

CEVAP YÜZEYİ YAKLAŞIMI İLE TAŞIT KOLTUĞU SONLU ELEMAN MODELİNİN GÜNCELLENMESİ

Hakan GÖKDAĞ * 
Yılmaz ARISOY ** 
Osman KOPMAZ *** 

Alınma: 18.03.2019 ; düzeltme: 05.09.2019 ; kabul: 27.09.2019

Öz: Ana sanayi firmaları üretimini talep ettikleri taşıt koltuklarının belirli şartnamelere uygun olmasını isterler. İmalatçı firma bu durumda koltuğun prototipini üretip birtakım değiştirme ve iyileştirmelerle teknik şartları sağlamaya çalışabilir. Fakat bu yol pahalı ve zaman alıcıdır. Bu durumda alternatif yöntem koltuğun sonlu eleman modelini geliştirmek ve üzerinde parametrik çalışmalar gerçekleştirmektir. Bu çalışmada öncelikle bir ticari araç koltuğunun iskelet aksamına eklenen sünger, kılıf, sırt tahtası gibi katmanların koltuğun ileri-geri ve yanıl doğrultudaki modal parametrelere etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Buradan elde edilen sonuçlara göre koltuk iskeleti sonlu eleman modeline katmanlar çeşitli kütle ve katılık parametreleriyle eklenmiştir. Daha sonra sonlu eleman modelinin gerçek koltuk modeliyle uyumlu olması için bu parametrelerin uygun değerleri cevap yüzeyi yaklaşımı ile belirlenmiştir. Ayrıca bu yöntemle, ilgili katmanların hangilerinin daha etkili olduğu da görülmüştür. Sonuç olarak, sonlu eleman modeli ile elde edilen temel frekansların her iki doğrultu için deneysel frekanslarla uyumlu olduğu, özellikle ileri-geri harekette frekans cevabı fonksiyonu genliklerinin de birbirine oldukça yakın olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Taşıt koltuğu, Sonlu Eleman, Titreşim, Cevap yüzeyi, Model güncelleme

Model Updating of a Vehicle Seat Finite Element Model by the Response Surface Method

Abstract: Vehicle manufacturers demand vehicle seats to be in accordance with certain specifications. Therefore, a seat manufacturer company may produce a prototype of the seat so that the specifications may be satisfied by various modifications and improvements. However, this is expensive and time consuming approach. As an alternative, finite element model of the seat may be developed so that some parametric studies may be performed before manufacturing. In this work, first, experimental studies are implemented to study the influence of layers added to the metal structure such as foam, seat cover, backrest board to seat's foreaft and lateral modal properties. Outcomes of these studies are considered to define layers as additional mass and stiffness components in the software environment. Later, response surface methodology is utilized to determine suitable values of the layer components so as to match the finite element model with the real one. Besides, which layer parameters are dominant in the model is figured out by this method. Finally, it is concluded the finite element model updating is achieved by the response surface method, since the experimental and the computational frequencies for both foreaft and lateral frequencies are in good agreement, and especially the foreaft frequency response function amplitudes of the finite element and real model are compatible.

Keywords: Vehicle seat, Finite element, Vibration, Response surface, Model updating

* Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa Bilimleri Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yıldırım, Bursa

** İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makina Mühendisliği Anabilim Dalı, Beyoğlu, İstanbul

*** Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Nilüfer, Bursa

İletişim Yazarı: Hakan Gökdağ (hakan.gokdag@btu.edu.tr)

1. GİRİŞ

Otomotiv sanayiinde artan konfor talebi, ihracat ağırlıklı çalışan araç üreticilerini belli standartları sağlamaya ve dolayısıyla tedarikçilerinin ürünleri için daha sıkı şartlar dikte etmeye zorlamaktadır. Bu nedenle titreşim ve akustik gibi ülkemizde uzun yıllar göz ardı edilen konular otomotiv ana ve yan sanayiinin ilgi alanına girmiştir. Öte yandan bu kuruluşlarda bilgisayar destekli mühendislik yazılımları da yaygın biçimde kullanılmaya başlanmıştır. Bu suretle ürünlerin sonlu eleman (SE) modelleri inşa edilerek mukavemet analizlerinin yanı sıra titreşim analizleri de yapılr hale gelmiştir.

SE modeli ile yapının fiziksel ve malzeme özelliklerini, birbirine bağlanan parçaların bağlantı noktalarındaki konstrüksiyonu ve sınır şartlarını gerçeğe tam olarak benzetmek mümkün değildir. Bu sebeple SE modeli gerçekte tam uyumlu sonuçlar üretmez; kabul edilebilir sonuçlar vermesi için deneysel veriler ile güncellenmesi gereklidir. Modelin deneysel veri ile güncellenmesi başta inşaat ve makine mühendisliği olmak üzere birçok mühendislik dalında önemli bir çalışma alanıdır. Bu alanda çok sayıda makale yazılmış, birçok teknik geliştirilmiştir (Marwala (2010)). Ölçülen deneysel nicelikler içinde titreşim verileri önemli bir yer tutar. Başlıca titreşim verileri doğal frekanslar, mod şekilleri ve bunların tespitinde kullanılan frekans cevabı fonksiyonlarıdır. Bu parametreler yapıdaki değişikliklere oldukça duyarlıdır. Örneğin yapının bir yerinde lokal bir katılık azalması durumunda frekanslar düşer, mod şekillerinde o noktada lokal süreksizlikler ortaya çıkar (Wang ve Deng, 1999).

SE model güncellemede doğrudan ve iteratif olmak üzere iki tür yaklaşım mevcuttur. Doğrudan yöntemler tek adımlı olup modeldeki katılık ve kütle matrislerinin önceden tanımlanmış model hatasını gidermek üzere güncellenmesi esasına dayanır. Bu şekildeki modelde matrisler simetrik ve pozitif tanımlı olmayabilir. Bu sebeple endüstriyel uygulamalarda pek kullanışlı değildir (Sehgal ve Kumar, 2014). İteratif metotlarda SE modelinin cevabı deneysel cevaba belli hata sınırında uyana kadar adım adım güncellenir. Hızlı işlem kapasitesine sahip bilgisayarlar ve gelişen optimizasyon algoritmaları sebebiyle iteratif yöntemler içinde optimizasyon temelli yöntemler önemli bir yer tutar. Genetik algoritmaların yanı sıra parçacık sürüsü (particle swarm), diferansiyel gelişim (differential evolution), cevap yüzeyi (CY) (response surface) gibi daha yüksek yakınsama hızına sahip algoritmalar model güncelleme çalışmalarında kullanılan yaygın metotlardandır (Marwala, 2010). Bunların içinde CY yaklaşımı işlem hacmi bakımından daha başarılı görünmektedir. Çünkü bu yöntemle model giriş ve çıkış parametreleri arasında belli bir matematiksel fonksiyon geliştirildikten sonra müteakip adımlarda bu fonksiyon kullanılır, böylece özellikle karmaşık yapılar için uzun hesaplama adımlarından kaçınmak mümkün olur. Konuyla ilgili önemli bir çalışmada Ren ve Chen (2010) bu yöntemin basit mesnetli bir kirişte nasıl uygulanabileceğini göstermiş, yöntemin ayar parametrelerinin belirlenmesi hususunda detaylı bilgi vermişlerdir. Diğer bir çalışmada (Shan ve diğ., 2015) kablo destekli köprüde köprüyü oluşturan onaltı adet alt bileşenin elastisite modülleri ve yoğunlukları parametre olarak alınmıştır. Köprünün belli noktalarındaki statik sehimler ve köprünün doğal frekansları kullanılarak CY yöntemiyle bir amaç fonksiyonu geliştirilmiş, bu amaç fonksiyonu ile ilgili optimizasyon problemi çözülerek köprü bileşenlerinin elastisite modülü ve yoğunluk parametreleri tespit edilmiştir. Örnekler çoğaltılabilir fakat bu tür çalışmalarda geliştirilen yöntemlerin giriş, plak gibi basit parçalar üzerinde denendiği, az da olsa köprü, bina gibi gerçek yapılar üzerinde test edildiği görülmektedir.

Öte yandan, koltuk ve sürücü arasındaki etkileşimi ve sürücü konforunu analiz etmek üzere koltuğun SE modelinin oluşturulduğu çalışmalar da mevcuttur (Jingwan ve Singh, 2014; Grujicic ve diğ., 2009; Liu ve diğ., 2013; Zhang ve diğ., 2014). Fakat bildiğimiz kadarıyla, koltuk katmanlarının tek tek modal parametreleri nasıl etkilediği, bu etkileşimi dikkate alarak taşıt koltuğu benzeri bir yapıda CY yöntemi ile SE model güncelleme konusunda literatürde

çalışma yoktur. Firmalar bu tür çalışmalarını kendi bünyelerinde yapmış olabilirler fakat muhtemelen ticari kaygılardan dolayı yayınlamamışlardır.

2. KOLTUK SE MODELİ ve CY YÖNTEMİ

2.1. Koltuk Modeli

İncelenen koltuk bir ticari araca ait olup Şekil 1’de gösterilmiştir. Koltuk; metal iskelet, bu iskeletin sırtlık kısmına eklenmiş ahşap parça, oturak ve sırtlık kısımlarına giydirilen sünger, koltuğu saran kumaş kılıf ve diğer parçalardan (el tutma plastik parçası ve emniyet kemeri plastik parçası) meydana gelmiştir (Şekil 2). Metal iskelet SE yazılımı ortamında modellenmiş, diğer katmanlar bu modele detayları ileride bahsedilen şekilde eklenmiştir.



Şekil 1:
İncelenen koltuk

SE analizi için öncelikle Hypermesh ortamında iskeletin malzeme ve sınır şartları tanımlanmıştır. Gerçek koltukta ayaklar cıvatalarla kızıklar üzerine bağlıdır. Model ortamında da ilgili kısımlar sabitlenerek bu bağlantı dikkate alınmıştır. Sırtlık ve oturak parçalarının birleştiği yerde ayar cıvatası mevcuttur. Cıvata sıkıldığında ilgili parçalar arasında yeterince sağlam bir bağlantı oluşur. SE ortamında bu bağlantının katılığı dönel bir yayla temsil edilmiştir (Şekil 3). İskelete eklenen katmanların kompleks dinamik davranışı ve yazılım ortamında birebir modellenmesinin güçlüğü dikkate alınarak, birçok uygulamada yapılageldiği gibi, bunlar tekil kütlelerle temsil edilmiştir. Özellikle katmanların varlığı tüm koltuğun sönümlenme davranışını önemli ölçüde etkilemektedir. Dolayısıyla tüm koltuk için yapısal sönüm kabulüyle sönüm kayıp faktörü için uygun bir değer yazılım ortamında girilmiştir. Daha sonra model kabuk elemanlarla 44286 adet elemana bölünmüştür. Hazırlanan model için modal analiz yapmak üzere Optistruct ortamında çözüm gerçekleştirilmiştir. Sonuçların grafiksel gösterimi amacıyla Hypergraph kullanılmıştır.



a) Metal iskelet



b) Sırtlığa eklenen ahşap

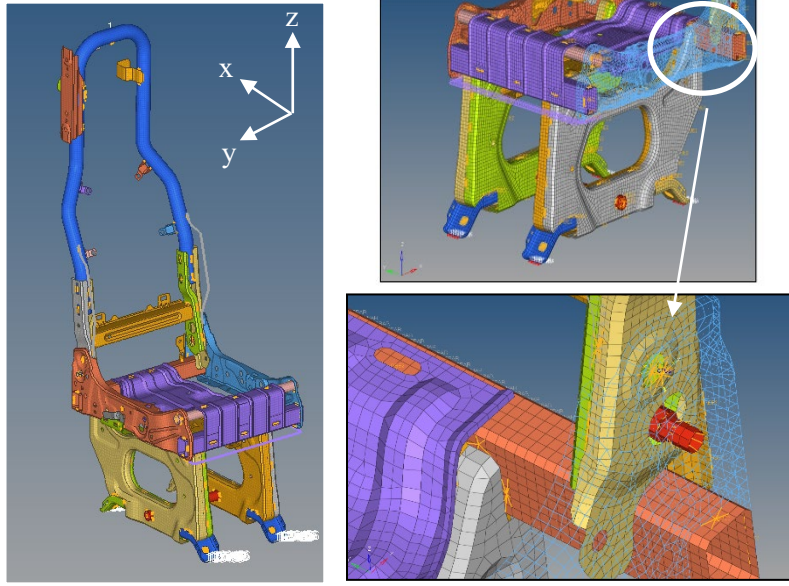


c) Sünger katmanı



d) Komple koltuk

Şekil 2:
Koltuk katmanları



Şekil 3:
Koltuk SE modeli

2.2. Cevap Yüzeyi (CY) Yöntemi

CY yöntemi proseslerin geliştirilmesi, iyileştirilmesi ve optimizasyonu için kullanılan istatistiksel ve matematiksel teknikler bütünüdür (Myers ve diğ., 2009). Bir sistem için düşünüldüğünde, birtakım giriş parametrelerine (x_1, x_2, \dots, x_n) karşılık belli bir çıkış (y) arasında aşağıdaki gibi bir matematiksel bağıntı oluşturma esasına dayanır.

$$y = f(x_1, x_2, \dots, x_n) + \varepsilon \quad (1)$$

Bu bağıntı regresyon analizi ile gerçekleştirildiğinden bir miktar istatistiksel hata (ε) kaçınılmazdır. Hata genellikle ortalama değeri sıfır, standart sapması σ^2 olan normal bir dağılım olarak kabul edilir. CY uygulamalarında genellikle 2. dereceden polinom şeklinde modeller kullanılır. Bu durumda cevap

$$y = \beta_0 + \sum_{j=1}^k \beta_j x_j + \sum_{j=1}^k \beta_{jj} x_j^2 + \sum_{i < j=2}^k \beta_{ij} x_i x_j + \varepsilon \quad (2)$$

biçimindedir. Eşitlikteki x_j^2 ve $x_i x_j$ gibi ikinci dereceden terimler yeni birer z değişkeni ile tanımlanırsa (2) eşitliği

$$y = \beta_0 + \sum_{j=1}^K \bar{\beta}_j z_j + \varepsilon \quad (3)$$

şeklinde de yazılabilir. Burada ilk k adet z_j değişkeni x_j leri, diğerleri de bunların kareleri ve birbirleriyle çarpımlarını temsil eder. Aynı şekilde ilk k adet $\bar{\beta}_j$ katsayısı β_j katsayılarını, diğerleri de (2) eşitliğindeki kare ve çarpım terimlerinin katsayılarını temsil eder. Son eşitlikteki β katsayılarını belirleme işlemine doğrusal regresyon denir. (3) eşitliğinin biçimi dikkate alındığında neden “doğrusal” denildiği de açıkça anlaşılır. Katsayıların belirlenmesi için bunların sayısından fazla sayıda gözleme ihtiyaç duyulur. Gözlem noktalarının belirlenmesi için z değişkenlerinin alabileceği değerler uzayında belli kurala göre noktalar oluşturulur. Bu işleme deney tasarımı (*design of experiment*) denilir. Bu amaçla, literatürde sıkça kullanılan çeşitli

yöntemler (2^k factorial design, central composite design (CCD), Box-Behnken design, D-optimal design, Taguchi orthogonal arrays) mevcuttur. Konuyla ilgili önemli bazı çalışmalarda (Fang ve Perera, 2011; Mukhopadhyay ve diğ. 2015; Banerjee ve diğ., 2015) CCD ve D-optimal tasarımın hasar tespiti çalışmalarda daha iyi sonuç verdiği belirtilmektedir. Hasar tespiti de sonuçta bir çeşit model güncelleme çalışması olduğundan, literatürdeki bu öneri dikkate alınarak bu çalışmada CCD yöntemi kullanılmıştır.

Gözlem sayısı n ve $n > K$ olsun. Bu durumda her gözlemden bir ε_i ($i=1,2,\dots,n$) hatası ortaya çıkar. i . gözlemden y_i değeri ve z_{ij} de z_{ij} olmak üzere

$$\mathbf{y} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta} + \boldsymbol{\varepsilon} \quad (4)$$

matris eşitliği yazılabilir. Burada $\mathbf{y} = [y_1 \ y_2 \ \dots \ y_n]^T$, T: transpoz, $\boldsymbol{\beta} = [\beta_1 \ \beta_2 \ \dots \ \beta_n]^T$, $\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_1 \ \varepsilon_2 \ \dots \ \varepsilon_n]^T$ ve \mathbf{X} matrisinin herhangi bir satırı $X_i = [1 \ z_{i1} \ z_{i2} \ \dots \ z_{iK}]$ şeklindedir. Hataların kareleri toplamı $L = \sum_{i=1}^n \varepsilon_i^2 = \boldsymbol{\varepsilon}^T \boldsymbol{\varepsilon} = (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})^T (\mathbf{y} - \mathbf{X}\boldsymbol{\beta})$ olup, L yi minimum yapan katsayılar

$$\boldsymbol{\beta} = (\mathbf{X}^T \mathbf{X})^{-1} \mathbf{X}^T \mathbf{y} \quad (5)$$

şeklinde hesaplanır. Uydurulan modelin verdiği cevaplar $\hat{\mathbf{y}} = \mathbf{X}\boldsymbol{\beta}$ ile gerçek cevaplar (\mathbf{y}) arasında $\mathbf{e} = \mathbf{y} - \hat{\mathbf{y}}$ fark (residual) vektörü mevcuttur. Bu durumda hata kareleri toplamı aşığıdaki gibidir:

$$SS_E = \sum e_i^2 = \mathbf{e}^T \mathbf{e} \quad (6)$$

Bunun yanında bir de regresyondan kaynaklanan hataların kareleri toplamı (SS_R) mevcuttur:

$$SS_R = \boldsymbol{\beta}^T \mathbf{X}^T \mathbf{y} - \frac{(\sum_{i=1}^n y_i)^2}{n} \quad (7)$$

Şu halde toplam hata kareleri toplamı $SS_T = SS_E + SS_R$ dir. Bu durumda

$$R^2 = \frac{SS_R}{SS_T} \quad 0 \leq R^2 \leq 1 \quad (8)$$

olarak tanımlıdır. Genel olarak R^2 değerin yüksek olması istenir. Fakat yüksek olması regresyon modelinin iyi olmasını gerektirmez. Çünkü modele eklenen bir bağımsız değişken, istatistiksel olarak önemli olsa da olmasa da R^2 değerini artırır (Myers ve diğ., 2009). Modelin doğruluğunu gösteren başka bir parametre R_{adj}^2 olup aşığıdaki gibi tanımlıdır:

$$R_{adj}^2 = 1 - \frac{SS_E / (n-p)}{SS_T / (n-1)} \quad 0 \leq R_{adj}^2 \leq 1 \quad (9)$$

burada p parametre sayısı, (n-p) de serbestlik derecesidir. Modele bir değişken ilavesi halinde R_{adj}^2 çoğunlukla artmaz, hatta gereksiz bir parametre eklendiğinde değeri düşebilir de. R^2 ve R_{adj}^2 arasında ciddi bir fark olması modele önemsiz terimlerin dahil edildiğinin göstergesidir. Bir de

$$R_{pred}^2 = 1 - \frac{PRESS}{SS_T} \quad 0 \leq R_{pred}^2 \leq 1 \quad (10)$$

şeklinde tanımlı tahmin hatası karelerinin toplamı mevcuttur. Burada PRESS şu şekilde hesaplanır: herhangi bir i . gözlem için diğer (n-1) gözlem kullanılarak bir model uydurulur. Uydurulan modelle y_i cevabının değeri hesaplanır. Hesaplanan cevap $\hat{y}_{(i)}$ ve gerçek cevap arasındaki fark $e_{(i)} = y_i - \hat{y}_{(i)}$ olmak üzere $PRESS = \sum_{i=1}^n e_{(i)}^2$ şeklinde tanımlıdır (Myers ve

diğ., 2009). İyi bir model için R^2 , R_{adj}^2 ve R_{pred}^2 yüksek olmalı, son ikisi arasındaki fark 0,2 den fazla olmamalıdır (Fang ve Perera, 2011).

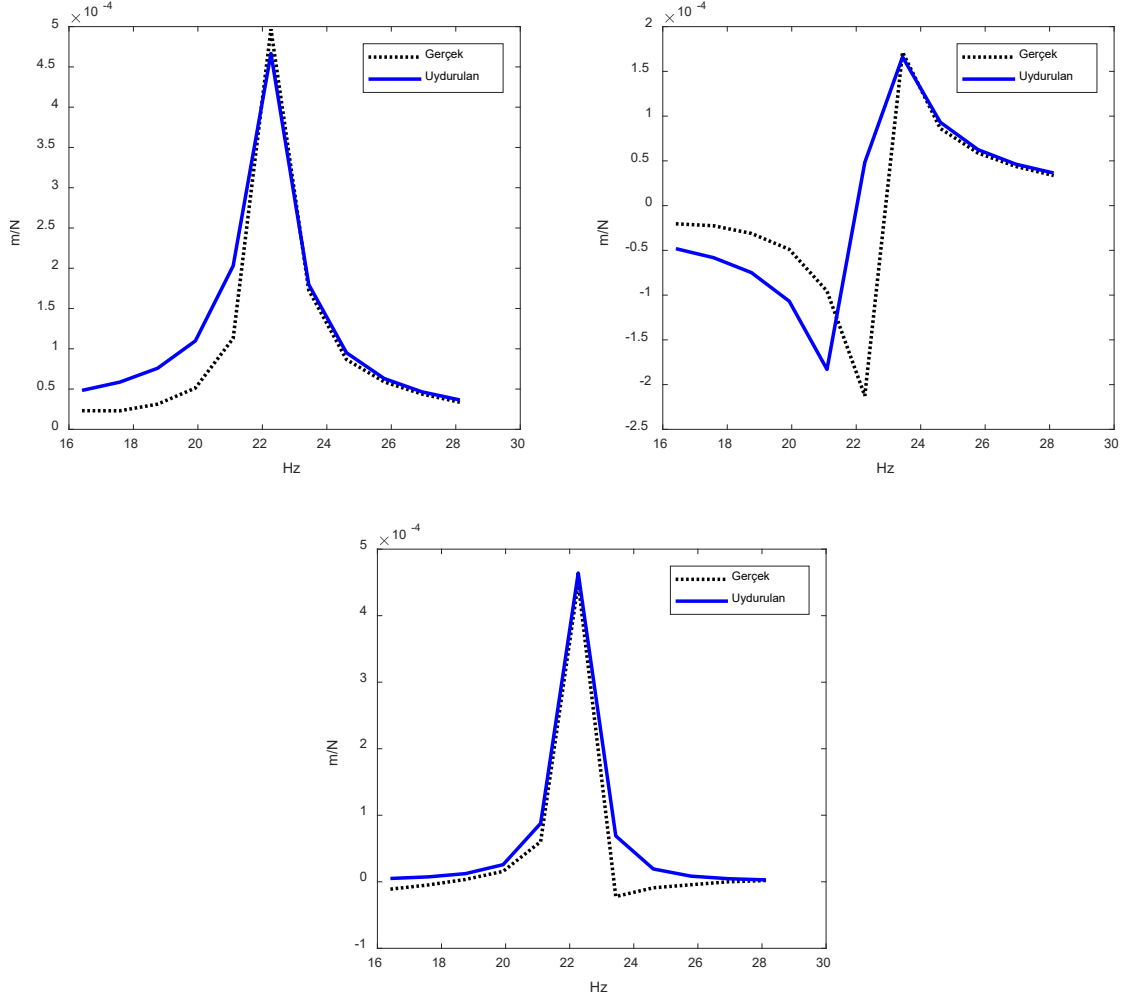
3. HESAPLAMALAR

3.1. Koltuk Katmanlarının Etkisi

Öncelikle koltuk katmanlarının modal parametrelere etkisi incelenmiştir. Bu amaçla, iki doğrultuda frekans cevap fonksiyonu (FCF) ölçülmüştür. Bunlardan ilki x eksenini (Şekil 3) olup bu hareket doğrultusuna ileri-geri (*foreaft*), diğeri de y eksenini olup bu doğrultudaki harekete yanal (*lateral*) hareket denilmiştir. Her iki doğrultu için modal çekiç ve ivmeölçer ile zaman verisi ölçülmüştür. İleri-geri doğrultu için iskeletin en üst orta noktasına ivmeölçer bağlanmış ve aynı doğrultuda darbe uygulanmıştır. Yanal doğrultu için iskeletin yan tarafına ivmeölçer bağlanıp yine ölçüm eksenini doğrultusunda darbe uygulanmıştır (Şekil 2). Kaydedilen veriler Dewesoft programı ortamına aktarılarak burada Fourier dönüşümü ile FCF hesaplaması gerçekleştirilmiştir. Ölçümler Şekil 2'deki her durum için tekrarlanmıştır. Dolayısıyla toplamda sekiz adet FCF ölçülmüştür. FCF verileri akselerans (ivme/kuvvet) biriminde kaydedildiğinden öncelikle bunlar frekans ortamında $(j\omega)^2$ ile bölünerek reseptansa (öteleme/kuvvet) dönüştürülmüştür ($j = \sqrt{-1}$, ω frekans parametresi (rad/s)). Sonra reseptans verilerine

$$\alpha(\omega) = \frac{A}{\omega_r^2 - \omega^2 + j\eta\omega_r^2} \quad (11)$$

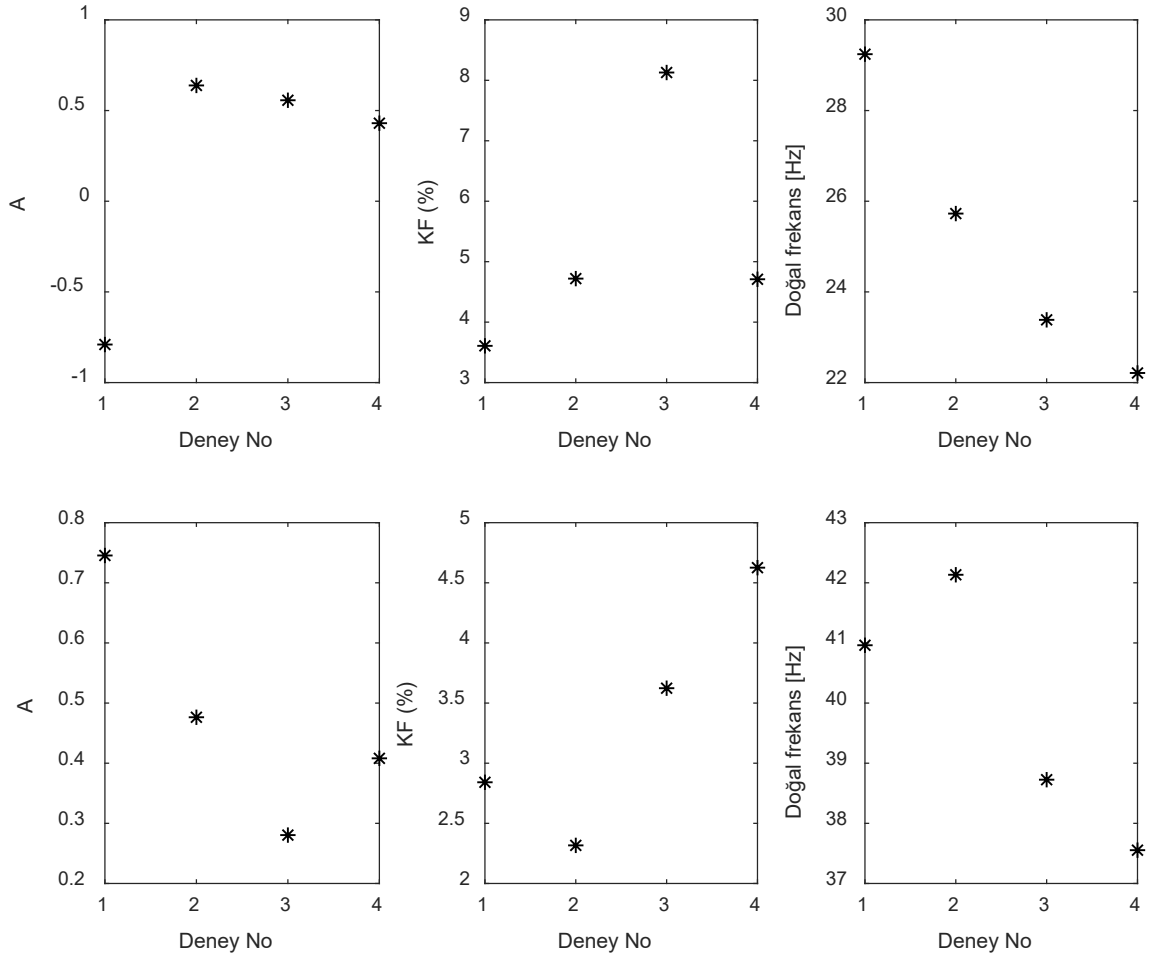
şeklinde matematiksel model uydurulmuştur (He ve Fu, 2001). Burada A modal sabit, ω_r doğal frekans ve η kayıp faktörüdür. Örnek olarak, komple koltuğun ileri-geri hareketi için FCF verisi ve buna uydurulan model Şekil 4'de gösterilmiştir. Şekildeki ilk grafik FCF eğrilerinin mutlak değerlerinin, diğeri de sırasıyla reel ve sanal kısımlarının kıyasını göstermektedir. Eğri uydurma işlemi ile tespit edilen modal parametrelerin frekansla değişimi Şekil 5'deki gibidir. İleri-geri hareket halinde, görüldüğü gibi, çıplak iskelete tahta eklenmesi ataleti arttırdığı için frekans azalmış, tahta malzemesi ve özellikle tahta-iskelet arasındaki bağlantı noktalarındaki sürtünme sebebiyle sönüm oranını arttırmıştır. Buna sünger eklenmesi de benzer bir etki yaparak frekansı daha da azaltmış, sönüm oranını daha fazla arttırmıştır. İlk üç deneydeki bu değişimler makul görünmektedir. Son deneyde, komple koltuğun doğal frekansı bir önceki duruma göre azalmasına rağmen sönüm oranı da azalmıştır. Koltuk kılıfı artı diğeri aksesuarların ataleti arttırması frekansta azalmaya yol açar. Sönüm oranının bir önceki deneye göre azalması kılıfın koltuğa gerdirilerek giydirilmesinden kaynaklanıyor olabilir. Çünkü bu durumda koltuk ve sünger arasındaki izafi hareketlerin kısıtlanmış olması muhtemeldir. Bu durumun sönüm oranını tekrar azaltmış olabileceği düşünülmektedir. Tek serbestlik dereceli kütle yay sisteminin reseptansında A parametresinin mutlak değeri $1/m$ (m : kütle) şeklindedir. Şu hâlde her deneyde eklenen parçalar toplam ataleti arttırdığı için A 'nın mutlak değerinin azalması da makuldür.



Şekil 4:

Komple koltuğun ileri-geri hareket için ölçülen FCF eğrisi ile buna uydurulan matematiksel modelin karşılaştırılması.

Şekil 5’de yanal doğrultu için değişimlere bakıldığında çıplak iskelete tahta eklenmesinin yanal doğrultuda yapının rijitliğini arttırdığı anlaşılmaktadır. Aslında aynı zamanda atalet de artmaktadır, ama şekil değiştirme direnci daha fazla arttığı için bunun doğal frekansa etkisi daha belirgindir. Sönüm oranı ise biraz azalmıştır. Bu da rijitlik artışının baskın olmasından kaynaklanıyor olabilir. Sonraki deneylerde eklenen katmanların ataleti daha fazla arttırdığı anlaşılmaktadır, zira 3. ve 4. deneylerde doğal frekans bir öncekine göre azalmıştır. Sönüm oranının da artması, eklenen katmanlar dikkate alındığında anlamlı görünmektedir.



Şekil 5:
İleri-geri (üstte) ve yanal (altta) doğrultular için modal parametrelerin (A, η, ω_n) deney numarası ile değişimi. KF: η

3.2. Koltuk SE Modelinin Güncellenmesi: İlk deneme

Bilgisayar ortamında tüm iskelet bileşenlerinin malzeme ve geometri özelliklerinin yeterince doğru tanımlandığı kabul edilmiştir. Malzeme özellikleri standart tablolardan okunduğuna ve modeldeki bileşenler de şartnamelerdeki CAD verileri dikkate alınarak inşa edildiğine göre SE modeli ve gerçek yapı arasındaki uyumsuzluklar başka parametrelerin güncellenmesi ile giderilmelidir. Koltuğa eklenen katmanların özellikle sönüm ve kütle etkisi yaptığı Şekil 5'den anlaşılmaktadır. Ayrıca, koltuk SE modelinde sırtlık ve oturak bağlantı noktasındaki yay elemanının katılığının da etkili olduğu görülmüştür. Bu hususlar dikkate alınarak, model güncelleme için aşağıdaki parametreler belirlenmiştir:

s: Tüm koltuğun yapısal sönümü (sönüm kayıp faktörü, η)

m_1 : Koltuk oturak kısmının iskelet yapısına eklenen sünger ve kılıfın toplam eşdeğer kütlesi

m_2 : Koltuk sırtlık kısmının iskelet yapısına eklenen tahta, sünger, kılıf ve diğer plastik aksamın toplam eşdeğer kütlesi

k: Sırtlık ve oturak bağlantı yerindeki dönel yayın katılığı

Koltuk sönümünün bir parametre olarak alınmasının sebebi doğal frekans civarındaki FCF genliğini önemli derecede etkilemesidir. Amaç SE modelinin gerçek yapı ile aynı FCF'yi üretmesi ise sönümü bir parametre olarak almak gerekir. Ayrıca, yapılan deneylerden, eklenen

katmanların sönümü değiştirdiği de görölmüştür. Diğer taraftan m_1 ve m_2 kütleleri aslında koltuğun oturak ve sırtlık kısımlarına eklenen yayılı kütlelerdir. SE yazılımı ortamında bunların yayılı kütle olarak tanımlanması zordur. Bu durumda yaygın bir uygulama bunları noktasal eklenti şeklinde tanımlamaktır. Dolayısıyla m_1 ve m_2 'nin koltuğun oturak ve sırtlık kısımlarının kütle merkezlerine eklenmiş “eşdeğer kütleler” olduğu unutulmamalıdır. Bu kütleler için koltuğun ilgili kısımlarına eklenen sünger ve sırt tahtasının gerçek kütleleri de dikkate alınarak fiziksel olarak makul aralıklar belirlenmiştir. Aynı şekilde, sırtlık ve oturak bağlantı noktasının yay katılığı için uygun bir aralık belirlerken bu bağlantının yeterince sert olması gerektiği dikkate alınmıştır. SE yazılımı ortamında bu katılık için birkaç deneme yapılarak ortalama makul bir değer bulunmuş, bunu içine alan geniş bir aralık belirlenmiştir. Netice olarak, giriş parametreleri için aşağıdaki gibi geniş sayılabilecek tasarım uzayı dikkate alınarak optimum değerlerin bu bölge içinde olduğu varsayılmıştır.

$$\begin{aligned} s &\in [0,00 ; 0,06], \\ m_1 \text{ (kg)} &\in [0,7 ; 1,9], \\ m_2 \text{ (kg)} &\in [1,5 ; 3,5], \\ k \text{ (Nmm/rad)} &\in [75 \times 10^5 ; 297,5 \times 10^5] \end{aligned}$$

Bu parametreler geliştirilecek CY modelinin giriş değişkenleridir. Modelin çıktıısı için aşağıdaki gibi iki alternatif düşünülmüştür:

$$F_I(i) = \sum_{j=1}^m |SF(j, i) - F(j)| + \sum_{j=1}^m |SL(j, i) - L(j)| \quad (12)$$

$$F_{II}(i) = |\Omega_i^f - \omega^f| + |\Omega_i^l - \omega^l| \quad i=1,2,\dots,n \quad (13)$$

Burada SF ve SL sırasıyla ileri-geri ve yanal doğrultular için SE ortamında hesaplanan FCF vektörleri, F ve L sırasıyla ileri-geri ve yanal doğrultular için komple koltuğun deneyle ölçölen FCF verileridir. Ω_i^f ve Ω_i^l ileri-geri ve yanal doğrultular için SE ortamında üretilen FCF eğrilerinin tepe frekansları, ω^f ve ω^l komple koltuğun deneyle ölçölen ileri-geri ve yanal doğrultular için temel frekanslardır. F_I ve F_{II} pozitif tanımlı olup minimum değerleri sıfırdır ki bu durum sayısal ve deneysel verilerin birebir örtüşmesine karşılık gelir. Fakat gerek model hataları gerekse ölçüm hataları sebebiyle birebir uyum imkânsız derecesindedir. Ayrıca F_I FCF eğrilerinin farkına dayanıyorken F_{II} sadece doğal frekansların farkını dikkate almaktadır. FCF'nin doğal frekans civarındaki tepe genliği sönüm miktarından önemli derecede etkilendiği için yapısal sönümü tahmin etmede F_I daha avantajlıdır. Amaç sadece SE modeli ve gerçek modelin temel frekansları arasında uyum sağlamak olduğunda F_{II} de yeterlidir. Bu çalışmada giriş parametrelerinin hangilerinin daha önemli olduğunu incelemek üzere bu iki çıktı da değerlendirilmiştir.

Daha sonra, giriş parametreleri için yukarıda belirtilen tasarım uzayında CCD yöntemiyle noktalar elde edilmiş ve her nokta için F_I ve F_{II} hesaplanmıştır (Tablo 1). Tasarım uzayındaki bu noktalar için CY modelleri üretilmiş, daha sade eşitlikler elde etmek amacıyla geriye doğru ayıklama (*backward elimination*, $\alpha=0,1$) uygulanmıştır. Bu durumda F_I verisi için \hat{F}_I ve F_{II} için \hat{F}_{II} cevap yüzeyleri aşağıdaki gibi hesaplanmıştır.

$$\begin{aligned} \hat{F}_I &= 13,40 - 73,5 s - 1,483 m_2 - 1,7552 \times 10^{-7} k + 1,6235 \times 10^{-6} s * k + 6,8103 \times 10^{-8} m_2 * k \\ (R^2 &= \%87,8 \quad R^2_{\text{adj}} = \%84,6 \quad R^2_{\text{pred}} = \%78,9) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \hat{F}_{II} &= 1,773 + 0,524 m_2 + 2,0040 \times 10^{-7} k \\ (R^2 &= \%92 \quad R^2_{\text{adj}} = \%91,2 \quad R^2_{\text{pred}} = \%88,2) \end{aligned}$$

Görünüşe göre m_1 in FCF verisine önemli bir katkısı yoktur, bu sebeple \hat{F}_I eşitliğinde yer almamıştır. Bu sonuç fiziksel olarak da makuldür, çünkü koltuk oturak kısmının birinci modda hareket genliği sırtlık kısmına göre çok küçüktür. Dolayısıyla eklenen kütlelerin toplam kinetik enerjiye katkısı önemli mertebede değildir. \hat{F}_{II} ye bakıldığında ek olarak sönümün de önemli bir parametre olmadığı anlaşılmaktadır. Bunun sebebi F_{II} fonksiyonunun (bkz. Eşitlik (13)) yapısıdır. F_{II} ifadesinde sadece SE modeli ve deneysel modelin rezonans frekansları farkı vardır. Hafif sönüm rezonans frekansının yerini önemli derecede değiştirmez; sadece FCF eğrisinin rezonans civarındaki genliğini değiştirir. Dolayısıyla \hat{F}_{II} fonksiyonu sönüme duyarlıdır.

Tablo 1. CCD yöntemine göre oluşturulmuş tasarım uzayı.

Nokta No	s	m_1	m_2	k	F_I	F_{II}
1	0,02	1	2	8000000	9,135	4,002
2	0,06	1	2	8000000	6,601	4,287
3	0,02	1,6	2	8000000	9,23	4,287
4	0,06	1,6	2	8000000	5,976	4,002
5	0,02	1	3	8000000	7,803	4,573
6	0,06	1	3	8000000	5,258	4,573
7	0,02	1,6	3	8000000	7,795	4,573
8	0,06	1,6	3	8000000	5,268	4,573
9	0,02	1	2	22500000	9,18	7,431
10	0,06	1	2	22500000	7,961	7,717
11	0,02	1,6	2	22500000	9,267	7,717
12	0,06	1,6	2	22500000	7,201	7,431
13	0,02	1	3	22500000	9,146	8,003
14	0,06	1	3	22500000	7,229	8,003
15	0,02	1,6	3	22500000	9,129	8,003
16	0,06	1,6	3	22500000	7,239	8,003
17	0	1,3	2,5	15250000	9,069	5,716
18	0,08	1,3	2,5	15250000	6,344	6,288
19	0,04	0,7	2,5	15250000	7,485	6,002
20	0,04	1,9	2,5	15250000	7,526	6,288
21	0,04	1,3	1,5	15250000	7,12	5,431
22	0,04	1,3	3,5	15250000	7,294	6,86
23	0,04	1,3	2,5	750000	7,672	4,859
24	0,04	1,3	2,5	29750000	8,221	8,575

25	0,04	1,3	2,5	15250000	7,505	6,288
----	------	-----	-----	----------	-------	-------

\hat{F}_I ve \hat{F}_{II} fonksiyonlarının minimumları hesaplanarak tasarım uzayındaki en iyi giriş parametreleri belirlenmeye çalışılmıştır. Bu giriş parametreleri ile SE modeli tekrar çalıştırılmış ve Tablo 2'deki değerler elde edilmiştir. Bunlar Tablo 1'dekilerle kıyaslandığında \hat{F}_I için az da olsa bir iyileşme olduğu görülmektedir. Tablo 1'deki en küçük değer 6. noktaya ait olup F_I 5,26 civarındadır. Tablo 2'de ise bundan daha küçük bir sonuç (5,125) görülmektedir. \hat{F}_{II} ye ait sonuca (4,3) bakıldığında bunun Tablo 1'dekilerden çok da iyi olmadığı anlaşılmaktadır. Yani geliştirilen CY modelleri genel olarak ciddi bir iyileşme sağlamamıştır.

Tablo 2. Cevap fonksiyonlarının minimumları

Fonksiyon	s	m_1	m_2	k	min(F)
\hat{F}_I	0,06	---	3,0	75e5	5,125
\hat{F}_{II}	---	---	2,0	75e5	4,300

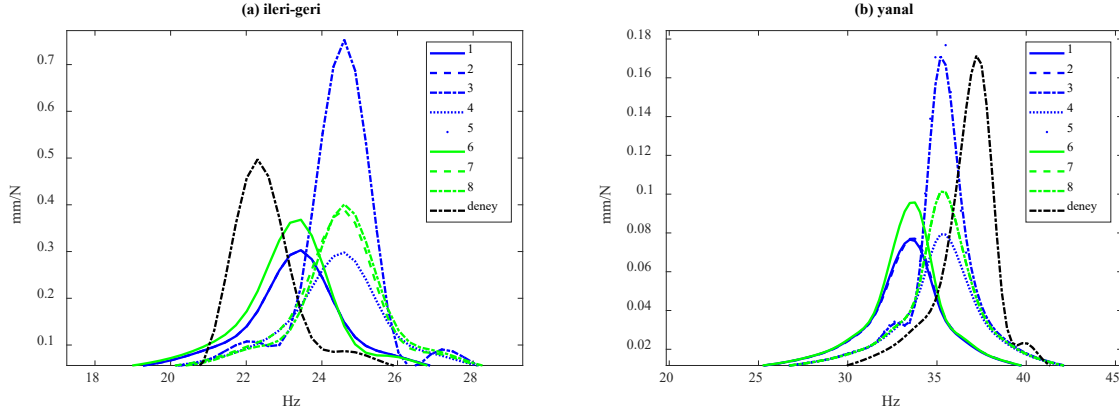
Yine de Tablo 2'deki değerler referans alınıp bunların kapattığı bölge içinde birkaç noktada deneme yapılarak herhangi bir iyileşme olup olmadığı kontrol edilmiştir. Bu amaçla Tablo 3'deki yeni noktalar üretilmiştir. Bu noktalar için SE ortamında hesaplanan FCF eğrilerinin deneysel olanlarla kıyası Şekil 6'daki gibidir. Şekle bakıldığında 1 ve 2 nolu noktaya ait eğrilerin neredeyse aynı olduğu görülmektedir. m_1 in etkisiz olduğu dikkate alındığında bu sonuç normaldir. 3 ve 4 eğrileri ilk ikisi ile kıyaslandığında m_2 nin azalmasının yanal harekette eğriler arasında biraz yakınlaşma sağladığı fakat ileri-geri harekette tepe noktaları arasındaki mesafenin açıldığı görülmektedir. 3 ve 4 kendi aralarında kıyaslandığında sönümün azalmasının genlikleri arttırdığı görülmektedir. 6 nolu eğriye bakıldığında m_2 nin artması ile tepelerin sola kaydığı, dolayısıyla ileri-geri harekette yakınlaşma yanal harekette de uzaklaşma olduğu anlaşılmaktadır. 7 ve 8'de tam tersi bir durum mevcuttur.

Tablo 3. Yeni deney noktaları

Nokta No	s	m_1	m_2	k	F_I	F_{II}
1	0,06	1,6	3	75e5	5,135	4,873
2	0,06	1	3	75e5	5,125	4,586
3	0,02	1	2	75e5	8,342	4,300
4	0,06	1	2	75e5	5,841	4,300
5	0,02	1,6	2	75e5	8,431	4,300
6	0,045	1,3	3	70e5	5,226	4,586
7	0,045	1,3	2	75e5	6,354	4,300
8	0,045	1,3	2	80e5	6,544	4,300

Özetle, m_1 'in model güncelleme anlamında etkisiz olduğu, diğer parametrelerin her iki doğrultuda FCF eğrilerini etkilediği görülmüştür. Bunlar içinde sönüm tepe noktasının frekans eksenindeki yerinden ziyade FCF genliğini önemli ölçüde değiştirmekte, m_2 ve k değerleri genlikten ziyade tepe noktasının frekans eksenindeki yerini etkilemektedir. Aynı anda hem ileri-geri hem de yanal harekette ait FCF eğrilerini deneyle uyumlu hale getiren parametre setinin mevcut parametrelerle belirlenemeyeceği anlaşılmaktadır. Çünkü Şekil 6'dan görüldüğü

gibi ileri-geri harekette iyileşme sağlayan parametre seti yanal harekette aynı etkiyi göstermemektedir.



Şekil 6:

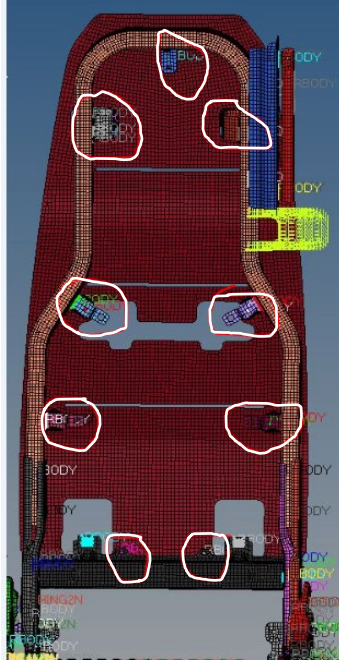
Tablo 3'deki noktalar için hesaplanan FCF eğrilerinin deneysel olanlarla kıyası.

3.3. Yanal Katılığın Modele Eklenmesi

Yapılan çalışmalarda m_1 için ortalama bir değer alıp bunun yerine yeni bir parametreyi modele dâhil etmenin gerektiği anlaşılmıştır. Yeni parametrenin özellikle yanal katılığın etkileyecek bir değişken olması makul görünmektedir. Çünkü Şekil 5'e bakıldığında yanal harekette birinci deneyden ikinci deneye geçildiğinde doğal frekansın arttığı görülmektedir. Yani eklenen sırt tahtası kütle etkisinden ziyade katılık etkisi yapmıştır. Bu sebeple tahta kendi geometri ve malzeme özellikleri ile modele eklenmiştir. Tahta iskelete Şekil 7'de kapalı eğrilerle işaretlenmiş dokuz noktadan vida ile bağlanmıştır.

Doğal ahşap malzemeler lifli yapılar olup izotropik özellikte değildirler. Mesela çam ağacı için lifler doğrultusundaki elastisite modülü (E) 10 GPa, liflere dik doğrultuda ise 300 MPa'dır. Meşe ağacında bu değerler sırasıyla 12,5 GPa ve 600 MPa'dır (Efe ve Çağatay, 2011; ayrıca bkz. 16 nolu kaynak). Deneme amacıyla ahşap malzemenin fiziksel özellikleri $E=13$ GPa ve $\rho = 760 \text{ kg/m}^3$ olarak girilmiştir. m_1 in fazla etkili olmadığı daha önce gösterilmiştir. Dolayısıyla m_1 için ortalama bir değer ($m_1=1,3$ kg) alınmıştır. Şimdi bunun yerine, yanal katılığın etkileyen bir parametre olarak tahtanın E değeri bir değişken olarak alınmıştır. İncelenen koltuktaki tahta malzemesi doğal lifli bir ahşap olmayıp kompozit yapıdadır, dolayısıyla elastisite modülü standart değerlerden farklı olabilir. Bu çalışmada bu parametrenin değişken olarak kabul edilmesinin bir sebebi budur. Başka bir sebep, tahtanın koltuk iskeletine bağlandığı noktaların her birinin katılığın da farklı olabilir ve bunlar yanal katılığın değiştirebilir. Bu durumda E değeri aynı zamanda bu katılıkların da etkisini temsil etmektedir. Yani dokuz bağlantı noktasının her birinin katılığın için bir değişken atayıp modeli karmaşıklaştırmak yerine tüm yanal katılık E parametresi ile ifade edilmiştir. Dolayısıyla E parametresi sadece tahtanın elastisite modülünü değil, koltuğun yanal katılığını etkileyen ve modele tek tek dâhil edilemeyen tüm parametrelerin müşterek etkisini temsil eden bir değişken olarak değerlendirilmektedir. Bu parametre modele eklendikten sonra Tablo 4'deki ilave iki nokta için SE modeli tekrar çalıştırılmış, F_I ve F_{II} tabloda görüldüğü gibi hesaplanmıştır. Önceki sonuçlarla (bkz. Tablo 3) kıyaslandığında önemli bir iyileşme olduğu açıktır. İlgili noktalara ait FCF'lerin öncekilerle ve deneysel veri ile kıyası da Şekil 8'de gösterilmiştir. Şekilde 10 nolu noktaya ait sonuçlara bakıldığında ileri-geri hareket doğrultusundaki FCF eğrilerinin neredeyse aynı frekansta tepe yaptıkları, tepe genlikleri

arasında çok az bir fark olduğu görölmektedir. Yanal doğrultuda ise genlikler arasında önemli bir fark olmasına rağmen tepe frekansları birbirine çok yakındır.



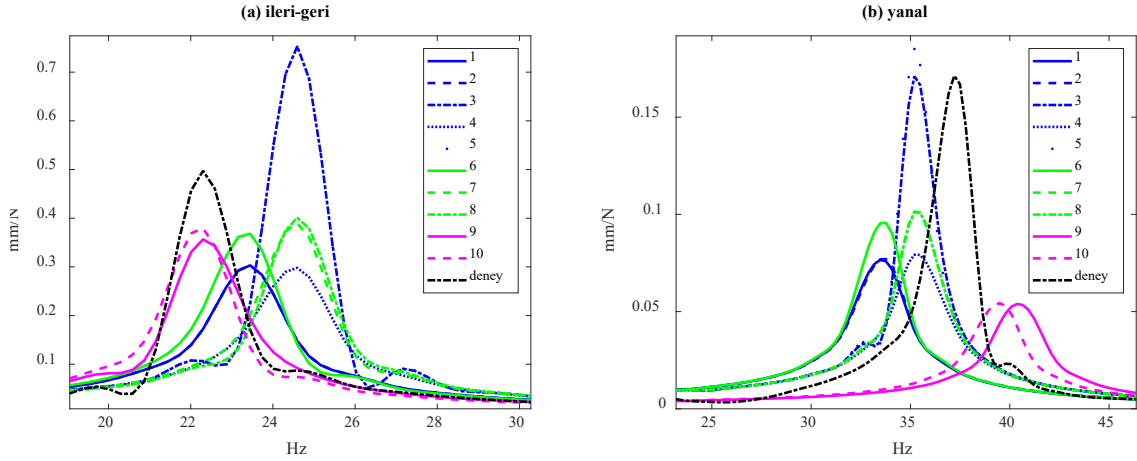
Şekil 7:
Sırtlık tahtasının SE modeli

Tablo 4. Yanal katılığın modele eklenmesinden sonra elde edilen iki nokta

Nokta No	s	m ₂	k	E (GPa)	F _I	F _{II}
9	0,045	1,9	70e5	13	3,79	3,15
10	0,045	2,4	70e5	13	3,73	2,29

10 nolu nokta civarında parametrik çalışma yapılarak birkaç denemeden sonra en iyi sonucun s=0,035, m₂=2,4, k=70e5, E=8GPa noktalarında F_I =3,54 ve F_{II} = 1,72 şeklinde elde edildiği görölmüştür. Optimum noktanın bunun yakınlarında olabileceği düşüncesi ile bu noktayı içine alan, sınırları bu noktanın %20 altında ve üstünde olan aşağıdaki aralık dikkate alınmıştır:

$$\begin{aligned} s &\in [0,028 ; 0,042], \\ m_2 \text{ (kg)} &\in [1,92 ; 2,88], \\ k \text{ (Nmm/rad)} &\in [56 \times 10^5 ; 84 \times 10^5] \\ E \text{ (GPa)} &\in [6,4 ; 9,6] \end{aligned}$$



Şekil 8:

Yanal katılık parametresi eklendikten sonraki
FCF eğrilerinin deneysel olanlarla kıyası.

Bir önceki başlıktaki aralıklarla karşılaştırıldığında şimdiki aralıkların daha dar olduğu görülmektedir. CY yönteminin başarısında aralığın doğru ve yeterince dar belirlenmesi önemli bir etkidir. Tekrar CCD ile tasarım uzayı oluşturulmuş ve bu uzayda aşağıdaki CY modelleri geliştirilmiştir. Bu modeller tasarım uzayı içinde parçacık sürüsü optimizasyonu (Parsopoulos ve Vrahatis, 2010) ile optimize edilmiş, bulunan minimum noktalar Tablo 5’de gösterilmiştir. Optimizasyon işleminde popülasyon büyüklüğü ve iterasyon sayısı birkaç deneme sonrasında sırasıyla 30 ve 50 olarak belirlenmiştir. Kısıt olarak sadece tasarım değişkenlerinin alt ve üst limitleri mevcut olup bunlar yukarıda belirtildiği gibidir. Amaç fonksiyonu basit yapıda olduğundan optimizasyon işlemi birkaç saniyede tamamlanmıştır.

$$\hat{F}_I = 9,9943 - 92,0759s + 3,8351m - 2,3415 \times 10^{-6}k + 1,5397m^2 + 3,1907 \times 10^{-13}k^2 + 1,4769 \times 10^{-5} s * k - 1,4360 \times 10^{-5} m * k$$

$$(R^2 = \%98,7 \quad R^2_{adj} = \%98,5 \quad R^2_{pred} = \%98,3)$$

$$\hat{F}_{II} = 18,7317 - 8,2326 * m - 1,1589 \times 10^{-6} k + 3,2944 m^2 + 2,8403 \times 10^{-13} k^2 - 1,3048 \times 10^{-6} m * k$$

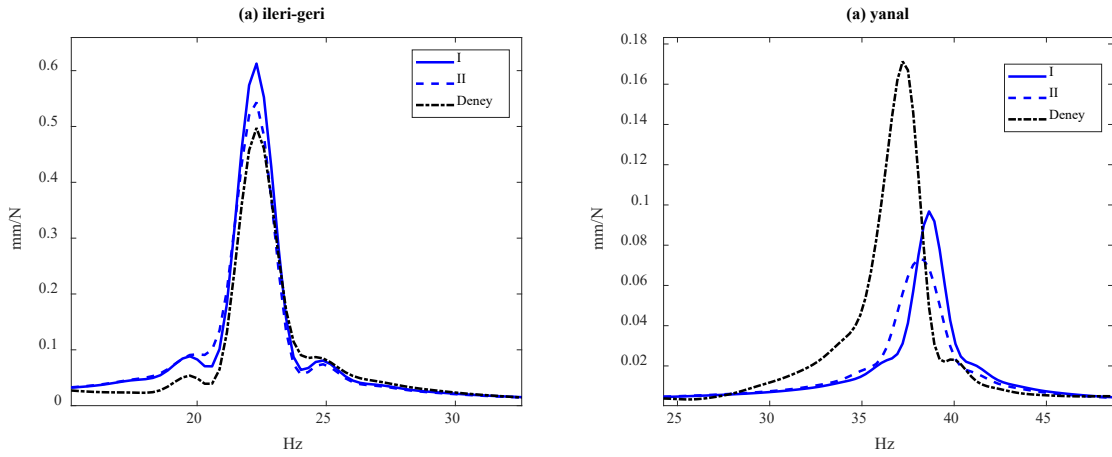
$$(R^2 = \%88,4 \quad R^2_{adj} = \%87 \quad R^2_{pred} = \%76,8)$$

\hat{F}_I ifadesinde E parametresinin önemli olmadığı anlaşılmaktadır. Bu durum E değişkeninin F_I verilerini açıklamakta yetersiz olduğunu ima ediyor. Hâlbuki modele E parametresini dâhil etmenin açık bir iyileşmeye sebep olduğu yukarıda gösterilmiştir. Yani çelişkili bir durum var gibi görünüyor. Bu durum şöyle açıklanabilir: Burada değişkenler için dikkate alınan aralıklar bir önceki başlıktaki aralıklara kıyasla daha dardır. Örneğin daha önce sönüm için $[0 ; 0,6]$, m_2 için $[1,5 ; 3,5]$ ve k için $[75e5 ; 297e5]$ gibi geniş aralıklar dikkate alınmıştı. Bunlar mevcut durumdakilerle karşılaştırıldığında şimdiki aralıkların daha dar olduğu görülür. Dolayısıyla, dar bir aralıkta bir parametrenin diğerlerinden daha az etkili olması anormal değildir. Benzer bir durum \hat{F}_{II} de mevcuttur. Dikkat edilirse sönüm (s) ve E değişkenlerinin \hat{F}_{II} de yer almadığı görülmektedir. s nin olmaması, önceki başlıkta ifade edildiği gibi, F_{II} verisinin sönüme duyarlı olmasındandır. E nin olmaması ise, yukarıdaki duruma benzer olarak, seçilen aralığın darlığına atfedilebilir. Çünkü E parametresi modele eklendikten sonra yapılan parametrik çalışmada E deki önemli değişimlerin F_{II} de kayda değer değişime sebep olduğu görülmüştür.

Tablo 5’deki noktalarla SE ortamında üretilen FCF eğrilerinin deneysel olanlarla kıyası Şekil 9’da gösterilmiştir. Görüldüğü gibi, özellikle ileri-geri hareket halinde FCF eğrilerinin tepe noktaları gayet uyumlu, genlikler arasındaki hata öncekilere göre (karş. Şekil 8) daha azdır. Yanal doğrultu için tepe noktaları arasındaki hata 1 Hz civarında fakat genlikler arasındaki fark ileri-geri harekete göre daha fazladır. Bunun sebebi yanal hareketin biraz daha karmaşık olmasıdır. İleri-geri harekette oturak ve sırtlık arasındaki bağlantı katılığı ve özellikle sırtlık kısmının kütlesi bu hareketin dinamik davranışını tanımlamada yeterli iken yanal harekette tüm katılığı ve kütleyi birer parametreyle temsil etmek yeterli gelmemiş olabilir. Sırtlık tahtasının bağlantı noktalarındaki katılıkları ayrı ayrı tanımlamak ve kütleyi de en az iki parçaya bölerek modelin serbestlik derecesini arttırmak daha doğru bir yaklaşım olabilir. Fakat bu durumda parametre sayısı artacak, CY yöntemini uygulamak pratik olarak zorlaşacaktır.

Tablo 5. Yanal katılık dikkate alındıktan sonra bulunan en iyi noktalar

Nokta	s	m ₂	k	E	F _I	F _{II}
I	0,028	2,67	84e5	9,08	3,391	1,433
II	0,028	2,88	84e5	7,14	3,063	0,860



Şekil 9:

Tablo 5’deki noktalarla üretilen FCF eğrilerinin deneysel olanlarla kıyası.

4. SONUÇ

Bu çalışmada bir ticari araç koltuğunun SE modeli CY yaklaşımı ile güncellenmiştir. Öncelikle katmanların modal parametrelerde sebep olduğu değişim deneysel FCF ölçümleri ve modal parametre tahminleri ile incelenmiştir. Buradan çıkan sonuçlara göre güncelleme parametreleri belirlenmiştir. Bu parametreler; koltuk iskeletine eklenen sünger, sırtlık tahtası, kılıf ve diğer plastik aksesuarların eşdeğer kütleleri ile oturak ve sırtlık bağlantı noktasındaki ayar civatasının katılığı ve sırtlık tahtasının sebep olduğu ilave yanal katılıktır. Güncelleme için SE modeli ve gerçek modelin cevapları arasındaki farkı ifade eden fonksiyonlar kullanılmıştır. Bu fonksiyonlardan biri yapının FCF vektörleri farkına, diğeri sadece FCF’lerin tepe frekansları farkına dayanmaktadır. Güncelleme parametrelerinin alabileceği değer aralıklarında CCD yöntemiyle tasarım noktaları oluşturulmuş ve bu noktalarla CY modelleri elde edilmiştir.

Güncelleme işlemi iki aşamada gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada m_1 kütlelerinin diğerlerine nispetle etkisiz olduğu ve güncelleme çalışmasının genel olarak yeterli bir iyileştirme sağlamadığı gözlenmiştir. Bunun önemli bir sebebi olarak koltuk yanal katılığının sırtlık tahtasından etkilendiği düşünülmüş, dolayısıyla yanal katılık parametresi modele ilave edilmiştir. Bu şekilde fark fonksiyonlarının değerlerinde önemli bir azalma gözlenmiştir. İkinci aşamada yeni parametre seti için daha dar bir aralıkta CY modelleri elde edilmiş ve bu modellerle bulunan minimum noktaların öncekilere göre gerçeğe daha yakın olduğu görülmüştür. Sonuç olarak, SE modelinden elde edilen FCF vektörlerinin deneysel FCF eğrileri ile özellikle ileri-geri harekette uyumlu olduğu, tepe frekanslarının ileri-geri harekette hemen hemen aynı, yanal harekette frekans hatasının 1Hz civarında olduğu görülmüştür. Yanal harekette FCF genliğinin farklı olması yukarıda da ifade edildiği gibi bu hareketin karmaşıklığından kaynaklanabilir. Çözüm olarak modelin serbestlik derecesini arttırmak düşünülebilir. Yine de incelenen yapının karmaşıklığı, deneysel ölçüm hataları, SE modeli ve CY hesaplamalarında ortaya çıkabilecek sayısal hatalar ve literatürdeki çeşitli uygulamalar dikkate alındığında özellikle frekans sonuçlarının kabul edilebilir olduğu anlaşılmaktadır. CY yöntemi uygulanırken seçilen cevap fonksiyonunun ve tasarım uzayının genişliğinin önemli unsurlar olduğu da gözlenmiştir. Aynı problem doğrudan SE modelinin optimizasyonu ile yapılacak olsa ve optimizasyon için popülasyon temelli bir algoritma kullanılsaydı, ortalama 30 popülasyon büyüklüğü ve 20 iterasyon için toplamda $20 \times 30 = 600$ defa SE modelinin çalıştırılması gerekecekti. Halbuki CY yöntemiyle çok daha az sayıda (bu sayı CCD ile oluşturulan tasarım uzayındaki nokta sayısına eşittir) SE modeli çalıştırılarak kabul edilebilir sonuçlar elde edilmiştir. Dolayısıyla CY yönteminin benzer problemler için önemli bir alternatif olduğu ortaya çıkmıştır. Model güncelleme çalışması daha fazla sayıda parametre ile de gerçekleştirilebilir. Fakat bu durumda elde edilecek CY modellerinin karmaşılaşacağı ve bu modelleri hesaplamak için SE modelinin daha fazla sayıda çalıştırılması gerektiği unutulmamalıdır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma 1000.STZ.2015 numaralı “Ticari Araç Koltuklarının Sonlu Elemanlar Modelinin Uygun Bir Model Güncelleme Tekniği Kullanarak Modal Testlerle Korelasyonu” adlı San-Tez projesi kapsamında yapılmıştır. Katkılarından dolayı Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı’na teşekkür ederiz.

Kısaltmalar

CY	Cevap yüzeyi
SE	Sonlu Eleman
FCF	Frekans Cevabı Fonksiyonu
CCD	Central Composite Design

KAYNAKLAR

1. Marwala, T (2010) *Finite-Element Model Updating Using Computational Intelligence Techniques: Application to Structural Dynamics*, Springer-Verlag, London. doi: 10.1007/978-1-84996-323-7.
2. Wang, Q. ve Deng, X. (1999). Damage detection with spatial wavelets. *International Journal of Solids and Structures*, 36, 3443-3468. [https://doi.org/10.1016/S0020-7683\(98\)00152-8](https://doi.org/10.1016/S0020-7683(98)00152-8).
3. Sehgal, S. ve Kumar, H. (2014) Structural dynamic finite element model updating using Derringers Function: A Novel Technique. *Wseas Transactions On Applied And Theoretical*

- Mechanics*, 9, 11-26. <http://www.wseas.org/multimedia/journals/mechanics/2014/a045711-133.pdf>, Erişim Tarihi: 23.09.2019.
4. Ren, W.X. ve Chen, H.B. (2010) Finite element model updating in structural dynamics by using the response surface method. *Engineering Structures*, 32, 2455-2465. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2010.04.019>.
 5. Shan, D, Li, Q., Khan, I. ve Zhou, X. (2015) A novel finite element model updating method based on substructure and response surface model. *Engineering Structures*, 103, 147-156. <https://doi.org/10.1016/j.engstruct.2015.09.006>.
 6. Jninkwan, A, ve Singh, J. (2014). Simulation of moment deflection test on driver seat of car using finite element analysis. *International Journal of Science and Research*, 3(7), 299-303. <https://www.ijsr.net/archive/v3i7/MDIwMTQ5OTI=.pdf>, Erişim Tarihi: 29.09.2019.
 7. Grujicic, M, Pandurangan, B., Arakere, G. Bell, W.C., He, T. ve Xie, X. (2009) Seat-cushion and soft-tissue material modeling and a finite element investigation of the seating comfort passenger-vehicle occupants. *Materials Design*, 30, 4273-4285. <https://doi.org/10.1016/j.matdes.2009.04.028>.
 8. Liu, C., Qiu, Y., Griffin, M.J. (2013). Finite element modelling of human-seat interactions: vertical in-line and fore-and-aft cross-axis apparent mass when sitting on a rigid seat without brackets and exposed to vertical vibration. *Ergonomics*, 58(7), 1207-1219. doi: 10.1080/00140139.2015.1005164.
 9. Zhang, X., Qiu, Y., Griffin, M. (2014) Developing a simplified finite element model of a car seat with occupant for predicting vibration transmissibility in the vertical direction. *Ergonomics*, 58(7), 1220-1231. doi: 10.1080/00140139.2015.1005165.
 10. Myers, R.H., Montgomery, D.C. ve Andersen-Cook, C.M. (2009) Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments, 3rd edition, John Wiley & Sons, New Jersey.
 11. Fang, S-E. ve Perera, R. (2011) Damage identification by response surface based model updating using D-optimal design. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 25, 717-733. doi:10.1016/j.ymsp.2010.07.007.
 12. Mukhopadhyay, T., Dey, T.K., Chowdhury, R.. ve Chakrabarti, A. (2015) Structural damage identification using response surface-based multi-objective optimization: A comparative study, *Arab J Sci Eng*, 40,1027-1044. doi: 10.1007/s13369-015-1591-3.
 13. Banerjee, A., Panigrahi, B. ve Pohit, G. (2015). Crack modelling and detection in Timoshenko FGM beam under transverse vibration using frequency contour and response surface model with GA, *Nondestructive Testing and Evaluation*, <http://dx.doi.org/10.1080/10589759.2015.1071812>.
 14. He, J. ve Fu, Z. (2001). *Modal Analysis*, MA: Butterworth-Heinemann, London.
 15. Efe, H ve Çağatay, K. (2011) Çeşitli masif ağaç malzemelerin bazı fiziksel ve mekanik özelliklerinin belirlenmesi, *Politeknik Dergisi*, 14, 55-61. doi: 10.2339/2007.10.3.303-311.
 16. <http://kisi.deu.edu.tr/burak.felekoglu/17.ahsap.pdf>, Erişim Tarihi: 23.10.2018, Konu: Ahşap malzemelerin teknik özellikleri.
 17. Parsopoulos, K. E. ve Vrahatis, M. N. (2010). *Particle Swarm Optimization and Intelligence: Advances and Applications*, IGI Global, Hershey, PA, USA.