titreşime yatkın bir ortam doğurması ve yol pürüzlüklerinin istenilen seviyede giderilemiyor olmasından dolayı önemini korumaktadır.

Titreşimlerinin rahatsız edici etkileri özellikle kamyonlarda, traktörlerde, yol dışı arazi taşıtlarında ve iş makinalarında kendisini belirgin şekilde hissettirmektedir. Bunun da bir sebebi bu taşıtların genelde bozuk yollarda kullanılıyor olmasından ve büyük hacimde ve titreşim özelliklerine sahip motor ve hareketli aksam bulunmasından kaynaklanmaktadır. Klasik sönümleyici elemanlarla, düzgün yollarda sürücüye gelen titreşimler absorbe edilebilse de, bozuk yol şartlarında kullanımlarda, sertliği otomatik olarak sağlayan yeni teknoloji ürünü amortisörlere ve plastik sönümleme elemanlarına ihtiyaç duyulmaktadır.

2.2. Taşıtlardaki Titreşimlerin Nedenleri

Taşıtlardaki şok ve titreşimin iki temel kaynağı vardır. Birincisi iç kaynaklar, ikincisi de dış kaynaklardır. Taşıtlarda titreşime sebep olan iç kaynaklar; motor, güç iletim

sistemleri (vites mekanizması, debriyaj, diferansiyel) ve tekerlek-lastik tertibatıdır. Bu mekanik titreşimler her ne kadar titreşim oluştursalar da günümüz teknolojisi ile çok iyi sönmülenebilmişler ve taşıt içindeki kişilere ve mallara zararsız hale indirgenmişlerdir. Kişileri rahatsız eden taşıt titreşimlerinin esas kaynağı dış kaynaklı olanlardır. Genelde yol pürüzlüğünden kaynaklanan bu titreşimlerin iyileştirilmesi ana problemi oluşturmaktadır. Yoldan gelen uyarılar, tekerleklerden gövdeye, yay ve sönüm elemanları üzerinden geçerler. Tekerlekler düşey hareketlere ilaveten, taşıt düz seyretse bile, tekerlek asılış sistemlerine bağlı olarak kamber açısı hareketleri yapıp, yan kuvvetler doğurabilirler. Taşıtların gövdeleri düşey, yatay, başvurma ve yalpa titreşimleri yaparlar. Taşıt içinde oturan kişi ile taşıt gövdesi arasında da yine yay ve sönüm elemanlarından oluşan koltuk sistemi bulunmaktadır.

2.3. Taşıt Titreşim Kaynakları

2.3.1. Dış kaynaklar

Şok ve titreşimlere en çok sebep olan dış kaynaklar, yol ve zeminin düzensizliğidir. Yol pürüzlülüğü ismi altında topladığımız bu zeminden kaynaklanan düzensizlikler, taşıtın hızının artması ile etkilerini daha iyi bir şekilde hissettirmektedirler. Taşıtlardaki şok ve titreşim sebebiyet veren diğer dış kaynaklı etkenler ise rüzgar, frenleme ve rampalardır [10].

2.3.2. İç kaynaklar

Taşıtın kendisinden kaynaklanan titreşimler; sürücü üzerinde her ne kadar etkili olmasa da sönmüleme elemanları iyi ayarlanmadığı takdirde az da olsa etkili olmaktadır. Taşıtta titreşime neden olan iç kaynaklar; motorun titreşimi, güç iletim sistemlerinin titreşimi, tekerlek asılış sistemlerinden kaynaklanan titreşimler ve yalpa hareketidir.

2.3.2.1. Motor titreşimi

Balans ayarı iyi yapılmamış motorda, motor hızı arttıkça titreşimlerin frekansı artmaya ve etkili olmaya başlar. Ayrıca duran bir taşıtta da böyle bir motorun düşük frekans üretmesi halinde de yine arzu edilmeyen titreşimlere maruz kalmak kaçınılmazdır. Motor titreşimlerinin etkisiz hale getirilebilmesi için balans ayarının iyi yapılması yeterlidir.

2.3.2.2. Güç iletim sistemlerinden kaynaklanan titreşimler

Ayarsızlıktan dolayı işletme milinde ufak yer değiştirme, silkinme hareketleri oluşur. Bunun sonucunda transmisyon oranına bağlı olarak motor hızının düzgün şekilde artması ile bu uyarımlar bir frekans halini alır.

Giriş mili ile çıkış mili sabit hızda dönmesi gerekirken bazı tip kardan mafsalı ile bağlı döner millerde açı farkından dolayı bu mümkün olmaz. Miller arasındaki bu açı farkından dolayı fonksiyonel olarak çıkış milindeki hız farklılıklar gösterir. Bu hız farklılığı sonuçta hareket iletim sistemleri üzerinde transmisyon oranına bağlı olarak motor hızının artması ile iki kat daha fazla frekansa sahip, zorlanmış titreşimlere sebep olur [10].

2.3.2.3. Tekerlek - lastik tertibatı

Tekerlek-lastik tertibatının titreşim analizinin tam olarak yapılması oldukça karmaşık bir işlemdir. Normal sürüş şartları için, eğer tekerleklerin balans ayarı çok iyi yapılmışsa; lastik, tekerlek ve aks'in (sıkıştırılmış kütleli) sadece düşey yönde hareket ettiği kabul edilir. Yüksek hızlanma (ilk kalkış anı) veya yavaşlama (frenleme) şartları altında, tork değişimlerinin etkisi ile aks, Z yönü boyunca çepeçevre genişleme eğilimi gösterecektir. Bu dönme hareketlerinin kombinasyonları sonuçta, aks etrafında, özellikle de merkezinde ve merkezine yakın yerlerde, baştan sona kadar bir titreşime ve de düşey yönde titreşime sebebiyet verecektir. Bu titreşim hareketlerinin frekansı ve genliği; süspansiyon sisteminin karakteristik değerlerine, hızlanma oranlarının değerlerine, zemin şartlarına ve araç hızına bağlıdır. Hızlanma anında titreşim genliği biraz daha fazladır. Bazı ender görülen durumlarda ise, tekerleklerin yerden kesilmesi halinde, sürüş kontrolü kaybedilir [10].

2.3.2.4. Tekerlek askı sistemleri ile taşıtta yalpa hareketi

Motorlu taşıtların normal şartlar altında hareketi genel olarak üç ayrı titreşime sebep olur. Bunlar, aşağı-yukarı, başvurma ve yalpa titreşimleridir. Taşıtın aşağı-yukarı ve başvurma titreşimleri daima birlikte ortaya çıktığı halde, yalpa titreşimleri daima bu hareketlere bağlı olmaksızın ortaya çıkarlar. Yalpa titreşimlerinin incelenmesinde basitleştirmeyi temin için bu hareketin, taşıt ağırlık merkezinden geçen bir boyuna eksen etrafında olduğu kabul edilir. Gerçekte ise, bugün kullanılan çok çeşitli tekerlek askı sistemleri göz önünde tutularak her taşıt için yalpa ekseninin tayin edilmesi gerekmektedir. Eskiden kullanılan rijit aksların hızlı giden taşıtta ihtiyaca cevap verememesi üzerine, özellikle ön tekerlekleri bağımsız olarak ön aksa bağlamak ve böylece de taşıtın hareket emniyetini düzeltmek yoluna gidilmiştir. Bir tekerlek askı sistemi hakkında karar verebilmek için şu noktalar göz önünde tutulmalıdır.

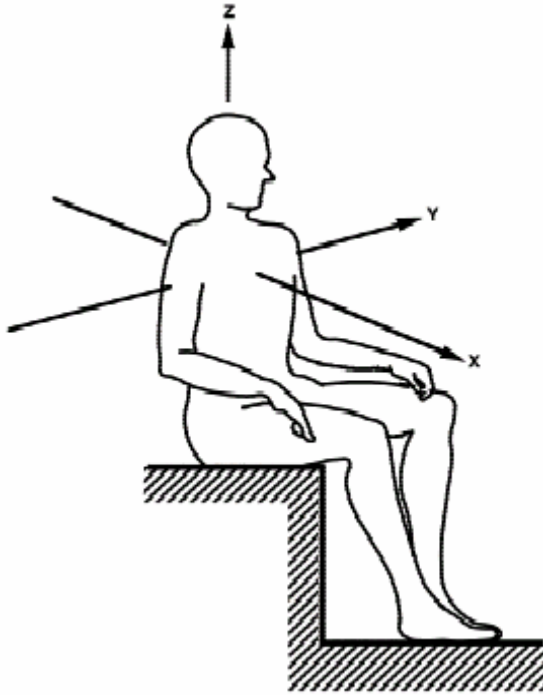
- a. Taşıt bir engeli aşarken veya bir virajı dönerken askı mekanizmasının taşıt dengesi üzerine etkisi,
- b. Yan kuvvetlerin tesiri altında taşıtın durumu,
- c. Yaylanmanın taşıt kumandasına ve tekerlek açılanna etkisi,
- d. İvmeli harekette başvurma titreşimleri.

2.4. Traktör Kabin Titreşimleri

Tarım traktörleri operatörlerinin yüksek seviyede tüm vücut titreşimine maruz kaldıklarına dair bir çok çalışma yapılmıştır [11,12,13]. Traktörlerde titreşimler, makinenin tipi, yüzey pürüzlülüğü, ilerleme hızı, güç iletim organları ve oturak yalıtım sistemi özelliklerinin etkisi altındadır. Meydana gelen titreşimler, makinenin hareket ettiği yüzeyden motor ve hareket iletim organlarından kaynaklanan titreşimler olarak iki gruba ayrılır. Traktör operatörlerindeki ciddi sağlık sorunlarının sebebi, insan organlarının traktör rezonans frekansları ile çakışmasından kaynaklanmaktadır [14,15].

Sürücü enerjisinin bir kısmı pedal, direksiyon gibi denetim organlarının kullanımı için, bir kısmı yaşam payı için, % 40'a varan bir bölümü ise titreşimin etkisinde ortaya çıkan adale hareketiyle tüketilmektedir. Yani % 40'lık bu oran insanın

titreşimlere karşı tepkileriyle tüketilir [16]. Patolojik olarak x-ışınları ile yapılan bir çalışmada, titreşim etkisi ile kamyon sürücülerinde %80, traktör sürücülerinde %71, otobüs sürücülerinde ise %44 oranında omurga hasarları oluştuğu belirlenmiştir [17]. Titreşimin çeşitli fizyolojik etkileri vardır. Tüm vücut titreşiminde (şekil 2.1.) X- ve Y- eksenlerinde titreşime karşı en hassas olunan frekans bölgesi 1-2 Hz iken, Z- ekseninde 4-8 Hz arasında değişmektedir [18,19].



Şekil 2.1. Taşıt titreşiminin sürücü omurgası üzerinde ki titreşim etkileri ve olası titreşim eksenleri

Oturan operatörler için ölçülen taşıt ivmeleri m/sn^2 , forklift kamyon (0.8), standart koltuklu buldozer (0.52-0.64), taş tuğla döşeli yolda traktör (1.76-2.03), titreşim önleyici koltuklu buldozer (0.43-0.80), asfaltta traktör (1.17), yolda traktör (1.1), tarlada traktör (0.6), kepçe (0.5-2.3) şeklinde verilmiştir [27]. Yapılan bir çalışmada, orman yolu üzerinde düşey titreşim ivme değeri yaklaşık olarak 1.7 km/h hızda $1.92 m/sn^2$ ve 5 km/h hızda $2.93 m/sn^2$ bulunmuştur [15]. Bu şartlarda, uluslararası standartlara göre limit değerleri aşmadan en fazla 1 saat çalışılabilmektedir. Yine ormancılık transport çalışmalarında engebeli arazide, yüksek hızda 12 km/h koltuk üzerinden operatöre iletilen titreşim değeri $1.7 m/sn^2$ bulunmuştur ve bu şartlarda en fazla 2 saat çalışılabilir [20].

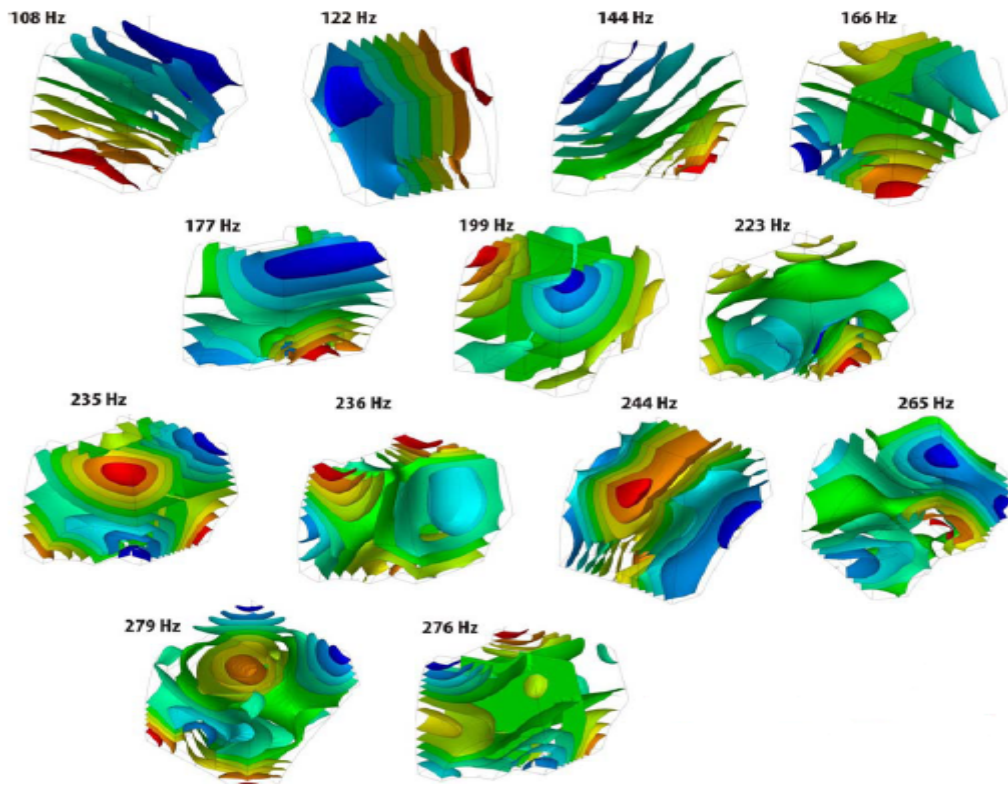
Traktör kabini titreşim bileşenlerinin ergonomik açıdan en önemlisi düşey titreşimlerdir. Çünkü düşey yönlü titreşimler diğerlerinden hem niceliksel olarak daha büyük değerlere sahiptir, hem de insanın bu titreşimlere karşı duyarlılığı yüksektir. Bu nedenle çoğu araştırmalarda diğer titreşim bileşenleri ihmal edilerek düşey titreşimler incelenmiştir [14].

İş güvenliği ve iş sağlığı için, iş makinası sürücüsünün maruz kaldığı titreşimlerden dolayı uygun koltuk ve bağlantı elemanlarının tasarımının yanısıra kabinin titreşimlerinden kaynaklanan gürültü ve rahatsız edici titreşimlerin optimize edilmesi için kabinlerin modal analizinin yapıp rezonans frekanslarının tahmin edilmesi ve buna uygun konstrüktif tasarımların gerçekleştirilmesi gereklidir.

Temelde kabin içi akustik ve basınç dağılımı hesaplamasından önce kabinin yapısının çalışma şartlarında rezonansa gelmemesi gereklidir.

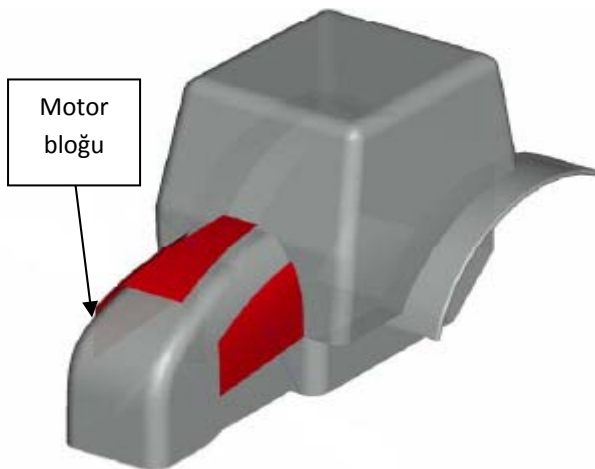
Traktör kabin içi, akustik analizi üzerine bir çok çalışma yapılmıştır. Bu çalışmalardan bir tanesinde traktör, üç kez aynı hızda ve her seferinde en az 10 saniye tüm kapı ve pencereler kapalı olarak, güneşli bir günde herhangi bir yükleme olmadan hareket ettirilmiştir. İkinci bölümdeki ölçümler ise kapı ve pencereler açık olarak maximum motor devrinde ve 7.25 km/h hızda yapılmıştır. Kabinin arka camının sağ ve sol tarafına mikrofonlar yerleştirilerek, traktör harekete başladıktan sonra bu mikrofonlar sayesinde elde edilen değerler bilgisayar ortamına aktarılmıştır. Kabinin sonlu elemanlar modeli üzerine bu değerler uygulanarak titreşim analizi yapılarak kabin içi gürültü frekansları elde edilmiştir [21].

Yine bu çalışmada, şekil 2.2 de görülen 12. doğal frekansda (279 Hz) basınç zirve noktasının, sürücünün baş hizasına oldukça yakın olmasından dolayı sürücü sağlığı açısından oldukça tehlikeli olduğunu belirtilmiştir.



Şekil 2.2. Traktör kabininin kapalı ortam ses akışı doğal frekansları ve mod biçimleri

Yüksek akustik basınç seviyelerini gösteren bu durumda , kabin içi gürültü düzeyini azaltmak için iki yöntem vardır. Bunlar kabinin titreşim yalıtımı ve temel gürültü kaynaklarının azaltılmasıdır. Motor bloğundan gelen titreşimlerin yalıtımı için motor bloğunun sol, sağ ve üst tarafında levhalar kullanılmışlardır (şekil 3.3).



Şekil 2.3. Traktör kabininin titreşim yalıtımı için kullanılan levhalar

Titreşim yalıtım levhaları kullanıldıktan sonra gürültünün %2 oranında azaldığı gözlemlenmiştir.

Gürültü frekanslarını değiştirmenin diğer bir yöntemi ise gürültüyü meydana getiren kaynaklar üzerinde önlemler almaktır. Bu amaçla kontrüksiyon şeklinin değiştirilebilir olması veya başka bir model tasarlanmasının gerekliliği belirtilmiştir [21].

2.5. Titreşimlerden Korunma

Titreşimden korunmada en iyi önlem, uygun ve doğru konstrüksiyon, iş yöntemlerinin birbirlerine uyumu ve gerekiyorsa değiştirilmesi, kullanılacak el aletlerinin doğru seçimi ile titreşim emisyonunu daha kaynakta engellemek veya en azından sınırlamaktır. Titreşimden korunmak için uygulanan ikincil önlemler ise pasif önlemlerdir. Son yıllarda otomobil sürücü koltukları kadar, hatta daha fazla traktör sürücü koltuklarına önem verilmesi, operatöre iletilecek titreşim ivmesinin zararlı olarak kabul edilen 0.5 m/sn^2 'nin altına çekebilmek amacına yöneliktir [22]. Traktörler değişik ekipmanlar ile engebeli arazi koşullarında çalıştıklarından, normal yolda hareket eden araçlardan daha fazla oranda titreşim üretirler. Ergonomik bir koltuk seçimi ile uygun çalışma duruşu, iş performansı ve fiziksel çevre şartları oluşturulmuş olur [23].

Titreşimden korunmada öncelikle bir risk değerlendirmesi yapılmalıdır. Titreşime maruz kalınan durumlar, operatör için tehlike boyutları, araç ve zeminden kaynaklanan titreşim, titreşim iletim yolu, yapılan işin titreşim özellikleri, titreşim türü, boyutu ve süresi ortaya konulmalıdır. Yine, titreşim önleyici ekipman, makinelere monteli diğer iş ekipmanı, çalışma yapılan zemin ve çalışma hızı da belirlenmelidir [24]. Titreşim kontrolünde operatörlerin bilgilendirilmesi ve eğitilmesinin önemli yeri vardır. Operatörler, titreşim kaynaklı muhtemel sırt ağrıları ve belirtileri, tehlikeli titreşim kaynakları, uzun süre yüksek oranda maruz kalınan titreşim, titreşime ait risk bulguları ve sınır değerleri hakkında bilgilendirilmelidir. Operatörlere yüksek tansiyonun nasıl fark edileceği, süspansiyonlu koltuk ayarlamasının nasıl yapılacağı, engelli arazide çalışma sırasında titreşime nasıl en az oranda maruz kalınacağı uygulamalı olarak öğretilmelidir [24].

Titreşim kuvvet veya genliğinin iletimini azaltan elastik elemanlara (yay vb.) titreşim yalıtım elemanı, titreşen cismin sadece rezonans frekanslarda tepkisini azaltmak için kullanılan elemanlara ise sönümlenme elemanları denir. Titreşim yalıtım ve sönümlenme elemanlarının kullanımının tek amacı yayılan titreşim enerjisinin azaltılması ve denetlenmesidir [25]. Traktör koltuklarının en önemli titreşim özelliklerinden biri olan doğal frekansa, ayarsız çelik veya lastik yayların olumlu etkisi yoktur [26].

İş organizasyonu ve kişisel önlemlerle de titreşimin etkisi azaltılmaya gayret edilir. Örneğin, traktör, kamyon, inşaat makineleri gibi frekansları 2-5 Hz arasında değişen araçları 8 saatlik vardiya boyu kullananların sağlık açısından zarar görmemeleri için titreşim ivmesi 1.15 m/sn^2 'yi aşmamalıdır. Titreşimin var olduğu işlerde çalıştırılacak işçiler seçilirken kesinlikle bir ön sağlık muayenesinden geçirilmeli ve omurga, mide, on iki parmak bağırsağı ve eklem rahatsızlıkları olup olmadığı tespit edilmelidir [22]. Ayrıca titreşim etkisi altında çalışan işçiler periyodik olarak sağlık kontrolüne tabi tutulmalıdırlar. Titreşimli araç kullanan işçiler saat başı on dakika mola vermeli veya titreşimli-titreşimsiz araç dönüşümü sağlanmalıdır [27].

Araç operatörlerinde titreşimin iletkenliği çeşitli süspansiyon sistemleri ile önlenmeye çalışılmaktadır. Bunlar; traktör lastiği, şasi, kabin ve operatör koltuğudur [28].

Traktör operatörlerinde titreşimin geçirimsizliği, traktör lastiği ve operatör koltuğu ile önlenir. Lastik basıncı artışı ile traktör titreşim ivmeleri de artmaktadır [26]. Traktör ile zemin arasında yer alan ön ve arka lastiklerin basıncı uygun olan düşük seviyelerde tutulmalıdır. Süspansiyon sistemi işe yaramayan koltuklar yerine, otomatik kütle ayarlı ve yüksek süspansiyon sistemli koltuklar tercih edilmelidir [29]. Bazı traktör koltuklarında titreşim, sönümlenme yerine artırılarak operatöre iletilmektedir [30].

BÖLÜM 3. KABİN KONSTRÜKSİYONUN KİRİŞ VE PLAK SONLU ELEMAN MODELLERİNİN ÇIKARTILMASI

3.1. Giriş

Kabin tasarımı kabuk olarak veya profil çubuk üzerine plak kaplama şeklinde yapılabilir. Ayrıca cam gibi farklı plak malzemesi kullanılarakta modellenebilmektedir. Bu çalışmadaki modelde cam kısımlar boş olarak modellenmiş bunun dışındaki alanlara farklı malzemelerden oluşan plak uygulaması yapılmıştır. Boşluk çubuk ve plak elemandan oluşan hacimsel cismin titreşim analizi modellenmiştir. Bunun dışında bağ noktaları rijit olarak tasarlanmıştır ve buna göre sonlu elemanlar modeli oluşturularak çözüm aranmıştır.

Bu çalışmada kullanılan kabin, Başak 2073 SH traktörleri için üretilmekte ve şekil 3.1 de gösterilmektedir.



Şekil 3.1. Traktör kabini (Başak 2073 SH)

Traktör kabini sıcak haddelenmiş ince cidarlı çelik profillerden oluşturulmuştur. Traktör şasesine, titreşimi sönmülmesi amacıyla lastik takozlarla monte edilmiş, kabin çamurluk bağlantıları ise cıvatalarla sağlanmıştır.

Çalışmada kullanılacak traktör kabiniinde 2,5 mm et kalınlığında içi boş kapalı kesitli kare tüp profiller kullanılmıştır. Bütün profillerin malzemesi St 37'dir. Bu kabin yapısının gerekli konstrüktif değişikliklerden sonra uygun öz frekanslara sahip olup olmadığını tahmin edebilmek amacıyla sonlu elemanlar yöntemi kullanılmıştır. Kabinin yapısı gereği çubuk ve plak elemanlardan oluştuğundan dolayı bu elemanların kütle ve rijitlik matrislerinin hesaplanması aşağıda verilmiştir.

3.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu eleman yöntemi; bir nümerik yöntem olup, özellikle katı cisimlerin mekaniği, akışkanlar mekaniği, ısı transferi ve titreşim gibi karmaşık mühendislik problemlerinin çözümünde bilgisayar ortamında kullanılan gelişmiş bir yöntemdir. Bu yöntem; özellikle otomotiv, uçak, inşaat, beyaz eşya ve hatta tıp sektöründe yaygın olarak kullanılmaktadır. Gerilme ve şekil değiştirme analizinden; ısı akımı, hidrolik, manyetik akı, sızma gibi alan problemlerine kadar çok çeşitli uygulamalara sahiptir. Yapıyı küçük parçalara bölmek ve bu parçaları birleştiren bağları oluşturmakla, fiziksel büyüklüklerin (gerilme analizi probleminde gerilme ve yer değiştirmenin) yapı içindeki değişimini yeteri hassasiyetle hesaplamak mümkündür. Bu bölgelerin sayısı arttıkça çözümün hassasiyeti artmaktadır.. Sonlu eleman yönteminin kullanılması bilgisayar teknolojisi ve CAD sistemlerinin gelişmesiyle; bugüne kadar ancak pahalı deneysel yöntemlerle incelenebilen bir çok ürünün kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum tasarımın gerçekleştirilmesi mümkün olabilmektedir.

Bu yöntemde, incelenmek istenilen cisim sonlu sayıda küçük elemana bölünerek çözümler yapıldığı için Sonlu Eleman Yöntemi olarak adlandırılır.

3.3. Kiriş Elemanlar

Elastisite teorisinden veya sonlu elemanlar teorisinden bilinen 3.1 denklemini aşağıdaki gibi yazılır [31].

$$U = \frac{EI}{2} \int_0^L \left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} \right) dx \quad (3.1)$$

Kirişin mod biçimini (hareket biçimini) ifade eden şekil fonksiyonu aşağıda ki gibi verilebilir [31].

$$u_3(x, t) = a_0 + a_1 x + a_2 x^2 + a_3 x^3 \quad (3.2)$$

Kirişin hareket şeklini matematiksel olarak ifade eden bir polinom seçilmesi gerektiğinden bu fonksiyon seçilmiştir.

3.2 deki ifade 3.3 gibi de yazılabilir.

$$u_3(x, t) = \{A\}^T \{Z\} \quad (3.3)$$

3.3 ifadesindeki T transpoze anlamına gelir.

$$\{A\}^T = [a_0, a_1, a_2, a_3] \quad (3.4)$$

$$\{Z\}^T = [1, x, x^2, x^3] \quad (3.5)$$

$\left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} \right)$ ifadesi yeniden düzenlenirse ;

$$\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} = \{A\}^T \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\} = \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\}^T \{A\} \quad (3.6)$$

$$\left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2}\right)^2 = \{A\}^T [D(x)] \{A\} \quad (3.7)$$

Buradan (3.5) ifadesi (3.8) de yerine konulursa (3.9) ifadesi elde edilir.

$$[D(x)] = \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\} \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\}^T \quad (3.8)$$

$$[D(x)] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 4 & 12x \\ 0 & 0 & 12x & 36x^2 \end{bmatrix} \quad (3.9)$$

Gerilme enerjisi denklemi yeniden düzenlenirse (3.10) daki gibi elde edilir.

$$U = \frac{EI}{2} \{A\}^T \int_0^L [D(x)] dx \{A\} \quad (3.10)$$

Daha sonra düğüm ve yer değiştirmeler tanımlanır. Kiriş uçlarındaki, sınır şartları aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$x = 0$ noktasındaki yer değiştirme ve açılar (3.11) ve (3.12)'deki gibi yazılabilir.

$$u_3(0, t) = u_{3k} = a_0 \quad (3.11)$$

$$\frac{\partial u_3}{\partial x}(0, t) = \theta_{xk} = a_1 \quad (3.12)$$

ve $x = L$ noktasındaki yer değiştirme ve aıllar (3.13) ve (3.14)'deki gibi yazılabilir.

$$u_3(L, t) = u_{3l} = a_0 + a_1L + a_2L^2 + a_3L^3 \quad (3.13)$$

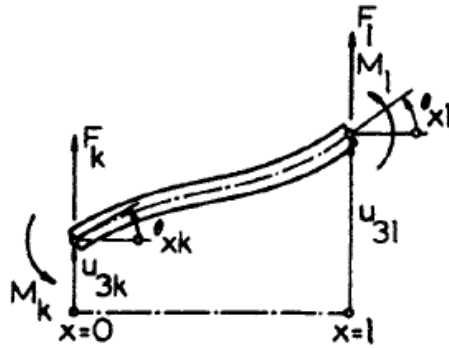
$$\frac{\partial u_3}{\partial x}(L, t) = \theta_{xl} = a_1 + 2a_2L + 3a_3L^2 \quad (3.14)$$

(3.14) ifadesi, (3.15) formunda yazılabilir.

$$\{u_3\}_i = [B]\{A\} \quad (3.15)$$

Kirişin u noktalarındaki yer değiştirme ve aıllar vektörel olarak ifade edilebilir.

$$\{u_3\}_i^T = [u_{3k}, \theta_{xk}, u_{3l}, \theta_{xl}] \quad (3.16)$$



şekil 3.2. Enine titreşen kirişler için sonlu elemanlar modeli

ve,

$$B = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 1 & L & L^2 & L^3 \\ 0 & 1 & 2L & 3L^2 \end{bmatrix} \quad (3.17)$$

$\{A\}$ için çözümlü yeniden tanımlanırsa (3.18) ve (3.19) ifadeleri elde edilir.

$$\{A\} = [B]^{-1} \{u_3\}_i \quad (3.18)$$

$$[B]^{-1} = [c] \quad (3.19)$$

3.18 ve 3.19 denklemleri 3.10 denkleminde yerine konularak düzenlenirse aşağıdaki denklem elde edilir.

$$U = \frac{EI}{2} \{u_3\}_i^T [c]^T \int_0^L [D(x)] dx [c] \{u_3\}_i \quad (3.20)$$

Denklem 3.20 varyasyonel teorisine göre aşağıdaki gibi yazılabilir [32].

$$\delta U = EI \{\delta u_3\}_i^T [c]^T \int_0^L [D(x)] dx [c] \{u_3\}_i \quad (3.21)$$

Kiriş elemanın kinetik enerji denklemi,

$$K = \frac{\rho A}{2} \int_0^L \dot{u}_3^2 dx \quad (3.22)$$

İfade 3.3 den;

$$\dot{u}_3^2 = \left\{ \dot{A} \right\}^T \{Z\} \{Z\}^T \left\{ \dot{A} \right\} \quad (3.23)$$

3.18 ve 3.19 denklemleri, 3.23'te düzenlenerek yazılırsa denklem 3.24 elde edilir.

$$\dot{u}_3^2 = \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i^T [c]^T [F(x)] [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i \quad (3.24)$$

Burdan ;

$$[F(x)] = \{Z\} \{Z\}^T = \begin{bmatrix} 1 & x & x^2 & x^3 \\ x & x^2 & x^3 & x^4 \\ x^2 & x^3 & x^4 & x^5 \\ x^3 & x^4 & x^5 & x^6 \end{bmatrix} \quad (3.25)$$

Kinetik enerji denklemi 3.22'de denklem 3.24 yerine yazılırsa aşağıdaki şekle dönüşür [31].

$$\delta K = \rho A \left\{ \delta \dot{u}_3 \right\}_i^T [c]^T \int_0^L [F(x)] dx [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i \quad (3.26)$$

$x=0$ da kesme kuvveti $F(k)$ ve eğme momenti $M(k)$ vardır. $x=L$ de kesme kuvveti $F(l)$ ve eğme momenti $M(l)$ vardır.

Virtüel iş;

$$\delta W = \{F\}_i^T \{\delta u_3\}_i = \{\delta u_3\}_i^T \{F\}_i \quad (3.27)$$

Kiriş noktalarına uygulanan kuvvetler vektörel olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\{F\}_i^T = [F_k, M_k, F_l, M_l] \quad (3.28)$$

Burada Hamilton prensibini uygularsak,

$$\int_{t_0}^{t_1} (\delta K - \delta U + \delta W) dt = 0 \quad (3.29)$$

İntegralin kinetik enerji bölümünü incelersek;

$$\int_{t_0}^{t_1} \delta K dt = \rho A \int_{t_0}^{t_1} \left\{ \delta u_3 \right\}_i^T [c]^T \int_0^L [F(x)] dx [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i dt \quad (3.30)$$

Düğüm yerdeğişimlerini zamana göre türevden ayırmak için bölümleri integre etmeliyiz.

$$\int u dv = u v - \int v du \quad (3.31)$$

$$v = \left\{ \delta u_3 \right\}_i^T \Rightarrow dv = \left\{ \delta \dot{u}_3 \right\}_i^T dt \quad (3.32)$$

$$u = [c]^T \int_0^L [F(x)] dx [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i \Rightarrow du = [c]^T \int_0^L [F(x)] dx [c] \left\{ \ddot{u}_3 \right\}_i \quad (3.33)$$

3.32 ve 3.33 denklemleri 3.31 de yerine konularak yazılırsa;

$$\int_{t_0}^{t_1} \delta K dt = \rho A \left\{ \delta u_3 \right\}_i^T [c]^T \int_0^L [F(x)] dx [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i \Big|_{t_0}^{t_1} \quad (3.34)$$

$$- \rho A \int_{t_0}^{t_1} \left\{ \delta u_3 \right\}_i^T [c]^T \int_0^L [F(x)] dx [c] \left\{ \ddot{u}_3 \right\}_i dt$$

3.34 yeniden düzenlenerek yazılırsa 3.35 elde edilir.

$$\int_{t_0}^{t_1} \{\delta u_3\}_i^T = \left[A\rho[c]^T \int_0^L [F(x)]dx[c] \{u_3\} + EI[c]^T \int_0^L [D(x)]dx[c] \{u_3\}_i - \{F\}_i \right] \quad (3.35)$$

3.35 denklemi düzenlenip 3.36 denklemi elde edilir bu denklem hareket denklemini belirtmektedir.

$$[m]\{\ddot{u}_3\}_i + [K]\{u_3\}_i = \{F\}_i \quad (3.36)$$

Bu denklemde kütle ve rijitlik matrisleri 3.37 ve 3.38 deki gibi elde edilmiş olur.

$$[m] = A\rho[c]^T \int_0^L [F(x)]dx[c] \quad (3.37)$$

$$[k] = EI[c]^T \int_0^L [D(x)]dx[c] \quad (3.38)$$

Kütle matrisi

$$[m] = \frac{\rho AL}{420} \begin{bmatrix} 156 & 22L & 54 & -13L \\ 22L & 4L^2 & 13L & -3L^2 \\ 54 & 13L & 156 & -22L \\ -13L & -3L^2 & -22L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3.39)$$

Rijitlik matrisi

$$[k] = \frac{EI}{L^3} \begin{bmatrix} 12 & 6L & -12 & 6L \\ 6L & 4L^2 & -6L & 2L^2 \\ -12 & -6L & 12 & -6L \\ 6L & 2L^2 & -6L & 4L^2 \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

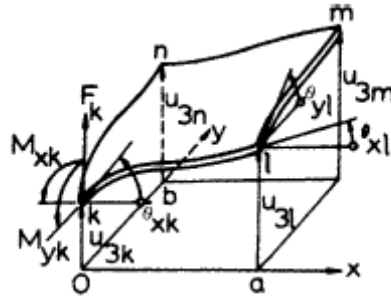
Daha detaylı bilgi için [31] referansına bakınız.

3.4. Plak Elemanlar

Plak elemanı için gerinim enerji ifadesi, elastite ve plastite teorisinden bulunmaktadır. Aşağıdaki gibi yazılabilir [33].

$$U = \frac{D}{2} \int_0^b \int_0^a \left[\left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} \right)^2 - 2(1-\mu) \left[\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} - \left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] \right] dx dy \quad (3.41)$$

Zorlanmaya maruz bir plak elemanının tüm noktaları yer değiştirmeye ve dönmeye maruz kalacaktır. Bu yer değiştirme ve dönmelere karşılık plak üzerinde gerilmelerden kaynaklanan kuvvet ve momentler meydana gelecektir. Bu durumu basitleştirmek ve matematiksel modele uyarlayabilmek, için plağın dört köşesindeki yer değiştirmeler, dönmeler (açılar), açılar ve momentler Şekil 6'daki gibi tasvir edilmiştir. Bunun için plak elemanının dört köşesi k, l, m ve n olarak isimlendirilmiştir. Plak boyutları da axb dir.



Şekil 3.3. Titreşen dikdörtgen bir plak için sonlu elemanlar modeli

Böylece plak elemanının 12 serbestlik derecene haiz olduğu görülmektedir. Burada θ dönme açılarını, u çökmeleri temsil etmektedir. Örneğin l köşesi için açılar aşağıdaki şekildedir

$$\theta_{xl} = \frac{\partial u_{3l}}{\partial x} \quad (3.42)$$

$$\theta_{yl} = \frac{\partial u_{3l}}{\partial y} \quad (3.43)$$

Plak elemanı 12 serbestlik derecesine sahip olduğuna göre, plağın yer değiştirmesi de 12 sabitten oluşan bir deplasman fonksiyonu olarak (3.44)'deki gibi verilebilir.

$$u_3(x, y, t) = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2 + a_7x^3 + a_8x^2y + a_9xy^2 + a_{10}y^3 + a_{11}x^3y + a_{12}xy^3 \quad (3.44)$$

Kiriş için takip edilen tüm adımlar 3.44 polinomu kullanılarak plak eleman içinde takip edilir.

Yer değiştirme fonksiyonu aşağıdaki gibide yazılabilir.

$$u_3(x, y, t) = \{A\}^T \{Z\} \quad (3.45)$$

Burada;

$$\{A\}^T = [a_1, a_2, \dots, a_{12}] \quad (3.46)$$

$$\{Z\}^T = [1 + x + y + x^2 + xy + y^2 + x^3 + x^2y + xy^2 + y^3 + x^3y + xy^3] \quad (3.47)$$

Buna göre;

$$\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} = \{A\}^T \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\} = \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\}^T \{A\} \quad (3.48)$$

olur. Denklem 3.46, 3.47 Denklem 3.45'de, Denklem 3.45 ise (2) gerinim (potansiyel) enerjisi denkleminde türevleriyle birlikte yerlerine konulursa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$U = \frac{D}{2} \{A\}^T \int_0^b \int_0^a [D(x, y)] dx dy \{A\} \quad (3.49)$$

Burada $[D(x,y)]$ aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned}
 [D(x,y)] = & \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\} \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\}^T + \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial y^2} \right\} \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial y^2} \right\}^T + \mu \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\} \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial y^2} \right\}^2 \\
 & + \mu \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial y^2} \right\} \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x^2} \right\}^T + 2(1-\mu) \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x \partial y} \right\} \left\{ \frac{\partial^2 Z}{\partial x \partial y} \right\}^T
 \end{aligned} \tag{3.50}$$

Bundan sonra (6) fonksiyonu kullanılarak köşelerdeki her bir nokta için yer değiştirme ve dönme açıları sınır şartı olarak aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$\begin{aligned}
 u_3(0,0,t) = u_{3k}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial x}(0,0,t) = \theta_{xk}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial y}(0,0,t) = \theta_{yk} \\
 u_3(a,0,t) = u_{3l}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial x}(a,0,t) = \theta_{xl}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial y}(a,0,t) = \theta_{yl} \\
 u_3(a,b,t) = u_{3m}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial x}(a,b,t) = \theta_{xm}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial y}(a,b,t) = \theta_{ym} \\
 u_3(0,b,t) = u_{3n}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial x}(0,b,t) = \theta_{xn}, \quad \frac{\partial u_3}{\partial y}(0,b,t) = \theta_{yn}
 \end{aligned} \tag{3.51}$$

Bu sınır şartları aşağıdaki gibi de yazılabilir.

$$\{u_3\}_i = [B]\{A\} \tag{3.52}$$

Burada $\{u_3\}_i$ ve $[B]$ vektör ve matris ifadeleri aşağıdaki gibidir.

$$\{u_3\}_i^T = \left[u_{3k}, \theta_{xk}, \theta_{yk}, u_{3l}, \theta_{xl}, \theta_{yl}, u_{3m}, \theta_{xm}, \theta_{ym}, u_{3n}, \theta_{xn}, \theta_{yn}, \right] \tag{3.53}$$

$$[B] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 1 & a & 0 & a^2 & 0 & 0 & a^3 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2a & 0 & 0 & 3a^2 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & a & 0 & 0 & a^2 & 0 & 0 & a^3 & 0 & 0 \\ 1 & a & b & a^2 & ab & b^2 & a^3 & a^2b & ab^2 & b^3 & a^3b & ab^3 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 2a & b & 0 & 3a^2 & 2ab & b^2 & 0 & 3a^{2b} & b^3 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & a & 2b & 0 & a^2 & 2ab & 3b^2 & a^3 & 3ab^2 & 0 \\ 1 & 0 & b & 0 & 0 & b^2 & 0 & 0 & 0 & b^3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & b & 0 & 0 & 0 & b^2 & 0 & 0 & 0 & b^3 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 2b & 0 & 0 & 0 & 3b^2 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (3.54)$$

Denklem 3.52'den $\{A\}$ vektörü çekilirse;

$$\{A\} = [B]^{-1} \{u_3\}_i = [c] \{u_3\}_i \quad (3.55)$$

$$[c] = [B]^{-1} \quad (3.56)$$

elde edilir. Bu ifadeler (3.49)'da tekrar yerine konulursa, potansiyel enerji ifadesi aşağıdaki gibi son şeklini alır.

$$U = \frac{D}{2} \{u_3\}_i^T [c]^T \int_0^b \int_0^a [D(x, y)] dx dy [c] \{u_3\}_i \quad (3.57)$$

Potansiyel enerjinin varyasyonel şekilde (3.58)'deki gibi olur.

$$\delta U = D_i \{u_3\}_i^T [c]^T \int_0^b \int_0^a [D(x, y)] dx dy [c] \{u_3\}_i \quad (3.58)$$

Potansiyel enerji ifadesinden sonra, plak elemanı kinetik enerji ifadesi tekrar aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$K = \frac{\rho h}{2} \int_0^b \int_0^a \dot{u}_3^2 dx dy \quad (3.59)$$

$$\dot{u}_3^2 = \left\{ \dot{A} \right\}^T \{Z\} \{Z\}^T \left\{ \dot{A} \right\} \quad (3.60)$$

{Z} ve {A} ifadeleri yukarıdaki denklemde yerlerine konulduktan sonra tekrar aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\dot{u}_3^2 = \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i^T \{c\}^T [F(x, y)] [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i \quad (3.61)$$

Burada [F(x,y)] aşağıdaki gibidir.

$$[F(x, y)] = \{Z\} \{Z\}^T \quad (3.62)$$

Denklem 3.61, (3.59)'da yerine konulursa kinetik enerji ifadesi aşağıdaki son şeklini alır.

$$K = \frac{\rho h}{2} \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i^T [c]^T \int_0^b \int_0^a [F(x, y)] dx dy [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i \quad (3.63)$$

Yine kinetik enerjinin varyasyonel ifadesi (3.64)'deki gibi olur.

$$\delta K = \rho h \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i^T [c]^T \int_0^b \int_0^a [F(x, y)] dx dy [c] \left\{ \dot{u}_3 \right\}_i \quad (3.64)$$

Hamilton prensibine göre, plakta kuvvet analizi yaparken, kinetik ve potansiyel enerjinin yanında, sınır kuvvetlerinin virtüel işleri de hesaba katılması gerekmektedir.

Plaktaki her bir eleman üzerinde, F_k kayma kuvveti ile M_x ve M_y eğilme momentleri mevcut olacaktır. Bu yüzden bu kuvvet ve momentlerin virtüel işleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\delta W = \{F\}_i^T \{\delta u_3\}_i = \{\delta u_3\}_i^T \{F\}_i \quad (3.65)$$

Burada;

$$\{F\}_i^T = \left[F_k, M_{xk}, M_{yk}, F_l, M_{xl}, M_{yl}, F_m, M_{xm}, M_{ym}, F_n, M_{xn}, M_{yn} \right] \quad (3.66)$$

Kinetik, potansiyel enerji ve virtüel iş ifadeleri belirlendikten sonra Hamilton prensibi (3.67)'deki gibi yazılabilir.

$$\int_{t_0}^{t_1} (\delta K - \delta U + \delta W) dt = 0 \quad (3.67)$$

Bu integrasyon denklemi, (3.68) yardımıyla kısmi integrasyonlara ayrılarak çözülmesiyle sistemin (elemanın) (3.69) hareket denkleminde ulaşılır. Bu hareket denkleminde de (3.70) kütle ve (3.71) rijitlik matrisleri elde edilir. Daha öncede belirtildiği gibi ince plağın sönümü ihmal edilmiştir. Eğer sönümde Hamilton denkleminde ilave edilseydi sönüm matrisini de içeren bir hareket denklemi elde edilecekti.

$$\int u dv = uv - \int v du \quad (3.68)$$

$$[m] \left\{ \ddot{u}_3 \right\}_i + [k] \{u_3\}_i = \{F\}_i \quad (3.69)$$

Bu denklemde;

$$[m] = \rho h [c]^T \int_0^b \int_0^a [F(x, y)] dx dy [c] \quad (3.70)$$

$$[k] = D [c]^T \int_0^b \int_0^a [D(x, y)] dx dy [c] \quad (3.71)$$

Kütle matrisi :

$$M = \frac{\rho h a b}{25200} x$$

$$\begin{bmatrix} 3454, & 461*a, & 461*b, & 1226, & -274*a, & 199*b, & 394, & -116*a, & -116*b, & 1226, & 199*a, & -274*b] \\ [461*a, & 80*a^2, & 63*a*b, & 274*a, & -60*a^2, & 42*a*b, & 116*a, & -30*a^2, & -28*a*b, & 199*a, & 40*a^2, & -42*a*b] \\ [461*b, & 63*a*b, & 80*b^2, & 199*b, & -42*a*b, & 40*b^2, & 116*b, & -28*a*b, & -30*b^2, & 274*b, & 42*a*b, & -60*b^2] \\ [1226, & 274*a, & 199*b, & 3454, & -461*a, & 461*b, & 1226, & -199*a, & -274*b, & 394, & 116*a, & -116*b] \\ [-274*a, & -60*a^2, & -42*a*b, & -461*a, & 80*a^2, & -63*a*b, & -199*a, & 40*a^2, & 42*a*b, & -116*a, & -30*a^2, & 28*a*b] \\ [199*b, & 42*a*b, & 40*b^2, & 461*b, & -63*a*b, & 80*b^2, & 274*b, & -42*a*b, & -60*b^2, & 116*b, & 28*a*b, & -30*b^2] \\ [394, & 116*a, & 116*b, & 1226, & -199*a, & 274*b, & 3454, & -461*a, & -461*b, & 1226, & 274*a, & -199*b] \\ [-116*a, & -30*a^2, & -28*a*b, & -199*a, & 40*a^2, & -42*a*b, & -461*a, & 80*a^2, & 63*a*b, & -274*a, & -60*a^2, & 42*a*b] \\ [-116*b, & -28*a*b, & -30*b^2, & -274*b, & 42*a*b, & -60*b^2, & -461*b, & 63*a*b, & 80*b^2, & -199*b, & -42*a*b, & 40*b^2] \\ [1226, & 199*a, & 274*b, & 394, & -116*a, & 116*b, & 1226, & -274*a, & -199*b, & 3454, & 461*a, & -461*b] \\ [199*a, & 40*a^2, & 42*a*b, & 116*a, & -30*a^2, & 28*a*b, & 274*a, & -60*a^2, & -42*a*b, & 461*a, & 80*a^2, & -63*a*b] \\ [-274*b, & -42*a*b, & -60*b^2, & -116*b, & 28*a*b, & -30*b^2, & -199*b, & 42*a*b, & 40*b^2, & -461*b, & -63*a*b, & 80*b^2] \end{bmatrix}$$

Rijitlik matrisi :

$$K = \frac{Eh}{180 (1 - \nu^2)} x$$

$$\begin{bmatrix} F & G & -H & L & -M & -N & O & -P & -Q & I & J & -K \\ & R & -Z & -M & T & \Phi & P & U & \Phi & -J & S & \Phi \\ & & V & N & \Phi & X & Q & \Phi & Y & -K & \Phi & W \\ & & & F & G & H & I & J & K & O & -P & Q \\ & & & & R & Z & -J & S & \Phi & P & U & \Phi \\ & & & & & V & K & \Phi & W & -Q & \Phi & Y \\ & & & & & & F & -G & H & L & M & N \\ & & & & & & & R & -Z & M & T & \Phi \\ & & & & & & & & V & -N & \Phi & X \\ & & & & & & & & & F & -G & -H \\ & & & & & & & & & & R & Z \\ & & & & & & & & & & & V \end{bmatrix}$$

Daha detaylı bilgi [33] referansına bakınız.

BÖLÜM 4. KABİNİNİN MODAL ANALİZİ

4.1. Giriş

Bu bölümde bir traktör kabininin sonlu elemanlar yöntemiyle titreşim analizi yapılmış ve doğal frekansları elde edilmiştir. Yol pürüzlüğü ve diğer sebepler ile meydana gelen titreşim tahrik frekansları, taşıt kabininin doğal frekanslarına eşit veya yakın olması durumunda kabinde titreşimler meydana gelmektedir. Bu nedenle tasarlanan kabinin doğal frekansları, dış etkenler ile oluşan titreşimlerin frekans aralığının dışında olması hedeflenmiştir.

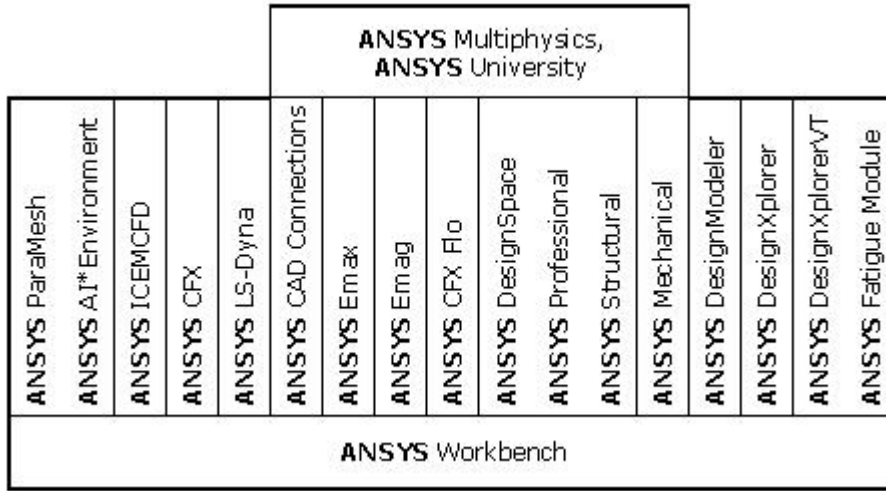
Tasarlanan kabinin elemanter yöntem (analitik yöntem) ile çözümlenmesi ve doğru sonuçlar elde edilmesi oldukça zordur. Bu nedenle titreşim analizi için yaygın olarak kullanılan sonlu eleman yöntemi tercih edilmiştir. Üç boyutlu tasarım programı olarak SolidWorks 2010 kullanılmıştır. Sonlu eleman yöntemiyle titreşim analizi için ise tasarım programına tam olarak uyumlu ANSYS Workbench tercih edilmiştir. SolidWorks 2010'da tasarlanan parça rahatlıkla ANSYS Workbench'e aktarılabilir. Tasarım ve analizin birliktelik içerisinde yapılmasının birçok avantajı vardır. 3D olarak SolidWorks 2010'da tasarlanan parçalar ANSYS Workbench de analiz yapıldıktan sonra tasarım parametrelerinde bir değişiklik gerektiği durumda yapılan değişiklikler rahatlıkla ANSYS Workbench'e yansıtılabilmekte ve yeniden analiz edilebilmektedir.

4.2. ANSYS Workbench Programı ve Özellikleri

ANSYS yazılımı mühendislerin mukavemet, titreşim, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi ile elektromanyetik alanlarında fiziğin tüm disiplinlerinin birbiri ile olan interaksyonunu simule etmekte kullanılabilen genel amaçlı bir sonlu elemanlar yazılımıdır.

Bu sayede gerçekleştirilen testlerin ya da çalışma şartlarının simule edilmesine olanak sağlayan ANSYS, ürünlerin henüz prototipleri üretilmeden sanal ortamda test edilmelerine olanak sağlar. Ayrıca sanal ortamdaki 3 boyutlu simülasyonlar neticesinde yapıların zayıf noktalarının tespiti ve iyileştirilmesi ile ömür hesaplarının gerçekleştirilmesi ve muhtemel problemlerin öngörülmesi mümkün olmaktadır.

Aşağıdaki tabelada da görülebilen modüler yapısı sayesinde ANSYS yazılımı sadece ihtiyaç duyulan özelliklerin alınmasına fırsat vererek ilave edilebilen CAD ve FEA bağlantı modülleri ile masa üstünde kullanılan diğer mühendislik yazılımları ile entegre bir şekilde çalışabilmektedir.



Şekil 4.1. Ansys programının özellikleri

ANSYS yazılımı hem dışarıdan CAD datalarını alabilmekte hem de içindeki preprocessing imkanları ile geometri oluşturulmasına izin vermektedir. Gene aynı preprocessor içinde hesaplama için gerekli olan sonlu elemanlar modeli yani mesh de oluşturulmaktadır. Yüklerin tanımlanmasından sonra ve gerçekleştirilen analiz neticesinde sonuçlar sayısal ve grafiksel olarak elde edilebilir.

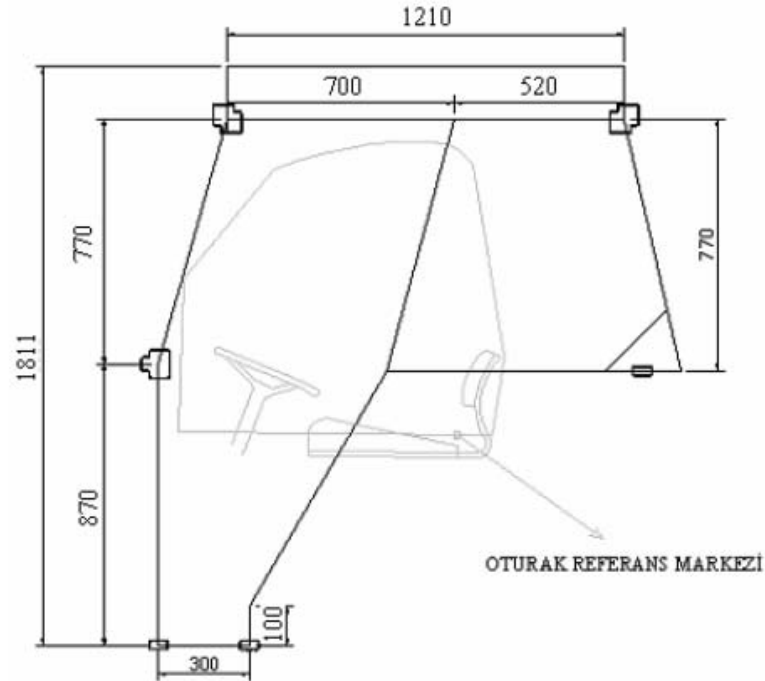
ANSYS yazılımı ile özellikle „contact“ algoritmalarının çeşitliliği, zamana bağımlı yükleme özellikleri ve nonlinear malzeme modelleri sayesinde yüksek mühendislik seviyedeki analizleri hızlı, güvenilir ve pratik bir şekilde gerçekleştirilebilmektedir.

ANSYS Workbench parametrik CAD sistemlerini eşsiz bir otomasyon ve performans ile simulasyon teknolojilerini entegre eden bir platformdur. ANSYS Workbench'in gücü yılların bilgi birikimi ile arkasında duran ANSYS çözücü algoritmalarından gelir. Ayrıca ANSYS Workbench'in amacı sanal ortamda ürünün verifikasyonunu ve iyileştirmesini sağlamaktır.

Özellikle PC ile uyumluluğun üst seviyede olabilmesi için yazılmış olan ANSYS Workbench sadece bir arayüzden ileri bir çalışma ortamıdır ve ANSYS Workbench ile herhangi bir ANSYS lisansına sahip herkes çalışabilir. Aynı alışılmış ANSYS arabiriminde olduğu gibi ANSYS Workbench'de de kapasiteler sahip olunan lisansın doğrultusunda sınırlıdır.

4.3. Tasarlanan Kabinin Modal Analiz Adımları

Bu çalışmada öncelikle traktör kabini şekil 4.2'de verilen ölçüler baz alınarak bilgisayar ortamında SolidWorks 2010 programıyla modellenmiştir.



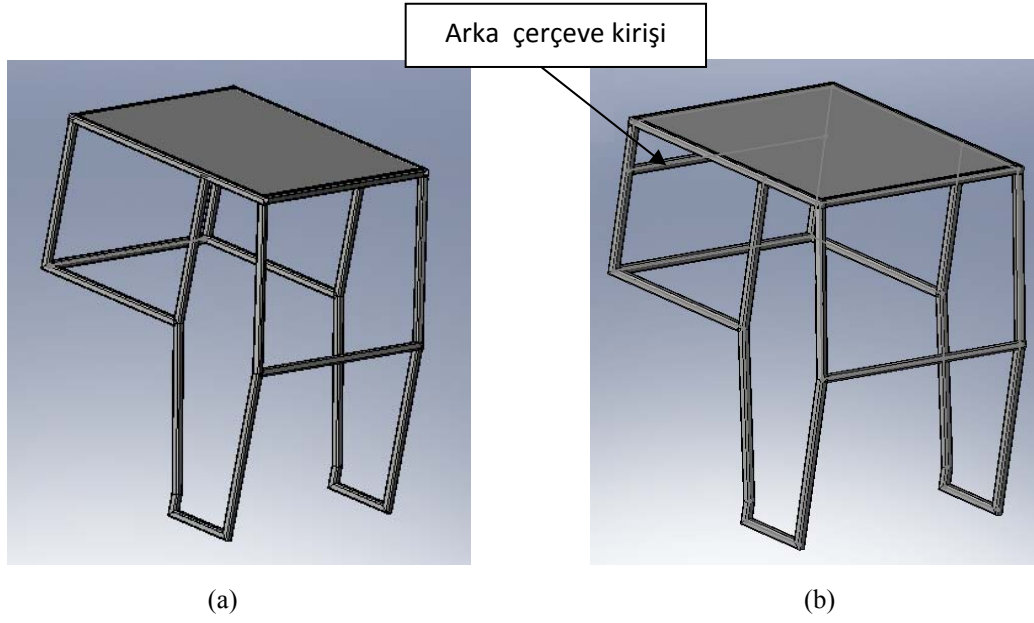
Şekil 4.2. Tasarlanan kabinin ölçüleri

Aşağıda şekil 4.2’te görülen traktör kabini 1/1 ölçek te SolidWorks 2010 programında modellendikten sonra ANSYS Workbench programına aktarılmıştır. Malzeme olarak St 37 çeliği kullanılmıştır. Kullanılan çeliğe ilişkin malzeme özellikleri Tablo 4.1’de görülmektedir.

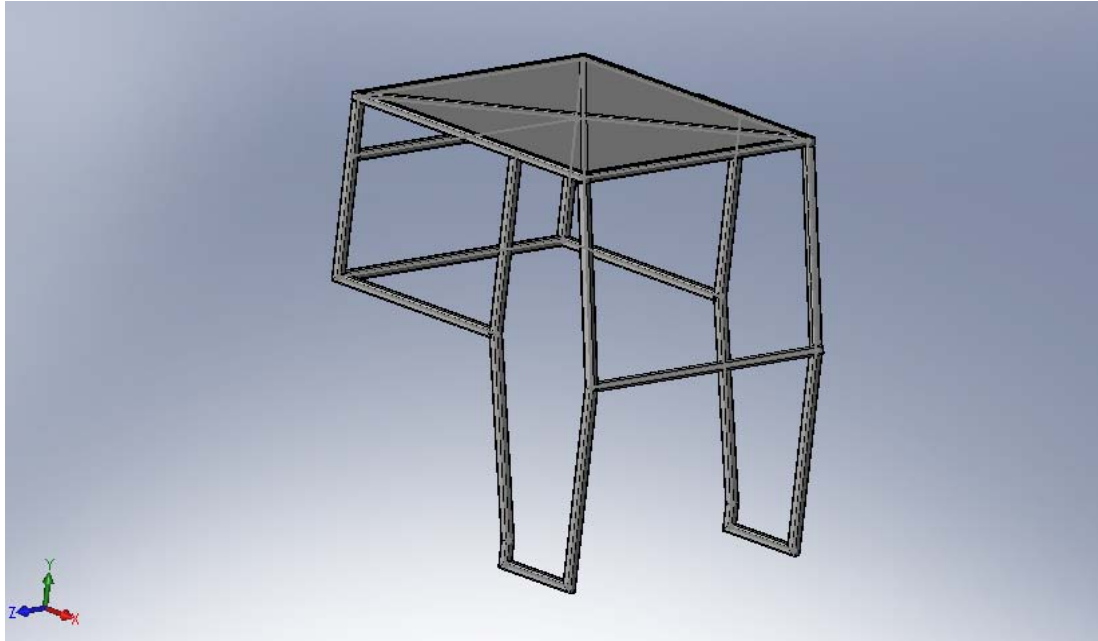
| Yapısal Özellikler | |
|---------------------------|-------------------------------|
| Young modül | 2,0 e+005 MPa |
| Poisson oranı | 0,3 |
| Yoğunluk | 7.85 e-006 kg/mm ³ |
| Isıl genleşme | 1,2 e-005 1/°C |
| Çekme gerilmesi | 250 MPa |
| Basma gerilmesi | 250 MPa |
| Termal | |
| Isıl iletkenlik | 6,05 e-002 W/mm.°C |
| Özgül ısı | 434 J/kg °C |
| Elektromagnetik | |
| Bağıl geçirgenlik | 10000 |
| Direnç | 1,7 e-004 Ohm.mm |

Tablo 4.1. Malzeme özellikleri

Yukarıda özelliği verilen malzemeden ilk olarak tavan kirişi ve arka kirişi olmayan şekil 4.3.a ‘da verilen kabin modeli çizilmiştir. Daha sonra arka kiriş ilave edilerek şekil 4.3.b’deki kabin modeli elde edilmiştir. Son olarak tavan kirişleri de ilave edilerek şekil 4.3c’deki kabinin son modeli elde edilmiştir. Elde edilen bu üç modelin ANSYS Workbench programında doğal frekansları tesbit edilmiştir ve sonuçlar mukayese edilmiştir.

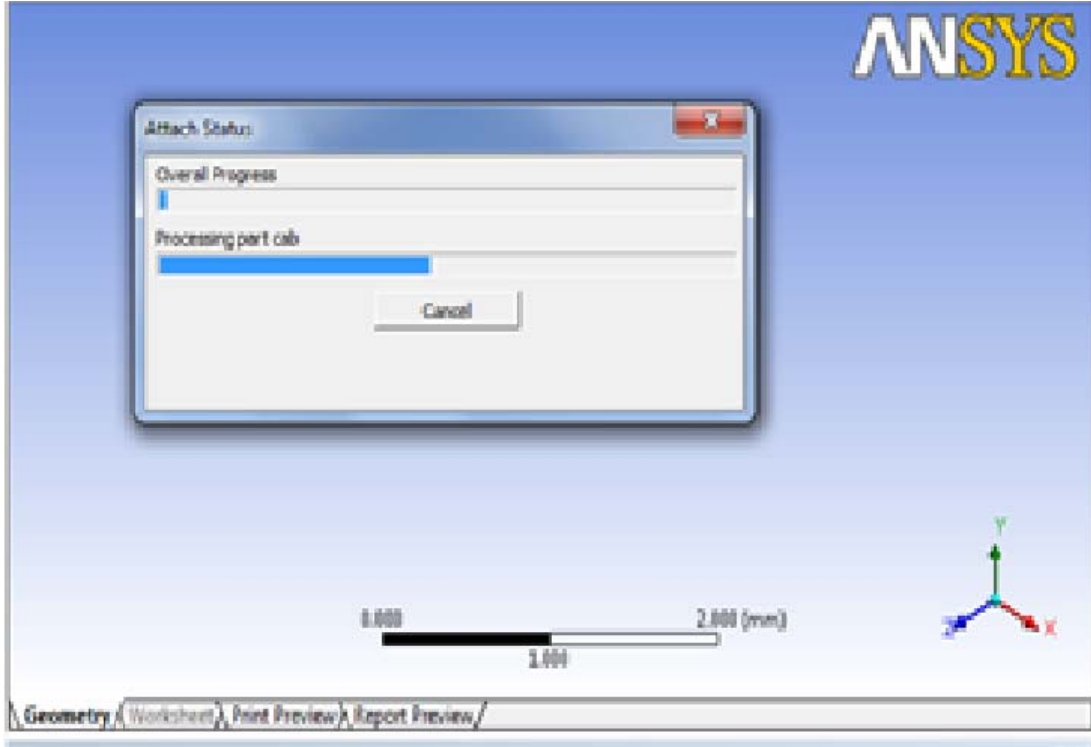


Şekil 4.3.a. Tavan kirişleri ve arka kirişi olmayan kabin modeli (model 1)
b. Tavan kirişleri olmayan kabin modeli (model 2)



Şekil 4.3.c. Tasarlanan kabinin son modeli (model 3)

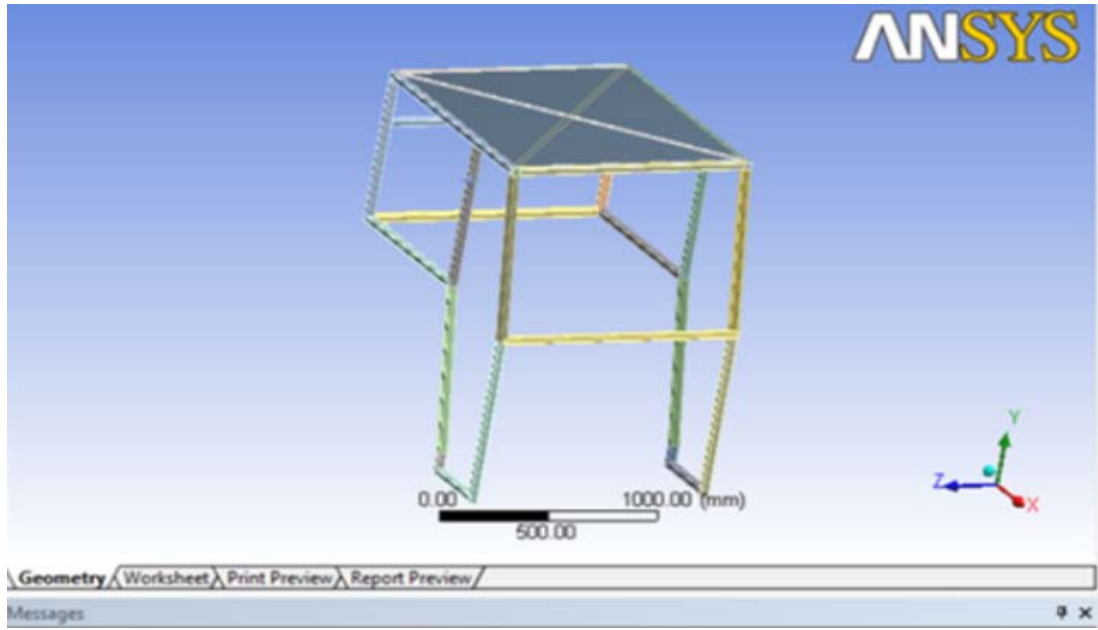
ANSYS Workbench programı çalıştırıldıktan sonra modellenen kabinler **Geometry** pencersinden ekrana çağırılmıştır.



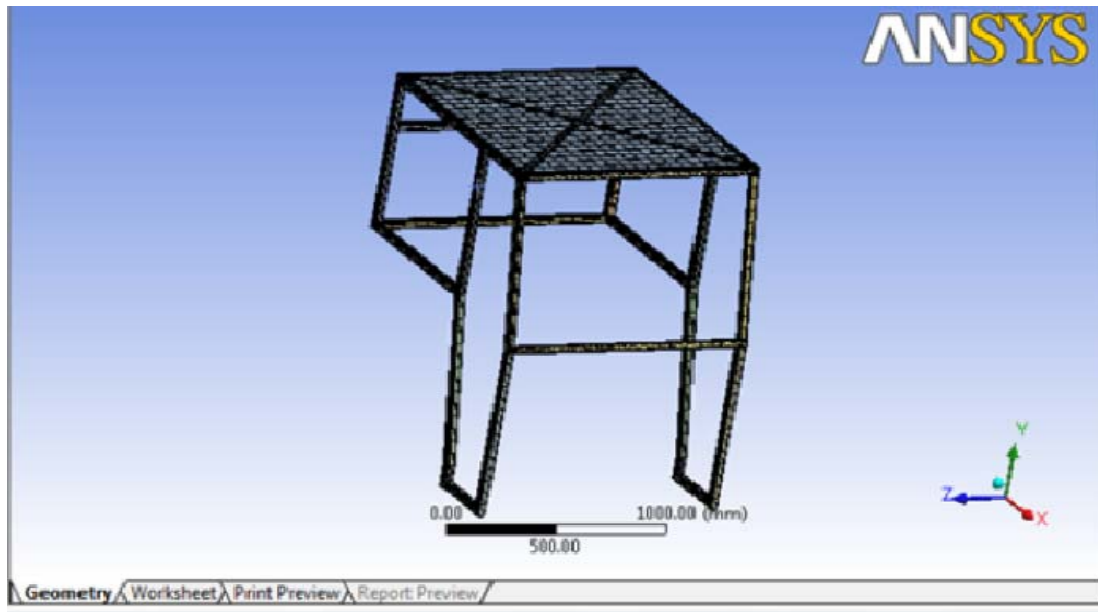
Şekil 4.4. Kabinin Ansys programına aktarılması

Karmaşık olan model geometrisi daha küçük ve davranışı bilinen elemanlara bölünerek sonlu elemanlar modeli oluşturulur. Model ne kadar hassas olarak küçük elemanlara bölünürse, elde edilecek sonuçlar da gerçeğe o kadar yakın değerlerde olabilmektedir. Ancak fazla eleman sayısı demek modeldeki bilinmeyen sayısının da artması demektir ki bu da bilgisayarlarda daha fazla hesaplama yapılması anlamına gelir ve sonucun elde edilme süresi uzar. Genellikle sonlu elemanlar paket programları otomatik olarak sonlu elemanlar modelini oluştursalar da, bazı hassas bölgeler üzerinde düzeltmeler yapmak gerekebilmektedir.

Şekil 4.5’de ekrana çağırılan kabin modeline **generate mesh** komutundan mesh işlemi uygulanmıştır (şekil 4.6).

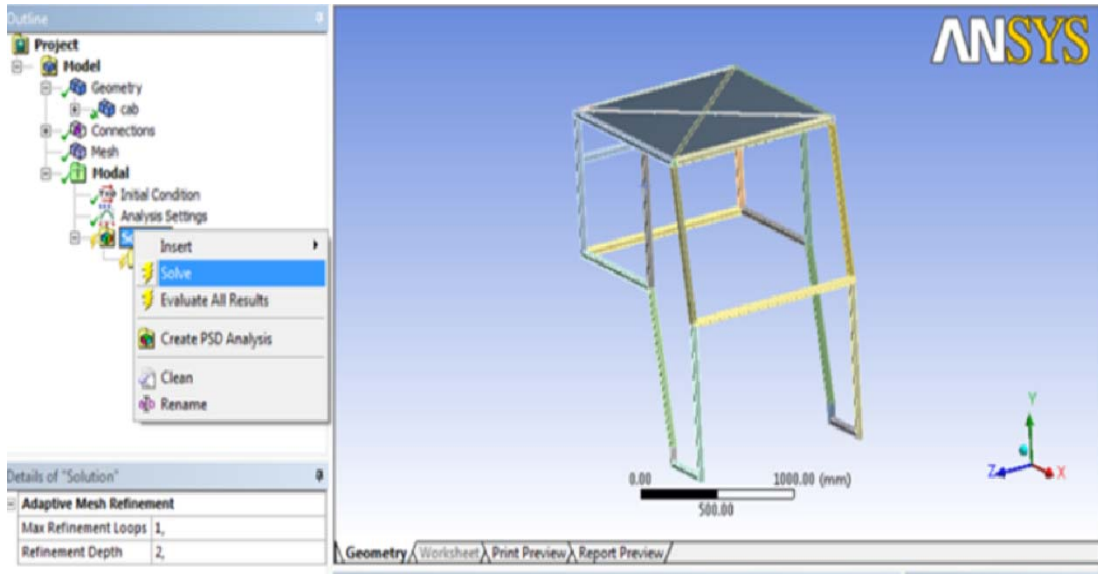


Şekil 4.5. Kabinin sonlu elemanlar modelinin elde edilmesi



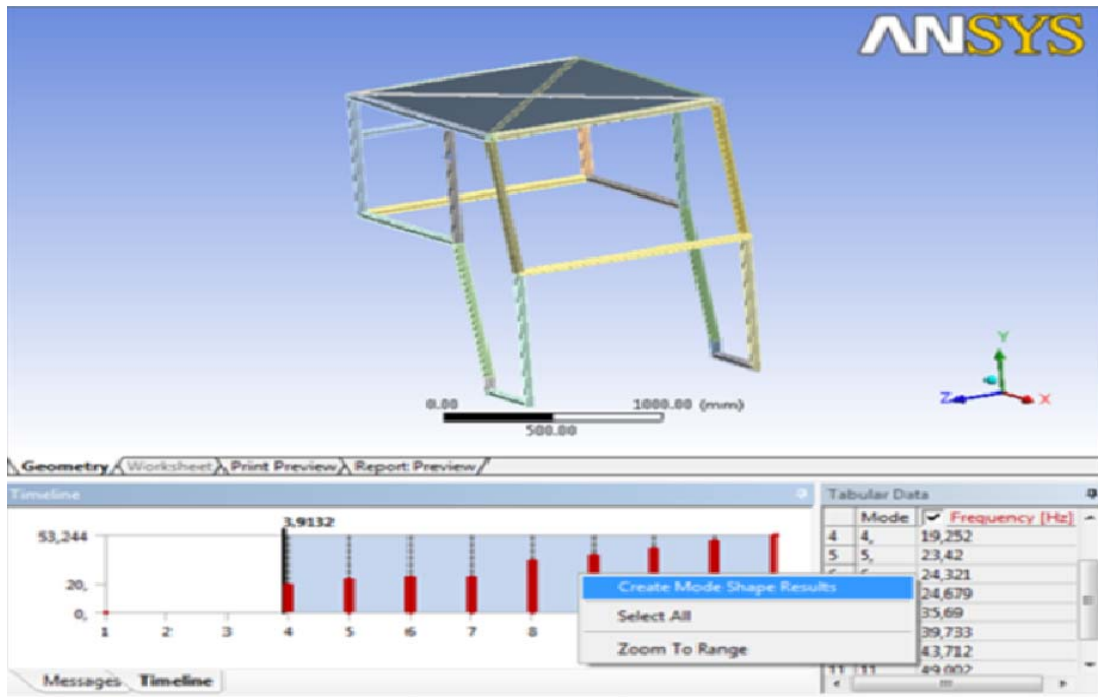
Şekil 4.6. Mesh işlemi uygulandıktan sonraki kabin modeli

Analiz türünü Modal analizi olarak seçtikten sonra ekranın sol tarafında çıkan **Solution** seçeneğine sağ tıklayıp **Solve**'e tıklanarak analiz işlemi başlatılmıştır.



Şekil 4.7. Kabinin analiz işleminin başlatılması

Timeline çizelgesinden bu frekans aralığı seçilip sağ tıklanarak **Create Mode Shape Results** seçeneğinden frekansların mod biçimleri elde edilmiştir.



Şekil 4.8. Zaman çizelgesinden sonuçların oluşturulması

BÖLÜM 5. SONUÇ VE DEĞERLENDİRME

5.1. Sonuçlar

Bölüm 4’de tasarlanan kabin modelleri (model 1, model 2 , model 3) ANSYS Workbench programında modal analizi yapılarak her üç model için 12 tane doğal frekans elde edilmiştir. Bu frekanslar tablo halinde model 1 için tablo 5.1, model 2 için tablo 5.2 ve model 3 için tablo 5.3’te verilmiştir.

| | | | | | | | | |
|---------------------|--------|--------|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Mod | 1.Mod | 2.Mod | 3.Mod | 4.Mod | 5.Mod | 6.Mod | 7.Mod | 8.Mod |
| Frekans (Hz) | 0 | 0 | 3,3125e-003 | 14,704 | 16,619 | 17,818 | 20,506 | 22,089 |
| Mod | 9.Mod | 10.Mod | 11.Mod | 12.mod | | | | |
| Frekans (Hz) | 26,219 | 27,978 | 30,514 | 32,76 | | | | |

Tablo 5.1. Model 1 için serbest titreşim durumunda doğal frekanslar

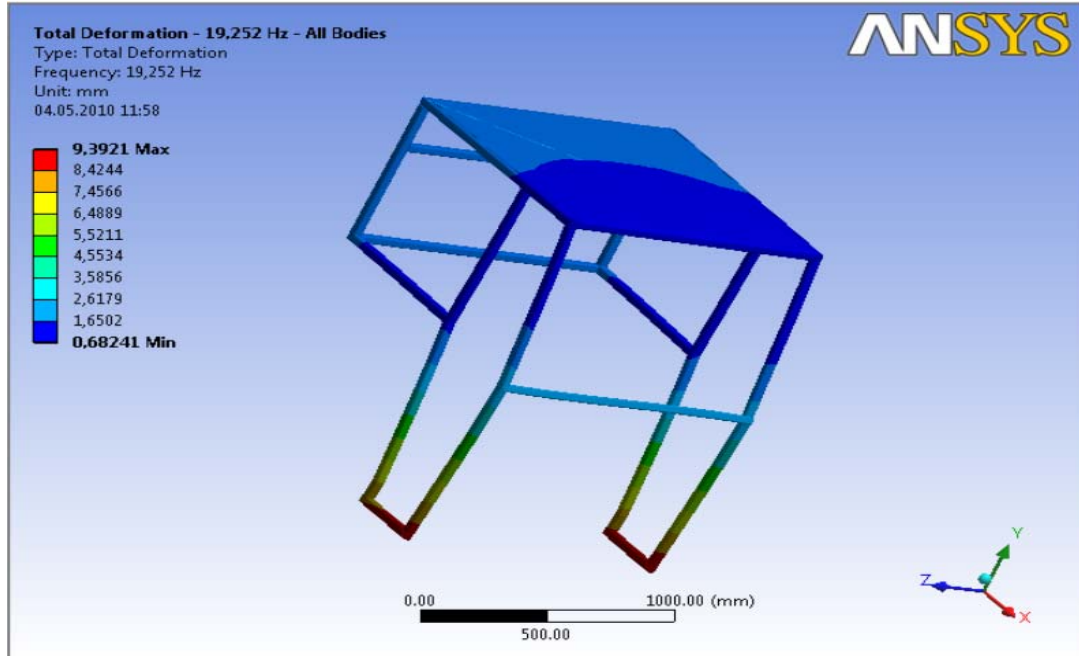
| | | | | | | | | |
|---------------------|--------|-------------|-------------|--------|--------|--------|--------|--------|
| Mod | 1.Mod | 2.Mod | 3.Mod | 4.Mod | 5.Mod | 6.Mod | 7.Mod | 8.Mod |
| Frekans (Hz) | 0 | 3,8303e-003 | 6,5461e-003 | 14,943 | 17,246 | 19,278 | 20,758 | 24,669 |
| Mod | 9.Mod | 10.Mod | 11.Mod | 12.mod | | | | |
| Frekans (Hz) | 26,993 | 28,691 | 31,901 | 34,468 | | | | |

Tablo 5.2. Model 2 için serbest titreşim durumunda doğal frekanslar

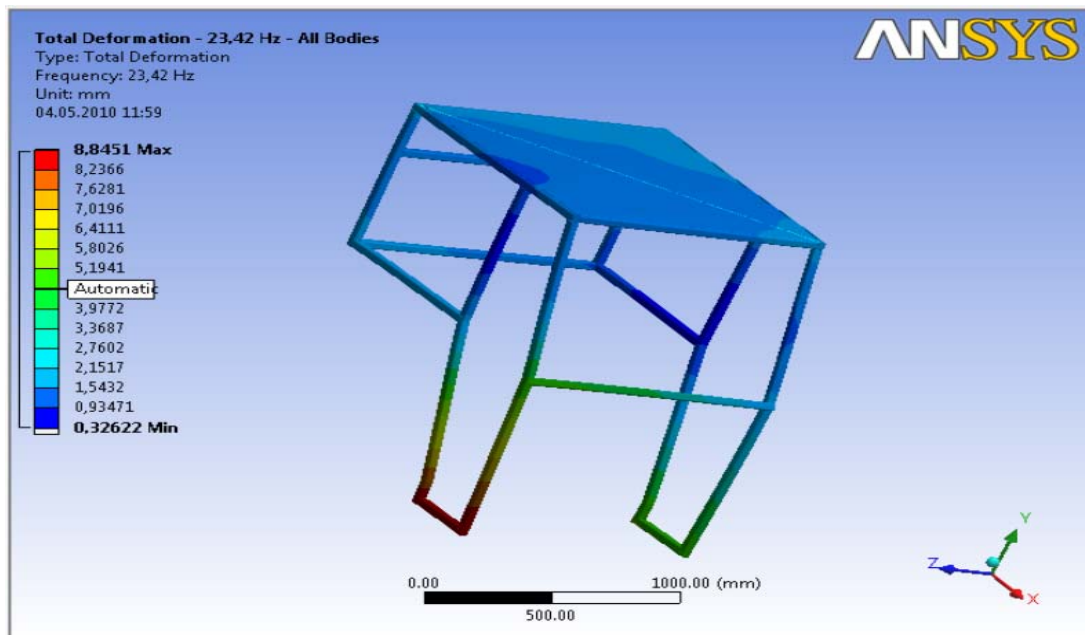
| | | | | | | | | |
|---------------------|--------|-------------|-------------|--------|-------|--------|--------|-------|
| Mod | 1.Mod | 2.Mod | 3.Mod | 4.Mod | 5.Mod | 6.Mod | 7.Mod | 8.Mod |
| Frekans (Hz) | 0 Hz | 8,8049e-004 | 5.7191e-003 | 19.252 | 23.42 | 24.321 | 24.679 | 35.69 |
| Mod | 9.Mod | 10.Mod | 11.Mod | 12.mod | | | | |
| Frekans (Hz) | 39.733 | 43.712 | 49.002 | 53.244 | | | | |

Tablo 5.3. Model 3 için serbest titreşim durumunda doğal frekanslar

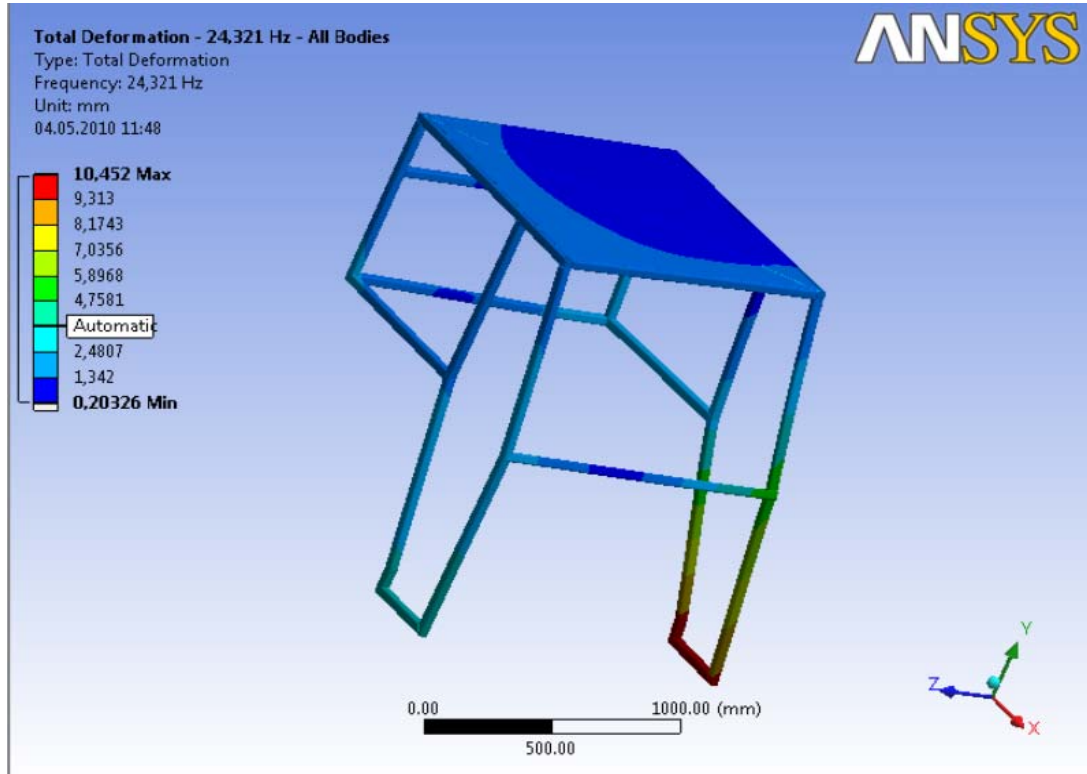
(Model 3) için ANSYS Workbench’de elde edilen mod biçimleri aşağıda gösterilmiştir.



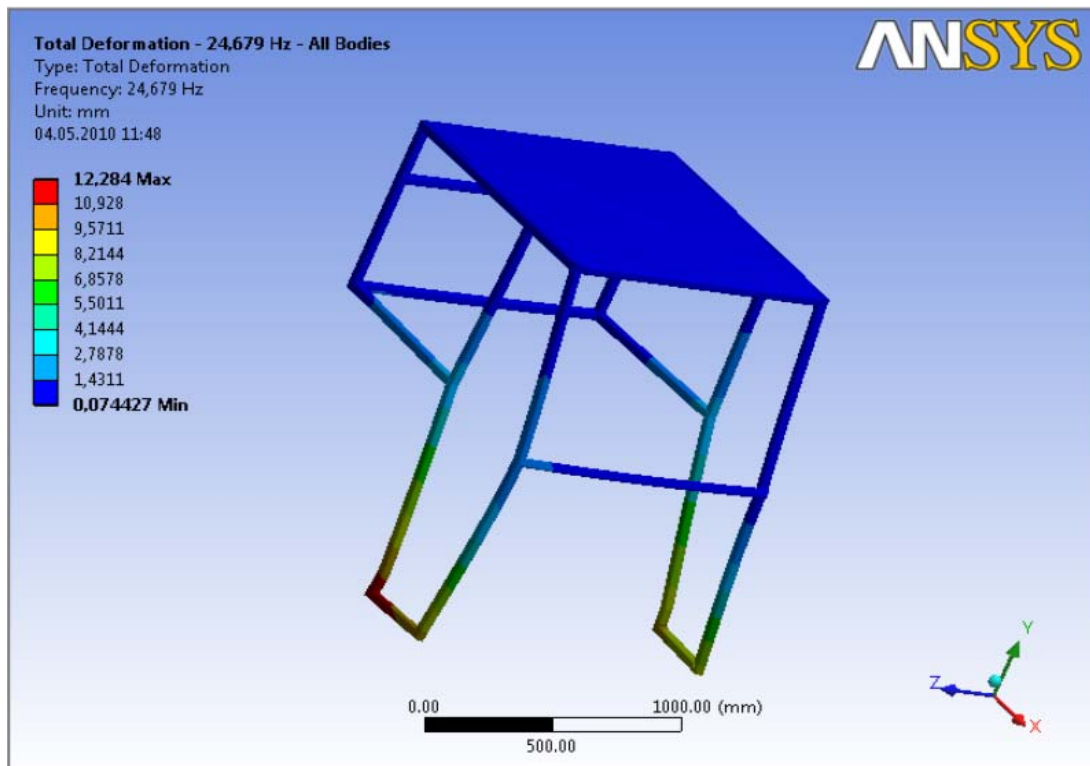
Şekil 5.1. 19,52 Hz frekans'taki 4. Mod biçimi



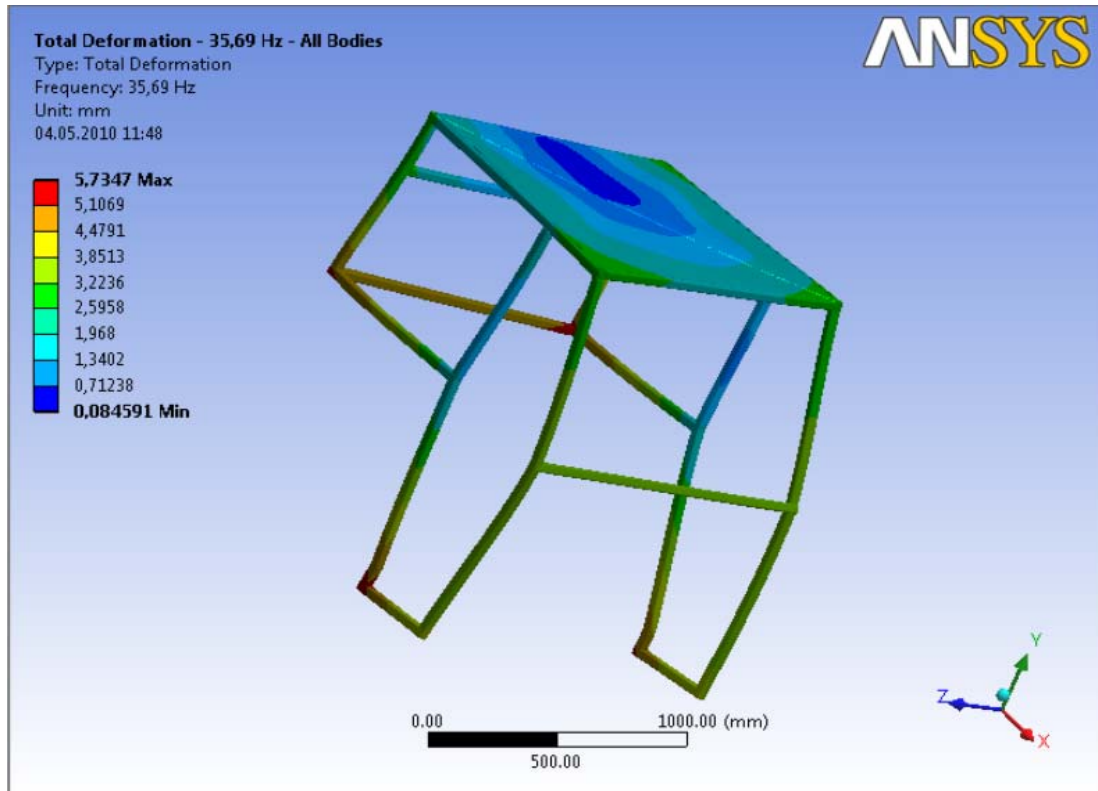
Şekil 5.2. 23,42 Hz frekans' taki 5. Mod biçimi



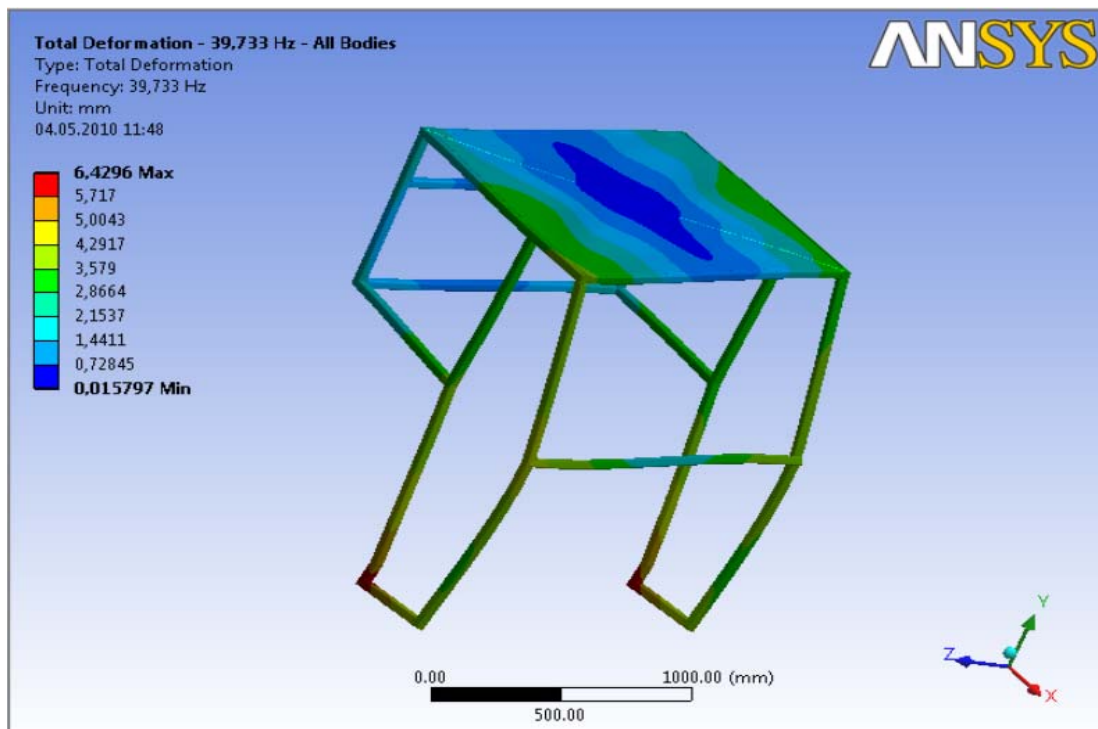
Şekil 5.3. 24,31 Hz frekans' taki 6. Mod biçimi



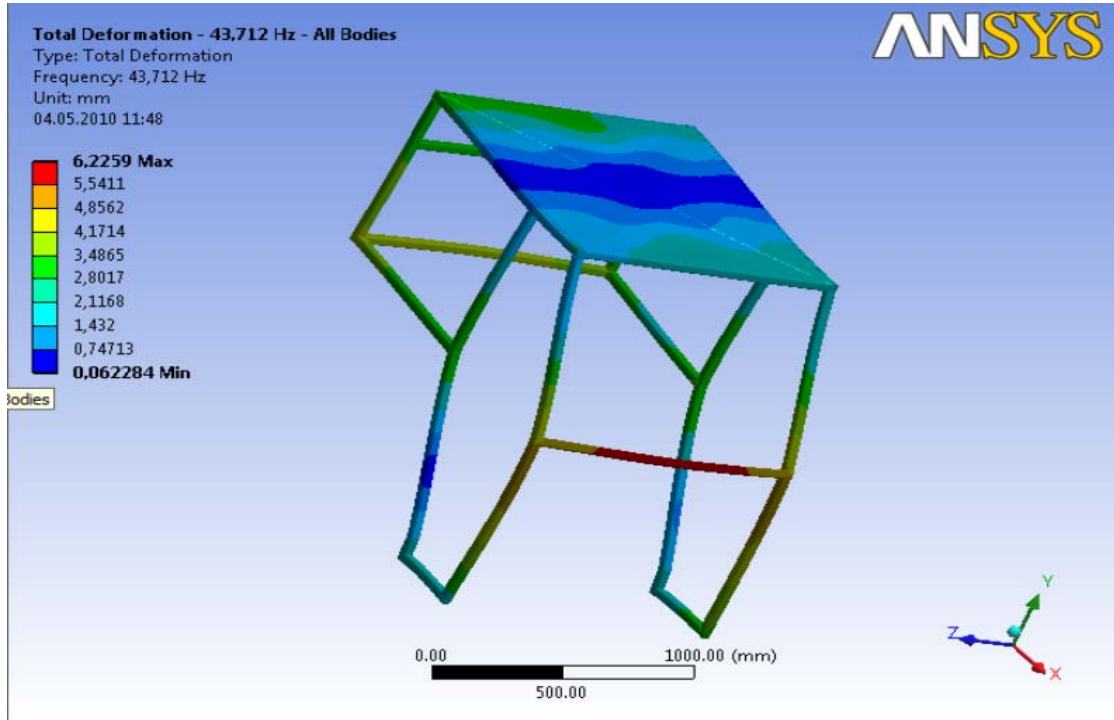
Şekil 5.4. 24,679 Hz frekans' taki 7. Mod biçimi



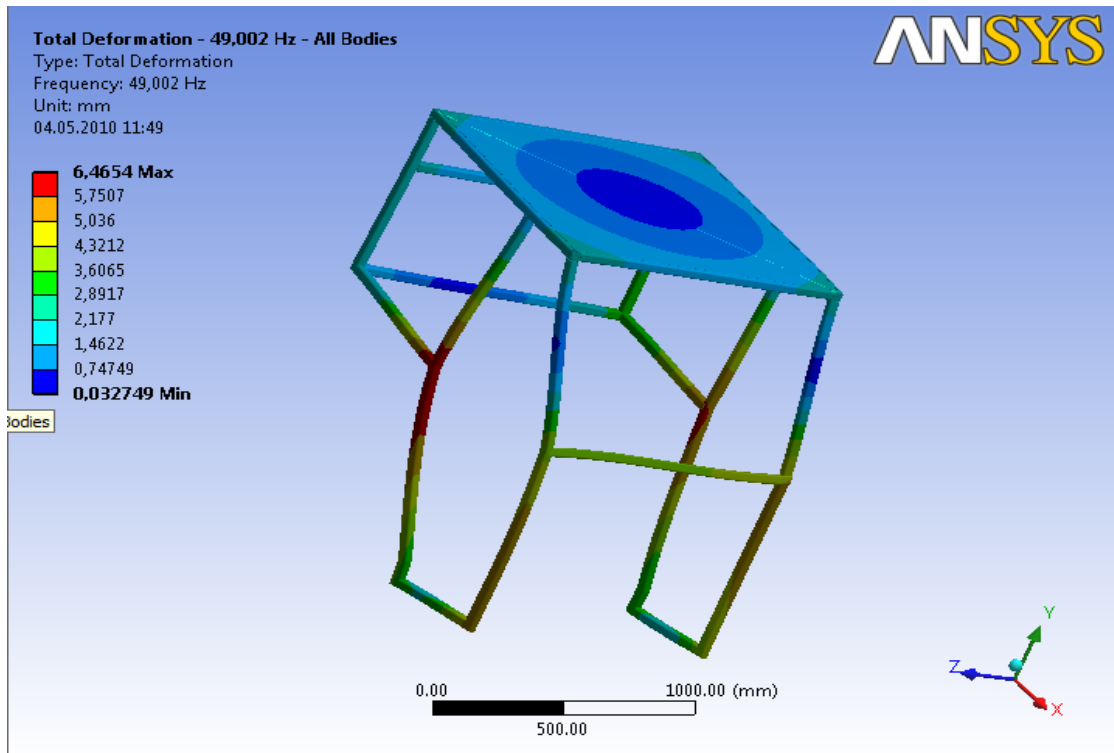
Şekil 5.5. 35,69 Hz frekans' taki 8. Mod biçimi



Şekil 5.6. 39,733 Hz frekans' taki 9. Mod biçimi



Şekil 5.7. 43,712 Hz frekans' taki 10. Mod biçimi



Şekil 5.8. 49,002 Hz frekans' taki 11. Mod biçimi

Projede temel amaç, modal analizde kabinin rezonansa geleceği frekansları bulmak olmuştur. Sistem herhangi bir sönüm elemanı içermemektedir. Buna göre çözüm aşamasında yapılacak analizler ve sınır koşulları tespit edilmiştir. Bu bağlamda modeli oluşturulan traktör kabininin modal analizleri “ANSYS Workbench” yardımıyla incelenmiştir.

5.2. Değerlendirme

Tablo 5.1, 5.2 ve 5.3’de görüldüğü gibi tasarımına başlanan kabinlerin frekansları verilmiştir. İlk aşamada kabinin tavan plak elemanı ve arka çerçeveyi destekleyen giriş elemanı yokken (model 1, şekil 4.3.a) elde edilen doğal frekans değerleri düşüktür. 0-25 Hz doğal frekans aralığı bir traktör için sıkıntı ortaya çıkarabilen aralıktır. Bu aralıkta traktör sürücüsünde ve kabinde kalıcı tahripler gözlemlenir. Bu tez konusunun amacı olan 0-25 Hz doğal frekans aralığından uzaklaşabilmek için öncelikle kabinin arka çerçevesine bir destek girişi konmuş (model 2, şekil 4.3.b) ve elde edilen doğal frekanslar gözlemlenmiştir (tablo 5.2). Daha sonra tavandaki plak elemandaki düşük frekanslardan kaynaklanan deformasyonların önlenmesi amacıyla plak elemanı 2 adet giriş elemanı ile desteklenmiştir (model 3, şekil 4.3.c) ve tekrar modal analizi yapılmıştır. Tablo 5.3’te son durumda gözlemlenen frekanslar, serbest modal analizi yapılan kabinin tehlikeli frekans aralığından uzaklaştığını göstermektedir.

Bir traktör kabini yandan çamurluklara ve önden motor bloğuna monte edilir. Bu mesnetlemeler yapıldıktan sonra modal analizi yapılan kabinin (model1,model2,model3) için doğal frekansları da tablo 5.4, tablo 5.5 ve tablo 5.6’da verilmiştir. Tablolardan da görüldüğü gibi belirtilen noktalarından mesnetlenmiş olan kabinin doğal frekanslarında artma yani 0-25 hz aralığından uzaklaşmalar olmuştur. Bu çalışmanın amacı, bir kabinin tasarımı üzerinde gerekli konstrüktif değişiklikler uygulanarak kabinin doğal frekans aralığı üzerinde oynayabilmek ve istenilen frekans aralığında tutmaya çalışmak olmuştur. Bu son tablolardan da görüldüğü üzere kabin tasarımında yapılan değişiklikler sonucu doğal frekanslar düşük frekans aralığından uzaklaştırılmış ve güvenli çalışma aralığında olduğu gözlemlenmiştir.

| | | | | | | | | |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Mod | 1.Mod | 2.Mod | 3.Mod | 4.Mod | 5.Mod | 6.Mod | 7.Mod | 8.Mod |
| Frekans (Hz) | 14,009 | 23,062 | 23,843 | 28,195 | 28,752 | 42,036 | 46,036 | 50,06 |
| Mod | 9.Mod | 10.Mod | 11.Mod | 12.mod | | | | |
| Frekans (Hz) | 51,647 | 61,791 | 63,192 | 63,68 | | | | |

Tablo 5.4. Model 1 için mesnetlenmiş kabinin doğal frekansları

| | | | | | | | | |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Mod | 1.Mod | 2.Mod | 3.Mod | 4.Mod | 5.Mod | 6.Mod | 7.Mod | 8.Mod |
| Frekans (Hz) | 14,254 | 28,177 | 28,665 | 28,782 | 29,216 | 42,711 | 47,645 | 51,04 |
| Mod | 9.Mod | 10.Mod | 11.Mod | 12.mod | | | | |
| Frekans (Hz) | 52,477 | 64,489 | 64,577 | 65,002 | | | | |

Tablo 5.5. Model 2 için mesnetlenmiş kabinin doğal frekansları

| | | | | | | | | |
|---------------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Mod | 1.Mod | 2.Mod | 3.Mod | 4.Mod | 5.Mod | 6.Mod | 7.Mod | 8.Mod |
| Frekans (Hz) | 26,64 | 27,274 | 53,449 | 65,295 | 67,935 | 89,551 | 97,227 | 97,65 |
| Mod | 9.Mod | 10.Mod | 11.Mod | 12.mod | | | | |
| Frekans (Hz) | 98,748 | 99,993 | 121,83 | 134,3 | | | | |

Tablo 5.6. Model 3 için mesnetlenmiş kabinin doğal frekansları

| | | | | | | | | |
|----------------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|--------|-------|
| Mod | 1.Mod | 2.Mod | 3.Mod | 4.Mod | 5.Mod | 6.Mod | 7.Mod | 8.Mod |
| 1.model | 14,009 | 23,062 | 23,843 | 28,195 | 28,752 | 42,036 | 46,036 | 50,06 |
| 2.model | 14,254 | 28,177 | 28,665 | 28,782 | 29,216 | 42,711 | 47,645 | 51,04 |
| 3.model | 26,64 | 27,274 | 53,449 | 65,295 | 67,935 | 89,551 | 97,227 | 97,65 |

Tablo 5.7. Üç model için ilk 8 mod'taki doğal frekanslar

Tablo 5.7'den de görüldüğü gibi uygun titreşim frekanslarını elde etmek için istenilen tasarım değişiklikleri yapılarak rahatsız edici rezonans frekanslarından

konstrüksiyonu uzaklaştırmak mümkündür. Bu çalışmayla bir iş makinasının, büyüklüğü, çalışma şartları, motorun ve mekanik aksamın tahrik edici frekansları göz önüne alınarak istenilen frekans aralığını kapsayacak konstrüktif değerlere gidilebilmektedir.

Traktör motorlarının çalışma frekansları (0-50 Hz) aralığı civarındadır. Tablo 5.7 deki mesnetlenen kabinin 3.modelinde bu frekans aralığından yeterince uzaklaşıldığı görülmektedir. Mekanik aksamdan ve yol şartlarından alınan tahrik frekanslarının (0-25 Hz) aralığında kabin konstrüksiyonu ve insan sağlığı için tehlikeli ve üzerinde çalışılmalar yapılması gereken bir frekans aralığı olduğu daha önceki bölümlerde de belirtilmişti. Yine bu çalışmanın hedefi doğrultusunda kabinin 3.model doğal frekanslarının (tablo 5.7), tehlikeli bölge olarak tanımlanan (0-25 Hz) frekans aralığının dışında tutulmaya çalışıldığı gözlemlenebilir.

5.3. Öneriler

İş makinası kabininin titreşim analizlerini yapmak çözüm için önemli bir adım olsa da kabinin dışındaki diğer etkenler üzerinde de araştırmaların artarak devam ettirilmesi gerekir.

Bilgisayar ortamında paket program kullanılarak yapılacak titreşim analizi uygulamalarında veya benzer mühendislik problemlerinde sonlu elemanlar metodunun etkin kullanımı gereklidir. Bunun içinde uygulayıcıların yapılan hesapların bilimsel esaslarını bilmeleri yanında, fiziksel senaryoyu bilgisayar ortamına doğru olarak aktarmalarında gereklidir.

Bundan sonraki çalışmalarda yol şartlarından alınan temel sinyaller ile sistem bütün olarak modellenip çözümler değerlendirilebilir.

EKLER

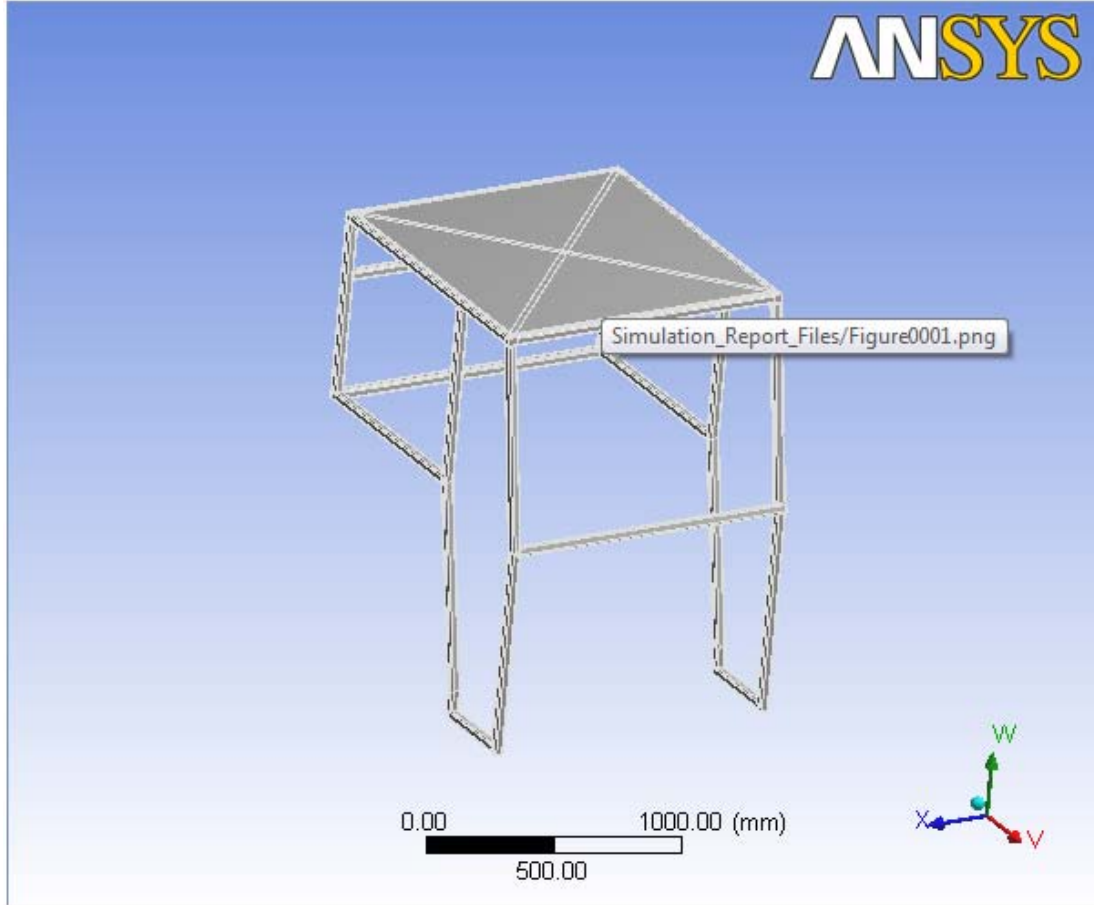
KAYNAKLAR

- [1] SENGİRGİN, M., YÜKSEL, İ., ERZAN, E., G. ŞEFKAT G., VE SİREN, M.N., “ Pasif ve yarı aktif süpansiyon sistemlerinin titreşim yalıtımı performasyonunun incelenmesi”, 9. Uluslar Arası Makine Tasarımı ve İmalat Kongresi. 13-. ODTU, Ankara, 15 Eylül 2000
- [2] GÜNEY, A., Tekerlek askı sistemlerinin taşıt titreşimine etkisi, Doktora Tezi, İTÜ Fen Bil. Enst. 1986
- [3] FİŞHER, D., ISERMANN, R., Mechatronic semi active and active vehicle suspensions, Control Engineering Practice, sf. (1353 – 1367), 2003
- [4] FUHRER, C., Algebraic Methods in vehicle system analysis, Proc. Of The Third Course and Seminar on Advanced Vehicle System Dynamics, Amalfi, Italy, 1986
- [5] DEMİC, M., Identification of vibration parameters for motor vehicles, Vehicle System Dynamics 27(68 – 88), 1997
- [6] DEMİR, C., “Altı tekerlekli bir taşıtın titreşim modeli” Mühendislik ve Tabii Bilimler Dergisi, 3(129 – 143), 2004
- [7] KOİZUMİ, T., TSUJİUCHİ, N., SAWABE, S., KUBOMOTO, I., ISHİDO, E., "Structural Optimization of Tractor Frame For Noise Reduction
- [8] ÖZGENER, L., “Bir Kamyon Kabininde Yol Düzgünsüzlükleri sonucu oluşan Titreşiminin Bilgisayar Yardımıyla Modellenmesi Analizinin Yapılması ve Konstrüktif Önlemlerinin Alınması” Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniv. Fen Bilimleri Enstitüsü, 2002
- [9] RAMUMURTI, V., SUJATHA, C., "Bus Vibration Study – finite Element Modelling and Determination of the Eigenpairs", İnt. J. Of Vehicle Design, sf. 11-20-35, 1990
- [10] ENGELHARDT, E.R., MILLS, D. K., AND SCHNEİDER, K., Shock and vibration handbook (Shock and vibration in road and rail vehicles), Mc-Graw Hill Book Company Inc., sf. 520, 1961

- [11] LINES, J.A., STILES, M., WHYTE, R.T., Whole body vibration during tractor driving. *Journal of Low Frequency Noise and Vibration*, sf. 87-104, 1995
- [12] SCARLETT, A.J., PRICE J.S., STAYNER, R.M., Whole-body vibration: Initial evaluation of emissions originating from modern agricultural tractors. *Health and Safety Executive Books*, sf. 1–26, 2002
- [13] GRİFFİN, M.J., Vibration and Motion, In: *Handbook of Human Factors and Ergonomics*, Ed: G. Salvendy, , John Wiley and Sons Inc., New Jersey, sf. 590-611, 2006
- [14] SABANCI, A., *Ergonomi*, Baki Kitabevi, Yayın No: 13, Adana, sf. 592, 1999
- [15] OH J.H., PARK, B.J., ARUGA, K., NİTAMİ, T., CHA, D.S., KOBAYASHİ, H., The Whole-body Vibration Evaluation Criteria of Forestry Machines. *Bull. Tokyo Univ. For.*, sf. 25-48, 2004
- [16] BJERNİNGER, S., *Vibrations of Tractor Driver*. Acta Polytechnica Scandinavica, Mechanical Engineering Series, No: 23, Stockholm, 1966
- [17] ROSEGGER, R., ROSEGGER, S., *Health Effects of Tractor Driving*. *Journal of Agricultural Engineering Research*, 5 (3), London, 1960.
- [18] BRİDGER, R.S., *Introduction to Ergonomics*, St. Louis: McGraw-Hill Inc., sf. 529, 1995
- [19] GELLERSTEDT, S., ALNQVİST, R., ATTEBRANT, D.M., WİKSTRÖM, B.O., WİNKEL, J., *Ergonomic Guidelines for Forest Machines*, ISBN 91 7614 093 8, SkogForsk, sf. 85, Uppsala, Sweden, 1999
- [20] MARSİLİ, A., RANGİ, L., VASSALİNİ, G., *Vibration and Noise of a tracked Forestry Vehicle*. *Journal of Agricultural Engineering Research*, sf. 295-306, 1998
- [21] NOVOTNY, P., SVIDA, D., PISTEK, V., *Tractor Cabin Acoustic Analysis*. *New Trends In Construction and Exploitation Automobiles "Vehicles"* International Scientific Conference, 2007
- [22] BABALIK, F., *Mühendisler için Ergonomi*, Nobel yayın dağıtım, Ankara, sf. 486, 2005
- [23] SOUTH, T., *Managing Noise and Vibration at work*. Elsevier Butterworth-Heinemann, UK., 2004
- [24] HSE, *Whole-Body Vibration, the control of vibration at work regulations 2005*. Health and Safety Executive, Norwich, UK., 2005

- [25] DOKUMACI, E., Vibrasyon, Dizayna Etkileri ve Tarım Traktörlerinde Uygulanması, Sınai eğitim ve geliştirme merkezi semineri, sf. 21, Ankara 1981
- [26] SABANCI, A., Tarım Traktörlerinde titreşim sorunları ve sürücü oturaklarının yalıtım özellikleri üzerine bir araştırma, Türkiye Ziraat Donatım Kurumu Mesleki Yayınları, No: 35, sf. 187, Ankara, 1984
- [27] BUĞDAYCI, R., KURT, A.Ö., ÖNER, S., ŞAŞMAZ, T., GÜLER, Ç., Titreşim, Sağlık Boyutuyla Ergonomi, Ed: Ç. Güler, Palme Yayıncılık, sf. 395-412, Ankara, 2004
- [28] DONATI, P., Survey of technical preventative measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery, Journal of Sound and Vibration, sf. 169-183, 2002
- [29] ÇAY, C.İ., Tarım Traktörleri Sürücü Koltukları Titreşim Sönümlenme Elemanları Üzerine Bir Araştırma, Doktora tezi, Ankara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, sf. 214, Ankara, 2006
- [30] SABANCI, A., Tarım Traktörlerinin ergonomik nitelikleri üzerine bir araştırma, Türkiye Ziraat Donatım Kurumu, Tarım Makineleri Araştırma Enstitüsü Yayınları, No: 1, sf. 196, Ankara, 1981
- [31] SOEDEL, W., Vibrations of Shells and Plates Sf.520 , Purdue Universtiy, West Lafayette, Indiana
- [32] SZILARD, R., Theories and Applications of Plate Analysis, Classical, Numerical and Engineering Methods. Sf. 181
- [33] DAL, H., MR (Magneto-Rheological) Sıvılı İnce Sandviç Plakların Titreşimlerinin Deneysel ve Teorik İncelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, 2008

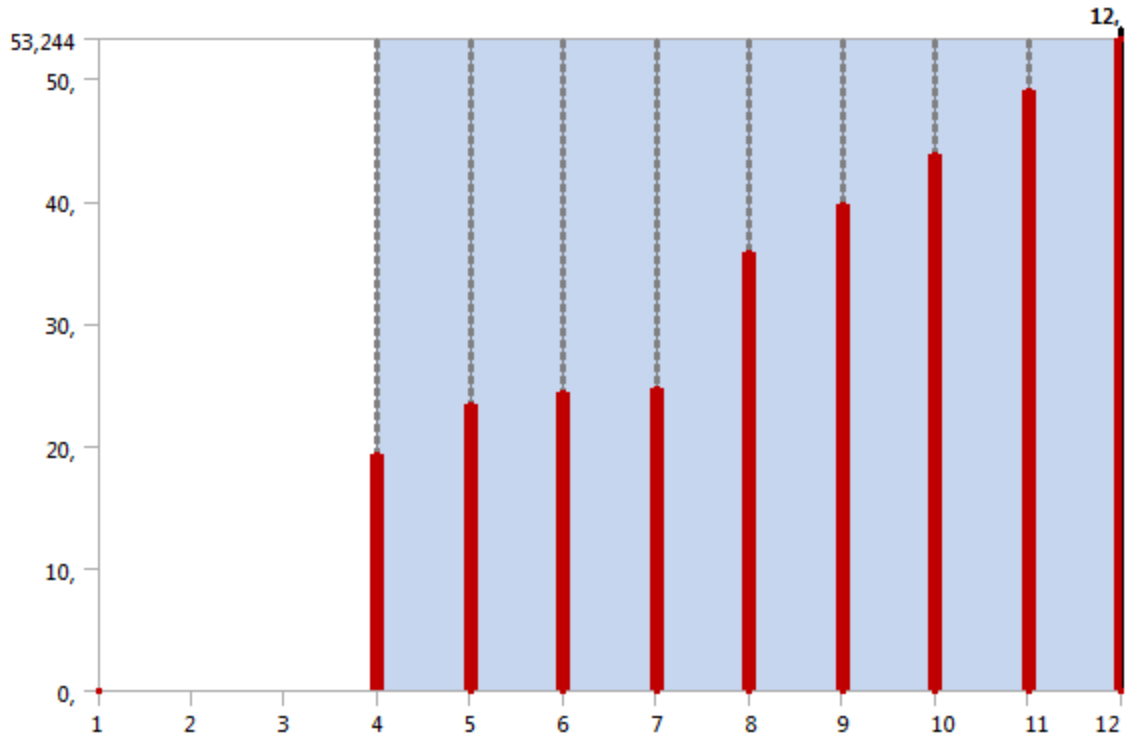
EK A. ANSYS PROGRAMI RAPOR ÇIKTILARI



Geometrik Özellikler

| TANIM | |
|----------------|----------------------------|
| Tip | SolidWorks |
| Uzunluk birimi | Metre |
| X uzunluk | 1438,6 mm |
| Y uzunluk | 1719,2 mm |
| Z uzunluk | 1244,2 mm |
| Hacim | 1,496e+007 mm ³ |
| Kütle | 117,43 kg |
| Düğüm | 79914 |
| Elemanlar | 19756 |

Sonuçlar



Mod-frekans grafiği

| Mod | Frekans |
|-----|-------------|
| 1, | 0, |
| 2, | 8,8049e-004 |
| 3, | 5,7191e-003 |
| 4, | 19,252 |
| 5, | 23,42 |
| 6, | 24,321 |
| 7, | 24,679 |
| 8, | 35,69 |
| 9, | 39,733 |
| 10, | 43,712 |
| 11, | 49,002 |
| 12, | 53,244 |

Mod-frekans tablosu

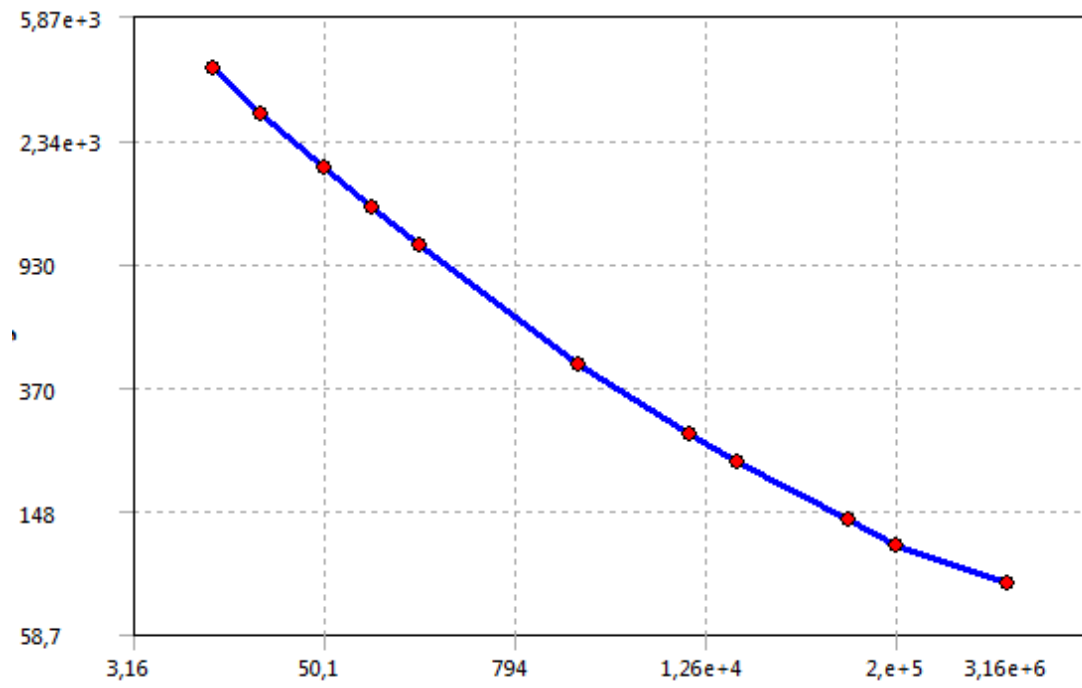
| Tanım | | | | | |
|-----------------|--------------------|----------------|----------------|----------------|----------------|
| Tip | Toplam deformasyon | | | | |
| Mod | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 |
| Sonuçlar | | | | | |
| Frekans | 19,252 Hz | 23,42 Hz | 24,321 Hz | 24,679 Hz | 35,69 Hz |
| Minimum | 0,68241 mm | 0,32622 mm | 0,20326 mm | 7,4427e-002 mm | 8,4591e-002 mm |
| Maximum | 9,3921 mm | 8,8451 mm | 10,452 mm | 12,284 mm | 5,7347 mm |
| Mod | 9 | 10 | 11 | | |
| Frekans | 39,733 Hz | 43,712 Hz | 49,002 Hz | | |
| Minimum | 1,5797e-002 mm | 6,2284e-002 mm | 3,2749e-002 mm | | |
| Maximum | 6,4296 mm | 6,2259 mm | 6,4654 mm | | |

Mod- deformasyon tablosu

Malzeme özellikleri

| Yapısal Özellikler | |
|---------------------------|-------------------------------|
| Young modül | 2,0 e+005 MPa |
| Poisson oranı | 0,3 |
| Yoğunluk | 7.85 e-006 kg/mm ³ |
| Isıl genişleme | 1,2 e-005 1/°C |
| Çekme gerilmesi | 250 MPa |
| Basma gerilmesi | 250 MPa |
| Termal | |
| Isıl iletkenlik | 6,05 e-002 W/mm.°C |
| Özgül ısı | 434 J/kg °C |
| Elektromagnetik | |
| Bağıl geçirgenlik | 10000 |
| Direnç | 1,7 e-004 Ohm.mm |

Alternatif gerilmeler – cycle grafiği



ÖZGEÇMİŞ

Ahmet ŞİMŞEK, 09.10.1986 da İstanbul'da doğdu. İlk öğrenimini Osman Faruk Verimer İlköğretim okulunda ve orta öğrenimini Şair Behçet Kemal Çağlar İlköğretim okulunda tamamladı. 2000 yılında Lise öğrenimine İstanbul Beşiktaş Yeni Levent Lisesinde başladı. 2003 yılında bu liseden mezun oldu. 2004 yılında Kırıkkale Üniversitesi Makina Mühendisliğini kazandı. 2008 yılında buradan mezun oldu. Aynı yıl Sakarya Üniversitesinde Yüksek Lisans eğitimine başladı.