

# ÇEŞİTLİ ÖLÇÜLERDE ZIVANA KULLANILMIŞ T-TİPİ MOBİLYA BİRLEŞTİRMELERİNİN MEKANİK DAVRANIŞ ÖZELLİKLERİNİN SONLU ELEMENLAR ANALİZİ İLE BELİRLENMESİ

Ali KASAL<sup>a</sup>, Hasan EFE<sup>b</sup>, Tolga KUŞKUN<sup>a</sup>, Yusuf Ziya ERDİL<sup>a</sup>

<sup>a</sup> Muğla Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Ağaçşleri Endüstri Mühendisliği Bölümü, 48000 Kötekli/MUĞLA, [alikalas@mu.edu.tr](mailto:alikalas@mu.edu.tr), [tolgakuskun@mu.edu.tr](mailto:tolgakuskun@mu.edu.tr), [erdil@mu.edu.tr](mailto:erdil@mu.edu.tr).

<sup>b</sup> Gazi Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Ağaçşleri Endüstri Mühendisliği Bölümü, 06500 Teknikokullar, ANKARA, [hasanefe@gazi.edu.tr](mailto:hasanefe@gazi.edu.tr)

## Özet

Çalışma, T-tipi zıvanalı mobilya birleştirmelerinin mekanik davranış özellikleri ve gerçek testlerden elde edilen verilerin bilgisayar destekli analiz verileriyle karşılaştırılmasını kapsamaktadır.

Çalışmada, zıvana ölçülerinin (zıvana genişliği ve boyu) birleştirmenin mukavemeti üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu amaçla, 3 farklı zıvana genişliği, 3 farklı zıvana boyu ve 10 yinleme olmak üzere toplam 90 adet deney örneği hazırlanmış ve test edilmiştir. Deney örnekleri Doğu kayını (*Fagus orientalis* L.) odunundan üretilmiş olup, bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizler ise bir sonlu elemanlar metodu yazılımı olan ANSYS Workbench programı ile yapılmıştır.

Çalışmanın sonucunda, sandalye üretiminde, arka ayak–yan kayıt birleştirmelerini temsil eden T-tipi birleştirmeler için 40x50 mm (genişlik x uzunluk) boyutlarındaki zıvana en iyi sonucu vermiştir. Birleştirmelerinin elastikiyetinde zıvana genişliğinin, moment taşıma kapasitesinde ise zıvana uzunluğunun etkili olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca, üç boyutlu yapısal analizlerin, deney örneklerinde kabul edilebilir tahmini değerler sağladığı ve mobilya mühendislik tasarımında kullanılabileceği görülmüştür.

**Anahtar Kelimeler:** Mobilya Mühendislik Tasarımı, Sonlu Elemanlar Metodu, Mukavemet Tasarımı, Birleştirme Tasarımı.

# **DETERMINATION OF THE MECHANICAL PROPERTIES OF DIFFERENT SIZES OF MORTISE AND TENON T-SHAPED FURNITURE JOINTS WITH FINITE ELEMENT METHOD**

## **Abstract**

This study contains the mechanical behavior properties of T-shaped mortise and tenon joint specimens and finally a comparison of data from computer aided structural analysis of the actual test data obtained.

In this study, effect of the tenon size ( tenon width and length) on strength of joints were particularly analyzed. For this purpose, T-shaped specimens that are represented the chair joints were constructed by using 9 different tenon sizes of 3 tenon widths and 3 tenon lengths and 10 replications for each. Totally 90 specimens were tested. Test specimens were constructed of beech (*Fagus orientalis* L) which is commonly used in Turkish Furniture Industry. In the study, also computer aided three dimensional structural analyses of test chairs were analyzed with ANSYS Workbench software that is a finite element method.

At the end of the study, it was determined that for maximum strength; 40x50 mm (width x length) tenons have to be applied for back leg to side rail joints in the production of chairs. According to test results, tenon width has a more significant effect on elasticity of joints; while tenon length had a more significant effect on joint moment capacity. Furthermore, it was observed that the three dimensional structural analyses by means of finite element method gives reasonable estimates in terms of the overall strength performances of chairs, and it could be utilized in furniture engineering design.

**Keywords :** Furniture Engineering Design, Finite Element Analysis, Strength Design, Contact Design

## **1.Giriş**

Mobilyada mühendislik tasarımı ve mukavemet analizi kavramları nispeten yeni kavramlar olup, Türkiye dâhil birçok ülkede sistematik olarak uygulanmamaktadır. 1950'lerin ortalarına kadar, mobilya; yapısal bir konstrüksiyon sistemi olarak tanımlanması gerçeğine rağmen yapısal anlamda analiz edilmemiş olup, mobilya elemanlarının ve birleştirmelerinin tasarımı neredeyse hiçbir zaman matematiksel teorilerin konusu olmamıştır. Bunun yerine, eleman ölçülerinin ve birleştirme

konstrüksiyonlarının belirlenmesinde geçmiş tecrübeler ve estetik faktörler etkili olmuştur. Mühendislik tasarımı, mobilyada ergonomik kriterlerin, malzemelerin, konstrüksiyonların (yapım teknikleri) ve üretim teknolojilerinin optimum şekilde belirlenmesi işlemlerini kapsar. Mühendislik tasarımı, ekonomik, estetik ve teknik hususların ideal arakesitinde oluşan ürün tasarımlarının gerçekleştirilebilmesi açısından önemlidir ve kesinlikle bilimsel esaslara dayalı olarak yapılmalıdır [1].

Mobilya mühendisliği kavramı halen metodolojik olarak uygulanmaması ve anlaşılmasına rağmen, son zamanlarda ilgi çekici hale gelmeye başlamıştır. Bunun nedeni olarak, kullanıcıların daha güvenilir ürünler talep etmesi, bazı ülkelerde devletin ürün garantisi konusundaki baskıları, ekonomik malzemelere olan ihtiyacın artması ve sezgiyle yapısal olarak sağlam ve güvenilir mobilya tasarlayabilen tecrübeli ustaların sayılarının giderek azalması gösterilebilir [2].

Mobilya mühendislik tasarımı şu beş adımdan meydana gelen işlemleri kapsamaktadır.

a. Muhtemel yüklerin analizi: Mobilyanın kullanım esnasında üzerine alacağı yüklerin kararlaştırılması

b. Muhtemel elemanların ölçülendirilmesi ve deney düzeninin hazırlanması: Söz konusu yükleri taşıyacak elemanların tahmini ölçülerinin çıkarılması ve bir deneme düzeninin hazırlanması

c. Yük altındaki elemanlarda oluşan iç kuvvetlerin büyüklük ve dağılım analizi: Deneydeki mobilya veya elemanın (dış kuvvetlerin etkisi altında iken oluşan) iç kuvvetlerin büyüklük ve dağılım analizlerinin yapılması

d. İç gerilmelerin optimizasyonu: Eğer gerekli ise; deney yapısının tekrar düzenlenmesi ve hiç bir elemanda gereğinden fazla zorlama (gerilme) kalmayınca kadar işlemlerin tekrar edilmesi

e. Güvenilir bir konstrüksiyon (birleştirme) tasarımı: Mobilyanın kullanım esnasında üzerine alacağı dış yükler ile bu yüklerin meydana getireceği iç kuvvetleri güvenle taşıyacak bir konstrüksiyonun tasarımı [2].

Mühendislik açısından tasarımı tamamlayan bir diğer husus ise performans testleridir. Herhangi bir mobilya tasarlandıktan sonra mutlaka prototipleri hazırlanarak performans testlerine tabi tutulmalıdır. Performans testlerinin amacı; mobilyaların kullanımı sırasında karşılaşılabilecek problemleri önceden belirlemek ve mobilya henüz

kullanıma girmeden ve üretilmeden önce değişiklikleri ve geliştirmeleri yapmak amacıyla tasarımcıya geri besleme sağlamaktır[3]. Diğer bir deyişle, performans deneyleri, mobilya kullanıma sunulmadan önce mobilya mühendislik sürecinde son aşamadır. Performans deneyleri, ürünün tasarlandığı fonksiyonları yerine getirip getirmediğini anlamak için kullanılan hızlandırılmış kullanım deneyleri olarak tanımlanabilir.

Çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalarda, örneğin döşemeli koltuk, kanepeler gibi mobilyaların iskelet kısımlarında, çeşitli sandalyelerde; çerçeve sistemini oluşturan elemanlar gerekli noktalarda birbirlerine farklı birleştirme teknikleriyle bağlanmaktadır. Bu tekniklerden kavelalı ve zıvanalı birleştirmeler tutkallı olarak uzun yıllardan beri kullanılmaktadır. Zıvanalı birleştirmelerde, zıvana genişliği ve uzunluğunun birleştirmelerin dolayısıyla da sistemin bütününe mukavemeti üzerindeki etkileri incelenmesi ve optimum ölçülerin belirlenmesi gereklidir.

Teknolojinin hızlı geliştiği günümüzde, bilgisayar teknolojilerinin kullanımı yaygınlaşmış, modern mobilya tasarım sürecinin birçok basamağında bu teknolojilerin kullanımı mümkün olmaktadır. Modern bilgisayarların yaygın bir şekilde kullanılmaya başlanması bu zorlukları ortadan kaldırmıştır.

Mühendislik işlemleri yapılırken kullanılan teknik imkânlar da büyük önem taşımaktadır. Günümüzde mobilya sistemlerinin mühendislik tasarımı, katı modelleme ve yapısal analiz programları kullanarak yapılabilmektedir. Sistemin tüm elemanları bilgisayar ortamında parametrik olarak modellenen ve gerekli değişiklikler katı modellemenin sağladığı avantajlar sayesinde kolayca yapılarak optimizasyonlar sağlanabilmektedir. Ayrıca, mobilya sisteminin tüm mukavemet hesapları da bilgisayar destekli analiz programları tarafından yapılabilmektedir [4].

Literatürde, mobilya mühendisliği, performans testleri ve birleştirme tasarımı ile ilgili çalışmalar olmasına rağmen, bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizlerin mobilya mühendisliği sürecinde kullanılması ile ilgili ayrıntılı araştırmalar mevcut değildir. Mobilya mühendislik tasarımı için gerekli veri tabanına katkı sağlamaya yönelik bu çalışmada, sonlu elemanlar analizi yöntemiyle bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizlerin kullanılması ve gerçek test sonuçlarıyla karşılaştırılmış olması uluslararası ve ulusal literatürdeki sınırlı çalışmalardan bir tanesi olup, çalışmanın

özgünlüğünün bir göstergesidir. Bu çalışma ileride bu konularda çalışacak olan araştırmacılar için önemli bir referans teşkil edecektir.

Çalışma kapsamında, 3 farklı zıvana genişliği, 3 farklı zıvana boyu ve 10 yineleme olmak üzere toplam 90 tane, çerçeve konstrüksiyon birleştirmesini tekil olarak temsil edecek T-tipi birleştirme elemanları hazırlanmış ve test edilmiştir. Ayrıca, deney örneklerinin bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizleri ANSYS Workbench sonlu elemanlar metodu yazılımı (Finite Element Analysis) ile yapıp, gerçek test sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

Bu çalışmanın amacı, mobilya tasarımında Türkiye Mobilya Endüstrisinde yaygın olarak kullanılan Doğu kayını odunundan 3 zıvana genişliği ve 3 zıvana uzunluğu olmak üzere 9 farklı ölçülerde zıvanalı birleştirme uygulanarak üretilmiş deney örneklerinin mekanik davranış özellikleri hakkında sayısal veriler elde etmektir.

## **2. Malzeme ve Yöntem**

### *2.1. Ağaç Malzeme*

T-tipi deney örneklerinin hazırlanmasında Türkiye mobilya endüstrisinde yaygın olarak kullanılan Doğu kayını (*Fagus orientalis* L.) odunu tercih edilmiştir. Ağaç malzeme tesadüfi yöntemle İzmir'deki kereste işletmelerinden temin edilmiştir. Ağaç malzemenin seçiminde, liflerinin düzgün, budaksız, ardaksız, normal büyüme göstermiş, reaksiyon odunu bulunmayan, mantar ve böcek zararlarına uğramamış olmasına özen gösterilmiştir.

Birleştirme elemanlarının yapıştırılmasında polivinilasetat (PVAc) tutkalı kullanılmıştır. PVAc tutkalı, soğuk olarak uygulanması, çabuk sertleşmesi, kokusuz ve yanmaz oluşu, odunu boyamaması ve işlenmesi sırasında aletleri yıpratmaması gibi özellikleri nedeniyle mobilya endüstrisinde yaygın olarak kullanılmaktadır. Denemelerde kullanılan PVAc tutkalının özellikleri üretici firma tarafından yoğunluk  $1,088 \text{ g/cm}^3$ , vizkositesi (cPs, 25 °C ) 10000-14000 cps, PH = 6-7.50, plastifiyan miktarı % 2 olarak verilmiştir [5].

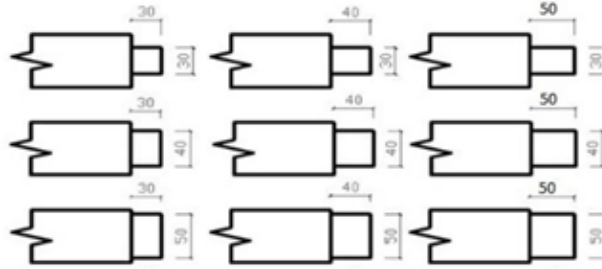
### *2.2. T-tipi Deney Örneklerinin Hazırlanması*

Çalışma kapsamında, 3 zıvana genişliği ve 3 zıvana boyu olmak üzere 9 farklı zıvana ölçüleri kullanılarak birleştirilmiş, her bir sandalye birleştirmesini tekil olarak temsil edecek T-tipi birleştirme elemanları hazırlanmıştır (Şekil 1).



Şekil 1. Sandalye birleştirmelerini temsil eden T-tipi elemanlar

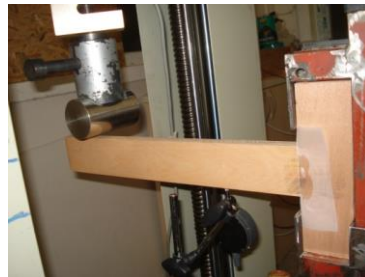
Deney örneğini oluşturacak parçalar, kaba ölçülerinde kesilip istiflenerek bir süre bekletildikten sonra planya, kalınlık ve daire testere makinelerinde işlenerek net ölçülerine getirilmiştir. Daha sonra, 3 zıvana genişliği ve 3 zıvana uzunluğu olmak üzere 9 farklı kombinasyonda zıvanalı birleştirmeler hazırlanmıştır. Zıvanaların açılmasında erkek ve dişi zıvana makineleri kullanılmış, zıvana kalınlıkları parça kalınlığının 1/3'ü olacak şekilde 7 mm olarak alınmıştır. Uygulanan zıvana kombinasyonları Şekil 2'de gösterilmiştir.



Şekil 2. Deney örneklerine açılan zıvana ölçüleri (ölçüler mm)

### 2.3. T-tipi Birleştirme Elemanlarının Statik Testleri

Deneyler, yükleme biçimlerine uygun deney düzenekleri hazırlandıktan sonra, 5 ton kapasiteli universal test cihazında ve basınç kolonunda 2 mm/dk hız sağlanan statik yüklemelerle yapılmıştır. Birleştirme yüzeylerinin göçme (açılarak deformasyona uğraması veya zıvanaların kırılması) anındaki maksimum kuvvetler Newton (N) cinsinden kaydedilmiştir. T-tipi birleştirmelerin eğilme deney düzeneği ve yük uygulama biçimi Şekil 3'de gösterilmiştir.



Şekil 3. T-tipi birleştirme elemanları eğilme deney düzeneği ve yük uygulama biçimi

T-tipi birleştirme elemanlarının eğilme deneylerinde, yükleme birleştirme yüzeyinden 300 mm uzaklıktan yapılmıştır. Kuvvet doğrultusu, mesnet (destek) noktasının dışında olduğu için birleştirme noktalarında moment meydana gelmiştir. Bir başka ifadeyle, moment kolu 300 mm'dir. Zıvanalı birleştirmeler tarafından taşınan momentler ( $M$ ) ( $Nm$ ), uygulanan maksimum yük ( $F$ ) ( $N$ ) ile moment kolu ( $L$ ) ( $m$ ) çarpılarak hesaplanmış ve istatistiksel işlemlere alınmıştır.

$$M = F \times L \text{ (Nm)}$$

T-tipi birleştirmelerin eğilme deneylerinde ayrıca, birleştirmenin mekanik davranışını ve elastikiyetini ölçmek amacıyla düşey yöndeki yer değiştirme miktarları da ölçülmüştür. Daha sonra yük – yer değiştirme diyagramı çizdirilerek birleştirmenin mekanik davranışı belirlenmiş, ayrıca göçme anındaki maksimum kuvvet ( $F$ ) ve maksimum uzama ( $y$ ) ( $mm$ ) verilerinden yararlanılarak birleştirmelerde kuvvetin ve dolayısıyla da momentin meydana getirdiği rotasyon açıları ( $\phi$ ) (rad) belirlenmiştir. Birleştirmelerin elastikiyeti ( $E$ ) ( $Nm/rad$ );

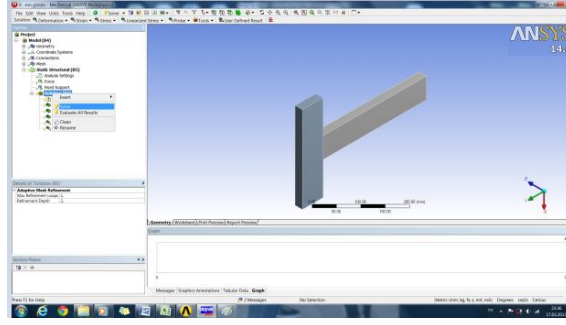
$$E = M \times \Phi \text{ (Nm/rad)}$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

#### 2.4. T-tipi Deney Örneklerinin Bilgisayar Destekli Yapısal Analizi

Bilgisayar destekli analizler bir sonlu elemanlar yazılımı olan ANSYS14.0 programında yapılmıştır. Bu tür sonlu elemanlar programlarında yapılan yapısal analizlerde genellikle malzemeler homojen ve izotropik olarak kabul edilir. Homojen ve izotropik özelliklerin kullanılması, ahşap malzemedan üretilmiş modeller için gerçek test sonuçları ile farklılıklar çıkmasına neden olabilmektedir [6]. Bu nedenle bu çalışmada oluşturulan modellerin malzemesi ortotropik olarak tercih edilmiştir. Sonlu elemanlar yönteminde ahşap için ortotropik malzemenin seçilmesi, üç yöndeki elastikiyet özellikleri ve bu yönlere ait Poisson sabitlerinin kullanılması homojen olmayan ve anizotrop durumlardan dolayı ortaya çıkacak problemlerin önüne geçilmesinde yardımcı olmuştur.

Statik testler yapılan T-tipi deney örneklerinin üç boyutlu çizimleri ANSYS programına aktarılarak çözümlenmeler sanal ortamda da gerçekleştirilmiştir (Şekil 4).



Şekil 4. T-tipi deney örneklerinin üç boyutlu modeli

### 3. Bulgular ve Tartışma

#### 3.1. Birleştirmelerde Kullanılan Ağaç Malzemenin Bazı Fiziksel ve Mekanik Özellikleri

Deney örneklerinin hazırlanmasında kullanılan Doğu kayını ağaç malzeme için yapılan rutubet oranı, tam kuru yoğunluk ve rutubetli yoğunluk deneylerinden elde edilen sonuçlar Tablo 1’de verilmiştir.

Tablo 1. Deneylerde kullanılan ağaç malzemenin rutubet ve yoğunluk değerleri

Ağaç türü	Rutubet (%)	Tam kuru yoğunluk ( $g/cm^3$ )	Hava kuru yoğunluk ( $g/cm^3$ )	Çekme direnci ( $N/mm^2$ )	Basınç direnci ( $N/mm^2$ )	Eğilme direnci ( $N/mm^2$ )	Elastikiyet modülü ( $N/mm^2$ )
Doğu kayını	10,8	0,60	0,62	108,7	61,5	122,7	11553

#### 3.2. T-tipi Birleştirmelerin Moment Kapasiteleri ve Elastikiyeti

Denemelerde kullanılan T-tipi birleştirme elemanlarına uygulanan eğilme deneyleri sonucunda elde edilen moment ve elastikiyet değerleri Tablo 2’de varyasyon katsayıları ile birlikte verilmiştir.

Tablo 2. T-tipi birleştirmelerin moment ve elastikiyet ortalamaları

Zıvana Genişliği (mm)	Zıvana Uzunluğu (mm)	T-tipi Örnekler			
		Moment (Nm)		Elastikiyet (Nm/rad)	
		$X_{ort}$	v (%)	$X_{ort}$	v (%)
30	30	104,48	11,35	1671,87	16,93
	40	87,92	12,17	1327,11	12,73
	50	158,93	5,09	1781,02	7,77
40	30	107,05	6,34	1874,72	8,07
	40	196,70	4,24	2702,40	9,61
	50	212,93	6,01	2381,68	3,07
50	30	81,23	14,56	1596,80	8,07
	40	117,35	4,79	1985,22	12,46
	50	169,59	12,58	2655,67	13,55



Zıvana genişliği ve uzunluğu faktörlerinin tekil ve eş zamanlı etkilerinin T-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyet değerleri üzerindeki etkilerine ilişkin çoklu varyans analizleri sonuçları Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. T-tipi birleştirme verilerine ilişkin çoklu varyans analizleri

Varyans Kaynakları		Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Kareler Ortalaması	F değeri	Hata İhtimali (p < 0,05)
MOMENT	Zıvana Geniş.	2	55201,685	27600,843	202,5981	0,0000
	Zıvana Uzun.	2	103585,565	51792,782	380,1739	0,0000
	ZG x ZU	4	28526,323	7131,581	52,3479	0,0000
	Hata	81	11034,990	136,234		
	Toplam	89	198348,563			
ELASTİKİYET	Zıvana Geniş.	2	8213375,538	4106687,769	85,7968	0,0000
	Zıvana Uzun.	2	4678470,872	2339235,436	48,8712	0,0000
	ZG x ZU	4	5665856,162	1416464,040	29,5927	0,0000
	Hata	81	3877087,530	47865,278		
	Toplam	89	22434790,102			

ZG: Zıvana genişliği

ZU: Zıvana uzunluğu

Varyans analizleri sonuçlarına göre, zıvana uzunluğu ve zıvana genişliği ana faktörlerinin ve ikili etkileşimlerinin, T-tipi birleştirme elemanlarının moment kapasiteleri ve elastikiyetleri üzerindeki etkileri 0,05 hata payı ile istatistiksel olarak anlamlı bulunmuştur. Tablo 3'de, hesaplanan F değerleri incelendiğinde, T-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi üzerinde zıvana uzunluğunun etkisinin daha fazla, elastikiyet değerleri üzerinde ise zıvana genişliğinin etkisinin daha fazla olduğu söylenebilir. Ana faktörlerin ve ikili etkileşimlerin belirgin etkilerinin görülmesi açısından ana faktörlere ve eş zamanlı etkilere ilişkin karşılaştırma testleri yapılmıştır.

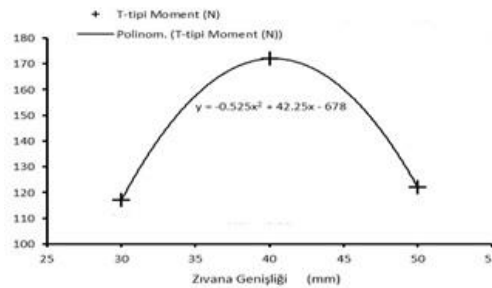
Ana faktörlerden zıvana genişliğinin, T-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyeti üzerindeki etkilerine ait ortalamaların hesaplanan LSD kritik değerleri için karşılaştırılması Tablo 4'te verilmiştir.

Tablo 4. Zıvana genişliğine göre moment ve elastikiyet değerleri ortalamalarının karşılaştırma sonuçları

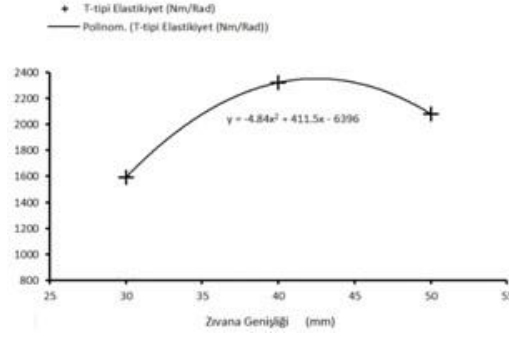
Zıvana Genişliği	Moment ( Nm)		Elastikiyet (Nm/Rad)	
	X	(HG)	X	(HG)
30 mm	117,1	B	1593	C
40 mm	172,2	A	2320	A
50 mm	122,7	B	2079	B
LSD ± 5,996 Nm			LSD±112,4 Nm/rad	

Zıvana genişliğine göre yapılan karşılaştırmalar sonucunda, T-tipi birleştirmelerde en yüksek moment kapasitesi ve elastikiyet değerleri 40 mm genişliğindeki zıvanalarla elde edilmiştir. Moment kapasitesi bakımından, 30 ve 50 mm genişliğindeki zıvanalar arasındaki farklar istatistiksel olarak önemsiz bulunurken, elastikiyet bakımından 50 mm genişliğindeki zıvanalar 30 mm' lik zıvanalara üstünlük sağlamıştır. Zıvana genişliğinin 30 mm' den 40 mm' ye çıkarılması T-tipi birleştirmelerin hem moment kapasitesini hem de elastikiyetini % 46 oranında arttırmıştır.

T-tipi birleştirmelerde, “zıvana genişliği – moment kapasitesi” ve “zıvana genişliği – elastikiyet” ilişkilerin incelenmesi için en küçük kareler metoduna göre yapılan regresyon analizleri sonucunda tüm ilişkiler parabolik olarak tanımlanmıştır. T-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – moment ilişkileri Şekil 5'te, zıvana genişliği – elastikiyet ilişkileri ise Şekil 6' da gösterilmiştir.



Şekil 5. T-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – moment ilişkileri



Şekil 6. T-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – elastikiyet ilişkileri

Bu sonuçlara göre, sandalye birleştirmelerinde zıvana ölçülerinin birleştirme yerine göre farklılık göstermesi gerektiği çıkarılabilir. Sandalyelerde, T-tipi birleştirmelerin temsil ettiği arka ayak – yan kayıt birleştirmesi için ise 40 mm genişlikteki zıvana kullanılması sistemin mukavemetini arttırabilir.

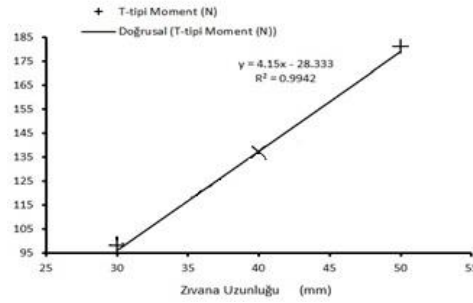
Zıvana uzunluğunun, T-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyeti üzerindeki etkilerine ait ortalamaların hesaplanan LSD kritik değerleri için karşılaştırılması Tablo 5’te verilmiştir.

Tablo 5. Zıvana uzunluğuna göre moment ve elastikiyet değerleri ortalamalarının karşılaştırma sonuçları

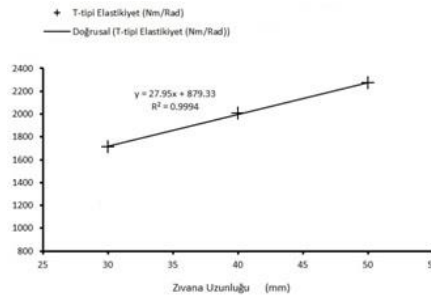
Zıvana Uzunluğu	Moment ( Nm)		Elastikiyet (Nm/Rad)	
	X	(HG)	X	(HG)
30 mm	97,59	C	1714	C
40 mm	134,0	B	2005	B
50 mm	180,5	A	2273	A
LSD±5,996Nm			LSD±112,4Nm/Rad	

Zıvana uzunluğuna göre yapılan karşılaştırmalar sonucunda, T-tipi en yüksek moment kapasitesi ve elastikiyet değerleri 50 mm uzunluğundaki zıvanalarla elde edilmiştir. Zıvana uzunluğunun artışı hem moment hem de elastikiyet değerlerini arttırmıştır. Zıvana uzunluğunun 30 mm’ den 40 mm’ ye çıkarılması T-tipi birleştirmelerin moment kapasitesini % 36 arttırmış, 40 mm’ den 50 mm’ ye çıkarılması ise % 35 arttırmıştır. Burada da, zıvana uzunluğunun artması yapışma yüzey alanının büyümesine ve birleştirmelerin moment kapasitesinin artmasına neden olmuştur. T-tipi birleştirmelerin elastikiyeti açısından; zıvana uzunluğunun 30 mm’ den 40 mm’ ye ve 40 mm’ den 50 mm’ ye çıkarılması elastikiyet değerlerini ortalama % 15 yükseltmiştir.

Birleştirmelerde, “zıvana uzunluğu – moment kapasitesi” ve “zıvana uzunluğu – elastikiyet” ilişkilerin incelenmesi için en küçük kareler metoduna göre yapılan regresyon analizleri sonucunda tüm ilişkiler doğrusal olarak tanımlanmıştır. Birleştirmelerde zıvana uzunluğu – moment ilişkileri Şekil 7’ de, zıvana uzunluğu – elastikiyet ilişkileri ise Şekil 8’ de gösterilmiştir.



Şekil 7. T-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğu – moment ilişkileri



Şekil 8. T-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğu – elastikiyet ilişkileri

Bu sonuçlara göre, sandalye birleştirmelerinde zıvana uzunluğunun T-tipi birleştirmeler için 50 mm uzunluğunda alınması sistemin mukavemetini arttırabilir.

Birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyeti üzerinde zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşiminin etkilerini gösteren karşılaştırma sonuçları LSD kritik değerleriyle birlikte Tablo 6’ da sunulmuştur.

Tablo 6. T-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyet üzerinde zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi karşılaştırma sonuçları

Zıvana Uzunluğu \ Zıvana Genişliği	Moment ( Nm )						Elastikiyet ( Nm/Rad )					
	30 mm		40 mm		50 mm		30 mm		40 mm		50 mm	
	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)
30 mm	104,5	F	107,1	EF	81,23	G	1672,	E	1875	CD	1597	E
40 mm	87,92	G	196,7	B	117,4	E	1327,	F	2702	A	1985	C
50 mm	158,9	D	212,9	A	169,6	C	1781,	DE	2382	B	2656	A
LSD ± 10,39 Nm							LSD ± 194,7 Nm/Rad					

T-tipi birleştirmelerde, zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi sonucunda en yüksek moment kapasitesini, sırasıyla 50 x 40 ve 40 x 40 mm lçlerindeki zıvanalar, en düşük moment kapasitesini ise 30 x 50 ve 40 x 30 mm lçlerindeki zıvanalar vermişlerdir. En düşük moment kapasitesini veren zıvana kombinasyonlarının moment değerleri arasındaki farklar istatistiksel anlamda önemsiz bulunmuştur. T-tipi birleştirmelerde elastikiyet değerlerine göre yapılan karşılaştırmalarda, en yüksek değerler 50 x 50 ve 40 x 40 mm lçlerindeki zıvanalarda elde edilirken, en düşük elastikiyet değerleri ise 40 x 30 mm lçlerindeki zıvanalarda çıkmıştır.

### 3.3. T-tipi Birleştirme Elemanlarının Gerçek Mekanik Davranış zelliklerinin Sonlu Elemanlar Analizi ile Karşılaştırılması

Tüm zıvana lçleri için birleştirmelerde gerçek deneylerdeki kuvvet – yer değiştirme ilişkilerinin tanımlanmasında, en küçük kareler yöntemine göre “regresyon analizleri” yapılmıştır. Yapılan regresyon analizlerinde; kuvvet, yer değiştirmelerin fonksiyonu olarak alınmış ve analizler sonucunda belirlenen ilişkiler matematiksel formüller haline dönüştürülmüştür. T-tipi birleştirmelerde, kuvvet–yer değiştirme ilişkilerinin tanımlanmasında;

$$y = ax + b$$

eşitliği elde edilmiştir. Burada;  $y$ : kuvvet ( $N$ ),  $x$ : yer değiştirme miktarı ( $mm$ ),  $a$ : regresyon katsayısı (doğrunun eğimi),  $b$ : sabit sayı (doğrunun ordinat eksenini kestiği nokta)’dır.

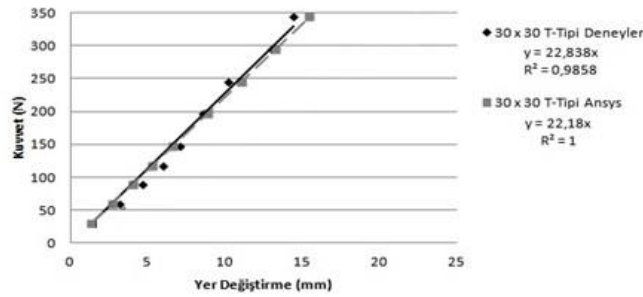
Buna göre, iki değişken arasındaki ilişki tüm gruplar için doğrusaldır.  $X$  değişkeninin eşit artışlarına karşılık,  $Y$  değişkeni de eşit artışlar göstermiştir. Deneylerde kuvvet – yer değiştirme ilişkilerini belirleyen doğruların ordinat ( $y$ ) eksenini kestiği noktalar ( $b$ ) orijin noktasıdır [ $b$  (0, 0)]. Yani kuvvet sıfır (0) iken yer değiştirme de sıfır (0) dır. Bu nedenle; elde edilen doğruların denklemi “ $y = ax$ ” şeklinde ifade edilebilir. Birleştirmelerin rijitlik katsayılarının elde edilmesi için, genel bir ifade olan;

$$k_s = \frac{F}{d} \text{ (N/mm)}$$

eşitliğinden yararlanılmıştır. Burada;  $k_s$ : rijitlik katsayısı ( $N/mm$ ),  $F$ : kuvvet ( $N$ )  
 $d$ : yer değiştirme ( $mm$ )’dır.

Buradan elde edilen ( $k_s$ ) rijitlik katsayısı, kuvvet–yer değiştirme ilişkisini tanımlayan doğrunun ( $y = ax$ ) eğimini göstermektedir. Dolayısıyla, denklemdeki regresyon katsayısı ( $a$ ) aynı zamanda rijitlik katsayısıdır. Yani,  $k_s = a'$  dir.

30 x 30 mm (genişlik x uzunluk) llerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı bir örnek olarak Şekil 9'te gösterilmiştir.



Şekil 9. 30x30 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

T-tipi birleştirme elemanlarının eğilme deneylerinde göstermiş oldukları mekanik davranışların, yapısal analizlerden elde edilen kuvvet – yer değiştirme ilişkileri ile karşılaştırılmasından ayrı olarak; eğilme yükünün uygulanma noktasında ulaşılan düşey yöndeki maksimum uzama değerleri de yapısal analiz sonuçlarından elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır. Tüm zıvana kombinasyonu ölçüleri için, gerçek deneylerden ve yapısal analizlerden elde edilen kuvvet – yer değiştirme ilişkileri ve düşey yöndeki maksimum uzama miktarı sonuçları yüzde farklarıyla birlikte Tablo 7' de toplu olarak sunulmuştur.

Tablo 7. Rijitlik katsayıları ve maksimum uzamalara ait karşılaştırma sonuçları

	Zıvana lleri (mm)	$k_s$ (Gerçek) (N/mm)	$k_s$ (ANSYS) (N/mm)	Fark (%)	$y_d$ (Gerçek) (mm)	$Y_d$ (ANSYS) (mm)	Fark (%)
T-Tipi	30x30	22,84	22,18	-2,89	19,64	18,14	-7,64
	30x40	17,52	22,68	29,45	19,66	16,45	-16,33
	30x50	22,52	19,76	-12,26	26,56	26,48	-0,30
	40X30	24,44	31,99	30,89	17,56	15,68	-10,71
	40X40	36,18	33,08	-8,57	22,01	19,21	-12,72
	40X50	30,38	33,08	8,89	27,00	21,44	-20,59
	50x30	24,08	29,70	23,34	14,21	11,26	-20,76
	50x40	29,70	39,10	31,65	16,77	13,49	-19,56
	50x50	35,21	39,61	12,50	19,01	19,81	4,21

T-tipi birleştirme elemanlarının gerçek eğilme testlerinde, eğilme yükünün uygulanma noktasında meydana gelen maksimum uzama miktarları, yapısal analizlerden elde edilen maksimum uzama miktarları ile karşılaştırıldığında, birkaç grup dışındaki tüm grupların yaklaşık değerlerde olduğu görülmektedir.

#### **4. Sonuç ve Öneriler**

Çalışmada, farklı ölçülerde zıvanalı birleştirme uygulanmış T-tipi birleştirmeler farklı performans ve mekanik davranış özellikleri göstermişlerdir. Deneysel sonuçlarına göre, birleştirmelerinin elastikiyetinde zıvana genişliğinin, moment taşıma kapasitesinde ise zıvana uzunluğunun etkili olduğu anlaşılmıştır. Özellikle, birleştirmelerde zıvana uzunluğunun kuvvet taşıma performansını arttırdığı gözlenmiştir. T-tipi birleştirmelerin temsil ettiği arka ayak – yan kayıt birleştirmesi için 40 mm genişlikteki zıvana kullanılması sistemin mukavemetini artırabilir.

Sonlu elemanlar metodu kullanılarak yapılan bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizlere göre, bilgisayar destekli analiz programları sandalye sistemlerinin ve birleştirme elemanlarının genel mukavemeti ve mekanik davranış özellikleri hakkında anlamlı değerler sağlamıştır. Sonlu elemanlar metodu ile yapılan yapısal analizlerde, malzemenin programa doğru tanımlanabilmesi ve özellikle de yarı – rijit olarak kabul edilen birleştirme yerlerinin doğru olarak tanımlanabilmesi, analizlerden elde edilen verilerin gerçek değerlere yakın çıkmasında önemli rol oynamaktadır. Analizler yapılırken, malzemenin ve birleştirme noktalarının programa tanımlanmasında pek çok alternatifler olduğu görülmüş, gerçeklere en yakın sonuçlar almak adına pek çok deneme yanılma yapılmıştır. Bu deneme yanılmaları sonucunda da, optimum tanımlama kriterleri yakalanmaya çalışılmıştır. Ancak, mobilya mühendislik tasarımında yakın denebilecek bir geçmişte uygulanmaya başlayan sonlu elemanlar analizi yöntemi ile ilgili çok daha fazla çalışmalar yapılması gerekliliği ortaya çıkmıştır. Özellikle higroskopik, heterojen ve anizotropik yapıdaki ahşap malzeme ve ahşap birleştirme tekniklerinin programa daha doğru tanımlanabilmesi adına bu malzemelerin ve birleştirmelerin fiziksel ve mekanik davranış özellikleri ile ilgili ciddi bir veri tabanına ihtiyaç duyulduğu açıkça görülmüştür. Hatta ileriki çalışmalarda, sadece ahşap mobilya sistemlerinin analiz edilebileceği kapsamlı bir “mobilya yapısal analizi” programı geliştirilmeli ve tasarımcıların hizmetine sunulmalıdır. Bununla birlikte, böyle bir analiz programının oluşturulabilmesi için, ahşap malzemeler ve her türlü birleştirme tekniği

için gerekli olan veri tabanı sağlanmalıdır. Sonuç olarak, bilgisayar teknolojisinin hızla geliştiği ve kullanımının giderek yaygınlaştığı günümüzde, tasarlanan bir mobilyanın üretimine geçilmeden önce mukavemeti hakkında ön bilgiler elde edilebilmesi ve bu bilgilere göre gerekli değişikliklerin yapılarak optimizasyonun sağlanması, mobilya mühendislik tasarımcılarının işini kolaylaştıracaktır. Bu bağlamda, sonlu elemanlar metodu ile çalışan yapısal analiz programlarının, mobilya mühendislik tasarımında kullanılması önerilebilir.

Sonuç olarak, mobilyada kalite göstergesi estetik ve sağlamlık olduğundan, geliştirilen yöntemler, bilgisayar destekli analizler ve performans testleriyle, ülkemiz mobilya endüstrisi Avrupa standartları kalitesinde hatta daha kaliteli mobilyalar üreterek ülkemiz ekonomisine katkıda bulunulacağı söylenebilir.

## 5. Kaynaklar

[1] Kasal, A., (2004), "Masif ve Kompozit Ağaç Malzemelerden Üretilmiş Çerçeve Konstrüksiyonlu Koltukların Performansı", Doktora Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara,218s.

[2] Eckelman, C., A., (1991), "Textbook of Product Engineering and Strength Design of Furniture", Text Book, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 54-59.

[3] Kuşkun, T., (2013), "Zıvana Ölçülerinin ve Yükleme Tipinin Sandalye Mukavemetine Etkileri ve Gerçek Deney Sonuçlarının Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçlarıyla Karşılaştırılması", Yüksek Lisans Tezi, Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 123s.

[4] Efe, H., Erdil, Y., Z., Kasal, A., (2003), "Mobilya Mühendislik Tasarımında Mobilya Sistemlerinin Sonlu Elemanlar Metoduyla Optimizasyonu", G. Ü. T. E. F., I. İleri Teknolojiler Sempozyumu, Bildiri Kitabı, Ankara, 315-323.

[5] Polisan, (2012) Üretici Firma, <http://www.polisan.com.tr>, Bolu.



[6] İmirzi, H.,Ö., 2008, "Farklı Yapım Teknikleri ve Değişik Kalınlıklardaki Levhalar ile Üretilmiş Kutu Tipi Mobilyaların Mukavemet Özellikleri", Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.