T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF RAYLI BİR TAŞITIN TAŞIYICI BOJİSİNİN TİTREŞİM ANALİZİ

FATİH ZAFER TOPSAKAL

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. SEMİH SEZER

İSTANBUL, 2015

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF RAYLI BİR TAŞITIN TAŞIYICI BOJİSİNİN TİTREŞİM ANALİZİ

Fatih Zafer TOPSAKAL tarafından hazırlanan tez çalışması 06.02.2015 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Semih SEZER

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Semih SEZER

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Fuat ALARÇİN

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Bu tez çalışması süresince her daim fikir ve önerileriyle katkılarını ortaya koyan ve konulara bilimsel perspektifle bakabilmemi sağlayan çok değerli hocam Sn. Doç. Dr. Semih SEZER'e en kalbi teşekkürlerimi sunmak isterim.

Bu çalışmanın saha testlerinde, test ekipmanlarının tedariğinde ve testlerin icra edilmesi sırasında bilgi ve tecrübesinden sıklıkla yararlandığım Yard. Doç. Dr. Muzaffer METİN'e çok teşekkür ederim.

Yine bu çalışmada destek veren çalışma arkadaşlarıma, özellikle Ahmet U. ÖZER'e, Sinan VATANDAŞ'a, Serdar KORKUT'a, Mehmet Ali ÖZTÜRK'e, Dr. Haydar ŞAHİN'e ve bu çalışmanın nihayete ulaşmasında maddi-manevi desteklerini esirgemeyen çok kıymetli yöneticilerime en derin duygularımla teşekkür etmek isterim.

Son olarak bu tez çalışmasında değerli görüşleriyle desteğini esirgemeyen Sn. Doç. Dr. Levent YAĞMUR'a teşekkürü bir borç bilirim.

Şubat, 2015

F. Zafer TOPSAKAL

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vi

KISALTMA LİSTESİ vii

ŞEKİL LİSTESİ vii

ÇİZELGE LİSTESİ x

ÖZET xi

ABSTRACT xiiiii

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 7
1.3 Hipotez 7

BÖLÜM 2

TRAMVAY VE HAFİF RAYLI SİSTEM TAŞITLARI 9

2.1 Genel Bilgiler 9
2.2 İstanbul Ulaşım A.Ş. Bünyesinde Yapılan Prototip Raylı Sistem Taşıtları . 10
2.2.1 RTE 2000 Taşıtı 11
2.2.2 RTE 2004 Taşıtı 12
2.2.3 RTE 2009 Taşıtı 13
2.2.4 İstanbul Tramvayı 15
2.3 Taşıt Gövdesi 19

BÖLÜM 3

İSTANBUL TRAMVAY TAŞITININ TAŞIYICI BOJİSİ 22

3.1 Bojinin Tanımı 22

3.2 Bojiyi Oluşturan Elemanlar 23
3.2.1 Boji Şasisi 23
3.2.2 Bolster Kirişi 24
3.2.3 Aks-Tekerlek Seti 24
3.3 Süspansiyon Elemanları 25
3.3.1 Birincil Süspansiyon 26
3.4 Boji Çeşitleri 26
3.3 İstanbul Tramvayı Taşıyıcı Bojisi 30

BÖLÜM 4

BOJİ ŞASİSİNİN DENEYSEL MODAL ANALİZİ 31

4.1 Deneysel Modal Analizin Önemi 31
4.2 Boji Şasisi Deneysel Modal Analizi 32
4.2.1 Test Yönteminin Seçimi 32
4.2.2 Veri Toplama Ekipmanları ve Yazılımları 33
4.2.3 Deneysel Modelin Hazırlanması 37

BÖLÜM 5

BOJİ ŞASİSİNİN NÜMERİK MODAL ANALİZİ 57

5.1 Boji Şasisi Nümerik Modal Analizi 57
5.1.1 Boji Şasisi Sonlu Elemanlar Modeli 57
5.1.2 Boji Şasisi Geometrik Modeli 58
5.1.3 Şeçilen Sonlu Eleman Tipi ve Özellikleri 59
5.1.4 Kullanılan Mazeme Tipi ve Özellikleri 59

BÖLÜM 6

BOJİ ŞASİSİNİN BURULMA RİJİTLİĞİ ANALİZİ 65

6.1 Burulma Rijitliği Analizinin Önemi 65
6.2 Literatür Özeti 65
6.3 Yapılan Analizler 68

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER 74

KAYNAKLAR 77

EK-A

TAŞIYICI BOJİ ŞASİSİ ÜZERİNDEKİ BAZI TAHRİK NOKTALARINA AİT FREKANS CEVAP VE SENTEZ FONKSİYONU GRAFİKLERİ 81

ÖZGEÇMİŞ 86

SİMGE LİSTESİ

H_{ij}	i. ve j. serbestlik derecelerindeki frekans cevap fonksiyonları
X_j	j. serbestlik derecesindeki cevap spektrumu
Y_i	i. serbestlik derecesindeki cevap spektrumu
K	Burulma rijitliği katsayısı
T	Burulma momenti
θ	Burulma açısı

KISALTMA LİSTESİ

B&K	Brüel&Kjaer
FEA	Sonlu Elemanlar Analizi (Finite Element Analysis)
FRF	Frequency Response Function
FFT	Fast Fourier Transform
İBB	İstanbul Büyükşehir Belediyesi
İUAŞ	İstanbul Ulaşım San. ve Tic. A.Ş.
LRT	Light Rail Transit
MAC	Modal Assurance Criterion
PMIF	Power Modal Indicator Function

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2. 1 RTE 2000 Taşıtı 11
Şekil 2. 2 RTE 2004 Taşıtı 12
Şekil 2. 3 RTE 2009 Taşıtı 14
Şekil 2. 4 İstanbul Tramvayı 15
Şekil 2. 5 İstanbul tramvayına ait ekipman bazlı genel görünüş [35] 17
Şekil 2. 6 Taşıt genel ölçüleri (ölçülerin birimi mm'dir) 17
Şekil 2. 7 Taşıt gövdesi 19
Şekil 2. 8 Taşıt gövdelerini bağlayan döner halka ve küresel mafsal 20
Şekil 2. 9 Burulma çubuğu 21
Şekil 3.1 Boji şasisi 23
Şekil 3. 2 Bolster kirişi 24
Şekil 3. 3 Taşıyıcı boji aks-tekerlek seti 24
Şekil 3. 4 Esnek tekerlek 25
Şekil 3. 5 Birincil süspansiyon olarak kullanılan şevronlar 26
Şekil 3. 6 Klasik bir boji 27
Şekil 3. 7 Klasik bir bojiye ait şematik gösterim [14] 27
Şekil 3. 8 Gelişmiş bir bojinin iki parçalı gösterimi [14] 28
Şekil 3. 9 Gelişmiş boji bağlantıları [14] 28
Sekil 3. 10 Bolsterli shinkansen bojisi (O serisi DT200 modeli) [14] 29
Şekil 3. 11 İstanbul tramvayına ait taşıyıcı boji 30
Şekil 4. 1 Cevap fonksiyonu [36] 31
Şekil 4. 2 PULSE type 3560C-E01-titreşim analiz cihazı ve ekipmanları 34
Şekil 4. 3 4506B kodlu 3 eksenli ivmeölçer 35
Şekil 4. 4 B&K 8210 kodlu darbe çekici ve çekiç başlık tipleri 35
Şekil 4. 5 Frekans Eğrileri (Siyah: sert, Kırmızı: sıkı, Yeşil: yumuşak, Turuncu: orta) 36
Şekil 4. 6 Boji şasisi deneysel modelinin B&K pulse yazılımında oluşturulan 3D ve ağ örülmüş (tahrik ve ölçüm noktalarına göre) modeli 37
Şekil 4. 7 Tahrik (darbe çekici) ve ölçüm noktasının (ivmeölçer) oluşturulan boji şasisi deneysel modeli üzerinde gösterimi 38
Şekil 4. 9 Boji saşisinin yay ve halatlar ile kren kancasına asılması 41
Şekil 4. 10 Boji şasisinin zeminde bulunan kauçuk üzerine konumlandırılması 41
Şekil 4. 11 Yaylı modal teste ait FRF grafiği (0-400 Hz arası) 42
Şekil 4. 12 Kauçuk ile yapılan modal teste ait FRF grafiği (0-400 Hz arası) 42

Şekil 4. 13 Yaylı modal teste ait FRF ve PMIF fonksiyonları ortak grafiği 44
Şekil 4. 14 Kauçuklu modal teste ait FRF ve PMIF fonksiyonları ortak grafiği 44
Şekil 4. 15 Modal parametre kestirimi için kararlılık diyagramı 45
Şekil 4. 16 Yay ile yapılan teste ait FRF ve PMIF üzerinden mod seçim grafiği 46
Şekil 4. 17 Kauçuk ile yapılan teste ait FRF ve PMIF üzerinden mod seçme grafiği 46
Şekil 4. 18 Yay ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 1 47
Şekil 4. 19 Yay ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 2 47
Şekil 4. 20 Kauçuk ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 1 48
Şekil 4. 21 Kauçuk ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 2) 48
Şekil 4. 22 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait birinci mod frekans ve şekli..... 49
Şekil 4. 23 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait ikinci mod frekans ve şekli 50
Şekil 4. 24 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait üçüncü mod frekans ve şekli..... 51
Şekil 4. 25 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait dördüncü mod frekans ve şekli..... 52
Şekil 5. 1 Boji şasisi sonlu eleman modeli..... 57
Şekil 5. 2 Boji şasisi geometrik modeli..... 59
Şekil 5. 3 Sonlu eleman analizi sonucu 1.mod şekli (26,3 Hz) ve 2. mod şekli (48 Hz) ... 61
Şekil 5. 4 Sonlu eleman analizi sonucu 3.mod şekli (53,7 Hz) ve 4.mod şekli (56,1 Hz) . 61
Şekil 5. 5 Sonlu eleman analizi sonucu 5. mod şekli (69.2 Hz)..... 61
Şekil 6. 1 Boji şasisine 36 mm düşey deplasman uygulanışı..... 69
Şekil 6. 2 Bojide Gerilme Dağılımı (265 Mpa) 69
Şekil 6. 3 Dönel deplasman değeri..... 70
Şekil 6. 4 Burulma hesabı için sınır şartları 71
Şekil 6. 5 Burulma deplasman değeri 71
Şekil 6. 6 Burulma hesabı için sınır şartları 72
Şekil 6. 7 Burulma deplasman değeri 73

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2. 1 Taşıta ait genel özellikler 18
Çizelge 4. 1 Titreşim analiz cihazına ait teknik özellikler 34
Çizelge 4. 2 Ölçümlerde kullanılan ivmeölçer ve darbe çekicinin teknik özellikleri 36
Çizelge 4. 3 1-118 Ölçüm noktalarına karşılık gelen düğüm noktaları..... 39
Çizelge 4. 4 Deneysel modal analiz için yazılım ayarları 40
Çizelge 4. 5 Modal parametre kestirim ayarları..... 44
Çizelge 4. 6 Deneysel testlere ait mod frekans sonuçları 55
Çizelge 4. 7 Boji saşisinin ilk beş moduna ait özellikler..... 56
Çizelge 5. 1 Boji şasisine ait nümerik analiz bilgileri 58
Çizelge 5. 2 Malzeme özellikleri..... 60
Çizelge 5. 3 Boji saşisine ait nümerik ve deneysel metotlarla bulunan ilk beş moda ait doğal frekans değerleri 62
Çizelge 5. 4 Boji saşisine ait nümerik ve deneysel metotlarla bulunani yirmibeş moda ait doğal frekans değerleri 63

ÖZET

HAFİF RAYLI BİR TAŞITIN TAŞIYICI BOJİSİNİN TİTREŞİM ANALİZİ

Fatih Zafer TOPSAKAL

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Semih SEZER

15 milyonu aşkın dinamik nüfusu ile dünyanın sayılı megakentlerinden biri olan İstanbul' un en önemli problemlerinden birisi, ulaşım sorunudur. Bu ulaşım sorununda en temel etken; insanların günlük hayatta toplu taşıma vasıtalarını aktif bir şekilde kullanmamalarıdır. Bunun da temelinde, toplu taşıma imkanlarının nüfusa oranla yeterli bir seviyede olmaması gelmektedir.

Toplu taşıma vasıtalarından birisi olan raylı sistemler; yolcularına emniyetli, konforlu, hızlı, çevreci bir hizmet sunmaktadır. Bu sistemlerin aynı zamanda; ekseriyetle şehiriçi trafiğinden bağımsız bir hatta sahip olması sebebiyle, diğer toplu taşıma vasıtalarına kıyasla önemi giderek artmaktadır. Raylı sistemler; hergeçen gün yeni özel taşıtların trafiğe çıktığı İstanbul'da toplu taşıma probleminin çözülmesinde kritik öneme sahiptir.

Şehiriçi raylı ulaşımın geliştirilmesi; trafik probleminin azaltılmasındaki ciddi katkılarıyla beraber, kendine özgü bir takım problemleri de beraberinde getirmektedir. Raylı sistemin en çok göze çarpan problemi titreşimdir. Bu problemin çözümünde gerekli önlemlerin alınamaması durumunda; hem yolcu konforuna hem de çevreye ciddi etkilerinin olması kaçınılmaz bir neticedir.

Bu tez konusu kapsamında; endüstriyel ve mühendislik tasarımı İstanbul Ulaşım A.Ş. tarafından yapılan yerli İstanbul tramvay'ının taşıyıcı bojisinin titreşim analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu tez kapsamında gerçekleştirilen analizler; deneysel modal analiz (DMA), sonlu elemanlar analizi (FEA) ve burulma rijitliği analizidir.

Deneysel modal analizde; serbest-serbest sınır şartını elde etmek için, farklı iki deneysel şart uygulanmıştır. Birinci modal testte; boji şasisi, yay ve halat vasıtasıyla kren kancasına asılarak ölçümler yapılmıştır. İkincisinde ise; boji şasisi zemin üzerinde bulunan iki adet kauçuk eleman üzerinde konumlandırılarak ölçümler yapılmıştır. Bu iki testin sonuçlarının kıyaslanmasıyla; bu iki yöntemden hangisinin sonlu elemanlar analizinin sonuçlarına yakınsadığı tespit edilmiştir.

Sonlu elemanlar (FEM) analizinde; bojinin 3D katı modeli Catia programında oluşturularak, Hypermesh programı vasıtasıyla sonlu eleman ağ (mesh) modeli çıkarılmıştır. Elde edilen bu sonlu eleman ağ (mesh) modeli, Radioss programında çözdürülerek bojinin titreşim karakteristikleri elde edilmiştir. Çözümlenen veriler (mod şekli, mod frekansı ve sönüm değerleri), Hyperview programı ile grafiksel olarak gösterilmiştir.

Burulma rijitliği analizinde ise; boji şasisinin Hypermesh programı vasıtasıyla elde edilen sonlu eleman ağ modeli üzerinde farklı üç yükleme durumu uygulandı. Bunlardan birincisi, boji şasisi yapısal tasarım standardının zorunlu kıldığı hattaki burulma (twist) durumunda boji şasisinin yapısal mukavemetinin garanti edilmesi durumu, diğerleri ise otomotiv şasilerinde tercih edilen sınır şartları kullanılarak boji şasisindeki burulma rijitliğinin tespit edilmesi durumudur.

Bu tezin sonuç kısmında; öncelikle, bu analizlerden elde edilen sonuçlar vasıtası ile tasarım aşamasındaki boji prototipinin deneysel verileri; sonlu eleman modelinin verileri ile kıyaslanarak optimum boji modeline ulaşılması hedeflenmiştir. İkinci olarak, bu tezde irdelenen boji ile literatürde yer alan bazı bojilerin titreşim karakteristikleri ile mukayese edilerek, yeni geliştirilen bojinin, mevcut bojilere göre önemli yönleri belirtilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Raylı Sistem, Boji, Deneysel Modal Analiz, Sonlu Elemanlar Analizi

ABSTRACT

A VIBRATION ANALYSIS OF A TRAILER BOGIE OF A LRV

Fatih Zafer TOPSAKAL

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Semih SEZER

The transportation is one of the most significant problem in Istanbul which is one of the biggest metropolis in the world with a population over 15 million. The main reason of the that problem is that people are not always used public transportation in daily life. Because of public transportation is not widespread and not sufficient when it is compared to the population.

Railway is one of the public transportation and provides reliable, comfortable, rapid and environment friendly service. These systems have independent lines in the urban traffic. Therefore the importance of this system is increasing gradually compared to the other ones. Rail systems have critical importance in solving the problem of public transportation for Istanbul where new passenger cars hit the roads day by day.

Enhancing the urban rail transportation is also causing some specific problems with serious contribution for decreasing the traffic problem. The main problem of the rail systems is vibration. In case of any preventation, this can affect on both passenger comfort and environment.

In this thesis, vibration analysis of the trailer bogie for the Istanbul tram that is designed (industrial and engineering) by Istanbul Ulasim A.S. was performed. The analyses performed in this thesis are experimental modal analysis, finite element analysis (FEA) and torsional stiffness analysis.

In experimental modal analysis, two different conditions was carried out to obtain the free-free condition. In the first modal test, bogie frame was hanged on tow hook of crain by means of spring and rope. In the secod test, measurements were performed by means of mounting the bogie frame on two pieces of rubber on the ground. It was determined which method of the two tests did converge these two tests to the results of finite element method ?

In the finite element analysis, a 3D model of trailer bogie is modelled in the Catia software. Then, mesh model of trailer bogie was obtained using Hypermesh software. Vibration characteristics of trailer bogie was obtained by solving the mesh model in Radioss software. The analyzed data which are modal frequency, modal shape and damping ratio, were depicted as graphics by using Hyperview software.

In torsional stiffness analysis of the bogie frame; three different loading cases were applied on the bogie mesh model which was obtained using Hypermesh software. One of these cases is to ensure structural strength of the bogie frame according to the standard of bogie frame structural requirements for the condition of the twist of line. The rest of the cases investigate the torsional stiffness of the bogie frame using constraints which are preferred in some of the automotive chassis.

In the results of the thesis, firstly, experimental data of designing undergo bogie and FEM results were compared in order to get optimum bogie model. Secondly, results of studied bogie in this work and the others which in literature were compared and to intent to find out advantages which were presented in the thesis.

Keywords: Rail System, Bogie, Experimental Modal Analysis, Finite Element Method

BÖLÜM 1

GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Ulaştırma; bir ülkenin ekonomik, sosyal, siyasal ve çevresel yönden gelişiminde büyük bir öneme sahiptir. Ulaşım sürelerini kısaltan ve birbirlerine uzak yerleri yakınlaştırma görevi gören ulaştırma, ekonomik ve sosyal gelişmeye paralel olarak hareket etmek durumundadır. Ulaşımın rol ve etkileri, ekonomik açıdan değerlendirildiğinde; üretim-tüketim imkanlarının oluşturulması ya da iyileştirilmesi, sosyal manada; insanların yer değiştirmesi, kırsal bölgelerden şehir merkezlerine göç edilmesi, merkezlerden banliyölere ulaşım, siyasal olarak; ulaşım teknolojilerinin ülke ölçeğinde sosyo-ekonomik yapıyı etkilemesi olarak ele alınmaktadır [1].

Bir şehirde sürdürülebilir şehiriçi ulaştırma planlaması yapılırken; ekonomik, sosyal ve siyasal etkenlerin yanı sıra, başka bir takım hususların da mutlaka göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Bu hususlar, şehiriçi ulaştırma sistemlerinden kaynaklanan gürültü, hava kirliliği, güvenlik ve enerji tüketimidir [1].

Şehiriçi ulaştırma sistemleri içerisinde raylı taşımacılık oldukça önemli bir konuma sahiptir. Bu konum raylı taşımacılığın çevreci, güvenilir, hızlı ve konforlu ulaşım sistemlerinin başında gelmesi, metalin metal üzerinde yuvarlanmasıyla harekete karşı koyan direncin az olması ve neticesinde enerji tüketiminin azalması ve ağır yükleri çekmek için gerekli çeki kuvvetinin diğer sistemlere göre düşük olması, elektrikli taşıtlar kullanılarak çevrenin kirletilmesinin önlenmesi, kötü hava şartlarından en az etkilenen ulaşım aracı olması şeklindedir [2]. Yukarıda ifade edilen faktörlerin gerçekleştirilebilmesi için, raylı taşıt tasarımından imalatına kadar olan süreçler

dikkatlice planlanmalıdır. Bu planlamada, en önemli kısım tasarım ve analiz safhalarıdır. Tasarım safhasında dikkat edilecek konuların başında, insanı ve sistem elemanlarını doğrudan etkileyen titreşim gelmektedir. Bu yüzden, titreşim konusunun günümüzdeki yazılım imkanları kullanılarak analizi gerekmektedir. Bu kapsamda yapılan çalışmalarda, Zeman ve diğerleri, iki akslı bir raylı taşıt bojisini modellemiş ve modal özelliklerini tesbit etmişlerdir [3].

Claus ve Schiehlen [4] yaptıkları incelemede, demiryolu vagonu bojisinin karakteristik simülasyonlarını irdelemişlerdir. İlgili vagon bojisinin modal ve statik analizlerini Ansys programı vasıtasıyla yapmışlardır. Ardından, boji iskeletinin elastik deformasyonları, güç spektral yoğunlukları ve boji iskeletindeki quasi-statik gerilim dağılımları hesaplanmıştır. Sonuçta ise, gerilimin yüksek olduğu dağılım bölgeleri üzerinde incelemeler yapmışlardır.

Özsoy [5] yapmış olduğu incelemede, Tüvasaş'ta imal edilen TVS 2000 yolcu vagonunun gövdesi ve boji gibi sistem alt parçalarının doğal frekanslarını hesaplamıştır. Bu hesaplamalar neticesinde titreşim şekillerini ve frekanslarını ortaya koymuştur. Deneysel analiz olarak, aracın seyir halindeki ivme değerlerinin ölçümlerini yapmıştır. Bu çalışmanın neticesinde ise, sayısal hesaplamalardan elde edilen değerler ile deneysel ölçümleri kıyaslamıştır ve yolcu vagonlarında oluşan titreşimin konfora olan etkilerini incelemiştir.

Jong [6] çalışmasında, ADAMS simülasyon programı vasıtasıyla Y32 yolcu vagonu bojisini ve lokomotif bojisini incelemiştir. Bu çalışmada yapılan analizlerde modelin parçaları ayrı olarak değerlendirilerek simulasyonda hesaplanan değerler ile deneysel metotla elde edilen doğal frekans değerleri karşılaştırılmıştır. Sonra, bu karşılaştırmaları modelin tümü için yapmıştır. Neticede ise, yapılan simülasyon çalışmasından elde edilen doğal frekans değerleriyle deneysel verilerin birbirine çok yakın değerlerde olduğunu ortaya koymuştur.

Shou ve Min [7] yaptıkları incelemede, boji iskeletinin doğal frekanslarını farklı uygulama modları ve yükleme koşulları için ortaya çıkarmıştır. Sonra, boji iskeletinin yapısal tepkilerini emniyet sınırları içindeki farklı statik yüklemeler için incelemişlerdir. İlgili analiz uygulanırken Tayvan'da bulunan Taipei hızlı taşıma sistemleri için bir

prototip geliştirilmiştir. Tasarımın güvenlik sınırları içinde olup olmadığına bakılarak kritik bölümler arasındaki gerilmeler ve gerilme - yorulma ilişkileri ortaya çıkarılmıştır. Bu konuda yapılan hesaplamalar bütün boji iskeletinin, uygulanan statik yüklemeler için emniyeti karşıladığını ortaya koymuştur.

Kim [8] çalışmasında, yatık boji iskeletinin analizini yatık Kore trenleri üzerinde yapmıştır. Buradaki statik ve dinamik analizleri sonlu elemanlar yöntemini kullanarak gerçekleştirmiştir. Bu analizlerden elde edilen sonuçlar ile boji iskeletindeki gerilme dağılım alanlarını irdelemiştir.

Ferguson [9] yapmış olduğu çalışmada, sonlu elemanlar yöntemi vasıtasıyla Tombereau tipli bir vagona entegre edilmiş Y25 tipi bojinin düşük frekans aralığındaki dinamik davranışını incelemiştir. Sonlu elemanlar yönteminden çıkan sonuçlar ile ilgili modelin deneysel ölçüm sonuçlarının; birim kuvvet ve moment tahriği için tutarlı olduğunu ortaya koymuştur.

Oyan [10], Taipei hızlı tren sistemlerinde bulunan bir bojinin sonlu eleman analizi çalışmasını MSC/NASTRAN programı vasıtasıyla yapmıştır. Yapılan hesaplamalarda, aşırı yükleme tasarım faktörü katsayısı dikkate alınmış ve bunun neticesinde boji iskeletinin statik analiz ve yorulma analizi için gerekli emniyet şartlarını sağladığı ortaya konmuştur.

Kırışık [11] çalışmasında, sistemin hareket denklemlerini diferansiyel denklem takımları şeklinde çıkarmış ve bu denklemler ile demiryolu vagonunun titreşim modelini oluşturmuş ve belirli bir ‘t’ anı için bu denklemleri bir programla çözdürmüştür. Yaptığı bu çalışmada öncelikle, literatürden elde edilen nümerik değerler vasıtasıyla ray ve elastik zemin birlikte ele alınarak çözülmüştür. Sonrasında vagonu plaka olarak modellemiş ve analitik çözüm metodu uygulamıştır. Daha sonra ise, vagon ile ray arasında bulunan tekerlek sistemi, yay ve sönümleyici olarak kabul edilmiştir. Bu tekerlek sisteminin vagon ve ray üzerine etkisinde hesaba katılması koşuluyla mevcut iki modelin çözümüne gidilmiştir. Neticede ulaşılan sonuçlar ile referans kaynaklarda verilen değerler kıyaslanmış ve fiziksel değerlerle daha tutarlı olduğu ortaya konmuştur.

Aba [12], aracın düşey titreşimlerini incelemek maksadıyla bir dinamik eşdeğer sistem modeli geliştirmiştir. Bu model vasıtasıyla toplu kütleli ve sürekli elastik çubuk sistem modelleri sönümlü ve sönümsüz koşullarda irdelenmiştir. Sürekli elastik çubuk modellemesinde, vagon gövdesi ilk olarak eşit boyda sonlu elemanlara bölünmüştür. Ardından ilgili düğüm noktalarının deplasmanları ve kesit dönmeleri hesaplanmıştır. Yapılan bu çalışmaların neticesinde, vagon gövdesinin birinci eğilme modu doğal frekansı, literatürdeki kaynaklarda verilen titreşim konfor frekansı $f_1 \geq 10$ Hz şartını sağladığı ortaya konmuştur.

Çakır, Güney ve Dağsöz [13] yaptıkları çalışmada öncelikle raylı taşımacılıkta, sürüş ve yolcu konforu hesaplama yöntemleri ile ilgili konulara temas etmişlerdir. Sonra konfor için en önemli faktörler olan gürültü, titreşimin sınır değerlerini incelemişlerdir. Sonuç olarak, tasarım safhasında bu sınır değerler detaylı olarak incelenmiş ve optimum çözümler önerilmiştir.

Metin [14] çalışmasında, İstanbul sınırları içerisinde şehiriçi ulaşımda kullanımda olan bir raylı sistem aracını model olarak ele almış ve titreşimlerin analizi açısından fiziksel modelini ve diferansiyel denklemlerini çıkartmıştır. Sonra, sistemin bilgisayar yardımıyla simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Simülasyonda, modellenen araca ait gerçek parametreler kullanılmıştır. MATLAB-Simulink programının kullanıldığı simülasyonda, farklı yol ve taşıt alternatifleri için titreşim analizlerinin gerçekleştirilmesine imkan sağlayacak bir sistematik de oluşturulmuştur. Zamana ve frekansa bağlı olarak yapılan simülasyonların sonucu elde edilen titreşimlerin yer değişim ve ivmelerinin minimuma indirilmesi için bulanık mantıklı kontrolör tasarımı ile aktif kontrolü simülasyon ortamında gerçekleştirilmiştir.

Karayel ve Erel [15], raylı taşıtlarda oluşabilecek titreşimler ve bu titreşimlere sebep olan faktörleri incelemek maksadıyla; raylı taşıt süspansiyon sisteminin ideal tasarımı ve aktif süspansiyon sisteminin halihazırdaki sisteme entegrasyonu üzerine çalışma yapmışlardır. Bu çalışmada, sistem dinamik davranışının modifikasyonu ile seyahat kalitesinin iyileştirilmesi hedeflenmiştir. Ardından, titreşim konforu bakımından göz önünde bulundurulması gereken kriterler belirtilmiş ve dinamik simülasyonun yapılabilmesi için süspansiyon sistemleri incelenmiştir. Titreşim konforu seviyesinin

artırılmasının gelişmiş süspansiyon sistemlerine sahip bojilerin kullanılması ile mümkün olacağı sonucuna varılmıştır.

Arvind ve arkadaşları [16], Hindistan demiryollarında kullanılan IR20 bojisinin ikincil süspansiyonlarını FIAT bojisinin ikincil süspansiyonları ile değiştirerek ADAMS/RAIL programı üzerinde bir uygulama yapmışlardır. Bu çalışma için iki taşıt modeli hazırlanmıştır. Dinamik analizde ise, her iki model için kalan tüm parametreler aynı olmak koşuluyla birinci modelde IR20 ikincil süspansiyon yayları, diğerinde de FIAT bojisindeki ikincil süspansiyon yayları kullanılmıştır. Bu çalışmada süspansiyon elemanlarına yapılan ön yüklemeler, özdeğer ve denge analizinden önce uygulanmıştır. Her iki modelde kullanılan ikincil süspansiyon karakteristikleri birbirlerinden farklılık göstermedikleri için, ilgili modellere aynı önyükleme değerleri uygulanmıştır. İlgili sisteme özdeğer analizi yapılarak sistemin doğal frekansı ve farklı mod şekilleri bulunmuştur. Sistemin denge analizi ve sürüş konfor analizi lineer kontak modeli kullanılarak yapılmıştır. Sistemin yatay ve düşey ivmelerini hesaplamak için UIC 60 ray özellikleri ve S1002 tekerlek profili özellikleri baz alınarak 250 m uzunluğundaki bir ray üzerinde konfor analizleri yapılmıştır. Bu analizlerden elde edilen frekans değerleri müsaade edilebilir sınırlar içinde kalmıştır. Bu incelemelerin neticesinde; her iki model süspansiyon sistemi karşılaştırıldığında FIAT bojisi süspansiyon sistemleri kullanılması düşey sürüş değerlerinde gerileme meydana getirirken, yatay sürüş değerlerinin iyileştiği görülmüştür.

Cai [17], demiryolu yapısında oluşan düşey dinamik tepkilerin ve tekerlek-ray etkileşimlerinin incelenmesine yönelik bir teorik bilgisayar hesap modeli geliştirmiştir. Yol için, Bernoulli-Euler ve Timoshenko kiriş yöntemleri kullanılarak yol modelleri oluşturulmuştur. Tekerlek-ray etkileşim modeli için ise, 4 serbestlik dereceli bir taşıt modeli oluşturulmuştur. Oluşturulan modellerle frekans ve zaman cevapları bazında yapılan çözümlemelerle birlikte çeşitli dinamik yol modelleri için nümerik hesaplar yapılmıştır.

Dong [18], doktora tezinde demiryolu taşıtları ve yol arasındaki dinamik etkileşimleri incelemek üzere taşıt-yol sistemine ait kapsamlı bir sonlu elemanlar modeli geliştirmiştir. Taşıt, toplu kütle sistemi olarak, yol ise Timoshenko kirişi şeklinde

modellenmiştir. Ayrıca, tekerlek-ray teması gibi lineer olmayan faktörler de modelde dikkate alınmıştır. Bu çalışmada geliştirilen sonlu elemanlar modeli, İngiltere Demiryolları ve Kanada Pasifik Demiryollarının yapmış olduğu test verileri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Lei ve Noda [19], yaptıkları çalışmada taşıt ve yol sistemi için sonlu elemanlar metodu ile dinamik hesaplanabilir bir model geliştirmişlerdir. Nümerik olarak yol ve taşıt çifti iki kısma bölünmüştür. Taşıt üst bölümü, yol ise alt bölümü oluşturmaktadır. Üst kısımda yay ve sönümleme sisteminden oluşan yuvarlanan kütle bulunup, taşıtın düşey ve yuvarlanma hareketini kapsamaktadır. Alt sistem olan yol ise, sonlu kirişler ve çift tabakalı sürekli elastik temelden oluşmaktadır. Tren hızı, değişken yol durumu ve dikey ray profilinin düzensizliği ve rastgele olmasından dolayı yol ve taşıt arasındaki değişken kuvvetler ve taşıtta ve yolda oluşan titreşimlerin genlikleri, hızları ve ivmeleri nümerik olarak bu modelde analiz edilmiştir. Bu sistemin analiz sonuçları, zaman ve frekans alanında gerçekleştirilmiştir.

Mao ve Asce [20], raylı taşıt ve köprü etkileşimini ele alarak kritik hız ve rezonans kriterlerini araştırmıştır.

Knothe [21], dinamik yol modelleri, taşıt yol etkileşimleri, titreşim problemleri ve taşıt-yol dinamiği konusunda ilgili frekans aralıkları ile çeşitli yol modellerine ilişkin hesap yöntemlerini anlatan kapsamlı bir kitap yazmıştır.

Meirovitch [22], tek ve çok serbestlik dereceli sistemlerin analitik ifadelerinin kurulması ve frekans cevaplarının elde edilmesi üzerine çalışmıştır.

Iwnicki [23], raylı sistemlerin dinamiği kapsamında yapılan birçok araştırmayı kitabında bir araya getirmiştir. Kitap; tekerlek-ray temasını, aşınma, gabari, raydan çıkma, gürültü ve titreşim gibi birçok konu hakkında bilgi vermektedir.

Dikmen ve diğerleri [24], konvansiyonel bir raylı taşıt vagonuna ait 19 serbestlik dereceli model oluşturmuşlar ve titreşim hareketlerinin analizini gerçekleştirmişlerdir.

Bayraktar [25], raylı taşıt aksları üzerine nümerik ve deneysel modal analiz çalışmaları yapmıştır.

Metin ve diğerleri ise [26], serbest–serbest sınır şartlarını sağlayacak şekilde İstanbul ulaşımında kullanılan bir hafif metro aracına ait tekerlek seti ve taşıyıcı bojisi için modal analizleri hem deneysel hem de nümerik olarak gerçekleştirmiş ve elde edilen sonuçları karşılaştırmalı olarak sunmuşlardır.

Topsakal ve diğerleri [27], benzer şekilde konvansiyonel bir araca ait boji şasisi için nümerik ve deneysel olarak karşılaştırmalı modal analiz gerçekleştirmişlerdir.

Kar ve diğerlerinin [28], raylı taşıt dinamiği ile ilgili sundukları diğer yayınlar sonraki çalışmalar için önemli ölçüde referans olmuştur.

Popprath ve diğerleri [29], raylı taşıt gövdesini 1/10 ölçeğinde modelleyerek üzerinde deneysel ve nümerik modal test gerçekleştirmişlerdir.

Özer [30], yaptığı çalışmada raylı taşıt dinamiğinde önemli bir etkiye sahip olan tekerlek-ray temasını incelemiştir. Simpack programında bir tramvay aracının dinamik modelini oluşturmuştur. Sonrasında üç farklı tekerlek profilini modele ekleyerek performanslarını inceleyerek karşılaştırmıştır. Bu tez çalışmasında modellenen tramvay aracında, dinamik sürüş performansı açısından en uygun tekerlek profili belirlenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Bu tezin amacı; endüstriyel ve mühendislik tasarımı İstanbul Ulaşım A.Ş. (İUAŞ) tarafından yapılan yerli İstanbul tramvayının taşıyıcı bojisinin deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar (FEM) analizleri vasıtasıyla irdelenmesidir. Bu analizlerden elde edilen sonuçlar ile tasarım aşamasındaki boji prototipinin deneysel verileri; sonlu eleman modelinin verileriyle kıyaslanarak optimum boji modeline ulaşılması hedeflenmektedir. İkinci olarak, bu tezde irdelenen boji ile literatürde yeralan diğer bojilerin titreşim karakteristikleri mukayese edilerek, yeni geliştirilen bojinin, mevcut bojilere göre önemli yönlerininin incelenmesidir.

1.3 Hipotez

İstanbul'da nüfus artışıyla orantılı olarak her geçen gün trafiğe çıkan taşıtlar, şehir içi trafiğini aşırı bir şekilde yoğunlaştırmaktadır. Bu durum, zamansal ve ekonomik anlamda ciddi kayıplara sebep olmaktadır[1]. Bu kayıpların en aza indirilmesi için, bir

yandan İstanbul içinde yeni raylı sistem hatları açılmaya devam ederken [31], diğer yandan da açılan hatlarda hizmet verecek raylı sistem taşıtları yurtdışından milyonlarca dolar ödenerek ithal edilmektedir [32].

Yurtdışına giden milli sermayenin ülke sınırları içinde kalması ve bunun neticesinde cari açığın azaltılması gelişmekte olan ülkeler için önem arzetmektedir. İstanbul Büyükşehir Belediyesi (İBB) ve 1988 yılından itibaren İstanbul halkına raylı sistem ulaşımı konusunda hizmet veren iştiraki İstanbul Ulaşım A.Ş., raylı sistemler konusunda edinmiş olduğu bilgi ve tecrübeyi, 2000'li yıllardan itibaren yerli tramvayın üretilmesine yönlendirmiştir. Bu konuda yapılan çalışmalardan biri de, bu teze konu olan İstanbul tramvayıdır [33].

İstanbul tramvayında kullanılan parça ve ekipmanların önemli bir kısmı, yerli imkanlar kullanılarak tasarlanmıştır. Bu ekipmanlardan biri de tramvaya daha iyi sürüş özelliklerini sağlamak, rayda daha az aşınmaya yol açmak ve raydan çıkma tehlikesini azaltmak gibi önemli görevler icra edecek olan taşıyıcı bojidir [14].

Bojinin tasarlanıp üretilmesinde en dikkat edilmesi gereken hususlardan biri; boji şasisinin rezonansıdır [34]. Bu rezonansı tasarım aşamasında önlemek için titreşim karakteristiklerinin bilinmesi gelmektedir. Bu titreşim karakteristikleri; modal frekans, modal şekil ve sönümleme oranıdır. Bu tezde yapılan çalışmalar ile bu konular irdelenmiştir.

BÖLÜM 2

TRAMVAY VE HAFİF RAYLI SİSTEM TAŞITLARI

Kentiçi raylı sistemlerin kategorize edilmesinde en önemli parametre, yolcu kapasitesidir. Yolcu kapasitesi ile ilişkili olan diğer parametreler ise; ticari hız, taşıt ivmesi, sinyal sistemi, dizideki vagon sayısı, pik saatlerde dizi çalıştırma sıklığı, yolun geometrik özellikleri, istasyon uzunlukları, istasyonlar arası mesafe, karayolu ile kesişme noktalarının varlığı sayılabilir [30].

2.1 Genel Bilgiler

Tramvaylar, en düşük yolcu kapasitesine sahip (80-300 kişi), kapasitesinin % 20-40'ı da oturan yolculara ait olan, 1-3 taşıttan müteşekkil, trafikte karayolu ulaşım taşıtları ile aynı alanı kullanıp çoğunlukla caddelerde hizmet veren, yolun ve trafiğin durumuna göre bir sürücü tarafından kumanda edilen, elektrik enerjisi ile çalışıp enerjisini katener vasıtası ile alan, daha çok inip binmenin olduğu, günümüzde çoğunlukla bir adım atılarak binilebilecek şekilde alçak zeminli olarak tasarlanan raylı ulaşım taşıtlarındandır. Son zamanlarda Orta ve Batı Avrupa'da bazı tramvay hatlarında (Bordeaux, Budapeşte, Milan) 35-53 m boyunda, 5-7 taşıtın körüklerle bağlanması ile 350 yolcu kapasiteli uzun tırtıl taşıtlar kullanılmaya başlanmıştır [30].

Toplu taşıma karayoluna aynı seviyede döşenen raylar üzerinde hareket eden tramvaylar, mevcut karayolu düzenine uymak zorunda olup bu taşıtlara geçit ve kavşaklarda karayolu taşıtlarına göre geçiş üstünlüğü sağlanabilmektedir [30].

1950'li yıllardan itibaren ulaşımda otobüslerin hızlı seyredebilmesinden dolayı, otobüsler tramvaya göre daha fazla yer almaya başlamıştır. Buna karşın, tasarımı yeniden yapılan caddeler, uygulamaya konulan trafik mühendisliği teknikleri ile sorunlar büyük ölçüde giderilmiş ve otobüslere göre tramvaylar ile daha hızlı ulaşım sağlanmaya başlanmıştır [30].

Tramvayın çok iyi dinamik karakteristikleri ve konforu olmasına rağmen, işletme hızları büyük ölçüde hat güzergahındaki şartlara bağlıdır. Dar cadde ve yoğun trafikte performansı çok yetersiz olurken, geniş caddede az olan trafikte servisi çok iyidir [30].

Hafif raylı sistem taşıtları (LRV), ilk başlarda mevcut tramvay hatlarının fiziki ve işletmesel olarak iyileştirilmesi ile geliştirilmiştir. Bu taşıtlar, tramvay ile benzer özelliklere sahip olmakla beraber tramvay ile metro konsepti arasında kalan bir sistemdir. Özellikle son 40 yılda önemli bir ulaşım taşıtı olan hafif raylı taşıtlar, performans ve maliyet özellikleri açısından tramvay ile metro arasında kalan yarı hızlı bir moddur. Yolcu kapasitesinin % 20-50'si oturan yolculardan oluşur. Taşıtların boyları 18-42 m civarında olup, yüksek hızlanma-frenleme ivme değerlerine (1-2 m/s^2, acil frenleme 3 m/s^2) sahiptir. Maksimum hızı 70-80 km/sa arasındadır fakat; teknik olarak 100-125 km/sa hıza çıkabilmeleri mümkündür [30].

Hafif raylı sistemde aynı güzergah üzerinde çok farklı işletme şartları mevcuttur. Taşıtların güzergahı üzerinde tünel kısımları olduğu gibi, yaya bölgelerinde karışık trafik durumları da vardır. Ayrıca, taşıt güzergahında alçak ve yüksek platformlar bulunabilmektedir. Taşıtlar, sürücülü olduğu gibi tam otomatik kontrol sistemleri ile sürücüsüz de olabilmektedir [30].

2.2 İstanbul Ulaşım A.Ş. Bünyesinde Yapılan Prototip Raylı Sistem Taşıtları

İstanbul, modern anlamda şehiriçi raylı sistem taşıtları ile ilk defa 1989 yılında İsveç menşeili ABB taşıtlarının satın alınması ile tanıştı. Bu taşıtları üreten fabrikaların el değiştirmesi, kapanması ve neticesinde parça ve ekipman olarak yurtdışına olan bağımlılığın azaltılması isteği ve bakım-onarım faaliyetlerinden elde edilen önemli bilgi ve tecrübeler, 1997 yılında İUAŞ bünyesinde mümkün olduğunca yerli imkan ve kabiliyetler kullanılarak taşıt üretme fikrini ortaya çıkardı. Bunun neticesinde, konu ile

ilgili bazı akademisyenlerin de katılımı ile bir proje ekibi oluşturularak yoğun çalışmalara başlandı. Bu özverili çalışmalar sonucunda; RTE 2000, RTE 2004, RTE 2009 prototip taşıtları üretildi. Mevcut çalışmaların çok daha sistematik ve seri üretim felsefesine uygun hale getirilmesi ile, İUAŞ bünyesinde % 100 İstanbul'lu sloganı ile 18 adet son model İstanbul Tramvay taşıtlarının da seri üretimi gerçekleştirilerek, Türkiye'nin milli raylı sistem taşıtları alanındaki boşluğu doldurulmağa çalışılmaktadır. Aşağıda İUAŞ'ın ürettiği prototip taşıtlardan kısaca, seri üretimi devam eden İstanbul Tramvay'ından ise biraz daha teferruatlı olarak bahsedilecektir.

2.2.1 RTE 2000 Taşıtı

İstanbul Ulaşım A.Ş.'nin bünyesindeki birikimli insan kaynağının girişimi ve çabası ile taşıtların bakım ve onarımı için bulundurulan yedek parça stoğu da kullanılarak 1999 yılında RTE 2000 tramvay taşıtı üretilmiştir. İUAŞ tarafından üretilen ilk prototip taşıt olan RTE 2000, 1997 yılı Haziran ayı itibari ile projelendirilmeye başlanmış ve ilerleyen zamanda üretilmiştir. RTE 2000 taşıtına ait görünüş Şekil 2. 1 'de görülmektedir.



Şekil 2. 1 RTE 2000 Taşıtı

RTE 2000 projesi ile aşağıdaki önemli adım ve kazanımlar elde edilmiştir.

- Yeni gövde tasarımı ve imalatı
- Yeni boji şasisi imalatı
- Yerli aks tekerlek seti imalatı

- Yerli pantograf imalatı
- Yerli kapı imalatı
- Yerli pnömatik sistem tasarımı ve kurulumu
- Taşıt mühendislik analizleri
- Taşıt yükleme test ve ölçümleri
- % 50 daha ucuz tramvay
- İşletme şartlarında 500.000 km
- İlk prototiple beraber gelen özgüven

2.2.2 RTE 2004 Taşıtı

RTE 2000 taşıtını referans alan, yüksek yerli teknoloji oranı ile geliştirilen diğer prototip taşıt olan RTE 2004, çok daha gelişmiş özelliklere sahiptir. 2000 yılında başlayan ikinci etapta taşıtın kontrol sistemi, ekipman konfigürasyonu ve bojisi de projeye dahil edilmiş ve tamamen özgün % 100 yerli mühendislikle iki ayrı tipte olmak üzere hafif raylı sistem taşıtı imal edilmiştir. RTE 2004 taşıtına ait görünüş Şekil 2. 2'de görülmektedir.



Şekil 2. 2 RTE 2004 Taşıtı

RTE 2004 projesi ile aşağıdaki önemli adım ve kazanımlar elde edilmiştir.

- Geliştirilmiş ve iyileştirilmiş gövde tasarımı
- Yeni boji dizaynı ve imalatı

- Yeni taşıt iç tasarımı ve imalatı
- Yeni fren sistemi tasarımı
- İyileştirilmiş kapı sistemi
- Yeni elektrik güç sistemi entegrasyonu
- Yeni tahrik sistemi entegrasyonu
- Yeni taşıt kontrol bilgisayarı
- Yerli taşıt kontrol sistemi tasarımı
- Saha tip testleri
- Geniş yelpazede üniversitelerle işbirliği
- Geniş yelpazede yerli tedarikçi katılımı
- Yüksek oranda yerli üretim ve teknoloji kullanımı

2.2.3 RTE 2009 Taşıtı

2000 - 2005 yılları arasında üretilen 3 adet yerli taşıtın işletmeye alınması için, 2008 yılında modernizasyon çalışmasına karar verilmiş. Bu süreçte girişilen işin kapsamı oldukça genişlemiş. İki taşıtının iç ve dış tüm yüzü yeniden tasarlanıp modern yöntemlerle üretilmiş.

İstanbul Ulaşım tarafından üretilen Türkiye'nin ilk yerli tramvayı RTE 2000 serisinin devamı niteliğindeki RTE 2009 tramvay taşıtları çok daha modern, fonksiyonel ve güvenli olarak, yenilenen yüzü ve görsel tasarımı ile Topkapı-Habibler hattında yolculu işletmeye başlamış. RTE 2009 taşıtına ait görünüş Şekil 2. 3'de görülmektedir.



Şekil 2. 3 RTE 2009 Taşıtı

RTE 2009 projesi ile aşağıdaki önemli adım ve kazanımlar elde edilmiştir.

- Yeni dış ve iç görsel tasarım
- Daha modern ve rafine bir taşıt
- Estetik ve güvenlikli kompozit kapamalar ve tamponlar
- Daha verimli ve net Xenon farlar

Yolcu Kompartıman Giydirme

- Daha verimli led aydınlatma
- Ergonomik ankastre koltuklar
- Estetik kompozit iç kapak ve giydirmeler

Bilgilendirme Sistemleri

- Smd ledli varış yeri tabelası
- Smd ledli güzergah yolcu bilgilendirme tabelası
- CCTV kameralı izleme sistemi
- GPRS LCD yayın ve bilgilendirme sistemi

Taşıt Kontrol ve Elektrik Güç Sistemi

- Failsafe PLC ile daha güvenli taşıt

- Güncellenmiş taşıt kontrol yazılımı
- Taşıt fonksiyon testleri

2.2.4 İstanbul Tramvayı

2009 yılında başarı ile ortaya konan tasarım ve prototip çalışması sonucu üretilen 2 adet taşıtın akabinde projenin halihazırdaki son aşamasına gelinmiş, İstanbul Tramvay taşıtları endüstriyel olarak üretilebilecek biçimde tasarlanmış ve üretimine başlanmıştır. İstanbul tramvayına ait görünüş Şekil 2. 4'de görülmektedir.



Şekil 2. 4 İstanbul Tramvayı

İstanbul Tramvayı projesi ile aşağıdaki önemli adım ve kazanımlar elde edilmiştir.

- Yeni görsel ve endüstriyel tasarım
- Estetik ve kente uyumlu bir stil
- Yerli tasarım ve üretim gövde ve boji
- Son teknoloji tahrik sistemi
- Son teknoloji taşıt bilgisayarı ve kontrol yazılımı
- Son teknoloji fren sistemi
- Çevre dostu ve düşük enerji tüketimi

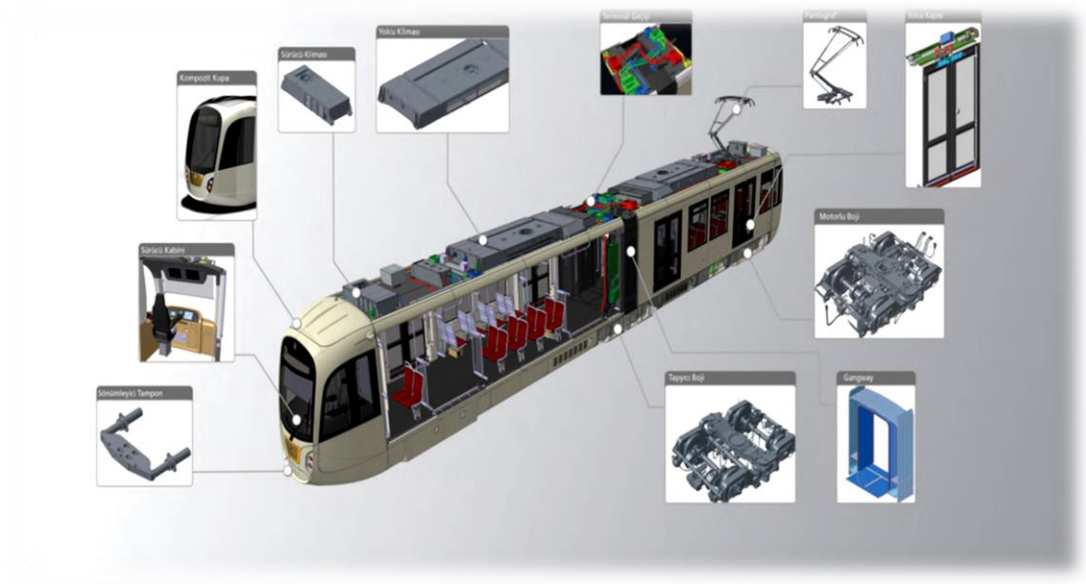
- Modern ve güvenli elektrikli yolcu kapıları
- Etkin bir yan sanayi zinciri ve işbirliği
- Geniş yerli yan sanayi katılımı
- Arttırılmış yerli ekipman oranı
- Uzmanlanmış Arge ve üretim ekibi
- Güçlü bir üretim altyapısı
- Beklentilere hızlı cevap verebilme kapasitesi
- Seri üretime hazır taşıt
- Avrupa standartlarına uygunluk

İstanbul tramvay taşıtı, iki adet gövde (A ve B) ile 3 adet bojiden oluşur [35]. Bojilerin biri taşıyıcı olup, diğer ikisi motorludur. Motorlu bojiler, taşıtın başında ve sonunda bulunur. Ayrıca motorlu bojiler, taşıtın tahrik edilmesini sağlayan herbiri 120 KW [35] gücünde, alternatif akımla (AC) çalışan iki adet cer motoruna sahiptir. Taşıyıcı boji ise, tramvay taşıtına ait iki adet gövdeyi (A ve B) birleştirmeye yarar ve üzerinde tahrik motoru bulunmaz. Herbir bojide iki adet aks - tekerlek seti olup, toplamda ise 6 aks ve 12 tekerlek bulunmaktadır.

Taşıt; frenleme kuvvetinin büyük kısmını, elektrodinamik frenleme sisteminden sağlamaktadır. Ayrıca taşıtta, elektro-dinamik (motor freni) fren sistemine yardımcı olan elektro-hidrolik ve acil durum şartlarında devreye giren manyetik ray fren sistemi de mevcuttur.

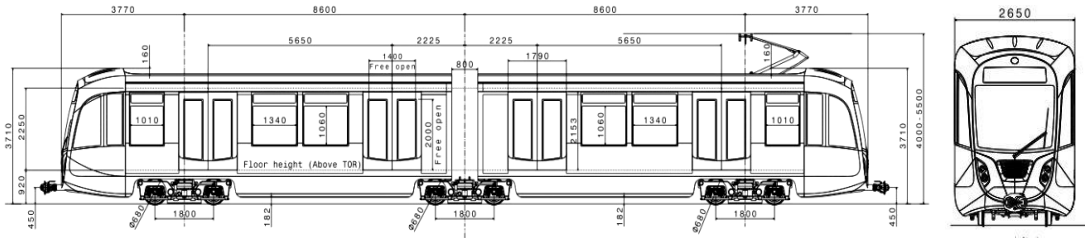
Taşıtta, tekerlek-ray arasındaki temasın azalması durumunda tahrik kuvvetini artırmak veya frenlemeye yardımcı olması için kumlama sistemi bulunmaktadır. Taşıt ayrıca; kurp seyir emniyetini artıran, gürültü ve titreşimi azaltan tekerlek yağlama sistemine sahiptir.

İstanbul tramvayı esasen cadde tramvay taşıtı olmasının yanında, hafif metro hatlarına uygun tekerlek profillerinin kullanılması halinde, hafif metro taşıtı olarak işletilme yeteneğine de sahiptir. Böylece taşıt, çift fonkiyona sahip bir taşıt olarak vasıflandırılır. İstanbul tramvay taşıtına ait genel görünüş Şekil 2. 5' de görülmektedir.



Şekil 2. 5 İstanbul tramvayına ait ekipman bazlı genel görünüş [35]

İstanbul tramvay taşıtına ait genel özellikler ve bilgiler, sırası ile Şekil 2. 6 ve Çizelge 2. 1 ‘de verilmiştir.



Şekil 2. 6 Taşıt genel ölçüleri (ölçülerin birimi mm’dir)

Çizelge 2. 1 Taşıta ait genel özellikler

Genel	Taşıt tipi	% 100 yüksek taban
	Model	Tek kabin, iki yönlü
	Konfigürasyon	2 gövde, 1 mafsal
	Tramvay seti	2, 3, 4 taşıt
	2 motorlu boji / 1 taşıyıcı boji	
	Ray tipleri	Ri59, Ri60, S49
	Ray açıklığı	1435 mm
	Bakım alanındaki en düşük yatay kurp	30 m
	Hattaki en düşük yatay kurp yarıçapı	75 m
	En düşük düşey kurp yarıçapı	300 m
	Nominal hat gerilimi	750V DC
	En düşük/En yüksek hat gerilimi	900 / 500 V DC
	Pantograf	1
	Düşük gerilim sistemi	24 V DC
Ölçüler	Taşıt boyu	25150 mm
	Taşıt genişliği	2650 mm
	Bojiler arasındaki mesafe	8600 mm
	Herbir taraftaki yolcu camı	Gövde başına 2 adet
	Sürücü kabin kapısı	Bir taşıt için 1 adet
	Tekerlek ölçüleri (yeni/aşınmış)	680 mm / 600 mm
Ağırlıklar	Taşıt ağırlığı (boş)	41.5 t
	Tam dolu taşıt ağırlığı (8 yolcu/m²)	62.4 t
	Aks tasarım yükü	11t

2.3 Taşıt Gövdesi

Taşıt gövdesi (Şekil 2. 7) genel olarak yolcu yükünün taşındığı bölümdür. Taşıt gövdesi; şasi, yan duvarlar, tavan, taban ve kupa kısımlarından oluşmaktadır. Şasi iki yanda asıl taşıyıcı U profillerden oluşmaktadır. U profiller arasında ise destek profilleri, kaynakla birleştirilerek şasiyi oluşturmaktadır. Şaside bolster kirişlerinin bağlanacağı, rulmanların montajının yapılacağı bolster bağlantı kirişi bulunur. Şasi ön alt kısmında ise kuplaj bağlantı plakası vardır. Kuplaj bağlantı plakası iki taşıtı birbirine bağlamak üzere kullanılan kuplörün bağlandığı plakadır.



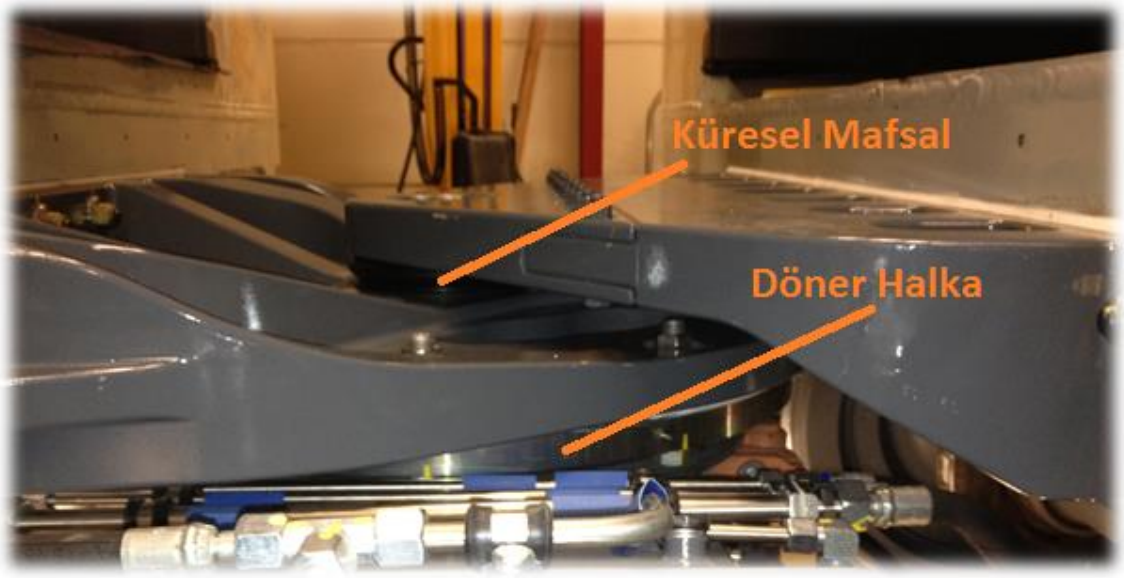
Şekil 2. 7 Taşıt gövdesi

Kupa kısmı ise taşıt gövdesinin en ucunda bulunan genellikle sürücü kabinin bulunduğu, taşıt kontrolünün yapıldığı kısımdır. Yan duvarlar ise kutu profiller ve saclardan oluşan, cam, kapı, koltuk, iç ve dış giydirme elemanlarının üzerine bağlandığı taşıyıcı vazifesi olan yapılardır. Taşıt tavanı ise üzerinde yolcu ve sürücü kliması, klima güç ünitesi, klima kanalları, kompresör invertörü, elektrik-elektronik kontrol üniteleri montajının yapıldığı kısımdır.

Taşıt gövde tasarımı yapılırken taşıtın ömrü otuz yıl olarak planlanır. Standartlara göre gerçekleştirilen taşıt gövdesine ait yorulma analizleri, sonlu elemanlar yazılımı ve

gerçek test düzeneğinde taşıt gövdesinin test edilerek, kaynaklı birleştirmelerde ya da herhangi başka bir gövde bileşeninde bir kırık ya da çatlak olmamasını kanıtlamak için yapılır. Eğer saha testlerinde herhangi bir deformasyon oluşuyor ise, bu durum; taşıtın hesaplanan tasarım ömrü içinde olmadığının deneysel olarak ortaya konmuş halidir.

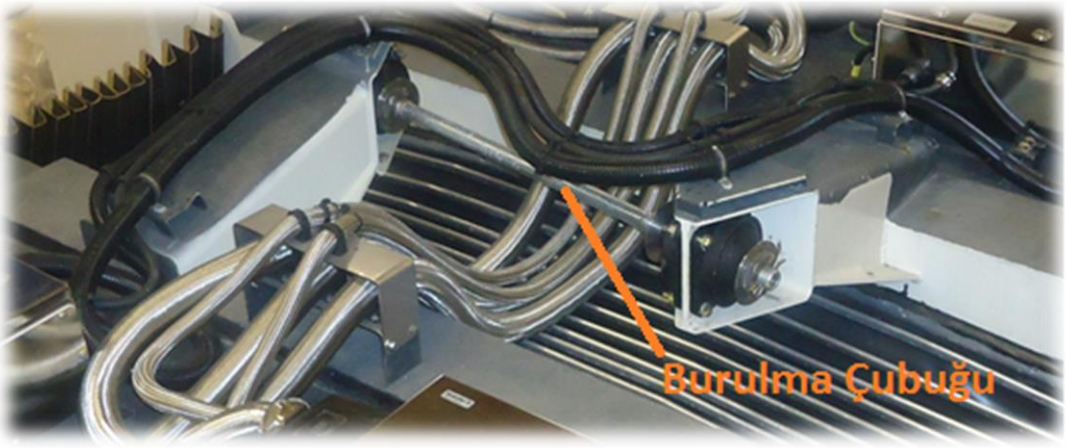
Taşıt gövdeleri birbirlerine döner halka (slewing ring) ve küresel bir mafsal ile bağlanmaktadır. Şekil 2. 8'te taşıt gövdelerini birbirine bağlayan döner halka ve küresel mafsal görülmektedir.



Şekil 2. 8 Taşıt gövdelerini bağlayan döner halka ve küresel mafsal

Küresel mafsal, taşıta ait iki gövdeyi (A ve B) taşıyıcı boji üzerinde birleştirir ve x, y, z eksenlerinde ötelemelerini kısıtlar. Bu mafsal aynı zamanda x, y, z eksenleri etrafında dönme serbestliği sağlar. Bu sayede taşıt, düşey ve yatay dar kurplarda seyrederken rahatlıkla dönebilmektedir.

Küresel mafsal kullanılarak yapılan gövde bağlantısının yanında, gövdeleri üst noktada birleştiren burulma çubuğu da kullanılmaktadır. Burulma çubuğunun (anti-roll bar)gövde üzerindeki görevi, taşıt gövdelerinin birbirinden ayrılmasını engellemek ve hareket serbestliğini belli oranda kısıtlayarak tutmaktır. Küresel mafsalla birlikte burulma çubuğu da yatay ve düşey kurplarda önemli bir göreve sahiptir. Ayrıca, taşıt yüksek seyir hızlarına ulaştığında meydana gelen gezinme (hunting) hareketini engellemede gereksinim duyulan önemli bir taşıt elemanıdır. Şekil 2. 9' da burulma çubuğu gösterilmiştir.



Şekil 2. 9 Burulma çubuğu

Bu taşıtlarda en önemli yapısal bileşen bojilerdir. Taşıtta motorlu ve taşıyıcı olmak üzere iki tip boji kullanıldığından daha önce bahsedilmişti. Bölüm 3'te taşıyıcı boji konusu detaylı olarak ele alınacaktır.

BÖLÜM 3

İSTANBUL TRAMVAY TAŞITININ TAŞIYICI BOJİSİ

3.1 Bojinin Tanımı

Bütün raylı ulaşım taşıtları; gövde, boji, tekerlek setleri ve bunların arasına yerleştirilen süspansiyon sistemlerinin uygun sekilde bir araya getirilmesiyle oluşurlar. Boji sistemleri, raylı sistem taşıt dinamiği açısından en önemli fonksiyonu icra etmektedirler. Bu fonksiyonlar; tekerleklerin hareketinin sağlanması ve taşıtın üzerindeki diğer kısımları taşımaktır [14].

Bojilerin kullanımının esas sebebi; uzun olan demiryolu taşıtlarının kıvrımlı raylarda daha uyumlu bir geçiş yapmasını sağlamak, raylarda daha az aşınmaya yol açmak, raydan çıkma tehlikesini azaltmak, titreşimin gerek raylara gerekse de taşıta olan olumsuz etkilerini önlemektir. Bu görevi, tekerlek aksı ile gövde arasındaki, taşıtlara ait rijit bağı ortadan kaldırarak yapmaktadır. İcra ettiği bu görevinin yanında, ikinci bir yay basamağı elde ederek sürüş konforunun arttırılmasına yardımcı olmaktadır [14].

Boji yapısında bulunan aks sayısı arttıkça, kurp geçişindeki konumlanışları ile görevlerini daha etkin yerine getirirler. Aks kutuları, bojiler için yatay genişliklere bağlı olarak tekerlek aksı ve boji gövdesinin birbiriyle uyumlu çalışmasını sağlaması hedeflenmiştir [14].

Aks kutusu; bojilerin iç ve dış kısımlarından entegre edilebilir. İçerden yapılan entegrasyonda aks kutusu, tekerleklerin arasında bulunur. Dışarıdan yapılan

entegrasyonda ise aks kutusu, boji gövdesinin parçaları tekerlek disklerinin dışında bulunur [14].

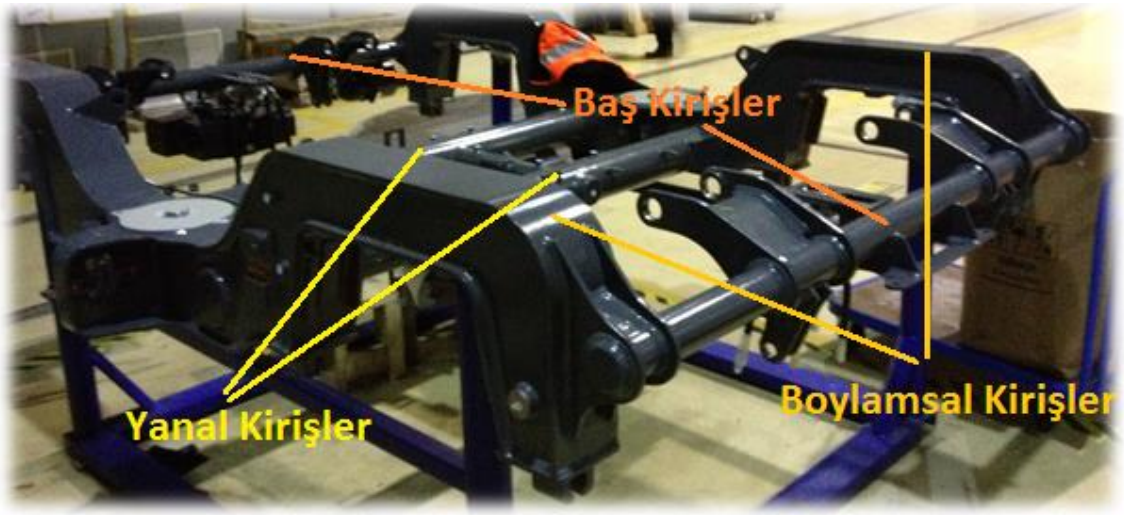
Yük treni bojileri; iki aşamalı yay sistemine sahip yolcu vagonu ve lokomotif bojilerinden farklı olarak tek kademeli yaya sahiptirler. Birincil yay, tekerlek aks bileşenleri ile boji arasında yer alırken; ikincil yay, boji ile vagon gövdesi arasında bulunmaktadır. Aks yuvası üzerinde bulunan birincil yay tabakası, burulma yayı ya da lastik yayı olarak isimlendirilirler. İkincil yay ise, yolcu vagonlarında genelde burulma ya da hava yaylarından oluşurken; lokomotif bojilerinde, burulma yaylarından meydana gelir.

Bojileri oluşturan alt sistemler genel olarak yapısal elemanlar ve süspansiyon elemanları olmak üzere iki kısıma ayrılmaktadır.

3.2 Bojiyi Oluşturan Elemanlar

3.2.1 Boji Şasisi

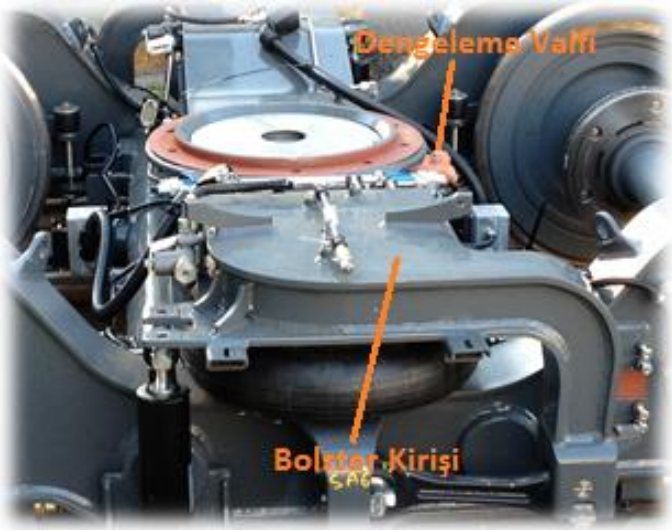
Boji şasisi, ikişer adet boylamsal kiriş (lonjeron), baş kiriş ve yanal kirişten oluşmaktadır. Boji şasisini oluşturan elemanlar; içleri boş, belirli et kalınlığına sahip ve kaynakla birleştirilebilen elemanlardır. Boji şasisine ait temel elemanlar aşağıdaki Şekil 3. 1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 Boji şasisi

3.2.2 Bolster Kirişi

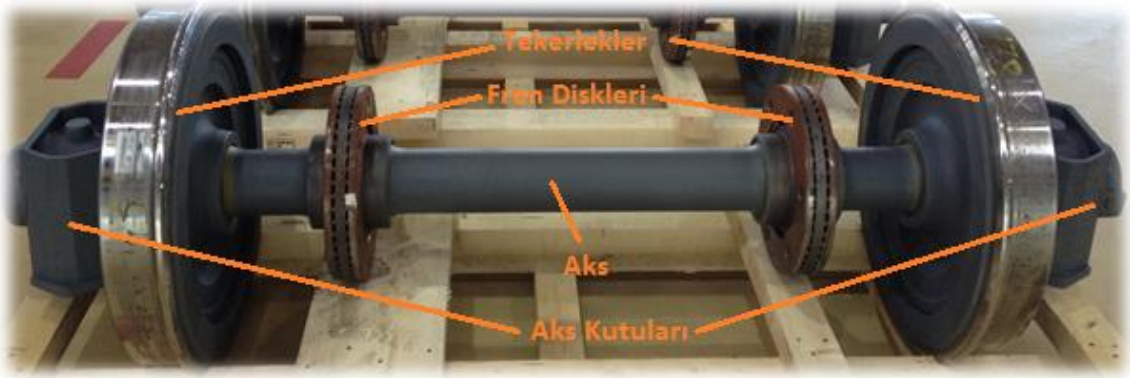
Bolster kirişi; uygun bir ölçü ve kalınlıkta kesilmiş olan sac plakaların, birbirlerine kaynakla birleştirilmesi sonucu meydana gelir. Bolster kirişi aşağıdaki Şekil 3. 2'de gösterilmiştir.



Şekil 3. 2 Bolster kirişi

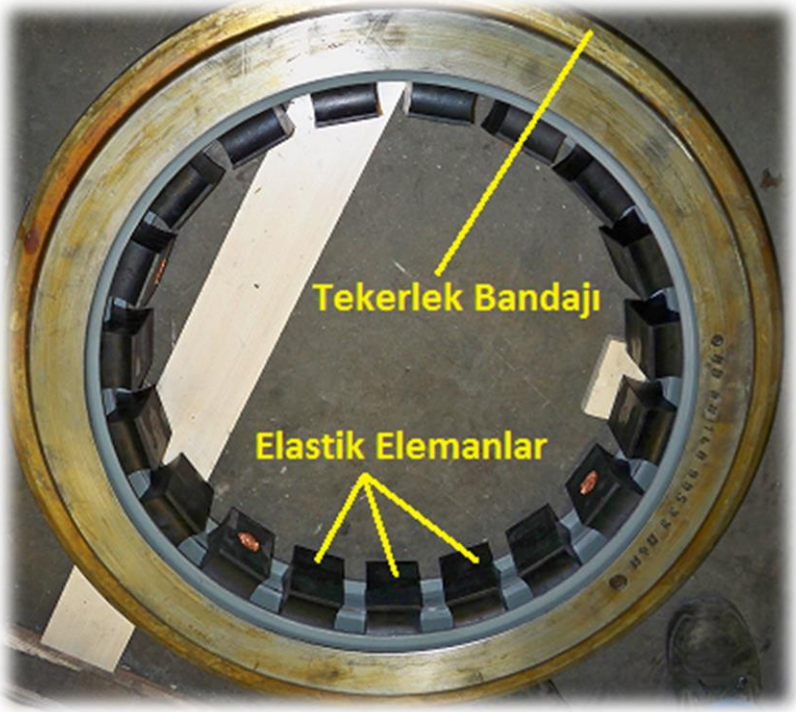
3.2.3 Aks-Tekerlek Seti

Aks-tekerlek seti, motor bojilerde; aks, aks kutusu, fren diskleri, dişli kutusu, hollow şaft ve tekerlek elemanlarından; taşıyıcı bojilerde ise, aks, aks kutusu, fren diskleri ve tekerlek elemanlarından meydana gelmektedir. Aşağıdaki şekil 3. 3'de taşıyıcı bojiye ait aks-tekerlek seti görülmektedir. Aks, taşıt yükünü alıp bağlı olduğu iki tekerleğe aktaran mildir.



Şekil 3. 3 Taşıyıcı boji aks-tekerlek seti

Tekerlekler; taşıtın tüm yükünü taşıyan, tekerlek ray temas mekaniğinin temelini oluşturan, üzerinde çalıştığı rayla ilişkisine bağlı olarak tornalama işlemine tabi tutulup şekil verilmiş elemanlardır. Tekerlek; tekerlek göbeği ve bandaj kısmından oluşur. Tekerleğin iki kısımdan oluşmasının sebebi; bakım maliyetlerini düşürmek için sürekli aşınmaya maruz bırakılan elemanın tekerlek bandajı olmasıdır. Bu sayede komple bir tekerleğin değiştirilmesinin önüne geçilmiş olunur. Özellikle tramvay ve hafif metro gibi hatlarda çalışan raylı sistem taşıtlarında titreşim ve gürültü seviyelerinde kayda değer oranda azalma sağlayan esnek tekerlekler (resilient wheel) tercih edilir. Bu tekerlek çeşidinde tekerlek göbeği ile bandaj arasında farklı rijitlik değerine sahip değiştirilebilir elastik elemanlar kullanılmaktadır. Şekil 3. 4'de bir esnek tekerleği oluşturan bir kısım elemanlar görülmektedir.



Şekil 3. 4 Esnek tekerlek

3.3 Süspansiyon Elemanları

Raylı sistem taşıtlarında bulunan süspansiyon elemanları, taşıta emniyetli ve konforlu seyir imkanı sağlayan önemli bir boji elemanıdır. Bu süspansiyon elemanları; hat ve raydan kaynaklanan titreşimleri sönümleyerek, taşıtın sahip olduğu diğer unsurların zarar görmesini önlemeye yardımcı olur. Raylı sistem taşıtlarında iki kademeli

süspansiyon elemanları mevcuttur. Bunlardan ilki birincil süspansiyonlar, diğeri de; ikincil kademe süspansiyon elemanlarıdır.

3.3.1 Birincil Süspansiyon

Birincil süspansiyonlar, tekerlek ray teması neticesinde tekerlekten gelen darbe ve titreşimlerin ilk sönümlendiği elemanlardır. Raylı sistem taşıtlarında, birincil süspansiyon olarak helezon metal yayla, kauçuk-metal kompozit şevronlar ve aks konileri gibi elemanlar kullanılmaktadır.

Aşağıda şekil 3. 5'de birincil süspansiyon olarak kullanılan şevron gösterilmiştir.



Şekil 3. 5 Birincil süspansiyon olarak kullanılan şevronlar

3.4 Boji Çeşitleri

Bojileri sınıflandırılması; çok çeşitli tasarımların bulunmasından ve raylı sistem taşıt çeşitliliğinin fazlalığından dolayı, oldukça zordur. Ancak bojileri genel olarak aşağıdaki şekilde sınıflandırmak mümkündür;

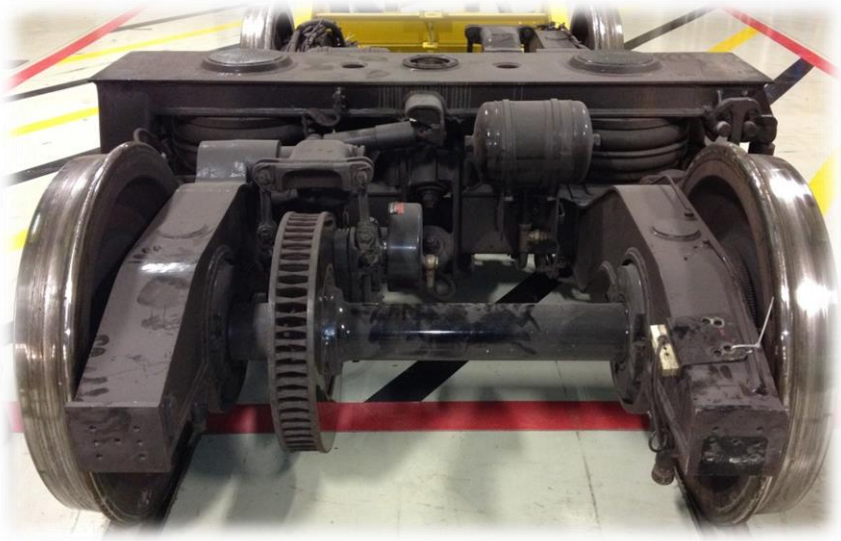
1) yaptıkları işlere göre;
    a) taşıyıcı
    b) çekici

2) tasarımlarına göre;

a) klasik bojiler

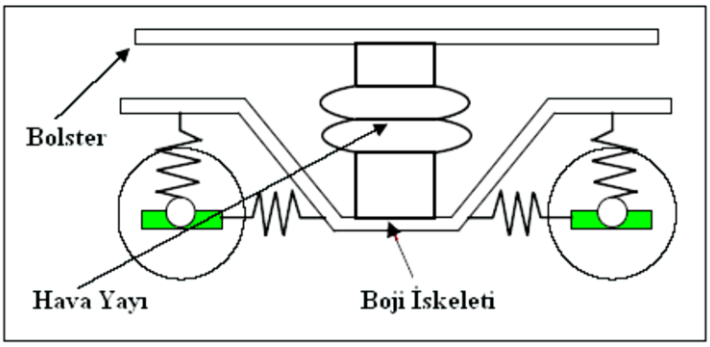
b) gelişmis bojiler [14].

Klasik bir bojiye örnek, Şekil 3. 6'da görülmektedir.



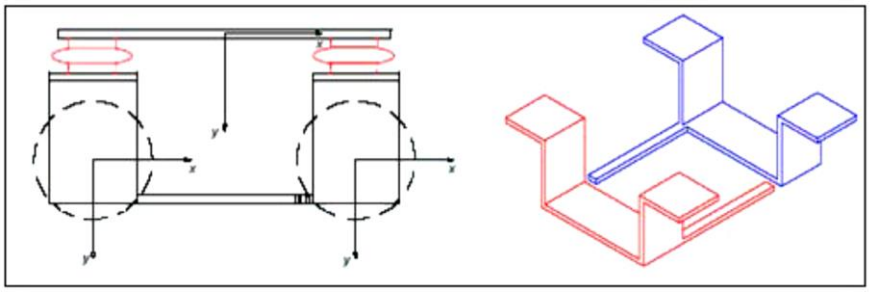
Şekil 3. 6 Klasik bir boji

Klasik taşıyıcı bir boji; rijit bir şasi, tekerlek setleri ve aks kutusu ile boji şasisi arasına konumlandırılan elastik birincil süspansiyondan meydana gelir. İkincil süspansiyonlar ise, bolster ve boji şasisi arasına yerleştirilen ikişer adet hava yayı (airspring), yanal darbe engelleyici ve bir adet sapma (roll) hareketini engelleyici çubuktan meydana gelir. Şekil 3. 7'de klasik bir bojiye ait temel eleman olan bolster, hava yayı ve boji iskeleti (şasisi) şematik olarak gösterilmiştir.



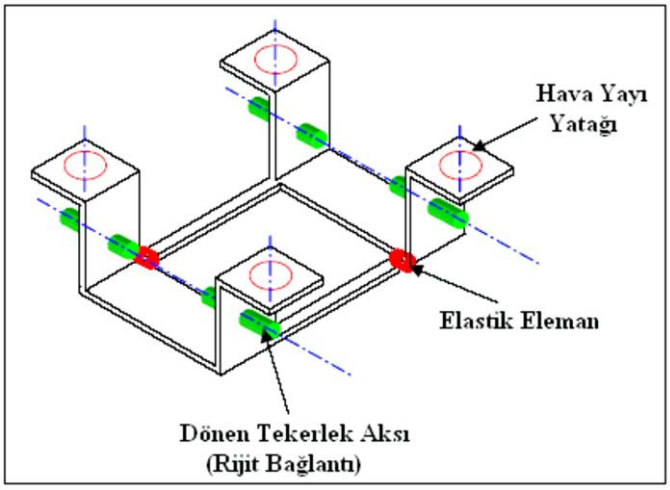
Şekil 3. 7 Klasik bir bojiye ait şematik gösterim [14]

Şekil 3. 8'de gelişmiş bir boji şasine ait kaynakla birleştirilen elemanlar iki parçalı olarak gösterilmiştir.



Şekil 3. 8 Gelişmiş bir bojinin iki parçalı gösterimi [14]

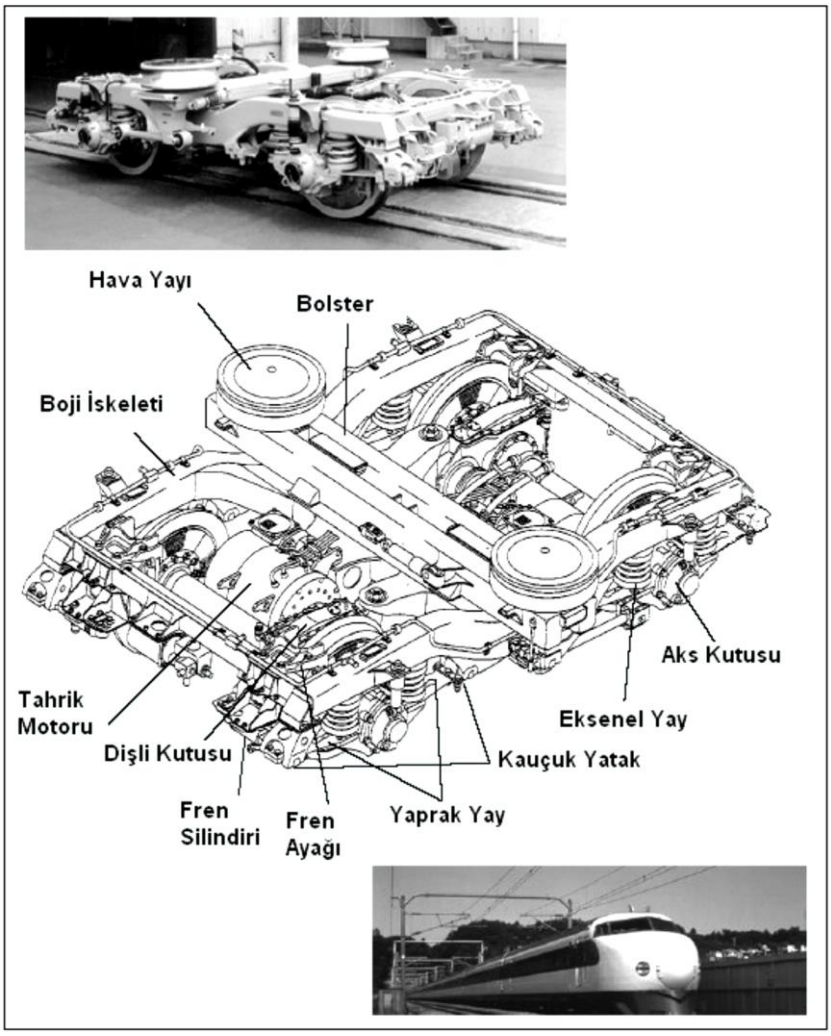
Şekil 3. 9'da gelişmiş boji elemanlarına ait bağlantılar gösterilmiştir.



Şekil 3. 9 Gelişmiş boji bağlantıları [14]

Gelişmiş bojiler (Şekil 3. 8, 3. 9) çok çeşitli tasarımlara sahip olabilirler. Bu bojiler, klasik bojilerle mukayese edildiğinde gözlemlenen en önemli fark; boji şasisinin iki ayrı parçadan meydana gelmesi ile birbirinden bağımsız olarak hareket edebilen tekerlek setlerine sahip olmasıdır. Bu iki ayrı şasi, elastik elemanlar vasıtasıyla birbirlerine bağlanır. Ayrıca bunlar birincil süspansiyon sistemlerine sahip değillerdir. İkincil süspansiyonlar ise, dört adet hava yayı, iki adet yanal darbe engelleyici ve bir adet sapma engelleyici çubuktan meydana gelir. Gelişmis bojiler; herbir tekerlek setinin birbirinden bağımsız motorlarla tahrik edildiği bir tasarıma sahip olabilirler[14].

Aşağıdaki Şekil 3. 10'da gelişmiş bojilerden Shinkansen bojisi elemanları ile birlikte gösterilmiştir.



Sekil 3. 10 Bolsterli shinkansen bojisi (O serisi DT200 modeli) [14]

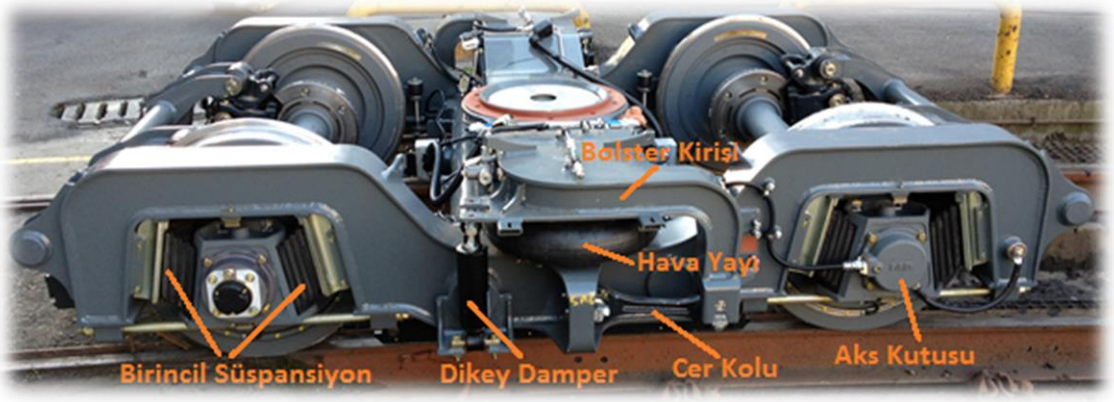
Son dönemde Shinkansen trenlerine ait yapılan tasarımlarda bolstersiz boji geliştirilmesinin önemli kriterleri aşağıda belirtilmiştir:

- Dönüş performansının kurplarda daha iyi olması,
- Yüksek hızlarda trenin daha kararlı olması,
- Mevcut titreşim seviyelerinin daha düşük olması ve sürüş konforunun artması,
- Daha kompakt tasarıma sahip olduğundan toplam kütlenin azalması, ray aşınımı ve yırtılmasının azaltılması.

İlerleyen zamanda daha hafif ve gelişmiş bojilerin tasarlanması, malzeme ve aktif süspansiyon sistemlerindeki gelişmelere bağlıdır [14].

3.3 İstanbul Tramvayı Taşıyıcı Bojisi

Raylı taşıtta; iki adet motorlu, bir adet taşıyı boji bulunmaktadır. Taşıtta kullanılan boji şasisi konstrüksiyonu; çelik malzemenin kaynakla birleştirilmesi suretiyle imal edilmiştir. Bojiler tasarlanırken TS EN 13749 standardı esas alınmıştır. Bojinin şasisi, taşıt gövdesi gibi otuz yıl çalışma ömrü esas alınarak tasarlanmaktadır. Aşağıdaki Şekil 3. 11 'de İstanbul tramvayına ait taşıyıcı boji, üzerindeki bazı ekipmanlar ile birlikte gösterilmiştir.



Şekil 3. 11 İstanbul tramvayına ait taşıyıcı boji

Bojinin prototipi üzerinde yapılan önemli çalışmalardan birisi de deneysel modal analiz ve sonlu elemanlar analizleridir. Bu konu da sırası ile bölüm 4 ve bölüm 5'de ayrıntılı olarak ele alınacaktır.

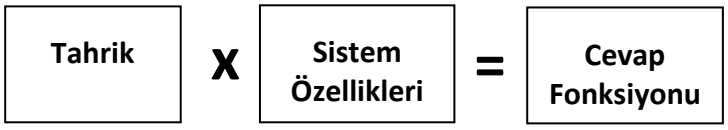
BÖLÜM 4

BOJİ ŞASİSİNİN DENEYSEL MODAL ANALİZİ

4.1 Deneysel Modal Analizin Önemi

Modal test, teste tabi tutulacak yapının dinamik veya titreşim davranışının matematiksel tanımlamasının yapılmasıdır. Bu matematiksel tanımlama uygulamalara göre farklılık gösterebilir. Doğal frekanslar ve sönüm katsayılarının araştırılması bir uygulamanın konusu olabileceği gibi, sistemin kütle-yay-sönüm elemanlarından oluşmuş tam matematiksel modeli başka bir uygulamanın konusu olabilir [36].

Modal test gerçekleştirilirken, yapıya uygulanan tahrik ve neticesinde oluşan titreşimler ölçülür. Yapıya uygulanan tahrik, yapı içerisinde malzeme ve şekil özelliklerinin oluşturduğu bir fonksiyonla tepkiye dönüştürülür (Şekil 4. 1).



Şekil 4. 1 Cevap fonksiyonu [36]

Bu tepki fonksiyonları, kısaca FRF (Frequency Response Function) olarak adlandırılıp, gösterilir. FRF'ler, belirlenmiş herbir noktada çok kanallı FFT (Fast Fourier Transform) ölçümleriyle sağlanıp, ölçülen titreşimlerin tahrik kuvvetine oranlanması ile elde edilir.

Farklı etki ve cevap noktaları arasında elde edilen FRF'ler, yapının veya sistemin FRF matrisi içerisinde toplanabilir. Bu FRF matrisi, simetriktir ve sisteme ait yapısal karşılığı vermektedir.

4.2 Boji Şasisi Deneysel Modal Analizi

İUAŞ bünyesinde bulunan ağır bakım atölyesinde İstanbul tramvayına ait taşıyıcı boji şasisi, üzerinde hiçbir ekipman bulunmayacak şekilde bütün parça ve ekipmanları demonte edilerek modal test için hazırlanmıştır.

Sonrasında taşıyıcı boji şasisinin hem yay ve halat kullanılarak (Şekil 4. 9) hem de zeminde bulunan kauçuk üzerine konumlandırılarak (Şekil 4. 16) serbest-serbest şartlarında modal testlerinin gerçekleştirilmesi sağlanmıştır. Modal test için, boji şasisi üzerinde 118 nokta, yaklaşık olarak birbirlerine eşit mesafede işaretlenerek çekiç darbe ve ölçüm yerleri belirlenmiştir.

4.2.1 Test Yönteminin Seçimi

Deneysel çalışmalar gerçekleştirilirken test yönteminin seçimi; doğru verilerin elde edilmesi ve elde edilen bu doğru verilerin analiz edilip anlamlı hale getirilebilmesi bakımından önemlidir. Bunun yanında seçilen test yöntemine göre elde edilen verilerin, sonlu eleman analizleri neticesinde sağlanan veriler ile mukayese edilip teyit edilebilir bir hüviyette olması gerekmektedir. Şayet bu şartlar sağlanamaz ise, elde edilen verilerin mukayese yapılması mümkün değildir.

Test yönteminin seçimi kadar diğer önemli bir konu da, verilerin hangi veri toplama aralığında elde edildiği ile ilgilidir. Doğru seçilecek veri elde etme aralığı sayesinde, testin gerçekleştirileceği fiziksel modelde vuku bulması muhtemel en kötü şartların tespit edilebilmesi mümkün olabilmektedir.

Modal test esnasında fiziksel modeli tahrik etmek için farklı yöntemler mevcuttur [38]. Bu yöntemlerden birisi, fiziksel modeli darbe çekici ile tahrik etmektir. Bu yöntem, kullanılan aletin kompleks olmayıp kolay kullanım özelliklerine sahip olması, yatırım maliyetinin düşük olması gibi yönlerden bazı avantajlara sahiptir. Bunun yanında,

fiziksel model üzerinde darbe çekiç testi ile tahrik edilebilecek frekansların sınırlı olması, kullanım esnasında doğru tahriki vermenin şahsi kabiliyet ve tecrübeye bağlı olması, çekiç darbe testinin dezavantajlarındandır. Çekiç testi yönteminden başka kullanılan diğer bir yöntem de sarsıcı (shaker) ile fiziksel modele tahrik vermektir. Sarsıcı ile tahrik etmenin avantajları olarak, fiziksel modele sarsıcı ile tahrik verilirken istenilen fonksiyon tiplerinde ve geniş aralıklarda sinyal göndermeye izin vermesi, sinyallerin her denemede aynı olmasına imkân tanıması sayılabilir. Sarsıcı cihazının yatırım maliyetinin yüksek oluşu, sarsıcıyı kontrol edici sinyal düzenleyici ek cihaza gereksinim duyulması, sarsıcı ile tahrik vermenin dezavantajları olarak söylenebilir.

4.2.2 Veri Toplama Ekipmanları ve Yazılımları

Deneysel modal test ve analize ait ölçüm ve analizler için, Brüel&Kjaer marka bilgisayar tabanlı "PULSE Type 3560C-E01" sistemi kullanıldı (Şekil 4.2). PULSE, Brüel&Kjaer firmasına ait bilgisayar tabanlı analiz sisteminin genel ismidir. Bu sistem; bilgisayar, yazılımı, analizör ve ivmeölçerlerden oluşmaktadır.

Pulse-6 Kanallı DynX Input Modülü (ICP & Charge) (3035) ile desteklenen ölçüm cihazı, üzerindeki her kanal için maksimum 160 dB'e kadar ölçüm yapabilmektedir. Ölçümler esnasındak kullanılan cihazlar ilgili standartlara[1] uygundur. Modal test ve analizlerin gerçekleştirilmesini sağlayan cihaza ait teknik özellikler, Çizelge 4. 1'deki gibidir.

[1] DIN 45669-1 (Measurement of Vibration Immission - Part 1: Vibration Meters – Requirements and Tests) ve ISO 2954 (Mechanical Vibration of Rotating and Reciprocating Machinery – Requirements for Instruments for Measuring Vibration Severity)



Şekil 4. 2 PULSE type 3560C-E01-titreşim analiz cihazı ve ekipmanları

Çizelge 4. 1 Titreşim analiz cihazına ait teknik özellikler

Titreşim Ölçüm Cihazı	Özellikleri	Tip No
6 Kanal Lisanslı Pulse-FFT Analiz Yazılımı	FFT&CPB Analiz Sistemi	7770-N6
Pulse-Zaman Sinyal Kayıt Cihazı (Recorder)	Kaydedilen sinyal verilerinin aynı zamanda monitörde izlenmesi, Sinyalleri zaman ve frekans alanında kaydetme özelliği	7708-N5
Pulse Veri Toplama Ünitesi	10-32V batarya veya DC ile çalışabilme özelliği, Çalışma sıcaklığı: 10-50°C, LAN girişi ve kablosuz bağlantı imkanı	3560C-E01
Pulse-6 Kanallı DynX Input Modülü (ICP&Charge)	IEPE sensörleri, Her kanal için 160 dB'e kadar ölçüm yapabilme imkanı	3035
Pulse-Reflex	Temel modül, Geometri modülü, Modal Analiz Yazılımı, Modal Test Yardımcı Yazılımı, Animasyon Opsiyonu	8720-N/ 7753-N
Portatif Kullanım için Pil		QB 0048

- **İvmeölçer**

Modal testlerde, Brüel &Kjaer firmasınca modal testler için özel geliştirilmiş olan 4506B kodlu 3 eksenli ivmeölçer kullanılmıştır (Şekil 4. 3). Bu ivmeölçere ait teknik özellikler Çizelge 4. 2'de verilmiştir.



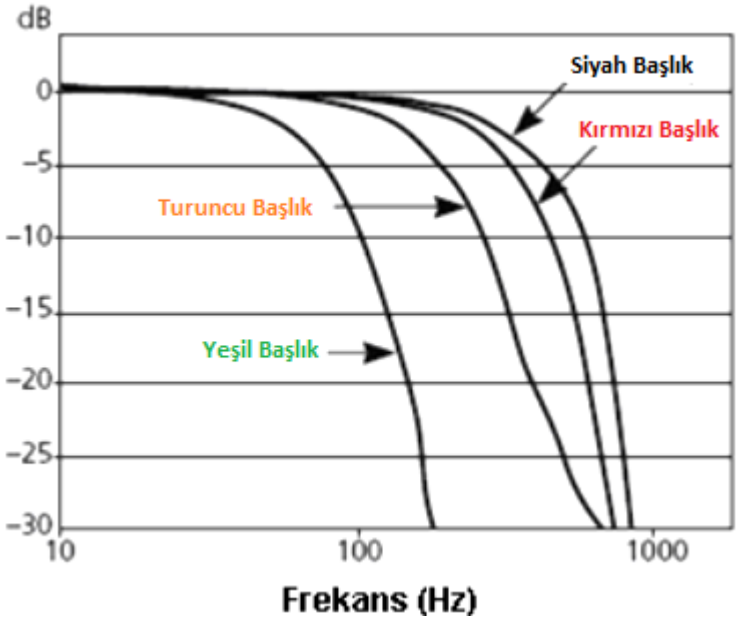
Şekil 4. 3 4506B kodlu 3 eksenli ivmeölçer

- **Darbe Çekici**

Modal testlerde tahrik kuvvetinin uygulanıp ölçüm alınabilmesi için, 8210 kodlu darbe çekici kullanılmıştır (Şekil 4. 4). Testler sırasında seçilen frekans aralığı 0 - 400 Hz' dir. Bu sebeble, siyah darbe çekiç başlığı tercih edilmiştir. Şekil 4. 5 'de darbe çekiç başlığının seçiminde kullanılan frekans eğrileri bulunmaktadır. Ayrıca, kullanılan darbe çekicine ait teknik özellikler Çizelge 4. 2'de verilmiştir.



Şekil 4. 4 B&K 8210 kodlu darbe çekici ve çekiç başlık tipleri



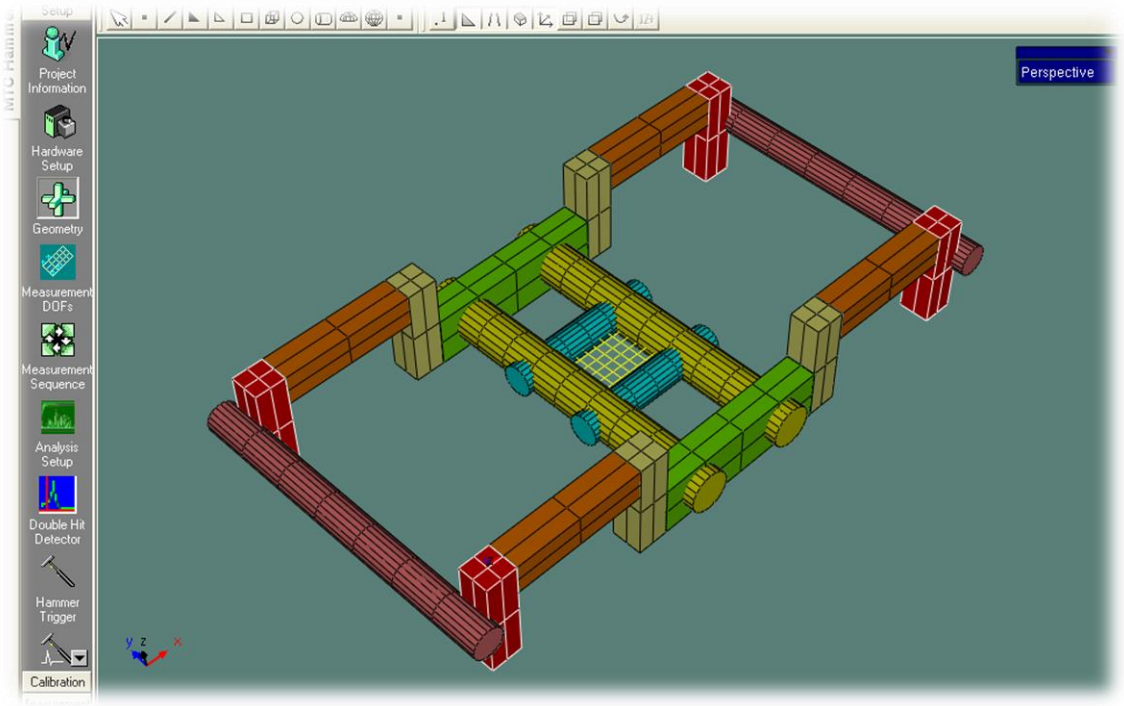
Şekil 4. 5 Frekans Eğrileri (Siyah: sert, Kırmızı: sıkı, Yeşil: yumuşak, Turuncu: orta)

Çizelge 4. 2 Ölçümlerde kullanılan ivmeölçer ve darbe çekicinin teknik özellikleri

Özellikler	**İvmeölçer Tipi**	**Çekiç**
	4506B	8210
Hassasiyet	500 (mV/g)	0.225 mV/N
Frekans Aralığı	0.3-2000 (Hz)	
Ölçüm Aralığı	±14 (g)	
Kuvvet-Basınç Aralığı		22.2 kN 'a kadar
İvmeölçer Tipi	3 Eksenli, Yüksek hassasiyetli-DeltaTron	Dayanıklı darbe çekici-DeltaTron

4.2.3 Deneysel Modelin Hazırlanması

Öncelikle boji şasisi deneysel modelin, modal test için B&K Pulse yazılımında geometrisi basit prizmatik elemanlarla oluşturuldu. Daha sonra bir ölçüm (üç eksenli ivmeölçer) ve 118 tahrik noktasına (darbe çekici) göre ağ örme işlemi (mesh) gerçekleştirildi (Şekil 4. 6).



Şekil 4. 6 Boji şasisi deneysel modelinin B&K pulse yazılımında oluşturulan 3D ve ağ örülmüş (tahrik ve ölçüm noktalarına göre) modeli

4.2.3.1 Tahrik ve Ölçüm Noktalarının Belirlenmesi

Modal analizde sistemin veya yapının serbestlik derecesinin belirlenmesi için öncelikle sınır koşulları tespit edilmelidir. Sistemin incelenen hareket şekline göre tayin edilen serbestlik derecesi kapsamında sisteme ait ölçüm gerçekleştirilecek veya tahrik uygulanacak bölgeler belirlenir.

Modal analiz uygulanacak sistemin ölçümleri için, iki farklı strateji takip edilir. Bunlardan birincisi, tahrik kuvvetini belirlenen sabit bir noktadan uygulayıp diğer ölçüm noktalarından ivmeölçer ile cevapları elde etmektir. İkinci strateji ise, bir ivmeölçeri ölçüm yapılacak bir noktada sabit tutup tahrik kuvvetini diğer bütün ölçüm

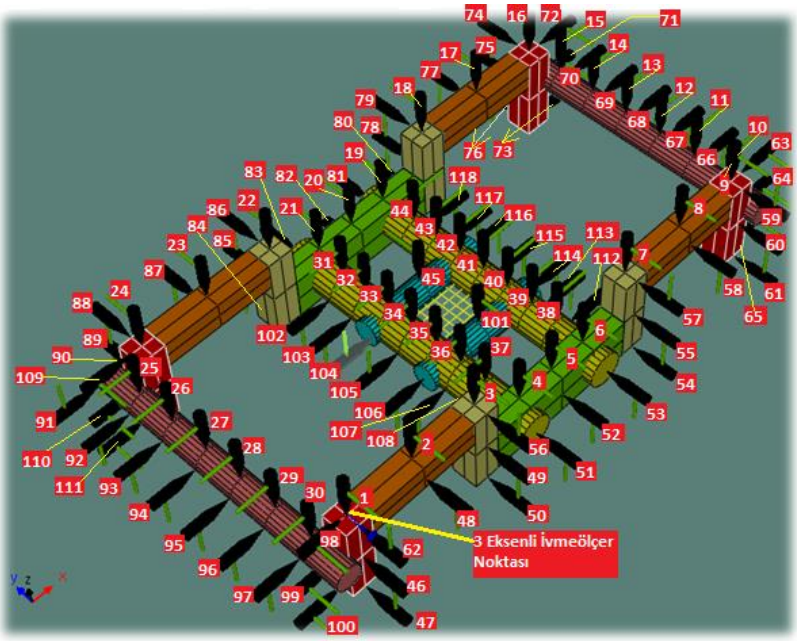
noktalarında ayrı ayrı uygulamaktır. Bu çalışmada, tahrik kuvvetini bütün ölçüm noktalarında dolaştırma stratejisi tercih edilmiştir. İkinci strateji ilkine kıyasla zaman olarak fazla olsa da daha ekonomik bir çözümdür.

Ancak ilk strateji büyük yapılarda veya sistemlerde pratiklik ve kolaylık noktasında avantaj sağlayacaktır.

Bu çalışmada, ivmeölçer, boji şasisinin muhtemel modlarında maksimum deplasmanı sağlayacak yer olan boji şasisinin köşe noktasına monte edilmiştir. Bu sayede, ilgili modlarda ortaya çıkması muhtemel düğüm noktalarından uzaklaşılmıştır.

Boji şasisinin deneysel modeline ait katı model, B&K Pulse programında oluşturulmuştur. Bu katı model üzerinde ivmeölçerin ve tahrik kuvvetinin uygulanacağı noktalara ait numaralı gösterim, Şekil 4. 7'deki gibidir. Bu gösterimde, toplam 118 adet ölçüm noktası ve bir adet tahrik kuvveti noktası numaralı olarak belirtilmiştir.

Bu tez çalışmasında, boji şasisi üzerinde 118 adet ölçüm noktalarına karşılık gelen düğüm noktaları, Çizelge 4. 3'de gösterilmiştir. İvmeölçer modelde 1. ölçüm noktasına, tahrik kuvvetleri ise diğer noktalara yerleştirilmiştir.



Şekil 4. 7 Tahrik (darbe çekici) ve ölçüm noktasının (ivmeölçer) oluşturulan boji şasisi deneysel modeli üzerinde gösterimi

Çizelge 4. 3 1-118 Ölçüm noktalarına karşılık gelen düğüm noktaları

Ölçüm Noktaları	Modele Ait Noktalar	Ölçüm Noktaları	Modele Ait Noktalar	Ölçüm Noktaları	Modele Ait Noktalar	Ölçüm Noktaları	Modele Ait Noktalar
1	696	**31**	130	**61**	486	**91**	962
2	381	**32**	151	**62**	603	**92**	983
3	538	**33**	172	**63**	676	**93**	1003
4	636	**34**	1158	**64**	677	**94**	1023
5	637	**35**	1179	**65**	674	**95**	1043
6	638	**36**	1199	**66**	891	**96**	1063
7	355	**37**	1388	**67**	855	**97**	1083
8	574	**38**	1258	**68**	824	**98**	696
9	491	**39**	1238	**69**	804	**99**	694
10	916	**40**	1218	**70**	735	**100**	691
11	896	**41**	1135	**71**	462	**101**	323
12	876	**42**	1115	**72**	460	**102**	135
13	839	**43**	99	**73**	374	**103**	156
14	809	**44**	79	**74**	371	**104**	177
15	740	**45**	278	**75**	469	**105**	1163
16	465	**46**	607	**76**	369	**106**	232
17	398	**47**	601	**77**	404	**107**	1204
18	614	**48**	564	**78**	615	**108**	1393
19	436	**49**	531	**79**	612	**109**	594
20	435	**50**	525	**80**	610	**110**	596
21	434	**51**	1443	**81**	21	**111**	593
22	513	**52**	627	**82**	425	**112**	1253
23	414	**53**	1373	**83**	53	**113**	1233
24	589	**54**	350	**84**	509	**114**	1473
25	978	**55**	357	**85**	514	**115**	1130
26	998	**56**	527	**86**	511	**116**	1508
27	1018	**57**	352	**87**	554	**117**	94
28	1038	**58**	659	**88**	587	**118**	74
29	1058	**59**	488	**89**	590		
30	1078	**60**	493	**90**	585		

Bu çalışmada, boji şasisine uygulanan modal analiz üç boyutlu olarak incelenmiştir. Dolayısıyla, uygulanan tahrik darbeleri ve neticesinde toplanan cevap verileri sisteme ait üç eksen için elde edilmiştir.

Sistem, 118 parçaya bölünerek ilgili ölçümler yapılmıştır. Bu sayede, model üzerinde 118 farklı giriş-çıkış ilişkisi kurularak 118 adet transfer fonksiyonu elde edilmiştir.

Seçilen bu 118 noktanın birbirlerine göre izafi deplasmanları modal analiz sonucunda belirlenmiştir. Böylece, sistemin frekans davranış fonksiyonları üzerinden doğal frekanslar ve yapısal sönüm oranları tespit edilmiştir.

Şekil 4. 7'den de görüleceği gibi boji şasisine ait işaretlenmiş noktalarda ±X yönünde 38 bölgeden, ±Y yönünde 34 bölgeden ve ±Z yönünde 46 bölgeden darbe girişi uygulanmıştır.

Ölçümlerde, ivmeölçer birinci ölçüm noktasında (1. nod) sabit tutularak 118 adet düğüm noktasında frekans cevapları incelenmiştir.

Analizler 0 - 400 Hz frekans aralığında gerçekleştirilmistir. Analiz ile ilgili olarak veri toplama sistemine ait temel parametreler, Çizelge 4. 4'de gösterildiği gibidir.

Çizelge 4. 4 Deneysel modal analiz için yazılım ayarları

Frekans Aralığı (Hz)	0-400
Frekans Çözünürlüğü df (mHz)	250
Analiz Süresi T (s)	4
Ortalama Alma Modu	Linear
Ortalaması Alınan Ölçüm Sayısı	2
Ortalama Alma Alanı	Spectrum Averaging
Uygulanan Kuvvet Eşiği (N)	150.8
Tahrik Kuvveti Ağırlıklandırması	Transient
Cevap Sinyali Ağırlıklandırması	Uniform

4.2.3.2 Test Sınır Şartlarının Tespit Edilmesi

Bu tez çalışması kapsamında, modal test için farklı iki sınır şartı uygulanmıştır. Bu sınır şartlarından birincisinde; boji şasisinin yay ve halat ile kren kancasına asıldığı durum gerçekleştirilmiştir. İkincisinde ise, boji şasisi zemin üzerinde bulunan kauçuk üzerine yerleştirilerek test yapılmıştır.

Aşağıda her iki durum için gerçekleştirilen modal testlere ait analiz adımlarına yer verilmiştir.

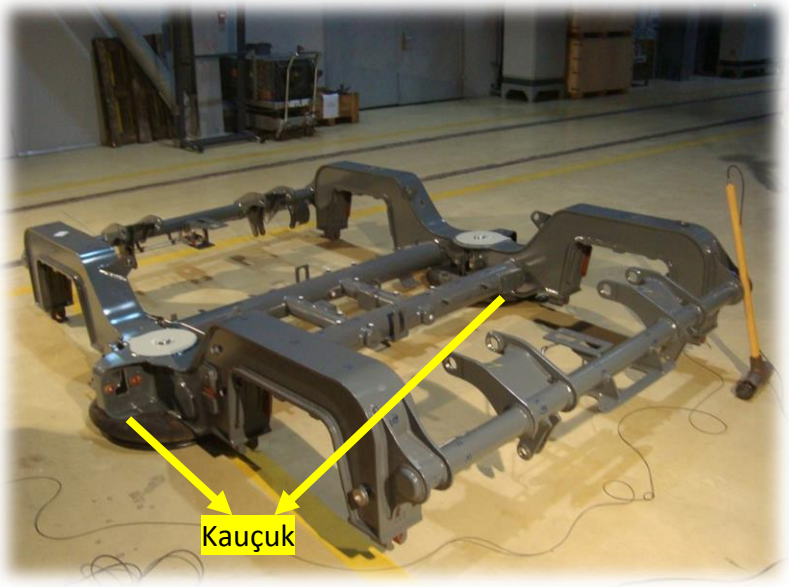
- **Yay ve Kauçuk ile Gerçekleştirilen Modal Testler**

Aşağıdaki Şekil 4. 9'da boji şasisi; atölyede bulunan krene dörder adet yay ve halat kullanılarak boji taşıma kulaklarından asılmıştır. Böylece, modal test için serbest-serbest durumu sağlanmıştır.



Şekil 4. 9 Boji saşisinin yay ve halatlar ile kren kancasına asılması

Şekil 4. 10'da ise, boji şasisi; zeminde bulunan iki adet kauçuk üzerine konumlandırılarak serbest-serbest durumunda modal test gerçekleştirilmiştir.

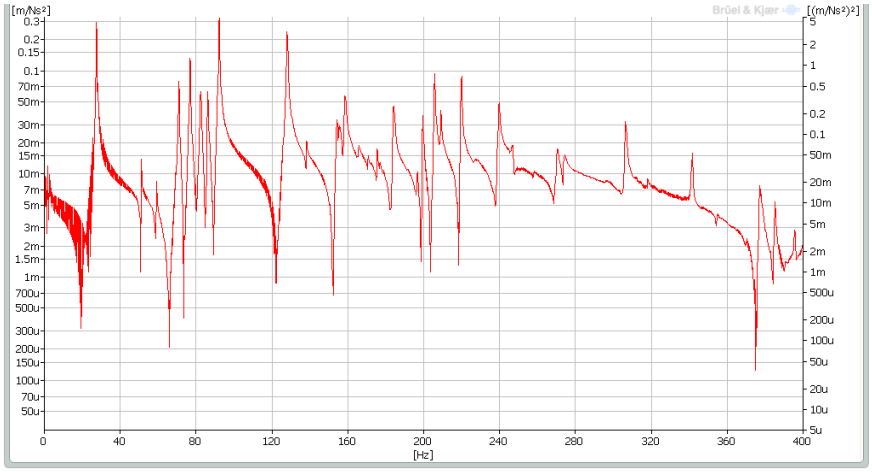


Şekil 4. 10 Boji şasisinin zeminde bulunan kauçuk üzerine konumlandırılması

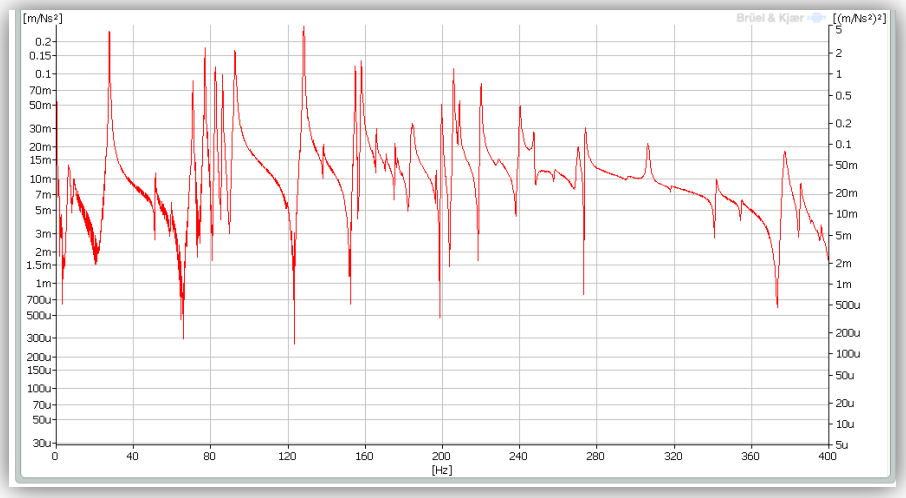
- **Test Modeli Üzerinden Alınan Frekans Cevap Fonksiyonları (FRF)**

Sırasıyla Şekil 4. 11'de yay ile yapılan ve Şekil 4. 12'de kauçuk ile yapılan modal testlere ait FRF grafikleri verilmiştir. Bu grafiklerde yatay eksen 400 Hz'e kadar olan frekansları, dikey eksen ise ilgili frekanslara ait deplasmanları göstermektedir.

İlgili grafikler incelendiğinde, yaylı modal teste ait 1. modun doğal frekans değeri 27.48 Hz, kauçuklu modal teste ait 1. modun doğal frekans değeri ise, 27.55 Hz olarak görülmektedir. Deneysel modal analiz vasıtasıyla elde edilen her bir frekans cevap fonksiyonlarından, doğal frekans ve sönüm oranı bulunabilir. Bunlara ek olarak, farklı noktalardan elde edilen frekans cevap fonksiyonlarının toplanmasıyla sistemin mod şekilleri elde edilir.



Şekil 4. 11 Yaylı modal teste ait FRF grafiği (0-400 Hz arası)



Şekil 4. 12 Kauçuk ile yapılan modal teste ait FRF grafiği (0-400 Hz arası)

Lineer bir sistemdeki giriş (tahrik kuvveti) ile çıkış (titreşim cevabı) noktaları arasındaki bağlantının matematiksel ifadesi (4.1)'de verilmiştir.

$$Y_i = \sum_j H_{ij} X_j \quad (4.1)$$

Burada {Y} ve {X} vektörleri, modelde farklı serbestlik derecelerindeki cevap ve tahrik değerlerini ve [H] vektörü de, bu farklı serbestlik dereceleri arasındaki frekans cevap fonksiyon matrislerini ihtiva eder. Bu parametreler dikkate alınarak yukarıdaki denklem aşağıdaki şekilde yazılabilir.

Burada Y_i, i. serbestlik derecesindeki cevap spektrumunu, X_j, j'inci serbestlik derecesindeki cevap spektrumunu ve H_{ij} ise, i'inci ve j'inci serbestlik derecelerindeki frekans cevap fonksiyonlarını ifade eder. Her bir giriş değeri sonucunda cevapların toplamı ise toplam çıkış değerine eşittir.

- **Parametre Kestirimi**

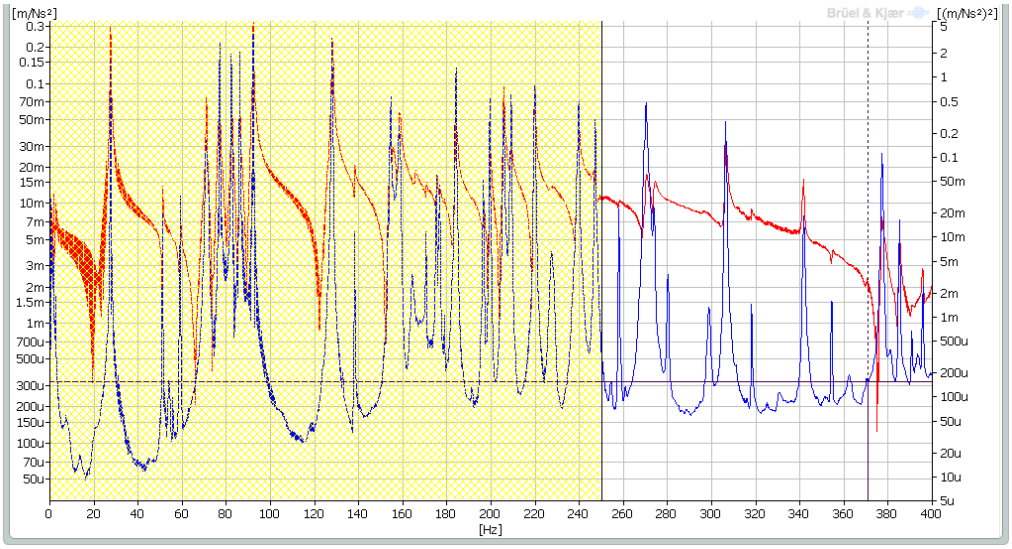
Çizelge 4. 5' de verilen modal parametre kestirim ayarları ile gerçekleştirilen 118 adet çekiç darbe testi 8720-N Pulse Reflex yazılımına aktarılıp analiz edilmiştir. Şekil 4. 11'deki gibi frekans aralığı 0-250 Hz'dir. Burada mod şekilleri ve frekans cevap fonksiyonları üzerinden ölçüm doğrulaması yapıldıktan sonra parametre kestirim uygulaması gerçekleştirilmiştir.

Parametre kestirimi uygulaması için Çizelge 4. 5'de verilen modal parametre kestirim ayarları yapılarak seçilmistir. Bu bilgiler ışığında kullanılan metotla sisteme ait muhtemel modlar belirlenmiştir (Şekil 4. 12)

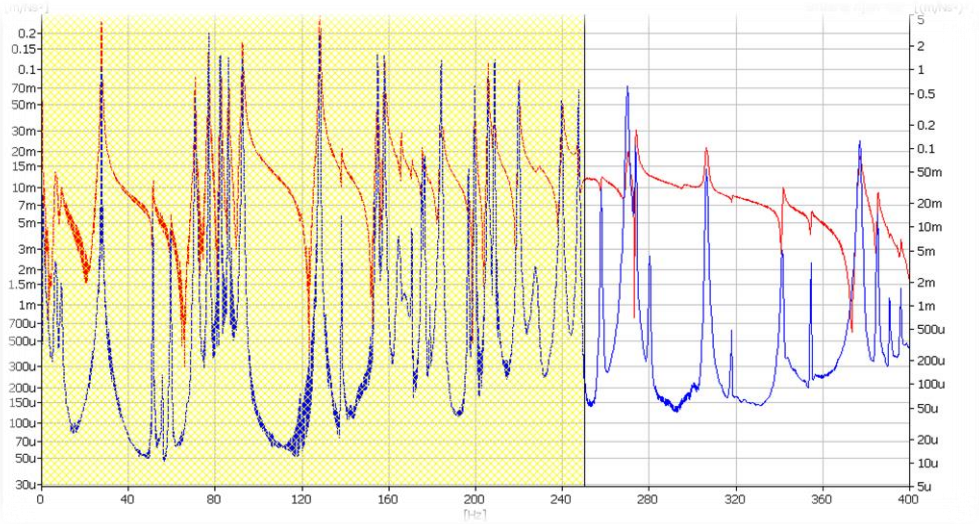
Çizelge 4. 5 Modal parametre kestirim ayarları

Parametre Kestirim Metodu	Polyreference Frequency
Data Tutarlılığı	Global Solve
Maksimum İterasyon Sayısı	40
Frekans Aralığı	0.5 Hz (min)
	250 Hz (max)

Şekil 4. 11'deki kırmızı eğri (FRF - Frequency Response Function) gerçek sistemin ölçümle elde edilmiş frekans cevap fonksiyonunu, mavi eğri (PMIF - Power Modal Indicator Function) ise programa ait mod belirleme fonksiyonudur.

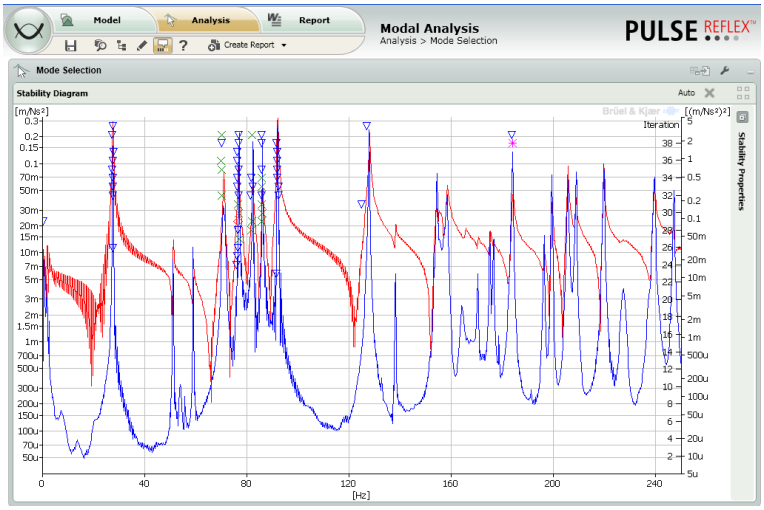


Şekil 4. 13 Yaylı modal teste ait FRF ve PMIF fonksiyonları ortak grafiği



Şekil 4. 14 Kauçuklu modal teste ait FRF ve PMIF fonksiyonları ortak grafiği

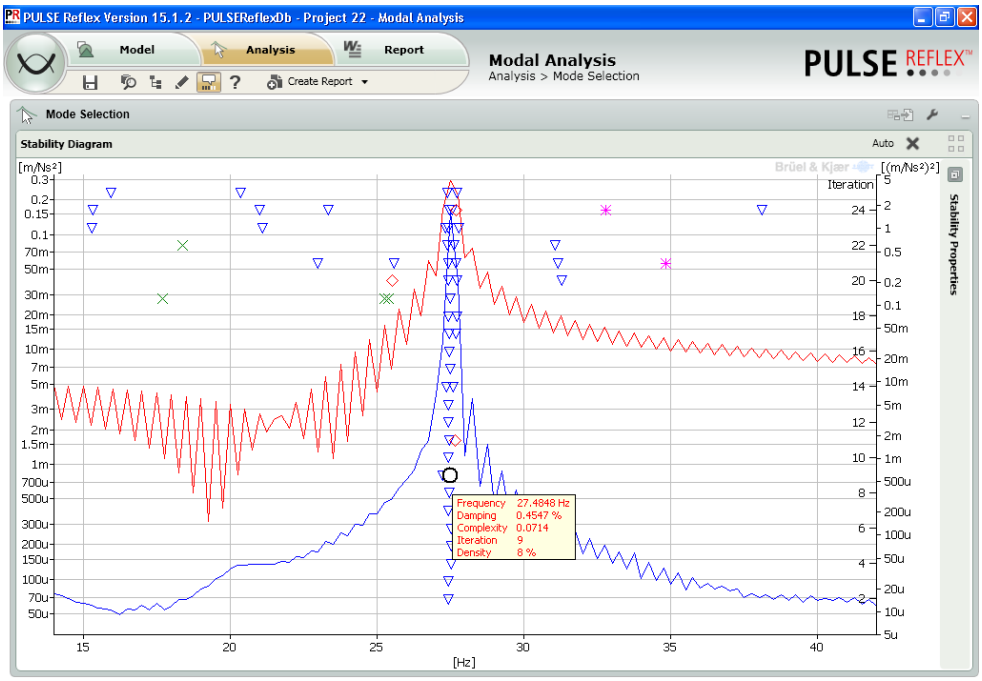
0 ile 250 Hz arası frekans aralığı belirlendikten sonra Şekil 4. 12'de gösterilen kararlılık grafiği üzerinden mod seçimleri yapılmıştır.



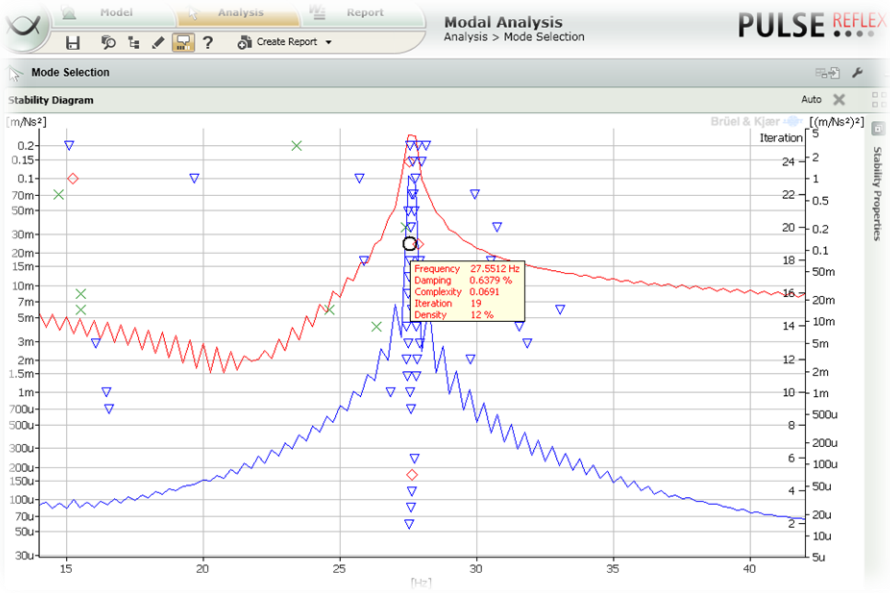
Şekil 4. 15 Modal parametre kestirimi için kararlılık diyagramı

- **Mod Seçimi**

0 ile 250 Hz arası bütün modların gösterildiği Şekil 4. 16'da ve Şekil 4. 17'de grafiklerdeki herbir tepe noktası ayrı ayrı seçilip, herbir tepe noktasına program tarafından ayrı ayrı eğri uydurma fonksiyonları uygulanmıştır. Bu eğri uydurma işlemi neticesinde yoğunluk değerinin en fazla olduğu kırmızı üçgen elemanlar seçilmiştir. Böylece ilgili tepe noktası, araştırılan sistemin doğal frekansı olarak kayıt edilmiştir.



Şekil 4. 16 Yay ile yapılan teste ait FRF ve PMIF üzerinden mod seçim grafiği



Şekil 4. 17 Kauçuk ile yapılan teste ait FRF ve PMIF üzerinden mod seçme grafiği

Modal Güvenlik Kriteri (MAC, Modal Assurance Criterion)

Şekil 4. 18 ve Şekil 4. 19 'deki modal güvenlik matrisleri yaylı modal teste ait; Şekil 4. 20 ve Şekil 4. 21 ise, kauçuklu modal teste ait kestirimi yapılan mod şekillerinin birbirine yakınlığı hususunda bilgi verir. Bu matristeki değerler 0 ile 1 arasında değişmektedir.

Matrisdeki 1 değeri, modal şekillerin aynı olmadığını; 0 değeri ise, modal şekillerinin aynı olduğunu ifade eder. Herbir modal teste ait matrisler incelendiğinde, yaylı modal teste ait aşağıdaki modlarda;

- 9. ile 10. mod
- 12. ile 14. mod
- 15. ile 18. mod
- 15. ile 23. mod
- 18. ile 19. mod

modal şekil benzerliği gözükmektedir. Diğer modlara ait şekillerde belirgin bir farklılık görülmektedir. Daha hassas bir sonlu eleman ağı örme (meshleme) ve daha hassas bir ölçüm ile daha doğru sonuçların alınacağı hususu dikkate alınarak bu analiz sonucunda elde edilen yakın mod şekillerinin farklı olduğu görülebilir.

Mode Table1

Mode Table1	27.485	51.098	58.985	70.936	76.919	82.289	86.001	92.074	127.750	138.184	153.435	154.549	158.436	170.455
27.485	1.000	0.008	0.002	0.000	0.000	0.001	0.000	0.000	0.001	0.068	0.024	0.008	0.006	0.069
51.098	0.008	1.000	0.007	0.001	0.000	0.002	0.001	0.000	0.000	0.028	0.022	0.010	0.004	0.002
58.985	0.002	0.007	1.000	0.001	0.002	0.000	0.001	0.003	0.000	0.020	0.001	0.001	0.002	0.001
70.936	0.000	0.001	0.001	1.000	0.017	0.007	0.029	0.000	0.031	0.002	0.000	0.008	0.001	0.001
76.919	0.000	0.000	0.002	0.017	1.000	0.020	0.055	0.000	0.002	0.013	0.005	0.011	0.000	0.003
82.289	0.001	0.002	0.000	0.007	0.020	1.000	0.062	0.001	0.024	0.014	0.002	0.012	0.000	0.002
86.001	0.000	0.001	0.001	0.029	0.055	0.062	1.000	0.002	0.000	0.050	0.005	0.014	0.000	0.023
92.074	0.000	0.000	0.003	0.000	0.000	0.001	0.002	1.000	0.004	0.019	0.004	0.000	0.015	0.004
127.750	0.001	0.000	0.000	0.031	0.002	0.024	0.000	0.004	1.000	0.355	0.012	0.003	0.002	0.001
138.184	0.068	0.028	0.020	0.002	0.013	0.014	0.050	0.019	0.355	1.000	0.128	0.006	0.147	0.064
153.435	0.024	0.022	0.001	0.000	0.005	0.002	0.005	0.004	0.012	0.128	1.000	0.037	0.054	0.116
154.549	0.008	0.010	0.001	0.008	0.011	0.012	0.014	0.000	0.003	0.006	0.037	1.000	0.146	0.221
158.436	0.006	0.004	0.002	0.001	0.000	0.000	0.000	0.015	0.002	0.147	0.054	0.146	1.000	0.029

Şekil 4. 18 Yay ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 1

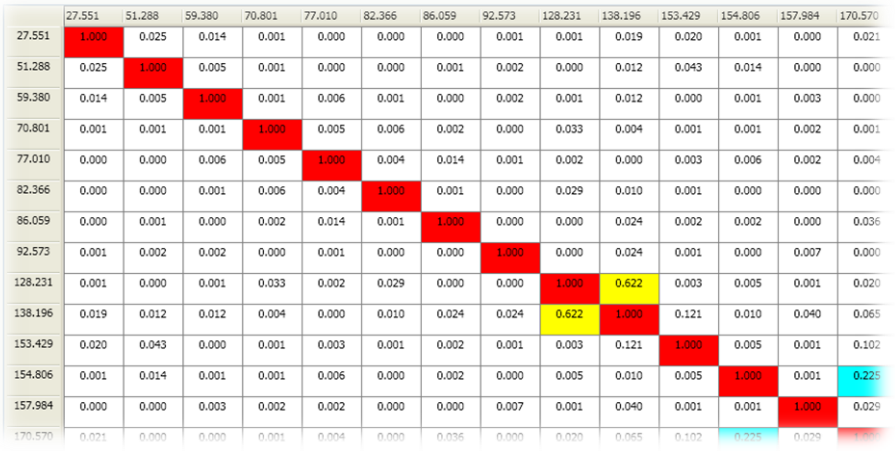
Mode Table1	170.455	175.260	176.678	184.165	196.507	199.508	205.750	208.982	219.796	227.655	239.701	247.256
170.455	.116	0.221	0.029	1.000	0.039	0.026	0.063	0.012	0.048	0.039	0.025	0.025	0.123	0.027	0.032
175.260	.136	0.060	0.004	0.039	1.000	0.022	0.045	0.186	0.014	0.004	0.002	0.007	0.232	0.003	0.010
176.678	.003	0.000	0.006	0.026	0.022	1.000	0.003	0.010	0.011	0.001	0.000	0.000	0.007	0.001	0.001
184.165	.001	0.002	0.001	0.063	0.045	0.003	1.000	0.004	0.008	0.002	0.001	0.006	0.026	0.018	0.000
196.507	.012	0.011	0.007	0.012	0.186	0.010	0.004	1.000	0.325	0.034	0.006	0.031	0.064	0.002	0.005
199.508	.008	0.025	0.002	0.048	0.014	0.011	0.008	0.325	1.000	0.154	0.078	0.025	0.039	0.001	0.007
205.750	.011	0.000	0.001	0.039	0.004	0.001	0.002	0.034	0.154	1.000	0.034	0.012	0.006	0.000	0.001
208.982	.004	0.002	0.002	0.025	0.002	0.000	0.001	0.006	0.078	0.034	1.000	0.090	0.009	0.001	0.001
219.796	.004	0.008	0.000	0.025	0.007	0.000	0.006	0.031	0.025	0.012	0.090	1.000	0.032	0.001	0.145
227.655	.007	0.020	0.010	0.123	0.232	0.007	0.026	0.064	0.039	0.006	0.009	0.032	1.000	0.017	0.004
239.701	.003	0.000	0.015	0.027	0.003	0.001	0.018	0.002	0.001	0.000	0.001	0.001	0.017	1.000	0.018
247.256	.004	0.001	0.004	0.032	0.010	0.001	0.000	0.005	0.007	0.001	0.001	0.145	0.004	0.018	1.000

Şekil 4. 19 Yay ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 2

Kauçuklu modal teste ait aşağıdaki modlarda;

- 9. ile 10. mod
- 12. ile 14. mod
- 15. ile 18. mod
- 15. ile 19. mod
- 18. ile 19. mod

arasında modal şekil benzerliği mevcuttur. İlgili modlara ait benzerlikler Şekil 4. 20 ve 4. 21'de verilmiştir. Diğer modlara ait şekillerde ise, belirgin bir farklılık görülmektedir. Daha hassas bir sonlu eleman ağı örme (meshleme) ve daha hassas bir ölçüm ile daha doğru sonuçların alınacağı hususu dikkate alınarak bu analiz sonucunda elde edilen yakın mod şekillerinin farklı olduğu görülebilir.



	27.551	51.288	59.380	70.801	77.010	82.366	86.059	92.573	128.231	138.196	153.429	154.806	157.984	170.570
27.551	1.000	0.025	0.014	0.001	0.000	0.000	0.000	0.001	0.001	0.019	0.020	0.001	0.000	0.021
51.288	0.025	1.000	0.005	0.001	0.000	0.000	0.001	0.002	0.000	0.012	0.043	0.014	0.000	0.000
59.380	0.014	0.005	1.000	0.001	0.006	0.001	0.000	0.002	0.001	0.012	0.000	0.001	0.003	0.000
70.801	0.001	0.001	0.001	1.000	0.005	0.006	0.002	0.000	0.033	0.004	0.001	0.001	0.002	0.001
77.010	0.000	0.000	0.006	0.005	1.000	0.004	0.014	0.001	0.002	0.000	0.003	0.006	0.002	0.004
82.366	0.000	0.000	0.001	0.006	0.004	1.000	0.001	0.000	0.029	0.010	0.001	0.000	0.000	0.000
86.059	0.000	0.001	0.000	0.002	0.014	0.001	1.000	0.000	0.000	0.024	0.002	0.002	0.000	0.036
92.573	0.001	0.002	0.002	0.000	0.001	0.000	0.000	1.000	0.000	0.024	0.001	0.000	0.007	0.000
128.231	0.001	0.000	0.001	0.033	0.002	0.029	0.000	0.000	1.000	0.622	0.003	0.005	0.001	0.020
138.196	0.019	0.012	0.012	0.004	0.000	0.010	0.024	0.024	0.622	1.000	0.121	0.010	0.040	0.065
153.429	0.020	0.043	0.000	0.001	0.003	0.001	0.002	0.001	0.003	0.121	1.000	0.005	0.001	0.102
154.806	0.001	0.014	0.001	0.001	0.006	0.000	0.002	0.000	0.005	0.010	0.005	1.000	0.001	0.225
157.984	0.000	0.000	0.003	0.002	0.002	0.000	0.000	0.007	0.001	0.040	0.001	0.001	1.000	0.029
170.570	0.021	0.000	0.000	0.001	0.004	0.000	0.036	0.000	0.020	0.065	0.102	0.225	0.029	1.000

Şekil 4. 20 Kauçuk ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 1



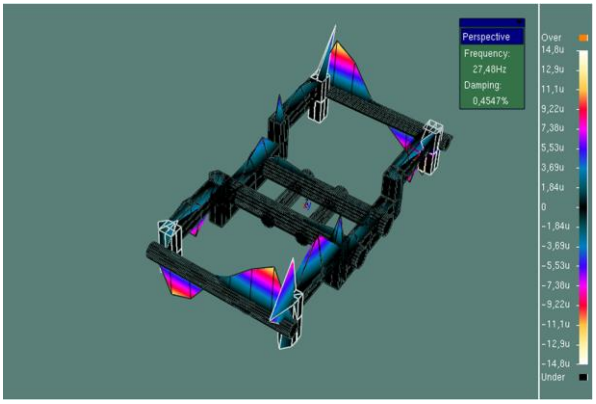
	429	154.806	157.984	170.570	175.149	176.382	184.172	196.607	199.512	205.845	208.593	219.812	227.637	239.715	247.578
154.806	.005	1.000	0.001	0.225	0.152	0.006	0.000	0.000	0.010	0.000	0.001	0.007	0.013	0.002	0.011
157.984	.001	0.001	1.000	0.029	0.002	0.000	0.002	0.005	0.002	0.000	0.000	0.000	0.001	0.008	0.000
170.570	.102	0.225	0.029	1.000	0.051	0.004	0.038	0.022	0.085	0.025	0.041	0.013	0.135	0.023	0.032
175.149	.020	0.152	0.002	0.051	1.000	0.027	0.040	0.257	0.020	0.003	0.002	0.004	0.126	0.001	0.001
176.382	.002	0.006	0.000	0.004	0.027	1.000	0.010	0.003	0.013	0.000	0.002	0.001	0.005	0.007	0.003
184.172	.005	0.000	0.002	0.038	0.040	0.010	1.000	0.001	0.008	0.002	0.000	0.002	0.017	0.037	0.003
196.607	.007	0.000	0.005	0.022	0.257	0.003	0.001	1.000	0.277	0.042	0.014	0.021	0.044	0.004	0.000
199.512	.000	0.010	0.002	0.085	0.020	0.013	0.008	0.277	1.000	0.135	0.072	0.009	0.017	0.001	0.021
205.845	.006	0.000	0.000	0.025	0.003	0.000	0.002	0.042	0.135	1.000	0.038	0.023	0.029	0.001	0.000
208.593	.000	0.001	0.000	0.041	0.002	0.002	0.000	0.014	0.072	0.038	1.000	0.059	0.009	0.001	0.002
219.812	.003	0.007	0.000	0.013	0.004	0.001	0.002	0.021	0.009	0.023	0.059	1.000	0.008	0.002	0.133
227.637	.043	0.013	0.001	0.135	0.126	0.005	0.017	0.044	0.017	0.029	0.009	0.008	1.000	0.000	0.023
239.715	.003	0.002	0.008	0.023	0.001	0.007	0.037	0.004	0.001	0.001	0.001	0.002	0.000	1.000	0.007
247.578	.005	0.011	0.000	0.032	0.001	0.003	0.003	0.000	0.021	0.000	0.002	0.133	0.023	0.007	1.000

Şekil 4. 21 Kauçuk ile yapılan teste ait MAC (modal güvenlik kriteri) matrisi 2)

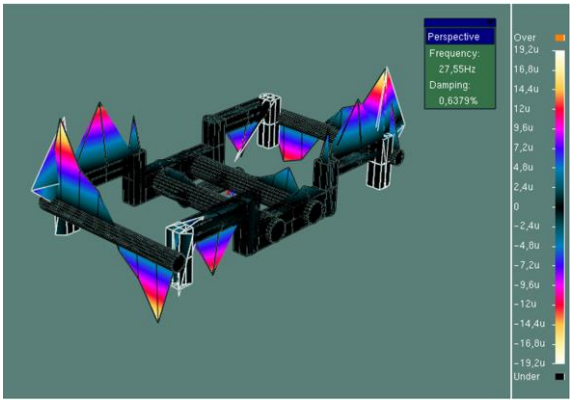
Hem yaylı modal teste ait hem de kauçuklu modal teste ait modal güvenlik matrisleri incelendiğinde ilgili modlarda benzer değerlerin çıktığı görülmüştür.

Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait birinci mod frekansları ve şekilleri Şekil 4. 22'de gösterilmiştir.

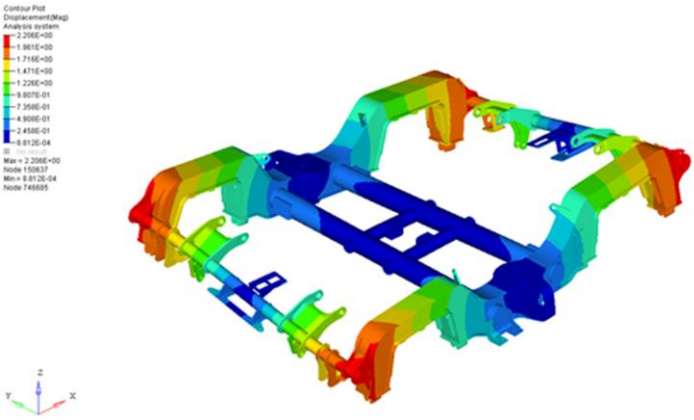
1.MOD



Yaylı modal analiz sonucu (27,48 Hz)



Kauçuklu modal analiz sonucu (27,55 Hz)

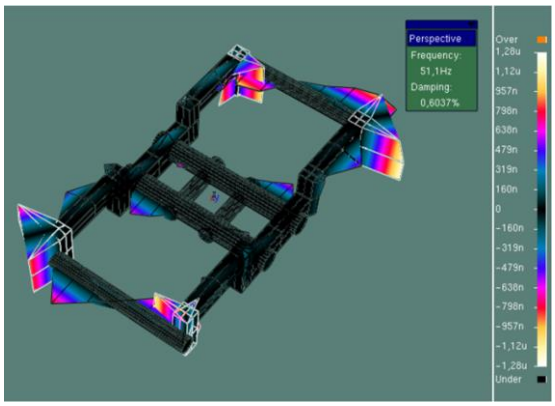


Sonlu elemanlar analizi sonucu (26,3 Hz)

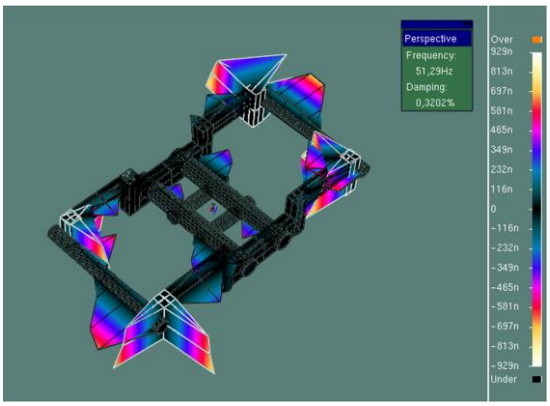
Şekil 4. 22 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait birinci mod frekans ve şekli

Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait ikinci mod frekansları ve şekilleri Şekil 4. 23'de gösterilmiştir.

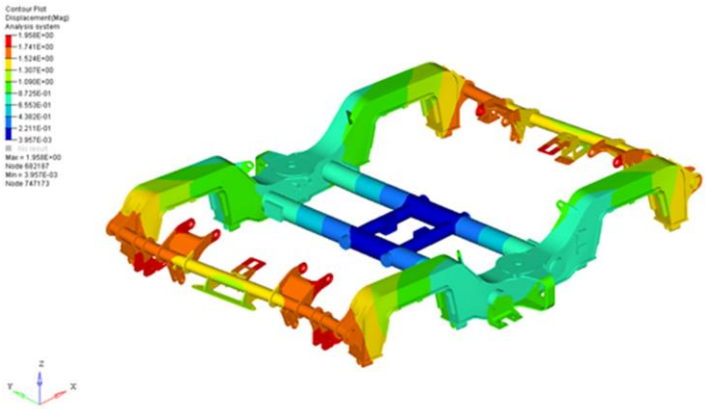
2.MOD



Yaylı modal analiz sonucu (51,1 Hz)



Kauçuklu modal analiz sonucu (51,28 Hz)

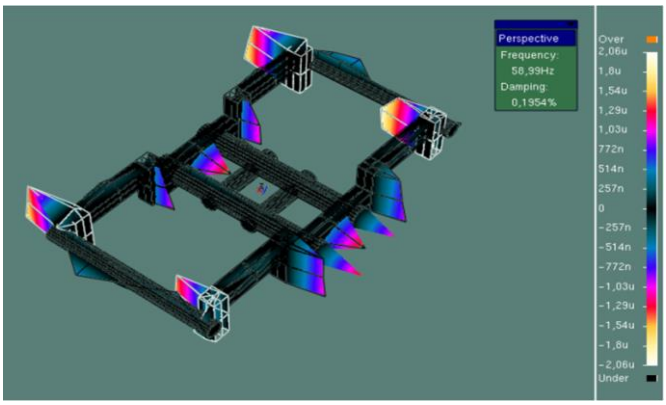


Sonlu elemanlar analizi sonucu (48 Hz)

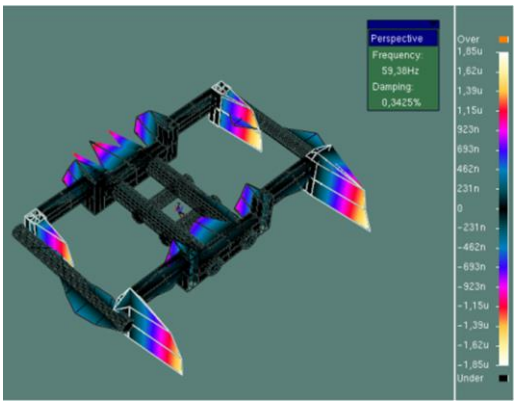
Şekil 4. 23 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait ikinci mod frekans ve şekli

Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait üçüncü mod frekansları ve şekilleri Şekil 4. 24'de gösterilmiştir.

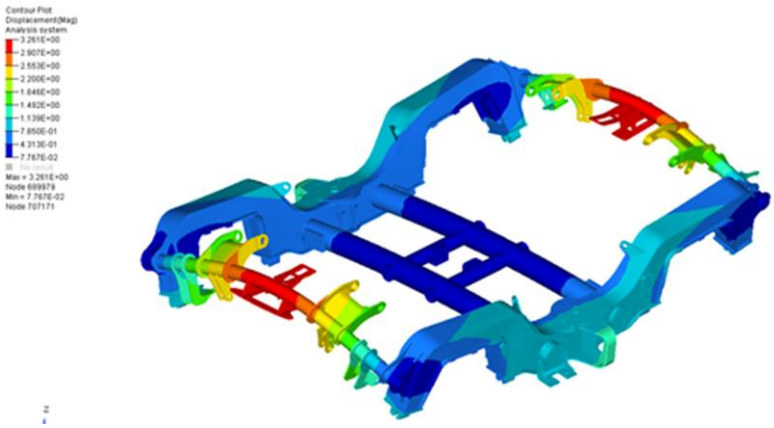
3.MOD



Yaylı modal analiz sonucu (58,99 Hz)



Kauçuklu modal analiz sonucu (59,38 Hz)

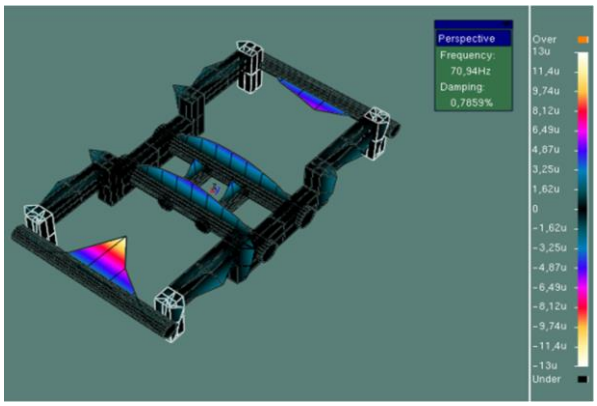


Sonlu elemanlar analizi sonucu (53,7 Hz)

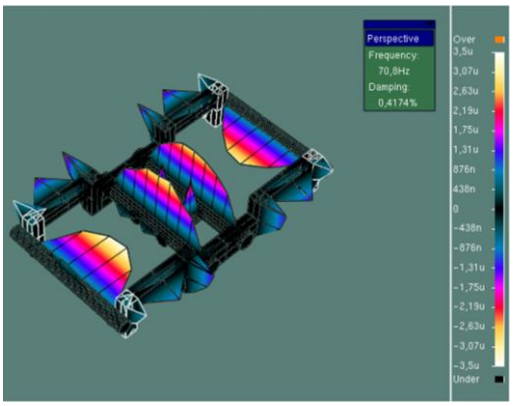
Şekil 4. 24 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait üçüncü mod frekans ve şekli

Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait dördüncü mod frekansları ve şekilleri Şekil 4. 25’ de gösterilmiştir.

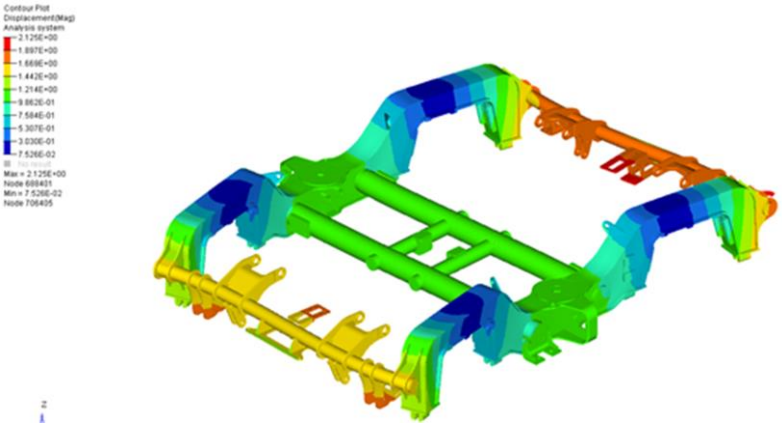
4.MOD



Yaylı modal analiz sonucu (70,94 Hz)



Kauçuklu modal analiz sonucu (70,8 Hz)

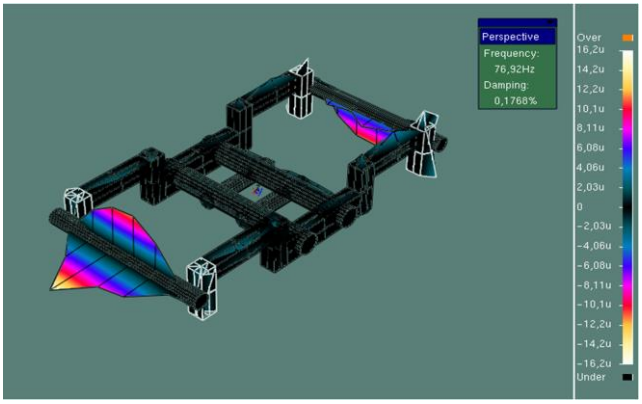


Sonlu elemanlar analizi sonucu (56,1 Hz)

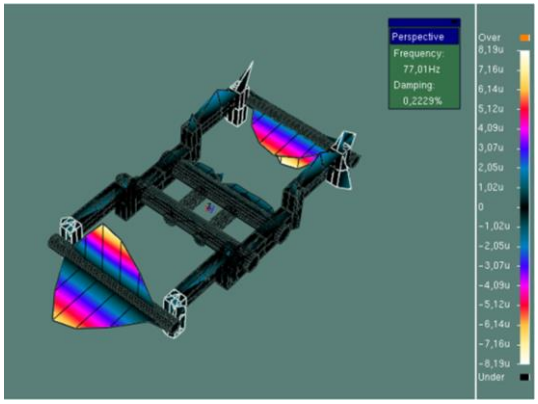
Şekil 4. 25 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait dördüncü mod frekans ve şekli

Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait dördüncü mod frekansları ve şekilleri Şekil 4. 26’ da gösterilmiştir.

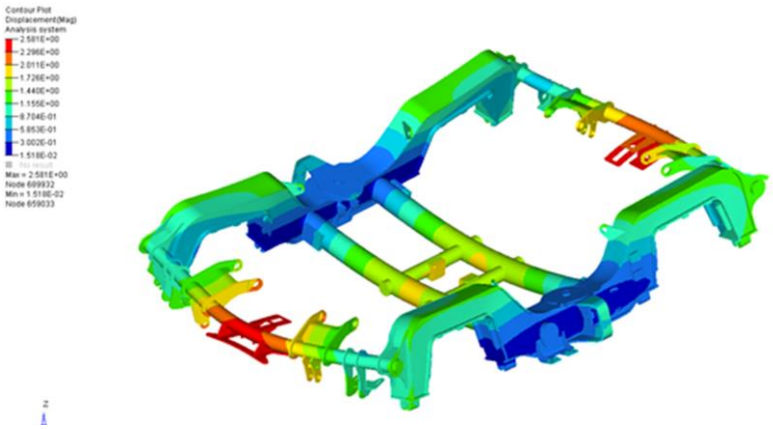
5.MOD



Yaylı modal analiz sonucu (76,9 Hz)



Kauçuklu modal analiz sonucu (77,1 Hz)



Sonlu elemanlar analizi sonucu (69,2 Hz)

Şekil 4. 26 Yaylı ve kauçuklu boji modal analizi ile sonlu elemanlar analizi yapılmış bojiye ait beşinci mod frekans ve şekli

Aşağıdaki Çizelge 4. 6'da deneysel modal analizlerden elde edilen mod frekans değerleri verilmiştir. Bu değerler birbirleriyle kıyaslandığında, birinci mod frekansında % 0.25, ikinci mod frekansında % 0.35 ve üçüncü mod frekansında % 0.65, dördüncü mod frekansında % 0.19, beşinci mod frekansında % 0.14 fark görülmüştür. Bu fark, en fazla 3. modda % 0,65 olarak görülmüştür. Diğer mod frekanslarına ait farklar da aynı çizelgeden görülebilmektedir. Deneysel modal analizden elde edilen sonuçlar arasındaki ortalama fark % 0,15 bulunmuştur.

Çizelge 4. 6 Deneysel testlere ait mod frekans sonuçları

Mod	TAŞIYICI BOJİ YAYLI MODAL ANALİZ SONUCU (Hz)	TAŞIYICI BOJİ KAUÇUKLU MODAL ANALİZ SONUCU (Hz)	% FARK
1	27,48	27,55	% 0,25
2	51,1	51,28	% 0,35
3	58,99	59,38	% 0,65
4	70,94	70,8	% 0,19
5	76,9	77,01	% 0,14
6	82,29	82,37	% 0,09
7	86	86,06	% 0,06
8	92,07	92,57	% 0,54
9	127,8	128,2	% 0,31
10	138,2	138,2	% 0
11	153,43	153,4	% 0,01
12	154,5	154,8	% 0,19
13	158,4	158	% 0,25
14	170,5	170,6	% 0,05
15	175,3	175,1	% 0,11
16	176,7	176,4	% 0,17
17	184,2	184,17	% 0,01
18	196,5	196,6	% 0,05
19	199,5	199,5	% 0
20	205,7	205,8	% 0,04
21	209	208,6	% 0,19
22	219,8	219,8	% 0
23	227,7	227,6	% 0,04
24	239,7	239,7	% 0
25	247,25	247,6	% 0,14

Çizelge 4. 7’de boji şasisinin hem yaylı model hem de kauçuklu modeline ait ilk beş modun yapısal malzeme sönümü, karmaşıklık değerlerini içeren değerler gösterilmiştir

Çizelge 4. 7 Boji saşisinin ilk beş moduna ait özellikler

Mod	Yapısal Malzeme Sönümü (%)		Karmaşıklık		Parametre Kestirim Metodu
	Yaylı Modal Analiz	Kauçuklu Modal Analiz	Yaylı Modal Analiz	Kauçuklu Modal Analiz	
1	0,4547	0,6379	0,0714	0,0691	Polyreference Frequency
2	0,6037	0,3202	0,1334	0,0038	Polyreference Frequency
3	0,1954	0,3425	0,0512	0,0382	Polyreference Frequency
4	0,7859	0,4174	0,2095	0,1723	Polyreference Frequency
5	0,1768	0,2229	0,1219	0,0125	Polyreference Frequency

BÖLÜM 5

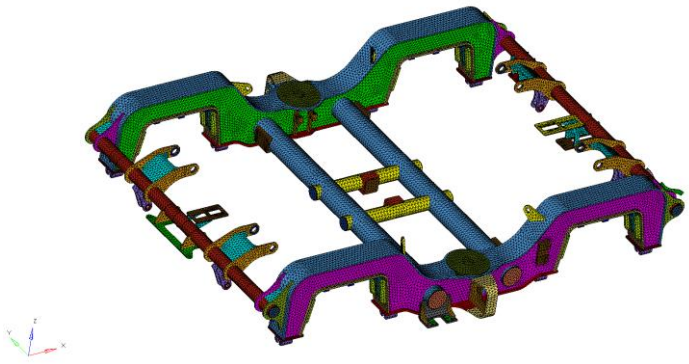
BOJİ ŞASİSİNİN NÜMERİK MODAL ANALİZİ

5.1 Boji Şasisi Nümerik Modal Analizi

Boji şasisine ait modal analiz Hyperworks programı kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

5.1.1 Boji Şasisi Sonlu Elemanlar Modeli

Boji şasisine ait nümerik modal analizin gerçekleştilmesi için, boji şasisine ait katı model öncelikle Catia yazılımında oluşturulmuştur. Daha sonra 3B katı modeli oluşturulan boji şasisinin sonlu eleman analizinin yapılabilmesi için Hypermesh programına transfer edilmiştir. Transfer edilen boji şasisine sonlu eleman ağ örme işlemi (mesh) uygulanmıştır (Şekil 5. 1).



Şekil 5. 1 Boji şasisi sonlu eleman modeli

Sonlu eleman ağ örme işlemi uygulanmış modele, çelik malzeme yoğunluk değeri atanmıştır. Yoğunluk değerinin atanmasından sonra, kütle değeri belirlenen boji şasisi sonlu eleman modeli, serbest serbest şartlarında modal analiz için, HyperWorks programında matematiksel çözümlemeleri yapan alt modülü Radioss yazılımında çözdürülmüştür. Boji şasisinin nümerik modal analizi için kullanılan bazı bilgi ve özellikler Çizelge 5. 1'de verilmiştir.

Çizelge 5. 1 Boji şasisine ait nümerik analiz bilgileri

Katı Modelleme Yazılımı	Catia
Yapısal Modal Analiz Yazılımı	Hyperworks
Ağ Örme (Mesh) Yazılımı	Hypermesh
Çözdürücü Tipi	Radioss
Ağ Tipi	Tetragonal
Eleman Tipi	2. Dereceden
Model Kütlesi	833 kg
Sınır Şartları	Serbest-Serbest

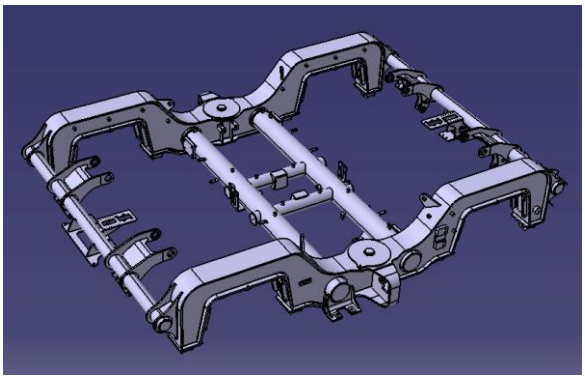
Model oluşturulduktan sonra, boji şasisi hiçbir sınır şartının verilmediği serbest durum için analiz edilmiştir. Taşıyıcı boji şasisinin serbest durumdaki titreşim analizinin sonunda her bir kritik frekans için geometrik karakteristik belirgindir. Aşağıdaki şekillerde ilk beş mod frekans ve şekilleri görülmektedir.

Yapısal sistemlerde ilk 3-5 modun incelenmesi yapının doğal frekansları açısından yeterli olmaktadır. Görüldüğü üzere genlik açısından z ekseni en kritik yön olup, bu yönde ilk beş frekans 26.3 Hz, 48 Hz, 53.7 Hz, 56.1 Hz ve 69.2 Hz şeklindedir.

5.1.2 Boji Şasisi Geometrik Modeli

Şekil 5. 2'de görülen yerli tramvay taşıtına ait boji şasi modeli, Catia V5 yazılımında üç boyutlu olarak oluşturulmuştur. Bu üç boyutlu şasi modelinde, analize dahil

edilmeyecek ekipmanların modelden temizlenmesi, uygun olan yerlerde radyusların düz hale getirilmesi, civata deliği vb. gereği olmayan yerlerin kapatılması gibi basitleştirme işlemlerinin uygulandığı model sadeleştirilerek Hypermesh yazılımına transfer edilmiştir.



Şekil 5. 2 Boji şasisi geometrik modeli

5.1.3 Şeçilen Sonlu Eleman Tipi ve Özellikleri

Taşıt yapısı genel olarak, 2. dereceden 3D tetragonal elemanlar kullanılarak oluşturulmuştur. İkinci derece eleman seçimiyle tetragonal elemanların hata oranı azaltılmıştır. Bu sayede nod sayısı, birinci derece elemanlara kıyasla yaklaşık iki katına çıkmıştır ve sonuçların güvenirliğini arttırmıştır. Eleman boyutu olarak 20 mm seçilmiştir. Kaynaklı parça birleştirme noktaları, nodların birbirine dikilmesi ile oluşturulmuştur. Model bir bütün olarak şasiyi temsil ettiğinden ve tüm parçalar birbirine dikildiğinden rijit eleman kullanılmamıştır.

Boji modeli için 3D heksagonal elemanların kullanılması da düşünülmüş ancak; gerek ağ yapısının oluşturulmasının uzun vakit alması gerekse de 2.derece tetragonal elemanlardan alınan sonuçların yeterli olduğu düşünceleriyle tetra elemanlar tercih edilmiştir.

5.1.4 Kullanılan Mazeme Tipi ve Özellikleri

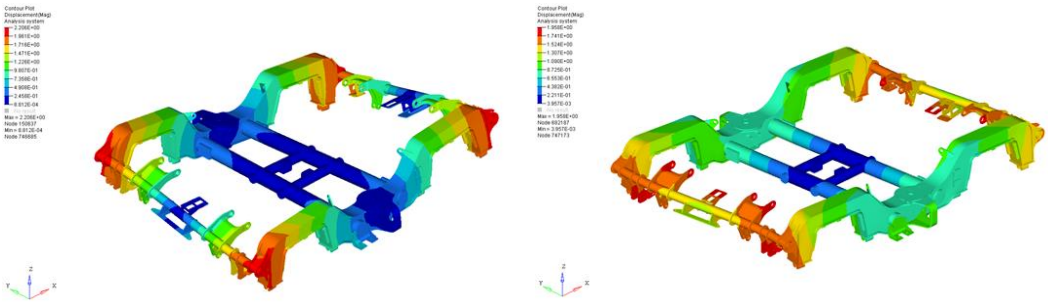
Boji şasisini oluşturan profillerin malzemesi S 355J2 çeliğidir. Malzemelere ait mekanik özellikler Çizelge 5. 2'de gösterilmiştir.

Çizelge 5. 2 Malzeme özellikleri

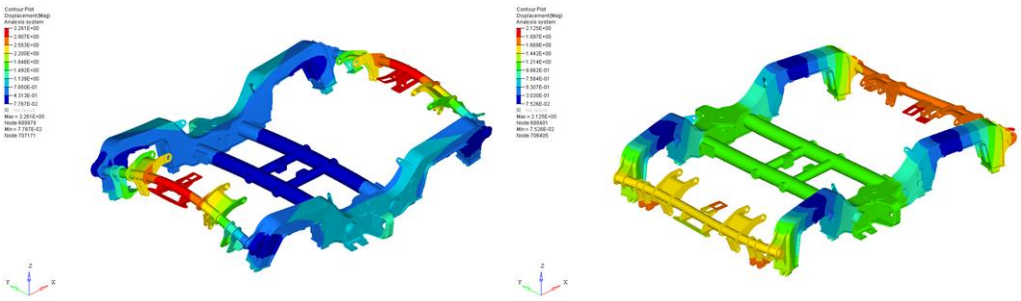
S 355 Malzemenin Mekanik Özellikleri	**Kalınlık 3<d<16**
Elastisite Modülü (Mpa)	210
Poisson Oranı	0,3
Yoğunluk (t/mm3)	9,3 e-9
Akma Sınırı (Mpa)	355
Kopma Sınırı (Mpa)	470
Tangent Modülü	-
Yoğunluk[kg/m3]	7800

Taşıt modelinin toplam ağırlığının son aşamada, taşıtın gerçek ağırlığına ulaşmadığı görülmüştür. Bunun sebepleri modelleme esnasında yapılan basitleştirmeler, taşıt toplam kütlesinde belirlenemeyen unsurlar (civata, somun vs.) şekilde örneklenebilir. Bu sebeplerden dolayı model ağırlığını, taşıt ağırlığına getirmek için malzeme yoğunluğu gerektiği kadar arttırılmıştır.

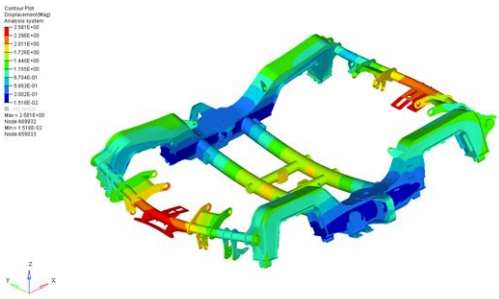
Aşağıdaki şekillerde boji şasisinin ilk beş moduna ait sonlu elemanlar analizi sonucu elde edilen mod frekans ve şekilleri gösterilmiştir.



Şekil 5. 3 Sonlu eleman analizi sonucu 1.mod şekli (26,3 Hz) ve 2. mod şekli (48 Hz)



Şekil 5. 4 Sonlu eleman analizi sonucu 3.mod şekli (53,7 Hz) ve 4.mod şekli (56,1 Hz)



Şekil 5. 5 Sonlu eleman analizi sonucu 5. mod şekli (69.2 Hz)

Aşağıdaki Çizelge 5. 3'de boji saşisine ait nümerik ve deneysel metotlarla bulunan ilk beş moda ait doğal frekans değerleri kıyaslamalı olarak gösterilmiştir.

Çizelge 5. 3 Boji saşisine ait nümerik ve deneysel metotlarla bulunan ilk beş moda ait doğal frekans değerleri

Doğal Frekanslar (Hz)						Yapısal Malzeme Sönümü (%)		Karmaşıklık		Para-metre
Mod	Nüme-rik Analiz	Yaylı Modal Analiz	Hata (%)	Kauçuklu Modal Analiz	Hata (%)	Yaylı Modal Analiz	Kauçuklu Modal Anali	Yaylı Modal Analiz	Kauçuklu Modal Analiz	Kestirim Metodu
1	26,3	27,48	4,48	27,55	4,75	0,4547	0,6379	0,0714	0,0691	Polyreference Frequency
2	48	51,1	6,45	51,28	6,83	0,6037	0,3202	0,1334	0,0038	
3	53,7	58,99	9,85	59,38	10,57	0,1954	0,3425	0,0512	0,0382	
4	56,1	70,94	26,45	70,8	26,20	0,7859	0,4174	0,2095	0,1723	
5	69,2	76,9	11,12	77,01	11,28	0,1768	0,2229	0,1219	0,0125	

Aşağıdaki Çizelge 5. 4'de boji saşisine ilk yirmibeş modun nümerik ve deneysel metotlarla bulunan doğal frekans değerleri ve farkları verilmiştir.

Çizelge 5. 4 Boji saşisine ait nümerik ve deneysel metotlarla bulunani yirmibeş moda ait doğal frekans değerleri

Mod	TAŞIYICI BOJİ NÜMERİK ANALİZ SONUCU (Hz)	TAŞIYICI BOJİ YAYLI MODAL ANALİZ SONUCU (Hz)	% FARK	TAŞIYICI BOJİ KAUÇUKLU MODAL ANALİZ SONUCU (Hz)	% FARK
1	26,3	27,48	% 4	27,55	% 5
2	48	51,1	% 6	51,28	% 7
3	53,7	58,99	% 10	59,38	% 11
4	56,1	70,94	% 26	70,8	% 26
5	69,2	76,9	% 11	77,01	% 11
6	74,3	82,29	% 11	82,37	% 11
7	80,6	86	% 7	86,06	% 7
8	84	92,07	% 10	92,57	% 10
9	88,6	127,8	% 44	128,2	% 45
10	124	138,2	% 11	138,2	% 11
11	145	153,43	% 6	153,4	% 6
12	148	154,5	% 4	154,8	% 5
13	150	158,4	% 6	158	% 5
14	161	170,5	% 6	170,6	% 6
15	169	175,3	% 4	175,1	% 4
16	173	176,7	% 2	176,4	% 2
17	177	184,2	% 4	184,17	% 4
18	185	196,5	% 6	196,6	% 6
19	187	199,5	% 7	199,5	% 7
20	188	205,7	% 9	205,8	% 9
21	197	209	% 6	208,6	% 6
22	200	219,8	% 10	219,8	% 10
23	209	227,7	% 9	227,6	% 9
24	222	239,7	% 8	239,7	% 8
25	228	247,25	% 8	247,6	% 9

Bu fark literatürde % 30[1] mertebelerine kadar kabul edildiği dikkate alındığında, gerek gerçekleştirilen deneysel modal testlerin gerekse kurulan sonlu eleman modelinin başarılı olduğunu göstermiştir.

Taşıyıcı bojinin; en kötü işletme şartları altında gerçekleştirilen raylı taşıt dinamik analizlerinden[2] elde edilen en büyük işletme frekansı değeri 12.13 Hz kafa vurma (pitch) değeridir. Taşıyıcı boji şasisinin ilk doğal frekans değeri ise 27.48 Hz'dir. Bu iki değer kıyaslandığında; boji şasisinin, kritik rezonans sınır bölgesinden iki katdan daha fazla uzak olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, boji şasisinin rezonans açısından emniyetli olduğunu göstermektedir.

Bu tezde ikinci olarak, mevcut tramvay boji şasisine ait elde edilen modal frekans değerleri, literatürde[3] bulunan yolcu vagonu boji şasilerine ait sonlu elemanlar yazılımından elde edilen modal frekans değerleriyle kıyaslanmıştır. Tramvay boji şasisine ait olan ilk mod frekans değeri 27.48 Hz. iken, yolcu vagonu Y32 boji şasisine ait ilk mod frekans değeri, 30.46 Hz'dir. Schlieren yolcu vagonu boji şasisine ait ilk mod frekansı ise, 30.01 Hz'dir.

Bu durum, yeni tasarlanan tramvay taşıyıcı bojisinin ilk mod frekans değerinin, konvansiyonel hatlarda işletilen yolcu vagonlarından Y32 ve Schlieren bojilerinin ilk mod frekanslarına yakın olduğunu göstermiştir. Böylece, ilk defa yerli imkanlar kullanılarak tasarlanan bojinin, mühendislik çalışmalarının başarılı bir seyir izlediğini ortaya koymaktadır.

[1] C. Schedlinski ve arkadaşları, Experimental Modal Analysis and Computational Model Updating of a Car Body in White,

[2] Dinamik Analiz Dahili dökümanı, Ulaşım A.Ş., Ar-Ge Departmanı

[3] Y32 ve Schlieren Bojilerinin Ansys yazılımında Analizi, Lisans Tezi, YTÜ

BÖLÜM 6

BOJİ ŞASİSİNİN BURULMA RİJİTLİĞİ ANALİZİ

6.1 Burulma Rijitliği Analizinin Önemi

Raylı sistem taşıtlarına ait boji şasileri, yük ve yolcu vagon gövdeleri; taşıtların seyri esnasında taşıtın taşıdığı yükteki değişim, kurbda seyir, hat düzensizlikleri (burulma, nivelman, ekartman, fleş), ivmelenme ve frenleme vb. kaynaklı farklı harici kuvvetlere maruz kalmaktadır [37]. Bu kuvvetlerin araca iletimi genellikle yaylandırılmamış kütleler (unsprung mass) olan tekerlekler, akslar, aks kutuları, primer süpansiyonlar ve manyetik frenler vasıtası ile olmaktadır. İletilen bu kuvvetler, birincil yaylandırılmış kütlelerden (simply suspended mass) birisi olan boji şasisi üzerinde burulma, gerilme ve deplasman değişimleri meydana gelmesine sebep olmaktadır. Meydana gelen burulma, gerilme ve deplasmanın; boji şasi yapısında kalıcı deformasyona sebep olmaması ve taşıtın seyir dinamiğini olumsuz etkilememesi için, tasarım aşamasında iken gerekli analizlerin yapılıp boji şasisi yapısal dayanımının sağlandığının garanti edilmesi gerekmektedir.

6.2 Literatür Özeti

Burulma rijitliği bölümünün, gerek deneysel modal analizden gerekse de nümerik modal analizden hariç bir bölüm olarak yer almasının daha muvafık olacağı düşünüldüğünden, konu ile ilgili literatür özeti de ayrı tutulmuştur.

Bölüm 4 ve bölüm 5'te serbest serbest şartlarında gerçekleştirilen modal analizlerde elde edilen sonuçlar incelendiğinde; nümerik modelde ilk mod olan burulma mod

frekansı 26,3 Hz, yaylı modal analizde 27,48 Hz, kauçuklu modal analizde 27,55 Hz frekans değeri elde edilmişti. Bu bölüm kapsamında yapılan çalışmalardan birisi de boji şasisi kesit kalınlıklarının 2 mm azaltıldığı ve arttırıldığı durumlarda sırasıyla ilk mod frekansı 30,69 Hz ve 23 Hz bulunmuştur. Kesitin azaltılması kütlenin azalmasına dolayısı ile doğal frekansın artmasına ve kesitin arttırılması da tersi etkiye sebep olmuştur. Kesit değişimleri durumunda frekanslar arasında lineer bir ilişki tespit edilip, rijitlik üzerinde ihmal edilebilecek mertebede değişim gözlemlendiğinden, kesit kalınlığı değişimlerine bağlı tekrardan bir analiz yapılmamıştır. Literatürde yapılan çalışmalarda ise;

Kim ve diğerleri [38], kompozit boji şasisi üzerinde gerçekleştirdikleri modal analizde kompozit bojiye ait burulma modunu nümerik olarak 65,70 Hz ve % 20,40 hata ile de deneysel olarak da 54,57 Hz bulmuşlardır. Daha sonra sınır şartları değiştirilmiş tam donanımlı çelik boji şasisi üzerinde de modal analiz yapmışlardır. Buldukları ilk mod frekansı 82,3 Hz değerindedir. Bu değerin, kompozit boji şasisindeki değerin % 27,7 sine tekabül ettiğini, çok düşük rijitlik değerine sahip olduğunu ve böylece ilgili boji şasinin yaprak yay gibi düşünülebileceğini ifade etmişlerdir.

Tang ve diğerleri [39], DMU (dizel çoklu ünite) şasisi üzerinde yaptıkları yorulma ve modal analiz çalışmasında tespit ettikleri ilk mod burulma modu olup, mod frekansı 43,3 Hz'dir. Boji şasisine ait lonjeronların (yan boylamsal kirişler) zıt yönde davranış göstermesinin, boji şasisinin düşük burulma rijitliğine sahip olmasına ve böylece hatlardaki düşey yol düzensizliğinin olumsuz etkilerini bertaraf etmesine katkı sağlayacağını belirtmişlerdir. Ayrıca; boji şasisinin altıncı mod frekansı 103,2 Hz'dir. Bu mod, kirişlerin düşey düzlemdeki birinci eğilme modudur. Mod frekansının oldukça yüksek çıkması, kirişlerin rijitliklerinin yüksek olmasına ve böylece aracın yükü taşıma kabiliyetinin artmasına ve bağlantıların muhafaza edilmesine fayda sağlamakta olduğundan bahsedilmiştir.

Younesian ve diğerleri [40], MD36 ve MD523 bojilerinde hasar yığılması ve rassal yorulma teorisine dayalı yorulma ömür tahmini üzerine yaptıkları çalışmada bojilerin sonlu eleman modelini kullanarak modal analizini gerçekleştirmişlerdir. Bunun neticesinde bojilerin ilk dört modunu kıyaslamalı olarak belirtmişlerdir.

Zehsaz ve diğerleri [41], , hız artışının iki akslı boji şasilerinde gerilme üzerine etkisi adlı çalışmasında ilk beş mod frekans değerlerini hesaplamıştır.

Diana ve diğerleri [42], raylı sistem taşıt konforu için deneysel ölçümler ile kıyaslamalı olarak nümerik modelin geliştirilmesi adlı çalışmasında taşıt gövdesi ve boji şasisi için rijit gövde hareketine ait doğal frekansları hesaplamışlardır.

Ribeiro ve diğerleri [43], deneysel modal parametrelere dayalı olarak bir raylı sistem aracının sonlu eleman modeli kalibrasyonu adlı çalışmasında taşıt gövdesi ve bojilere ait nümerik doğal frekans değerlerini hesaplamışlardır.

Firma bünyesinde hizmet veren ABB marka taşıtların taşıyıcı bojisine ait ilk mod şekli burulma olup, frekans değeri 35,5 Hz'dir.

Boji şasisi burulma rijitliği analizi ile ilgili literatürde fazla çalışmaya rastlanılmamıştır. Bunun sebebi olarak; raylı sistem taşıtlarının, otomotiv sektöründeki kadar fazla sayı ve çeşitliliğe sahip olmayışı, az sayıda araştırma-geliştirme ve üretim firmasının bulunması, konunun bu firmalar bünyesinde ele alınıp geliştirilmesi ve neticesinde akademiye çok fazla yansımaması kanaatine varılmıştır. Ayrıca; konu ile ilgili standartlar (aşağıda bahsedilecektir) incelendiğinde hattaki burulma (twist) etkisinde taşıttaki tekerlek yük boşalması (wheel unloading) hesabının daha çok kullanıldığı görülecektir. Bunun için, kullanılması zorunlu standart EN 14363:2005'tir.

İlgili standart, taşıtlarda tekerlek-ray etkileşiminin, taşıt seyir emniyeti (running safety) ve seyir davranışı (running behaviour) üzerindeki etkilerinin test edilip değerlendirilmesini zorunlu kılan, statik ve dinamik fazları olan taşıt dinamiği ile ilgili en önemli standartlardan birisidir. İlgili standartta burulma (hattın düz ve deverli bölümleri arasında kaçınılmazdır) olan hatlarda seyreden raylı sistem taşıtlarında deraymanı (raydan çıkma) etkileyen faktörler olarak; tekerlek yük boşalması ve kılavuzlama kuvvetleri (guiding force) ifade edilmiştir. Bahsedilen her iki faktör de kendi içinde taşıt ve hat kaynaklı olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Taşıt kaynaklı tekerlek yük boşalması etkileri olarak aşağıdaki maddeler belirtilmiştir:

- Süspansiyon burulma rijitliği ile bağlı olarak taşıt gövdesinin burulma rijitliği

- Primer süspansiyonun burulma rijitliği ile bağlı olarak boji şasisinin burulma rijitliği
- Taşıt ağırlık merkezinin eksantrikliği
- Burulma süresince burulma histerizisi

Burada yukarıda açıklandığı gibi, burulma rijitliği ile çok yakın ilişkisi olan tekerlek yük boşalması konusu dikkate alınacaktır. Diğer alt maddelerden bahsedilmeyecektir.

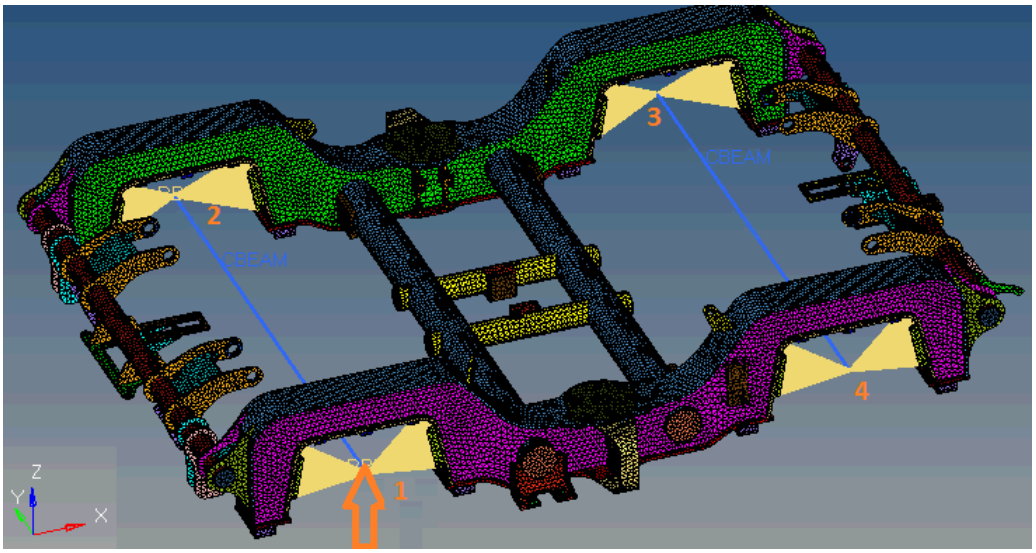
Boji şasisi ile alakalı diğer önemli bir standart ise EN 13749:2005'tir. İlgili standartta boji şasilerinin yapısal gereksinimlerini belirleyen metodlardan bahsedilmektedir. Bu metotlar; genel olarak statik, yorulma ve hat testlerinden müteşekkildir. Bu testler ile farklı tip raylı sistem taşıt boji şasileri üzerindeki farklı yükleme durumları gerçekleştirilir. Bunlar istisnai ve normal işletme altındaki yüklerdir. Bahsedilen yükleme durumları burulma etkisine maruz kalan boji şasisinin yeterli dayanıma sahip olması gerektiği ifade edilmektedir.

6.3 Yapılan Analizler

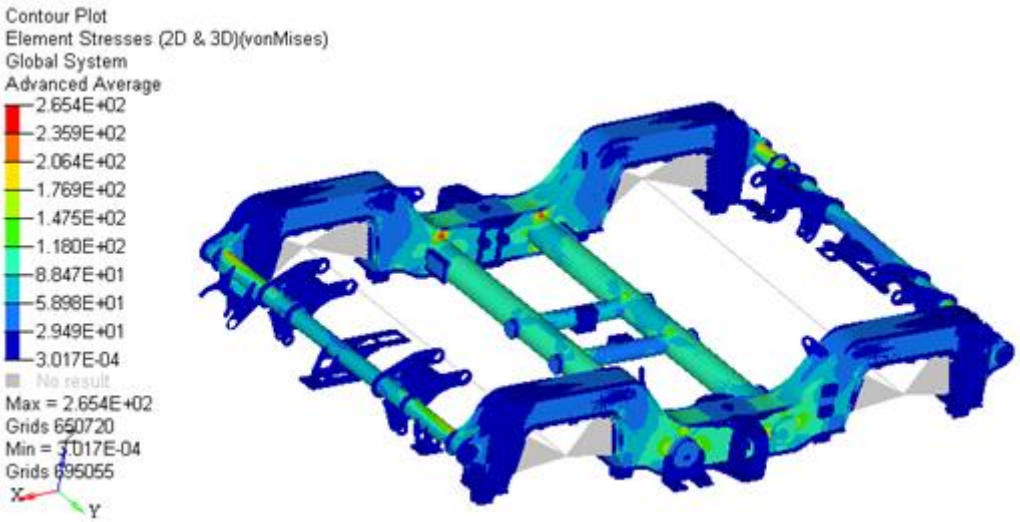
- **Birinci Senaryo**

Boji şasisi burulmasıyla alakalı olarak ilk yapılan nümerik analiz, hattaki burulma neticesinde boji şasisinde oluşan gerilme ve deplasman miktarının belirlenmesine dairdir. Bunlardan birincisi EN 13749:2005 standardına göre şasinin bir noktasından (Şekil 6. 1) boji akslararası mesafesinin (1800 mm) % 2'si (standardın yaklaşımından daha konservatif bir değer) olan 36 mm kadar düşey yönde deplasman uygulayıp gerilme değerlerinin akma sınırının (355 MPa) altında kalmasının incelenmesidir (Şekil 6. 2). Bu analizde vagon gövdesi ağırlığı hesaba katılmamıştır. Bu analizde ve diğer analizlerde gerek moment uygulayabilmek gerekse dönel deplasmanı Hyperworks yazılımında hesaplayabilmek için, boji şasisinin aks merkezlerinden geçen yardımcı çubuk eleman (birinci ve ikinci yardımcı çubuk elemanlar) tanımlanmıştır. Primer süspansiyonların bağlı olduğu aks kutuları rijit olarak kabul edilmiştir. Yardımcı çubuk elemanlar, aks kutusundaki rulmanların tam orta merkezinden bağlanmıştır.

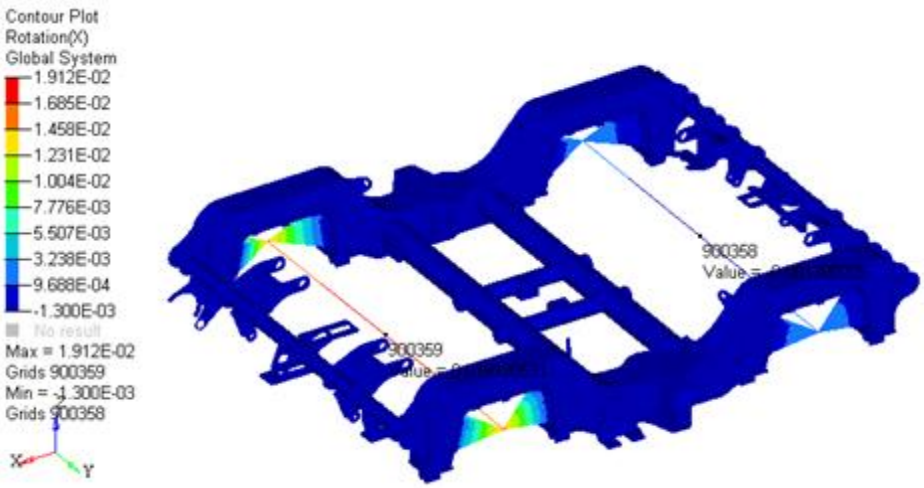
Boji şasisinde uygulanan sınır şartları; birinci noktada Y ve Z yönünde; ikinci noktada Z yönünde; üçüncü noktada Y ve Z yönünde; dördüncü noktada Z yönünde doğrusal hareketlerin kısıtlanması şeklindedir. Ayrıca boji şasisi ile vagon gövdesi arasındaki bolster kirişi ve döner halkadan gelen kısıt şartı da, boji şasisi yardımcı çubuk elemanların orta noktalarından X yönündeki hareket serbestlikleri kısıtlanarak sağlanmıştır. Bu şartlardan sonra yapılan analizden elde edilen boji şasisi gerilme dağılımı yanında ilk yardımcı çubuk elemanın orta noktasındaki dönel deplasman miktarı da 0,0191205 radyan hesaplanmıştır (Şekil 6. 3).



Şekil 6. 1 Boji şasisine 36 mm düşey deplasman uygulanışı



Şekil 6. 2 Bojide Gerilme Dağılımı (265 Mpa)



Şekil 6. 3 Dönel deplasman değeri

- **İkinci Senaryo**

Bu senaryoda boji şasisi burulma rijitliği otomotiv endüstrisinde tercih edilen sınır şartları kulanılarak analiz edilmiştir [44]. Sınır şartları aşağıdaki gibi seçilmiştir.

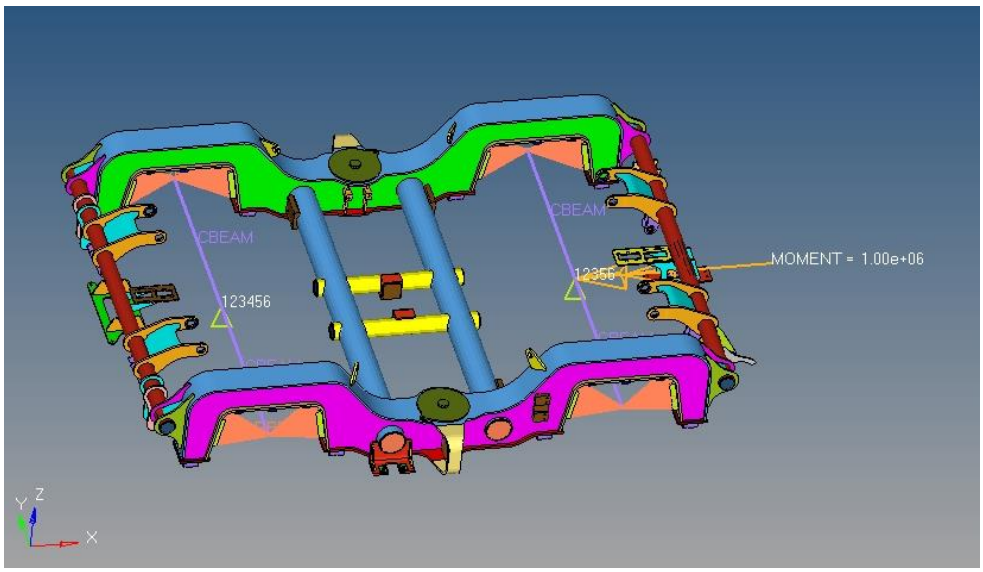
Birinci yardımcı çubuk elemanın orta noktası tüm yönlerde (X, Y, Z, ROTX, ROTY, ROTZ); ikinci yardımcı çubuk elemanın orta noktası X eksenindeki dönme serbestliği hariç tüm yönlerde (X, Y, Z, ROTY, ROTZ) kısıtlanıp aynı noktadan 1000000 Nmm'lik burulma momenti uygulanmıştır (Şekil 6. 4). Bu sınır şartları uygulandıktan sonra yapılan

analizde; ikinci yardımcı çubuk elemandan uygulanan burulma momentine karşılık birinci yardımcı çubuk elemanda 0,0003177 radyan (0,01821˚) dönel deplasman oluşturduğu hesaplanmıştır (Şekil 6. 5).

K burulma rijitliği (6.1) kullanılarak hesaplanabilir.

$$K = \frac{T}{\theta} \text{ [Nm/rad]} \qquad (6.1)$$

(6.1) kullanılarak yapılan hesap sonucunda burulma rijitlik değeri 3147623 Nm/rad elde edilmiştir.



Şekil 6. 4 Burulma hesabı için sınır şartları



Şekil 6. 5 Burulma deplasman değeri

- **Üçüncü Senaryo**

Bu senaryoda boji şasisi burulma rijitliği yine otomotiv endüstrisinde tercih edilen başka sınır şartı kulanılarak analiz edilmiştir [45]. Sınır şartları aşağıdaki gibi seçilmiştir.

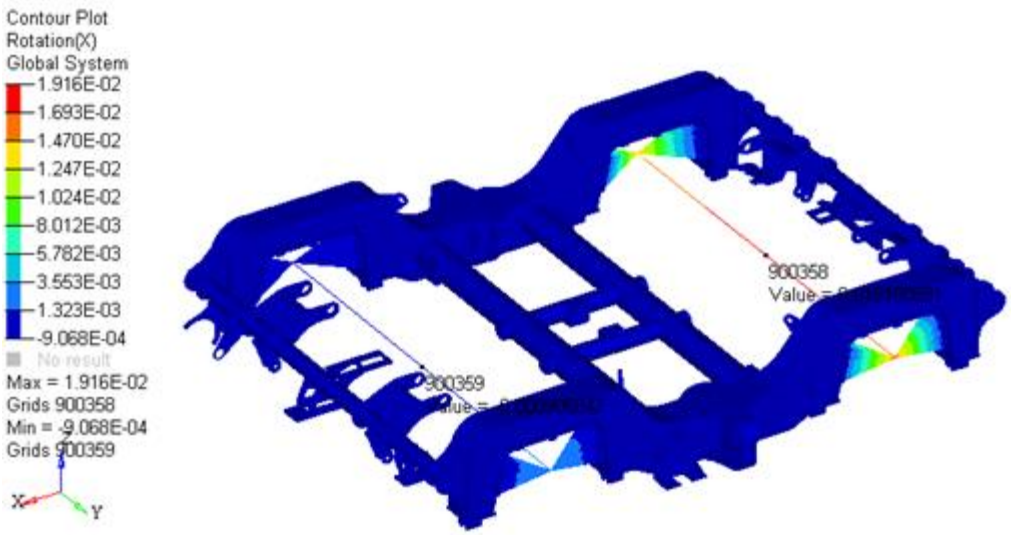
Boji şasisinde uygulanan sınır şartları; birinci noktada Z yönünde; ikinci noktada Z yönünde; üçüncü noktada X ve Z yönündeki doğrusal hareketler ile dördüncü noktada X, Y ve Z yönündeki doğrusal ve rotasyonel tüm hareketlerin kısıtlanması şeklindedir. (Şekil 6. 6)

Bu senaryoda birinci senaryodaki gibi herhangibir noktadan 36 mm düşey yönde deplasman verilmesi neticesinde boji şasisinde meydana gelen gerilme, deplasman ve dönme miktarları incelenmiştir. (Şekil 6. 7).

Birinci yardımcı çubuk elemanda 0,0001916 radyan dönel deplasman oluşturduğu hesaplanmıştır.



Şekil 6. 6 Burulma hesabı için sınır şartları



Şekil 6. 7 Burulma deplasman değeri

Yapılan burulma rijitliği analizlerinde birinci ve ikinci senaryoda dönel deplasman değerinin çok yakın olduğu, ikinci senaryodaki dönel deplasman değerinin ise birinci ve üçüncü senaryoya göre daha yüksek çıktığı görülmüştür. İkinci senaryoda uygulanan sınır şartları neticesinde elde edilen değerlerden rijitlik katsayısı 3147623 Nm/rad olarak hesaplanmıştır. Boji için hesaplanan bu değerin, rijitlik katsayısı tasnifine göre [44] yüksek rijitliği (hard torsional stiffness) ifade ettiği söylenebilir.

BÖLÜM 7

SONUÇLAR

SONUÇ VE ÖNERİLER

Gelişmiş ülkelerin en önemli şehiriçi toplu ulaşım vasıtalarından biri olan raylı sistemler; şehiriçi trafik probleminin azaltılmasındaki ciddi katkılarıyla beraber yolcularına emniyetli, konforlu, hızlı ve çevreci bir hizmet sunmaktadır. Fakat raylı sistemler; şehiriçi trafiğindeki bu önemli katkılarının yanında, bir takım problemleri de bünyesinde barındırmaktadır. Yolcu konforuna ve çevreye olan etkileri bakımından çözülmesi gereken problemlerin başında titreşim problemi gelmektedir. Bu problemin çözümünde gerekli önlemler alınmaması durumunda; tasarımı yapılan sistemin konstrüksiyonunda geri dönüşü olmayan yapısal deformasyonlar meydana gelebilmekte bu durum da; yolcuların seyir güvenliğine ve çevreye ciddi zararlar oluşturabilmektedir.

Bu tez konusu kapsamında; endüstriyel ve mühendislik tasarımı İUAŞ tarafından yapılan yerli İstanbul tramvayının taşıyıcı bojisinin titreşim analizi; deneysel modal analiz, sonlu eleman analizi ve burulma rijitlik analizi yapılarak gerçekleştirilmiştir.

Deneysel modal analizde; serbest-serbest sınır şartını elde etmek için, boji şasisi; öncelikle yay ve halat vasıtasıyla kren kancasına asılmış ve ilgili ölçümler yapılmıştır. Sonra aynı boji şasisi, zemin üzerinde bulunan iki adet kauçuk eleman üzerinde konumlandırılarak ölçümler gerçekleştirilmiştir. Bu ölçümler neticesinde her iki modal testten elde edilen titreşim karakteristikleri mukayese edilmiş ve birbirleriyle oldukça tutarlı oldukları gözlemlenmiştir.

Sonlu elemanlar analizinde ise; bojinin sonlu eleman ağı örülmüş (mesh) modeli çözdürülerek titreşim karakteristikleri belirlenmiştir. Sonlu elemanlar analizinden elde edilen bu titreşim karakteristikleri, her iki deneysel modal analizden elde edilen değerlerle mukayese edildiğinde; ilk mod frekansında % 5, ikinci mod frekansında % 7 ve üçüncü mod frekansında % 11 fark görülmüştür. En büyük frekans değeri farkı ise, dördüncü mod frekansında % 26 ile dokuzuncu mod frekansında % 45 olarak tespit edilmiştir. Sonlu eleman analizi ile deneysel modal analizden elde edilen sonuçlar arasındaki genel farkın ortalaması ise % 9,6 bulunmuştur. Bu fark literatürde % 30[1] mertebelerine kadar kabul edildiği dikkate alındığında, gerek gerçekleştirilen deneysel modal testlerin gerekse kurulan sonlu eleman modelinin başarılı olduğunu göstermiştir.

Taşıyıcı bojinin; en kötü işletme şartları altında gerçekleştirilen raylı taşıt dinamik analizlerinden[2] elde edilen en büyük işletme frekansı değeri 12,13 Hz kafa vurma (pitch) değeridir. Taşıyıcı boji şasisinin ilk doğal frekans değeri ise 27,48 Hz'dir. Bu iki değer kıyaslandığında; boji şasisinin, kritik rezonans sınır bölgesinden iki katdan daha fazla uzak olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum, boji şasisinin rezonans açısından emniyetli olduğunu göstermektedir.

Bu tezde ikinci olarak, mevcut tramvay boji şasisine ait elde edilen modal frekans değerleri, literatürde[3] bulunan yolcu vagonu boji şasilerine ait sonlu elemanlar yazılımından elde edilen modal frekans değerleriyle kıyaslanmıştır. Tramvay boji şasisine ait olan ilk mod frekans değeri 27,48 Hz. iken, yolcu vagonu Y32 boji şasisine ait ilk mod frekans değeri, 30,46 Hz'dir. Schlieren yolcu vagonu boji şasisine ait ilk mod frekansı ise, 30,01 Hz'dir.

Bu durum, yeni tasarlanan tramvay taşıyıcı bojisinin ilk mod frekans değerinin, konvansiyonel hatlarda işletilen yolcu vagonlarından Y32 ve Schlieren bojilerinin ilk mod frekanslarına yakın olduğunu göstermiştir. Böylece, ilk defa yerli imkanlar

[1] C. Schedlinski ve arkadaşları, Experimental Modal Analysis and Computational Model Updating of a Car Body in White,

[2] Dinamik Analiz Dahili dökümanı, Ulaşım A.Ş., Ar-Ge Departmanı

[3] Y32 ve Schlieren Bojilerinin Ansys yazılımında Analizi, Lisans Tezi, YTÜ

kullanılarak tasarlanan bojinin mühendislik çalışmalarının başarılı bir seyir izlediği söylenebilir.

Yapılan burulma rijitliği analizlerinden elde edilen burulma rijitlik katsayısının yüksek olduğu [44] görülmüştür. Bu değerin EN 14363:2005 standardına göre yapılacak taşıt seyir emniyeti ve davranış testlerin sonuçlarına göre değerlendirilmesi taşıt dinamiği açısından önemlidir. Gelecek çalışmalarda boji şasisinin burulma rijitliği konusunda EN 14363:2005 ve 14363:2013 Pr versiyonlarında bahsedilen burulma (twist) ve burulma rijitliği (torsional stiffness) ile alakalı hesap ve testlerin yapılabilmesi için; özel test sistemlerinin kurulması ve özel test parkurlarının -ki bunlar dünyada sayılıdır- inşa edilmesi gerekmektedir. Bu test sistemleri ve parkurları devreye alındığında, bilgisayar ortamında yapılan araç dinamik analizlerinin yukarıda bahsedilen standartların zorunlu kıldığı kapsamlı deneysel çalışmalar ile kabul edilebilir mertebede yüzdesel farkla doğrulama çalışmalarının icra edilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

[1] İTO, (2010). Dünden Bugüne İstanbul'da Ulaşım, Yayın No:2010-58, İstanbul.

[2] Atalay, A. E., (2009). E43000 Lokomotifinin Dinamik Modelinin Oluşturulması ve Titreşim Kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[3] Zeman, V., Hlavac, Z. ve Byrtus, M., (2007). "Modelling and Modal Properties of the Railway Vehicle Bogie with Individual Wheelset Drives", Applied and Computational Mechanics, 1: 371–380.

[4] Claus, H., ve Schiehlen, W., (1997). "Modeling and Simulation of Railway Bogie Structural Vibrations, Dynamics of Vehicles on Roads and Tracks", pp. 1-15.

[5] Özsoy, M., (2005). TVS 2000 Yolcu Vagonlarında Ray Düzgünsüzlüğünün Titreşim Konforuna Etkisi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya.

[6] Jong, D.D., (2002). "Running Dynamics of Long Passenger Trains in Push / Pull Operation", The 1st MSC. ADAMS European User Conference, London.

[7] Shou, W. T. ve Min, H. Y., "Finite Element Method Analysis of Bogie Static Strength Calculation, System – wide", E&M Project Office, Taipei.

[8] Kim, J. S., (2006). "Fatigue Assessment of Tilting Bogie Frame for Korean Tilting Train: Analysis and Static Tests", Journal of Engineering Failure Analysis, Volume 13, pp. 1326-1337.

[9] Ferguson, N. S., (2000). "Modelling the Vibrational Characteristics and Radiated Sound Power For A Y25-Type Bogie and Wagon", Journal of Sound and Vibration, Volume 231, pp. 791-803.

[10] Oyan, C., (1998). "Structural Strength Analysis of the Bogie Frame in Taipei Rapid Transit Systems", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Proquest Science Journals, Volume 222, Part F, pp. 253-262.

[11] Kırışık, R., (2002). Demiryolu Vagonunun Titreşim Modeli ve Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.

[12] Aba, E., (1994). Bir Yolcu Vagonunun Dinamik Tasarımı ve Titreşim Konforunun Analizi Üzerine Bir Yaklaşım, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[13] Çakır, K., Güney, B., Dağsöz, A. (1994), Raylı Taşımacılıkta Konfor, Mühendis ve Makine, Sayı 408, sy. 23-34,

[14] Metin, M. (2007). Raylı Sistem Araçlarının Modellenmesi ve Titreşimlerinin Kontrolü, Yüksek Lisans Tez, Y.T.Ü., İstanbul.

[15] Karayel, D. ve Erel ,G., (1997). "Raylı Taşıtlarda Süspansiyon Sistemlerinin Performans Analizi", 2. Ulusal Demiryolu Kongresi, sy. 399-411, İstanbul

[16] Arvind, K., Sanjeev, S., Ajit, S. ve Mahesh, R., (2000). "Improvement in Secondary Suspension of "IRY – IR 20" Coach Using Adams Rail", ADAMS/Rail User's Conference,

[17] Cai, Z., (1992). Modelling of Rail Track Dynamics and Wheel/Rail Interaction, Department of Civil Engineering, Queen's University, Thesis for the degree of Doctor of Philosophy, Canada.

[18] Dong, R., (1994). Vertical Dynamics of Railway Vehicle-Track System, Concordia University, Canada.

[19] Lei, X. ve Noda, N.-A., (2002). "Analyses of Dynamic Response of Vehicle and Track Coupling System with Random Irregularity of Track Vertical Profile", Journal of Sound and Vibration, 258(1):147-165.

[20] Mao, L. ve Asce, L. F., (2013). "Critical Speed and Resonance Criteria of Railway Bridge Response to Moving Trains", Journal of Bridge Engineering, 18:131–141.

[21] Knothe, K., (2001). Gleisdynamik, Technische Universität Berlin, Berlin.

[22] Meirovitch, L., (2001). Fundamentals of Vibration, Mc Graw Hill Book Company, International Edition

[23] Iwnicki, S., (2006). Handbook Railway Vehicle Dynamics, Taylor and Francis Group, London.

[24] Dikmen, F., Bayraktar, M. ve Güçlü, R., (2011). "Vibration Analysis of 19 Degrees of Freedom Rail Vehicle", Scientific Research and Essays, 6(26):5600-5608.

[25] Bayraktar, M., (2007). Raylı Taşıtların Dingillerinin Dinamik Analizi, Doktora Tezi, YTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[26] Metin, M. ve Güçlü, R., (2012). "Bir Hafif Raylı Sistem Aracının Boji-Tekerlek Setinin Nümerik ve Deneysel Modal Analizi", 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE'12), 11–13 Ekim 2012, Karabük.

[27] Topsakal, F. Z., Metin, M., Sezer, S. ve Turan, E., (2012). "Konvansiyonel Hatlarda Kullanılan Bir Raylı Taşıt Bojisinin İki Farklı Yöntemle Deneysel Modal Analizi", 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı (IWRSE'12), 11–13 Ekim 2012, Karabük.

[28] Kar, A. K., Wormley, D. N. ve Hedrick, J. K., (1980). "Generic Rail Truck Characteristics", In: Willumeit, H.-P. (Ed.): The Dynamics of Vehicles on Roads

and on Railway Tracks, Proceedings of the 6th IAVSD Symposium, 198–210, 1979, Berlin, Swets and Zeitlinger Publishers, Lisse.

[29] Popprath, S., Benatzky, C., Bilik, C., Kozek, M., Stribersky, A. ve Wassermann,J., (2006). "Experimental Modal Analysis of a Scaled Car Body for Metro Vehicles", The Thirteenth International Congress on Sound and Vibration (ICSV13-Vienna), cd-rom, 2 – 6 July 2006, Vienna.

[30] Arlı, V., (2011). Kentiçi Raylı Sistemler, İstanbul.

[31] İnşaat Halindeki Raylı Sistem Hatları, İstanbul Metropoliten Alanı Kentsel Ulaşım Ana Planı (İUAP), Mayıs 2011, s. 83.

[32] Tanış M. ve Öğüt K. S., Orta Ölçekli Kentler İçin Toplu Taşıma Seçeneklerinin Teknik Ve Malî Karşılaştırması, İTÜ, s. 8.

[33] ARGE ve Teknoloji, http://www.istanbululasim.com.tr/hakk%C4%B1m%C4%B1zda/ar-ge-ve-teknoloji.aspx

[34] R.Kubilay Köse, Rezonans - Kritik Hız Makina Arızalarının Temel Sorunu, Mühendis ve Makina - Cilt: 45 Sayı: 538, İstanbul

[35] İstanbul Ulaşım A.Ş., (2014). İstanbul Tramvay Aracı Tanıtım Kataloğu, İstanbul.

[36] Öztürk, M. E., (2007). Çamaşır Makinasının Dinamik Davranışının İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.

[37] TSE EN 13749, (2006). Railway Applications - Wheelsets and Bogies - Methods of Specifying Structural Requirements of Bogie Frames, TSE, I. Baskı, Ankara.

[38] Kim, J., Lee, W., Kim, K., ve Yoon, H., (2015). "Natural Frequency Evaluation of a Lightweight GFRP Composite Bogie Frame", International Journal of Precision Engineering and Manufacturing, 1:105-111.

[39] Tang, W., Wang, W., Wang, Y., Li, Q., (2014). "Fatigue Strength and Modal Analysis of Bogie Frame for DMUs Exported to Tunisia", Journal of Applied Mathematics and Physics, 2:342-348.

[40] Younesian, D., Solhmirzaei, A., Gachloo, A., (2009). "Fatigue Life Estimation of MD36 And MD523 Bogies Based On Damage Accumulation And Random Fatigue Theory", Journal of Mechanical Science and Technology, 23:2149-2156.

[41] Zehsaz, M., Tahami, F. V., Asl, A. Z., Ahmadian, F., (2011). "Effect of Increasing Speed on Stress of Biaxial Bogie Frame", Engineering, 3:276-284

[42] Diana, G., Cheli, F., Collina, A., Corradi, R. and Melzi, S., (2002). "The Development of a Numerical Model for Railway Vehicles Comfort Assessment Through Comparison With Experimental Measurements", Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 3:165-183.

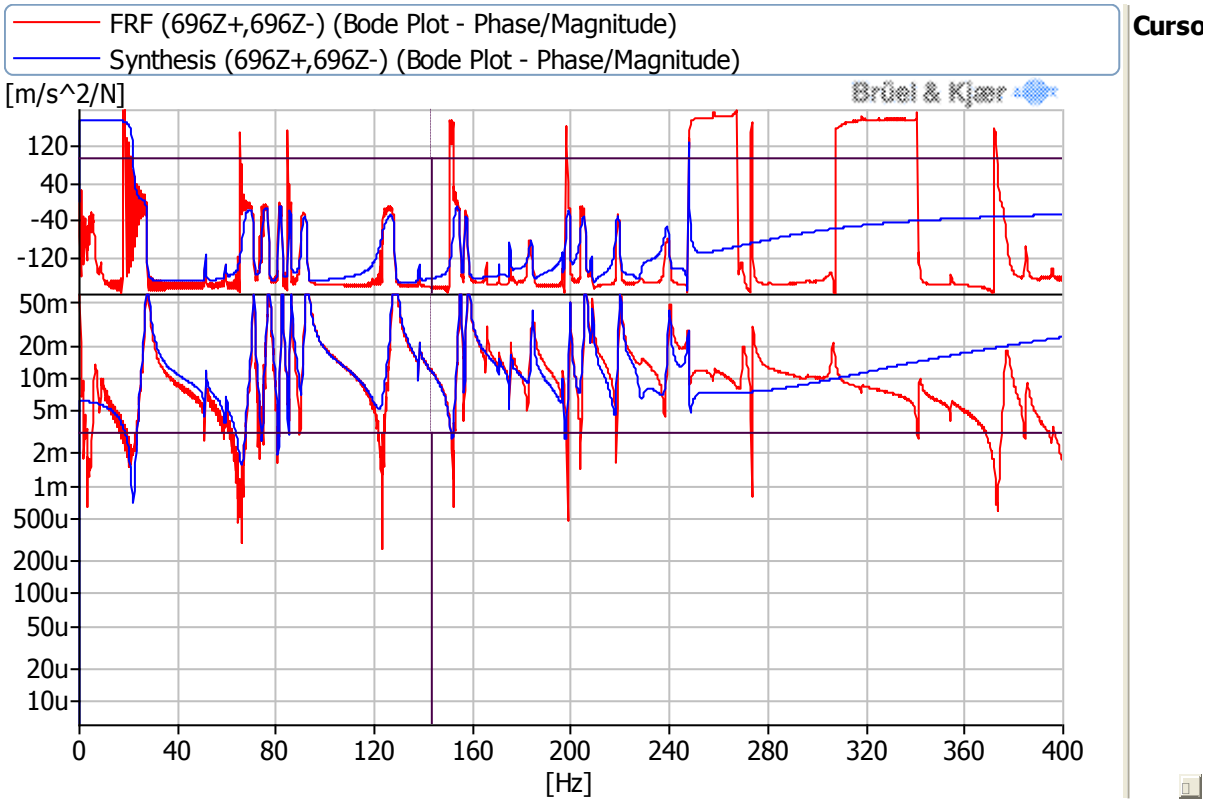
[43] Ribeiro, D., Calçada, R., Delgado, R., Brehm, M. and Zabel, V., (2013). “Finite-Element Model Calibration of a Railway Vehicle Based on Experimental Modal Parameters”, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, 6:821-856.

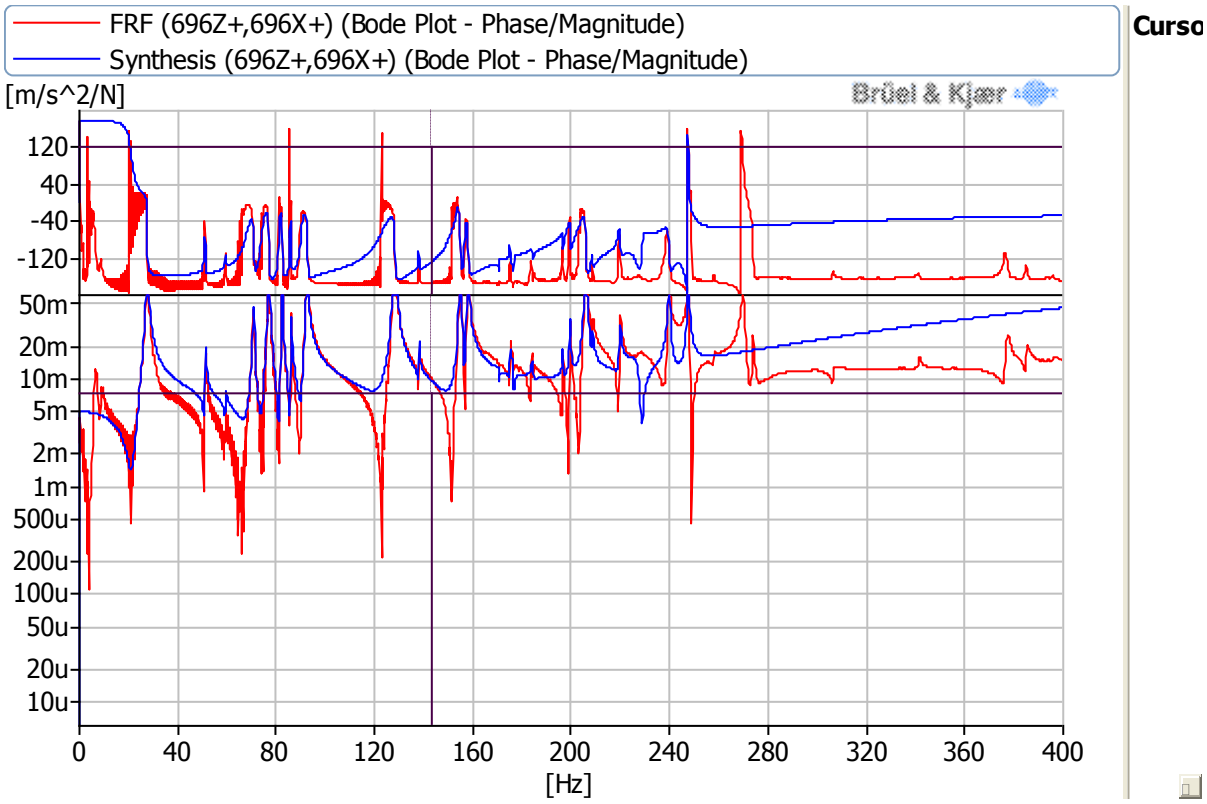
[44] Soytürk, A., Yıldırım, H., Akıncı, V., “Methods to Determine Torsional Stiffness in a Semi-Trailer Chassis Frame”, Sakarya.

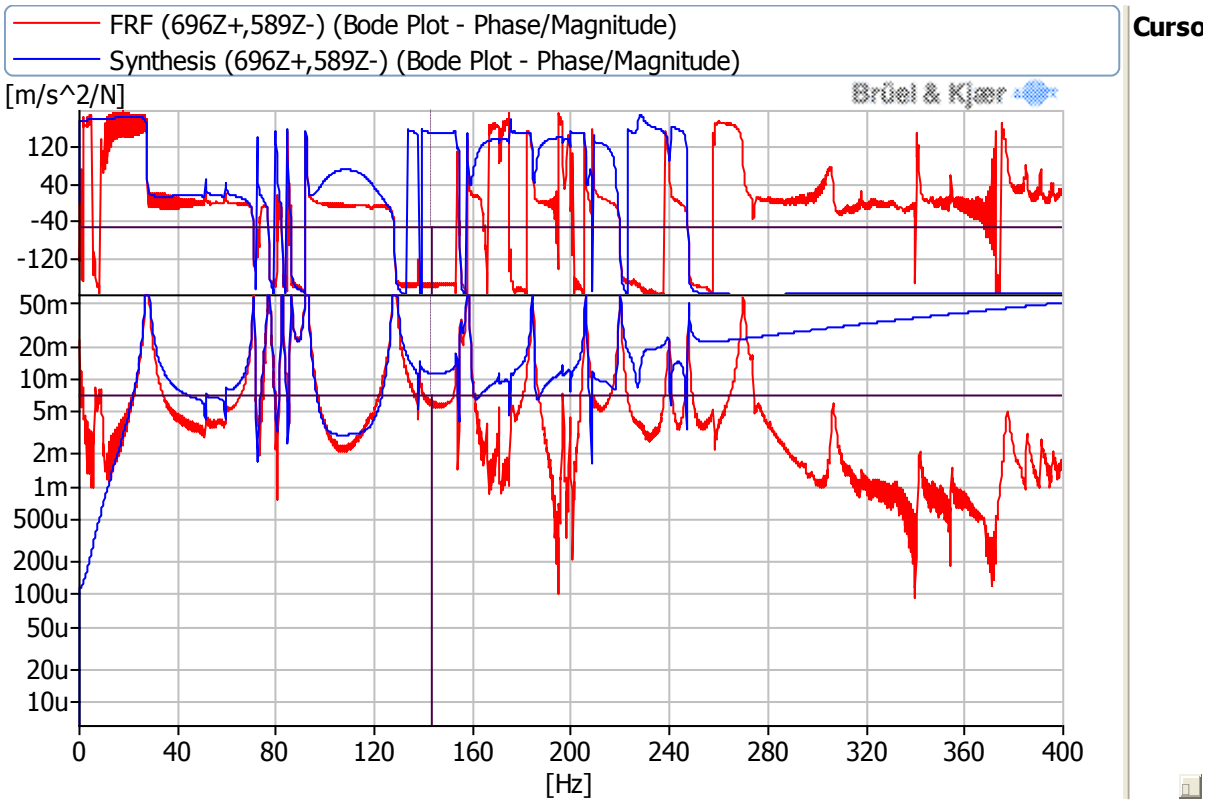
[45] Rediers, B., Yang, B., Juneja V., “Static and Dynamic Stiffness: One Test, Both Results”, Defiance Testing & Engineering Services, Inc., Troy MI48083.

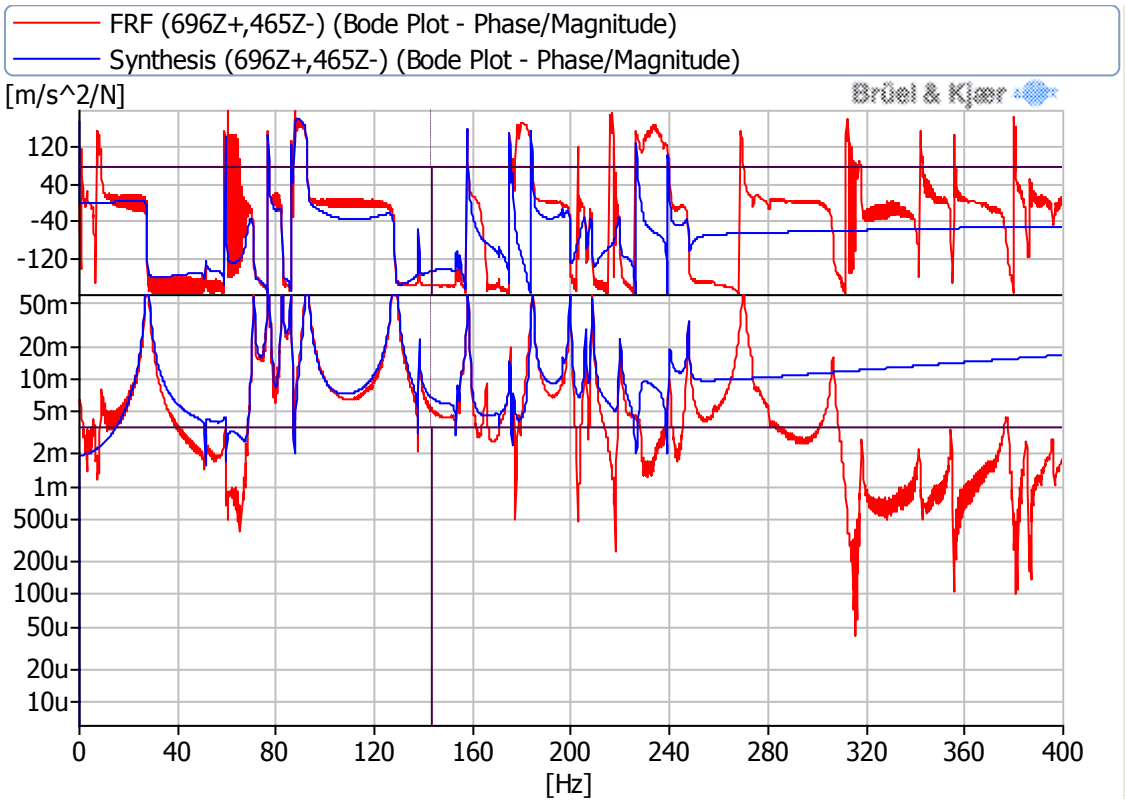
TAŞIYICI BOJİ ŞASİSİ ÜZERİNDEKİ BAZI TAHRİK NOKTALARINA AİT FREKANS CEVAP VE SENTEZ FONKSİYONU GRAFİKLERİ

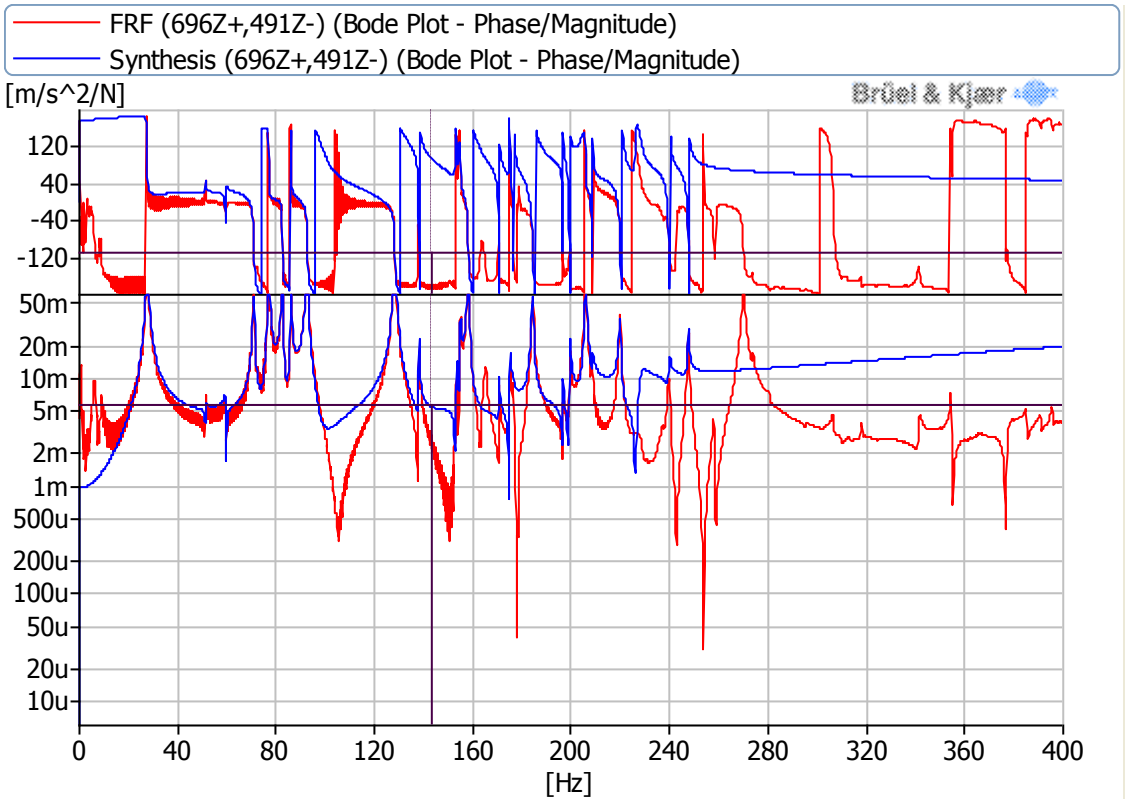
Kauçuk ile yapılan modal teste ait boji şasisi köşe noktalarından (1Z-, 1X+, 24Z-, 16Z-, 9Z-) sırası ile okunan cevap fonksiyon grafikleri aşağıdaki gibidir.



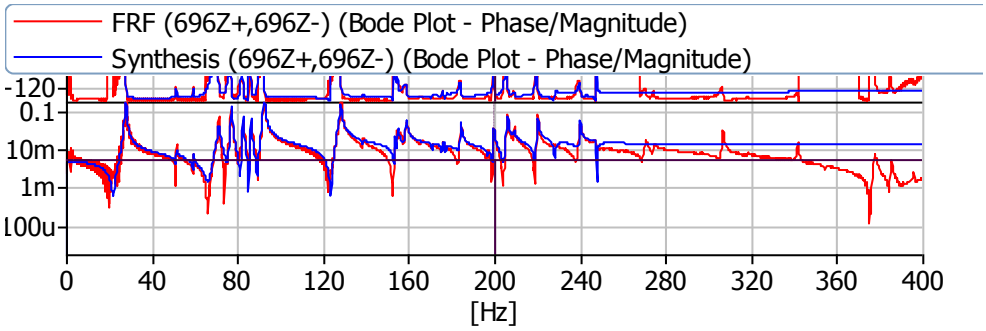

FRF (696Z+,696X+) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Synthesis (696Z+,696X+) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Curso
[m/s^2/N]
Brüel & Kjær
120
40
-40
-120
50m
20m
10m
5m
2m
1m
500u
200u
100u
50u
20u
10u
0
40
80
120
160
200
240
280
320
360
400
[Hz]

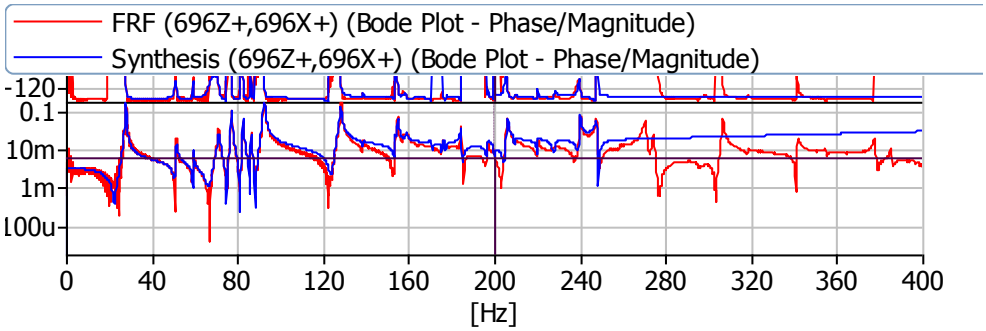

FRF (696Z+,589Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Synthesis (696Z+,589Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Curso
[m/s^2/N]
Brüel & Kjær
120
40
-40
-120
50m
20m
10m
5m
2m
1m
500u
200u
100u
50u
20u
10u
0
40
80
120
160
200
240
280
320
360
400
[Hz]

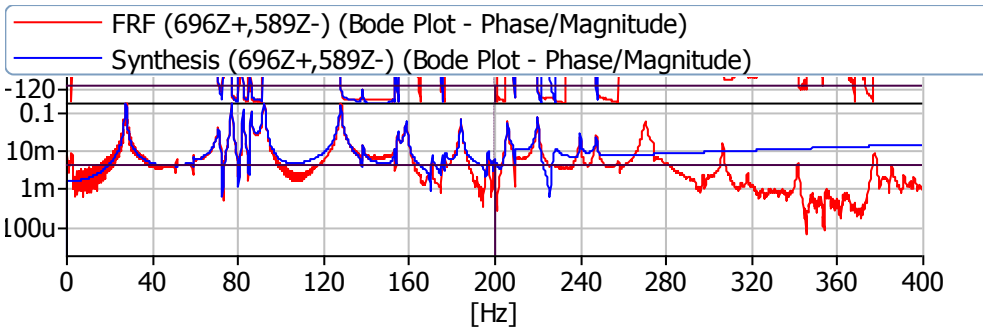

FRF (696Z+,465Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Synthesis (696Z+,465Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Curso
[m/s^2/N]
Brüel & Kjær
120
40
-40
-120
50m
20m
10m
5m
2m
1m
500u
200u
100u
50u
20u
10u
0
40
80
120
160
200
240
280
320
360
400
[Hz]

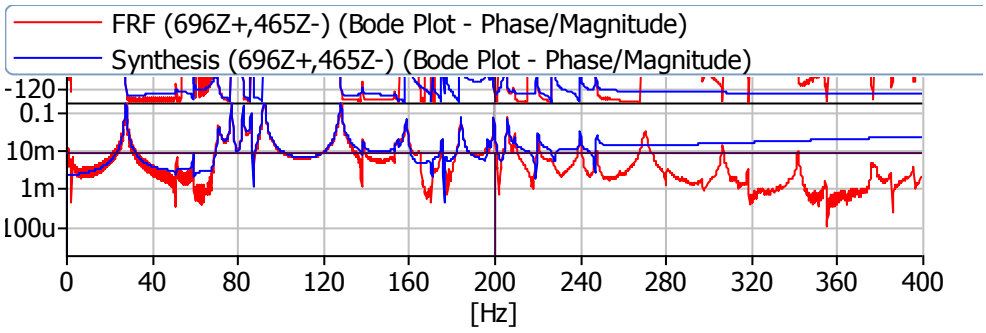

FRF (696Z+,491Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Synthesis (696Z+,491Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Curso
[m/s^2/N]
Brüel & Kjær
120
40
-40
-120
50m
20m
10m
5m
2m
1m
500u
200u
100u
50u
20u
10u
0
40
80
120
160
200
240
280
320
360
400
[Hz]

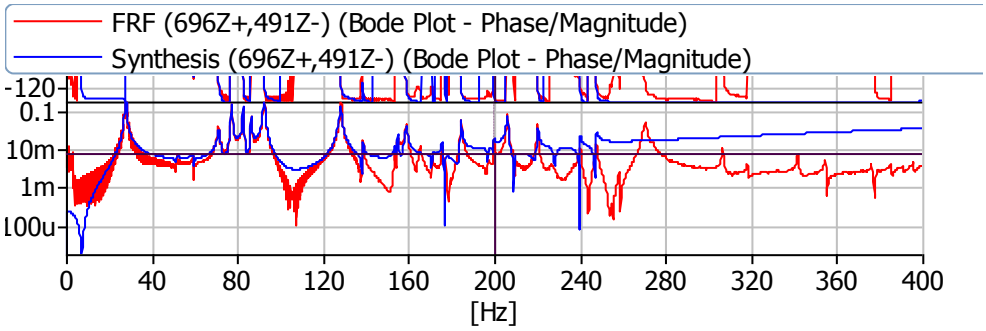
Yay ile yapılan modal teste ait boji şasisi köşe noktalarından (1Z-, 1X+, 24Z-, 16Z-, 9Z-) sırası ile okunan cevap fonksiyon grafikleri aşağıdaki gibidir.








FRF (696Z+,465Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Synthesis (696Z+,465Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
-120
0.1
10m
1m
l00u
0
40
80
120
160
200
240
280
320
360
400
[Hz]


FRF (696Z+,491Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
Synthesis (696Z+,491Z-) (Bode Plot - Phase/Magnitude)
-120
0.1
10m
1m
l00u
0
40
80
120
160
200
240
280
320
360
400
[Hz]

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı	:Fatih Zafer TOPSAKAL
Doğum Tarihi ve Yeri	:13.04.1983 / Bursa
Yabancı Dili	:İngilizce, Almanca
E-posta	:fzt2000@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Lisans	Makine Müh.	Balıkesir Üniversitesi	2007
Lise	Fen Bilimleri	Çankırı Anadolu Lisesi	2000

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2012	İstanbul Ulaşım A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi
2008	Mercedes-Benz Türk A.Ş.	Ar-Ge Mühendisi

YAYINLARI

Bildiri

1. Topsakal, F. Z., Metin, M., Sezer, S. ve Turan E., (2012). “Konvansiyonel Hatlarda Kullanılan Bir Raylı Taşıt Bojisinin İki Farklı Yöntemle Deneysel Modal Analizi”, 1.Uluslararası Raylı Sistemler Mühendisliği Çalıştayı, 11-13 Ekim 2012, Karabük.

2. Arlı, V., Şahin, H., Topsakal, F. Z. and Can, K., (2015). ”Investigating The Derailment of A Train on A Switch The Effect of The Contact Angle Between The Wheel Flange and The Switch Point Profile”, International Congress on Advanced Railway Engineering, 02-04 March 2015, Istanbul.