



**T.C.
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ARAÇ YOLCU KOLTUĞUNUN SONLU ELEMAN MODELİYLE
TİTREŞİM ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Duygu AKIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

OCAK 2023

**T.C.
BURSA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ**

**ARAÇ YOLCU KOLTUĞUNUN SONLU ELEMAN MODELİYLE
TİTREŞİM ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Duygu AKIN
(19212872008)**

Makine Mühendisliği Anabilim

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Hakan GÖKDAĞ

OCAK 2023



20.04.2016 tarihli Resmi Gazete’de yayımlanan Lisansüstü Eğitim ve Öğretim Yönetmeliğinin 9/2 ve 22/2 maddeleri gereğince; Bu Lisansüstü teze, Bursa Teknik Üniversitesi’nin abonesi olduğu intihal yazılım programı kullanılarak Lisansüstü Eğitim Enstitüsü’nün belirlemiş olduğu ölçütlere uygun rapor alınmıştır.

İNTİHAL BEYANI

Bu tezde görsel, işitsel ve yazılı biçimde sunulan tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uyularak tarafımdan elde edildiğini, tez içinde yer alan ancak bu çalışmaya özgü olmayan tüm sonuç ve bilgileri tezde kaynak göstererek belgelediğimi, aksinin ortaya çıkması durumunda her türlü yasal sonucu kabul ettiğimi beyan ederim.

Öğrencinin Adı Soyadı: Duygu AKIN

İmzası:

[Handwritten signature of Duygu AKIN]



Aileme,

ÖNSÖZ

Yüksek Lisans süreci boyunca, çalışmanın her aşamasında değerli bilgileri ile yol gösteren danışmanım Sayın Prof. Dr. Hakan GÖKDAĞ'a ve çalışma saatleri dışında bile bana yardım eden, desteklerini hiç esirgemeyen, Dr. Öğrt. Üyesi Hilal DOĞANAY KATI'ya teşekkürü bir borç bilirim.

Her zaman yanımda olan canım aileme ve tüm zor süreçleri birlikte atlattığım Bursa'daki ailem, sevgili hayat arkadaşım Turgut Can Koloğlugil'e ayrıca teşekkür ederim.

Ocak 2023

Duygu AKIN

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	viii
KISALTMALAR	ix
SEMBOLLER	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xi
ŞEKİL LİSTESİ	xii
ÖZET	xiv
SUMMARY	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması	2
1.2 Tezin Amacı	8
2. MATERYAL VE YÖNTEM	9
2.1 Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Titreşimi	9
2.2 Random Titreşim	9
2.3 Deneyisel Modal Analiz	12
2.3.1 Frekans cevap fonksiyonu	14
2.3.2 Tepe tutma metodu	16
2.4 Sonlu Eleman Analizi	17
2.4.1 Modal analiz	17
2.4.2 Random titreşim analizi	19
2.5 Deneyisel Çalışma	21
3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	24
3.1 Katman Eklemenin Şekil Değişimlerine Etkisi	24
3.2 Deneyisel ve Sayısal Mod Şekillerinin Karşılaştırılması	27
3.3 Katman Eklemenin İletkenliğe Etkisi	31
3.4 Parametre Değişiminin İletkenliğe Etkisi	35
3.5 Değerlendirme	46
KAYNAKLAR	49
ÖZGEÇMİŞ	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.

KISALTMALAR

FCF : Frekans Cevap Fonksiyonu

FEM : Finite Element Method

PSD : Spektral Güç Yoğunluğu
(Power Spectral Density)

SE : Sonlu Eleman

SEAT : Seat Effective Amplitude Transmissibility
(Koltuk Etkin Genlik İletkenliği)

SEMBOLLER

M : Kütle matrisi

C : Sönüm matrisi

K : Katılık matrisi

x : Serbestlik derecelerinin hareketi

ω : Doğal Frekans

ÇİZELGE LİSTESİ

Çizelge 2.1: Gauss Dağılımının 1σ , 2σ ve 3σ standart sapmalarına göre gerçekleşme olasılıkları.....	11
Çizelge 2.2: Titreşim ölçüm elemanlarının teknik özellikleri (Katı, 2018).....	14
Çizelge 2.3: Yapının doğal frekansları (Hz).....	19
Çizelge 3.1: Koltuk metal iskeletinin doğal frekansları (Hz).	27
Çizelge 3.2: Metal iskeletin deneysel sönüm kayıp faktörleri.....	27
Çizelge 3.3: Metal iskeletin ANSYS (A) ve deneysel (D) modlarıyla hesaplanan MAC değerleri.	28
Çizelge 3.4: Profil kalınlığı değişimi sonucunda oluşan doğal frekanslar (Hz).....	35
Çizelge 3.5: Farklı ayak bağlantı noktalarına göre doğal frekanslar (Hz).....	39
Çizelge 3.6: Tahta kalınlığı değişimi sonucunda oluşan doğal frekanslar (Hz).....	43

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1: Tahmini SEAT değerleri ile sübjektif derecelendirmeler arasındaki korelasyon. (Westhuizen ve Niekerk / Journal of Sound and Vibration 295, 2006).	4
Şekil 1.2: Tipik bir iletkenlik eğrisi (Kolich ve diğ, 2005).	6
Şekil 1.3: Kesirli faktöriyel yöntemde kullanılan parametrelerin etkinliğinin değerlendirilmesi (Ramkumar ve diğ, 2011).	7
Şekil 2.1: Deterministik ve Random Titreşim Uyarımları (Marchao, 2016).....	10
Şekil 2.2: Gauss dağılımı (Akbaba, 2021).	10
Şekil 2.3: Tipik bir spektral güç yoğunluk fonksiyonu (Rao, 2011).	12
Şekil 2.4: Deney düzeneği.	13
Şekil 2.5: Fourier dönüşümü (FFT) (Gürbüzer, 2005).	14
Şekil 2.6: Tepe tutma yöntemi (He ve Fu, 2001)	16
Şekil 2.7: Yolcu koltuğu metal iskeletinin ANSYS ortamındaki ağ görüntüsü.	17
Şekil 2.8: Metal iskelet üzerinde yol (path) tanımlanması.	18
Şekil 2.9: Ahşap malzemenin malzeme özelliklerinin çekme deneyi ile belirlenmesi.	18
Şekil 2.10: Ahşap malzemenin malzeme özelliklerinin ANSYS ortamına tanımlanması.	18
Şekil 2.11: İkili koltuk sonlu eleman modeli; (a) Metal iskelet, (b) Metal iskelet+ahşap sırtlık.....	19
Şekil 2.12: Üç farklı durum için ivme PSD giriş ve çıkış noktaları.	21
Şekil 2.13: Yolcu koltuğunun metal iskeleti.	22
Şekil 2.14: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sol koltuk (ileri-geri).	23
Şekil 2.15: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sağ koltuk (ileri-geri).	23
Şekil 2.16: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sol koltuk (yanal).	23
Şekil 2.17: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sağ koltuk (yanal).	23
Şekil 3.1: Ahşap katmanın iskeletin mod şekillerine etkisi.	26
Şekil 3.1(Devam): Ahşap katmanın iskeletin mod şekillerine etkisi.	26
Şekil 3.2: Metal iskeletin sağ çerçevesi için ANSYS ve Deneysel mod şekillerinin MAC indisine göre karşılaştırılması (A: ANSYS, D: DENEY).	29
Şekil 3.2 (Devam): Metal iskeletin sağ çerçevesi için ANSYS ve Deneysel mod şekillerinin MAC indisine göre karşılaştırılması (A: ANSYS, D: DENEY).	30
Şekil 3.3: İki ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sol koltuk için karşılaştırılması.	31
Şekil 3.4 : İki ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sağ koltuk için karşılaştırılması.	32
Şekil 3.5: Sol ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sol koltuk için karşılaştırılması.	33
Şekil 3.6: Sol ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sağ koltuk için karşılaştırılması.	33

Şekil 3.7: Sağ ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sol koltuk için karşılaştırılması.	34
Şekil 3.8: Sağ ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sağ koltuk için karşılaştırılması.	34
Şekil 3.9: Profil kalınlıkları	35
Şekil 3.10: Profil kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.	36
Şekil 3.10 (Devam): Profil kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.....	37
Şekil 3.11: Profil kalınlığı ile iletkenliklerin değişimi.	38
Şekil 3.11(Devam): Profil kalınlığı ile iletkenliklerin değişimi.....	38
Şekil 3.12: Ayak bağlantı mesafeleri.....	39
Şekil 3.13: Ayak bağlantı değişiminin mod şekillerine etkisi.	40
Şekil 3.13 (Devam): Ayak bağlantı değişiminin mod şekillerine etkisi.	41
Şekil 3.14: Ayak bağlantı mesafesi değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.	42
Şekil 3.14 (Devam): Ayak bağlantı mesafesi değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.	42
Şekil 3.15: Tahta kalınlıkları	43
Şekil 3.16: Tahta kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.	44
Şekil 3.16 (Devam): Tahta kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.	44
Şekil 3.17: Tahta kalınlığı değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.....	45
Şekil 3.17 (Devam): Tahta kalınlığı değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.	45

ARAÇ YOLCU KOLTUĞUNUN SONLU ELEMAN MODELİYLE TİTREŞİM ANALİZİ

ÖZET

Araçlarda konforu etkileyen önemli etkenlerden biri taşıt koltuklarındaki titreşimdir. Titreşime maruz kalan yolcu yorgunluk, konsantrasyon eksikliği, bel ağrısı gibi problemlerle karşılaşmaktadır. Bu nedenle, koltuktan yolcuya aktarılan titreşimlerin ortadan kaldırılması veya sınırlandırılması konforlu seyir için kritik öneme sahiptir. Bu noktada koltuğun doğal frekansları, sönüm oranları, mod şekilleri gibi dinamik özelliklerinin tasarım aşamasında belirlenmesi ve bunlara bağlı olan titreşim iletkenliklerinin incelenmesi gerekir.

Bu çalışmada, şehir içi ulaşımında kullanılan bir taşıttaki ikili yolcu koltuğunun metal iskeleti ve buna ahşap sırtlıklar eklenmesi halinde modal analizi gerçekleştirilmiştir. Sonlu eleman yazılımı ortamında iskelete eklenen ahşap sırtlıkların doğal frekansları ve mod şekillerini nasıl değiştirdiği gözlenmiştir. Yapılan çalışmada ahşap sırtlıkların 2., 4. ve 5. modlarda koltuğun doğal frekanslarını az da olsa arttırdığı, diğerlerinde ise azalttığı gözlenmiştir, sırtlıklar eklendikten sonra bazı mod şekillerinin başlangıca göre değiştiği görülmüştür. Ayrıca iskelet için çekiç testi yapılarak doğal frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri deneyde de ölçülmüştür. Deneysel çalışmada koltuğun bazı frekanslarının sayısal modeldekine yakın ölçüldüğü görülmüş, ilgili modların şekilleri karşılaştırılarak ve Modal Güvence Kriteri (Modal Assurance Criterion–MAC) indisleri hesaplanarak bunlar arasındaki benzerlikler gösterilmiştir.

İkinci aşamada yolcu koltuğunun zeminden gelen titreşime karşılık ileri geri doğrultudaki titreşim iletkenliği sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalar ANSYS Random Vibration ortamında gerçekleştirilmiş, koltuk ayaklarından uygulanan ivme Spektral Güç Yoğunluğu (Power Spectral Density–PSD) değerlerine karşılık koltuk üst çerçevelerinin üzerinde belirli noktalardan çıkış ivme PSD değerleri hesaplanmış, bu ikisinin oranından iletkenlikler elde edilmiştir. Ahşap sırtlık eklenmesi halinde bazı doğal frekansların biraz arttığı bazılarının da azaldığı görülmüştür. Bu durum, eklenen parçanın hem kütle hem de katılık özelliklerinin koltuğun dinamik özelliklerini etkilediğini göstermektedir. Yapılan çalışmalarda ahşap katman eklendiğinde maksimum iletkenlik değerlerinin düştüğü fakat yüksek frekanslarda özellikle sol ayaktan ivme uygulandığında iletkenliklerin bir miktar arttığı görülmüştür. Ahşap parçanın yapının sönüm ve mod şekillerini etkilemesinden dolayı bu değişimlerin meydana geldiği değerlendirilmektedir.

Çalışmanın üçüncü aşamasında profil, sırtlık tahtası kalınlığı ve bağlantı mesafelerindeki değişiklikler mevcut durum ile karşılaştırılarak iletkenliğe etkisi incelenmiştir. İlk durum için profil kalınlığı değişimi incelenmiştir. Kalınlıklar mevcut duruma göre arttıkça veya azaldıkça doğal frekanslar artmıştır. Buna rağmen sol koltuğun ilk doğal frekanstaki iletkenliği kalınlık azaldığında artmış, kalınlık arttığında ise azalmıştır. Fakat sağ koltukta her iki durum için de iletkenlikler artmıştır. İkinci durumda ayak bağlantı mesafelerindeki değişiklik incelenmiştir. Hem orta bağlantı hem de simetrik bağlantı durumunda doğal frekansların mevcut duruma göre

arttığı görülmüştür. Ayrıca sol koltukta yine ilk moddaki iletkenlik değerleri hem orta bağlantıda hem de simetrik bağlantıda mevcut duruma göre artmıştır. Sağ koltukta ise iletkenlik her iki bağlantı durumunda da mevcuda göre azalmıştır. Son durumda sırtlık tahtası kalınlığındaki değişimin frekanslara ve iletkenliğe olan etkisine bakılmıştır. Sırtlık tahtasının kalınlığı azaldıkça doğal frekanslar artmış, kalınlık arttıkça ise frekanslar azalmıştır (6.mod hariç). Yine yapının ilk modu ele alındığında sol koltukta kalınlık arttıkça iletkenlik fark edilir şekilde düşmüş ve kalınlık azaldıkça iletkenlik artmıştır. Sağ koltukta benzer bir durum gözlenmiştir. İletkenlikteki değişim oranları hem kalınlık arttığında hem de azaldığında benzerdir.

Anahtar kelimeler: Taşıt koltuğu, Modal Analiz, Mod Şekli, İletkenlik, Random Titreşim, İvme PSD



VIBRATION ANALYSIS OF THE VEHICLE SEAT WITH A FINITE ELEMENT MODEL

SUMMARY

One of the significant factors affecting comfort in vehicles is vibration in seats. Passengers exposed to vibration face problems such as fatigue, lack of concentration, and low back pain. Therefore, eliminating or limiting the vibrations transmitted from the seat to the passenger is critical for comfortable travel. At this point, it is necessary to determine the dynamic properties such as natural frequencies, damping ratios, and mode shapes during the design phase, and accordingly to examine the transmissibility of the seat.

In this study, modal analysis was carried out when the metal frame of a double passenger seat in a vehicle used in intercity transportation and wooden backrests are added to it. It was observed how the wooden backrests added to the backrest frame change the natural frequencies and mode shapes in the finite element software. It was noticed that wooden backrests slightly increased the natural frequencies of the seat in the 2nd, 4th and 5th modes, but decreased in the others, and it was seen some mode shapes changed compared to the beginning after the backrests were added. Additionally, the natural frequencies, damping ratios, and mode shapes of the frame structure were measured by the hammer test. It was seen from the experimental study that some natural frequencies of the seat were measured close to those belonging to the finite element model, and the similarities between them were drawn graph by comparing the relevant mode shapes and their Modal Assurance Criterion (MAC) indices.

In the second stage, the back-and-forth vibration transmissibility of a double passenger seat against the vibration applied from the floor was investigated numerically using the ANSYS Random Vibration module. The Power Spectral Density (PSD) of the output acceleration from certain points on the upper seat frames versus the PSD input applied to the seat legs were calculated, and the transmissibility was obtained from the ratio of these two PSDs. It has been observed that some natural frequencies are slightly increased, and some are decreased if a wooden backrest is added. This shows that both the mass and stiffness properties of the added part affect the dynamic properties of the seat. In the studies, it was observed that the maximum transmissibility values decreased when the wooden layer was added. However, the transmissibility slightly increased when acceleration was applied especially, from the left foot at high frequencies. It is considered that these changes occur because the wooden part affects the damping and mode shapes of the structure.

In the third stage of the study, the changes in profile, wood backrest thickness, and connection distances were compared according to the current situation, and the effect of transmissibility was examined. For the first situation, the profile thickness variation was examined. Natural frequencies increased as the thicknesses increased or decreased compared to the current situation. However, the transmissibility of the left seat at the

first natural frequency increased when the thickness decreased and it decreased when the thickness increased. But in the right seat, transmissibility increased for both cases. In the second case, the change in connection distances was examined. It was observed that the natural frequencies increased compared to the current situation in both mid-connection and symmetrical-connection cases. In addition, in the left seat, the transmissibility values in the first mode increased compared to the current situation in both the middle connection and the symmetrical connection. In the right seat, the conductivity decreased in both connection conditions compared to the existing one. In the last case, the effect of the change in the thickness of the backrest on the frequencies and transmissibility was examined. As the thickness of the backrest wood decreases, the natural frequencies increase, and as the thickness increases, the frequencies decrease (except for the 6th mode). Again, considering the first mode of the structure, transmissibility decreased noticeably as the thickness increased in the left seat and it increased as the thickness decreased. A similar situation was observed in the right seat. The rates of change in transmissibility are similar both as thickness increases and decreases.

Keywords: Vehicle seat, Vibration, Modal Analysis, Mode Shape, Transmissibility, Random Vibration, Acceleration PSD

1. GİRİŞ

Taşıtlarda sürüş konforu denildiğinde akla ilk gelen bileşenlerden biri hiç kuşkusuz taşıt koltuklarıdır. Sürüş konforu statik ve dinamik olarak iki farklı kategoride ele alınmaktadır. Yolcu ile oturduğu koltuk arasında oluşan basınç statik konforun değişkenidir ve kullanıcı üzerinde basıncın en az olduğu durum ideal olarak belirtilir. Dinamik konfor ise yolcunun veya sürücünün sürüş esnasındaki konforunu temsil eder. Ses ve titreşim kullanıcıların dinamik konforuna doğrudan etki eden parametrelerdir. (Çay, 2006).

Dinamik yüklere maruz kalan araçta koltuğun araç gövdesinden sürücüye intikal eden titreşimleri mümkün olduğunca azaltarak konforlu bir seyir sağlaması, sürücü yükü ve taşıtın manevraları sırasında oluşan atalet yüklerini yeterince mukavim bir şekilde taşıması koltuk tasarımındaki temel hedeflerdendir. Yolcunun konfor beklentilerini karşılamak için taşıtın dinamik özelliklerinin iyileştirilmesi gerekmektedir. Yolcuya iletilen titreşimi azaltmak için genel bir yaklaşım, koltuğun rezonans frekanslarını aracın temel modlarından farklı olacak şekilde tasarlamaktır. Bu nedenle, titreşim iletimini azaltmak için koltuk tasarımlarının optimizasyonu, dolu ve boş koltuk yapısal dinamiklerinin anlaşılmasını gerektirir (Ittianuwat ve diğ, 2016).

Koltuğun dinamik özellikleri denildiğinde ileri-geri, yanal ve bu iki doğrultuya dik eksen doğrultusunda öteleme ve bu eksen etrafındaki burulma hareketlerine ait doğal frekansları, mod şekilleri, sönüm oranları ve bunlara bağlı olarak iletkenlik değerleri öne çıkan parametrelerdir. İletkenlik (transmissibility) koltuğun araçla bağlandığı bölgedeki titreşimin koltuğun sırtlık veya oturağı üzerindeki çeşitli noktalara hangi frekansta ne kadar aktarıldığını ifade eden bir fonksiyondur. Konfor doğrudan bu parametre ile ilgili olduğundan literatürde bu konuda çok sayıda araştırma yapılmıştır.

1.1 Literatür Araştırması

Araçlarda titreşim kaynaklı rahatsızlığın ana nedenlerinden birinin koltuk tabanındaki dikey titreşimin koltuk yüzeyindeki dikey titreşime iletimi olduğu belirtilmiştir (Zhang ve diğ, 2015). Ayrıca, bir koltuğun destek yüzeyindeki dikey titreşimin yanı sıra, otomobillerde titreşim rahatsızlığına neden olan diğer bir etkenin, koltuk arkalığındaki ön-arka titreşim olabileceği ifade edilmiştir. Yine aynı çalışmada koltuğa gelen dikey yönlü bir titreşimin yolcuya iletiminde, oturak ve sırtlık süngerleri kalınlığının etkisi incelenmiştir. Oturak süngerinde kalınlık arttırıldığında süngerin titreşim sönümleme kabiliyetinin ve dayanımının azaldığı gözlemlenmiştir. Buna ek olarak sünger kalınlığı arttıkça koltuğun titreşim aktarımının azaldığı vurgulanmıştır (Zhang ve diğ, 2015).

İkili koltuk üzerine yapılan bazı çalışmalarda ise koltuk iletkenliğinin incelendiği görülmektedir (Gong ve Griffin, 2016; Wu ve Qiu, 2020). Wu ve Qiu'nin yaptıkları çalışmada ikili bir hızlı tren yolcu koltuğunun iskelet kısmı ve buna eklenen ahşap sırtlıklar halinde ilk birkaç mod şekli sonlu eleman yazılımı ortamında hesaplanmış, eklenen sırtlıkların modal parametrelere etkisi incelenmiştir. Ayrıca metal iskeletin çekiç testi ile deneysel modal analizi yapılarak elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar analizinden bulunanlarla karşılaştırılmıştır. Koltuk tabanındaki üç girdi (dikey, yanal ve yuvarlanma ivmeleri) kullanıldığında, uyum fonksiyonlarının elde edilebildiği görülmüştür. Tekli koltuk ile ikili koltuk iletkenlikleri karşılaştırılmıştır. İkili koltukta ikinci koltuğun birinci koltuğa sönümleme etkisi nedeniyle iletkenliklerin genellikle azaldığı gözlemlenmiştir.

Jalil ve Griffin, (2007) yaptıkları çalışmada koltuk oturak ve yaslanma kısımlarının eğim açılarının koltuğun ileri-geri doğrultudaki titreşim iletimine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Bu maksatla koltuk tabanına alınan doğrultuda rms değeri 0.4 m/s^2 olan titreşim uygulayarak yaslanma kısmı üzerindeki altı farklı notadan cevap ivmeleri ölçmüşlerdir. Cevap ve tahrik spektrumları oranıyla FCF ve tutarlılık fonksiyonları ölçülmüş, farklı eğim açılarında FCF piklerinin değişimi gözlenmiştir. Sırtlık eğiminin 90 dereceden 105 dereceye çıkarılmasının, hem ileri-geri titreşim frekanslarını hem de bu frekanslardaki sırtlık iletkenliğini arttırdığı gözlenmiştir.

Benzer bir çalışmada koltuğun boşken, üzerindeki yolcu sırtlık kısmına yaslanmışken ve yolcu sırtlık kısmına tam yaslanmadan biraz dik pozisyonda oturuyorken olmak üzere üç durum için farklı üç koltukta deneyler yapılarak koltuğun mod şekilleri ve

doğal frekansları ölçülmüştür. Yaslanma pozisyonunda ileri-geri ve burulma doğal frekanslarının yolcunun kütlesi ile arttığı fakat dik oturma halinde frekansların çok değişmediği, tüm durumlarda mod şekillerinin de değişmediği gözlenmiştir (Ittianuwat ve diğ, 2016).

İletkenlik incelenirken genellikle koltuğun araç gövdesi ile bağlantı noktası bir bütün olarak değerlendirilir ve araçtan koltuğa gelen titreşimin tüm bağlantı noktalarından eşit bir şekilde koltuğa intikal ettiği kabul edilir. Fakat koltuğun araç gövdesine bağlandığı kısmın rijit olmaması ve o bölgede rotasyonel hareketlerin de ortaya çıkma potansiyeli nedeniyle bu kabul her zaman doğru olmayabilir. İleri-geri titreşimin koltuk arkılığından iletimini araştıran çalışma sayısı ise azdır (Qiu ve Griffin, 2004).

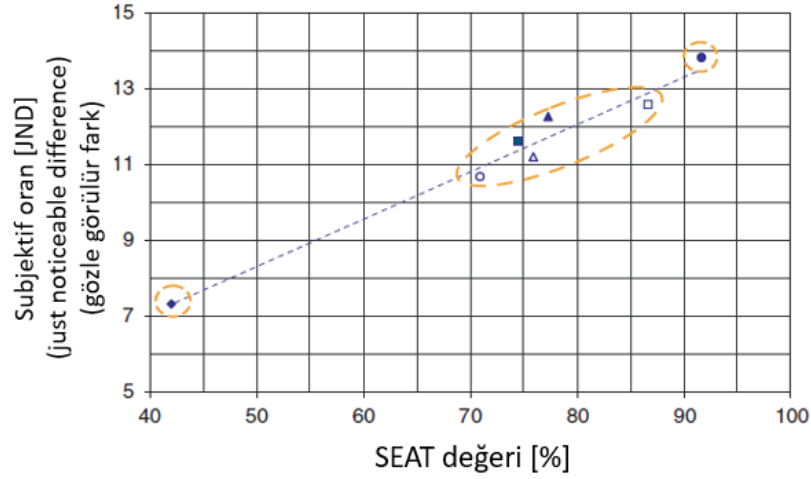
Qiu ve Griffin, (2004) yaptıkları çalışma kapsamında koltuğun metal iskelet ve buna ahşap sırtlık eklenmiş halinde iletkenlik özelliklerini incelemişlerdir. Bu maksatla, sonlu eleman yazılımı ortamında koltuğun modeli elde edilmiş, koltuk ayaklarından gelen ivmenin koltuğun sırtlık noktalarındaki belirli konumlara nasıl aktarıldığı hesaplanmıştır. Yaptıkları deneysel çalışmada koltuk ve araç arasındaki dört bağlantı bölgesindeki üç eksenli ivme titreşiminin koltuğun yaslanma kısmına iletimini incelemişlerdir. Tek giriş tek çıkış modelinin ele alınan koltukta sırtlık bölgesinin yatay doğrultudaki titreşimini tahminde yeterli sonuç vermediği, bu gibi durumlarda çok giriş tek çıkış yaklaşımının daha doğru olduğu gözlenmiştir. Sonuçlar, koltuk arkılığındaki dikey hareketin yalnızca dikeyden değil aynı zamanda koltuk tabanındaki ileri-geri titreşimden de etkilendiğini göstermiştir.

Van Niekerk ve diğ. (2003), yaptıkları çalışmada on altı farklı araç koltuğunun koltuk etkin genlik iletkenliğini deneysel hesaplayarak koltuğa oturan kişilerin sübjektif değerlendirme indisleri ile karşılaştırmış, bazı hallerde aralarında %94 yakınlık tespit etmişlerdir. Bu çalışmaya katılan altı denek, genel popülasyonu temsil eden bir profil oluşturacak şekilde dikkatlice seçilmiştir.

$$SEAT\% = \left[\frac{\int G_{ss}(f)W_i^2(f)df}{\int G_{ff}(f)W_i^2(f)df} \right]^{1/2} \quad (1.1)$$

SEAT değerlerinin hesaplanmasında (Denklem 1.1) koltuğa uygulanan girdi ve çıktı ivmelerinin spektral yoğunlukları (G_{ss} ve G_{ff}) ve ivme filtreleri (W_i) kullanılarak iletkenlikler değerlendirilmiştir. Sonuçlar, ölçülen ve tahmin edilen SEAT değerleri

ile sübjektif-objektif dinamik koltuk konforu arasında korelasyon olduğunu göstermektedir (Şekil 1.1). Çalışma SEAT değerlerinin, belirli bir yol titreşim girdisi için en iyi koltuğu seçmek için kullanılabileceğini göstermektedir.



Şekil 1.1: Tahmini SEAT değerleri ile sübjektif derecelendirmeler arasındaki korelasyon. (Westhuizen ve Niekerk / Journal of Sound and Vibration 295, 2006).

Benzer bir çalışmada boy, kilo ve cinsiyeti farklı kişiler farklı koltuklara oturtularak titreşim testleri yapılmış, elde edilen tahmini SEAT değerlerinin belli bir yol girdisi için konfor bakımından en iyi koltuğu seçmede kullanılabileceği gösterilmiştir. Üzerinde oturan kişi de bir dinamik sistem gibi düşünülebileceği için koltuğun dinamik özelliklerini (dolayısıyla iletkenliğini) etkileyecektir. Bu bağlamda koltuğa oturan kişinin “görünür kütlesi” de önemli bir parametre haline gelir. Mesela düşey doğrultuda görünür kütle Denklem 1.2’deki gibi hesaplanır. Düşey titreşime maruz kalan koltuğun üzerinde oturan kişi nedeniyle ileri-geri doğrultuda yüksek kuvvetlere maruz kaldığı görülmüştür.

$$M(\omega) = \frac{S_{a_z f_z}(\omega)}{S_{a_z a_z}(\omega)} \quad (1.2)$$

Burada $S_{a_z f_z}(\omega)$: düşey doğrultudaki kuvvet ile ivme arasındaki çapraz spektral yoğunluk, $S_{a_z a_z}(\omega)$: ivmenin otospektrumudur (Westhuizen ve van Niekerk, 2006).

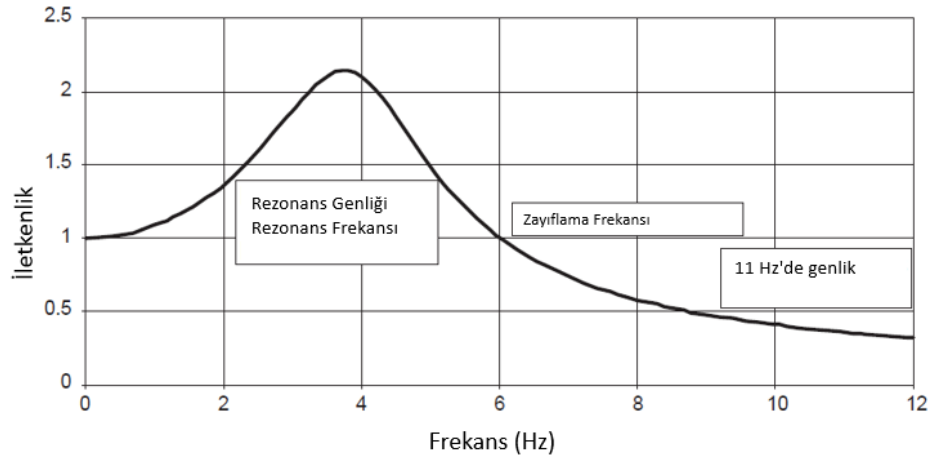
Yapılan bir çalışmada düşey titreşime maruz kalan koltuğun dikey, ileri-geri ve bu ikisine dik eksen etrafında rotasyonel hareketlerine ait görünür kütlelerinin belirlenebileceği üç serbestlik dereceli bir model geliştirilmiştir. Modeldeki on iki parametrenin tahmini için deneyle elde edilmiş referans görünür kütleler ve modelden

elde edilenlerin genlik ve faz farkları arasındaki hata minimize edilmiştir. Bu optimizasyon problemi Matlab programı ortamında Nelder Mead yöntemiyle çözülmüştür (Nawayseh ve Griffin, 2009).

Benzer bir çalışmada yine koltuk ve insan birleşik dinamik modeli oluşturulmuş, görünür kütle ve model iletim özellikleri belirlenmiştir. Ayrıca sensitivite analizi yapılarak görünür kütlelerin en fazla alt gövdenin kütle, sönüm ve katılık değişimlerinden etkilendiği gösterilmiştir. Ayrıca üst gövdenin kütle merkezi ve gövdenin sırtlık kısmı ile temas noktasının da görünür kütleyle etkilediği görülmüştür. Ek olarak, sırtlık kısmının iletim genliğinin koltuğun katılığı ile oturak ve sırtlık arasındaki mafsallın sönümünden etkilendiği gösterilmiştir (Qiu ve Griffin, 2011).

Oturak sünger eklenmiş bir koltukta ölçülen iletkenlik, insan vücudunun dinamik tepkisine, süngerin dinamik tepkisine ve vücut ile koltuk arasındaki diğer etkileşimlere bağlıdır. Bunların tümü, gözlemlenen verilerin doğrusal olmamasına katkıda bulunabilir. Ancak yapılan bir çalışmada doğrusal olmamanın asıl sebebinin süngerden ziyade insan vücudunun doğrusal olmamasından kaynaklanabileceği ifade edilmiştir (Tufano ve Griffin, 2013).

Koltuğun rijit kabul edilen çerçevesine doğrudan sünger malzemesinin birleştirilmesi, böylece aradaki bağlantı unsurların çıkarılması koltuk maliyetini azaltmada kullanılan bir yaklaşımdır (Kolic ve diğ, 2005). Bu durumda iletkenliği (tipik bir iletkenlik eğrisi Şekil 1.2’de gösterildiği gibidir.) ve dolayısıyla sürüş konforunu etkileyen parametreler süngerin yoğunluğu ve sertliğidir. Kolic ve diğ. (2005) yaptıkları çalışmada yoğunluk ve sertlik değerleri farklı dört sünger malzemesinin iletkenliğini incelemişlerdir. Sertliğin tanımı için IFD (indentation force deflection), girinti kuvveti sapması olarak anılan belirli bir yük noktasındaki reaksiyon kuvvetini temsil eden bir indis kullanılmıştır. Sertliğin rezonans genliğini etkilediğini ve daha sert süngerde rezonans genliğinin daha az olduğu sonucu elde edilmiştir. Yoğunluk ise zayıflama frekansını ve 11 Hz’deki genliği daha fazla etkilemektedir. Yoğunluk arttıkça zayıflama daha hızlı ve 11 Hz’deki genlik daha küçüktür.



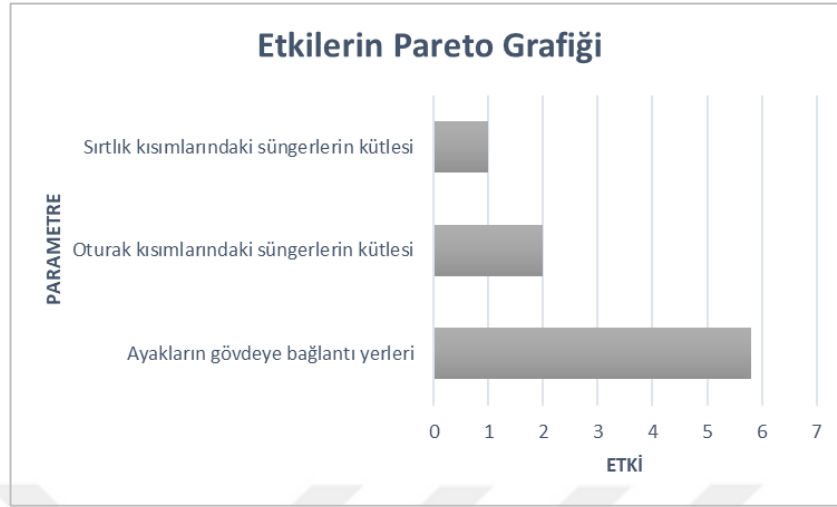
Şekil 1.2: Tipik bir iletkenlik eğrisi (Kolic ve diğ, 2005).

Leon ve diğ. (2013), üç farklı koltuğun sadece iskelet, iskelet+süngerler, iskelet+süngerler+üzerinde oturan insan şeklindeki üç farklı durumu için deneysel modal analizle yanal, ileri-geri ve burulma modlarına ait doğal frekanslarını ve mod şekillerini ölçmüşlerdir. Süngerlerin kütlelerinin doğal frekansları genel olarak biraz azalttığı ama sönümü arttırdığı, insan ilavesinin ise sönümü çok arttırdığı ve frekansları da bir miktar değiştirdiğini tespit etmişlerdir. Sonuç olarak, yolcunun 80 Hz'in altında koltuğa herhangi bir frekans veya mod şekli ekmediği tespit edilmiştir.

Başka bir çalışmada bir ticari araç koltuğunun iskeletine eklenen sırtlık tahtası, sünger, kılıf gibi katmanların koltuğun ileri-geri ve yanal doğrultudaki modal parametrelere etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Deneyden elde edilen sonuçlara göre katmanlar, koltuk iskeleti sonlu eleman modeline çeşitli kütle ve katılık parametreleriyle eklenmiştir. Sonlu eleman modelinin gerçek koltuk modeliyle uyumlu olması için bu sonuçlar kullanılarak koltuğun sonlu eleman modeli Cevap Yüzeyi Yöntemi ile güncellenmiştir (Gökdağ ve diğ, 2019).

Ramkumar ve diğ. (2011) yaptıkları çalışmada temel frekansa en fazla etki ettiği düşünülen ayakların gövdeye bağlantı yerleri, oturak ve sırtlık süngerlerinin kütlelerini incelemişlerdir. Koltuk iskelet kısmının sonlu eleman modelini elde etmiş, modal analizle (Nastran çözücüsü ile) iskeletin ilk birkaç doğal frekans ve mod şeklini bulmuşlardır. Daha sonra çekiç testi ile deneysel modal analiz yaparak ileri-geri ve yanal doğrultudaki doğal frekansları ve modal sönümleri ölçmüş, sonuçları sonlu eleman modeli ile karşılaştırarak modelin doğruluğunu test etmişlerdir. Ayrıca deneysel tasarımla temel frekansa etki ettiği düşünülen bu üç parametreden bağlantı

yerlerinin en etkili parametre olduğu ve temel doğal frekansı iyileştirmek için bu faktörün ele alınması gerektiği sonucuna ulaşılmıştır (Şekil 1.3).



Şekil 1.3: Kesirli faktöriyel yöntemde kullanılan parametrelerin etkinliğinin değerlendirilmesi (Ramkumar ve diğ, 2011).

Güncel yayınlara bakıldığında benzer çalışmaların devam ettirildiği görülmektedir. Kumaresh ve Aladdin (2019), her biri farklı bir otomobil segmentinden (kompakt, sedan ve MPV) üç araç modelinde bir yolcunun maruz kaldığı titreşimin ölçülmesi ve değerlendirilmesini ele almışlardır. 40, 60, 90 ve 110 km/s’lik dört farklı sabit hızda sürülen araçta koltuk oturak, sırtlık ve ayaklar civarında x, y ve z eksenlerindeki titreşimler ölçülmüş ve oturak kısmın efektif genlik iletkenliği değerlendirilmiştir. Titreşimin genellikle orta ila yüksek hızlarda hızla arttığını ancak düşük hızlarda hızla azaldığını gözlemlemişlerdir. Ayrıca değerlendirilen araçlar için koltukta titreşim yalıtımının eksikliği tespit edilmiş ve araç sınıfının titreşim büyüklüklerini önemli bir şekilde etkilemek zorunda olmadığını ifade etmişlerdir.

Başka bir çalışmada 12 serbestlik dereceli insan-koltuk modeli geliştirilmiş, bunun parametrelerini belirlemek üzere global kriter tabanlı çok amaçlı genetik algoritma kullanılmıştır. Modelin optimizasyonundan bulunan parametrelerle kafa hareketinin deneysel verilerle eşleştiği görülmüş, doğrudan ve çapraz eksenli koltuktan sürücünün başına iletkenliğe etkisi yüksek olan parametreleri bulmak için parametre duyarlılık analizi yapılmıştır. Bu model yardımıyla vücudun farklı bölümlerinde emilen titreşim enerjisinin incelenmesi, vücudun yorgunluğa ve rahatsızlığa eğilimli bölgelerinin belirlenmesinin mümkün olabileceği ifade edilmiştir. Ayrıca koltuk geometrisi

karmaşıklılaştıkça iletkenlik değeri lerinin sonlu elemanlar metoduyla hesabının zorlaştığı ifade edilmiştir (Desai ve diğ, 2020).

Diğ er bir çalışmada koltuk iletkenlik modelinin çıkarılması amacıyla Yao ve diğ. (2021), yaptıkları çalışmada yeni bir yöntem sunmuşlardır. Buna göre koltuk alt bileşenlerinin iletkenlikleri ölçülerek (veya sonlu elemanlar yöntemiyle hesaplanarak) transfer matrisi yardımıyla birbirine bağlanır. Bu şekilde araçtan koltuğa veya sürücüye gelen titreşimlerin kolayca modellenebileceği, bu model ve makine öğrenmesinin kombinasyonuyla farklı koltuk, sürücü ve sürüş şartları için modelin kolayca adapte edilebileceği ifade edilmiştir.

1.2 Tezin Amacı

Yapılan çalışmalara bakıldığında genellikle belli koltuk türleri için modal analiz ve deneysel yöntemle iletkenlik hesaplamalarının yapıldığı, koltuk-insan birleşik sistemi için model geliştirip parametre tahmini çalışmalarının gerçekleştirildiği görülmektedir. Koltuk metal iskeletinin ayrıca ele alındığı, bunu oluşturan profillerin koltuğun dinamik özelliklerine etkisinin parametrik incelendiği çalışmalar yeterli değildir. Ayrıca genellikle tekli koltuklar ele alınmış, aynı taşıyıcı profillere monte edilmiş koltukların dinamik analizi üzerinde yeterince durulmamıştır. Bu halde iki koltuğun birbirini etkilemesi söz konusudur.

Bu çalışmanın ilk aşamasında SE modelinin doğru sonuç verip vermediğini test etmek üzere ekipmanlar (modal çekiç, ivmeölçer, veri toplama sistemi ve frekans analizörü) ile deney yapılmıştır. Ayrıca deneyle koltuğun farklı modlardaki sönümleme özellikleri de hesaplanmıştır. İkinci aşamada koltuğun iletkenlik özelliklerinin belirlenmesi için araç gövdesi ile teması sağlayan koltuk ayaklarına araçtan gelen ivmenin koltuğun sırtlık noktalarındaki belirli konumlara nasıl aktarıldığının tespit edilmesi amaçlanmıştır. Bunun için SE yazılımı ortamında random titreşim modülünden yararlanılmıştır. Analizlerde koltuk iskeletini oluşturan profillerin ve sırtlık tahtasının kalınlıkları ile ayak bağlantı profillerinin konumları değiştirilerek koltuğun modal parametreleri ve iletkenlik özelliklerinin nasıl değiştiği gözlemlenmiştir. Böylece koltuğun dinamik özelliklerine hangi bileşenlerin ne kadar etki ettiği görülmüştür. Bu bilgi benzer koltukların tasarımında faydalı olabilir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1 Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Titreşimi

Çalışma kapsamında ele alınan ikili yolcu koltuğu bir dinamik sistem olup, çok serbestlik dereceli bir sistemin dinamik yükler etkisi altında doğrusal hareket denklemleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{F(t)\} \quad (2.1)$$

Burada $[M]$, $[C]$, $[K]$ sırasıyla kütle, sönüm ve katılık matrislerini, $\{x\}$ serbestlik derecelerinin hareketlerini ve $\{F(t)\}$ ise uygulanan tahrik kuvvetlerini içeren vektörleri göstermektedir. Zorlayıcı kuvvetlerin olmaması halinde sistem serbest titreşim yapar. Ek olarak sönümün de olmadığı kabul edildiğinde hareket denklemleri Denklem 2.2'deki hali alır. Sistemin doğal frekanslarını ve mod şekillerini elde etmek için bu denklem sistemi çözülmelidir.

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\} \quad (2.2)$$

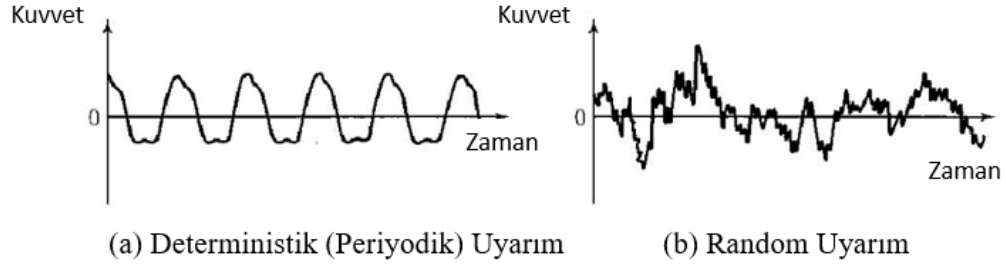
Denklem 2.2'nin $\{x\} = \{X\}e^{i\omega t}$ biçiminde çözümü arandığında Denklem 2.3'te verilen lineer homojen denklem sistemi ortaya çıkar. SE yazılımı ortamında bu denklem sistemi çözülerek koltuk sisteminin ilk birkaç doğal frekansı (ω değerleri) ve titreşim modları ($\{X\}$ vektörleri) hesaplanır.

$$([K] - \omega^2[M])\{X\} = 0 \quad (2.3)$$

2.2 Random Titreşim

Yer değiştirme, hızlanma ve stres gibi titreşimsel tepki özellikleri zamanın fonksiyonları olarak biliniyorsa, titreşim deterministik titreşim olarak bilinir (Rao, 2011). Random titreşim analizinde, yer değiştirme, hız veya ivme gibi uyarımlar deterministik (periyodik) değildir, bu tür girdi uyarımları istatistikselidir. Başka bir ifade ile bu analizde hem girdi hem de çıktı miktarları yalnızca belli değerleri alma

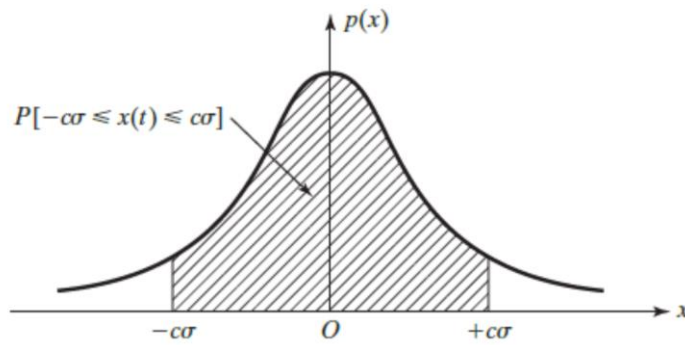
olasılığını temsil ettiğinden titreşimin genliği deterministik bir matematiksel fonksiyon ile ifade edilmez. Dolayısıyla random titreşim analizinde, modal analiz ve PSD eğrileri gerektiren bir mod süperpozisyon yöntemi kullanılır (Marchao, 2016).



Şekil 2.1: Deterministik ve Random Titreşim Uyarımları (Marchao, 2016).

Random titreşimde zaman ortamındaki sinyaller periyodik olmamasına rağmen elde edilen genlik spektrumları zaman sinyallerinin istatistiksel olarak durağan olduğunu yani sinyalin istatistiklerinin zaman içinde değişmediğini göstermektedir. Yine bu titreşim analizinde elde edilen sinyalin ergodik olduğu varsayılmaktadır. Bu da belirli bir zamanda çok sayıdaki benzer sinyallerden bir örnek alındığında aynı ortalama değerinin ve standart sapmanın elde edileceği anlamına gelmektedir. Durağan olmayan bir süreç için ortalama ve standart sapma zamanla değişirken, durağan bir süreç için sabittir. Bu nedenle random titreşimin Gauss dağılımını izleyen bir süreç olduğu varsayılır (Şekil 2.2). Bir Gauss dağılımının olasılık yoğunluk fonksiyonu Denklem 2.4'ten hesaplanırken, x sürekli bir rasgele değişken, $\bar{X}$ ortalama ve σ standart sapmadır (Marchao, 2016).

$$p(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\bar{X}}{\sigma}\right)^2} \quad (2.4)$$



Şekil 2.2: Gauss dağılımı (Akbaba, 2021).

Şekil 2.2'de gösterildiği gibi bir Gauss dağılımına sahip olduğu varsayılan çıktı parametreleri ve Gauss Dağılımının 1σ , 2σ ve 3σ standart sapmalarına göre gerçekleşme olasılıkları Çizelge 2.1'de verilmiştir.

Çizelge 2.1: Gauss Dağılımının 1σ , 2σ ve 3σ standart sapmalarına göre gerçekleşme olasılıkları.

Standart Sapma	$\pm 1\sigma$	$\pm 2\sigma$	$\pm 3\sigma$
Olasılık	0.6827	0.9545	0.9973

PSD, random titreşimi analiz etmek için en etkili yöntem olup otokorelasyon fonksiyonunun fourier dönüşümüdür ve frekans alanındaki rastgele bir değişkenin özellikleri hakkında bilgi sağlar (Bayraktar, 2010). Otokorelasyon ise zaman alanındaki rastgele bir değişkenin özellikleri hakkında bilgi sağlayan fonksiyondur. İstasyoner random bir prosesin spektral güç yoğunluğu ve otokorelasyon fonksiyonu Denklem 2.5 ve 2.6'daki gibi ifade edilmektedir (Rao, 2011).

$$S_x(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.5)$$

$$R_x(\tau) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^{\infty} S_x(\omega) e^{i\omega\tau} d\omega \quad (2.6)$$

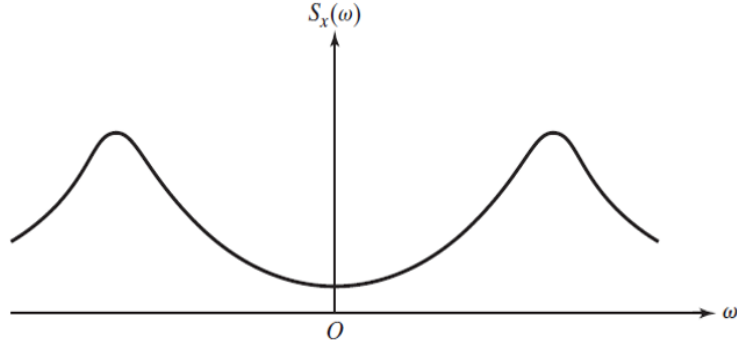
Otokorelasyon fonksiyonunun maksimum değeri $\tau = 0$ 'da elde edilir.

$$R_x(0) = E[x^2] = \int_{-\infty}^{\infty} S_x(\omega) d\omega \quad (2.7)$$

Burada $R_x(0)$ ortalama enerjiyi temsil eder. Ayrıca $E[x^2]$, $x(t)$ 'nin ortalama kareler değeridir ve Denklem 2.8'deki gibi hesaplanır.

$$\sigma_x^2 = E[x^2] = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_{-T/2}^{T/2} x^2(t) dt \quad (2.8)$$

Denklem 2.5, $S_x(\omega)$ 'nin ω frekansıyla ilişkili enerji yoğunluğunu temsil etmektedir. $R(\tau)$, τ ve reel çift fonksiyonu olduğundan, $S_x(\omega)$ da ω 'nin çift ve reel fonksiyonudur. Böylece $S_x(\omega) = -S_x(\omega)$ şeklindedir. Tipik bir spektral güç yoğunluk fonksiyonu, Şekil 2.3'te gösterilmektedir.



Şekil 2.3: Tipik bir spektral güç yoğunluk fonksiyonu (Rao, 2011).

Frekans-tepki yaklaşımı ele alındığında sistemin tepkisi, güç spektral yoğunluğu ile de (Denklem 2.9) tanımlanabilir. Spektral güç yoğunlukları ile tepki arasındaki ilişki ise Denklem 2.10' daki gibi elde edilir.

$$S_y(\omega) = \int_{-\infty}^{\infty} R_y(\tau) e^{-i\omega\tau} d\tau \quad (2.9)$$

$$S_y(\omega) = |H(\omega)|^2 S_x(\omega) \quad (2.10)$$

Burada $H(\omega)$ karmaşık frekans yanıtı fonksiyonlarıdır ve $H(-\omega)$, $H(\omega)$ 'nin kompleks eşleniğidir. Görüldüğü gibi frekans yanıt fonksiyonu çıkış ve girişin spektral yoğunluk fonksiyonları oranından hesaplanabilir. Bu çalışmada bu hesaplama SE yazılımı ortamında gerçekleştirilecektir.

2.3 Deneysel Modal Analiz

Modal analizde sistemin karakteristiğini belirleyen doğal frekanslar ve mod şekilleri elde edilir. Bu karakteristikler sistemin sadece fiziksel özelliklerine bağlıdır. Serbest titreşim modları ve doğal frekansları yapının zorlayıcı kuvvetler altındaki tepkisinin belirlenmesinde yardımcı olur. Sistemde doğal frekansların bilinmesi rezonans oluşabilecek bölgelerin ve girdi frekanslarının belirlenebilmesi açısından önemlidir. (Şekerci, 2013).

Deneysel modal analizde, yapıya bilinen veya ölçülebilen bir kuvvet verilerek yapının bu kuvvete tepkisi ölçülmektedir. Bu işlemde yapıya kuvvet uygulamak için çekiç, verileri değerlendirmek için bir analizör (dönüştürücü) ve yapının tepkisini ölçmek için ivmeölçer kullanılır (Şekerci, 2013).

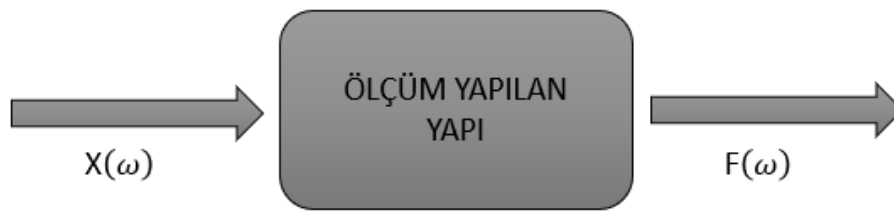
Çizelge 2.2: Titreşim ölçüm elemanlarının teknik özellikleri (Katı, 2018).

Ölçüm Elemanı	Teknik Özellikler
Analizör	OROS NVGate Version 8.00.002
Modal Çekiç	Tip numarası Endevco-2302-10, çekiç baş kısmı çelik ve ağırlığı 100gr, rezonans frekansı 50kHz, ölçüm aralığı $\pm 5V$ için 500N-2200N, kuvvet transdüzerinin duyarlılığı 2.27 mV/N.
Çekiç Ucu	Alüminyum çekiç ucu.
İvme ölçer	Tip numarası Dytran-3097A2T, hassasiyeti 100mV/g, kütlesi 4.3 gr ve titanium, frekans aralığı 0.3- 5000Hz ($\pm 5\%$).
İvmeölçer altlığı	Malzemesi eloksallı alimünyum, Dytran 6262, kalınlık 0.711 cm, dış çapı 2.222 cm.
Bağlantı kablosu	Modal çekiç-analizör ve İvmeölçer-analizör arasındaki bağlantıları sağlar.

Düzgün FCF eğrileri elde etmek ve parazitleri azaltmak için bir noktadan birkaç defa veri ölçülüp bunların frekans ortamında ortalamasının alınması gerekmektedir. Bunun için belirlenen her bir noktadan minimum 4 ölçüm yapıp ortalaması alınmıştır.

2.3.1 Frekans cevap fonksiyonu

FCF, uygulanan kuvvet ve ölçülen tepki arasındaki transfer fonksiyonu yani çıkış ve giriş arasındaki oran hesaplanarak elde edilir (Denklem 2.11).



Şekil 2.5: Fourier dönüşümü (FFT) (Gürbüzer, 2005).

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} \quad (2.11)$$

$H(\omega)$: transfer fonksiyonu, $X(\omega)$: kuvvet, $F(\omega)$: tepki şeklinde ifade edilir.

Tek serbestlik dereceli, viskoz sönümlü kütle yay sisteminin sönümsüz halde doğal frekansı:

$$\omega_0^2 = k/m \quad (2.12)$$

Sönüm oranı:

$$\xi = c / (2\sqrt{km}) \quad (2.13)$$

şeklinde ifade edilir. Hareket denkleminde kuvvet fonksiyonu $F(t) = Fe^{i\omega t}$ olduğu kabul edilirse $x(t) = Xe^{i\omega t}$ olur. Bu durumda sistemin reseptans biçiminde FCF, Denklem 2.14 ve 2.15'teki gibi yazılır (Ewins, 2000).

$$H(\omega) = \alpha(\omega) = \frac{1}{(k - \omega^2 m) + i(\omega c)} \quad (2.14)$$

$$|\alpha(\omega)| = \frac{|X(\omega)|}{|F(\omega)|} = \frac{1}{\sqrt{(k - \omega^2 m)^2 + (\omega c)^2}} \quad (2.15)$$

Burada $X(\omega)$ ve $F(\omega)$ sırasıyla yer değiştirme ve kuvvet fonksiyonlarının Fourier dönüşümüdür.

$$\alpha_{jn}(\omega) = \frac{X_j(\omega)}{F_n(\omega)} = \sum_{r=1}^N \frac{\phi_{jr} \phi_{nr} / k_r}{(1 - \omega / \bar{\omega}_r)^2 + 2i\xi_r(\omega / \bar{\omega}_r)} \quad (2.16)$$

N serbestlik dereceli bir yapıda reseptans matrisinin bir elemanı Denklem 2.16 şeklinde yazılabilir. Burada

- titreşim modlarının sayısını gösteren indis r olup,
- $\alpha_{jn}(\omega)$ sayısı yapının n. serbestlik noktasına uygulanan birim kuvvete karşılık j. serbestliğinin yer değiştirmesini,
- ϕ_{jr} r. modda j. serbestliğin hareket miktarı,
- ξ_r r. modal sönüm oranı,
- k_r r. modal katılık,
- ω_r r. doğal frekans,
- $\phi_{jr} \phi_{nr}$ ise r. titreşim modunun n. ve j. elemanlarının çarpımıdır ve modal sabit olarak adlandırılır.

Yapının titreşim modları elde edilirken FCF matrisinin tek bir sütununu ya da satırını ölçmek yeterlidir. Çünkü elemanları α_{jn} olan FCF matrisi simetriktir (He ve Fu, 2001). FCF'den mod şekillerinin belirlenmesi için Tepe tutma (Peak-picking) metodu kullanılmıştır.

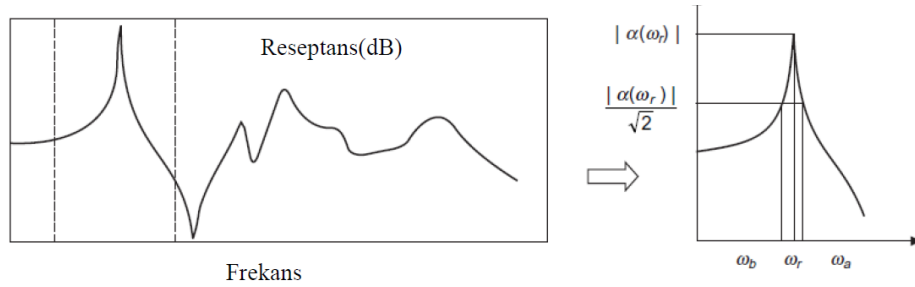
2.3.2 Tepe tutma metodu

Tepe tutma metodu, deneysel modal analizde sıkça kullanılan bir yöntemdir ve yarım güç (half-power) metodu olarak da adlandırılır. Bu metoda göre öncelikle FCF eğrisinin r. pik noktasına karşılık gelen doğal frekans ($\omega_r = \omega_{\text{peak}}$) belirlenir. Daha sonra FCF genliğinin $1/\sqrt{2}$ katına eşit olduğu yani sinyal enerjisinin yarıya düştüğü noktalar belirlenir. Bunlara yarım güç noktaları denir. Şekil 2.6'da gösterildiği gibi bunlar ω_a ve ω_b noktalarıdır (Katı, 2018).

Buradan sönüm kayıp faktörü (η_r) ve sönüm oranı (ζ_r) aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$\eta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{2\omega_r^2} \approx \frac{\omega_b - \omega_a}{\omega_r} \quad (2.17)$$

$$\zeta_r = \frac{\omega_b^2 - \omega_a^2}{4\omega_r^2} \approx \frac{\omega_b - \omega_a}{2\omega_r} \quad (2.18)$$



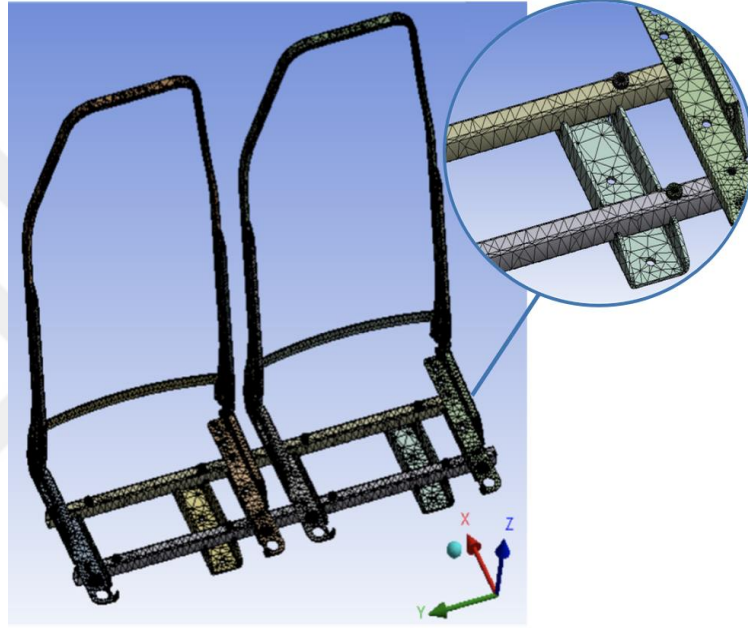
Şekil 2.6: Tepe tutma yöntemi (He ve Fu, 2001).

Bu yöntem ile analiz sonuçları hızlı bir şekilde elde edilebilir. Fakat mod şekillerinin elde edilmesinde bu yöntemin hata oranı da yüksektir (He ve Fu, 2001).

2.4 Sonlu Eleman Analizi

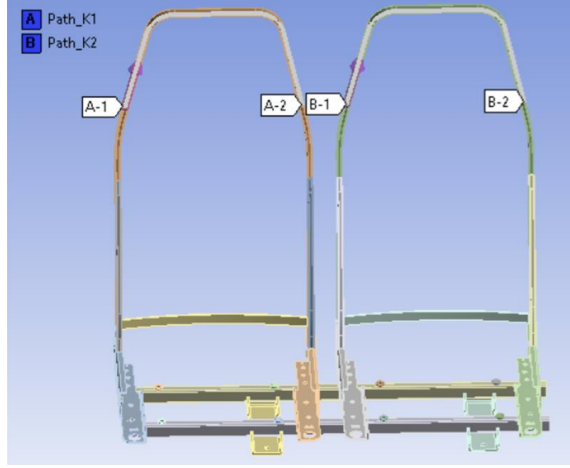
2.4.1 Modal analiz

Ele alınan ikili yolcu koltuğunun katı modeli ANSYS Modal Analysis ortamına aktarılmıştır. Şekil 2.7’de yapının sadece metal iskeletinin ağ örgüsü gösterilmiştir. Koltuk, taşıt zeminine her birinde iki cıvata deliği bulunan iki adet ayakla bağlıdır. Analizde bu delikler sabitlenerek sınır şartı uygulanmıştır. İskelet, ayaklara çapraz bağlı iki kızak üzerinde yer almaktadır.



Şekil 2.7: Yolcu koltuğu metal iskeletinin ANSYS ortamındaki ağ görüntüsü.

Koltuğun ileri-geri (x-ekseni) hareketine ait mod şekillerini belirlemek üzere sol ve sağ çerçeve üzerinde yol (*path*) tanımlaması yapılmıştır (Şekil 2.8). Şekilde sol koltuk için A-1: A-2 arasında tanımlanan path_K1 deneysel çalışmadaki 1-14 arasındaki noktaları, sağ koltukta B-1: B-2 arasında tanımlanan path_K2 ise deneydeki 15-28 noktalarını (bu noktalar Şekil 2.13’te gösterilmiştir) içermektedir.



Şekil 2.8: Metal iskelet üzerinde yol (path) tanımlanması.

Sırtlık kısmına eklenen ahşap malzemenin özelliklerini (Elastisite Modülü ve Poisson Oranı) belirlemek üzere 4 numune alınıp çekme deneyi yapılmış (Şekil 2.9), tespit edilen ortalama değerler Şekil 2.10'daki gibi yazılım ortamına girilmiştir. Metal çerçevenin malzemesi standart çelik olarak seçilmiştir (Elastisite modülü 200 GPa, yoğunluğu 7850 kg/m³).



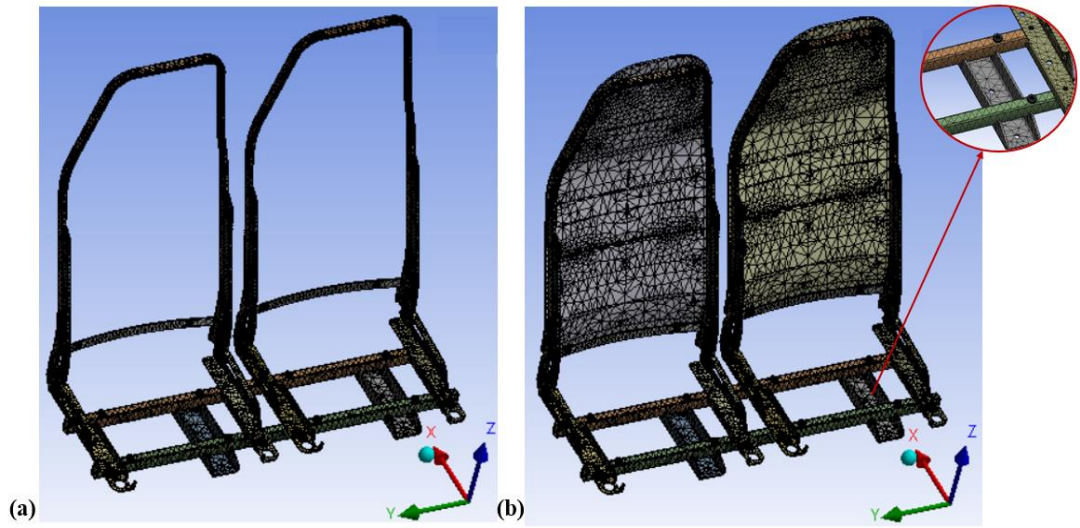
Şekil 2.9: Ahşap malzemenin malzeme özelliklerinin çekme deneyi ile belirlenmesi.

Properties of Outline Row 4: Plywood_Deney			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	720	kg m ⁻³
4	Isotropic Elasticity		
5	Derive from	Young's Modulus and Poisson...	
6	Young's Modulus	4,7209E+09	Pa
7	Poisson's Ratio	0,4	
8	Bulk Modulus	7,8682E+09	Pa
9	Shear Modulus	1,6861E+09	Pa

Şekil 2.10: Ahşap malzemenin malzeme özelliklerinin ANSYS ortamına tanımlanması.

2.4.2 Random titreşim analizi

İkili yolcu koltuğu katı modeli sadece iskelet ve iskelet+sırtlıkta ahşap durumları için CAD (CATIA ve Solidworks) ortamında modellenmiş ve sonlu eleman yazılımı ANSYS ortamına aktarılmıştır. Burada her parçanın malzeme özellikleri ve temas ilişkisi ve ağ yapısı tanımlanmış, ahşap eklenmemiş ve eklenmiş haldeki ağ örgüleri Şekil 2.11’de gösterilmiştir. Koltuk ayaklarıyla araç gövdesi arasındaki bağlantıyı modellemek üzere ayaklardaki delikler sabitlenmiştir.



Şekil 2.11: İkili koltuk sonlu eleman modeli; (a) Metal iskelet, (b) Metal iskelet+ahşap sırtlık.

Random titreşim analizini gerçekleştirmeden önce modal analiz yapmak, daha sonra random titreşim analiz modulünü modal analiz sonuçlarına bağlamak gerekir. Yapının modal analizi ile elde edilen ilk 6 modu için sonuçlar Çizelge 2.3’te verilmiştir.

Çizelge 2.3: Yapının doğal frekansları (Hz).

MOD	Metal İskelet	Metal İskelet+Ahşap Sırtlık
1	29.01	26.43
2	31.49	32.57
3	40.23	38.99
4	45.96	46.50
5	77.57	78.87
6	86.85	82.04

Çizelge 2.3'e göre, sırtlık eklenmesi halinde az da olsa bazı frekansların arttığı, bazılarının da azaldığı görülmüştür. Buradan sırtlığın kütle ve katılık özelliklerinin iskelet yapıyı etkilediği anlaşılmaktadır.

Random titreşim simülasyonları, her seferinde yalnızca tek bir yönde uygulanabilir. Bu çalışmada titreşim girdisi x ekseninde uygulanmıştır.

Yine random titreşim yüklemesi ayaklardaki deliklere (sabitleme noktalarına) PSD girdisi 10 ile 100 Hz'lik bant genişliği üzerinden 1 (mm/s²)²/Hz olarak uygulanmıştır. Random titreşim teorisi ile yapıların dinamik tepki analizi için sönümlenmenin gerekli olduğu bilinmektedir. Bu çalışmada oransal sönüm modeli benimsenmiştir (Denklem 2.19).

$$\xi_r = \frac{\alpha}{2\omega_r} + \frac{\beta\omega_r}{2} \quad (2.19)$$

Burada ω_r doğal frekanslar ($r=1,2,...,6$), α ve β sırasıyla kütle ve katılık matrislerinin katsayıları, ξ_r modal sönüm oranı olup yapılan deneysel modal analiz ile sadece iskelet için $\alpha=2.7601$, $\beta=3.4461E^{-6}$, iskelet+ahşap sırtlık için ise $\alpha=6.0697$, $\beta=7.8565E^{-6}$ olarak hesaplanmıştır.

İletkenliğin hesabında spektral güç yoğunluk fonksiyonları kullanılmıştır. Titreşimin zeminden koltuğa iletkenliği ($H(\omega)$), çıkış ivmesinin spektral güç yoğunluğunun ($S_y(\omega)$), giriş ivmesinin spektral güç yoğunluğuna ($S_x(\omega)$) oranının karekökü alınarak Denklem 2.20'daki gibi belirlenmiştir (Rao, 2011).

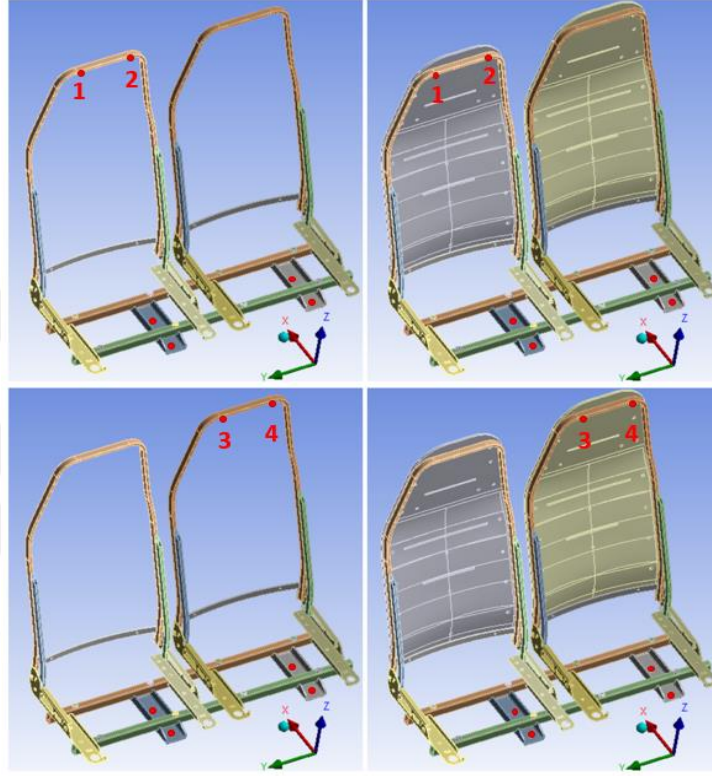
$$H(\omega) = \sqrt{\frac{S_y(\omega)}{S_x(\omega)}} \quad (2.20)$$

Ansyes ortamında yapılan analizde $S_y(\omega)$: çıkış PSD (mm/s²)²/Hz ve $S_x(\omega)$: giriş PSD (mm/s²)²/Hz olup, iletkenlik koltuğun ileri-geri hareketi (x eksen) için hesaplanmıştır.

Bu çalışmada üç farklı durum ele alınarak iletkenliğin etkisi incelenmiştir. Çıkış noktası olarak sol ve sağ iskelet çerçevelerinin üst kısmından 2'şer nokta belirlenmiş ve bu noktalardaki PSD'ler elde edilmiştir (Şekil 2.12). Her üç durum için elde edilen sonuçlar karşılaştırılmalı olarak verilmiştir.

- 1.Durum: İvme PSD girişı her iki ayaktan,
- 2.Durum: İvme PSD girişı sadece sol ayaktan,
- 3.Durum: İvme PSD girişı sadece sağ ayaktan uygulanmıştır.

Her üç durumda sol ve sağ çerçevenin üst iki noktasından (Şekil 2.12’de 1, 2, 3, 4 noktaları) ivme PSD cevapları hesaplanmıştır.



Şekil 2.12: Üç farklı durum için ivme PSD giriş ve çıkış noktaları.

2.5 Deneysel Çalışma

Sonlu eleman modelinin ait olduğu gerçek koltuk temin edilerek bunun üzerinde laboratuvar ortamında çekici testi gerçekleştirilmiştir. Deneyde koltuk iskeleti zemine ayaklar üzerindeki cıvatalarla sabitlenmiştir (Şekil 2.13).



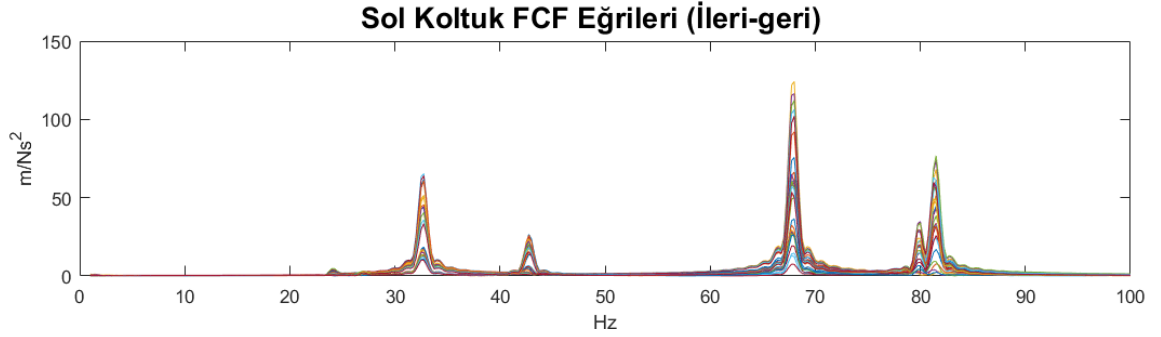
Şekil 2.13: Yolcu koltuğunun metal iskeleti.

Yapıyı sarsmak üzere Endevco-2302-10 marka modal çekiç, cevabı ölçmek için yapıştırıcı ile iskelete bağlanan Dytran-3097A2T ivmeölçer kullanılmıştır. Çekiç ve ivmeölçerden toplanan sinyaller OROS NVGate yazılımında işlenerek FCF'ler elde edilip parametre tahmini için Matlab programına aktarılmıştır.

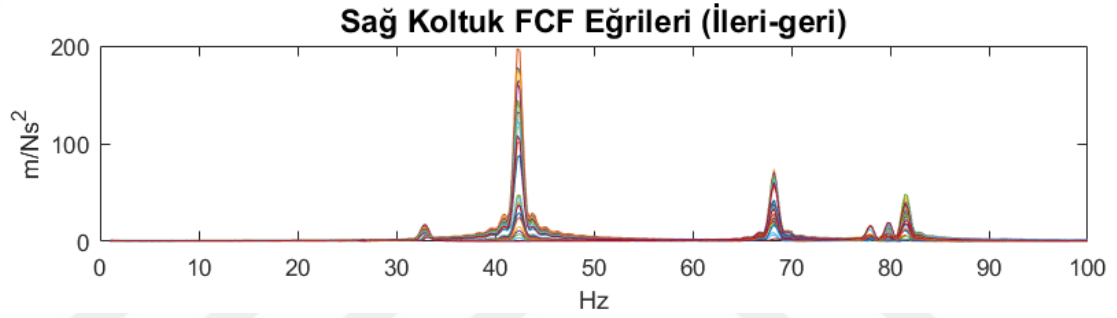
İleri-geri harekette sol ve sağ çerçeve üzerinde 14'er adet olmak üzere toplamda 28 nokta (Şekil 2.13), yanal hareket (y-ekseni) için ise her iki çerçevede birer noktadan ölçüm yapılmıştır. Burada amaç ileri geri doğrultudaki mod şekillerini görmektir. Bu sebeple bu doğrultuda daha fazla sayıda noktadan ölçüm yapılmıştır.

İleri-geri doğrultu için ivmeölçer 9.noktaya bağlanmış ve ilk 14 noktadan çekiçle darbe uygulanarak FCF ölçülmüştür. Sonra sağ koltukta 23.noktaya bağlanıp 15 ile 28 arasındaki noktalardan yine 14 adet FCF eğrisi ölçülmüştür. Yanal doğrultu için ivmeölçer önce sol koltukta bu doğrultudaki 2.noktaya bağlanıp 1.noktadan darbe uygulanmış, sonra sağ koltukta yanal doğrultudaki 4.noktaya bağlanıp yine bu doğrultudaki 3.noktadan darbe uygulanarak her çerçeveden birer tane FCF ölçülmüştür. Ölçüm hatalarını azaltıp daha düzgün eğriler elde etmek amacıyla her noktadan 4'er defa FCF ölçülerek bunların ortalaması alınmıştır. Ardından tepe tutma yöntemi (peak picking) (Ewins, 2000) ile FCF eğrilerinden yapının doğal frekansları, sönüm oranları ve mod şekilleri elde edilmiştir. Koltuğun ileri-geri ve yanal doğrultuları için ölçülen FCF eğrileri Şekil 2.14–17'de gösterilmiştir.

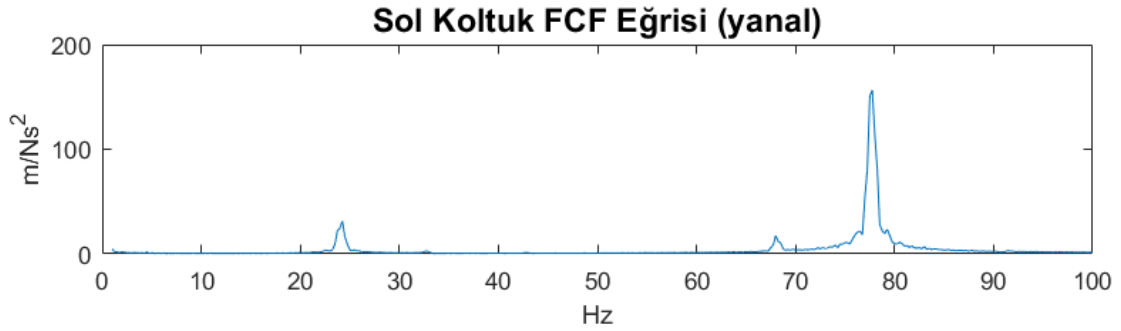
Tüm eğrilerin pik yaptığı frekanslar yapının doğal frekanslarıdır. Çizelge 3.1.ve 3.2’de sayısal ve deneysel doğal frekanslar ile deneysel olarak belirlenen sönüm kayıp faktörleri gösterilmiştir.



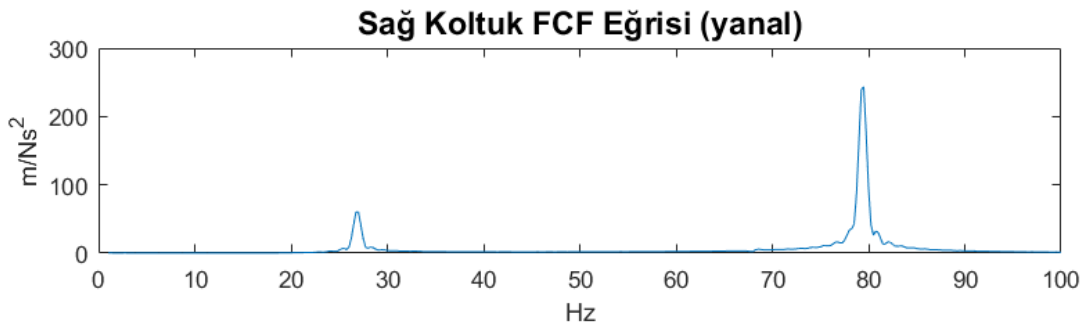
Şekil 2.14: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sol koltuk (ileri-geri).



Şekil 2.15: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sağ koltuk (ileri-geri).



Şekil 2.16: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sol koltuk (yanal).



Şekil 2.17: Metal iskeletten ölçülen FCF eğrileri – sağ koltuk (yanal).

3. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

3.1 Katman Eklemenin Şekil Değişimlerine Etkisi

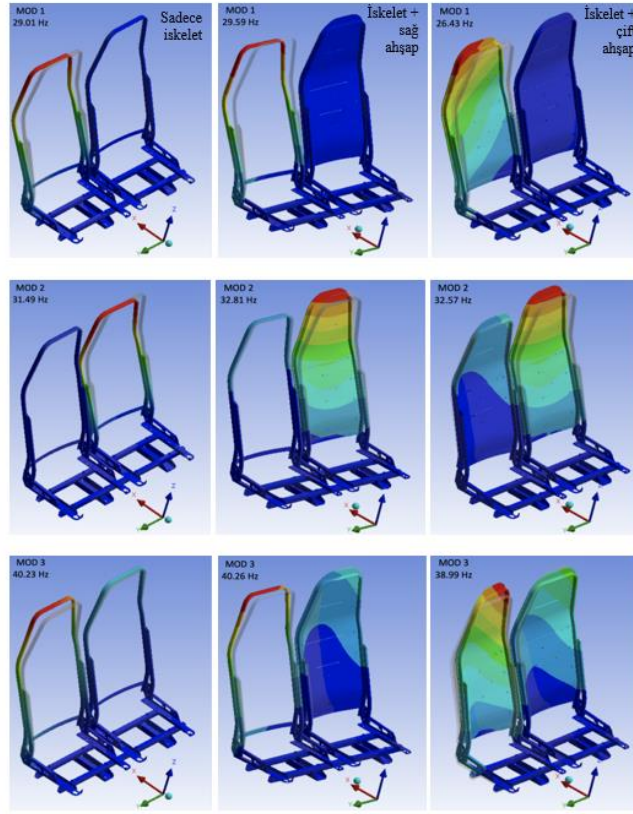
ANSYS ortamında koltuğun her üç durumu için ilk 6 doğal frekansı ve mod şekli elde edilmiş, ahşap katmanın mod şekillerine etkisi karşılaştırmalı olarak Şekil 3.1’de gösterilmiştir.

Şekle bakıldığında katman eklendikçe aşağıdaki değişimler gözlenmektedir:

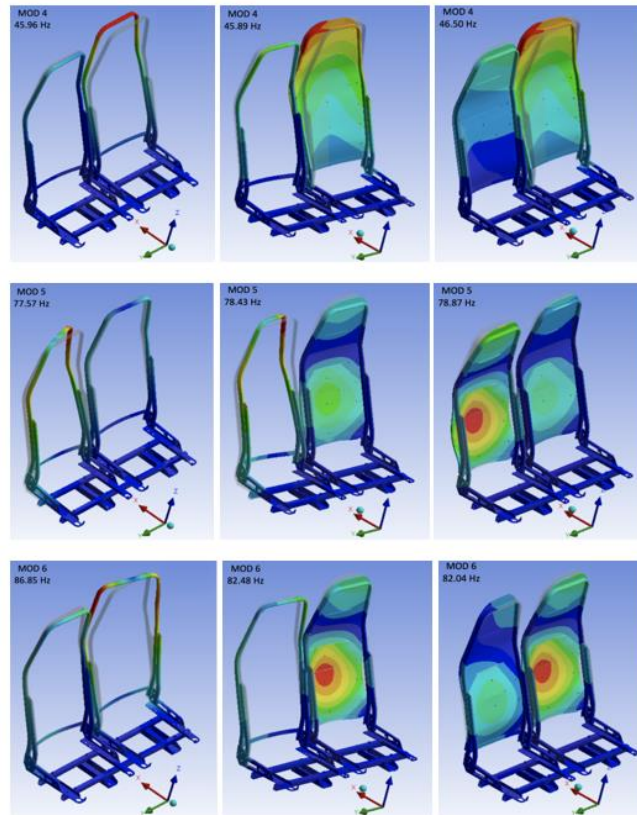
- Sadece iskelet yapının birinci modunda sol çerçevede yüksek genlikli yanal titreşimler olduğu, sağ çerçevedeki genliklerin ise sıfıra yakın olduğu görülüyor. Sağ çerçeveye ahşap eklendiğinde doğal frekans çok az artmıştır. Ahşap malzeme çerçevenin hem kütle hem de katılığını etkiler. Doğal frekansın 29.01 Hz’den 29.59 Hz’e çıkması katılık etkisinin nispeten fazla olduğunu göstermektedir. İki çerçeveye de ahşap eklendiğinde doğal frekansın 26.43 Hz’e düştüğü görülüyor. Sol çerçevede modal genliklerin yüksek olması dikkate alındığında ahşabın kütle etkisinin daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Ayrıca ilginç bir şekilde sol çerçevedeki yanal mod ileri geri moda dönüşmüştür.
- İkinci modda sadece iskelet yapının bu kez sağ çerçevesinde modal genlikler yüksek ve ağırlıklı olarak yanal doğrultudadır. Sağ çerçeveye ahşap eklendiğinde yanal mod ileri geri moda dönüşmüş ve frekans 31.49 Hz’den biraz artarak 32.81 Hz’e çıkmıştır. İkinci ahşap da eklenince 32.57 Hz’e düşmüştür. Sonuçta ahşap parçaların iskeletin katılığını biraz arttırdığı anlaşıyor.
- Üçüncü modda ahşap parça eklenmemiş halde iki çerçevede de ileri geri doğrultuda modal genlikler mevcut ve soldakinin genlikleri nispeten yüksektir. Sağ çerçeveye ahşap eklendiğinde doğal frekansta ciddi bir değişiklik olmamıştır (40.23 Hz’den 40.26 Hz’e çıkmış). İkinci ahşap parça da eklendiğinde doğal frekans 38.99 Hz’e düşmüştür. Buradan, eklenen parçaların

kütlesinin görece baskın olduğu anlaşıyor. Ayrıca sol çerçevenin ileri geri yöndeki eğilme modu biraz değişerek burulma moduna dönüşmüş görünüyor. Benzer bir durum sağ çerçeve için de söz konusudur. Dördüncü modda her iki iskelete ahşap eklenmesi başlangıca göre doğal frekansı az da olsa arttırmış, mod şekillerinde bir öncekine benzer bir değişim ortaya çıkmıştır.

- Beşinci modda yine sadece iskelet halinde soldaki çerçevede titreşim genlikleri daha yüksektir. Şekle bakılırsa bu modda çerçeve z eksenı etrafında burulmaktadır. Sağ çerçevede de benzer şekilde burulma deplasmanı oluşmakta fakat genliklerin soldakine göre çok daha küçük olduğu özellikle renk skalasından anlaşılmaktadır. Sağ çerçeveye ahşap eklendiğinde doğal frekans 78.43 Hz'e çıkmış ve çerçevenin burulma modu nispeten küçük genlikli eğilme moduna (ileri-geri doğrultuda) dönüşmüştür. Ayrıca yukarıdakilerden farklı olarak ahşap malzemenin ortalarında da elastik şekil değişimler ortaya çıkmıştır. Sol çerçeveye ahşap eklendiğinde de benzer bir değişim gözlenmiştir; çerçevenin burulma modu eğilme moduna dönüşmüş, ahşap parçanın ortalarında titreşim genlikleri artmıştır. Bu modda genel olarak ahşap malzemenin koltuğun katılığını az da olsa arttırdığı görülmektedir. Altıncı modda da ahşap parça eklendiğinde burulma modları eğilme modlarına dönüşmekte fakat bu kez doğal frekanslar başlangıca göre azalmaktadır. Bu durumda parçanın kütlesinin daha fazla etkili olduğu anlaşılmaktadır.



Şekil 3.1: Ahşap katmanın iskeletin mod şekillerine etkisi.



Şekil 3.1 (devam): Ahşap katmanın iskeletin mod şekillerine etkisi.

3.2 Deneysel ve Sayısal Mod Şekillerinin Karşılaştırılması

İki mod vektörü arasındaki benzerliği ifade etmede sıkça kullanılan MAC indisi M_1 ve M_2 mod vektörleri olmak üzere şu şekilde hesaplanır (Ewins, 2000):

$$MAC(M_1, M_2) = \frac{(M_1^T M_2^*)^2}{(M_1^T M_1^*)(M_2^T M_2^*)} \quad (3.1)$$

En genel halde titreşim modları kompleks değerli vektörler olduğundan eşitlikteki ‘*’ sembolü kompleks eşlenik anlamındadır.

Çizelge 3.1: Koltuk metal iskeletinin doğal frekansları (Hz).

MOD	ANSYS	DENEYSEL (ileri-geri)		DENEYSEL (yanal)	
		Sol Koltuk	Sağ Koltuk	Sol Koltuk	Sağ Koltuk
1	29.01	32.6	33.6	24.3	26.8
2	31.49	42.5	42.2	68	79.5
3	40.23	68.0	68.6	77.8	
4	45.96	80.1	80.1		
5	77.57	81.5	81.5		
6	86.85	-	-		

MAC indisi 0 ile 1 arasında değerler alabilir, 1’e yaklaşması mod vektörleri arasındaki benzerliğin arttığına işaret eder. MAC=1 halinde iki mod vektörü özdeş, MAC=0 durumunda ise mod vektörleri tamamen farklıdır.

Bu çalışmada deneysel ve sayısal mod şekillerinin benzerliğini değerlendirmek için MAC değerleri hesaplanmış ve Çizelge 3.3’te verilmiştir.

Çizelge 3.2: Metal iskeletin deneysel sönüm kayıp faktörleri.

Sol Koltuk	Sağ Koltuk	Ortalama
0.0077	0.0076	0.00765
0.0121	0.0160	0.01405
0.0140	0.0111	0.01255
0.0057	0.0052	0.00545
0.0037	0.0086	0.00615

Çizelge 3.3: Metal iskeletin ANSYS (A) ve deneysel (D) modlarıyla hesaplanan MAC değerleri.

Koltuk	Sağ Koltuk
Sol	$A \begin{pmatrix} D \\ 24.99 & 31.66 & 18.23 & 8.85 & 7.39 \\ 11.57 & 13.46 & 6.99 & 2.04 & 1.84 \\ 13.19 & 15.89 & 8.20 & 2.59 & 2.27 \\ 17.64 & 22.32 & 11.80 & 4.55 & 3.82 \\ 6.95 & 11.42 & 8.60 & 9.85 & 7.49 \\ 1.18 & 2.165 & 2.69 & 5.46 & 4.20 \end{pmatrix}$
Sağ	$A \begin{pmatrix} D \\ 0.01 & 98.16 & 0.22 & 28.21 & 28.12 \\ 12.06 & 6.91 & 79.88 & 33.89 & 35.79 \\ 0.27 & \mathbf{93.26} & 1.66 & 14.08 & 14.02 \\ 0.65 & \mathbf{89.00} & 4.43 & 8.83 & 8.81 \\ 17.66 & 0.03 & \mathbf{94.69} & 58.40 & 62.27 \\ 18.53 & 14.97 & 83.38 & 81.77 & \mathbf{88.71} \end{pmatrix}$

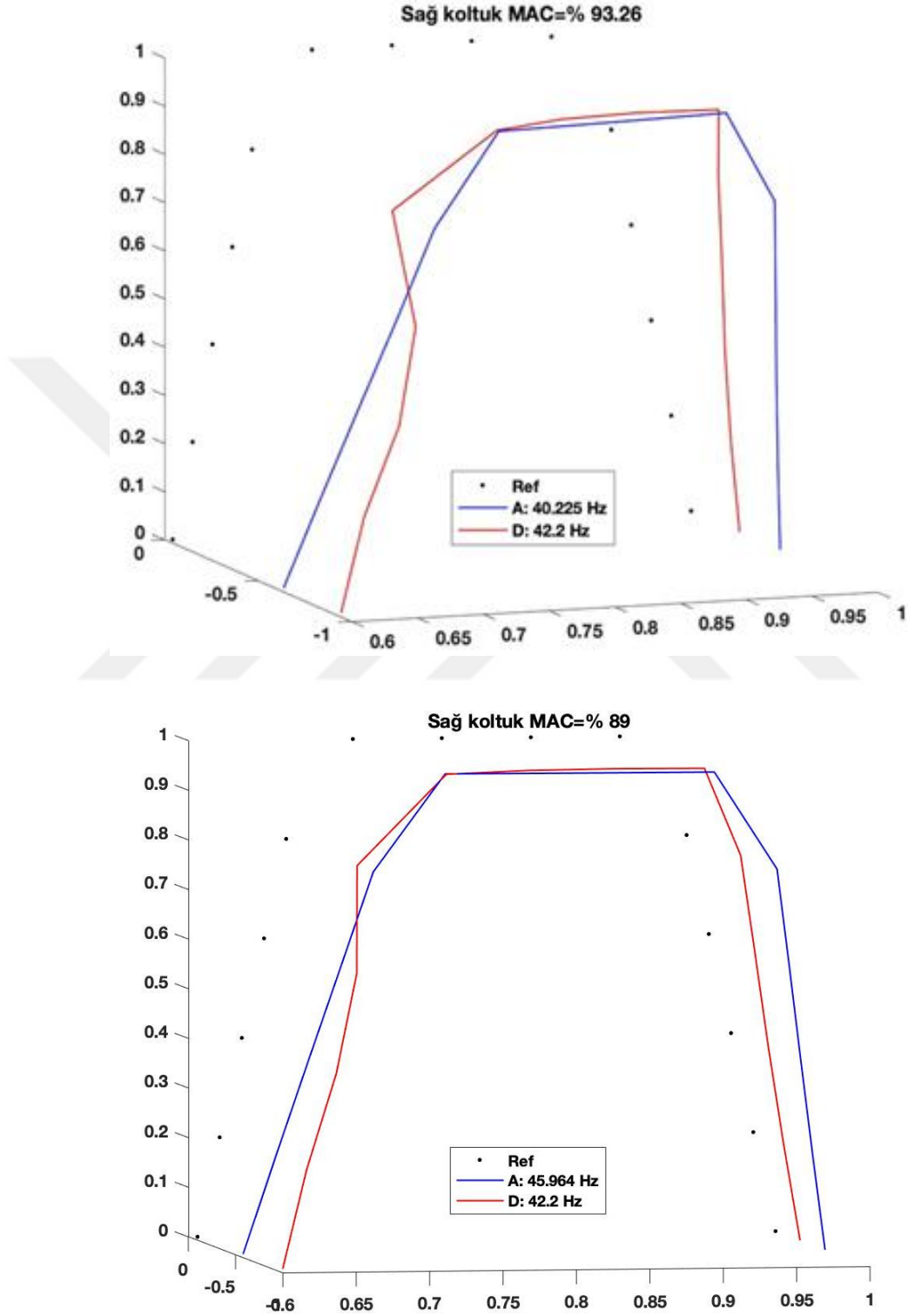
Deney sonuçlarına bakıldığında (Şekil 2.14-17 ve Çizelge 3.1) sol çerçevede 32.6, 68 ve 80 Hz. civarındaki, sağ çerçevede ise 42, 68 ve 80 Hz. civarındaki piklerin daha yüksek genlikli olduğu görülmektedir. Sol çerçevede yanal doğrultuda 24 ve 77 Hz. noktalarındaki genliklerin daha belirgin, 68 Hz'e karşılık gelen tepenin nispeten küçük genlikli, sağ çerçevede ise 26.7 ve 79 Hz. civarındaki sivriliklerin daha belirgin olduğu görülmektedir.

Çizelge 3.3'e göre sol çerçevedeki sayısal ve deneysel modlar uyumsuzdur, sağ çerçevede ise bazı modlarda %90 ve üzeri benzerlik mevcuttur. Mesela 3.sayısal mod ile 2.deneysel mod için MAC (A3, D2)=0.93 (frekansları sırasıyla 40.2 ve 42.2 Hz) olup Şekil 3.2'te bu ikisinin birbirine benzediği görülmektedir.

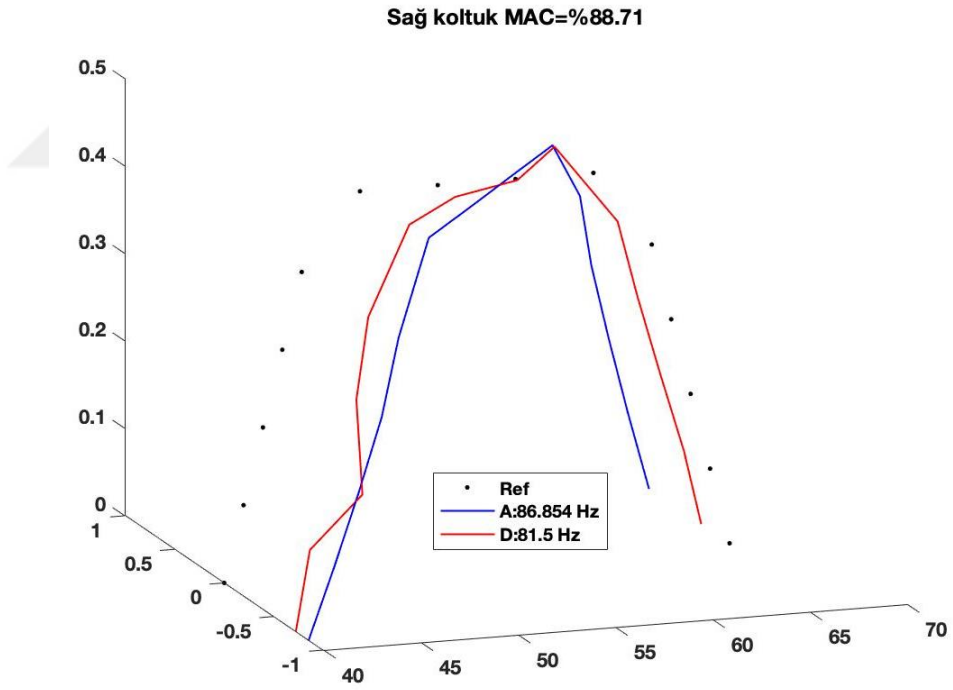
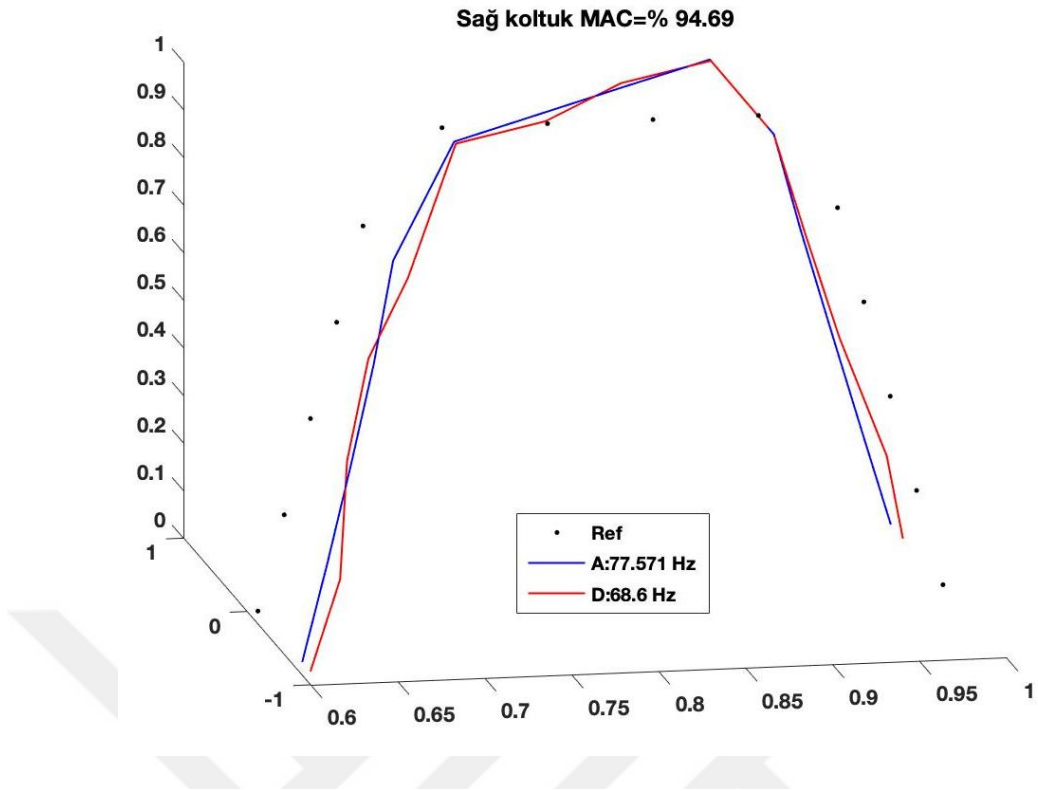
Benzer şekilde MAC (A5, D3)=0.947 olup frekansları sırasıyla 77.6 ve 68.6 Hz'dir. Frekanslar arasında fark olmakla birlikte mod şekilleri gayet uyumlu görünüyor. Yine 6.sayısal mod ile 5.deneysel mod arasında benzerlik olduğu görünüyor; MAC (A6, D5)=0.887 ve frekanslar sırasıyla 86.8 Hz. ve 81.5 Hz'dir.

Benzer bir durum A4 ve D2 arasında da mevcuttur; MAC (A4, D2)=0.89 (frekansları sırasıyla 45.96 ve 42.2 Hz). Birinci sayısal mod (A1) ile ikinci deneysel mod (D2) arasında yüksek bir şekil benzerliği görülmektedir; MAC (A1, D2)=0.982 olup 29.01 Hz. ile 33.6 Hz. frekanslara karşılık gelmektedir. Fakat Şekil 3.1'de görüldüğü gibi birinci sayısal modda yanal hareket baskındır ve sağ çerçevede titreşim genlikleri sola göre çok küçüktür, hâlbuki deneyde x eksenini doğrultusundaki modlar ölçülmüştür.

Buradan sayısal modun x eksenindeki izdüşümünün deneysel modla benzer olduğu anlaşılmaktadır.



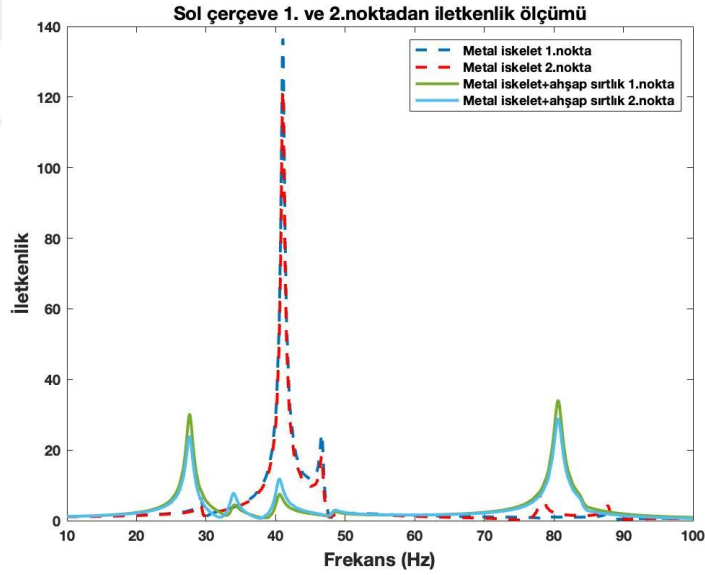
Şekil 3.2: Metal iskeletin sağ çerçevesi için ANSYS ve Deneysel mod şekillerinin MAC indisine göre karşılaştırılması (A: ANSYS, D: DENEY).



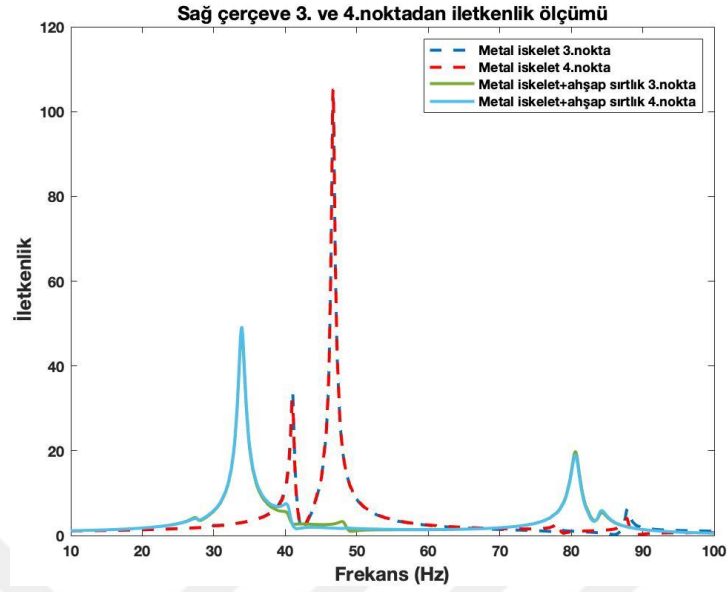
Şekil 3.2 (Devam): Metal iskeletin sağ çerçevesi için ANSYS ve Deneysel mod şekillerinin MAC indisine göre karşılaştırılması (A: ANSYS, D: DENEY).

3.3 Katman Eklemenin İletkenliğe Etkisi

1. Durum: İlk uygulamada ikili koltuğa her iki ayaktan ivme PSD girişi uygulandıktan sonra hem sol hem de sağ koltuk üst çerçevede belirlenen 2'şer noktadan alınan ivme PSD cevapları Denklem 2.20'de kullanılarak iletkenlik değerleri hesaplanmış ve Şekil 3.3 ve 3.4'te gösterilmiştir. Metal iskelet durumunda sol çerçevede düşük frekanslarda 1. ve 2.noktadan ölçülen iletkenlik değerleri aynı olmasına rağmen yüksek frekanslarda (5. ve 6.frekanslarda) 2.noktadaki iletkenlik biraz daha yüksektir. Sağ koltukta ise benzer bir değişim oluşmuş fakat 6.frekansa (86.85 Hz) 3.noktanın iletkenliği 4.noktadan çok az farkla elde edilmiştir. Metal iskelete ahşap sırtlık eklendiğinde iletkenliğin maksimum değeri küçük frekanslarda sol koltukta 140'tan 30 seviyelerine, sağ koltukta ise 104'tan 50 seviyelerine düşmüştür. Fakat iskelet halinde 80 Hz civarındaki iletkenlik değerlerinin ahşap eklendikten sonra ciddi miktarda arttığı görülmektedir.

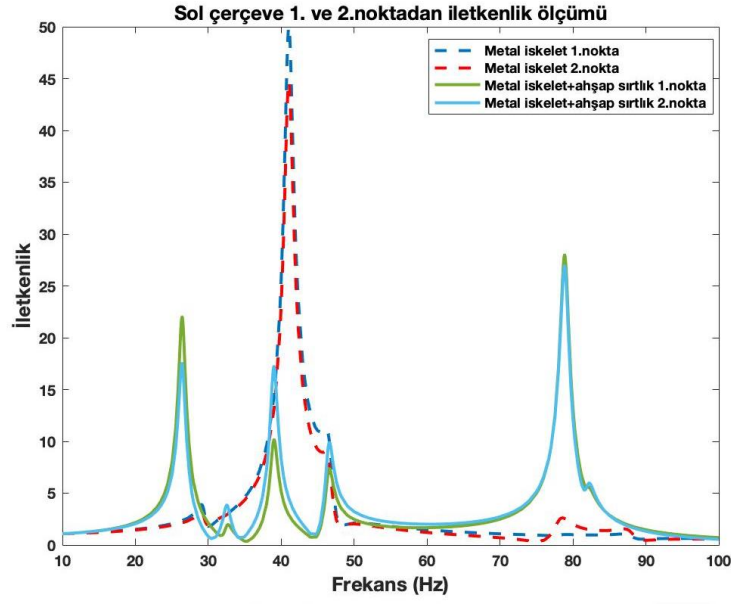


Şekil 3.3: İki ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sol koltuk için karşılaştırılması.

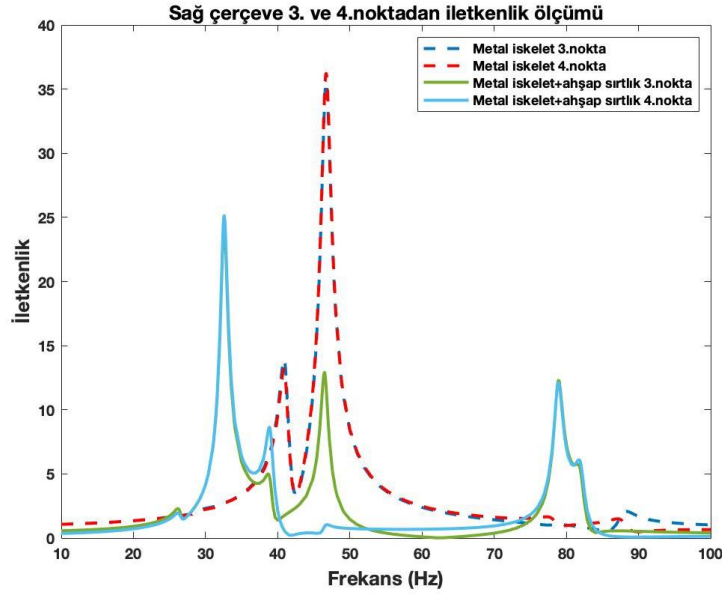


Şekil 3.4: İki ayakta ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sağ koltuk için karşılaştırılması.

2. Durum: Bu kez sadece sol koltuğun zeminle bağlantısının yapıldığı ayaktan ivme PSD'si uygulanmış ve yine aynı noktadaki iletkenlik hesaplanmıştır. Şekil 3.5'e bakıldığında Şekil 3.3'tekine benzer bir değişim görülüyor. Yani sırtlık eklendikten sonra maksimum iletkenlik değerinde iki koltukta da ciddi düşüş meydana gelmiş, solda bu düşüş daha fazla olmuştur. Fakat bu kez sadece iskelet halinde de maksimum iletkenlikler daha azdır; sol koltukta 50'den 27 (Şekil 3.5), sağdaki ise 35'ten 25 seviyesine (Şekil 3.6) düşmüştür. Genel olarak, ahşap eklendikten sonraki iletkenlik değerleri de birinci durumdakilerden daha azdır. Bunun bir istisnası sağ koltukta 46Hz civarındaki iletkenlik değeridir; bunun Şekil 3.3'tekine kıyasla daha belirgin olduğu görülmektedir. Aynı çerçeve üzerindeki iki noktada iletkenliğin farklı oluşu ilgili frekans civarında çerçevenin burulma gibi bir hareket yaptığına işaret etmektedir.



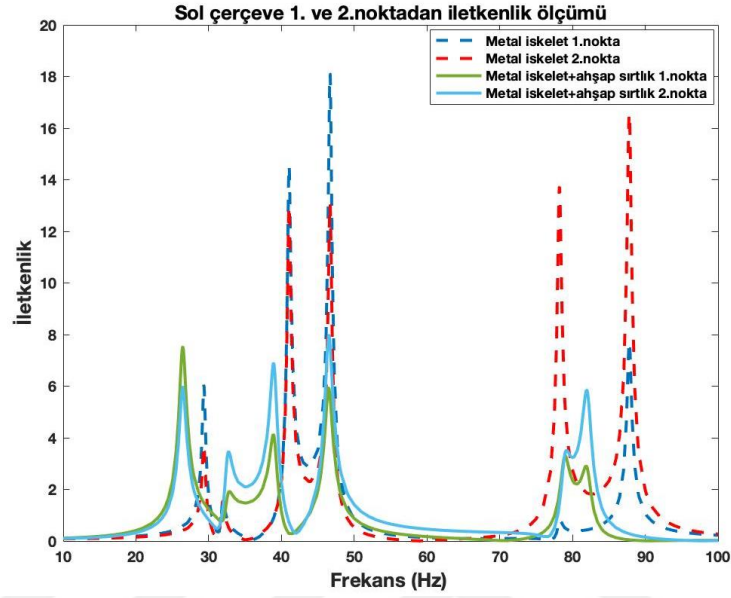
Şekil 3.5: Sol ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sol koltuk için karşılaştırılması.



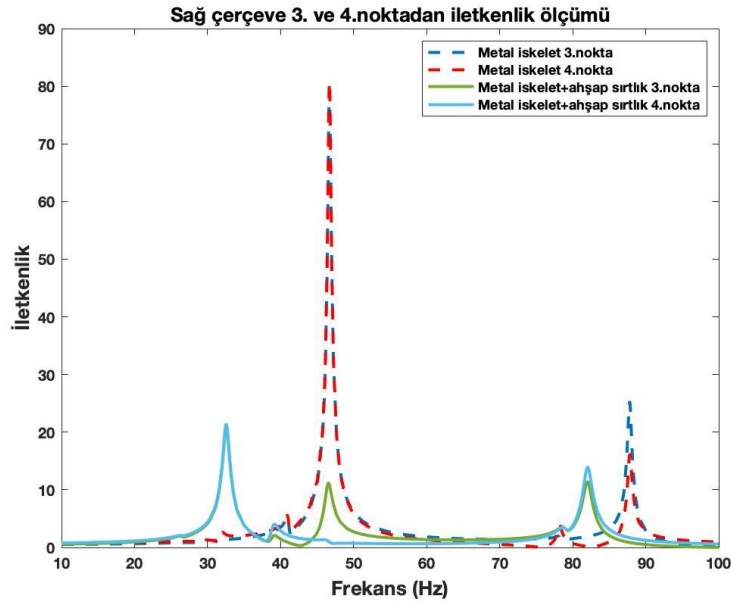
Şekil 3.6: Sol ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sağ koltuk için karşılaştırılması.

3. Durum: Son olarak sağ koltuğun zeminle bağlantısının yapıldığı ayaktan ivme PSD'si uygulanarak elde edilen iletkenlikler Şekil 3.7 ve 3.8'de gösterilmiştir. İletkenlik değerlerine bakıldığında genel olarak yukarıdaki iki durumdan daha az ve sağ koltuktaki iletkenliğin sol koltuktakinden fazla olduğu, yine sadece iskelet haline göre daha az değerlerde olduğu görülmektedir. Önceki iki durumda 1 ve 2 noktalarındaki eğrilerin birbirine yakın seyrettiği, aynı durumun 3 ve 4 noktalarında da söz konusu olduğu görülmüştü. Dikkat edilirse

1 ve 2 noktalarından ölçülen eğrilerde bazı frekanslarda ciddi farklılıkların olduğu görülmektedir. Bu durum ilgili frekanslarda sol çerçevede burulma hareketlerinin baskın olduğuna işaret etmektedir. Benzer bir durum sağ çerçevede özellikle 46 Hz civarında görülmektedir.



Şekil 3.7: Sağ ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sol koltuk için karşılaştırılması.

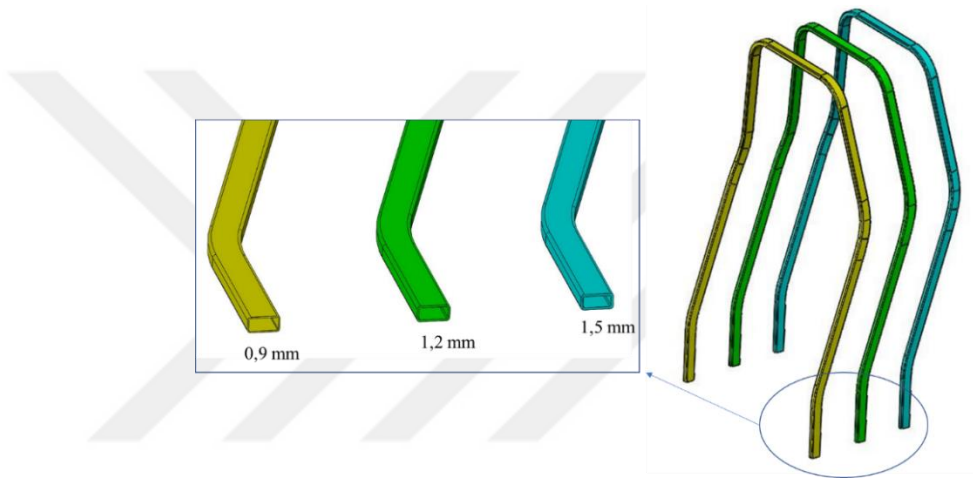


Şekil 3.8: Sağ ayaktan ivme PSD girişi için hesaplanan iletkenliklerin sağ koltuk için karşılaştırılması.

3.4 Parametre Değişiminin İletkenliğe Etkisi

İkili yolcu koltuğu katı modeli için kalınlık ve bağlantı mesafelerindeki değişikliklerin iletkenliğe etkisini incelemek adına üç farklı durum ele alınmıştır. Birinci durumda sırtlık profil kalınlığının değişimi, ikinci durumda ayak bağlantı mesafelerinin değişimi ve üçüncü durumda sırtlık tahtası kalınlığının değişimi analiz edilmiştir.

Durum 1: Sırtlık profil kalınlıklarının değişimi için mevcutta 1.2 mm olan profil kalınlığı, 0.9 mm ve 1.5 mm kalınlıklarındaki profiller ile karşılaştırılmıştır (Şekil 3.9). Profil et kalınlığı arttıkça ve azaldıkça doğal frekanslarda artış görülmektedir (Çizelge 3.4).



Şekil 3.9: Profil kalınlıkları.

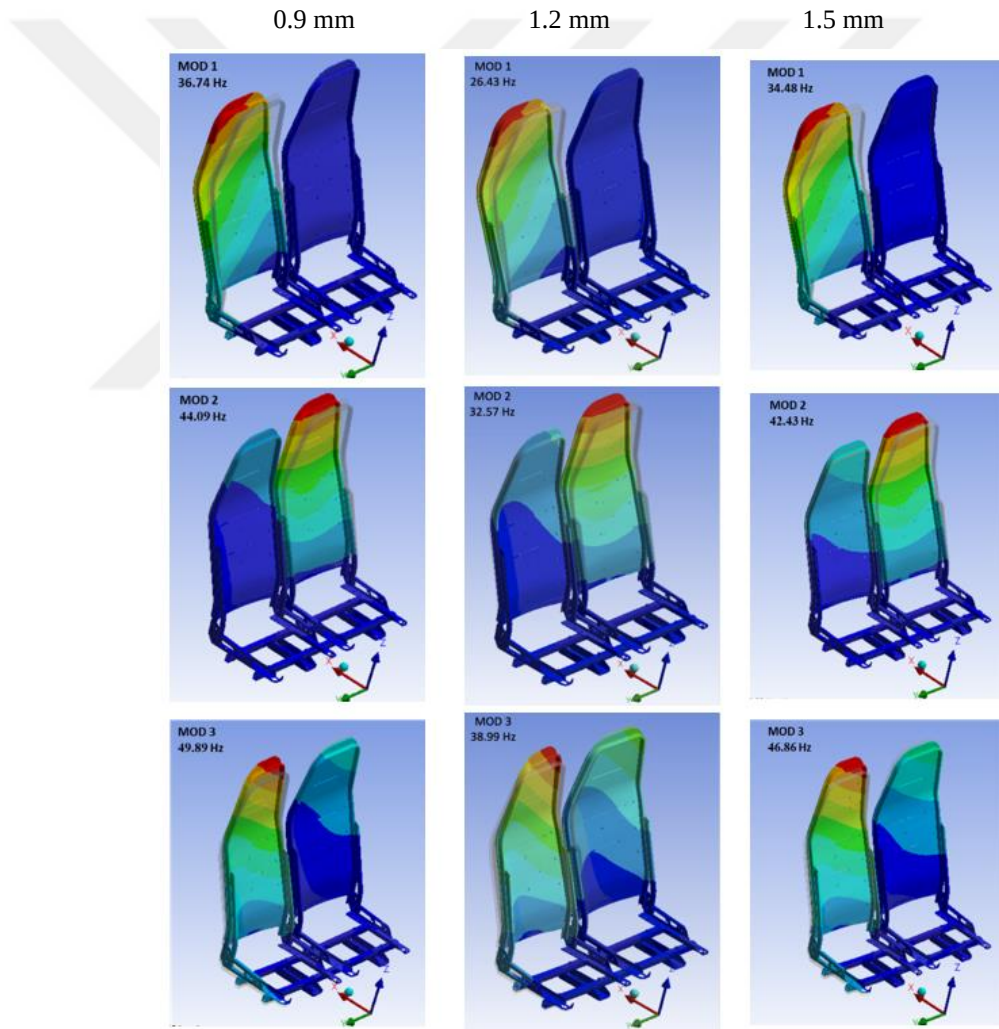
Çizelge 3.4: Profil kalınlığı değişimi sonucunda oluşan doğal frekanslar (Hz).

MOD	0.9 mm	1.2 mm	1.5 mm
1.	36.739	26.43	34.479
2.	44.096	32.57	42.432
3.	49.899	38.99	46.865
4.	63.046	46.50	58.503
5.	107.34	78.87	104.77
6.	110.66	82.04	111.68

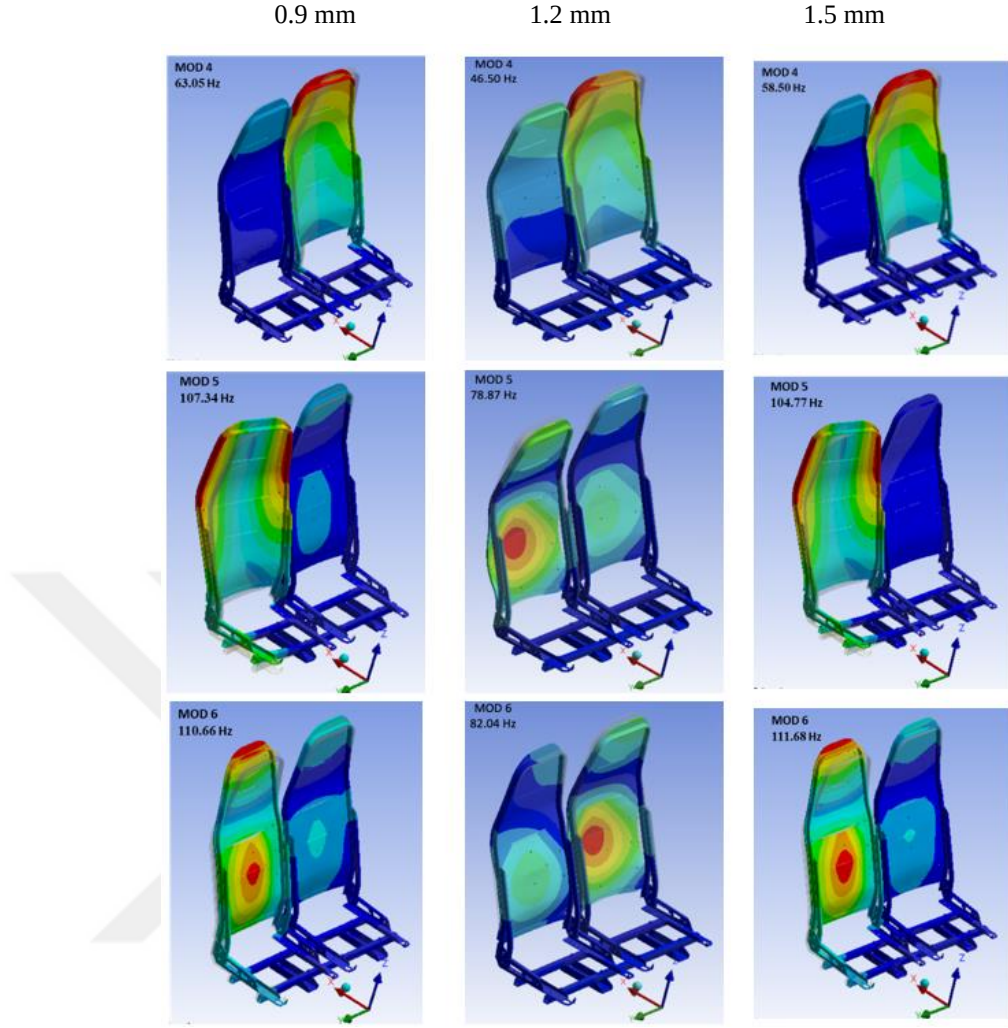
Mod şekillerini (Şekil 3.10) incelediğimizde ise;

- 1. ve 2.modda şekil değişimlerinde bir farklılık gözlenmemiştir.
- 3.modda 0.9 mm ve 1.5 mm kalınlıklardaki sağ koltukta 1.2 mm kalınlıktaki koltuğa göre daha az şekil değiştirmeleri mevcuttur.

- 4.modda 0.9 mm ve 1.5 mm kalınlıkta olan sol koltuktaki deformasyonlar azalmış ve sağ koltuk üst kısımlarında daha fazla şekil değiştirme oluşmuştur.
- 5.modda 0.9 mm ve 1.5 mm kalınlıkta olan sol koltukta burulma daha baskın hale gelmiştir. Sağ koltukta ise 1.5 mm de hiç deformasyon oluşmamasının yanı sıra 0.9 mm içinde yine 1.2 mm'ye göre deformasyonun azaldığı görülmektedir.
- 6.modda 0.9 mm ve 1.5 mm'de sol koltuktaki şekil değişimlerinin 1.2 mm'ye göre oldukça arttığı, sağ koltukta ise tam tersinin gerçekleştiği gözlenmiştir.

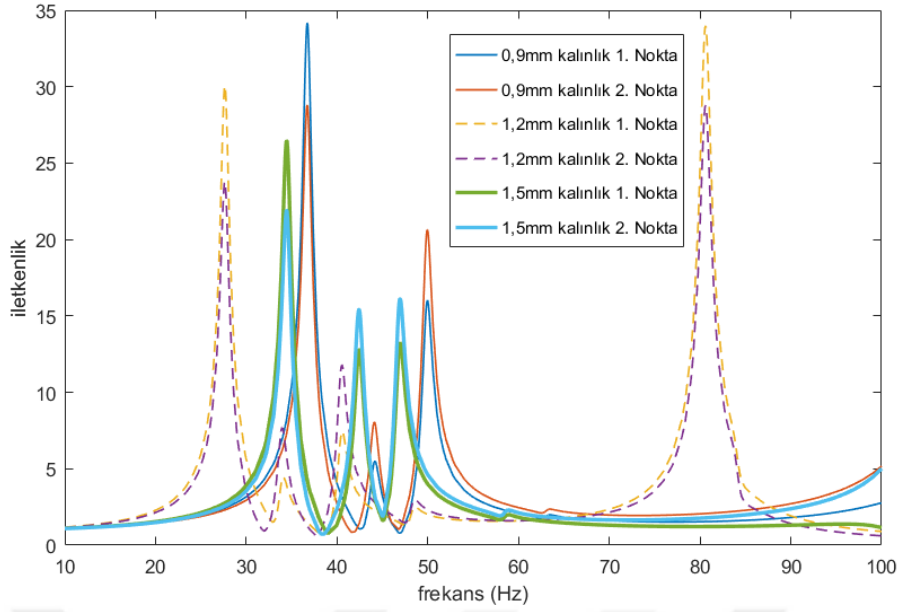


şekil 3.10: Profil kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.

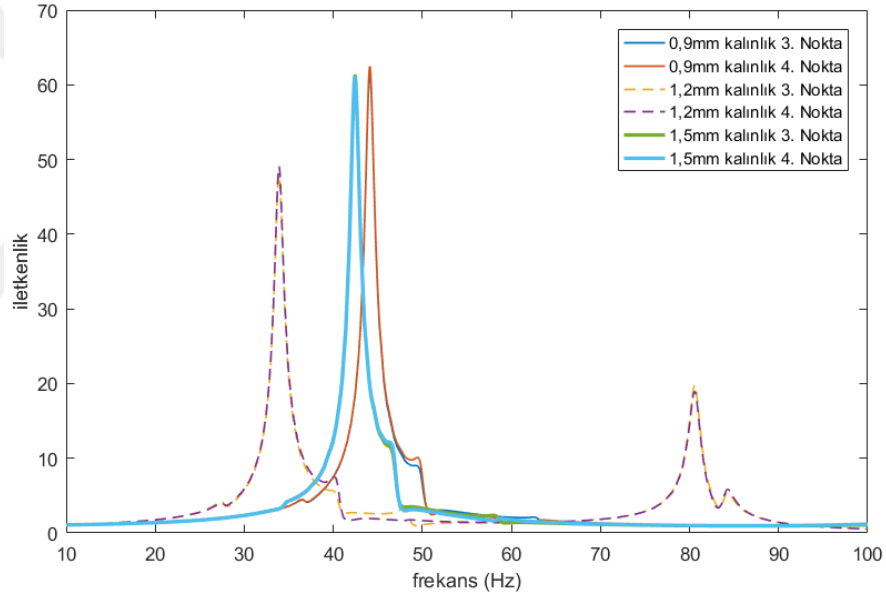


Şekil 3.10 (Devam): Profil kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.

Profil kalınlığı mevcut durumdan daha az veya daha fazla olduğunda frekansların artmasına rağmen sol koltuğun 1 ve 2 noktasındaki iletkenlikleri (1.doğal frekanstaki) kalınlık 0.9 mm iken artmış, kalınlık 1.5 mm iken azalmıştır. Sağ koltukta ise yine 1.moddaki iletkenlik değerleri mevcut profil kalınlığındakine göre artmıştır (Şekil 3.11).

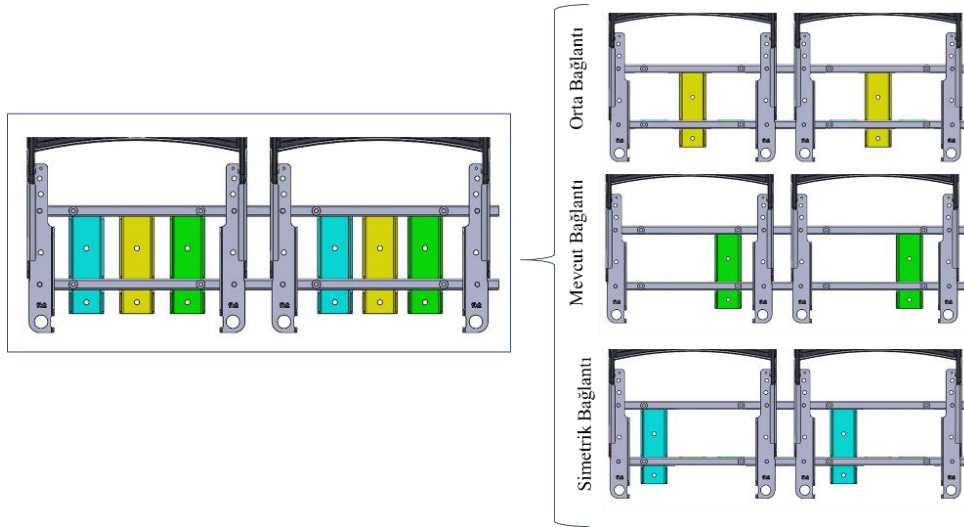


Şekil 3.11: Profil kalınlığı ile iletkenliklerin değişimi.



Şekil 3.11 (Devam): Profil kalınlığı ile iletkenliklerin değişimi.

Durum 2: Ayak bağlantı profillerinin birbirlerine olan uzaklık değişimi ele alınmıştır. Mevcutta olan bağlantının simetriği ve bunların tam orta noktasında olan konum değerlendirilmiştir (Şekil 3.12). Yeşil renk ile gösterilen bağlantı noktası mevcutta yer aldığı gibidir. Sarı renk orta nokta, mavi renk ise mevcut duruma simetrik alınan konumdur. Ayak bağlantıları hem ortaya alındığında hem de simetrik bir şekilde değiştirildiğinde doğal frekanslar mevcut duruma göre artmıştır (Çizelge 3.5).



Şekil 3.12: Ayak bağlantı mesafeleri.

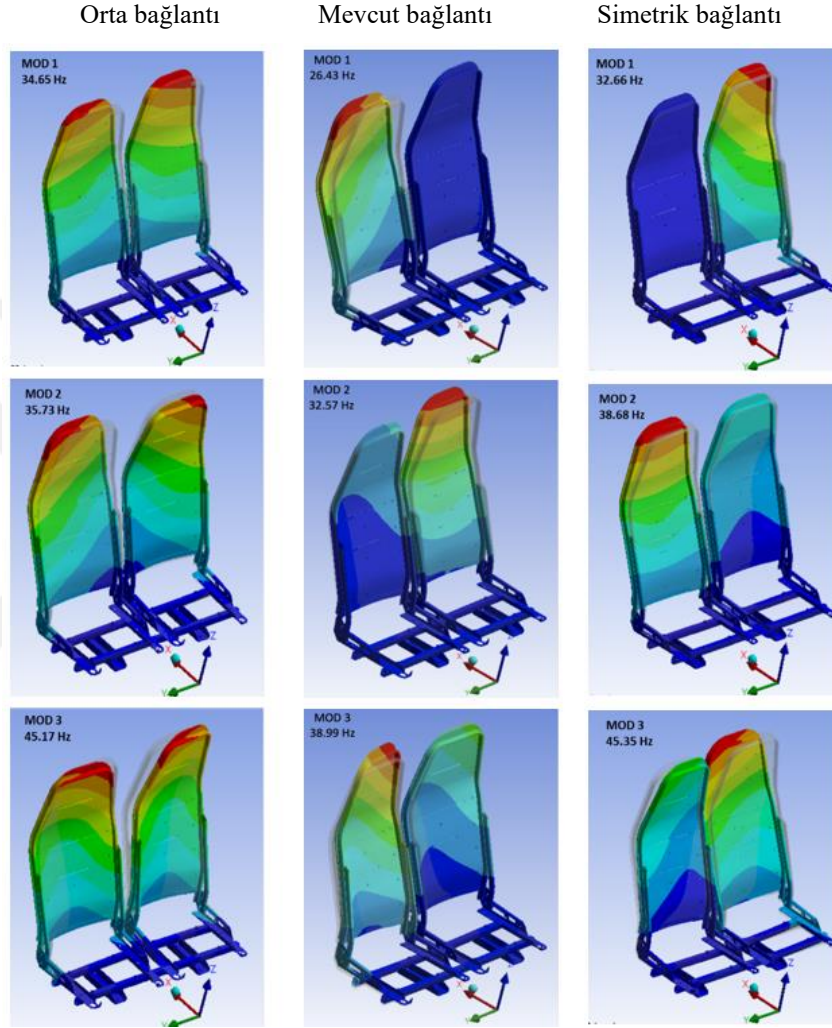
Çizelge 3.5: Farklı ayak bağlantı noktalarına göre doğal frekanslar (Hz).

MOD	Orta Bağlantı	Mevcut Bağlantı	Simetrik Bağlantı
1.	34.654	26.43	32.659
2.	35.729	32.57	38.681
3.	45.168	38.99	45.357
4.	52.532	46.50	55.187
5.	105.48	78.87	102.27
6.	115.14	82.04	107.41

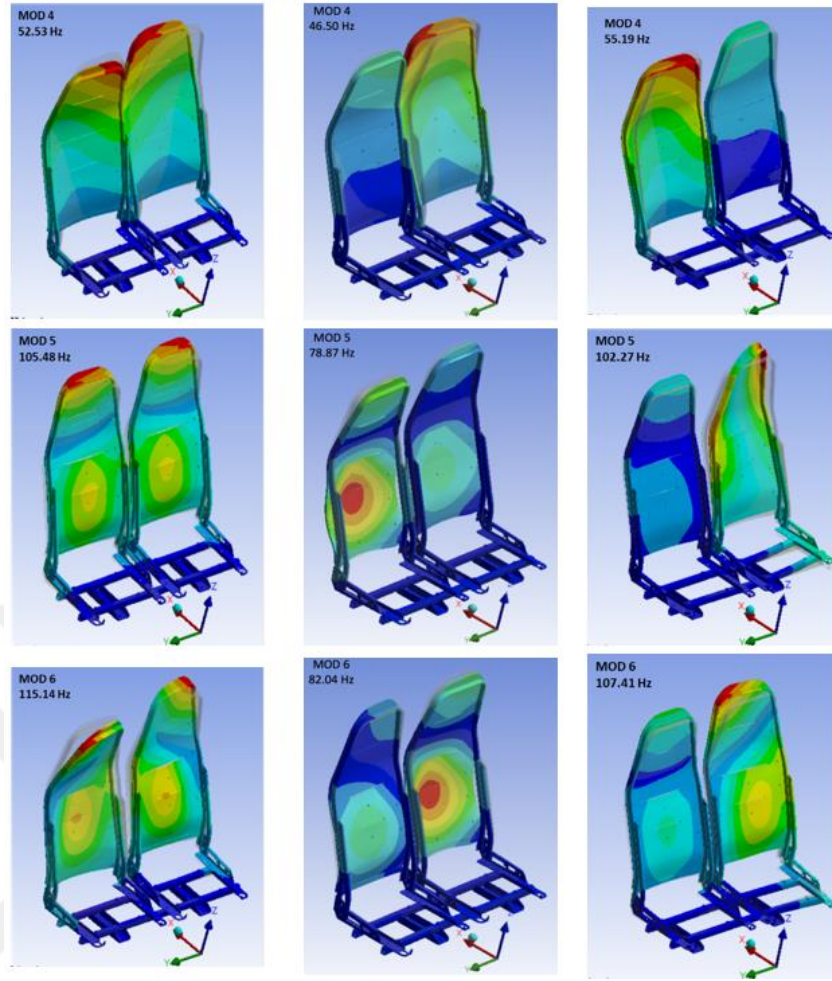
- Şekil 3.13'ten görüldüğü gibi mod 1'de ayak bağlantısı mevcut durumun simetrisi olarak değiştiğinde sol koltukta şekil değişimi azalmış, sağ koltukta ise artmıştır. Orta konumda olduğunda diğer konumlardan farklı olarak hem sol hem de sağ koltukta şekil değişimleri gözlenmiştir.
- 2.modda ise simetrik konum için birinci modun tam tersi olacak şekilde şekil değişimleri oluşmuştur.
- 3.modda ayaklar orta konumda iken sol koltukta burulmanın etkisi azalırken sağ koltukta ise artmaktadır. Simetrik konumda sağ koltuktaki şekil değiştirmeleri artmış ve sol koltukta azalmıştır.
- Mod 4'te yine simetrik konum için 3.modun tam tersi bir durum oluşmuştur.
- 5.modda ayak mesafeleri ortada iken sağ ve sol koltukta ileri-geri yönde şekil değiştirme artmıştır. Simetrik konumda ise sol koltuktaki şekil değişimlerinin

azaldığı sağ koltukta ise arttığı gözlenmiştir. Sağ koltuktaki burulmanın etkisi de biraz artmıştır.

- Mod 6 incelendiğinde orta konumda sol koltukta burulmanın etkisinin arttığı, simetrik konumda ise hem sol hem de sağ koltukta şekil değiştirmelerinin arttığı gözlenmiştir (Şekil 3.13).

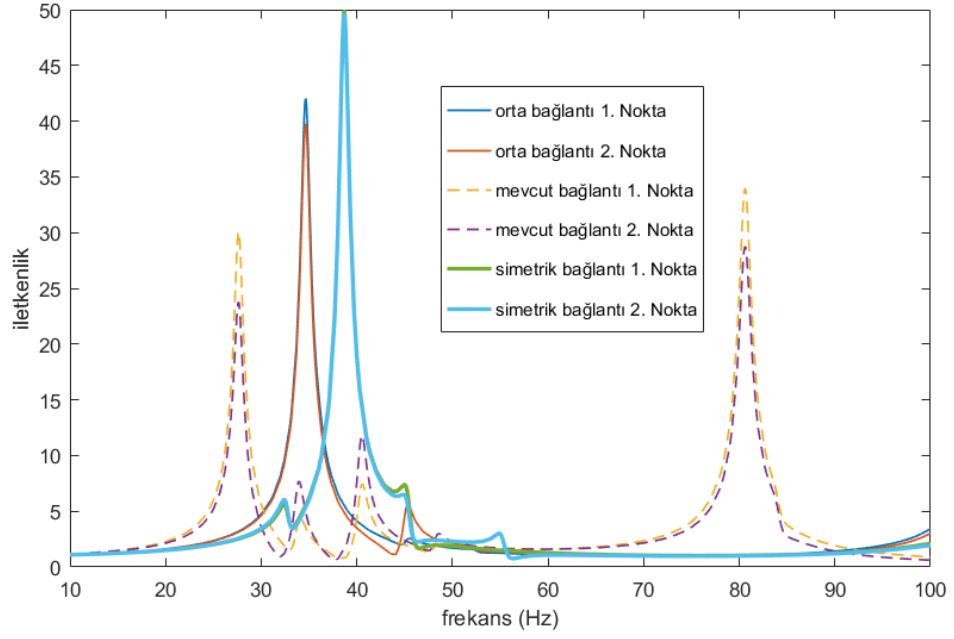


Şekil 3.13: Ayak bağlantı değişiminin mod şekillerine etkisi.

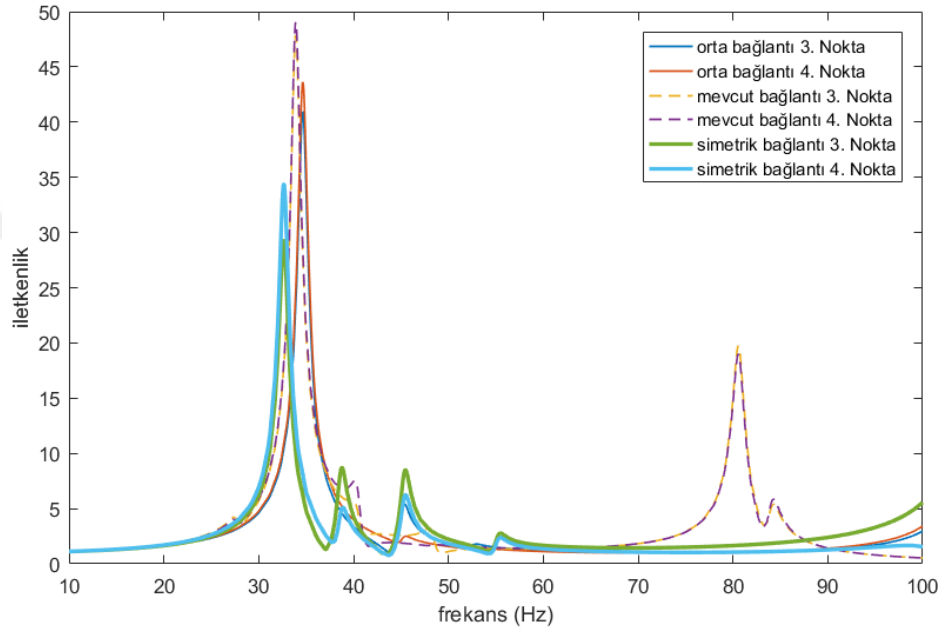


Şekil 3.13 (Devam): Ayak bağlantı değişiminin mod şekillerine etkisi.

Şekil 3.14 incelendiğinde sol koltukta 1. ve 2. noktalardaki iletkenlik (1.doğal frekansa karşılık gelen) hem orta bağlantıda hem de simetrik bağlantıda mevcut duruma göre artmıştır. Sağ koltukta ise iletkenlik hem orta bağlantıda hem de simetrik bağlantıda mevcuda göre azalmıştır. Simetrik durumdaki azalma orta bağlantı duruma göre daha fazladır.



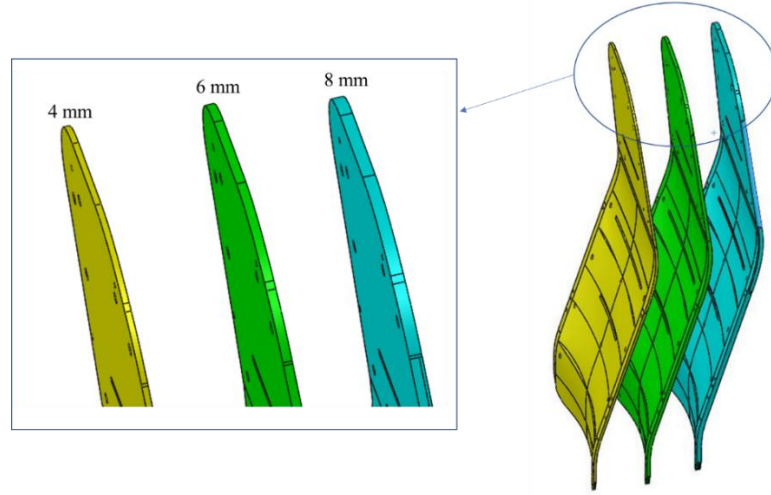
Şekil 3.14: Ayak bağlantı mesafesi değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.



Şekil 3.14 (Devam): Ayak bağlantı mesafesi değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.

Durum 3: Sırtlık profil kalınlıklarının değişimi için mevcutta 6 mm olan tahta kalınlığı 4 mm ve 8 mm kalınlıklarındaki tahta ile karşılaştırılmıştır (Şekil 3.15).

Sırtlık kalınlığı mevcut duruma göre azaldığında frekanslar artmıştır. Kalınlık mevcut duruma göre arttığında ise frekanslar azalmıştır (6.mod hariç). Bu durumda kütlelerin etkisi baskın olarak görülmektedir (Çizelge 3.6).

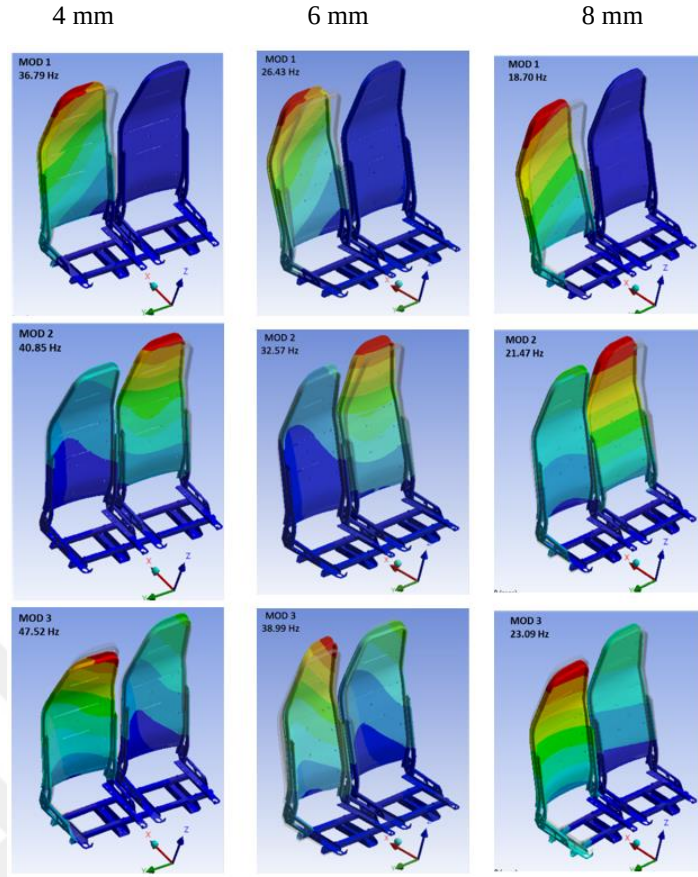


Şekil 3.15: Tahta kalınlıkları.

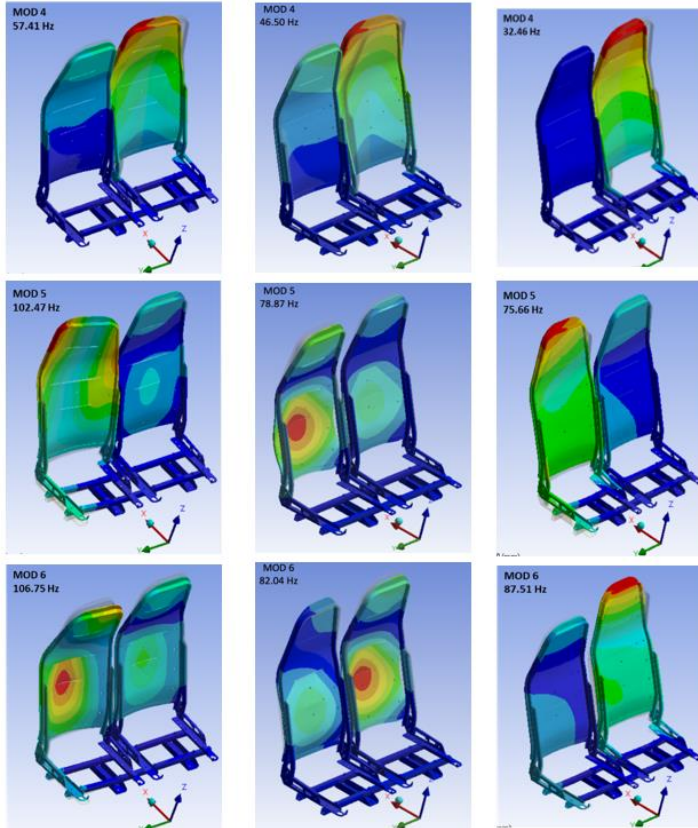
Çizelge 3.6: Tahta kalınlığı değişimi sonucunda oluşan doğal frekanslar (Hz).

MOD	4 mm	6 mm	8 mm
1.	34.793	26.43	18.701
2.	40.853	32.57	21.478
3.	47.516	38.99	23.092
4.	57.413	46.50	32.465
5.	102.47	78.87	75.663
6.	106.75	82.04	87.512

- 1.modda sağ koltukta herhangi bir değişim görülmemiştir. Sol koltukta kalınlık arttıkça şekil değişimi de artmıştır (Şekil 3.16).
- 2.modda kalınlık arttıkça sağ ve sol koltuktaki şekil değişiminin de arttığı görülmüştür.
- 3.modda kalınlık azalınca ve artınca sol koltukta burulmanın etkisinde azalma mevcuttur.
- 4.modda yine kalınlık azalınca ve artınca sağ koltukta burulmanın etkisi azalmış; kalınlık arttığında ise sağ koltuktaki şekil değişimi diğerine göre çok fazla etkilenmiştir. 8mm tahta olan modelde sol koltukta neredeyse şekil değişimi oluşmamıştır.
- 5.modda kalınlık azaldıkça burulmanın etkisinin arttığı görülmüştür.
- 6.modda kalınlık azaldıkça sağ koltuktaki burulma azalmış, sol koltukta ise artmıştır. Kalınlık arttığında ise sol koltukta deformasyon azalırken sağ koltukta deformasyon artmıştır.

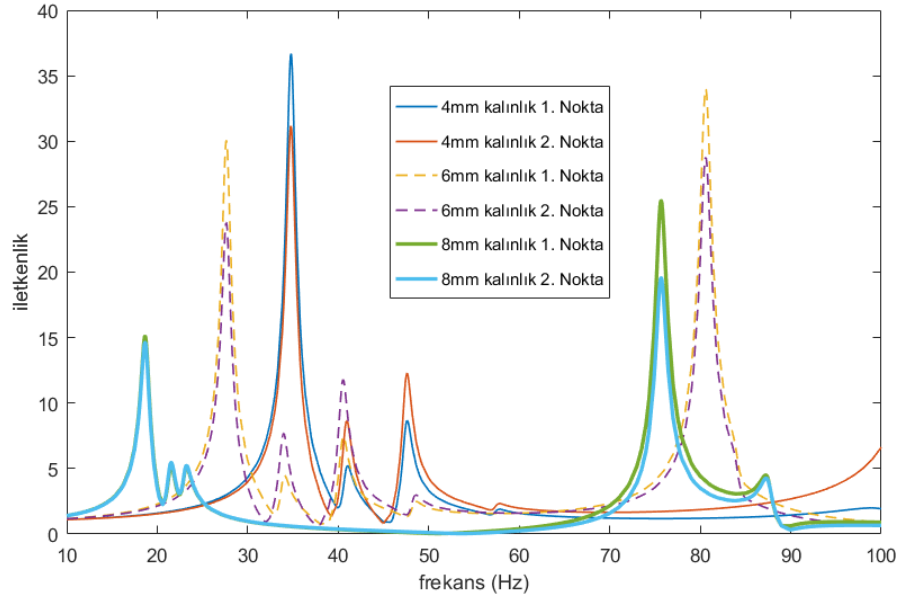


Şekil 3.16: Tahta kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.

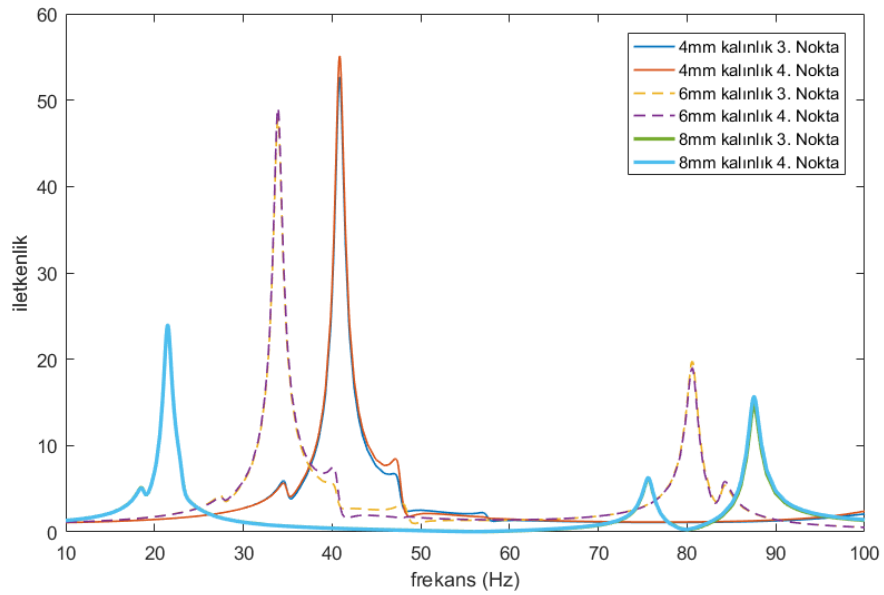


Şekil 3.16 (Devam): Tahta kalınlığı değişiminin mod şekillerine etkisi.

Sol koltukta kalınlık arttıkça ilk frekanstaki iletkenlik fark edilir şekilde düşmüş, kalınlık azaldıkça artmıştır (şekil 3.17). Sağ koltukta da benzer bir durum gözlenmiştir. İletkenlikteki değişim oranları da benzerdir.



şekil 3.17: Tahta kalınlığı değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.



şekil 3.17 (Devam): Tahta kalınlığı değişimi için hesaplanan iletkenliklerin değişimi.

3.5 Değerlendirme

Bu çalışmada bir taşıtın ikili yolcu koltuğunun titreşim analizi ele alınmıştır. Koltuk ANSYS ortamında modellenmiş, ilk altı doğal frekans ve mod şekli hesaplanmış, metal iskelet için ayrıca deney de yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi özetlenebilir:

Sayısal modelde koltuğa eklenen sırtlıklar bazı modlarda katılığı bazı modlarda ataleti artırıcı etki yapmıştır. Bunun sonucu olarak 2., 4. ve 5.modlarda doğal frekanslar çok az artmış, diğerlerinde biraz azalmıştır. Ayrıca 5. ve 6.modlarda iskelette burulma şeklindeki hareketler baskın iken eklenen ahşap sırtlıklar bunların eğilme moduna dönüşmesini sağlamıştır. Ters bir durum 3. ve 4. modlarda gözlenmiştir. Ek olarak, yüksek modlarda ahşap katmanların da elastik şekil değişimi yaptığı görülmüştür.

Yapılan deneyde bazı doğal frekansların sayısal modelle uyumlu olduğu MAC indisleri ile de gösterilmiştir. Burada ideal olan her iki çerçevede de MAC matrislerinin kare, köşegen ve ek olarak köşegen elemanlarının 1 olmasıdır ki bu durum sayısal modelin deneysel sonuçlarla mükemmel uyumunu gösterir. Fakat sayısal modelin gerçek koltuğu birebir temsil edememesi, ölçüm ekipmanının yetersizliği, ölçüm hataları, parametre tahmininde kullanılan yaklaşım kaynaklı hatalar vs. sebeplerden dolayı iki model arasında bazı modlar dışında çok iyi bir uyum görülmemektedir. Yine de yapının karmaşıklığı dikkate alındığında genel olarak sayısal modele yakın sonuçlar elde edildiği söylenebilir. Diğer taraftan, sağ ve sol çerçevedeki sönüm kayıp faktörlerinin genel olarak birbirine yakın ve metal yapılara özgü bir şekilde küçük değerler aldığı (ortalama %0.5 ila %1.4 arasında) görülmüştür.

Koltuğa ahşap katmanlar eklenmesi halinde de deneyler yapılmış fakat bu durumda sayısal ve deneysel sonuçlar arasında yeterli bir uyum elde edilememiştir. Bu durumun önde gelen sebepleri arasında kullanılan deney ekipmanının yetersiz olduğu; çekiç yerine modal sarsıcı ile yapının sarsılmasının daha doğru olabileceği, ahşap parçanın ve bunun iskelete bağlandığı bölgedeki temas şartlarının tanımlanmasında sorunlar çıktığı, genel olarak sonlu eleman modeliyle gerçek yapı arasında malzeme özellikleri ve sınır şartları bakımından farklılıklar yer aldığı düşünülmektedir. Bu noktada deneysel sonuçlarla sonlu eleman modelinin güncellenmesi, üzerinde çalışılmaya değer olup başka bir akademik çalışmanın konusu olabilecek potansiyeldedir.

Yazılım ortamında ayaklardan ivme PSD değerleri uygulanmış, koltuk üst çerçevelerinden belirlenen noktalardan çıkış ivme PSD değerleri hesaplanmış, bu ikisinin oranından iletkenlikler elde edilmiştir. Öncelikle koltuk iskeletine ahşap parçanın eklenmesi halinde doğal frekansların değişimi incelenmiştir. Ahşap eklendikten sonra bazı frekanslarda artış bazılarında da azalma meydana geldiği görülmüştür. Ahşap parçanın iskeletin mod şekillerini değiştirdiği de gözlenmiştir. Bu durum ahşap parçanın sadece kütle ya da katılığının değil her ikisinin de etkili olduğunu işaret etmektedir.

İletkenlik hesaplamalarına bakıldığında genel olarak ahşap parça eklendikten sonra maksimum iletkenlik değerlerinin azaldığı, özellikle düşük frekanslarda bu azalmanın daha belirgin olduğu, yüksek frekanslarda ise iletkenliğin ilk iki durumda başlangıçtakine göre arttığı, üçüncü durumda ise azaldığı görülmüştür. Yüksek ve düşük frekanslarda iletkenliğin bu şekilde değişimi ahşap malzemenin sönüm etkisinin yanında çerçevenin mod şekillerini değiştirmesinden de kaynaklanabilir. Diğer taraftan, üçüncü durumda iletkenlik değerlerinin ikinci durumdakilere göre nispeten az olduğu görülmüştür. Bu durum koltuk çerçevelerinin sol ayaktan gelen titreşimlere daha duyarlı olduğunu göstermektedir.

Çalışmanın son aşamasında profil ve ahşap sırtlık kalınlıklarındaki ve bağlantı mesafelerindeki değişimlerin iletkenliğe etkisi incelenmiştir. Üç farklı durum için aynı ivme PSD giriş şartları kullanılarak karşılaştırma yapılmış ve her durum için mevcut konstrüksiyona ilave iki farklı model tasarlanmıştır.

İlk durumda profil kalınlığında azaltma ve arttırma yapmanın doğal frekanslar üzerindeki etkisine bakılmış, her iki durum için de doğal frekanslarda artma gözlenmiştir. Buna rağmen iletkenlikler karşılaştırıldığında sağ ve sol koltuk için farklı sonuçlar elde edilmiştir. Sağ koltukta 1.mod için iletkenlikler artarken, sol koltukta kalınlık azaldığında artmış, kalınlık artığında ise azalmıştır.

İkinci durumda bağlantı mesafelerindeki değişimi incelenmek için mevcut olandan farklı iki bağlantı oluşturulmuştur. Her iki bağlantı şeklinde de doğal frekanslar mevcut duruma göre artmıştır. İletkenlikler karşılaştırıldığında ise sol koltukta iletkenliklerin arttığı, sağ koltukta ise azaldığı gözlenmiştir.

Son durumda sırtlık tahtası kalınlığındaki değişimlerin etkisi incelenmiştir. Sol ve sağ koltukta kalınlık arttıkça iletkenlik ciddi bir şekilde düşmüş ve kalınlık azaldıkça iletkenlik artmıştır.

Sonuç olarak, seçilen parametrelerin koltuğun doğal frekanslarını ve titreşim iletkenlik değerlerini önemli ölçüde etkilediği, benzer koltukların tasarımında bu parametrelerin etkisinin de dikkate alınması gerektiği anlaşılmıştır. Gelecek çalışmalarda buradaki gibi ikili bir koltuğa diğer katmanların (sünger, kılıf, plastik aksesuar vs) eklenmiş ve oturan yolcuların da hesaba katıldığı durumda benzer parametrik çalışmaların yapılması incelenmeye değer bir problem olarak görünmektedir.



KAYNAKLAR

- Akbaba, M. Ö.** (2010). *İnsansız hava aracına entegre edilmiş aviyonik birimin montaj braketlerinin rastsal titreşim ortamında deneysel ve teorik yorulma analizleri* (Yüksek lisans tezi). Hacettepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- Bayraktar, Ö.** (2010). *Random Vibration of a Road Vehicle* (Master of Science Thesis). Engineering and Sciences of İzmir Institute of Technology, İzmir.
- Çay, İ.C.** (2006). *Tarım traktörleri sürücü koltukları titreşim sönümleme elemanları üzerine bir araştırma* (Doktora Tezi). Ankara Üniv. Fen Bilimleri Enst. Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.
- Desai R., Guha A., Seshu P.** (2020). Multibody modelling of the human body for vibration induced direct and crossaxis seat to head transmissibility. *Proc IMechE Part C: J Mechanical Engineering Science* (DOI: 10.1177/0954406220967957)
- Ewins, D. J.,** (2000). *Modal Testing: Theory, Practice and Application*. USA. Research Studies Press.
- Gong, W., Griffin, M.J.,** (2016). Measuring, evaluating and assessing the transmission of vibration through the seats of railway vehicles, *Journal of Rail and Rapid Transit*, 0(0) 1–12. DOI: 10.1177/0954409716671547
- Gökdağ, H., Arısoy, Y., Kopmaz, O.,** (2019). Cevap Yüzeyi Yaklaşımı İle Taşıt Koltuğu Sonlu Eleman Modelinin Güncellenmesi, *Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Dergisi*, Cilt 24, Sayı 3.
- Gürbüzer, G.** (2005). *Sayısal titreşim modellerinin deneysel verilerle güncellenmesi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- He, J., Fu, Z. –F.,** (2001). *Modal Analysis*. Butterworth-Heinemann, Oxford, UK.
- Ittianuwat, R., Fard, M., Azizan, M.A., Lo, L.,** (2016). Effects of occupant weight and sitting posture on vehicle seat structural dynamics, *Int. J. Vehicle Design*, Vol. 70, No. 3.
- Jalil, N.A.A., Griffin, M.J.** (2007). Fore-and-aft transmissibility of brackets: Effect of backrest inclination, seat-pan inclination, and measurement location. *Journal of Sound and Vibration*, 299: 99-108.
- Katı D. H.,** (2018). *Diferansiyel Transform Metodu ile Uç Kütle Eklentili Kirişlerin Titreşim Analizi* (Doktora Tezi), Bursa Teknik Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa.

- Kolich M., Essenmacher S.D., McEvoy J.T.** (2005). Automotive seating: the effect of foam physical properties on occupied vertical vibration transmissibility. *Journal of Sound and Vibration*, 281: 409-416.
- Kumaresh S.A., Aladdin A.F.** (2019). A Study of Vibration Transmission on Seated Person in passenger Vehicle. *Proceedings of the International Engineering Research Conference- 12th EURECA 2019*. (<https://doi.org/10.1063/1.5120999>)
- Leon, L., Fard, M., Subic, A., Jazar, A.** (2013). Structural dynamic characterization of a vehicle seat coupled with human occupant. *Journal of Sound and Vibration*, 332: 1141-1152.
- Marchao P. R.** (2016) *Random vibration analysis design methodology applied on aircraft components* (Master of Science Thesis). Faculty of Science and Technology, New University of Lisbon
- Nawayseh N., Griffin M.J.** (2009). A model of the vertical apparent mass and the fore-and-aft cross-axis apparent mass of the human body during vertical whole-body vibration. *Journal of Sound and Vibration*, 319: 719-730.
- Qiu Y., Griffin, M.J.** (2004). Transmission of vibration to the backrest of a car seat evaluated with multi-input models. *Journal of Sound and Vibration*, 274: 297-321.
- Qiu Y., Griffin M.J.** (2011) Modelling the fore-and-aft apparent mass of the human body and the transmissibility of seat backrests. *Vehicle System Dynamics*, 49(5):703-722.
- Ramkumar, R., Surkutwar, Y.V., Subbarao, A.V., Karanth, N.V., Sawant, S.V., Kulkarni, P.K.** (2011). An investigation of vibration characteristics in automotive seats using experimental and CAE techniques. *Symposium on International Automotive Technology (SAE International)*, 19th-21th January, India.
- Rao, S. S.** (2011). *Mechanical Vibrations*, Fifth Edition, Prentice Hall, 2011.
- Şekerci, B. U.** (2013). *Bir hava aracı komponentinin dinamik karakteristiklerinin teorik ve deneysel modal analiz metoduyla belirlenmesi*. (Yüksek lisans tezi). İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Tufano, S., Griffin, M.J.** (2013). Nonlinearity in the vertical transmissibility of seating: the role of the human body apparent mass and seat dynamic stiffness. *Veh. Syst. Dyn.* 51(1), 122e138.
- van Niekerk J.L., Pielemeier W.J., Greenberg J.A.** (2003). Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat comfort. *Journal of Sound and Vibration*, 295: 1060-1075.
- Wu, J., Qiu, Y.**, (2020). The study of seat vibration transmission of a high-speed train based on an improved MISO method, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 143,106844
- Westhuizen A., van Niekerk J. L.** (2006). Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat comfort. *Journal of Sound and Vibration*, 295: 1060-1075.

- Yao J., Fard M., Davy J.L., Kato K.** (2021). The prediction of vehicle vibration transmitted to the occupant using a modular transfer matrix. *Journal of Vibration and Control* (DOI: 10.1177/1077546321997593).
- Zhang, X., Qiu, Y., Griffin, M.J.** (2015). Transmission of fore-and-aft vibration to the seat pan, the backrest and the headrest of a car seat, *Proc IMechE Part D:J Automobile Engineering*, 1–9.

