

**T.C.
MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**AĞAÇIŞLERİ ENDÜSTRİ MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI**

**ZIVANA ÖLÇÜLERİNİN VE YÜKLEME TİPİNİN
SANDALYE MUKAVEMETİNE ETKİLERİ VE
GERÇEK DENEY SONUÇLARININ SONLU
ELEMENLAR ANALİZİ SONUÇLARIYLA
KARŞILAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TOLGA KUŞKUN

**AĞUSTOS 2013
MUĞLA**

T.C.
MUĞLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

AĞAÇIŞLERİ ENDÜSTRİ MÜHENDİSLİĞİ
ANABİLİM DALI

ZIVANA ÖLÇÜLERİNİN VE YÜKLEME TİPİNİN
SANDALYE MUKAVEMETİNE ETKİLERİ VE
GERÇEK DENEY SONUÇLARININ SONLU
ELEMANLAR ANALİZİ SONUÇLARIYLA
KARŞILAŞTIRILMASI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

TOLGA KUŞKUN

AĞUSTOS 2013
MUĞLA

MUGLA SITKI KOÇMAN ÜNİVERSİTESİ
Fen Bilimleri Enstitüsü

TEZ ONAYI

Tolga KUŞKUN tarafından hazırlanan ZIVANA ÖLÇÜLERİNİN VE YÜKLEME TİPİNİN SANDALYE MUKAVEMETİNE ETKİLERİ VE GERÇEK DENEY SONUÇLARININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ SONUÇLARIYLA KARŞILAŞTIRILMASI başlıklı tezinin, 15/08/2013 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Ağaçışleri Endüstri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans derecesi için gerekli şartları sağladığı oybirliği ile kabul edilmiştir.

TEZ SINAV JURİSİ

Prof. Dr. Hasan EFE (Jüri Başkanı)

Ağaçışleri End. Müh. Anabilim Dalı,
Gazi Üniversitesi, Ankara

İmza:



Doç. Dr. Ali KASAL (Danışman)

Ağaçışleri End. Müh. Anabilim Dalı,
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

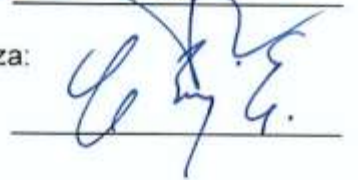
İmza:



Prof. Dr. Yusuf Ziya ERDİL (Üye)

Ağaçışleri End. Müh. Anabilim Dalı,
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

İmza:



ANA BİLİM DALI BAŞKANLIĞI ONAYI

Prof Dr. Ergün BAYSAL

Ağaçışleri End. Müh. Ana Bilim Dalı Başkanı,
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

İmza:



Doç. Dr. Ali KASAL

Danışman, Ağaçışleri End. Müh Anabilim Dalı,
Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi, Muğla

İmza:



Savunma Tarihi: 15/08/2013

*Jüri Başkanının ismi birinci sırada verilecektir

**Danışmanın ismi ikinci sırada verilecektir

Tez çalışmalarım sırasında elde ettiğim ve sunduğum tüm sonuç, doküman, bilgi ve belgelerin tarafımdan bizzat ve bu tez çalışması kapsamında elde edildiğini; akademik ve bilimsel etik kurallarına uygun olduğunu beyan ederim. Ayrıca, akademik ve bilimsel etik kuralları gereği bu tez çalışması sırasında elde edilmemiş başkalarına ait tüm orijinal bilgi ve sonuçlara atıf yapıldığını da beyan ederim.

Tolga KUŞKUN
12/07/2013

ÖZET

ZIVANA ÖLÇÜLERİNİN VE YÜKLEME TİPİNİN SANDALYE MUKAVEMETİNE ETKİLERİ VE GERÇEK DENEY SONUÇLARININ SONLU ELEMANLAR ANALİZİ SONUÇLARIYLA KARŞILAŞTIRILMASI

Tolga KUŞKUN

Yüksek Lisans Tezi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Ağaççşleri Endüstri Mühendisliğı Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Ali KASAL

Ağustos 2013, 123 sayfa

Bu çalışma, ahşap sandalyelerin ürün mühendisliğı yöntemleriyle tasarım ve analizi, bu sandalyelerin performans test ekipman ve prosedürleriyle ölçümü ve son olarak testlerden elde edilen verilerin bilgisayar destekli analiz verileriyle karşılaştırılmasını kapsamaktadır.

Araştırma kapsamında, 9 farklı zıvana ölçüsü, 2 yükleme tipi ve her örnekten 5 adet olmak üzere toplam 90 adet 1/1 ölçekli deney sandalyesi hazırlanmıştır. Çalışmada özellikle zıvana ölçülerinin (zıvana boyu ve zıvana genişliğinin) sandalyenin mukavemeti üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu amaçla, 3 farklı zıvana genişliğı ve 3 farklı zıvana boyu olmak üzere toplam 9 farklı zıvana boyutu kullanılmıştır. Deney sandalyeleri üzerinde sandalye birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirmeler üretilmiştir. Deney sandalyeleri Türkiye Mobilya Endüstrisi'nde yaygın olarak kullanılan Doğı kayını (*Fagus orientalis* L.) odunundan üretilmiştir. Hazırlanan deney sandalyeleri, “devirli basamaklı artan yük metodu”(cyclic) ve “statik yükleme” ile önden arkaya zorlama testine tabi tutulmuş olup, devirli yükler ile statik yükler arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Çalışmada ayrıca, deney sandalyelerinin bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizleri bir sonlu elemanlar metodu yazılımı (Finite Element Analysis) olan ANSYS Workbench programı ile yapı ılıp, gerçek test sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılmıştır. Sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre elde edilen kuvvet ve moment dağılımı, birleştirme testlerinden elde edilen veriler ile karşılaştırılıp, birleştirmelerin tekil mukavemetleri ile sandalyenin bütününde gösterdikleri mukavemetler arasındaki ilişkiler de incelenmiştir.

Çalışmanın sonucunda, sandalye üretiminde, arka ayak–yan kayıt birleştirmelerinde 40x50 mm (genişlik x uzunluk), ön ayak–yan kayıt birleştirmelerinde ise 50x50 mm ölçülerinde zıvanalı birleştirmeler kullanılması ile sandalyenin önden arkaya yük taşıma kapasitesinin maksimum düzeye çıkabileceğı anlaşılmıştır. Deney sonuçlarına göre, birleştirmelerinin elastikiyetinde zıvana genişliğinin, moment taşıma kapasitesinde ise zıvana uzunluğunun etkili olduğı anlaşılmıştır. Çalışmada ayrıca tekil birleştirme test sonuçlarından, sandalye sisteminin bütününe önden arkaya

kuvvet taşıma performanslarının yaklaşık olarak tahmin edilebildiği bir yaklaşım geliştirilmiştir.

Sonlu elemanlar metoduyla yapılan üç boyutlu yapısal analizlerin, sandalyenin genel mukavemeti açısından kabul edilebilir tahmini değerler sağladığı ve mobilya mühendislik tasarımında kullanılabileceği görülmüştür. Son olarak da, sandalye performans testlerinde devirli basamaklı artan yükleme mukavemetinin, statik yükleme mukavemeti değerlerinin % 56' sı olarak alınmasının uygun olacağına ilişkin bir öneri geliştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Mobilya mühendislik tasarımı, sonlu elemanlar metodu, sandalye performans testleri, mukavemet tasarımı, birleştirme tasarımı.

ABSTRACT

EFFECT OF THE TENON SIZE AND LOADING TYPE ON CHAIR STRENGTH AND COMPARISON OF ACTUAL TEST AND FINITE ELEMENT ANALYSES RESULTS

Tolga KUŞKUN

Master of Science (M.Sc.)

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Woodworking Industrial Engineer

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Ali KASAL

August 2013, 123 pages

This study contains the design of wooden chairs with product engineering and analyses, determination of the strength of chairs with performance test equipments and procedures, and finally a comparison of data from computer aided structural analysis of the data obtained.

In this study, 9 different tenon size, 2 loading forms and 5 replication for each and totally 90 test chairs in 1/1 scale were prepared. Effect of the tenon size (tenon length, tenon width) on the strength of the chair were particularly analyzed. For this purpose, whole chairs and T-shaped and L-shaped specimens that are represented the chair joints were constructed by using 9 different tenon sizes of 3 tenon widths and 3 tenon lengths. Test chairs were constructed of beech (*Fagus orientalis* L) which is commonly used in Turkish Furniture Industry. Test chairs were subjected to “cyclic stepped increasing loads” and “static loads” during the front to back tests, thus the relations between cyclic loads and static loads were examined. 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, and the results of analyses were compared to the actual test results. The force and moment distributions obtained from the finite element analyses were compared to the strength values obtained from the joint tests. Thus, the relationships between the individual joint strengths with the whole chair strength were also investigated.

At the end of the study, it was determined that for maximum front to back loads; 40x50 mm (width x length) tenons have to be applied for back leg to side rail joints, and 50x50 mm tenons have to be applied for front 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, an approach was developed for estimating the front to back loading capacity of whole chair system from the individual joint test results.

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. In

conclusion, it is recommended that the cyclic stepped increasing load capacities could be taken as the 56 % of the maximum static load capacities for chair performance tests.

Keywords: Engineering design of furniture, finite element method, chair performance tests, strength design, joint design.

ÖNSÖZ

Yapılan çalışmanın planlanması ve yürütülmesinde, bilgi ve tecrübelerinden yararlandığım tez danışmanım Doç. Dr. Ali KASAL' a, değerli bilgilerini esirgemeyen Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Ağaçşleri Endüstri Mühendisliği Bölümü öğretim üyesi Prof. Dr. Hasan EFE' ye, Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi Rektör Yardımcısı Prof. Dr. Yusuf Ziya ERDİL' e, deney aparatlarının yapımı esnasında yardımlarını esirgemeyen Öğr. Gör. Mehmet YÜKSEL' e, deney örneklerinin yapımı ve test edilmesi hususunda yardımcı olan öğrencilerim Hüseyin YURDUNGÜZELİ ve Bekir ÖZEL' e, hayatım boyunca maddi ve manevi desteklerini esirgemeyen sevgili aileme teşekkür ederim.

Bu tez, **TÜBİTAK** tarafından “**Hızlı Destek Programı (1002)**” kapsamında desteklenmiş olup, ayrıca tezin bir bölümü için de **Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi Bilimsel Araştırma Projeleri (BAP) Koordinatörlüğü**’nden destek alınmıştır.

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ÇİZELGELER DİZİNİ	x
ŞEKİLLER DİZİNİ	xi
SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiv
1 GİRİŞ	1
1.1 Problem ve Özgün Değer	7
1.2 Hipotez.....	10
1.3 Amaçlar	11
1.4 Kapsam ve Yöntem	12
2 KAYNAK ARAŞTIRMASI	13
2.1 Zıvanalı Birleştirmeler.....	13
2.2 Mobilya Mühendislik Tasarımında Sonlu Elemanlar Analizi Yöntemi .	15
3 MALZEME VE YÖNTEM.....	21
3.1 Ağaç Malzeme ve Tutkal	21
3.2 Deney Sandalyelerinin Üretiminde Kullanılan Malzemenin Gerekli Fiziksel ve Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi.....	21
3.2.1 Yoğunluk ve rutubet.....	22
3.2.2 Liflere paralel çekme direnci.....	23
3.2.3 Liflere paralel basınç direnci.....	23
3.2.4 Liflere dik eğilme direnci ve eğilmede elastikiyet modülü.....	24
3.2.5 T-tipi ve L-tipi Deney Örneklerinin Hazırlanması.....	25
3.3 Deney Sandalyelerinin Hazırlanması	27
3.4 Deneylerin Yapılışı	30
3.4.1 T-tipi ve L-tipi Birleştirme Elemanlarının Statik Testleri.....	30
3.4.2 Deney Sandalyelerinin Statik ve Devirli Testleri.....	32
3.5 T-tipi ve L-tipi Deney Örneklerinin ve Deney Sandalyelerinin Bilgisayar Destekli Yapısal Analizi	35
3.6 Verilerin Değerlendirilmesi.....	62
4 BULGULAR VE TARTIŞMA.....	64
4.1 Deney Sandalyelerinin Üretiminde Kullanılan Ağaç Malzemenin Bazı Fiziksel ve Mekanik Özellikleri.....	64
4.2 Sandalyelerdeki Zıvanalı Birleştirmelerin Deformasyon Karakteristikleri	64

4.3	T-tipi ve L-tipi Birleştirmelerin Moment Kapasiteleri ve Elastikiyeti....	68
4.4	Sandalye Önden Arkaya Statik Yükleme Testi Sonuçları	75
4.5	Sonlu Elemanlar Analizi Yöntemi ile Yapılan Yapısal Analiz Sonuçları	78
4.5.1	T-tipi ve L-tipi Birleştirme Elemanlarının Gerçek Mekanik Davranış Özelliklerinin Sonlu Elemanlar Analizi ile Karşılaştırılması.....	79
4.5.2	Tekil T-tipi ve L-tipi Birleştirmeler ile Sandalye Mukavemeti İlişkileri.....	89
4.6	Deney Sandalyelerinin Önden Arkaya Yükleme Testlerinde Statik–Devirli Yükleme İlişkileri ve Performanslarının ALA Teknoloji Raporuna Göre Değerlendirilmesi.....	106
5	SONUÇ VE ÖNERİLER.....	113
6	KAYNAKLAR	118
	ÖZGEÇMİş.....	122

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan deneme deseni	28
Çizelge 3.2. Sandalye iskeletini oluşturan elemanların ölçüleri	28
Çizelge 3.3. Doğu kayını ve Pva _c tutkalı malzemelerinin programa girilen öz.	44
Çizelge 4.1. Deneylerde kullanılan ağaç malzemenin rutubet ve yoğ. değ.	64
Çizelge 4.2. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment ve elastikiyet ort.	69
Çizelge 4.3. T-tipi ve L-tipi birleştirme verilerine ilişkin çoklu varyans an.	69
Çizelge 4.4. Zıvana genişliğine göre moment ve elastikiyet değ. ort. karş. son.	70
Çizelge 4.5. Zıvana uzunluğuna göre moment ve elastikiyet değ. ort. karş. son.	72
Çizelge 4.6. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyetinde zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi karş. son.	73
Çizelge 4.7. Deney sandalyelerinin önden arkaya statik yük taşıma değ. ort.	75
Çizelge 4.8. Deney sandalyelerinin önden arkaya yük taşıma verilerine ilişkin çoklu varyans analizi sonuçları.....	75
Çizelge 4.9. Zıvana genişliği ve zıvana uzunluğuna göre önden arkaya yük taşıma değerleri ortalamalarının karşılaştırma sonuçları.....	76
Çizelge 4.10. Sandalyelerin önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesi için zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi karş. son.	77
Çizelge 4.11. Rijitlik katsayıları ve maksimum uzamalara ait karş. son.	89
Çizelge 4.12. Deney sonuçları ile hesaplanan moment kapasitesi değ. karş.	103
Çizelge 4.13. Regresyon varyans analizi sonuçları.....	103
Çizelge 4.14. T-tipi ve L-tipi tekil birleştirme elemanlarına göre ve sistemin bütününün taşıdığı toplam moment değerleri.....	104
Çizelge 4.15. Gerçek önden arkaya kuvvet taşıma değerleri ile tekil birleştirmelerden elde edilen kuvvet değerlerinin karşılaştırılması.....	105
Çizelge 4.16. Sandalyelerin statik yüklemelerde gösterdiği performanslar	107
Çizelge 4.17. Sandalyelerin devirli basamaklı artan yüklemelerde gösterdikleri performanslar	108
Çizelge 4.18. Sandalyelerin statik ve devirli basamaklı artan yükleme performansları arasındaki ilişki	109
Çizelge 4.19. Statik ve devirli basamaklı artan yüklemelerin birbirlerine oranı	110
Çizelge 4.20. Deney sandalyeleri performansları ortalamalarının (ALA) yönteminde önden arkaya yüklemeler için verilmiş olan kabul edilebilir tasarım yükleri ile karşılaştırması	111

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 3.1. Yoğunluk ve rutubet deney örneği.....	22
Şekil 3.2. Masif ağaç malzeme için çekme deneyi örneği (ölçüler mm’dir)	23
Şekil 3.3. Basınç direnci deneyi örneği (ölçüler mm’ dir).....	24
Şekil 3.4. Eğilme direnci deneyi düzeneği, örneği (ölçüler mm’ dir).....	24
Şekil 3.5. Sandalye birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi elemanlar	25
Şekil 3.6. Deney örneklerine açılan zıvana ölçüleri (ölçüler mm).....	26
Şekil 3.7.Hazırlanan ve deney ortamında bekletilen T-tipi deney örnekleri	26
Şekil 3.8. Hazırlanan ve deney ortamında bekletilen L-tipi deney örnekleri.....	27
Şekil 3.9.T-tipi (a, b) ve L-tipi (c) deney örnekleri (ölçüler mm).....	27
Şekil 3.10. Çalışmada kullanılan deney sandalyesinin ölçüleri ve görünüşü	29
Şekil 3.11. Çalışmada hazırlanan bir grup deney sandalyesi	30
Şekil 3.12. Tipik önden arkaya yükleme deformasyonu ve birleştirmelere gelen etkileri	30
Şekil 3.13. T-tipi birleştirme elemanları eğilme deney düz. ve yük uyg. biç.	31
Şekil 3.14. L-tipi birleştirme elemanları eğilme deney düz. ve yük uyg. biç.	31
Şekil 3.15. Önden arkaya yükleme şekli.....	32
Şekil 3.16. Statik önden arkaya yükleme testi düzeneği.....	33
Şekil 3.17. Devirli basamaklı yükleme ve yaşam eğrisi ile ilk kesişim noktası	34
Şekil 3.18. Devirli önden arkaya yükleme testi düzeneği.....	35
Şekil 3.19. Ansys programı çalışma sayfası	36
Şekil 3.20. Birim sisteminin ayarlanması	36
Şekil 3.21. Geometri seçeneğinin ANSYS çalışma sayfasına taşınması	37
Şekil 3.22. Modelin programa yüklenmesi	37
Şekil 3.23. Model için ölçü biriminin ayarlanması	38
Şekil 3.24. Modelin import edilerek Ansys ekranına taşınması.....	39
Şekil 3.25. Modelin Ansys ekranına taşınması	39
Şekil 3.26. Deney örneğinin eksenlere göre ayarlanması	40
Şekil 3.27. Modelin “Generate” edilmesi ve “Geometry” çalışma say. get.	41
Şekil 3.28. Analiz tipinin “Static Structural (ANSYS)” olarak seçilmesi	42
Şekil 3.29. “Static Structural (ANSYS)” aşamaları	42
Şekil 3.30. Malzeme aktarımı	43
Şekil 3.31. Malzemenin programa tanıtılma penceresi	43
Şekil 3.32. Malzeme özelliklerinin programa tanıtılması	44

Şekil 3.33. Model sayfasına geçiş	44
Şekil 3.34. Sandalye modeline Doğu kayını malzemesinin atanması.....	45
Şekil 3.35. Birleştirme noktalarının tanımlanması.....	46
Şekil 3.36. “Mesh” menüsü.....	47
Şekil 3.37. Mesh yönteminin belirlenmesi.....	48
Şekil 3.38. Mesh yönteminin "Hex Dominant" olarak ayarlanması	49
Şekil 3.39. Mesh yönteminin "Hex Dominant" olarak ayarlanması	50
Şekil 3.40. Mesh örgüsünün ölçülendirilmesi.....	51
Şekil 3.41. Mesh (ağ oluşturma) işleminin gerçekleştirilme.....	52
Şekil 3.42. Mesh işlemi tamamlanmış deney örnekleri	53
Şekil 3.43. Deney kuvvetlerinin tanımlanması	54
Şekil 3.44. Ortalama deney kuvvetlerinin uygulanması	55
Şekil 3.45. Mesnet noktalarının tanımlanması.....	56
Şekil 3.46. Çözüm aşamasına geçiş	57
Şekil 3.47. "Total Deformation" analizi seçim	58
Şekil 3.48. “Equivalent Elastic Strain” analizi seçimi	59
Şekil 3.49. “Equivalent Stress” analizi seçimi	60
Şekil 3.50. Çözüm aşamasına geçiş	61
Şekil 4.1. Sandalye statik deneylerinde gözlenen birinci deformasyon biçimi.....	65
Şekil 4.2. Zıvanaların rotasyon yapacak şekilde yuvalarından çıkması.....	65
Şekil 4.3. Sandalye statik deneylerinde gözlenen ikinci deformasyon biçimi.....	66
Şekil 4.4. Sandalye birleştirmelerindeki zıvanaların kesilerek kırılması.....	66
Şekil 4.5. Sandalye ön ayağın parçalanarak yarılmaması.....	67
Şekil 4.6. Sandalye statik deneylerinde gözlenen ikinci deformasyon biçimi.....	67
Şekil 4.7. Sandalye birleştirmelerindeki zıvanaların önce geri çıkıp daha sonra kesilerek kırılması.....	68
Şekil 4.8. Sandalye ön ayağın parçalanarak yarılmaması.....	68
Şekil 4.9. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – moment iliş.	71
Şekil 4.10. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – elastikiyet iliş.	71
Şekil 4.11. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğu – moment iliş.	73
Şekil 4.12. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğu – elastikiyet iliş.	73
Şekil 4.13. Birleştirmelerde her bir zıvana genişliği için zıvana uz. et.	77
Şekil 4.14. Birleştirmelerde her bir zıvana uzunluğu için zıvana gen. et.	78
Şekil 4.15. 30x30 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	80

Şekil 4.16. 30x40 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	81
Şekil 4.17. 30x50 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	82
Şekil 4.18. 40x30 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	83
Şekil 4.19. 40x40 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	84
Şekil 4.20. 40x50 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	85
Şekil 4.21. 50x30 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	86
Şekil 4.22. 50x40 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	87
Şekil 4.23. 50x50 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşı.	88
Şekil 4.24. 30 x 30 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	91
Şekil 4.25. 30 x 40 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	92
Şekil 4.26. 30 x 50 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	93
Şekil 4.27. 40 x 30 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	95
Şekil 4.28. 40 x 40 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	96
Şekil 4.29. 40 x 50 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	97
Şekil 4.30. 50 x 30 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	98
Şekil 4.31. 50 x 40 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	100
Şekil 4.32. 50 x 50 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b).....	101
Şekil 4.33. Sandalyelerin statik yüklemde gösterdikleri performans ort.	107
Şekil 4.34. Sandalyelerin devirli basamaklı artan yüklemde gös. per. ort.	108
Şekil 4.35. Sandalyelerin ALA' da arkadan öne yüklemeler için verilmiş olan kabul edilebilir tasarım yükleri ile karşılaştırmasına ilişkin grafik	111

SEMBOLLER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan
°C	: Santigrat Derece
CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
CAM	: Computer Aided Manufacture (Bilgisayar Destekli Üretim)
cm	: Santimetre
E	: Elastikiyet
F	: Kuvvet
gr	: Gram
m	: Metre
mm	: Milimetre
m_0	: Tam kuru ağırlık
m_r	: Hava kurusu ağırlık
N	: Newton
r	: Rutubet
rad	: Radyan
PVA _c	: Polivinil Asetat Klorür
TS	: Türk Standartları
V_0	: Tam kuru hacim
V_r	: Hava kurusu hacim

1 GİRİŞ

İnsanoğlu ilk çağlardan beri, oturma, yatma, yemek yeme vb. temel ihtiyaçlarını karşılamak için mobilyayı kullanmıştır. Mobilya yüzyıllardan beri çeşitli biçimlerde üretilmesine karşın, nadir olarak yapısal özellikleri dikkate alınarak tasarlanmıştır. Birçok mobilya tasarımı, uzun deneme yanılma yöntemleri ve kuramları sonucunda gerçekleştirilmiştir. Eskiden kalma bilgiler ve deneyimler çok köklü bir değişiklik, yeni bir tasarım olmadığı sürece nesilden nesile geçmiştir. Tasarlanan mobilyaların kullanılabilirlikleri geçmiş deneyimlere göre yargılanmıştır (Eckelman, 1966).

Diğer benzeri yapılar için de aynı yol izlenmiştir. Binalar, köprüler vb. yapılar hep deneme yanılma yöntemiyle gelişen geçmiş deneyimlerle ve inşaatçıların kararları temel alınarak yapılmıştır. Bir yapı inşa edildiğinde, ne kadar dayanıklı olduğu veya güvenli bir şekilde ne kadar yük taşıyabileceği konusunda hiç bir tahmin yürütülememiş, zamanla bazı yapıların sağlamlıklarının yeterli, bazılarınının ise yetersiz olduğu anlaşılmıştır. Binaların sağlamlığı her zaman şansa bırakılamayacağı için, bunları önceden belirleyebilecek, istenilen yük değerlerini güvenle taşıyabilecek şekilde tasarlanmalarını sağlayacak analiz yöntemleri geliştirilmesinin gerekliliği ortaya çıkmıştır. Günümüzde aşırı yük etkisindeki elemanlar ve birleştirmeler için tasarımlar mevcuttur (Eckelman, 1966).

Mobilya üretiminde genel olarak, kutu, çerçeve ve kombine olmak üzere üç temel konstrüksiyon tipi kullanılmaktadır. Üretiminde tablaların kullanıldığı mobilyalar kutu (panel) tipi, masif çerçevelerin yer aldığı mobilyalar çerçeve (iskelet) tipi, her iki eleman tipinin de kullanıldığı mobilyalar ise kombine konstrüksiyonlu mobilyalar olarak karakterize edilmektedir (Efe, 1994).

Bir mobilya yaratılırken dikkate alınması gereken üç tasarım alanı vardır. Bunlardan birincisi olan işlevsel tasarım, mobilyanın ne işe yarayacağını, mobilyadan beklenen temel yararların ne olduğunun belirlenmesidir. Estetik tasarım ise, ilgili kültürün ya

da modanın etkisinde, ayrıca kullanıcı talepleri de dikkate alınarak mobilyada biçim, doku, renk, çizgi vb. özelliklerin tasarlanmasını konu alan sanatsal bir çalışmadır. Son tasarım alanı olan mühendislik tasarımı da, mobilyada ergonomik ölçütlerin, malzemelerin, yapım tekniklerinin ve üretim teknolojilerinin en uygun biçimde belirlenmesi işlemleridir (Efe, 1994).

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 (Kasal, 2004).

Mobilya mühendisliği kavramı halen metodolojik olarak uygulanmaması ve anlaşılmamasına 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 (Eckelman, 1991).

Mobilyada mühendislik tasarımı hakkında birçok yazılar yazılmasına rağmen halen bu tanımın tam olarak neyi ifade ettiği konusunda büyük bir karışıklık söz konusudur. Aslında, bir mobilyanın mühendislik tasarımı, herhangi bir endüstriyel ürünün mühendislik tasarım süreçleri yerine getirilirken uygulanan kurallarla benzerlik gösterir (Eckelman, 1991).

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) kalmayıncaya 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 (Eckelman, 1991).

Bu ilkelerin uygulanması, deneme-yanılma yoluyla mobilya tasarımı yapılmasının aksine, mobilyanın kullanım koşulları altında etkisinde kalabileceği tüm yüklemelerle deneysel olarak önceden karşılaştırılıp, elemanların, birleştirmelerin ve sistemin bütünüünün mekanik davranışlarının incelenmesi açısından metotsal bir yaklaşım sağlamaktadır (Eckelman, 1991).

Birinci adım, mantıksal olarak, kullanım sırasında mobilyanın hangi tipte ve şiddette yüklerin etkisinde kalacağının belirlenmesidir. Alternatifli olarak tasarlanacak yapının taşıması beklenen muhtemel yükler belirlenebilir. Bu durum karayolu köprülerinin yapısal tasarımı ile örneklenebilir. Tasarlanacak bir köprünün taşıyabileceği ve kullanım sırasında maruz kalabileceği en büyük yükler önceden tahmin edilebilmektedir. Örneğin, ikinci derece bir karayolunda kullanılacak bir

köprü, 20 tonluk özel yükleri taşıyabilecek şekilde tasarlanmaktadır. Bu değer bilinmediği takdirde, köprü belki hiç maruz kalmayacağı kadar büyük yük değerlerine dayanacak sağlamlıkta tasarlanacak ve bu durum ekonomik olarak mantıklı olmayacaktır. Kalabalık trafik genellikle büyük karayollarına ya da bu tür yollara yönlendirildiği için ikinci derece yollardaki köprüler daha az yüke maruz kalırlar ya da buna göre tasarlanırlar. Benzer olarak, ev içi kullanım mobilyalarının, öğrenci yurtlarında veya restoranlarda kullanılacak mobilyalardan daha az yüke maruz kalacağını hesaba alınması ve yapısal tasarımının buna göre gerçekleştirilmesi beklenir. Alternatif bir prosedür olarak mobilyaların yük taşıma kapasiteleri, kurumsal ve özel kullanımlar için olmak üzere sınıflandırılabilir. Her iki koşulda da tasarımcının, yaratacağı mobilyanın kullanım koşulları hakkında tam anlamıyla bir bilgiye sahip olması gerekir. Örneğin bir sandalyeye ne kadar yük uygulanacak, sandalyede ne tür eylemler yapılacak (geri yaslanma, sağa sola dönme, kolçaklara yaslanma vb.), bu yükler ve eylemler ne sıklıkla yapılacak? Mutfak dolabına koyulacak tabakların ağırlığı ne kadar? Bir kitap rafına koyulacak kitapların toplam ağırlığı ne kadardır? Bir masaya ne kadar ağırlıkta yükleme yapılır ya da masa ne kadar büyüklükte bir kuvvetle kenara çekilebilir? Bir çekmeceye ne kadar kâğıt koyabilirsiniz ya da bu durumda bağlantı elemanları ne kadar yük taşır? Yatak sadece üzerinde yatanların ağırlığını mı taşımalı yoksa ailedeki gençlerin ara sıra trampelen olarak kullanmalarına hizmet edeceği de hesaba alınmalı mı? Bunlar bir mobilyanın mühendislik tasarımında göz önünde bulundurulması gereken tipik kullanım faktörleridir (Eckelman, 1991).

İkinci adım kararlaştırılmış, muhtemel yüklerin güvenli bir şekilde taşınabilmesi için kavramsal uygulama yapısının modellenmesi ya da yaratılmasıdır. Bu yapı geliştirilirken önemli bazı kararların verilmesi gerekir. Bir mobilya sisteminin veya birleştirmelerinin mühendislik kurallarına uygun olarak tasarlanabilmesi ve analiz edilebilmesi için ilk önemli nokta olarak, tasarlanan yapının üretiminde kullanılacak malzemenin gerekli fiziksel (yoğunluk, rutubet vb.) ve mekanik (çekme, basınç, kesme, eğilme vb.) direnç özelliklerinin belirlenmesidir (Eckelman, 1991).

Fiziksel özellikler malzemelerin kendi içyapıları ile ilgili özelliklerdir. Ağaç malzemelerin fiziksel özellikleri; odun-su ilişkileri, ağırlık-hacim ilişkileri, termik, elektriksel ve akustik özelliklerini kapsar. Malzemelerin yoğunlukları ve rutubet

oranları gibi fiziksel özellikleri, mobilya mukavemet tasarımında oldukça önemlidir. Mekanik özellikler ise ağaç malzemenin dışarıdan yapılan yüklemeler ile biçimini değiştirmeye zorlayan kuvvetlere karşı koyma gücüdür. Malzemenin dış kuvvetlerin bu etkilerine karşı koyması, tesir eden kuvvetin veya yapılan yüklemenin büyüklüğüne, yönüne, nevine ve zaman ölçüsüne bağlıdır. Diğer taraftan, malzemenin yüklenen yüzeyinin şekli, büyüklüğü, numune veya malzemenin gerilme şekli de karşı koymayı etkilemektedir. Anizotrop olan ve özellikleri çeşitli doğrultularda farklı bulunan ağaç malzemede kuvvetlerin etkisi büyük ölçüde, ağaç türüne, özgül ağırlığa, anatomik yapıya, coğrafi konumuna, yetiştirme muhiti şartlarına, rutubet miktarına, ısı derecesine, kimyasal bileşimine, çürük ve sağlam oluşuna, kusurlarının bulunup bulunmamasına, kuvvetin tesir yönü ile lif doğrultusu arasındaki açıya bağlı bulunmaktadır (Örs ve Keskin, 2001).

Aynı zamanda, üretimde kullanılacak malzemenin bağlantı elemanlarıyla tutma mukavemetleri de yeterince güçlü birleştirmelerin üretilebilmesi açısından değerlendirilmesi gereken faktörlerdir. Kavramsal olarak oluşturulan yapıya, kullanım sırasında maruz kalabileceği muhtemel deney yüklerinin uygulanmasından sonra, bu yüklerin dağılımını ve büyüklüğünü belirlemek için matematiksel analizler gerçekleştirilir. Bir mobilyanın analizi ile ilgili problemler genel olarak, geleneksel yapıların analiz hesaplamalarından bile daha karmaşık olabilmektedir. Mobilya çerçeve sistemi, genellikle kavisli veya düzensiz enine kesitlere sahip elemanlardan oluşabilmektedir. Birleştirme (düğüm) noktaları rijit olmaktan çok esnektir (elastik) ve doğrusal olmayan yük hareketleri tarafından sıklıkla bozunmaya uğratılmaktadır (Eckelman, 1991).

Bir mobilyada meydana gelebilecek deformasyonların, çok istisnai diğer nedenler ve koşullar dışında, sistemin elemanlarından ziyade birleştirmelerinde meydana geleceğini söylemek yanıltıcı olmaz. Bu konularda bugüne kadar yapılan çalışmalar incelendiğinde, sistemin elemanlarının mekanik direnç özellikleri ile ilgili yapılan çalışmaların, sistemin düğüm noktalarının (birleştirmelerin) mukavemeti ile ilgili yapılan çalışmalardan daha fazla olduğu görülmektedir. Ancak, şunu da belirtmek gerekir ki, birleştirmelerin mukavemeti ile ilgili yapılan çalışmaların sayısı da giderek artmakta ve özellikle sayısal bir veri tabanı oluşturma açısından bu durum önem arz etmektedir.

Mobilya mühendisliğinde son adım birleştirme noktalarının tasarlanmasıdır. Bu aşamada, her bir birleştirmenin, kullanımı sırasında maruz kalabileceği yükün şiddeti ve tipinin doğru bir şekilde belirlenmelidir. Buna göre analizler yapılarak gerekli optimizasyonlar gerçekleştirilir. Geçmiş tecrübelerle göre, genel anlamda yapısal bir sistemin en kritik noktaları her zaman birleştirmeler olarak bildirilmektedir. Buna göre, mobilya birleştirmeleri her zaman bir mobilyanın en zayıf yerleridir (Eckelman, 1991).

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. 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.

Mobilya mühendisliği konusu, günümüzde halen çocukluk dönemini yaşamaktadır ve mobilya tasarımcıları yapısal tasarımı gerçekleştirirken mühendislik işlemlerini metodolojik olarak uygulamamakta, kendi kararlarına ve tecrübelerine güvenmektedirler. Ayrıca, bu konuda geniş kapsamlı bir sayısal veri tabanı hala oluşturulamamıştır ve çözümlenmeyi bekleyen birçok problemler mevcuttur. Bir başka önemli faktör de, mobilya olgusunun mühendislik yönünün olması ile birlikte, sanatsal bir boyutunun da olduğu unutulmamalıdır. Mobilya sanat ve bilimin arakesitinde bir endüstriyel ürün olarak nitelendirilmektedir. Bununla birlikte, özellikle çerçeve (iskelet) konstrüksiyonlu mobilyaların yapısal analizi ile ilgili büyük ilerlemeler kaydedilmiştir. Çözülmeyi bekleyen en büyük problem kullanım yüklerinin belirlenmesi ve birleştirme konstrüksiyonları için kabul edilebilir tasarım yükü değerlerinin tespit edilmesidir. Bu problemleri çözmek amacıyla geniş kapsamlı çalışmalar yapılmaktadır ve buna bağlı olarak sürekli yeni çözümler ortaya çıkmaktadır.

1.1 Problem ve Özgün Değer

Günümüz itibarıyla Türkiye’ de mobilya üretiminde iç pazar isteği neredeyse tamamıyla karşılanabilmektedir. Ayrıca, coğrafi konumu ve dinamizmi nedeniyle Türkiye, öncelikle Avrupa ülkeleri olmak üzere ilişkili olduğu tüm ülkelere ürünlerini pazarlayabilecek durumdadır. Ancak, istenen bu durumun gerçekleşebilmesi için, üretilen ürünlerde sürekli bir kalite düzeyinin yerleştirilmesi gerekmektedir. Amaçlanan kalite düzeyinin yerleştirilebilmesi ise bilimsel ve teknik yaklaşımlar gerektirir. Kalitenin temel göstergelerinden bir tanesi de uluslararası kabul görmüş standartlara uyum olarak ifade edilebilir. Dayanımı ve kalitesi yüksek mobilya üretimi için, mobilya mühendislik tasarımı ilkeleri uygulanmalı, rasyonel performans testleri geliştirilmeli ve gerçekleştirilmelidir.

Günümüz mobilya sektöründe, mobilya tasarımının doğal ve vazgeçilmez bir tasarımı olan mühendislik tasarımı ülkemizde ve dünyada henüz sistematik olarak uygulanmamaktadır. Mobilya mühendislik tasarımına verilmesi gereken değer konusundaki eksiklik aşikârdır. Bunun sonucu olarak da, birçok mobilya tasarımı yeterli sağlamlıkta olmadığından kullanım sırasında görevlerini iyi bir şekilde yerine getirememekte ve kısa sürede kullanılmaz hale gelmektedir. Bazı tasarımlar ise kullanımı sırasında etkisinde kalabileceği muhtemel yüklerin çok daha fazlasını taşıyacak sağlamlıkta üretilmekte ve bu durumda hem ekonomik hem de estetik sorunların ortaya çıkmasına yol açmaktadır. Özellikle çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalardan en yaygın olarak kullanılan sandalyelerde bahsedilen sorunlar fazlasıyla yaşanmaktadır. Tasarlanan ve üretilen sandalyelerde, sağlamlık, dayanıklılık, ekonomik olmama gibi teknik sorunlar, bunun yanında da kaba görüntüye neden olan gereğinden büyük kesitler ve gereksiz destekleyici/güçlendirici elemanların çirkin görüntüsü gibi estetik sorunlar yaşanmaktadır. Sandalyelerin bütününe mukavemetini birleştirmelerin mukavemeti temsil ettiğinden ve bu düğüm noktalarının kullanım sırasında maruz kalabileceği yükler taşıyacak kadar yeterli sağlamlıkta olması gerektiğinden bu tür çalışmaların yapılması ve bu alandaki sayısal veri tabanının genişletilmesi gerekmektedir. Buna ulaşmanın yolu da bilimsel ve teknik yaklaşımlarla mümkündür.

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.

Çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalar; kullanım sırasında etkisinde kaldıkları zorlayıcı kuvvetlere karşı mukavemet gösterebilmelidir. Çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalarda birleştirmelerin sağlamlığı, çerçeve sisteminin bütününe sağlamlığını temsil etmektedir. Bu nedenle, çerçeve sistemini oluşturan elemanların ve özellikle de sistemin en kritik yerleri olan birleştirmelerin (düğüm noktalarının) yeterli mukavemete sahip olmaları gerekir. Güvenilir bir sistem oluşturabilmek için, birleştirmelerin sağlamlıkları ve mekanik davranış özellikleri ile ilgili veri tabanı oluşturulmalı ve birleştirmelerin mukavemetini arttıracak tedbirler alınmalıdır.

Mobilya mühendislik tasarımı için veri tabanı oluşturulması ve birleştirmelerin mukavemetini etkileyen faktörlerin tespit edilmesi konusunda bilimsel çalışmalar yapılması, mobilya tasarımcılarının ve üreticilerinin işini kolaylaştıracak ve bu sayede bilimselliğin ışığında ve daha bilinçli mobilyalar tasarlanarak, tasarımın amacına ve fonksiyonuna uygun mobilyalar üretilmesi mümkün olabilecek ve insanların yaşam kalitesi arttırılabilecektir. Aynı zamanda gereksiz sağlamlıkta mobilyalar üretilmemiş olup, yeterli sağlamlıkta mobilyalar üretilmiş olacak ve bu durum ülke ekonomisine de önemli katkılar sağlayacaktır.

Genellikle çerçeve mobilya sistemlerinin bütünsel yapısı ve geometrisi düzlemsel (iki boyutlu) olarak analiz edilemez özelliklerde olabilmektedir. Bu tür çerçeve sistemlerde, tam ve doğru bir analiz yapabilmek için, yapısal analizlerde sistemin üç boyutlu olarak ele alınması gerekmektedir. İki boyutlu analizlerde; mobilya mühendislik tasarımı uygulamalarında bazı sınırlandırmalar, birçok varsayımsal kabuller ve basitleştirme metotları kullanmak gerekmekte ve bu durum yapısal analiz sonuçlarının gerçeğe yakınlığını tehdit etmektedir. Üç boyutlu yapısal analizlerin teorik olarak yapılmasında da birçok zorluklarla karşılaşmaktadır. Basit bir mobilya çerçeve sisteminin teorik olarak üç boyutlu yapısal analizinde bile, eş zamanlı olarak

otuz – kırk denklemlilik çözümgererekebilmehtedir. Daha karmaşık yapıdaki çerçevelerin yapısal çözümünde ise iki yüz ya da daha fazla çözüm denklemini gerektiren durumlarla karşılaşılabilir. Sonuçta, bu gibi sistemlerin çözümünün manüel olarak gerçekleştirilmesi neredeyse imkânsız ve aynı zamanda ekonomik olarak da uygun değildir (Eckelman, 1991).

Çeşitli yüklere maruz kalan katı cisimlerde oluşan gerilmeler ile oluşan deformasyonlar ve yer değıştirmeler, kesit geometrilerinde meydana gelen değışmeler, mevcut yükler altındaki elemanların ve birleştirmelerin güvenle görev yapıp yapmayacağı, meydana gelen yer değıştirme ve deformasyonların kabul edilebilirliği yüzyıllar boyunca mühendisler ve fizikçiler tarafından analitik yöntemlerle çözülmeye çalışılmıştır. Kullanım yükleri altında, tasarlanan mobilya sistemindeki gerilme dağılımının istenilen sınır değerleri altında kalması sağlandıktan sonra, mevcut yükleri taşıyacak optimum eleman ölçülerinin ve birleştirmelerin tasarımının sağlanması mühendislik tasarımı açısından önemlidir (Kasal, 2004).

Teknolojinin hızlı geliştiğı 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 yapılabilir. Sistemin tüm elemanları bilgisayar ortamında parametrik olarak modellenen ve gerekli değışiklikler katı modellemenin sağladığı avantajlar sayesinde kolayca yapılarak optimizasyonlar sağlanabilir. Ayrıca, mobilya sisteminin tüm mukavemet hesapları da bilgisayar destekli analiz programları tarafından yapılabilir (Efe vd., 2003).

Bilgisayar destekli tasarım (CAD) ve üretim (CAM), mobilya üretim ve tasarımında kullanılmakta ve ürün kalitesine büyük katkılar sağlamaktadır. Ayrıca, bilgisayar destekli yapı analizlerinin mobilyaya uyarlanması ile ilgili örnekler de mevcuttur

(Havirova vd., 2001a; Havirova vd., 2001b; Gustafsson, 1996). Bu uygulamalarda amaç, mobilyanın üretime geçmeden önce sanal ortamda yapı analizi teknikleriyle mukavemet bakımından optimum düzeye getirilmesidir.

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.

Çalışmanın en önemli özelliklerinden bir tanesi de 1/1 ölçekli sandalyelerin performans testlerinde, Türkiye’de hiç uygulanmayan, bazı Avrupa ülkelerinde ve ABD’de uygulanan “devirli basamaklı artan yükleme metodu” nun kullanılmış olmasıdır. Türkiye’de vurma (çarpma) testleri ve statik yükleme testleri yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu çalışmada, gerçek kullanım koşullarını çok daha iyi temsil eden devirli basamaklı yükleme ile statik yüklemeler arasındaki ilişkiler de irdelenmiştir. Bu nedenle de, çalışma özellikle ulusal anlamda bir öncelik oluşturmaktadır.

Ayrıca, bu çalışmada, birleştirmelerin tekil mukavemeti ile sandalyenin bütününe mukavemeti arasındaki ilişkilerin incelenmiş olması da ulusal ve uluslararası literatür incelemelerine göre özgün bir yaklaşımdır. Literatürde, bu anlamda ilişkilerin incelendiği, parça bütün ilişkilerinin irdelendiği çalışmalara rastlanmamıştır.

1.2 Hipotez

Bu çalışmanın hipotezi; sanat ve bilimin arakesitinde; sağlam, kaliteli ve ekonomik çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalar üretebilmek amacıyla, performans testlerini de

kapsayan ürün mühendisliği yöntemlerinin, mobilya mukavemet tasarımında uygulanabilirliğini ispatlamaktır.

1.3 Amaçlar

Bu çalışmanın temel amacı, sandalye tasarımında ürün mühendisliği metodolojisi ve performans deneylerinin kullanılabilirliğini araştırmak; 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 sandalyelerin önden arkaya doğru devirli ve statik yük taşıma performansları hakkında sayısal veriler elde etmektir. Çalışmanın yukarıda belirtilen temel amacı yanında;

- Sandalye mukavemeti üzerinde zıvana genişliğinin etkisinin belirlenmesi,
- Sandalye mukavemeti üzerinde zıvana uzunluğunun etkisinin belirlenmesi,
- Sandalye mukavemeti üzerinde yükleme tipinin etkisinin ve statik yük ile devirli yük arasındaki ilişkilerin incelenmesi,
- Sonlu elemanlar analizi (Finite Element Analysis) kullanılarak, örneklerin bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizlerinin yapılması, deneylerden elde edilen veriler ile analiz verilerinin karşılaştırılması,
- Birleştirme testleri ile sandalye mukavemetinin ilişkilendirilmesi amaçlanmıştır.

Çalışmanın sonucunda, sandalyelerde zıvanalı birleştirmeler için optimum ölçüler belirlenmiş, sonlu elemanlar analizi metoduyla yapılan üç boyutlu yapı analizlerinin, mobilyanın genel mukavemeti açısından kabul edilebilir tahmini değerler verip vermediği belirlenmiştir. Ayrıca mobilya performans testlerinde uygulanan devirli yükleme ile statik yükleme arasındaki ilişkiler irdelenmiştir.

1.4 Kapsam ve Yöntem

Çalışma kapsamında, 9 farklı zıvana ölçüsü, 2 yükleme tipi ve her örnekten 5 adet olmak üzere toplam 90 tane 1/1 ölçekli deney sandalyesi hazırlanmıştır. Çalışmada özellikle zıvana ölçülerinin (zıvana uzunluğu, zıvana genişliği) sandalyenin mukavemeti üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu amaçla, 3 zıvana genişliği ve 3 zıvana boyu olmak üzere 9 farklı zıvana ölçüleri kullanılarak birleştirilmiş deney sandalyeleri üretilmiştir. Ayrıca, her bir sandalye birleştirmesini tekil olarak temsil edecek T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları hazırlanmış ve test edilmiştir.

Deney sandalyeleri Türkiye Mobilya Endüstrisi'nde yaygın olarak kullanılan Doğu kayını (*Fagus orientalis* L.) odunundan üretilmektedir. Hazırlanan deney sandalyeleri, “devirli basamaklı artan yük metodu”(cyclic stepped increasing load) ve “statik yükleme” ile önden arkaya zorlama testine tabi tutulmuş olup, devirli yükler ile statik yükler arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Çalışmada ayrıca, deney sandalyelerinin bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizleri ANSYS Workbench sonlu elemanlar metodu yazılımı (Finite Element Analysis) ile yapıp, gerçek test sonuçları ile analiz sonuçları karşılaştırılmıştır.

2 KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1 Zıvanalı Birleştirmeler

Zıvanalı birleştirmeler, uzun yıllardır çok çeşitli mobilyaların yapımında kullanılmaktadır. Çerçeve köşe birleştirmelerinde, T-tipi birleştirmelerde ve ayak–kayıt birleştirmelerde kullanılan; açık zıvanalı, yarım açık zıvanalı, hampaylı zıvanalı vb. gibi çeşitli zıvanalı birleştirme teknikleri vardır. Zıvanalı birleştirmelerde önceleri tutkal kullanılmadığı, zıvanaların sıkı bir şekilde zıvana yuvasına oturtulduktan sonra, zıvananın yük yüzeyine dik olacak şekilde yerleştirilen kavelalar sayesinde kilitlendiği, bu şekilde sağlam ve güçlü birleştirmelerin elde edildiği anlaşılmıştır (Hill ve Eckelman, 1973). Günümüzde zıvanalı birleştirmelerde tutkal kullanılmak suretiyle, daha küçük boyutlardaki zıvanalarla güçlü birleştirmeler elde edilmektedir.

Milham (1949) zıvana ile zıvana deliği arasındaki toleransın en az olduğu durumda, birleştirmenin mukavemet düzeyinin en yüksek olacağını kanıtlamıştır. Ayrıca, zıvana genişliğinin kayıt genişliğinden az olmasının, yani kayıt elemanının ayak elemanına bir dayanma yüzeyinin olmasının mukavemeti artırıcı etkisi olduğunu bildirmiştir (Milham, 1949).

Dupont (1963) zıvanalı birleştirmelerde optimum mukavemeti sağlamak için, hem zıvanaya hem de zıvana deliğine ait tüm yüzey alanlarının tutkallanması gerektiğini vurgulamıştır. Ayrıca, zıvanalı birleştirme yapılacak ağaç malzeme rutubetinin %7–9 olmasının, birleştirmenin mukavemeti açısından en uygun rutubet derecesi olduğunu belirtmiştir (Dupont, 1963).

Willard (1964, 1966, 1967), zıvanalı birleştirmelerde, yüzeyden presleme yönteminin, geleneksel kenardan presleme yönteminden daha güçlü bir bağlantı sağladığını bildirmiştir (Willard, 1966a; Willard, 1966b; Willard, 1967).

Sparkes (1968), zıvana uçlarının köşeli ya da dairesel olmasının eğilme mukavemeti üzerindeki etkilerini incelemiştir. Sonuçta, her iki durumun da mukavemet

üzerindeki etkilerinin eşit olduğunu, ancak köşeli uçlu zıvananın dairesel uçlu zıvana deliğine girmesi durumunda diğer iki duruma oranla mukavemetin % 15 azaldığını belirtmiştir. Ayrıca, zıvana genişliği ve uzunluğunun arttırılmasıyla, eğilme mukavemetinin de arttırılabileceğini bildirmiştir (Sparkes, 1968).

Hill ve Eckelman (1973), dört ağaç türünden, dört çeşit tutkal ile yapıştırılmış değişik ölçülerdeki zıvanalı T-tipi birleştirmelerin eğilme mukavemetini ve eğilmede esnekliğini incelemişlerdir. Sonuç olarak, zıvana genişliği ve uzunluğu arttıkça birleştirmelerin rijitliğinin arttığını, zıvanalı birleştirmelerin mukavemetinin;

$$F = 0.7 \times S_x \times A \times B \times C \times D \quad (2.1)$$

tahmin edilebileceğini bildirmişlerdir (Hill ve Eckelman, 1973).

Burada, F: maksimum eğilme momenti (pound-inches), S_x: kullanılan ağaç malzemenin makaslama direnci (psi), A: 0.24 x kayıt genişliği + 0.57 x zıvana genişliği (inches), B: zıvana uzunluk çarpanı, C: tutkal faktörü, D: zıvana yerleştirme çarpanı, 0.24, 0.57: regresyon analizleri sonucunda elde edilen düzeltme katsayılarıdır.

Altınok (1995), kayın ve çam odunundan hazırladığı sandalyelerin, alt ara kayıt yeri için optimizasyon yaparak, kritik oturma pozisyonunda denemiş ve gerekli davranış ölçümlerini yapmıştır. Sonuç olarak, çerçeve düğüm noktalarının (zıvanaların) yüksekliği ve tutkallı bağlantı sağlamlığının birinci derece, çerçeve elemanlarının ve çerçeve uzantısı ayak alt ve üst kısımlarının kesit boyutlarının ikinci derece önemli olduğunu belirlemiştir (Altınok, 1995).

Uysal (1998) PVAc tutkalı ile tutkallanmış zıvanalı boy birleştirmelerde zıvana boyutlarının ve ağaç türlerinin eğilme direncine etkilerini araştırmıştır. Sonuç olarak; Doğu kayını en başarılı çıkmış, zıvana uzunluğunun artışı eğilme direncini azaltmıştır (Uysal, 1998).

Altınok ve diğerleri (2000) daire testerede açılmış zıvanalı T-tipi birleştirmelerde, en yüksek çekme direncinin PVAc tutkalı ile yüzeyden sıkılarak yapıştırılmış Doğu kayını odununda elde edildiğini belirlemişlerdir (Altınok vd., 2000a).

Altınok ve diğerleri (2000) şerit testerede açılmış zıvanalı T-tipi birleştirmelerde; en başarılı çekme direncinin PVAc tutkalı ile yüzeyden presleme yapılan Doğu kayını örneklerle elde edildiğini bildirmişlerdir (Altınok vd., 2000b).

2.2 Mobilya Mühendislik Tasarımında Sonlu Elemanlar Analizi Yöntemi

Son yıllarda yapılan çalışmalar incelendiğinde, mobilya sistemlerinin yapısal analizinde, bilgisayar programlarının, özellikle de sonlu elemanlar metodunun kullanıldığı görülmektedir.

Sonlu elemanlar yöntemi, farklı mühendislik dallarınca, özel analizler gerektiren mühendislik problemlerinin çözümünde kullanılan nümerik bir yöntemdir. Sonlu elemanlar yönteminin ilk kullanımı 1900’lü yıllara dayanır. Sonlu elemanlar yöntemini temel alan ANSYS programı, 1971 yılından günümüze kendisine giderek daha büyük bir uygulama alanı bulacak şekilde geliştirilmiştir (Anıl ve Belgin, 2007).

Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemlerin daha basit alt problemlere ayrılarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu bir çözüm şeklidir. Metodun üç temel niteliği vardır: Önce, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik biçimli basit alt bölgelere ayrılır. Sonra her elemandaki, sürekli fonksiyonlar, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktalardaki (düğüm noktaları) değerleri elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır (Topçu ve Taşgetiren, 1998).

Cai ve diğerleri (1995) kutu konstrüksiyonlu “molinject” tipi köşe birleştirmelerin, kavelalı birleştirmelerle kıyaslamalı olarak mukavemetini ve rijitliğini analiz etmişlerdir. Ayrıca “molinject” tipi köşe birleştirmelerin defleksiyonu sonlu

elemanlar metodu kullanılarak mantıklı bir şekilde tahmin edilebilmiştir (Cai vd., 1995).

Gustafsson (1995) mobilya elemanlarının yapısal tasarımının, hemen hemen hiçbir zaman matematiksel teorilerin konusu olmadığını, bunun yerine eleman ölçülerinin belirlenmesinde geçmiş tecrübelerin ve estetik faktörlerin etkili olduğunu belirtip, bilgisayar kullanımının yaygınlaşması ve teknolojinin gelişmesiyle, modern sonlu elemanlar programlarının tasarım sürecinin bir çok basamağında kullanımının mümkün olduğunu vurgulamıştır. Bu maksatla, bir sandalyenin yapısal analizini sonlu elemanlar metodu kullanarak yapmış, sonuçta kullanılan eleman ölçülerinin biraz daha düşürülmesi durumunda dahi sandalyenin aynı mukavemeti gösterebileceğini belirlemiştir (Gustafsson, 1995).

Gustafsson (1996) benzer bir çalışmada huş ağacından basit bir sandalye hazırlamış, bu sandalyenin kullanım esnasında maruz kalabileceği çeşitli yüklere karşı mukavemetini test etmiş, daha sonra aynı sandalyeyi modelleyerek sonlu elemanlar metodu ile aynı yükler karşısında çeşitli noktalarındaki gerilmeleri tahmin etmiştir. Test sonuçları ile analiz verilerinin mantıklı bir şekilde birbirini karşıladığını bildirmiştir (Gustafsson, 1996).

Gustafsson (1997) iskelet mobilyaların, yapısal olarak çözümü zor ve zaman alıcı olan çerçevelerden meydana geldiğini ve bunların analizinin problemlili bir iş olduğunu belirtmiş, bu sorunun sonlu elemanlar metodu yazılımları ile çözülebileceğini bildirmiştir. Çalışmasında, sonlu elemanlar metoduyla bir sandalyenin nasıl analiz edileceğini ve tasarlanacağını göstermiş, dışbudaktan hazırladığı gerçek sandalyenin gerilme diyagramları ile test sonuçlarını vermiştir (Gustafsson, 1997).

Smardzewski (1998) mobilya tasarımının prensiplerini rasyonel hale getirmek ve malzeme kullanımını en aza indirirken elemanların ve birleştirme noktalarının mukavemetini en üst düzeye çıkaran konstrüksiyonlara ulaşmak için mobilya yan çerçevelerinin mukavemet analizini yapabilen bir yazılım geliştirme, işletme ve etkinliğini ölçme amacıyla bir araştırma projesi yürütmüştür. Örnek olarak bir sandalye yan çerçevesini analiz etmiş, geliştirilen bu programın doğru ve hızlı bir

şekilde ahşap mobilya konstrüksiyonlarının rijitliğini ve mukavemetini analiz edebildiğini kanıtlamıştır (Smardzewski, 1998).

Smardzewski (2002) diğer bir çalışmasında ise iskelet mobilyaların konstrüksiyonunda yaygın olarak kullanılan zıvanalı birleştirmelerin eğilme direncini incelemek amacıyla matematiksel bir metot geliştirmiş ve tutkallı zıvanalı birleştirmelerin mukavemetini etkileyen faktörleri belirlemeye çalışmıştır. Analizler Poznan Agricultural Üniversitesi’nde geliştirilmiş olan “Mobilya Tasarım Yönetimi” adlı bilgisayar programında yapılmıştır. Elde edilen sonuçlara göre; zıvanalı tutkallı birleştirmelerin eğilme direnci üzerinde kullanılan tutkalın kayma direnci ve birleştirmelerin yapıldığı ağaç türünün basınç direnci etkilidir. Ayrıca zıvanalı birleştirmenin sıkı bir şekilde yerleştirilmesiyle, tutkal hattındaki gerilmelerin azaldığı ve dolayısıyla mukavemetin arttığı bildirilmiştir (Smardzewski, 2002).

Daudeville ve diğerleri (1999) civatalı ahşap birleştirmelerin statik yük taşıma kapasitelerini deneysel ve teorik olarak analiz etmişler, civata çapı, eleman kesit ölçüleri gibi farklı yapısal parametrelerin mukavemet üzerindeki etkilerini araştırmışlardır. Bilgisayar destekli teorik analizlerde bir sonlu elemanlar metodu olan “doğrusal elastik kırılma mekaniği”nden faydalanmışlardır. Deneysel ve teorik sonuçlar karşılaştırıldığında, sonlu elemanlar metodunun, civatalı birleştirmelerin yük taşıma performansını tahmin etmede uygun bir metot olduğu bildirilmiştir (Daudeville vd., 1999).

Jensen ve diğerleri (2001) kavelalı birleştirmelerin eksenel çekme mukavemetlerini, doğrusal elastik kırılma mekaniği (ideal plastiklik) ve doğrusal elastik gerilme analizi olmak üzere iki ayrı bilgisayar destekli teorik çözüm kullanarak incelemişlerdir. Teorik ve deneysel sonuçları kıyaslamışlar, sonuçta tutkal hattındaki kayma direnci ve kırılma enerjisinin birleştirmelerin mukavemet özelliklerinin göstergesi olduğunu belirtmişlerdir (Jensen vd., 2001).

Crisan (2001), “Kutu Mobilyaların Direnç Özelliklerinin Araştırılması” adlı çalışmada sonlu elemanlar metodu ile farklı birleştirmelerde suntalamdan üretilmiş kutu mobilyaların statik yükler altında analizini yapmıştır. Bağlantılarda sabitleme

elemanlarının konum sayısının etkisini kutu mobilyaların sağlamlığı ve direnci üzerinde yatay ve dikey parçaların etkisini ve kutu-arka panel arasındaki bağlantı tiplerini araştırmıştır. Kutu mobilyaların direnç ve rijitliklerinin elemanlarının kendi burulma (torsional) dirençlerinden etkilendiğini ve arka panel ile kutu birleştirme tiplerinden etkilendiğini, belli bir ölçekte bağlayıcıların konumundan etkilendiğini ortaya koymuştur (Crisan, 2001).

Nicholls ve Crisan (2002) kutu konstrüksiyonlu kavelalı ve minifiks tipi bağlantı elemanlı köşe birleştirmelerdeki gerilmeleri ve zorlanmaları sonlu elemanlar metoduyla analiz etmişlerdir. Sonuçta, katı modellerde oluşan gerilme konsantrasyon alanlarının, gerçek birleştirmelerdeki gibi geliştiğini gözlemlemişler ve köşe birleştirmelerdeki gerilme dağılımlarını doğru olarak tahmin edebilmişlerdir (Nicholls ve Crisan, 2002).

Eckelman ve diğerleri (2002) zig zag yaylarla döşenen bir kanepenin iskeleti tasarımının, zig zag yayların ön kayıt elemanına üst kısımdan arkaya doğru bir kuvvet uygulaması dolayısıyla oldukça karmaşık olduğunu vurgulayıp, ön kayıt elemanının basit bir kirişten ziyade düzlem yüzey dışı bir eleman olarak analiz edilmesi gerektiğini bildirmişlerdir. Sonlu elemanlar metodu kullanarak yaptıkları çalışmada, verilen bu tür bir örnek modelde, masif ahşap malzemeden olan ön kayıt yerine bu elemana yapısal olarak eşdeğer sayılabilecek bir paralel tel sistem konulduğunu varsaymışlar, bu modelde tel kirişler kayıttın düzlem yüzey dışı yüklemesini temsil ederken, diyagonal elemanlar da kayıttın burulma hesabında kullanılmıştır. Böylelikle, malzeme karakteristiklerine ilişkin verilere olan ihtiyaç minimum düzeye indirilmiştir. Sonuç olarak, sadece kayıt malzemesinin maksimum eğilme direnci, elastikiyet modülü ve rijitlik modülü kullanılarak analizin gerçekleştirilebildiği kanıtlanmıştır (Eckelman vd., 2002).

Efe ve diğerleri (2003), silindirik zıvanalı birleştirme uygulayarak hazırladıkları iki adet okul sandalyesini “devirli basamaklı artan yük” yöntemine göre denemişler, prototiplerin bilgisayar destekli yapısal analizini de sonlu elemanlar yöntemiyle yapmışlardır. Sonuç olarak; sonlu elemanlar yöntemiyle yapılan üç boyutlu yapı analizinin, sandalyelerin genel mukavemeti açısından anlamlı yaklaşık değerler sağladığı belirlenmiştir (Efe vd., 2003).

Kasal (2004), masif ahşap ve ahşap kompozit malzemelerden üretilmiş çerçeve konstrüksiyonlu koltukların performansını araştırdığı çalışmada, oturma mobilyası sektöründe ahşap kompozitlerin masif ahşap malzemeye alternatif olarak kullanılabileceğini, ahşap kompozit malzeme kullanımının kapalı döşeme gerektiren koltuk ve kanepelerde estetik sorunlar oluşturmayacağını, sökölür-takılır birleştirme tekniklerinin tasarım, üretim ve kullanımında esneklik sağlayabileceğini bildirmiştir. Ayrıca sonlu elemanlar metodu ile yapılan analizlerin, mobilyanın genel mukavemeti açısından makul tahmini değerler verdiğini tespit etmiştir (Kasal, 2004).

Serrano (2003), birleştirme yüzeyinin mukavemeti, deney örneklerinin kırılma şekli, tutkal katmanının kayma gerilmesi davranışı; yüksek derecede deney örneklerinin şekline ve kullanılan tutkalın özelliklerine bağlı olduğunu belirtmiştir (Serrano, 2004).

Tankut, A.N. ve Tankut, N. (2010) birleştirmelerin genellikle mobilya sistemlerinde en zayıf noktalar olduğunu belirtmiş ve ağaç malzemenin yük taşıma kapasitesi ile mukavemetinin birleştirme noktalarına bağlı olduğunu belirtmişleridir (Tankut ve Tankut, 2011).

Sayman (2011) çalışmada kertme birleştirmelerde kesme gerilmelerini incelemiş, analitik sonuçlar ile Ansys 10 programından alınan nümerik sonuçların uyumlu olduğunu belirtmiştir (Sayman, 2012).

Esendemir vd. (2010) tarafından orta noktasından tekil yüke maruz kalmış kompozit basit kiriş için maksimum sehim değerleri deneysel, nümerik ve analitik olarak irdelenmiş ve sonuçların birbirleriyle uyum içinde oldukları belirtilmiştir (Esendemir vd., 2010).

Barboutis ve Melissides (2011) T birleştirmelerde montaj zamanının birleştirmeye olan etkisini araştırmış ve deney örnekleri kesildikten sonra 1. 3. ve 12. aylarda montaj yapılarak örnekleri test etmişlerdir. Sonuç olarak, montaj süresinin uzamasının birleştirme mukavemetini azalttığını belirtmişlerdir (Barboutis vd., 2011).

Wilczynski ve Krzysztof (2003) tarafından zıvanalı birleştirmelerde, zıvana ölçülerinin sertliğe ve dayanıma olan etkisi araştırılmış; zıvana kalınlığı, genişliği ve uzunluğu gibi faktörler dikkate alınmıştır. Birleştirmelerin dayanım ve sertliği için gerilim fonksiyonları hesaplanmıştır (Wilczynski, 2003).

Çolakoğlu ve Apay (2012) sandalyenin serbest düşüşü sonucunda oluşacak tahribatı sonlu elemanlar yöntemiyle incelemişlerdir (Çolakoğlu ve Apay, 2012).

Koç vd. (2010) Sonlu elemanlar yönteminin ağaç malzemede kullanmanın zorluklarının incelemiş, bu bağlamda yaptıkları testleri sonlu elemanlar programıyla yaptıkları testlerle karşılaştırmışlardır (Koç vd., 2011).

Tankut, A.N. ve Tankut, N. (2004) lambalı- zıvanalı birleştirme direnci üzerine birleştirme şekil ve boyutunun etkisi başlıklı çalışmalarında birleştirme geometrisinin ve ölçülerinin mukavemeti etkilediğini ve zıvana ölçülerinin artmasıyla, zıvana mukavemetinin de arttığını belirtmişlerdir (Tankut ve Tankut, 2005).

3 MALZEME VE YÖNTEM

3.1 Ağaç Malzeme ve Tutkal

T-tipi ve L-tipi deney örneklerinin ve deney sandalyelerinin 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 ve sandalye birleştirmelerinin yapıştırılmasında polivinilasestat (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 1,1 g/cm³, vizkozitesi 160-200 cps, PH = 5.00, kül miktarı % 3 olarak verilmiştir (Polisan, 1996).

3.2 Deney Sandalyelerinin Üretiminde Kullanılan Malzemenin Gerekli Fiziksel ve Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi

Mobilya mühendislik tasarımında ilk adım, üretimde kullanılan malzemelerin fiziksel ve mekanik özelliklerinin belirlenmesidir. Deney örneği sandalyelerin üretiminde kullanılan malzemelerin, mukavemet (mühendislik) tasarımında ihtiyaç duyulacak bazı fiziksel ve mekanik özelliklerinin ilgili standartlara uyularak belirlenmesi amacıyla deney örnekleri hazırlanmıştır. Yapılan deneyler:

- a. Yoğunluk ve rutubet tayini (TS 2471, TS 2472)
- b. Liflere paralel çekme dirençleri (TS 2475)
- c. Liflere paralel basınç dirençleri (TS 2595)
- d. Liflere dik eğilme dirençleri (TS 2474)

e. Elastikiyet modülü değerleri (TS 2478)' dir.

Hazırlanan deney örnekleri, deneylerden önce 20 ± 2 °C sıcaklık ve $\% 65 \pm 3$ bağıl nem koşullarında ($r = \%12$) iklimlendirme dolabında dengeye ulaşınca kadar bekletilip kondisyonlanmıştır. Yapılan rutubet kontrollerinde örneklerin yaklaşık bir ayda denge rutubeti miktarına ulaştıkları gözlemlenmiştir.

3.2.1 Yoğunluk ve rutubet

Deney örneklerinin yoğunluklarının belirlenmesi amacıyla masif malzemeler için TS 2472' de belirtilen esaslara uyulmuştur. Her malzemedan 10' ar adet olmak üzere toplam 20 adet örnek hazırlanmış, daha sonra bu örnekler $\pm 0,01$ g duyarlıklı terazi ile tartılmışlardır. Böylece örneklerin rutubetli (hava kurusu) ağırlıkları (m_r) tespit edilmiştir. Kusursuz olarak hazırlanmış olan bu örneklerin boyutları $\pm 0,01$ mm duyarlıklı dijital kumpas ile ölçülerek hacimleri (V_r) hesaplanmıştır. Bu aşamadan sonra örnekler 103 ± 2 °C de 24 saat bekletilmişler, 6 saat aralıklarla yapılan iki tartı arasındaki fark, deney parçası ağırlığının $\% 0,5$ 'ine eşit veya daha az olduğunda değişmez ağırlığa ulaştıkları kabul edilerek tam kuru ağırlıklar (m_o) belirlenmiştir. Tekrar dijital kumpas kullanılarak boyutlar ölçülmek suretiyle tam kuru hacimleri (V_o) hesaplanmıştır. Tam kuru (δ_o) ve hava kurusu (δ_{12}) yoğunlukların belirlenmesi için sırasıyla;

$$\delta_o = \frac{m_o}{V_o} \quad \text{ve} \quad \delta_{12} = \frac{m_{12}}{V_{12}} \quad (3.1)$$

Rutubet (r) kontrolü için masif ağaç malzemelerde TS 2471 esaslarına uyularak;

$$r = \frac{m_r - m_o}{m_o} \times 100 \quad (3.2)$$

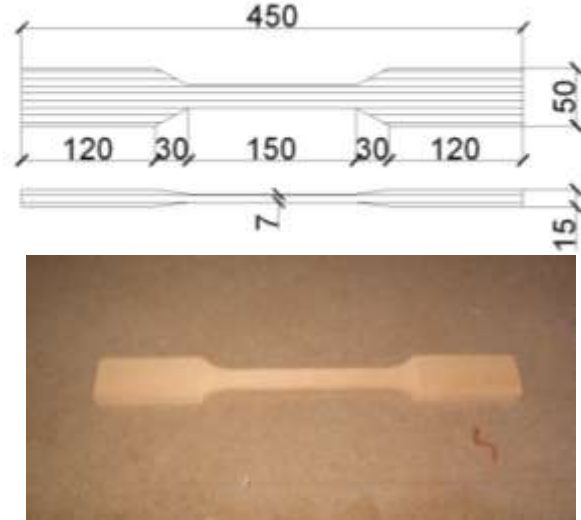
eşitlikleri kullanılmıştır (Şekil 3.1).



Şekil 3.1. Yoğunluk ve rutubet deney örneği

3.2.2 Liflere paralel çekme direnci

Masif ağaç malzemelerin liflere paralel yöndeki çekme dirençleri TS 2475 esaslarına göre belirlenmiştir. Çekme deneyi örnekleri masif ağaç malzemeler için Şekil 3.2 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Masif ağaç malzeme için çekme deneyi örneği (ölçüler mm'dir)

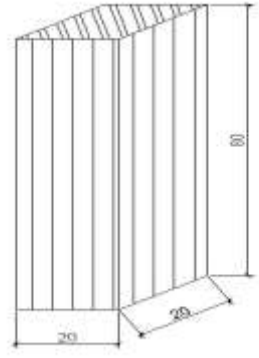
Deneylerde yükleme hızı 2 mm/dak olarak sabit tutulmuştur. Kopma anındaki kuvvet ($F_{max\zeta}$) ve kopmanın meydana geldiği kesit alanı (A_{ζ}) için çekme direnci (σ_{ζ});

$$\sigma_{\zeta} = \frac{F_{\max \zeta}}{A_{\zeta}} \quad (3.3)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

3.2.3 Liflere paralel basınç direnci

Basınç dirençlerinin belirlenmesinde, TS 2595' de belirtilen esaslara uyulmuştur. Liflere veya yüzeye paralel basınç direnci deneylerinde 20 x 20 kare kesitli ve lifler yönünde 80 mm uzunluğundaki numuneler kullanılmıştır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Basınç direnci deneyi örneği (ölçüler mm' dir)

Deneylerde yükleme hızı 2 mm/dak arttırılmış ve kopma anındaki kuvvet (F_{maxb}) ve örnek enine kesit alanı (A_b) için basınç direnci (σ_b) ;

$$\sigma_b = \frac{F_{maxb}}{A_b} \quad (3.4)$$

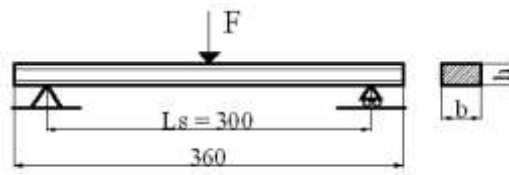
eşitliğinden hesaplanmıştır.

3.2.4 Liflere dik eğilme direnci ve eğilmede elastikiyet modülü

Ağaç malzemeler için TS 2474 [49] esaslarına uyulmuştur. Örnek boyutları, ağaç malzemeler için 360 x 20 x 20 mm olacak şekilde 10 adet hazırlanmıştır. Deneylerde kuvvet numunelerin tam ortasından uygulanmış ve deney cihazının yükleme hızı dakikada 2 mm/dak olarak ayarlanmıştır. Kırılma anındaki maksimum yük (F_{maxe}) için eğilme direnci (σ_e);

$$\sigma_e = \frac{3}{2} \times \frac{F L_s}{b x h^2} \quad (3.5)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır. Burada kesit genişliği (b), kesit yüksekliği ise (h)' dır. Eğilme direnci deney düzeneği Şekil 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4. Eğilme direnci deneyi düzeneği, örneği (ölçüler mm' dir)

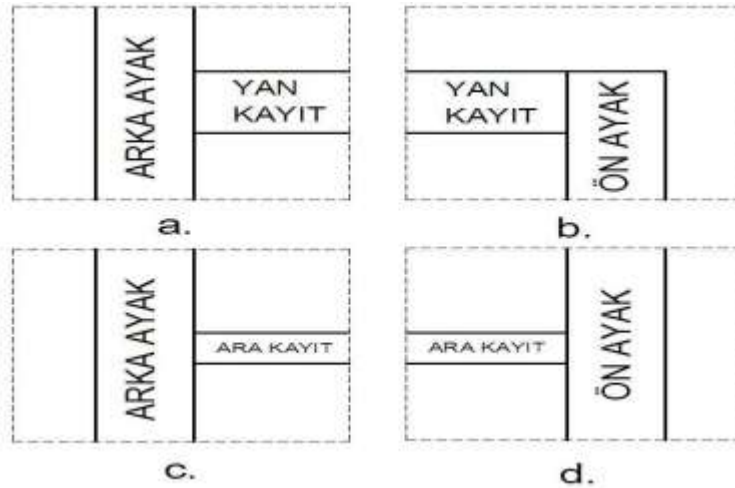
Eğilme deneylerinde, eğilmede elastiklik modülü değerleri de hesaplanmıştır. Bu maksatla ağaç malzemelerde TS 2478 esaslarına uyulmuştur. Elastiklik modülü (E), yük-yer değiştirme eğrisinin doğrusal kısmından yararlanılarak hesaplanmıştır. Yük-yer değiştirme eğrisinin doğrusal kısmına isabet eden her bir yük için belirli bir yer değiştirme değeri söz konusu olduğundan, (F_1) ve (F_2) kuvvetleri farkına (F) karşılık oluşan çökme miktarı (f) olmak üzere, elastikiyet modülü (E) ;

$$E = \frac{F \times Ls^3}{4 \times b \times h^3 \times f} \quad (3.6)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

3.2.5 T-tipi ve L-tipi Deney Örneklerinin Hazırlanması

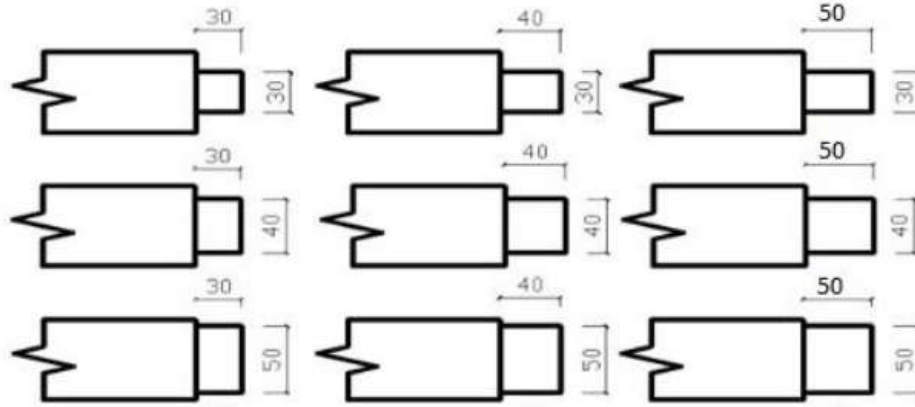
Çalışma kapsamında, 3 zıvana genişliği ve 3 zıvana boyu olmak üzere 9 farklı zıvana ölçüleri kullanılarak birleştirilmiş, her bir sandalye birleştirmesini tekil olarak temsil edecek T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları hazırlanmıştır. 90 adet T-tipi arka ayak – yan kayıt (Şekil 3.5a) birleştirme elemanları, 10 adet T-tipi arka ayak – ara kayıt (Şekil 3.5c, 3.5d) birleştirme elemanları ve 90 adet L-tipi ön ayak – yan kayıt birleştirme elemanları (Şekil 3.5b) hazırlanmıştır.



Şekil 3.5. Sandalye birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-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 3.6'de gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Deney örneklerine açılan zıvana ölçüleri (ölçüler mm)

Örneklerin yapıştırılmasında, tutkal üretici firma önerilerine uyularak $150 \pm 10 \text{ g/cm}^2$ hesabıyla sürülmüştür. Presleme işleminden önce, birleştirme arakesit yüzeylerine yağlı kâğıt konulmak suretiyle bu alanlardaki yapışma engellenmiş ve sadece zıvanaların mukavemet göstermesi için gerekli koşullar sağlanmıştır. Bundan sonra deney örnekleri mengenerler yardımıyla sıkılmış ve 2 saat sıkılı vaziyette kurumaya bırakılmıştır. Hazırlanan deney örnekleri, kullanılan tutkalın kurummasını tam olarak tamamlamasını sağlamak için 3 hafta deneylere alınmamış, rutubet farklılıklarının giderilmesi amacıyla $20 \pm 2 \text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklık % 65 ± 3 bağıl nem şartlarındaki iklimlendirme dolabında değişmez ağırlığa gelinceye kadar bekletilmişlerdir. T-tipi ve L-tipi deney örnekleri hazırlandıktan sonra toplu olarak deneylerin yapılacağı laboratuvara alınmıştır (Şekil 3.7, 3.8).

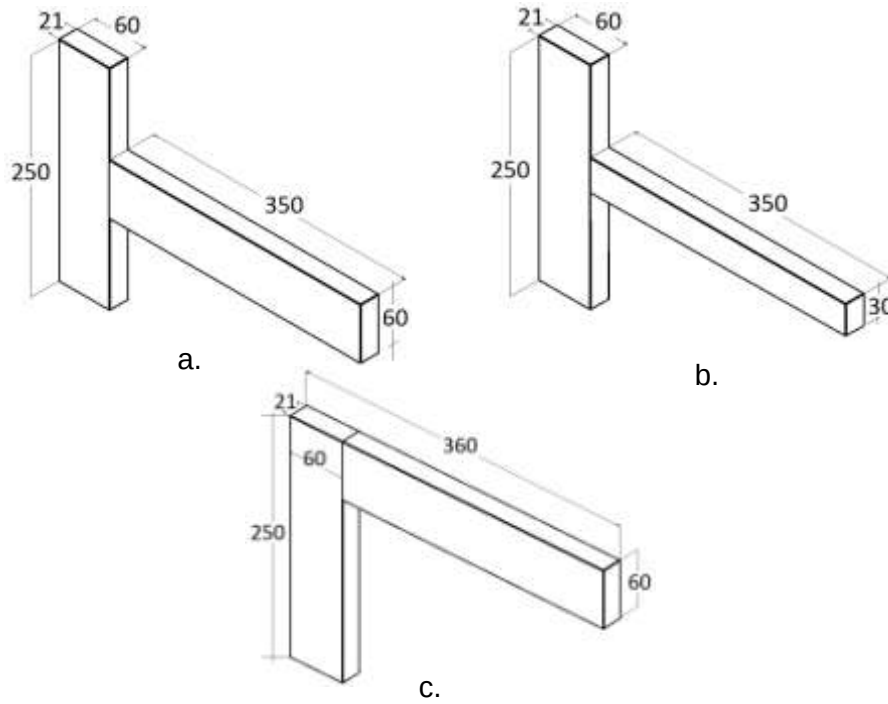


Şekil 3.7. Hazırlanan ve deney ortamında bekletilen T-tipi deney örnekleri



Şekil 3.8. Hazırlanan ve deney ortamında bekletilen L-tipi deney örnekleri

T-tipi ve L-tipi deney örneklerinin şekli ve ayrıntılı ölçüleri Şekil 3.9a, b ve c' de sırasıyla verilmiştir. Rutubet kontrolü TS 2471' deki esaslara göre yapılmıştır.



Şekil 3.9.T-tipi (a, b) ve L-tipi (c) deney örnekleri (ölçüler mm)

3.3 Deney Sandalyelerinin Hazırlanması

Deney numunesi olarak, 9 farklı zıvana ölçüsü (Çizelge 1), 2 yükleme tipi ve her örnekten 5 adet olmak üzere toplam 90 adet 1/1 ölçekli deney sandalyesinin (Şekil 10) geleneksel yöntemler ile (atölye tipi) üretilmiştir. Deney sandalyelerini içeren deneme deseni Çizelge 3.1' de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Çalışmada kullanılan deneme deseni

Zıvana Genişliği (mm)	Zıvana Uzunluğu (mm)	Yükleme Tipi	Prototip Deney Sandalyesi Sayısı
30	30	Statik	5
		Devirli	5
	40	Statik	5
		Devirli	5
	50	Statik	5
		Devirli	5
40	30	Statik	5
		Devirli	5
	40	Statik	5
		Devirli	5
	50	Statik	5
		Devirli	5
50	30	Statik	5
		Devirli	5
	40	Statik	5
		Devirli	5
	50	Statik	5
		Devirli	5
Toplam			90 Adet Sandalye

Deney sandalyelerinin hazırlanma aşamasında, temin edilen ağaç malzemeler kaba ölçülerinde biçildikten sonra direk güneş ışığı almayan havalandırılabilen bir ortamda aralarına göknar latalar konularak istiflenmiş ve yaklaşık 3 ay süre ile istifte bekletilmişlerdir. Böylece masif ağaç malzemelerin yaklaşık hava kurusu ($r \cong \%12$) rutubete ulaşmaları sağlanmıştır. Daha sonra, sandalye iskeletini oluşturacak olan tüm elemanlar önce planya makinesinde rendelenmiş, daha sonra kalınlık makinesinde 21 mm kalınlığa düşürülmüş, son olarak da daire testere makinesinde genişlikleri 60 mm ve her elemanın boyu tam ölçüsünde olacak şekilde net ölçülerine getirilmişlerdir. Alt ara kayıt dışındaki tüm elemanların kesitleri eşit ölçülerdedir. Sandalye iskeletini oluşturan tüm parçaların listesi ve ölçüleri Çizelge 3.2’de sunulmuştur.

Çizelge 3.2. Sandalye iskeletini oluşturan elemanların ölçüleri

Eleman Adı	Boy (mm)	Genişlik (mm)	Kalınlık (mm)
Ön ayak	410	60	21
Arka ayak	900	60	21
Yan kayıt	330	60	21
Alt ara kayıt	330	30	21
Ön kayıt	410	60	21
Arka kayıtlar	410	60	21
Üst kayıt	410	60	21

Montaj işlemlerinde zıvanaların yapıştırılmasında PVAc tutkalı kullanılmıştır. Deney sandalyelerinin konstrüksiyonunda, piyasadaki yaygın uygulamalara göre yan çerçevelerinin oluşturulmasında ön ayak – yan kayıt, arka ayak – yan kayıt birleştirmelerinde farklı ölçülerde zıvanalı birleştirmeler uygulanmıştır. Ön ayak – alt ara kayıt ve arka ayak – alt ara kayıt birleştirmelerinde tüm sandalyelerde 30x30 mm ölçülerinde zıvanalı birleştirmeler uygulanmıştır.

Dörtleme işlemlerinde, (ön ayak – ön kayıt, arka ayak – arka kayıt, arka ayak–arkalık ve arka ayak – arkalık ara kayıt birleştirmeleri) 10 mm çapında ve 35 mm boyunda yivli gövdeli 2 adet Doğu kayını kavela ile bağlantı sağlanmıştır. Kavela eksenlerinin kayıt kesitine göre kenardan uzaklığı 15 mm, iki kavela eksen arasındaki mesafe ise 30 mm alınmıştır. Kavela delikleri, kavelanın çakıldığı elemanda 20 mm, karşı elemanda ise 15 mm derinlikte olacak şekilde delinmiştir. Bir başka ifade ile kavela etkili boyu 15 mm’ dir. Presleme işleminde, birleşme yerlerine basınç uygulanarak, parçalar preslenmiş vaziyette 8 saat bekletilmişlerdir. Hazırlanan sandalyelerin net resmi ve ölçüleri ise Şekil 3.10’ da gösterilmiştir.



Şekil 3.10. Çalışmada kullanılan deney sandalyesinin ölçüleri ve görünüşü

Hazırlanan deney sandalyeleri deneylerden önce tutkalın kurumasını tam olarak tamamlaması amacıyla 20 ± 2 °C ve % 65 ± 3 bağıl nem ortamında 72 saat bekletilmişlerdir (Şekil 3.11).

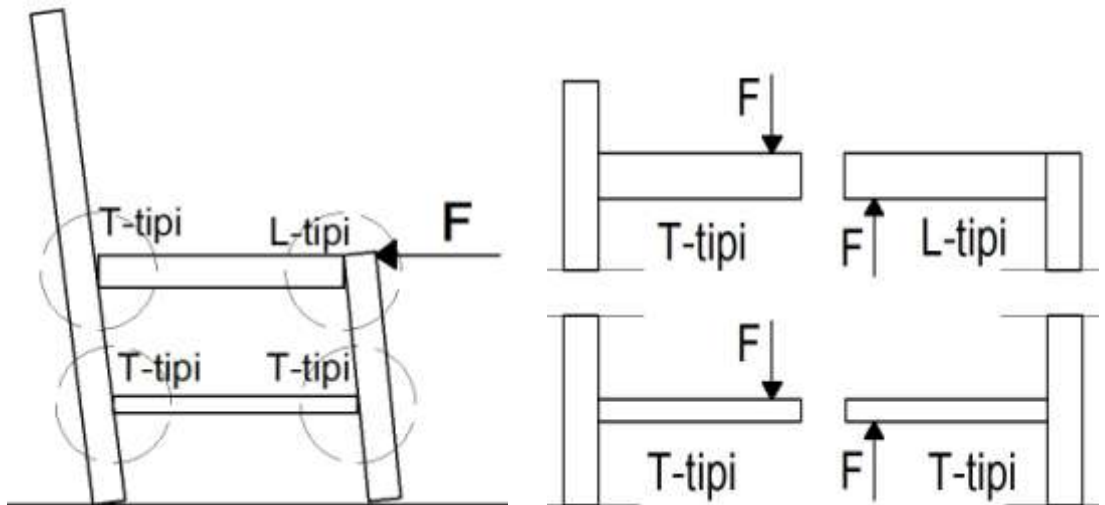


Şekil 3.11. Çalışmada hazırlanan bir grup deney sandalyesi

3.4 Deneylerin Yapılışı

3.4.1 T-tipi ve L-tipi Birleştirme Elemanlarının Statik Testleri

T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarını eğilme deneyleri, deney sandalyelerinin önden arkaya yüklemede maruz kaldıkları zorlanma biçimini temsil edecek şekilde deneylere alınmışlardır (Şekil 3.12).



Şekil 3.12. Tipik önden arkaya yükleme deformasyonu ve birleştirmelere gelen etkileri

Deneyler, bu yükleme biçimlerine uygun deney düzenekleri hazırlandıktan sonra, 5 ton kapasiteli üniversal 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 3.13’ de, L-tipi birleştirmelerin eğilme deneyi ve yük uygulama biçimi ise Şekil 3.14’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.13. T-tipi birleştirme elemanları eğilme deney düzeneği ve yük uygulama biçimi



Şekil 3.14. L-tipi birleştirme elemanları eğilme deney düzeneği ve yük uygulama biçimi

T-tipi ve L-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.

$$M = F \times L \text{ (Nm)} \quad (3.7)$$

T-tipi ve L-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

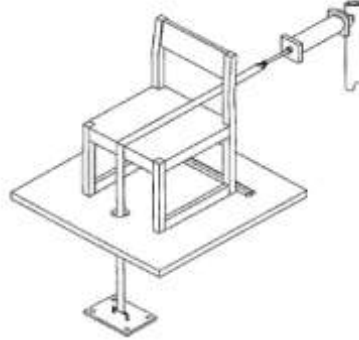
birleştirmenin mekanik davranışı belirlenmiş, ayrıca göçme anındaki maksimum kuvvet (F) ve maksimum uzama (y) (mm) verilerinden yararlanılarak birleştirmelerde kuvvetin ve dolayısıyla da momentin meydana getirdiği rotasyon açıları (ϕ) (rad) belirlenmiştir. Birleştirmelerin elastikiyeti (E) (Nm/rad);

$$E = M \times \Phi \text{ (Nm/rad)} \quad (3.8)$$

eşitliğinden hesaplanmıştır.

3.4.2 Deney Sandalyelerinin Statik ve Devirli Testleri

Önden arkaya yönde yükleme yöntemi, sandalye oturma çerçevesi sisteminin önden arkaya doğru itilerek zorlanmasını konu almaktadır. Bu testin amacı yan çerçevelerdeki birleştirmelerin mukavemetinin test edilmesidir. Bu yükleme biçimi, kullanım sırasında sandalyede oturma ve aynı anda arkaya yaslanma eylemini temsil eder. Önden arkaya yükleme testinin genel konfigürasyonu Şekil 3.15’ de gösterilmiştir.



Şekil 3.15. Önden arkaya yükleme şekli

Statik testler Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi Teknoloji Fakültesi “Mekanik Test Laboratuvarında” 5 ton kapasiteli universal test cihazında gerçekleştirilmiştir. Deney yöntemine göre, önden arkaya yükleme statik testlerini universal test cihazında yapabilmek için geçerli bir deney düzeneği tasarlanmış ve üretilmiştir (Şekil 15c). Statik testlerde önden arkaya yükleme, sıfırdan başlayıp tedrici olarak arttırılarak sandalyede kırılma, birleştirmelerde açma vb. gibi deformasyonlar meydana gelinceye kadar, bir başka ifadeyle sandalye yük taşıyamayacak hale gelinceye kadar devam ettirilmiştir. Sandalyenin deformasyona uğradığı andaki en büyük yük sandalyenin mukavemeti olarak kaydedilmiştir. Statik deneylerde yükleme hızı 6 mm/dk. olarak ayarlanmış ve testlerin yaklaşık 3-5 dakikada sonlanması

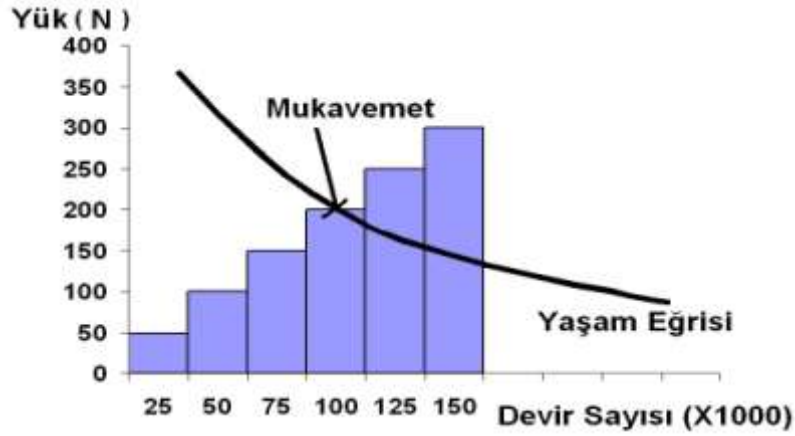
sağlanmıştır. Statik önden arkaya yükleme test düzeneği ve yükleme biçimi Şekil 3.16’ da gösterilmiştir.



Şekil 3.16. Statik önden arkaya yükleme testi düzeneği

Devirli yükleme testleri ALA (American Library Association Technology Report) teknoloji raporu (Eckelman, 1999; ALA, 1982] ve GSA (General Services Administration) test yöntemlerine (Eckelman ve Erdil, 2001) göre yine aynı laboratuvarda bulunan ve devirli basamaklı artan yükleme yöntemiyle çalışan mobilya performans test sisteminde gerçekleştirilmiştir. Bu yöntem 1977 yılında Purdue Üniversitesi’nin Orman ve Doğal Kaynaklar Bölümü (Forestry and Natural Resources)’ne ait olan Ahşap Araştırma Laboratuvarı (Wood Research Laboratory)’nda Carl Eckelman tarafından geliştirilmiştir ve 1980 yılında FNAE 80–214 kodu ile Federal standart olarak kabul edilmiştir. Bu federal standart 2001 yılında Eckelman ve Erdil tarafından revize edilmiş, teknik çizimleri güncellenerek daha görsel ve anlaşılır bir hale getirilmiş ve Fnr–176 (Eckelman ve Erdil, 2001) kodu ile aynı laboratuvarın yayını olarak basılmıştır.

Bu metot, yaşam eğrisi ile zorlayıcı kuvvetlerin etkilerinin ilk kesişim noktasını belirleyerek herhangi bir ürünün, yaşamı boyunca karşılaştacağı muhtemel zorlanmalara karşı gösterebileceği performansı en iyi şekilde simüle etmektedir (Şekil 3.17).



Şekil 3.17. Devirli basamaklı yükleme ve yaşam eğrisi ile ilk kesişim noktası

Devirli basamaklı artan yükleme metodunda, her bir performans testi için önceden belirlenmiş olan bir yük değeri belli devir sayısında ve oranında mobilya sitemine uygulanmakta, bu aşama tamamlandığında, yük değeri yine önceden belirlenmiş bir oranda arttırılarak birinci aşamadaki işlemler tekrarlanmaktadır. Bu işlemler, kabul edilebilir tasarım yük değerlerine ulaşıncaya veya mobilyada herhangi bir açılma, kırılma vb. gibi deformasyonlar meydana gelinceye kadar devam ettirilmektedir.

Her aşamadaki devir sayısı 25000 devir olarak uygulanmakta ve devir oranı yaklaşık olarak 20 dev/dk. alınmaktadır. Deneylere 445 N' luk bir yükleme ile başlanıp, her başarılı tamamlanan 25000 devir sonrası yük değeri 112 N arttırılmak suretiyle testlere devam edilmektedir. Her tamamlanan 1113 N' luk yük değerinden sonra, yük artışı değeri 112 N' dan 224 N' a çıkarılmaktadır. Test edilen bir sandalyenin performansı, 25000 devri başarıyla tamamlayan en büyük yük değeri olarak kabul edilmektedir. Deneylerden elde edilen performans değerleri daha sonra da bu standartta hafif, orta ve ağır hizmet kullanımları için önceden belirlenmiş olan kabul edilebilir tasarım yük değerleri ile karşılaştırılmak suretiyle dayanıklılık konusunda değerlendirmeler yapılmıştır [Eckelman, 1999; ALA, 1982].

Deney düzeneğinde, deney sandalyesinin arka ayaklarının arka kısmına, sandalyenin arkaya doğru kaymasını engellemek amacıyla destek parçaları yerleştirilmiştir. Önden arkaya yükleme, hava silindirlerine (piston) kilitli bir şekilde tutturulmuş bir zincir yardımıyla yapılmış olup, çekme yükünü uygulayacak pistonu bağlı olan yükleme zinciri, sandalyenin genişlik yönünde tam ortasına yerleştirilmiştir. Deneylerde yüklemeler sandalye elemanlarında kırılma, birleştirme yerlerinin

açılması vb. gibi aşırı deformasyon hali oluşup, yük taşıma özelliği kayboluncaya kadar bu sistemde arttırılarak devam ettirilmiş ve sandalyenin kırıldığı andaki devir sayısı ve yük değeri sandalyenin yaşam ömrü olarak kaydedilmiştir. Mobilya performans test sistemindeki deney düzenekleri ve deneylerin yapılışı Şekil 3.18’ de gösterilmiştir.

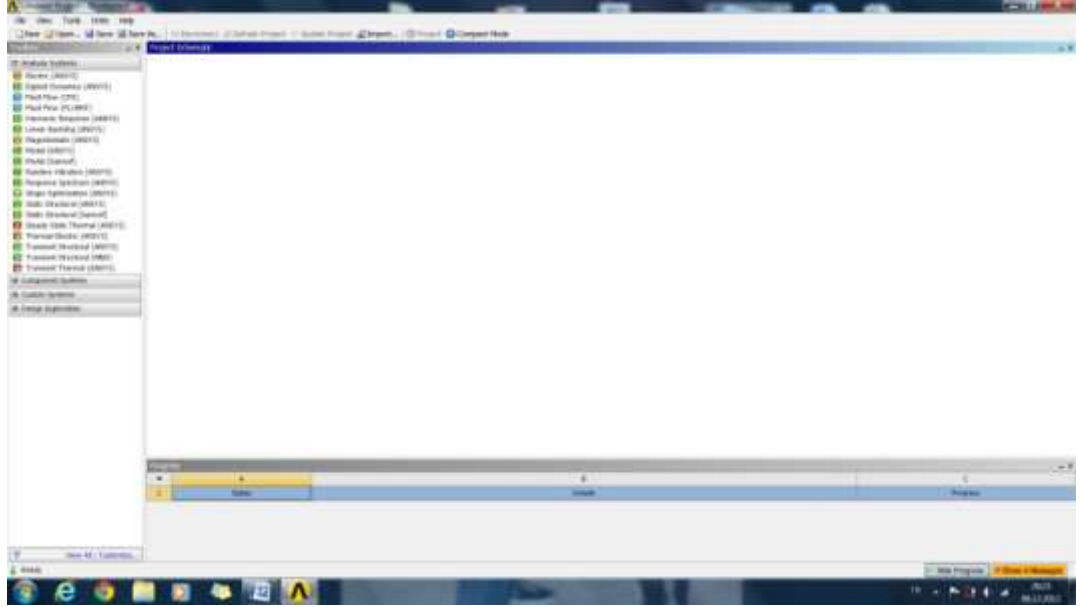


Şekil 3.18. Devirli önden arkaya yükleme testi düzenneği

3.5 T-tipi ve L-tipi Deney Örneklerinin ve Deney Sandalyelerinin Bilgisayar Destekli Yapısal Analizi

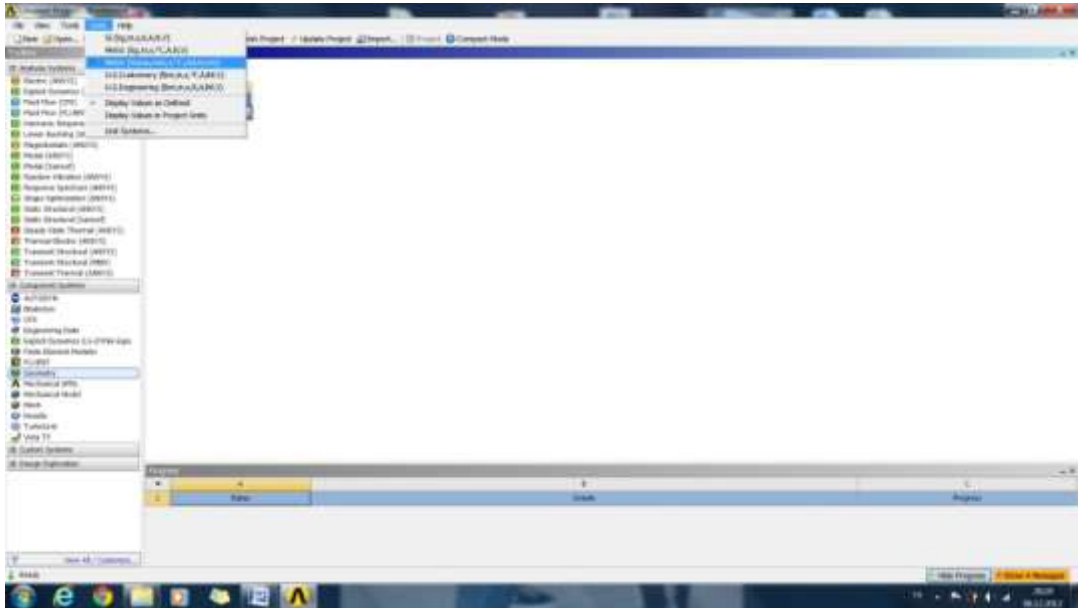
Bilgisayar destekli analizler bir sonlu elemanlar yazılımı olan ANSYS14.0 programında yapılmıştır. Bu tür sonlu elemanlar programlarında yapılan yapısal analizlerde genellikle malzemeler homojen ve izotropik olarak kabul edilir. Homojen ve izotropik özelliklerin kullanılması, ahşap malzemeden üretilmiş modeller için gerçek test sonuçları ile farklılıklar çıkmasına neden olabilmektedir (İmirzi, 2008). 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.

Ansyes çalışma sayfası Şekil 3.19' da olduğu gibi açılmaktadır. Çalışma sayfası "Toolbox" menüsünde bulunan alt menüler yardımıyla yapılacak işlemleri göstermektedir. Yapılacak olan işlemler çalışma sayfasına atandıktan sonra analizler yapılabilir. Bu nedenle yapılmak istenen bütün işlemler çalışma sayfasında görülmelidir.



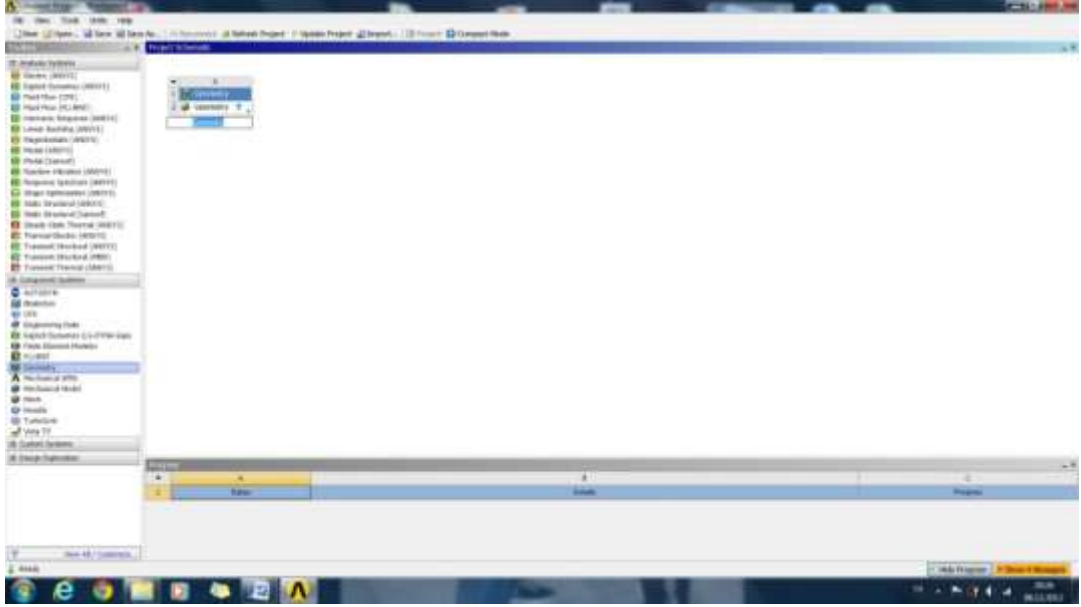
Şekil 3.19. Ansyes programı çalışma sayfası

Çalışma sayfası açıldıktan sonra menu'deki unit seçeneği yardımıyla çalışmada kullanılacak olan birimler "Metric (tonne,mm,s,°C,mA,N,mV)" olarak ayarlanmıştır (Şekil 3.20).



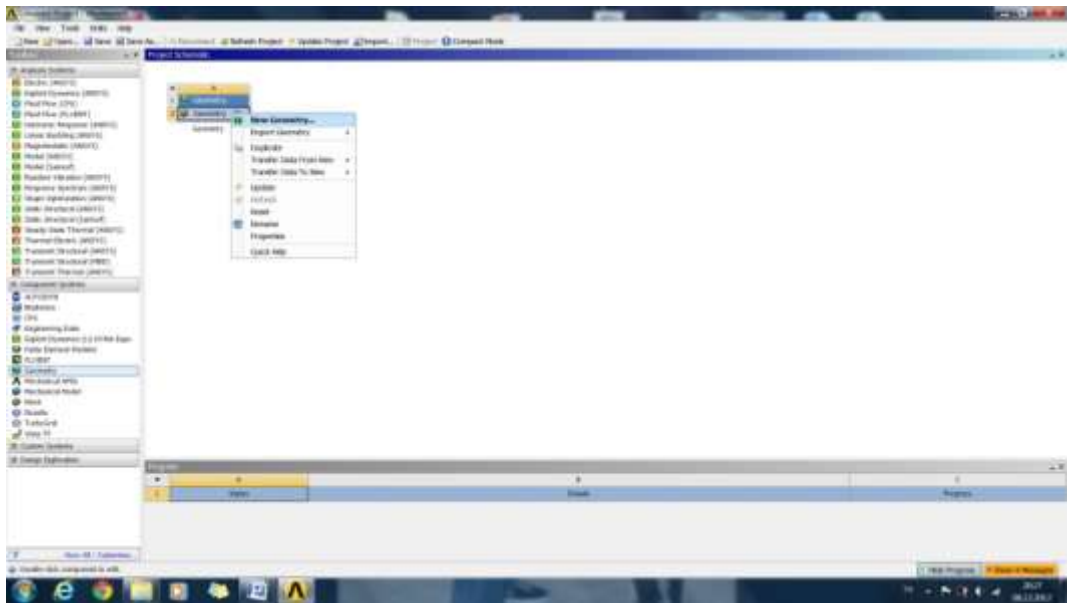
Şekil 3.20. Birim sisteminin ayarlanması

Birim sistemi ayarı yapıldıktan sonra "Toolbox" menüsünden "Component System" alt menüsünde bulunan "Geometry" seçeneği Ansys çalışma sayfasına taşınmıştır. Çalışmanın geometrisinin atanması ve çalışmanın geometrisi ile ilgili yapılacak bütün değişiklikler buradan yapılabilmektedir (Şekil 3.21).



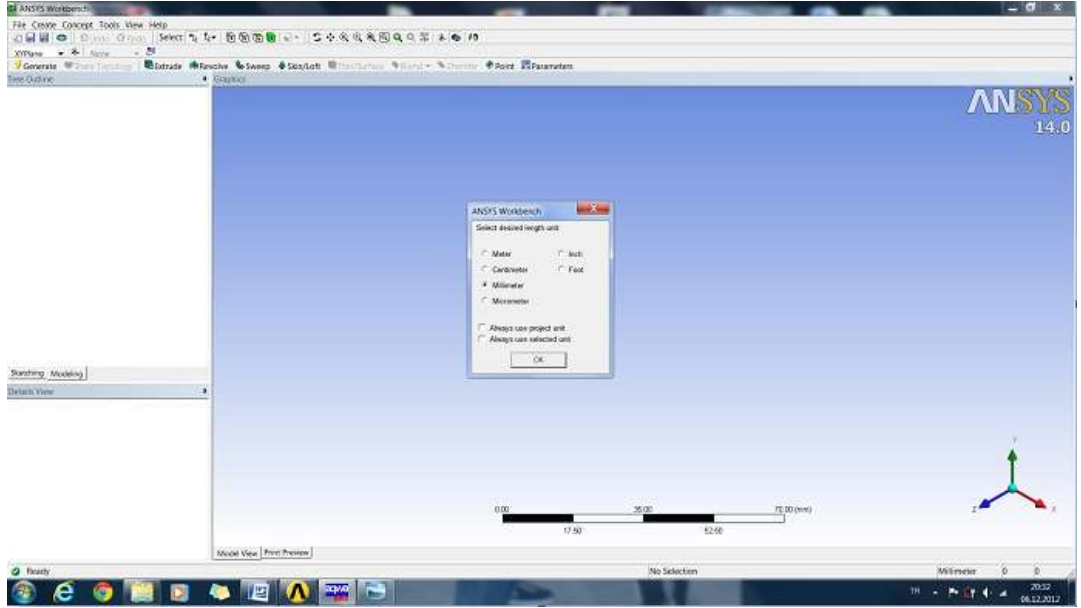
Şekil 3.21. Geometri seçeneğinin ANSYS çalışma sayfasına taşınması

Analizi yapılacak olan nesneyi modellemek veya hazır olan bir model programa yükleyebilmek için Ansys çalışma sayfasında bulunan "Geometry" bölümü farenin sağ tuşu ile tıklanarak açılacak olan pencerede "New Geometry" seçilmiştir (Şekil 3.22).



Şekil 3.22. Modelin programa yüklenmesi

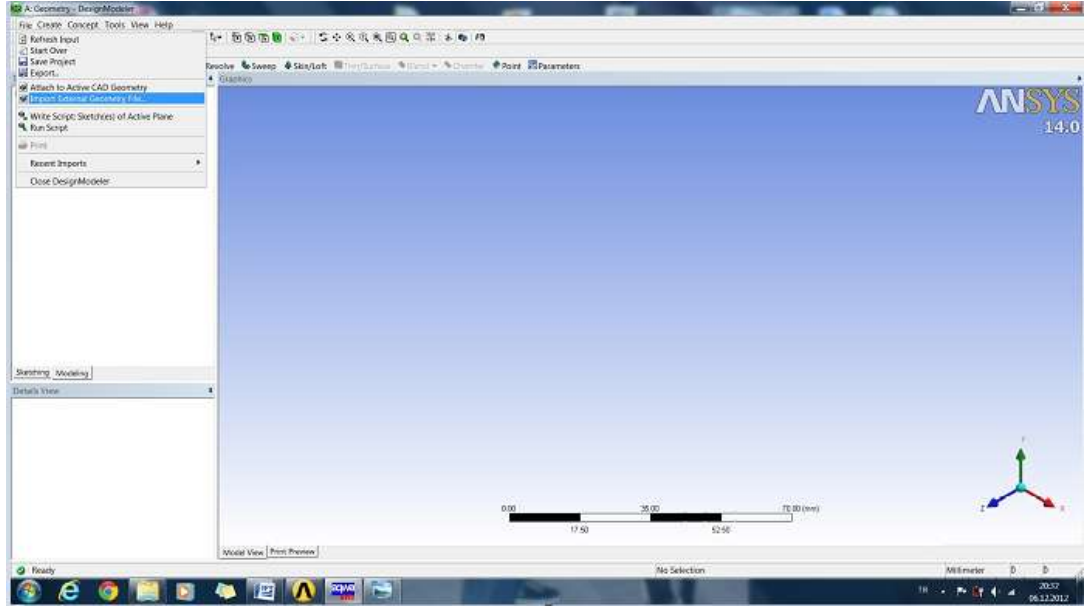
Açılacak olan yeni pencerede çalışmak istenilen ölçü birimi (mm) olarak ayarlanmıştır (Şekil 3.23).



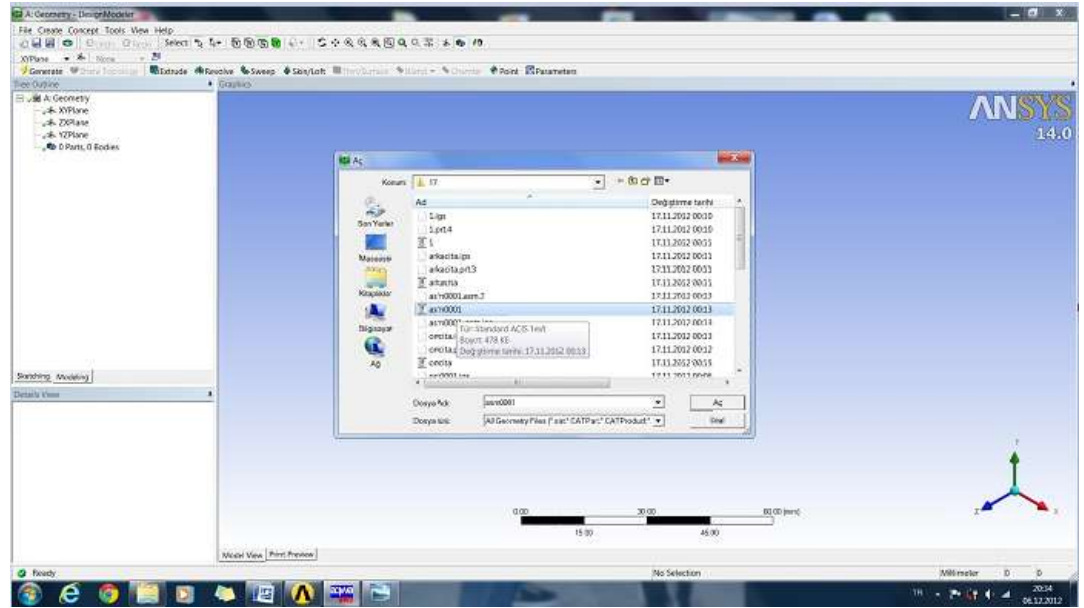
Şekil 3.23. Model için ölçü biriminin ayarlanması

Ansyes'in geometry çalışma sayfasında model oluşturulabileceği gibi diğer çizim programlarında yapılmış olan modeller de programa alınabilmektedir. Deney örnekleri için ANSYS çizim tabanında model hazırlamak zor olduğundan, çalışmada kullanılan tüm deney örnekleri Autocad programında üç boyutlu olarak modellenmiş ve ANSYS programına aktarılmıştır.

Autocad programında modellenen sandalyelerin her birini ANSYS geometry çalışma sayfasına taşımak için; Autocad programında oluşturulan dosya "export" edilerek ".sat" veya ".iges" uzantılı olarak kaydedilmiştir. Oluşan dosya ANSYS üzerinden "import external geometry file" seçeneği kullanılarak çalışma alanına taşınmıştır (Şekil 3.24, 3.25).

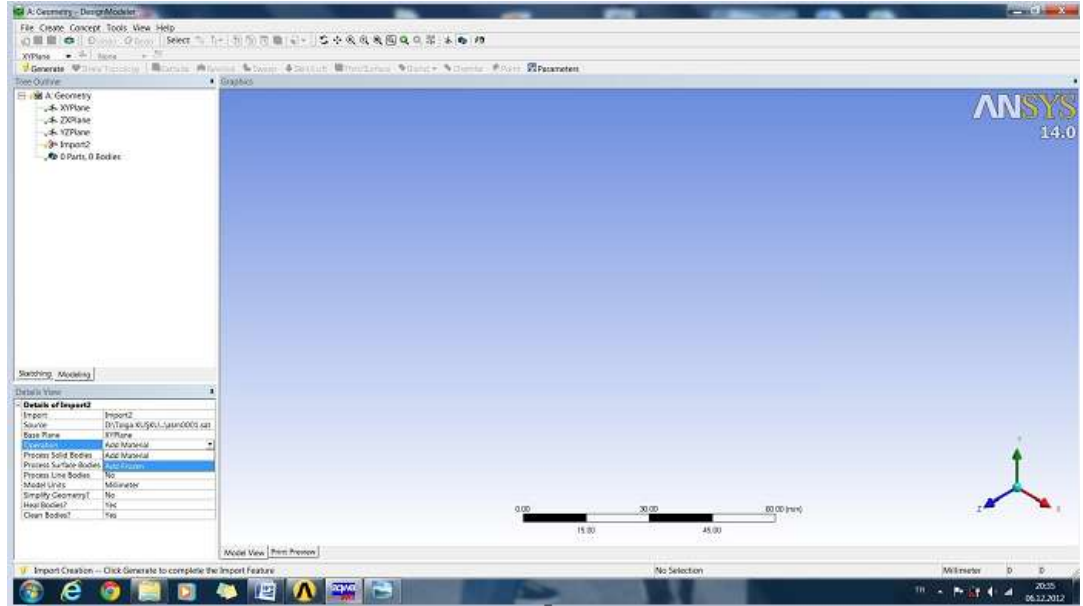


Şekil 3.24. Modelin import edilerek Ansys ekranına taşınması



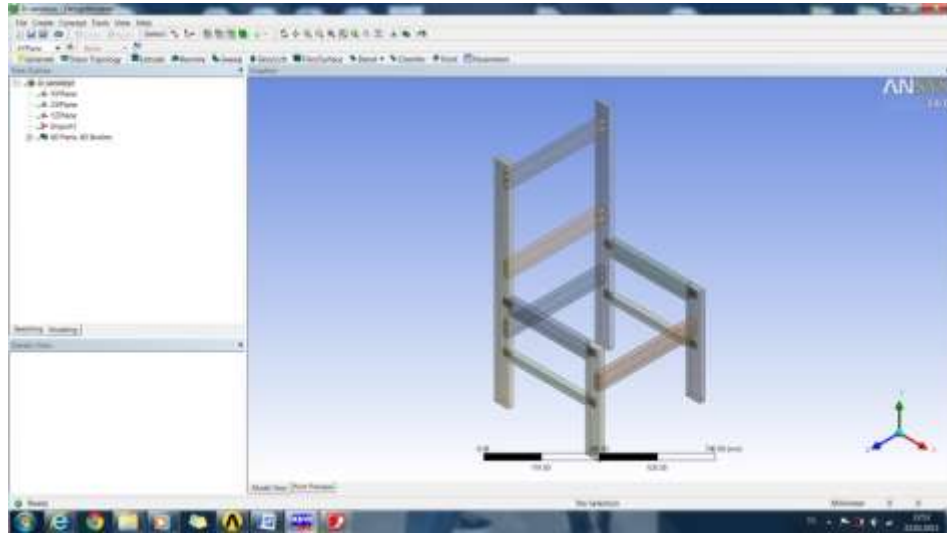
Şekil 3.25. Modelin Ansys ekranına taşınması

Dosya seçiminden sonra gelen ekranda sol alt köşede bulunan "Details View" menüsünde oluşan "Operation" seçeneğinin "Add Material" konumundan "Add Frozen" konumuna getirilerek "Generate" edilmiş ve analizlerin daha kolay yapılması sağlanmıştır. (Şekil 3.26).

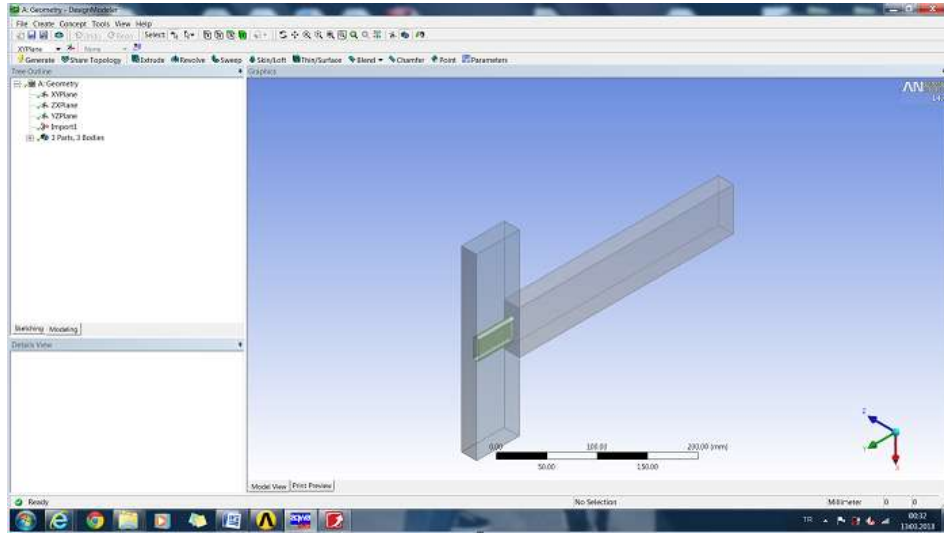


Şekil 3.26. Deney örneğinin eksenlere göre ayarlanması

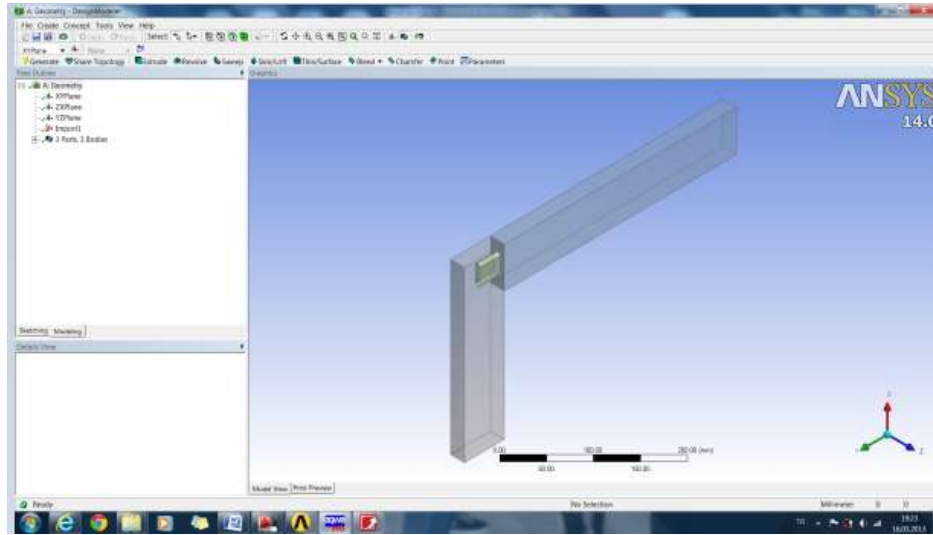
"Generate" işlemi bittikten sonra, cismin ekranda gözükmesi ile Geometry çalışma sayfasında işlem tamamlanmıştır (Şekil 3.27 a,b,c).



a.



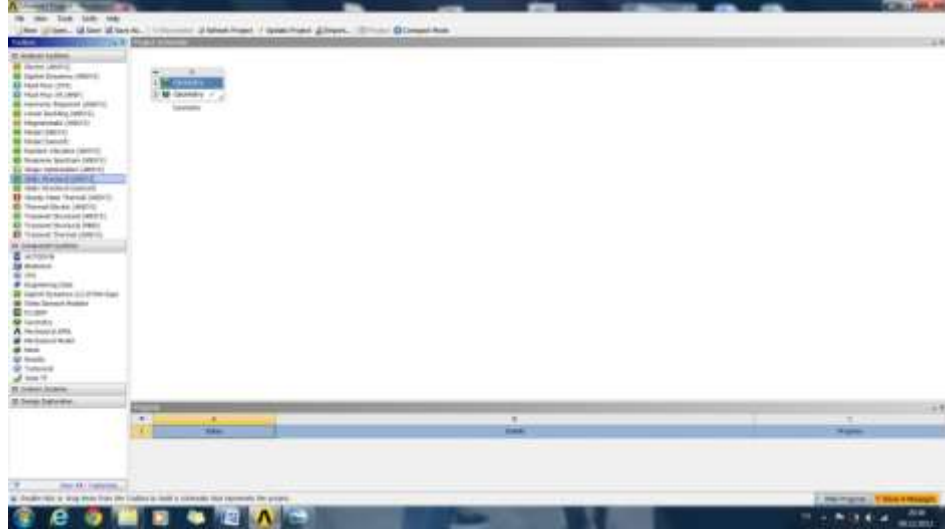
b.



c.

Şekil 3.27. Modelin “Generate” edilmesi ve “Geometry” çalışma sayfasına getirilmesi

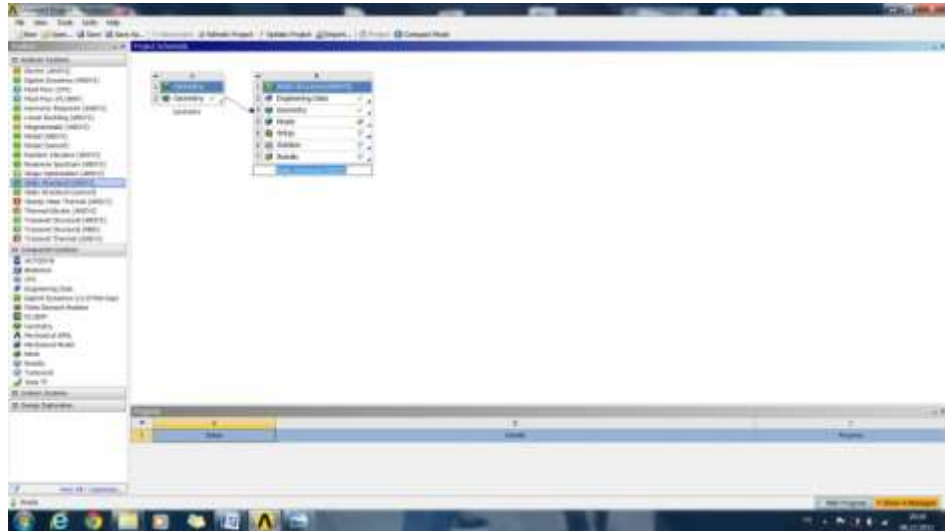
Geometri ekranda görüldükten sonra Şekil 27'deki pencere kapatılarak Ansys çalışma sayfasına geri dönmüştür. Ansys Çalışma sayfasında "Toolbox" menüsünde bulunan "Analysis System" seçeneğinden "Static Structural (ANSYS)" analizi çalışma sayfasında bulunan "Geometry" dosyasının üzerine eklenmek suretiyle eklenerek yapılmış olan analiz tipi belirlenmiştir (Şekil 3.28).



Şekil 3.28. Analiz tipinin “Static Structural (ANSYS)” olarak seçilmesi

"Static Structural" analizinin "Geometry" bölümüne ait olduğunu gösteren ok işareti çıkması, yapılacak olan analizin hangi geometriye ait olduğunu belirtmektedir. "Static Structural" analiz menüsünde yapılacak olan işlemler aşağıdaki sırayla gerçekleştirilmiştir:

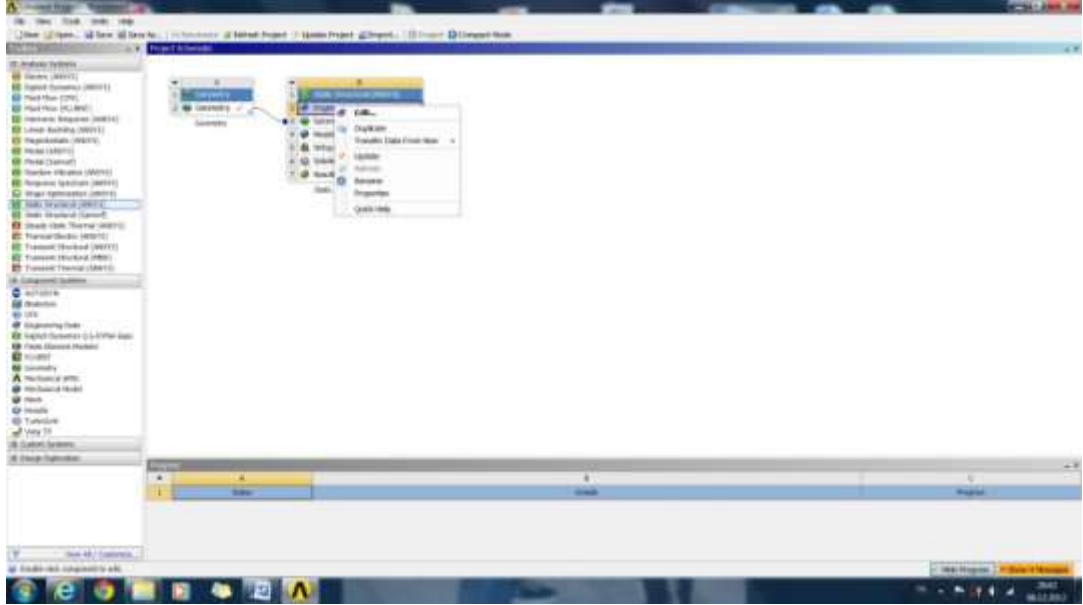
1. Malzemelerin tanımlanması (Engineering Data)
2. Birleştirme yerlerinin tanımlanması (Model)
3. Kuvvetlerin ve mesnet noktalarının tanımlanması (Setup)
4. Çözüm aşaması (Solution) (Şekil 3.29).



Şekil 3.29. “Static Structural (ANSYS)” aşamaları

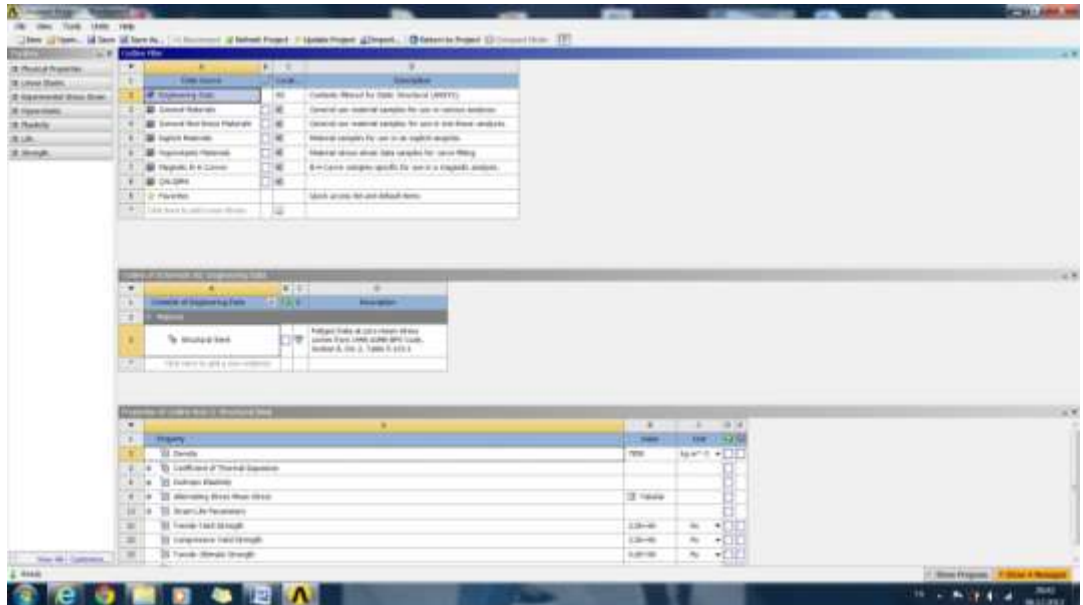
"Static Structural" analiz menüsünde "Engineering Data" seçeneği farenin sağ tuşu ile işaretlenerek "edit" (düzenle) komutu seçilmiş ve bu bölümde malzeme

tanımlamaları yapıldıktan sonra, kullanılacak olan malzeme (Doğu kayını) çalışma menüsüne aktarılmıştır (Şekil 3.30).



Şekil 3.30. Malzeme aktarımı

Bu işlemlerin ardından, malzemelere ilişkin özelliklerin programa girilebilmesi amacıyla açılan yeni pencere Şekil 3.31'de gösterilmiştir.

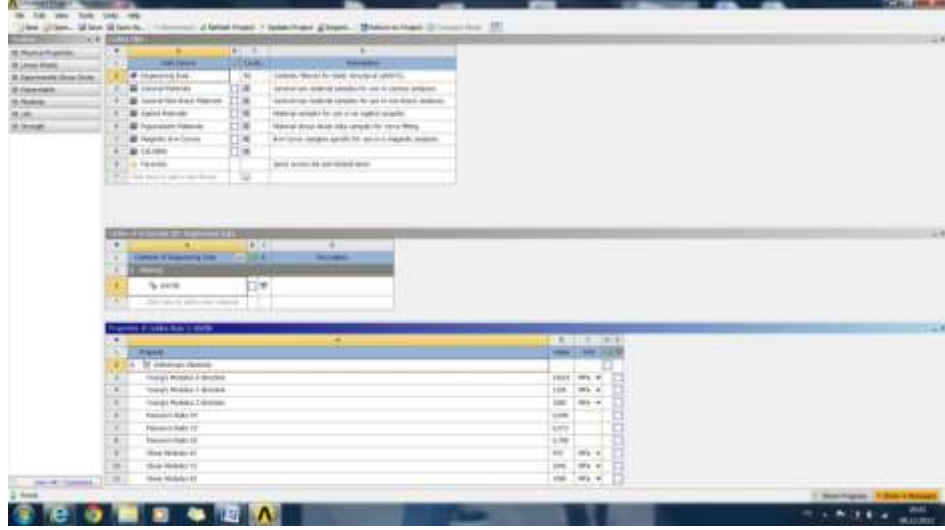


Şekil 3.31. Malzemenin programa tanıtılma penceresi

Çalışmada kullanılan tüm sandalyeler Doğu kayını malzemeden üretildiği için "Engineering Data" bölümüne yeni materyal eklemek suretiyle bu malzemenin özellikleri girilmiştir (Şekil 3.32). Doğu kayını ve tutkal malzemelerine ilişkin programa girilen veriler Çizelge 3.3' de verilmiştir.

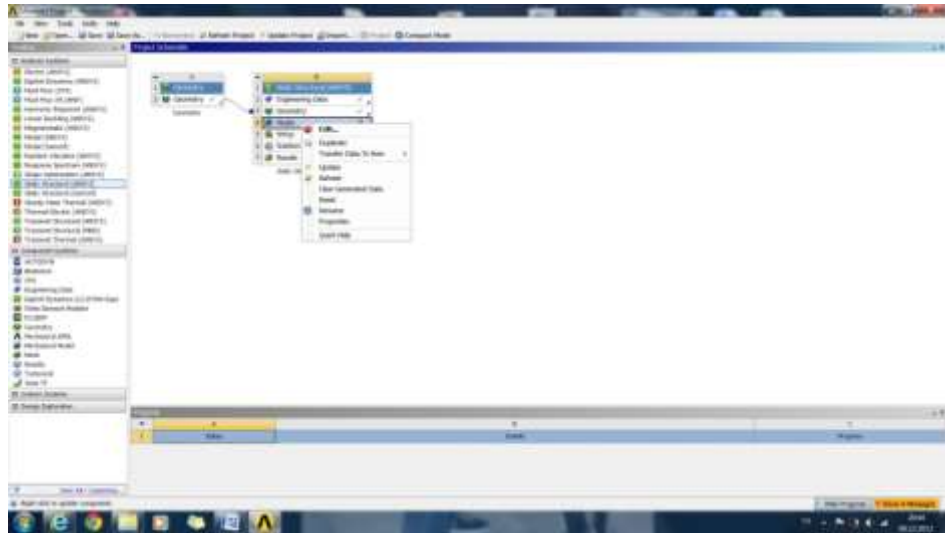
Çizelge 3.3. Doğu kayını ve Pva_c tutkalı malzemelerinin programa girilen özellikleri (İmirzi, 2008)

Malzeme	Elastiklik modülü (N/mm ²)			Poisson sabiti			G rijitlik modülü (N/mm ²)		
	E _x	E _y	E _z	V _{xy}	V _{yz}	V _{xz}	G _{xv}	G _{yz}	G _{xz}
Doğu Kayını	14010	1160	2280	0,448	0,073	0,708	470	1640	1080
PVAc Tutkalı	460			0,3			177		



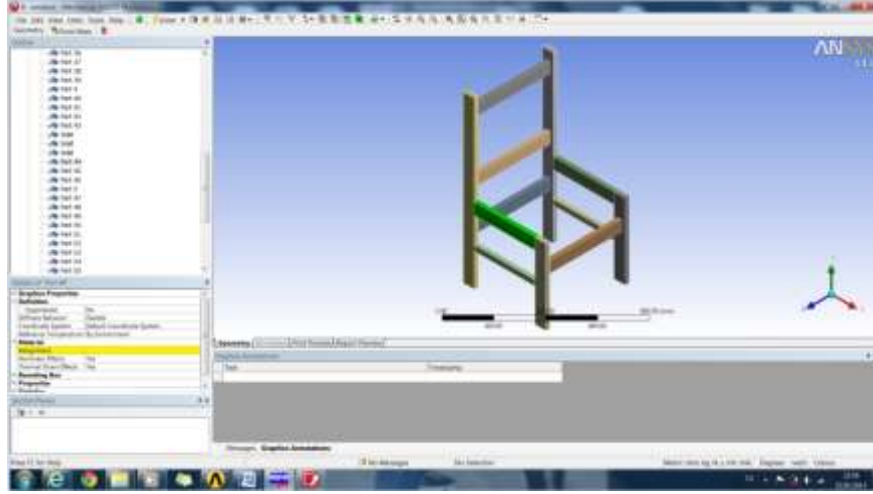
Şekil 3.32. Malzeme özelliklerinin programa tanıtılması

Malzeme tanımlama işlemi bittikten sonra diğer adımların yapılabilmesi için ANSYS çalışma sayfasına geri dönmüştür. Mesh yapma (ağ oluşturma), mesnet noktalarının tanımlanması ve yüklerin uygulanabilmesi amacıyla, çalışma sayfasında "Static Structural" analiz menüsünde bulunan "Model" bölümü sağ tuşla işaretlenerek "Edit" komutu seçilmiştir (Şekil 3.33).

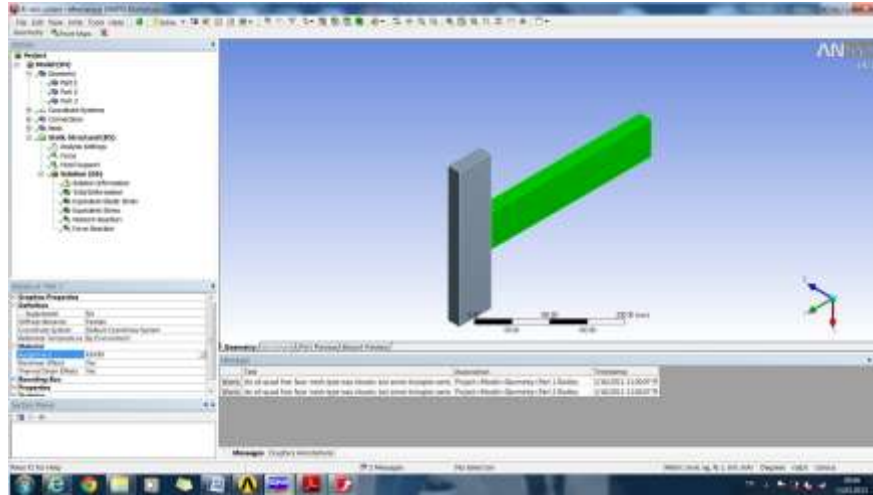


Şekil 3.33. Model sayfasına geçiş

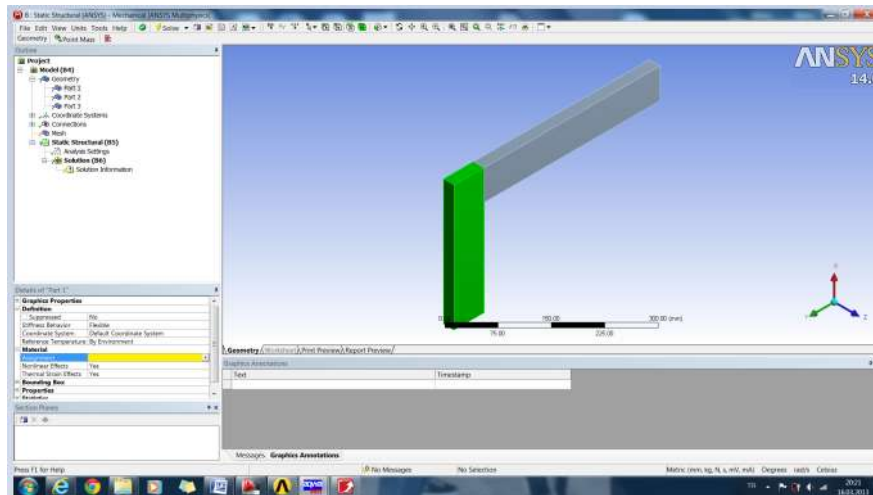
Açılan yeni pencerede, katı model halinde görülen deney örneklerine, programa daha önce özellikleri girilmiş olan Doğu kayını ve tutkal malzemesi atanmıştır (Şekil 3.34 a,b,c).



a.



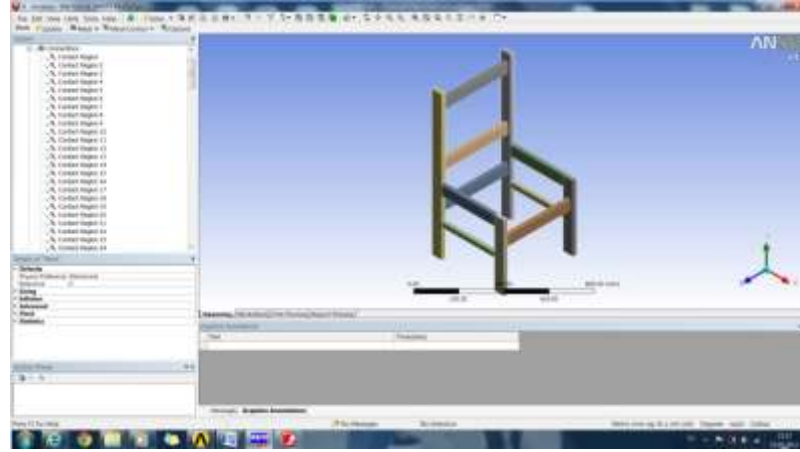
c.



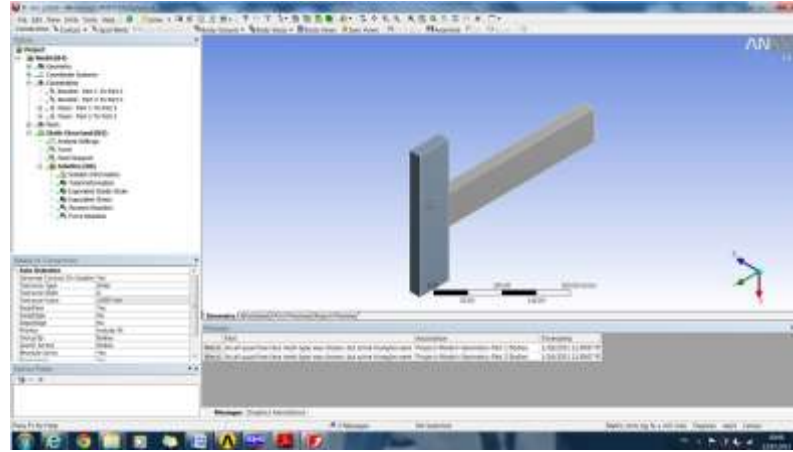
C.

Şekil 3.34. Sandalye modeline Doğu kayını malzemesinin atanması

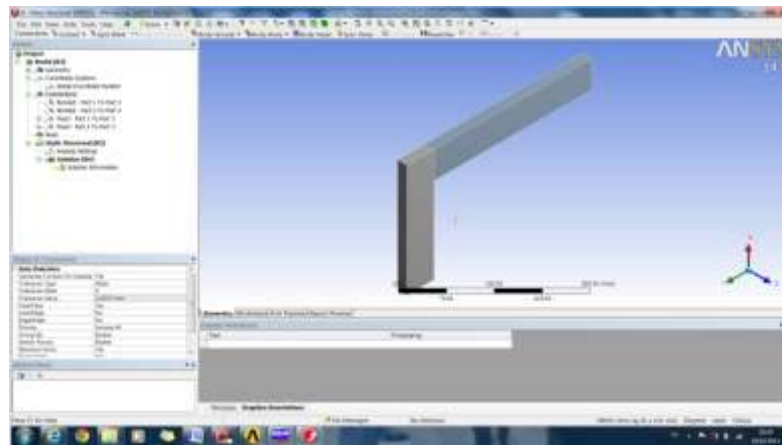
Atama işlemi, Şekil 16'da "Geometry" seçeneğinin altında bulunan tüm elemanlar için tek tek yapılmıştır. Tüm parçalara Doğu kayını malzemesinin özellikleri "Material" bölümündeki "Assignment" butonu kullanılarak atanmıştır. Malzeme atama işlemi bittikten sonra parçaların birleştirme noktalarının tanımlanması işlemine geçilmiştir. Birleştirmelerin tanımlanması işlemi "bounded" ve "joint" seçenekleri kullanılarak yapılmıştır (Şekil 3.35 a,b,c).



a.



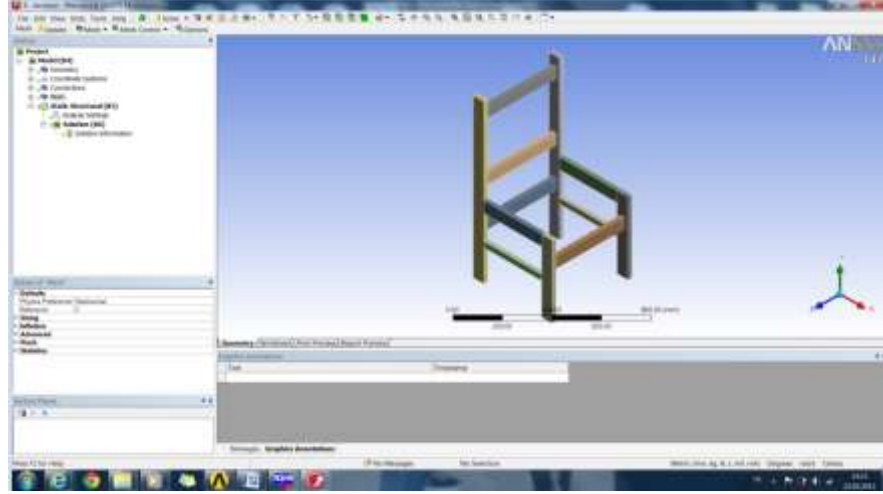
b.



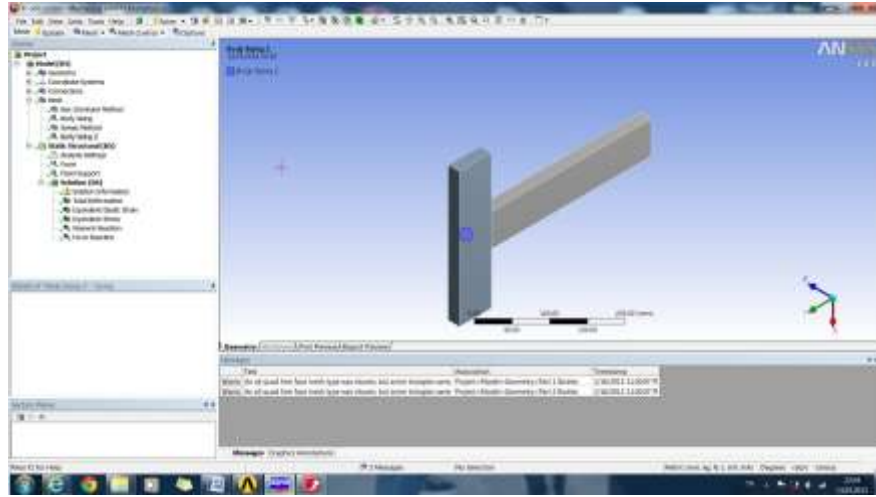
c.

Şekil 3.35. Birleştirme noktalarının tanımlanması

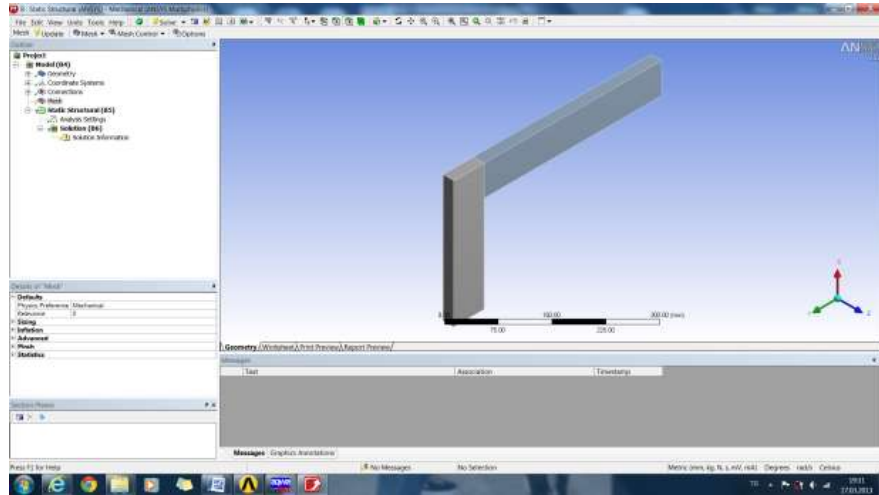
Bağlantı noktaları tanımlandıktan sonra, mesh oluşturma işlemine geçilmiştir. Bu işlem, ANSYS çalışma sayfasındaki "Outline" menüsünde bulunan "Mesh" bölümünden yapılmıştır (Şekil 3.36 a,b, c).



a.



b.

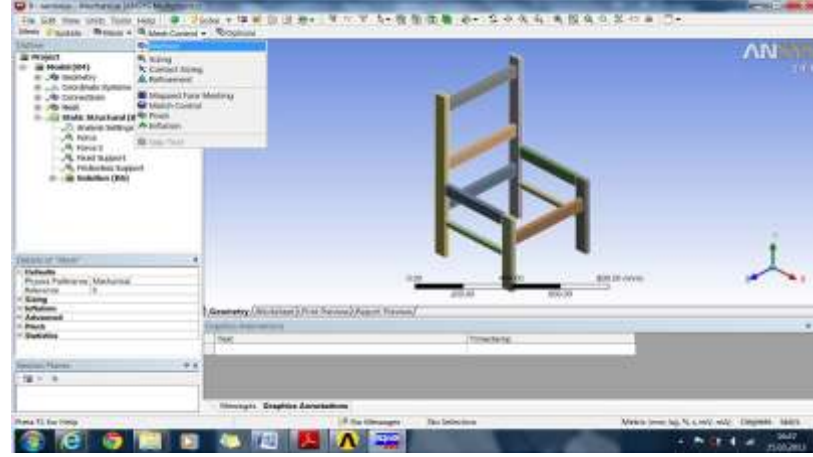


c.

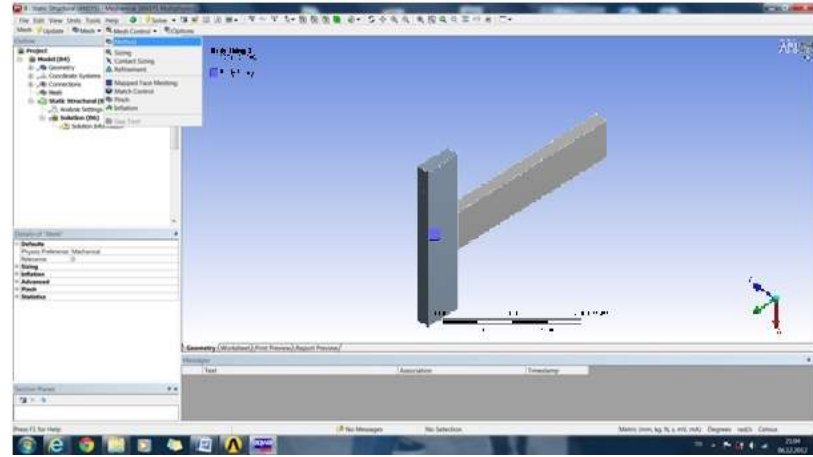
Şekil 3.36. "Mesh" menüsü

"Outline" menüsünün üzerindeki satırda çıkan alt menüde mesh işleminde kullanılacak olan komutlar yer almaktadır.

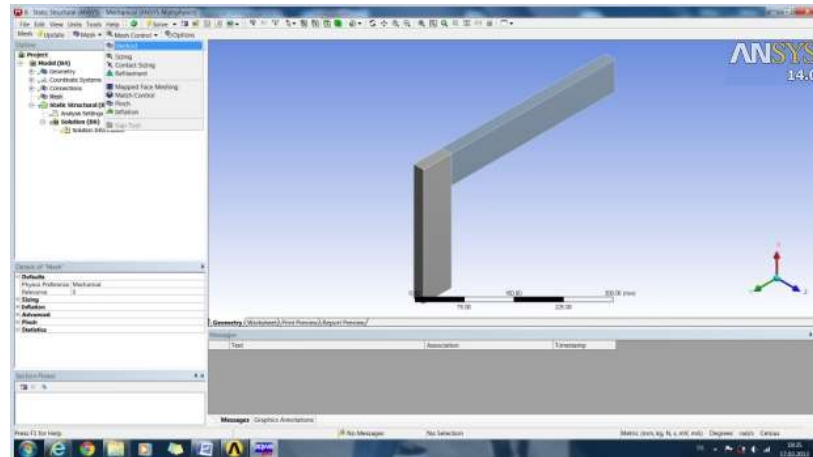
"Mesh Control" komutunda, bir alt komut olarak bulunan "Method" seçeneği kullanılarak; yapılmak istenen mesh türü uygulanabilmektedir. (Şekil 3.37 a,b,c).



a.



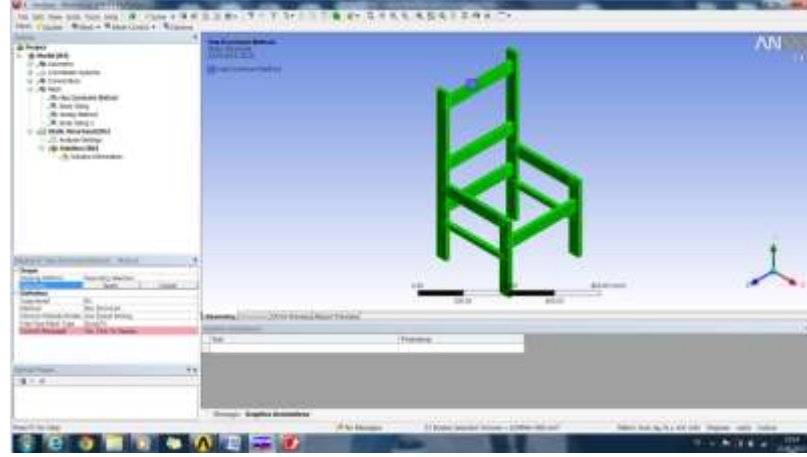
b.



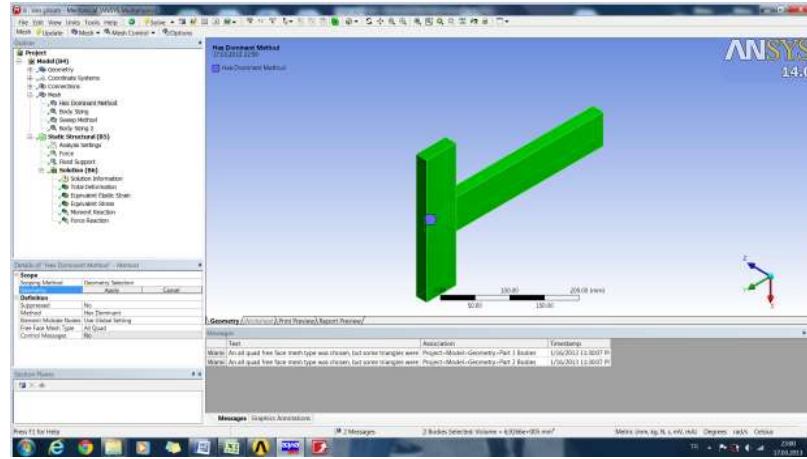
c.

Şekil 3.37. Mesh yönteminin belirlenmesi

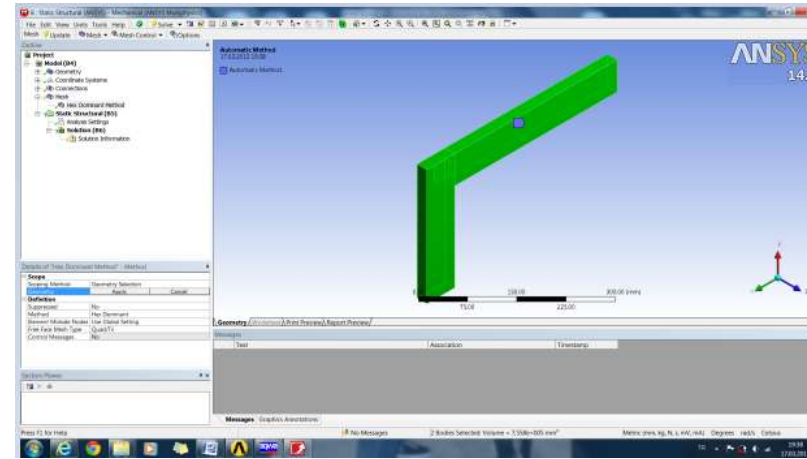
Mesh yöntemi olarak geçerli ayarlar "Automatic" yöntem olmasına karşın, bu yöntemle oluşturulan meshin düzgün ve homojen olmaması ve alınacak verilerin güvenilirliğini olumsuz etkileyeceği göz önünde bulundurularak, yöntem "Hex Dominant" a çevrilmiştir (Şekil 3.38 a, b, c; 3.39 a, b, c). "Hex Dominant" yöntemiyle oluşturulan "Mesh" te sözü geçen olumsuzluklar en aza indirgenmiştir.



a.

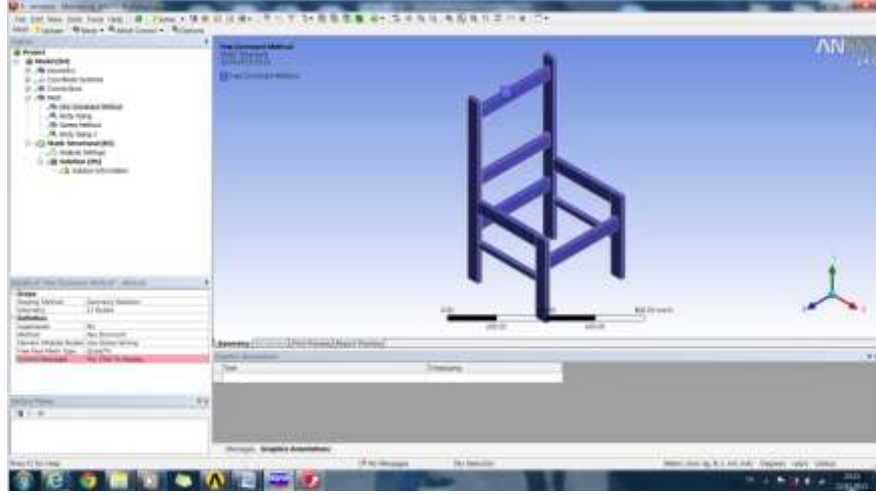


b.

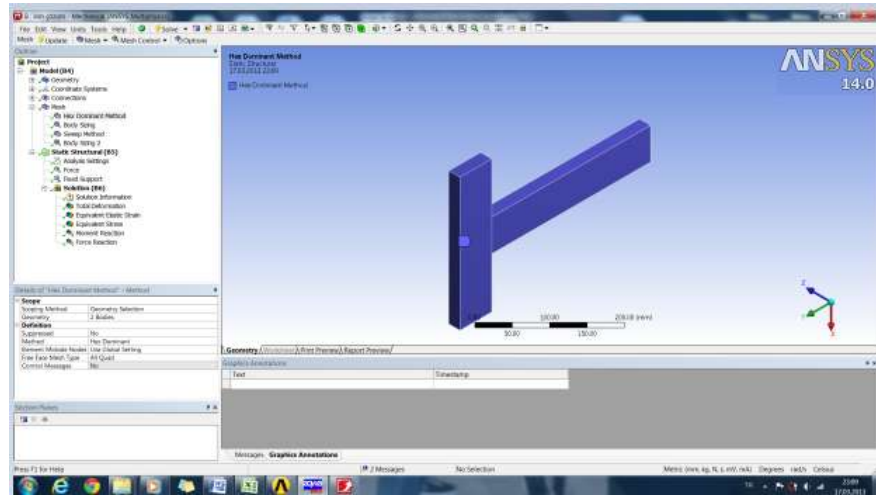


c.

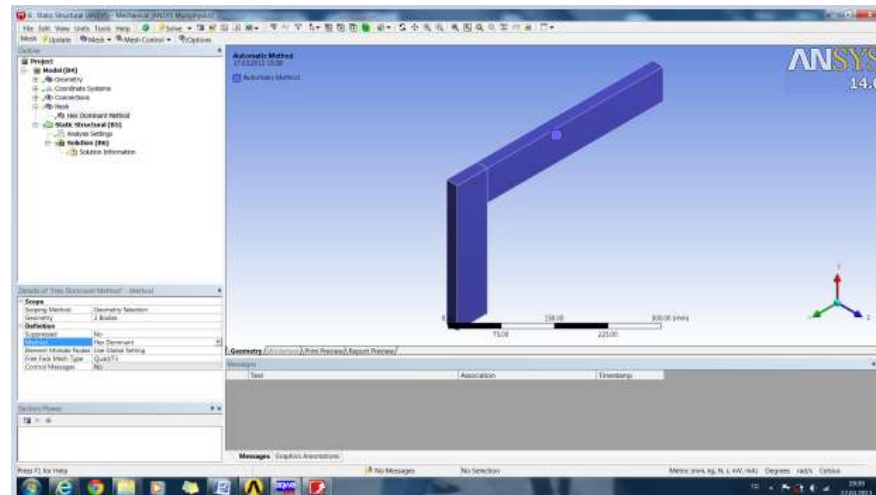
Şekil 3.38. Mesh yönteminin "Hex Dominant" olarak ayarlanması



a.



b.

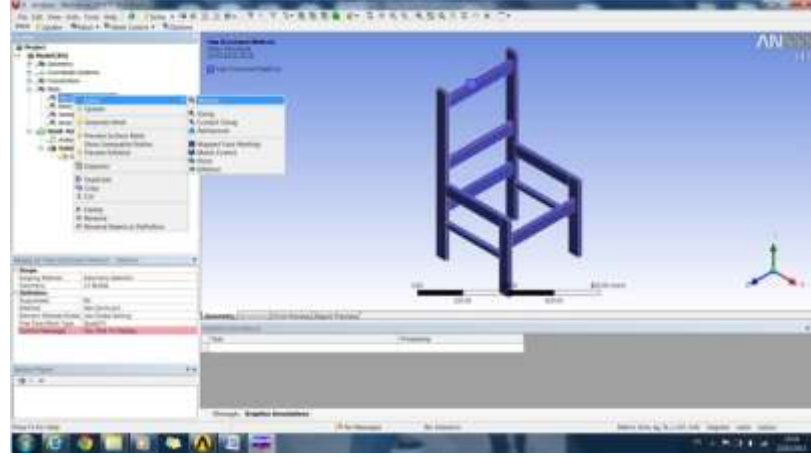


c.

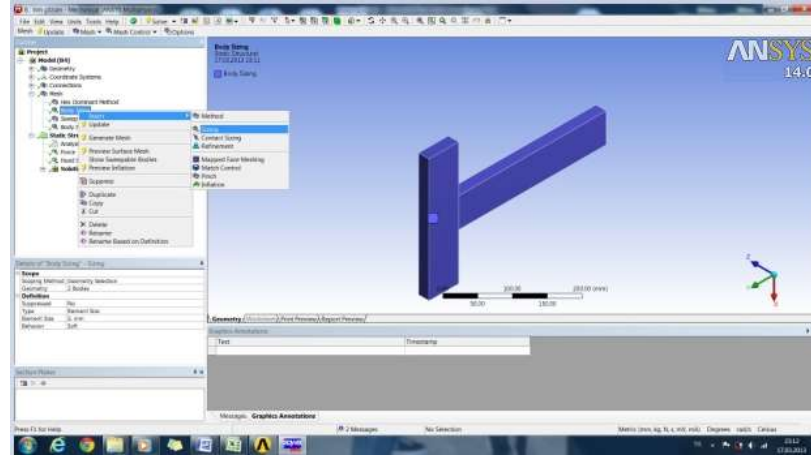
Şekil 3.39. Mesh yönteminin "Hex Dominant" olarak ayarlanması

Mesh yapılacak olan metot seçildikten sonra, oluşacak olan mesh örgüsünün ölçülendirilmesi gerekmektedir. Mesh işlemi sonucu ortaya çıkacak olan "Node" lar arası mesafenin ayarlanması ve mümkün olduğunca kısa tutulması analizin

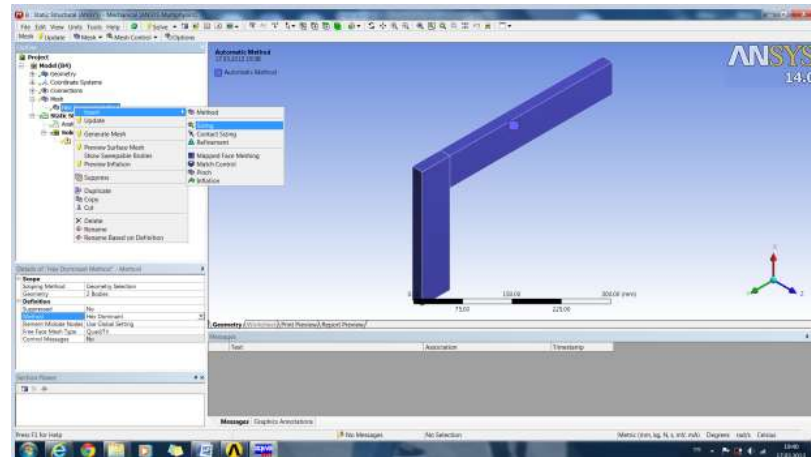
güvenilirliğini arttırmaktadır. Çalışmada Node lar arası mesafe ağaç malzemede 5 mm, tutkalda ise 3 mm olarak ayarlanmıştır. Node mesafelerini ayarlamak için "Outline" menüsündeki "Mesh" bölümünde bulunan "Hex Dominant" yöntem sağ tuşla işaretlenerek açılacak olan penceredeki "Insert" komutundan "Sizing" seçeneği kullanılmıştır (Şekil 3.40 a, b, c).



a.



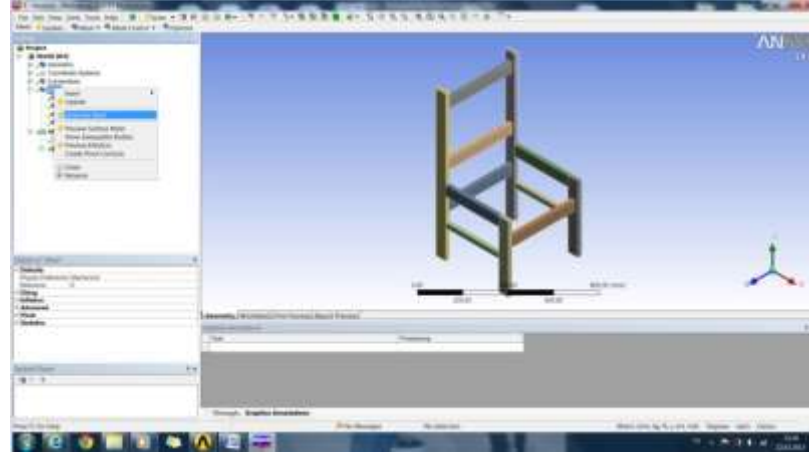
b.



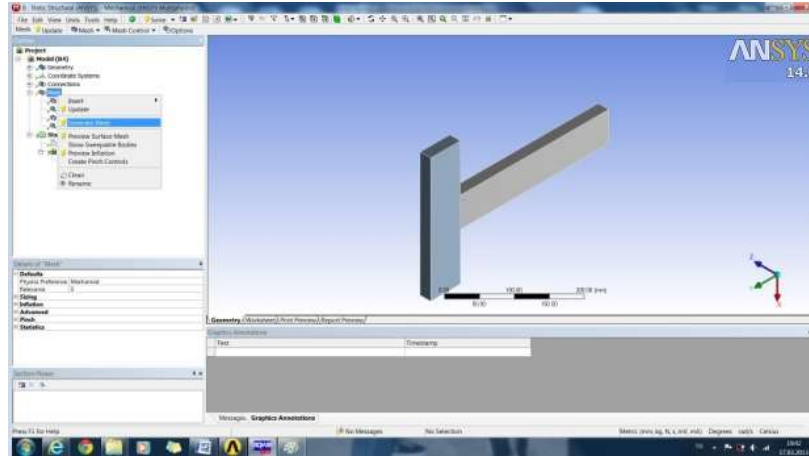
c.

Şekil 3.40. Mesh örgüsünün ölçülendirilmesi

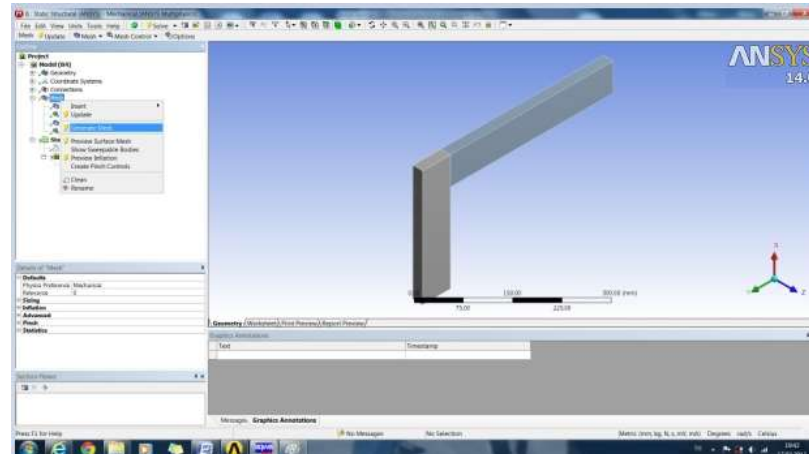
"Mesh" uygulanacak olan parçaların seçim işlemi ayrı ayrı yapıлып, "Mesh" işlemi bütün parçalar için aynı anda uygulanmıştır. Bu işlem, "Mesh" ayarları yapıldıktan sonra "Outline" menüsünde bulunan "Mesh" bölümü sağ tuşla işaretlenerek açılan pencerede ki "Generate Mesh" seçeneği kullanılarak yapılmıştır (Şekil 3.41 a, b, c).



a.



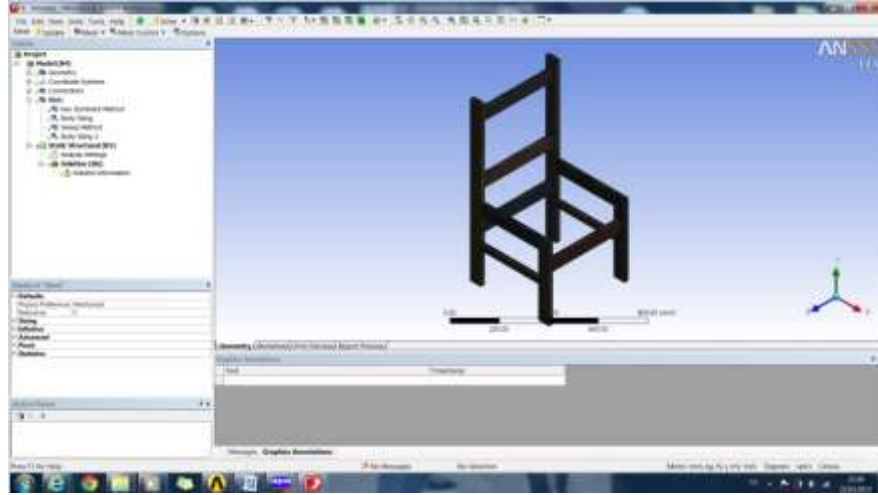
b.



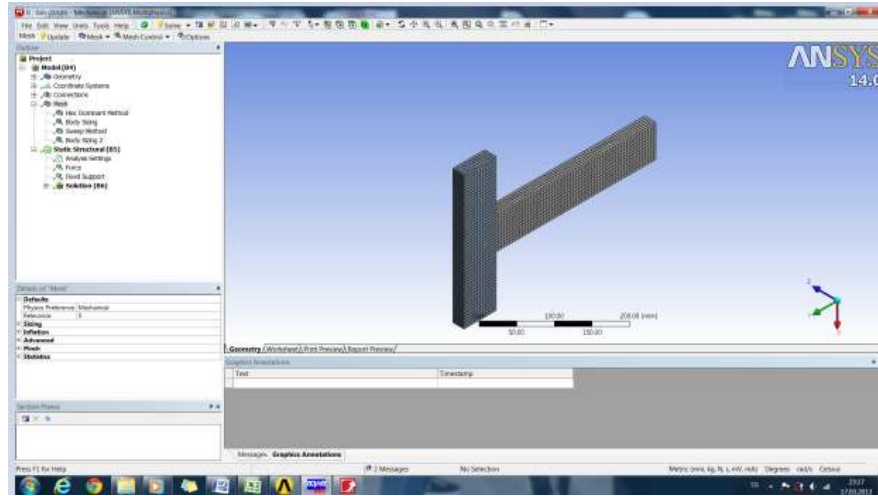
c.

Şekil 3.41. Mesh (ağ oluşturma) işleminin gerçekleştirilme

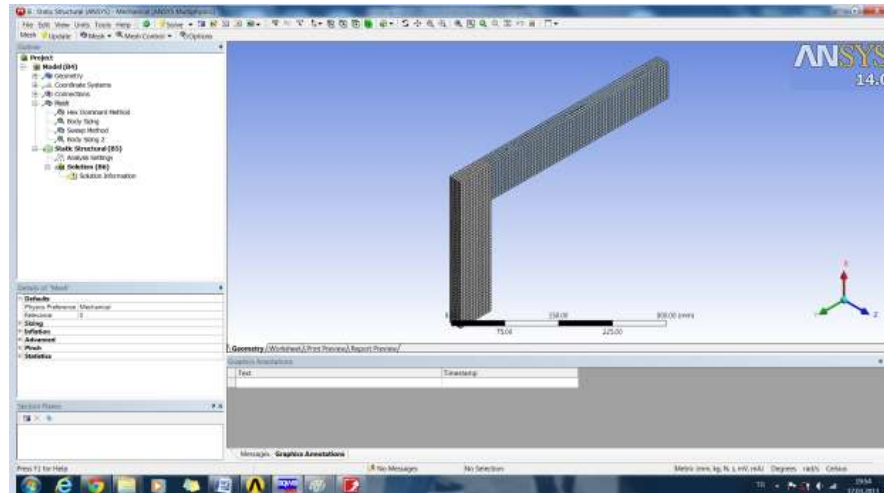
Mesh işlemi ve mesh işlemi bittikten sonra deney örneklerinin görünümü Şekil 3.42a, b, c 'de gösterilmiştir.



a.



b.



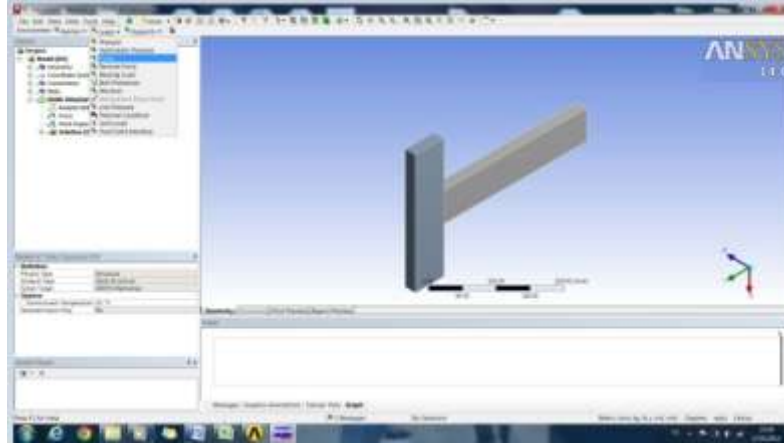
c.

Şekil 3.42. Mesh işlemi tamamlanmış deney örnekleri

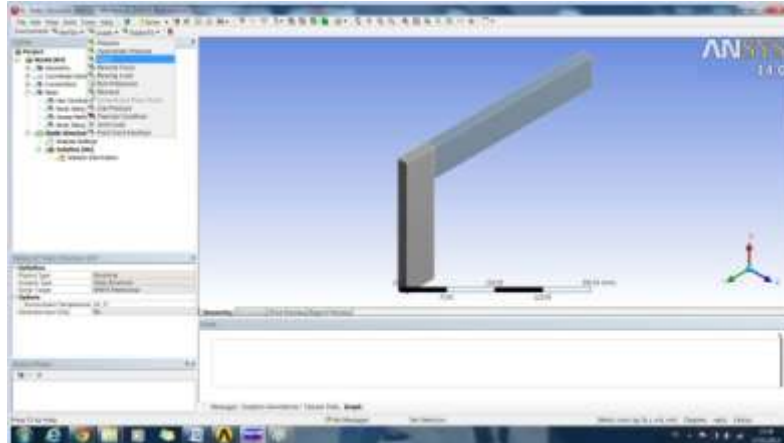
Mesh işlemi tamamlandıktan sonra "Static Structural" bölümü seçilerek kuvvet yükleme ve destek noktaları seçimi işlemleri yapılmıştır. "Outline" menüsündeki "Static Structural (B5)" bölümü seçildikten sonra, bu bölüme ait alt menü "Outline" menüsünün üzerinde görülmektedir. Alt menüde olan "Load" bölümünden seçilip, uygulanmış olan "Force" (tekil kuvvet) uygulama noktası belirlenmiştir (Şekil 3.43 a, b, c).



a.



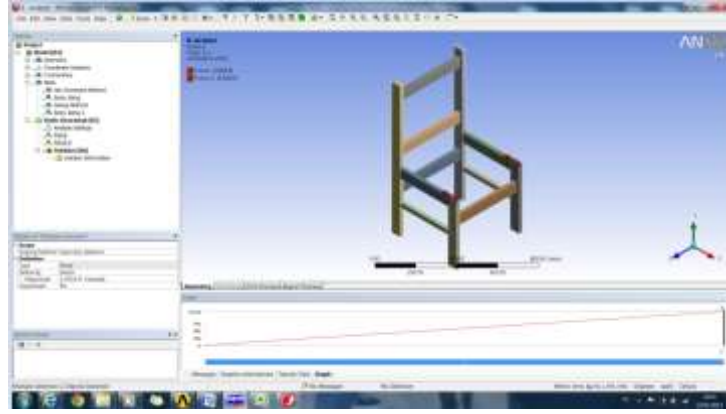
b.



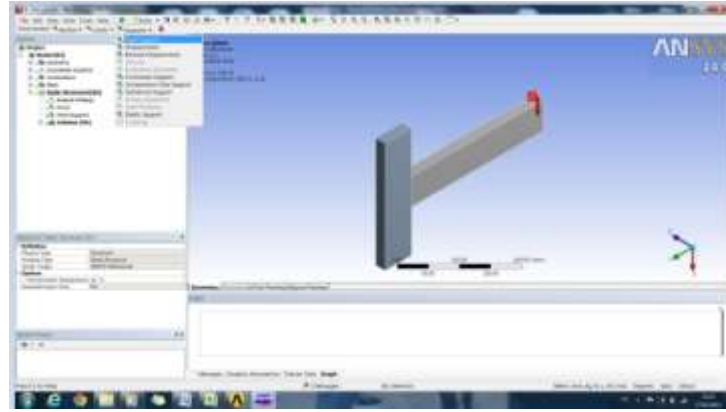
c

Şekil 3.43. Deney kuvvetlerinin tanımlanması

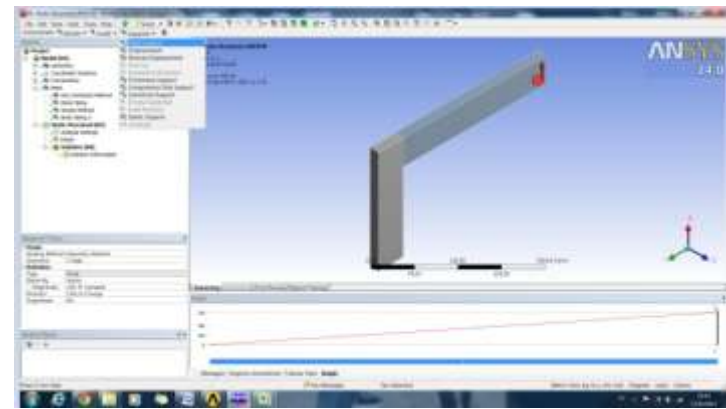
Kuvvetler tanımlanırken, her bir model için; her bir yükleme yönüne göre elde edilen ortalama kuvvet değerleri sisteme uygulanmıştır. Burada, gerçek deneylerdeki kırılma anında, sandalyenin yapısal çözümünün yapılarak, her bir elemanda ve birleştirmelerde meydana gelen kuvvetler ve gerilmeler analiz edilmiş ve zayıf noktalar belirlenmiştir. Kuvvet tanımlama işlemi bittikten sonra, mesnet noktaları belirtilmiştir. Deney örneklerinde mesnet olarak "Fixed" mesnet tipi seçilmiştir. Bu mesnette her yöndeki rotasyon ve yer değiştirmeler kısıtlanmış olup, sadece kuvvetin uygulandığı parçadaki yer değiştirme hesaplanmıştır (Şekil 3.44 a,b, c; 3.45 a, b, c).



a.

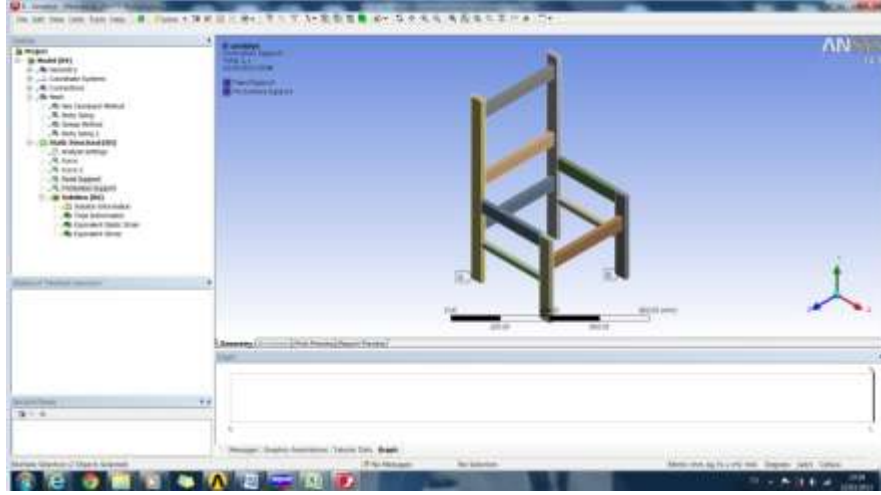


b.

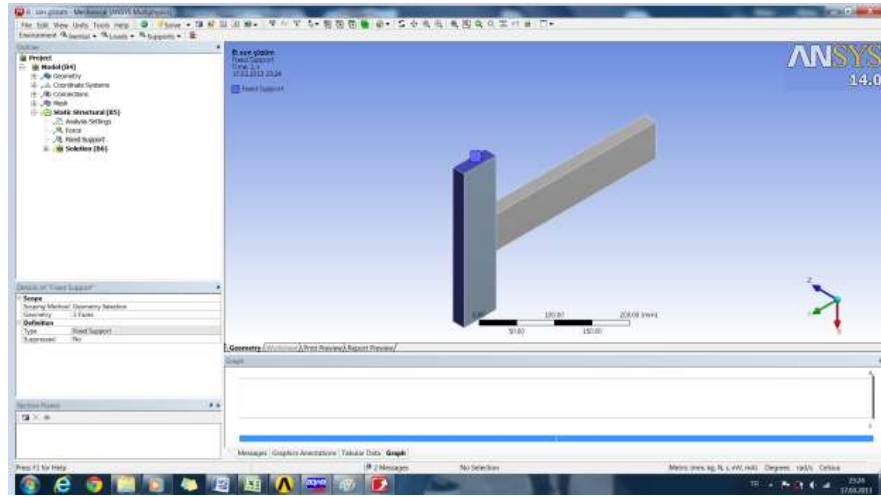


c.

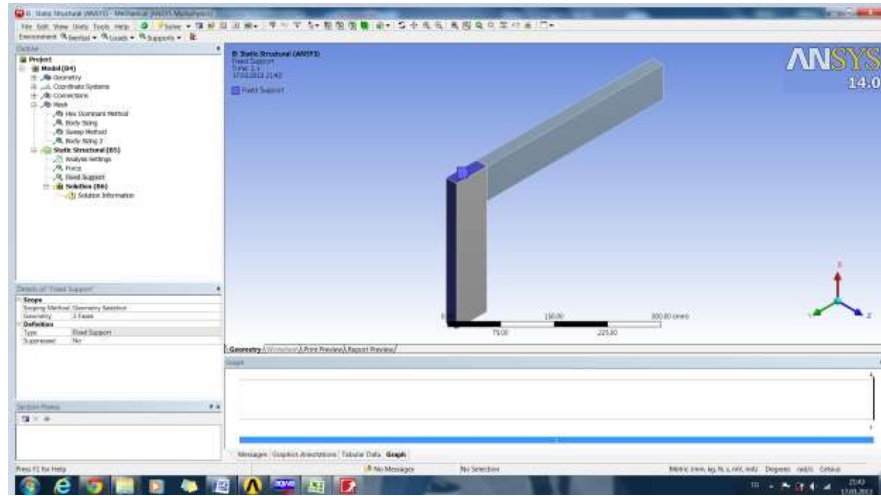
Şekil 3.44. Ortalama deney kuvvetlerinin uygulanması



a.



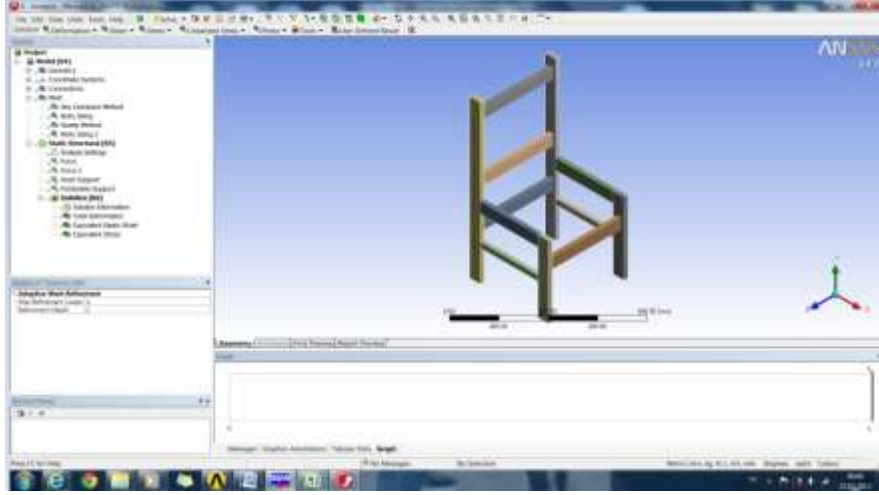
b.



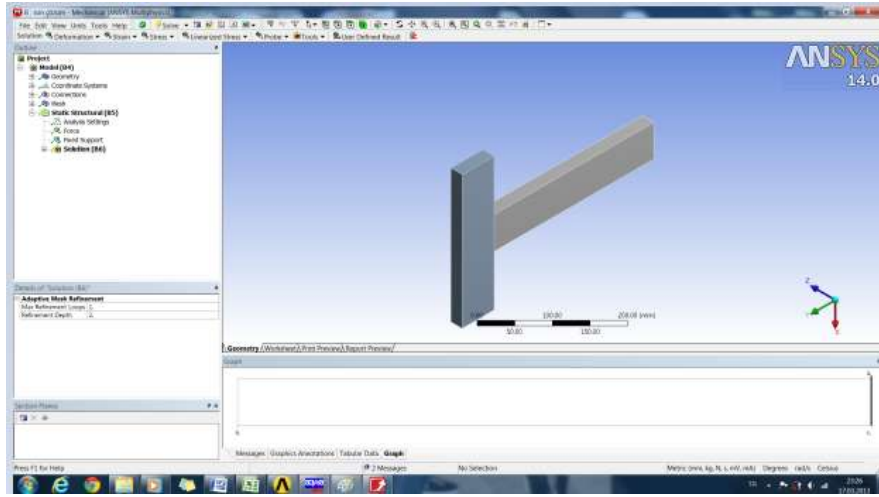
c.

Şekil 3.45. Mesnet noktalarının tanımlanması

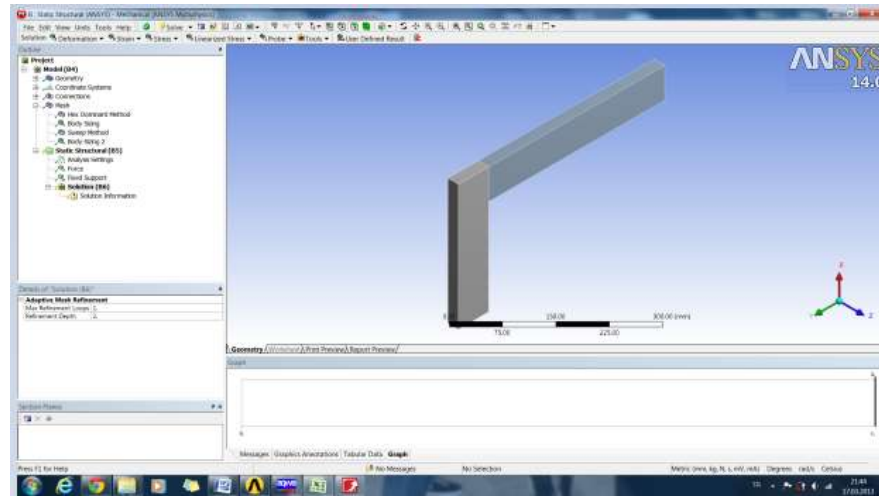
Mesnetlerin belirlenmesi işlemi sonrası çözüm aşamasına geçilmiştir. Çözüm aşamasında "Outline" menüsünde bulunan "Solution" bölümü seçilerek bu bölüme ait alt menü "Outline" menüsü üzerindeki satırda oluşturulmuştur (Şekil 3.46 a, b, c).



a.



b.

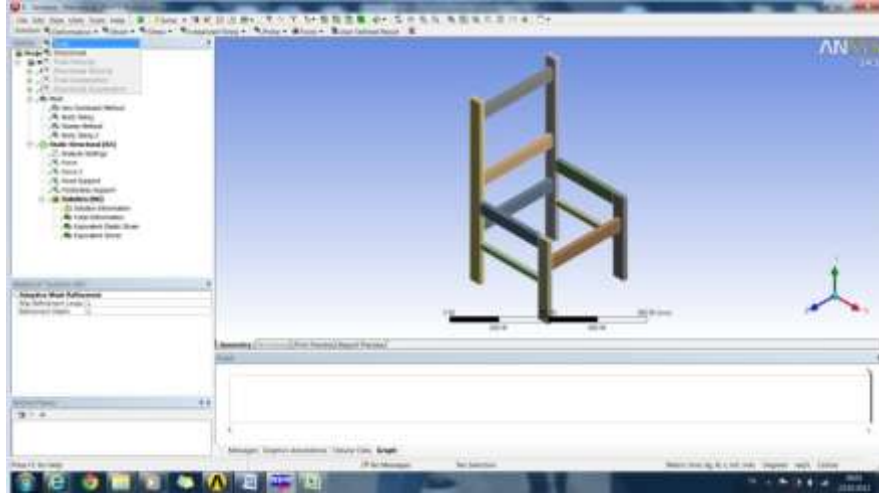


c.

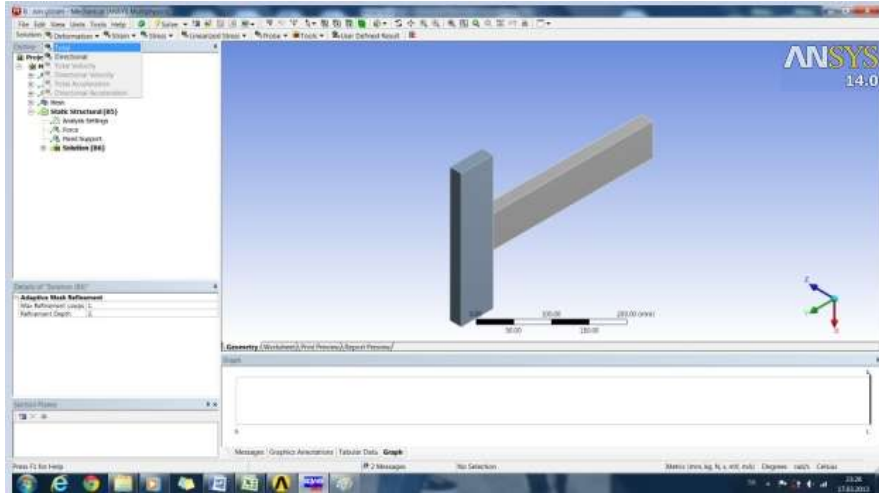
Şekil 3.46. Çözüm aşamasına geçiş

Her bir deney örneği için yapılan çözümlemelerde; "Deformation" bölümünden "Total" seçilerek Total deformation analizi, "Strain" bölümünden "Equivalent (von-Mises)" seçilerek Equivalent Elastic Strain analizi, "Stress" bölümünden "Equivalent

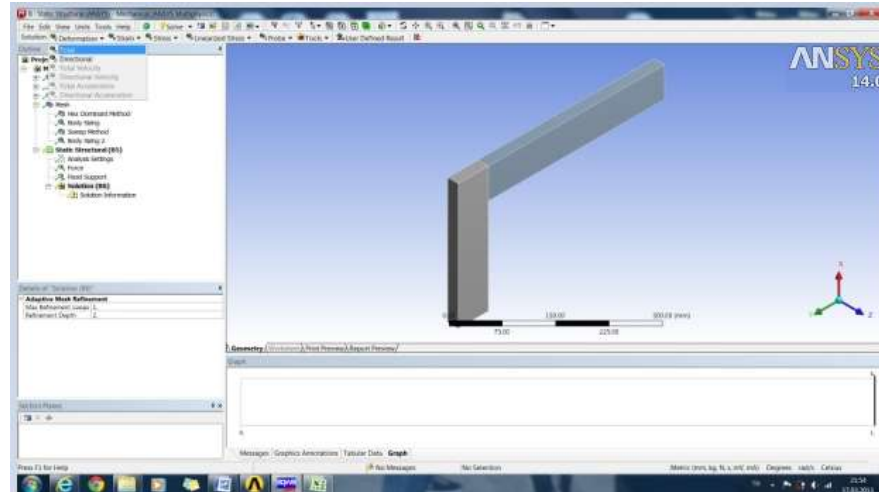
(von-Mises)" seçilerek Equivalent Stress analizi seçilerek yapılmışlardır (Şekil 3.47, 3.48, 3.49).



a.

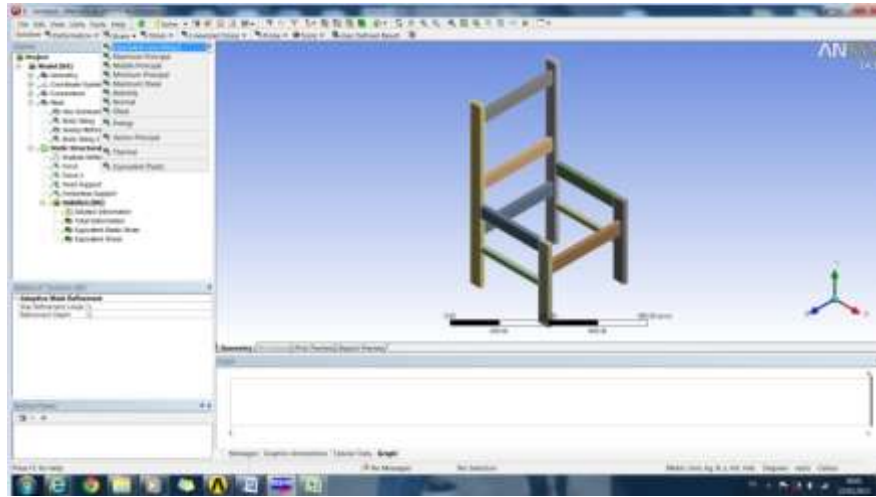


b.

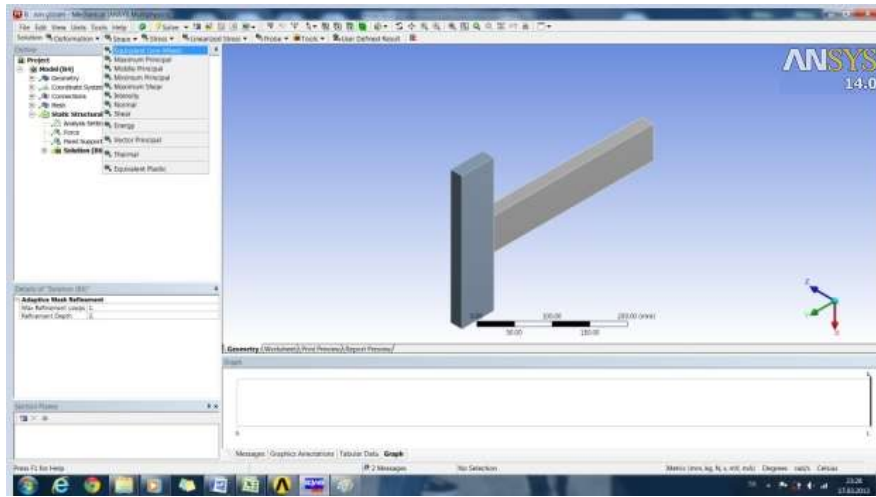


c.

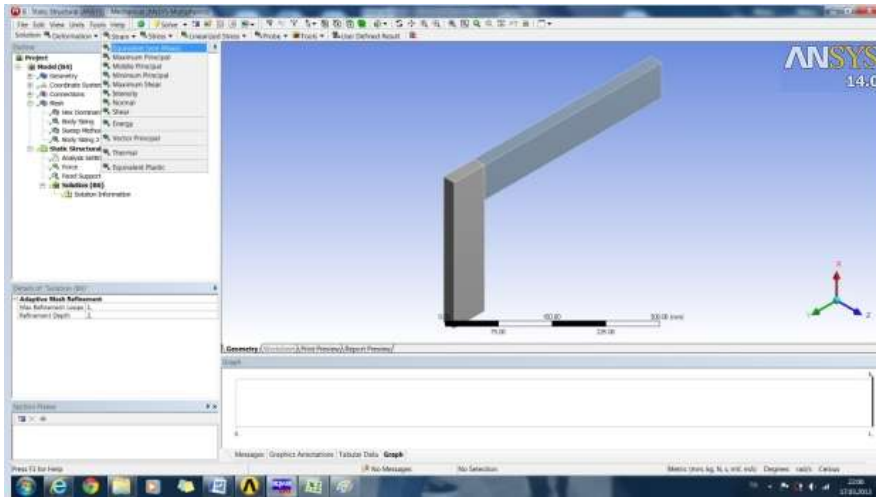
Şekil 3.47. "Total Deformation" analizi seçim



a.

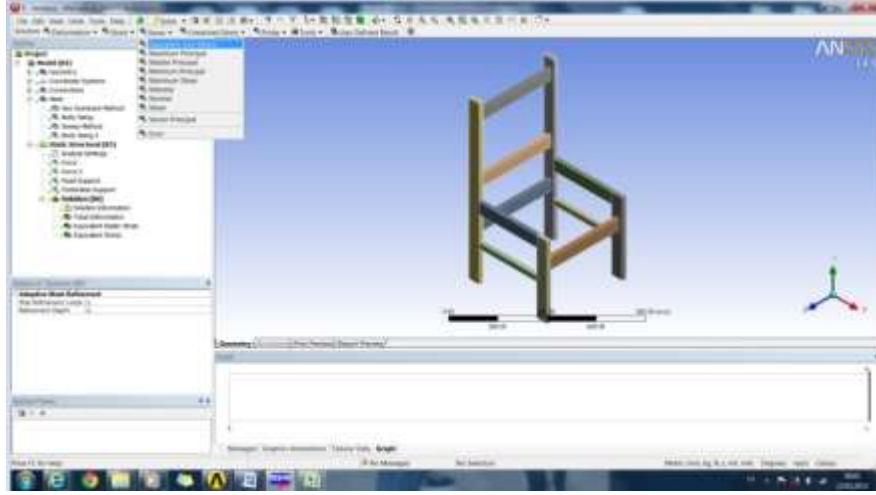


b.

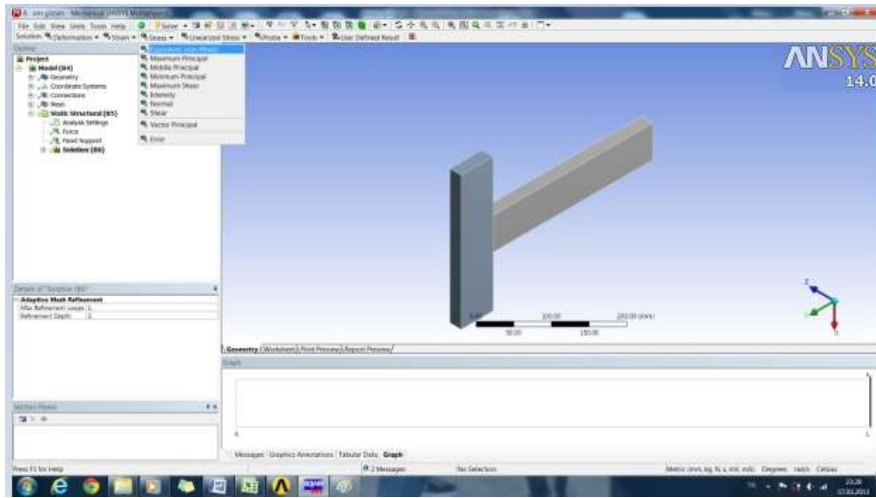


c.

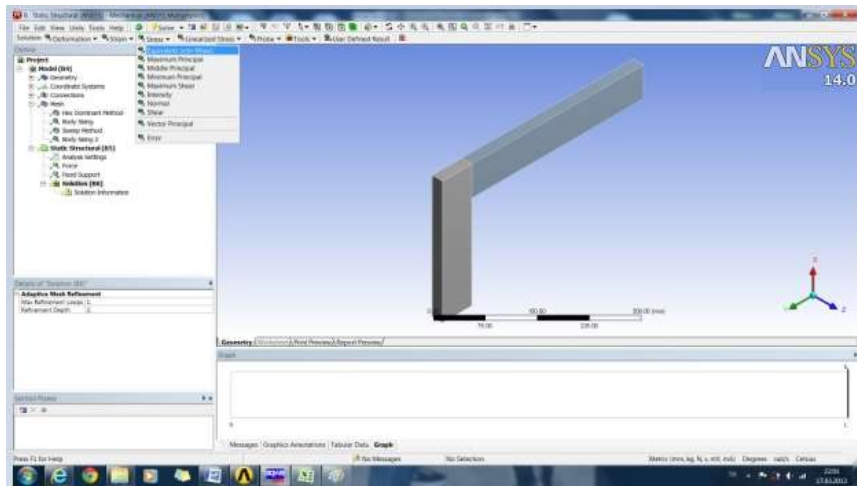
Şekil 3.48. “Equivalent Elastic Strain” analizi seçimi



a.



b.



c.

Şekil 3.49. “Equivalent Stress” analizi seçimi

Yapılacak olan analizler seçildikten sonra çözüm aşamasının son adımı olarak "Solution" bölümü farenin sağ tuşuyla işaretlenerek çıkan pencerede "Solve" yazan satır seçilmiştir (Şekil 3.50 a, b, c).



61

3.6 Verilerin Değerlendirilmesi

Deney sonuçlarının istatistiksel analizinde, zıvana genişliği, zıvana uzunluğu ve bu faktörlerin ikili etkileşimlerinin, T-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi, L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve sandalyelerin önden arkaya statik yük taşıma kapasiteleri üzerindeki etkileri “çoklu varyans analizleri” (MANOVA) ile belirlenmiş, farklılıkların $p < 0,05$ ’ e göre istatistiksel anlamda farklı çıkması halinde bu farklılıkların gruplar arasındaki önemi için “en küçük önemli fark” (LSD : Least Significant Difference) testi kullanılmıştır. Böylece, denemeye alınan faktörlerden zıvana genişliği, zıvana uzunluğu ve iki faktörün eş zamanlı etkisinin birbirleri arasındaki başarı sıralamaları homojenlik gruplarına ayrılmak suretiyle belirlenmiştir.

Devirli yükleme performans deneyi sonuçları ise sandalyeler için geliştirilmiş olan ALA teknoloji raporuna göre değerlendirilmiş ve her grup bu deney yönteminde önceden belirlenmiş olan kabul edilebilir yük değerleri ile karşılaştırılmıştır. ALA’ da verilen hafif, orta ve ağır kabul edilebilir servis yükleri sırasıyla 1335 N, 1557 N ve 1780 N’ dur (Eckelman, 1999; ALA, 1982). Buna göre, sandalyelerin gerçek kullanım sürecindeki performansları ile ilgili yorumlar yapılmıştır.

Deney sandalyelerinin, aynı deney şartları ve statik yük değerleri kullanılarak, sonlu elemanlar yöntemi (Finite Element Analysis) ile bilgisayar destekli üç boyutlu yapısal analizleri yapılmıştır. Çerçeve sistemlerinin çözümü “ANSYS 14 Workbench” yapısal analiz programı kullanılarak yapılmış ve buna göre yapısal analiz (structural analysis) programlarının mobilya mukavemet tasarımında kullanılabilirliği değerlendirilerek, deney koltuklarının genel mukavemeti hakkında anlamlı değerler verip vermediği irdelenmiştir.

Sonlu elemanlar analizinde, öncelikle bütün sandalye tarafından taşınan toplam momentten her bir birleştirmeye karşılık gelen momentler değerleri belirlenmiş, tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerden gerçek testlerden elde edilen moment değerleri ile karşılaştırılmıştır. Burada, tekil birleştirme testlerinden elde edilen veriler ile sandalyenin bütününün taşıdığı toplam moment ve buradan hareketle de önden

arkaya yük taşıma kapasitesi tahmin edilmiş ve gerçek test sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Ayrıca, T-tipi ve L-tipi birleştirmelerden elde edilen rijitlik katsayısı ve maksimum yer değiştirme değerleri de gerçek testlerden elde edilen değerler ile karşılaştırılmıştır.

Deney sandalyelerinin önden arkaya kuvvet taşıma performansını ölçmede kullanılan statik ve devirli yüklemeler arasındaki ilişkiler incelenmiştir. Deney sandalyelerinin önden arkaya yönde statik ve devirli yük taşıma performansı ortalama değerleri Pearson *korelasyon* analizine sokulmuştur. Burada, aşağıda belirtilen H0 ve H1 hipotezleri incelenmiştir.

H0: Statik yüklemeye önden arkaya kuvvet taşıma performansı ölçümü ile devirli yüklemeye önden arkaya kuvvet taşıma performansı ölçümleri arasında pozitif yönde bir ilişki yoktur.

H1: Statik yüklemeye önden arkaya kuvvet taşıma performansı ölçümü ile devirli yüklemeye önden arkaya kuvvet taşıma performansı ölçümleri arasında pozitif yönde bir ilişki vardır.

Son olarak da, deney sandalyelerinin devirli önden arkaya kuvvet taşıma performansının, statik önden arkaya kuvvet taşıma performansından tahmin edilebilmesi için geçerli olan bir katsayı elde edilmiştir.

4 BULGULAR VE TARTIŞMA

4.1 Deney Sandalyelerinin Üretiminde 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 varyasyon katsayıları ile birlikte Çizelge 4.1’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Deneylerde kullanılan ağaç malzemenin rutubet ve yoğunluk değerleri

Ağaç türü	Rutubet (%)	Tam kuru yoğunluk (g/cm^3)	Hava kurusu 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

4.2 Sandalyelerdeki Zıvanalı Birleştirmelerin Deformasyon Karakteristikleri

T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarında deneyler yaklaşık 60 – 90 saniyede tamamlanmış ve birleştirmeler yük taşıyamaz duruma gelmiştir. Sandalye statik deneylerinde ise deneyler 5 – 7 dakika arasında tamamlanmıştır. Deneyler sırasında yapılan gözlemler sonucunda, tüm deney örneklerinde meydana gelen deformasyon biçimi; gerek bütün sandalyenin birleştirmelerinde gerekse T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarının tekil deneylerinde zıvana ölçülerine göre benzer şekilde gerçekleşmiştir. Genel deformasyon biçimi, kayıt elemanlarının yükleme yüzeyinin karşısında kalan köşesi dönme merkezi olmak üzere, rotasyona bağlı açılması ve zıvanaların yuvalarından çıkması, bazılarında ise zıvanaların kesilerek kırılması şeklinde gelişmiştir. Deneylerde, sandalye sistemi oluşturan elemanlarda kırılmaların meydana gelmeyip, deformasyonları birleştirme yerlerinde oluşması bu tip sistemlerde zayıf noktalarının birleştirmeler olduğunun göstergesidir. Özellikle birleştirmelerde uygulanan zıvanaların liflere paralel yöndeki kesme dirençlerinin, liflere dik yöndeki eğilme dirençlerinin ve kullanılan tutkalın yapışma direncinin birleştirmelerin mukavemeti üzerinde çok etkili olduğu söylenebilir. Deneylerde genel olarak üç farklı deformasyon karakteristiği gözlenmiştir.

Birinci deformasyon karakteristiği; kayıtlardaki erkek zıvananın ayaklardaki dişi zıvana yuvasından yaklaşık 20-25 mm açıklık ile rotasyon oluşturacak şekilde geriye çıkması şeklinde gerçekleşmiştir.



Şekil 4.1. Sandalye statik deneylerinde gözlenen birinci deformasyon biçimi

Bu deformasyon, zıvana ölçüleri (genişlik x uzunluk) 30 x 30, 40 x 30, 50 x 30 ve 50 x 40 mm olan gruplarda gözlenmiştir. Bir başka ifadeyle, en kısa zıvana tipindeki her genişlikte bu tip deformasyon olmuştur. Burada, birleştirmelere etkiyen moment karşısında sadece zıvana yapışma yüzey alanındaki tutkal hattının direnç gösterdiği ve tutkalın kesme direncinin önemli olduğu açıkça anlaşılmaktadır. Tutkal hattındaki kayma direnci aşıldığı anda erkek zıvana dişi zıvana yuvasından geriye çıkmıştır.



Şekil 4.2. Zıvanaların rotasyon yapacak şekilde yuvalarından çıkması

Gözlenen ikinci deformasyon karakteristiği, deneylerdeki yükleme koşullarında erkek zıvanaların kesilerek kırılması şeklinde gerçekleşmiştir. Bu deformasyon biçimi genellikle 30 x 50, 40 x 50 ve 50 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş gruplarda gözlemlenmiştir (Şekil 4.3).



Şekil 4.3. Sandalye statik deneylerinde gözlenen ikinci deformasyon biçimi

Bu gruplarda, zıvana uzunluğu en fazla olduğundan nispeten yapışma yüzey alanı büyüktür ve güçlü bir yapışma gerçekleşmiştir. Birleştirme yüzeyinde gerçekleşen yapışma sağlam olduğundan, uygulanan yük sonucu oluşan moment, birleştirme yüzeyindeki tutkal hattındaki kayma (kesme) direncini aşamamış ve erkek zıvana dişi zıvana yuvasından geriye çıkmamıştır. Bu nedenle yük erkek zıvanalara aktarılmış ve erkek zıvananın kesme ve eğilme direnci önem kazanmıştır. Birleştirmelerde, aynı zamanda dişi zıvananın bulunduğu ayak elemanının yapıldığı ağaç malzemenin liflere dik çekme direnci de önemlidir. Erkek zıvananın kesme direncinin aşıldığı durumlarda zıvana kesilerek kırılmış (Şekil 4.4), ayak elemanının liflere paralel direncinin zayıf kaldığı durumlarda ise ayak elemanı birleştirme yerinden yarılarak deformasyona uğramıştır. Özellikle ön ayak elemana açılmış dişi zıvana, malzemede mukavemet kaybına neden olduğundan eleman liflere dik çekme direnci aşıldığı anda parçalanarak yarılmıştır (Şekil 4.5).



Şekil 4.4. Sandalye birleştirmelerindeki zıvanaların kesilerek kırılması



Şekil 4.5. Sandalye ön ayağın parçalanarak yarılması

Üçüncü deformasyon karakteristiği ise; erkek zıvananın dişi zıvana yuvasından yaklaşık 15 mm açıklık oluşturacak şekilde geriye çıkarak rotasyon oluşturması ve yüklemenin devamında erkek zıvananın kesilerek kırılması şeklinde gerçekleşmiştir. Bu deformasyon biçimi, zıvana ölçüleri 30 x 40 ve 40 x 40 olan gruplarda elde edilmiştir (Şekil 4.6).



Şekil 4.6. Sandalye statik deneylerinde gözlenen ikinci deformasyon biçimi

Burada, zıvana uzunluğu ve yapışma yüzeyi birinci deformasyon tipi grubuna göre nispeten daha büyük olduğundan zıvana yüzeylerinde daha güçlü bir yapışma direnci vardır. Buradan yapışma yüzeyindeki tutkal hattının birleştirmenin mukavemetine olan katkısının birinci deformasyon tipi grubuna oranla daha fazla olduğu anlamı çıkarılabilir. Uygulanan yükleme ile birleştirmelere dağılan momente karşı ilk olarak birleştirmelerdeki tutkal hattı karşı koymuş, uygulanan yük tutkalın kesme direncini aşınca yük erkek zıvanalara aniden aktarılmıştır. Erkek zıvana bu durumda üzerine gelen ani yükü kısa bir süre taşımış ve kesilerek kırılmıştır. Bu deformasyon biçimi Şekil 4.7’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.7. Sandalye birleştirmelerindeki zıvanaların önce geri çıkıp daha sonra kesilerek kırılması

Bu grupta da, ön ayak elemanının liflere paralel direncinin zayıf kaldığı durumlarda ayak elemanı birleştirme yerinden yarılarak deformasyona uğramıştır. Özellikle ön ayak elemanına açılmış dişi zıvana, malzemede mukavemet kaybına neden olduğundan eleman liflere dik çekme direnci aşıldığı ön ayak burada da parçalanarak yarılmıştır (Şekil 4.8).



Şekil 4.8. Sandalye ön ayağın parçalanarak yarılmaması

Bu deformasyon tipi, ilk iki deformasyon tipinin her ikisinin de yaşandığı bir grup olarak değerlendirmek mümkündür.

4.3 T-tipi ve L-tipi Birleştirmelerin Moment Kapasiteleri ve Elastikiyeti

Denemelerde kullanılan T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarına uygulanan eğilme deneyleri sonucunda elde edilen moment ve elastikiyet değerleri Çizelge 4.2’de varyasyon katsayıları ile birlikte verilmiştir.

Çizelge 4.2. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment ve elastikiyet ortalamaları

Zıvana Genişliği (mm)	Zıvana Uzunluğu (mm)	T-tipi Örnekler				L-tipi Örnekler			
		Moment (Nm)		Elastikiyet(Nm/rad)		Moment (Nm)		Elastikiyet(Nm/rad)	
		X_{ort}	v (%)	X_{ort}	v (%)	X_{ort}	v (%)	X_{ort}	v (%)
30	30	104,48	11,35	1671,87	16,93	100,26	5,45	1071,88	11,51
	40	87,92	12,17	1327,11	12,73	96,66	11,16	579,21	16,89
	50	158,93	5,09	1781,02	7,77	129,69	11,81	995,29	15,30
40	30	107,05	6,34	1874,72	8,07	104,99	8,31	1243,92	12,41
	40	196,70	4,24	2702,40	9,61	136,20	8,46	1247,00	10,15
	50	212,93	6,01	2381,68	3,07	140,25	11,04	1176,43	7,84
50	30	81,23	14,56	1596,80	8,07	98,96	14,09	1537,81	13,69
	40	117,35	4,79	1985,22	12,46	178,42	8,90	1484,13	7,56
	50	169,59	12,58	2655,67	13,55	220,36	4,29	1676,61	10,51

Zıvana genişliği ve uzunluğu faktörlerinin tekil ve eş zamanlı etkilerinin T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyet değerleri üzerindeki etkilerine ilişkin çoklu varyans analizleri sonuçları Çizelge 4.3’ da verilmiştir.

Çizelge 4.3. T-tipi ve L-tipi birleştirme verilerine ilişkin çoklu varyans analizleri

		Varyans Kaynakları	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Kareler Ortalaması	F değeri	Hata İhtimali (p < 0,05)
MOMENT	T-tipi örnekler	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			
	L-tipi örnekler	Zıvana Geniş.	2	50910,199	25455,099	167,7759	0,0000
		Zıvana Uzun.	2	58152,555	29076,278	191,6433	0,0000
		ZG x ZU	4	31896,360	7974,090	52,5577	0,0000
		Hata	81	12289,385	151,721		
		Toplam	89	153248,499			
ELASTİKİYET	T-tipi örnekler	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			
	L-tipi örnekler	Zıvana Geniş.	2	7019054,166	3509527,083	171,3828	0,0000
		Zıvana Uzun.	2	649576,301	324788,151	15,8606	0,0000
		ZG x ZU	4	985266,446	246316,61	12,0285	0,0000
		Hata	81	1658694,467	20477,709		
		Toplam	89	10312591,38			

ZG: Zıvana genişliği

ZU: Zıvana uzunluğu

Varyans analizleri sonuçlarına göre, zıvana uzunluğu ve zıvana genişliği ana faktörlerinin ve ikili etkileşimlerinin, T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarının moment kapasiteleri ve elastikiyetleri üzerindeki etkileri 0,05 hata payı ile istatistiksel olarak anlamlı bulunmuştur. Çizelge 4.3’ de, hesaplanan F değerleri incelendiğinde, hem T-tipi hem de L-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 ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyeti üzerindeki etkilerine ait ortalamaların hesaplanan LSD kritik değerleri için karşılaştırılması Çizelge 4.4’ de verilmiştir.

Çizelge 4.4. Zıvana genişliğine göre moment ve elastikiyet değerleri ortalamalarının karşılaştırma sonuçları

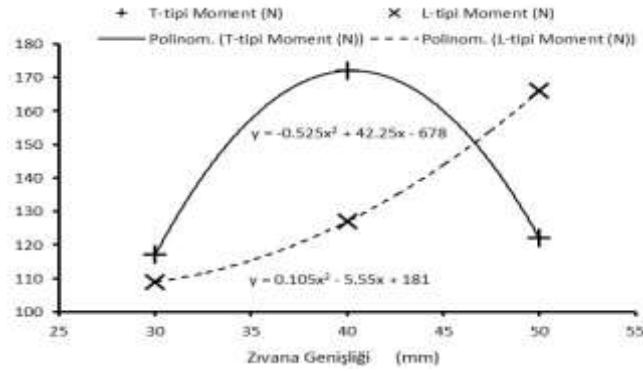
Zıvana Genişliği	T-Tipi				L -Tipi			
	Moment (Nm)		Elastikiyet (Nm/Rad)		Moment (Nm)		Elastikiyet (Nm/Rad)	
	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)
30 mm	117,1	B	1593	C	108,9	C	882	C
40 mm	172,2	A	2320	A	127,1	B	1222	B
50 mm	122,7	B	2079	B	165,9	A	1566	A
LSD $\pm$ 5,996 Nm			LSD $\pm$ 112,4 Nm/rad		LSD $\pm$ 6,328 Nm		LSD $\pm$ 73,52Nm/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.

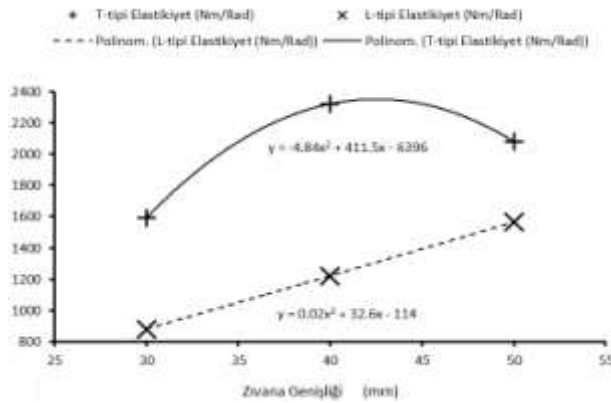
L-tipi birleştirmelerde de zıvana genişliğinin etkileri incelendiğinde, en yüksek moment kapasitesi ve elastikiyet değerlerinin 50 mm genişliğindeki zıvanalarla elde edildiği görülmüştür. L-tipi birleştirmelerde, zıvana genişliğindeki artış hem moment hem de elastikiyet değerlerini istatistiksel olarak önemli derecede arttırmıştır. Zıvana genişliğinin 30 mm’ den 40 mm’ ye çıkarılması moment kapasitesini %17, elastikiyet değerlerini % 38 arttırmış, 40 mm’ den 50 mm’ ye çıkarılması ise moment kapasitesi ve elastikiyeti ortalama % 29 arttırmıştır. Burada, zıvana genişliği ile moment kapasitesi ve elastikiyet arasında doğru orantılı bir ilişki olduğu söylenebilir. Zıvana genişliğinin artması yapışma yüzey alanının büyümesine ve birleştirmenin moment

kapasitesinin ve elastikiyetinin artmasına neden olmuştur. Yapışma yüzey alanının büyümesiyle aynı yük değeri altında zıvana yüzeylerindeki tutkal hattında meydana gelen kesme gerilmeleri değerleri azalmıştır. Dolayısıyla da birleştirme yüzeyi daha emniyetli hale gelmiş ve mukavemet ve elastikiyette artış meydana gelmiştir.

T-tipi ve L-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 ve L-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – moment ilişkileri Şekil 4.9’ da, zıvana genişliği – elastikiyet ilişkileri ise Şekil 4.10’ da gösterilmiştir.



Şekil 4.9. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – moment ilişkileri



Şekil 4.10. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana genişliği – elastikiyet ilişkileri

Bu sonuçlara göre, sandalye birleştirmelerinde zıvana ölçülerinin birleştirme yerine göre farklılık göstermesi gerektiği çıkarılabilir. Sandalyelerde, L-tipi birleştirmelerin temsil ettiği ön ayak – yan kayıt birleştirmesi için 50 mm genişlikte zıvana, T-tipi

birleştirmelerin temsil ettiği arka ayak – yan kayıt birleştirmesi için ise 40 mm genişlikteki zıvana kullanılması sistemin mukavemetini arttırabilir.

Zıvana uzunluğunun, T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyeti üzerindeki etkilerine ait ortalamaların hesaplanan LSD kritik değerleri için karşılaştırılması izelge 4.5’ de verilmiştir.

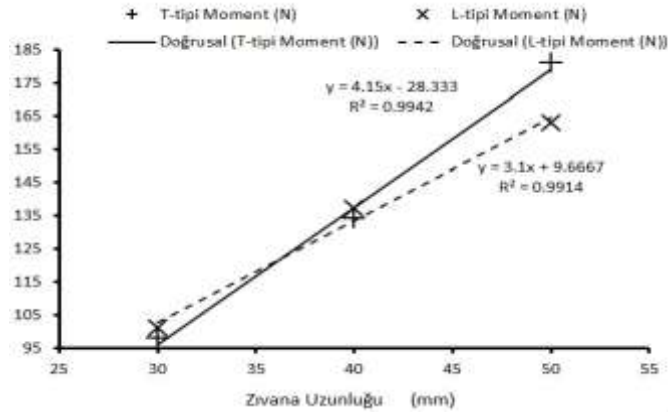
Çizelge 4.5. Zıvana uzunluğuna göre moment ve elastikiyet değerleri ortalamalarının karşılaştırma sonuçları

Zıvana Uzunluğu	T-Tipi				L-Tipi			
	Moment (Nm)		Elastikiyet (Nm/Rad)		Moment (Nm)		Elastikiyet (Nm/Rad)	
	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)
30 mm	97,59	C	1714	C	101,4	C	1285	A
40 mm	134,0	B	2005	B	137,1	B	1103	B
50 mm	180,5	A	2273	A	163,4	A	1283	A
LSD±5,996Nm			LSD±112,4Nm/Rad		LSD±6,328Nm		LSD±73,52Nm/Rad	

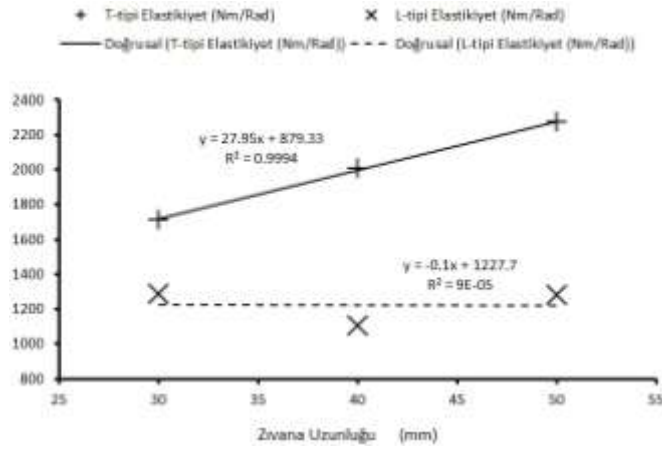
Zıvana uzunluğuna göre yapılan karşılaştırmalar sonucunda, T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde en yüksek moment kapasitesi ve elastikiyet değerleri 50 mm uzunluğundaki zıvanalarla elde edilmiştir. L-tipi birleştirmelerde elastikiyet bakımından, 30 ve 50 mm uzunluğundaki zıvanalar arasındaki farklar istatistiksel olarak anlamsız bulunmuştur. Her iki birleştirme tipinde de, zıvana uzunluğunun artışı hem moment hem de elastikiyet değerlerini arttırmıştır. Zıvana uzunluğunun 30 mm’ den 40 mm’ ye çıkarılması T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesini % 36 arttırmış, 40 mm’ den 50 mm’ ye çıkarılması ise T-tipi birleştirmelerde % 35, L-tipi birleştirmelerde % 19 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. L-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğunun artışı elastikiyet değerlerini önemli derecede etkilememiştir.

T-tipi ve L-tipi 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.

T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğu – moment ilişkileri şekil 4.11’ de, zıvana uzunluğu – elastikiyet ilişkileri ise şekil 4.12’ de gösterilmiştir.



şekil 4.11. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğu – moment ilişkileri



şekil 4.12. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde zıvana uzunluğu – elastikiyet ilişkileri

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

T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyeti üzerinde zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşiminin etkilerini gösteren karşılaştırma sonuçları LSD kritik değerleriyle birlikte izelge 4.6’ da sunulmuştur.

Çizelge 4.6. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasitesi ve elastikiyetinde zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi karşılaştırma sonuçları

Zıvana Uzunluğu \ Zıvana Genişliği	T-Tipi					
	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					
Zıvana Genişliği	L-Tipi											
	Moment (Nm)						Elastikiyet (Nm/Rad)					
Zıvana Uzunluğu	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	100,3	D	105,0	D	98,96	D	1072	DE	1244	C	1538	B
40 mm	96,66	D	136,2	C	178,4	B	579,2	F	1247	C	1484	B
50 mm	129,7	C	140,3	C	220,4	A	995,3	E	1176	CD	1677	A
LSD ± 10,96 Nm							LSD ± 127,3 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 ölçülerindeki zıvanalar, en düşük moment kapasitesini ise 30 x 50 ve 40 x 30 mm ölçülerindeki 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 ölçülerindeki zıvanalarda elde edilirken, en düşük elastikiyet değerleri ise 40 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalarda çıkmıştır.

L-tipi birleştirmelerde, zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi sonucunda en yüksek moment kapasitesini, 50 x 50 ve 40 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalar, en düşük moment kapasitesini ise 30 mm genişliğindeki tüm uzunluklar ve 40 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalar vermişlerdir. En zayıf moment kapasitesini veren zıvana kombinasyonlarının moment değerleri arasındaki farklar istatistiksel anlamda önemsizdir. L-tipi birleştirmelerde elastikiyet değerlerine göre yapılan karşılaştırmalarda, en yüksek değerler 50 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalarda elde edilirken, en düşük elastikiyet değerleri ise 40 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalarda bulunmuştur.

4.4 Sandalye Önden Arkaya Statik Yükleme Testi Sonuçları

Denemelerde kullanılan sandalyelere uygulanan önden arkaya statik yükleme deneyleri sonucunda elde edilen kuvvet taşıma kapasitesi değerleri Çizelge 4.7’ de varyasyon katsayıları ile birlikte verilmiştir.

Çizelge 4.7. Deney sandalyelerinin önden arkaya statik yük taşıma değerleri ortalamaları

Zıvana Genişliği (mm)	Zıvana Uzunluğu (mm)	Kuvvet Taşıma Değeri (N)	
		X_{ort}	v (%)
30	30	2291,62	8,59
	40	2564,33	1,66
	50	2385,79	9,26
40	30	2501,55	8,06
	40	2835,09	6,62
	50	2505,47	8,35
50	30	2750,72	6,31
	40	3133,31	3,24
	50	3545,33	2,03

Deney sandalyelerinin ön ayak – yan kayıt ve arka ayak – yan kayıt birleştirmelerinde uygulanan zıvana genişliği ve uzunluğu faktörlerinin tekil ve eş zamanlı etkilerinin, sandalyenin önden arkaya yönde yük taşıma değerleri üzerindeki etkilerine ilişkin yapılan çoklu varyans analizi sonuçları Çizelge 4.8’ de verilmiştir.

Çizelge 4.8. Deney sandalyelerinin önden arkaya yük taşıma verilerine ilişkin çoklu varyans analizi sonuçları

Varyans Kaynakları	Serbestlik Derecesi	Kareler Toplamı	Kareler Ortalaması	F değeri	Hata ihtimali (p < 0,05)
Zıvana Genişliği	2	4258644,434	2129322,217	75,2870	0,0000
Zıvana Uzunluğu	2	991107,681	495553,840	17,5214	0,0000
ZG x ZU	4	1146513,948	286628,487	10,1344	0,0000
Hata	36	1018177,882	28282,719		
Toplam	44	7414443,946			

ZG: Zıvana genişliği

ZU: Zıvana uzunluğu

Varyans analizleri sonuçlarına göre, sandalye ön ayak – yan kayıt ve arka ayak – yan kayıt birleştirmelerinde uygulanan zıvanaların uzunluğu ve genişliğinin ve bu faktörlerin ikili etkileşimlerinin, sandalyelerin önden arkaya yük taşıma değerleri üzerindeki etkileri 0,05 yanılma olasılığı için istatistiksel olarak önemli bulunmuştur. Çizelge 11’ de, hesaplanan F değerleri incelendiğinde, önden arkaya yük taşıma kapasitesi üzerinde 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.

Zıvana genişliği ve zıvana uzunluğu ana faktörlerinin sandalyelerin önden arkaya yük taşıma kapasitesine olan tekil etkilerini belirlemek için hesaplanan LSD kritik değerleri için karşılaştırılması Çizelge 4.9’ da verilmiştir.

Çizelge 4.9. Zıvana genişliği ve zıvana uzunluğuna göre önden arkaya yük taşıma değerleri ortalamalarının karşılaştırma sonuçları

Zıvana Genişliği (mm)	Kuvvet Taşıma Değeri (N)		Zıvana Uzunluğu (mm)	Kuvvet Taşıma Değeri (N)	
	X	(HG)		X	(HG)
30	2414	C	30	2515	B
40	2614	B	40	2844	A
50	3143	A	50	2812	A
LSD $\pm 124,5 N$			LSD $\pm 124,5 N$		

Sandalye birleştirmelerinde, zıvana genişliğine göre yapılan karşılaştırmalar sonucunda, en yüksek önden arkaya yönde kuvvet taşıma değerleri 50 mm genişliğindeki zıvanalarla elde edilmiştir. Zıvana genişliğinin artması ile sandalyenin önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesi artmıştır. Sandalye birleştirmelerinde, zıvana genişliğinin 30 mm’ den 40 mm’ ye çıkarılması sandalyelerin önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesini % 8 arttırırken, 40 mm’ den 50 mm’ ye çıkarılması % 20 arttırmıştır. Burada, zıvana genişliğinin sandalyenin kuvvet taşıma kapasitesinde önemli bir etkisinin olduğu açıkça görülmüştür.

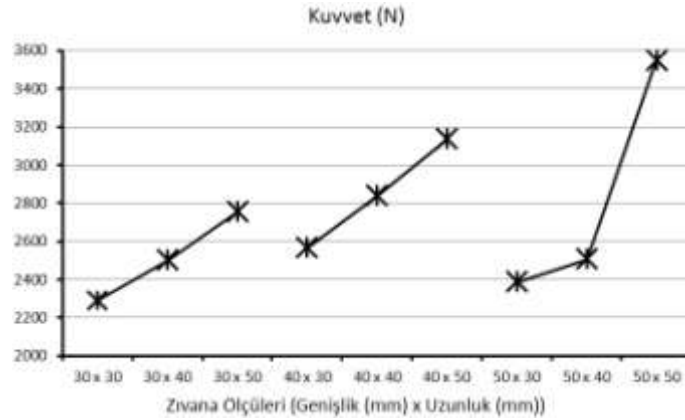
Sandalye birleştirmelerinde, zıvana uzunluğuna göre yapılan karşılaştırmalar sonucunda, en yüksek önden arkaya yönde kuvvet taşıma değerleri yine 50 mm uzunluğundaki zıvanalarla elde edilmiştir. 40 ve 50 mm uzunluğundaki zıvana uzunluklarının sandalyenin kuvvet taşıma değerleri üzerindeki etkileri istatistiksel olarak anlamsız bulunmuştur. Sandalye birleştirmelerinde, zıvana uzunluğunun 30 mm’ den 40 mm’ ye veya 50 mm’ ye çıkarılması sandalyelerin önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesini ortalama % 12 arttırmıştır.

Deney sandalyelerinin önden arkaya yük taşıma kapasiteleri üzerinde zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşiminin etkilerini gösteren karşılaştırma sonuçları LSD kritik değerleriyle birlikte Çizelge 4.10’ da sunulmuştur.

Çizelge 4.10. Sandalyelerin önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesi için zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi karşılaştırma sonuçları

Zıvana Genişliği (mm)	Zıvana Uzunluğu (mm)	Kuvvet Taşıma Değeri (N)					
		30		40		50	
		X	(HG)	X	(HG)	X	(HG)
30	30	2292	F	2502	EF	2751	CD
40	40	2564	DE	2835	C	3133	B
50	50	2386	EF	2505	EF	3545	A
LSD $\pm$ 215,7 N							

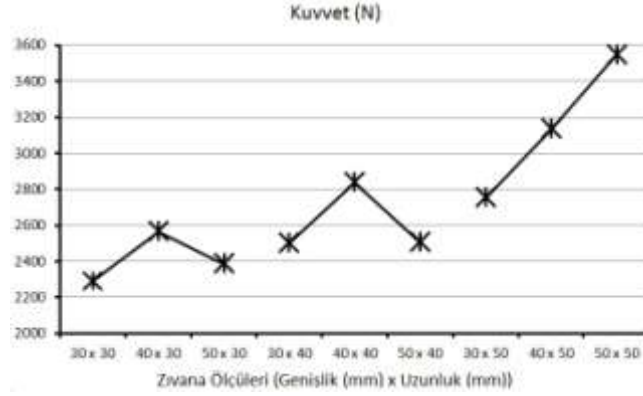
Sandalye birleştirmelerinde, zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili etkileşimi sonucunda en yüksek önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesini, sırasıyla 50 x 50 ve 50 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalar, en düşük kuvvet taşıma kapasitesini ise 30 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalar vermişlerdir. Zıvana genişliği – zıvana uzunluğu ikili karşılaştırma sonuçları Şekil 4.13' de her bir genişliğe göre uzunluk etkisi ile ve Şekil 4.14' de ise her bir uzunluğa göre genişlik etkisi ile grafiksel olarak ifade edilmiştir.



Şekil 4.13. Birleştirmelerde her bir zıvana genişliği için zıvana uzunluğunun etkileri

Buna göre, sandalye birleştirmelerinde zıvana uzunluğunun artışının kuvvet taşıma kapasitesinin artışına etkisinin önemli olduğu görülmektedir. Her bir zıvana genişliği için, zıvana uzunluğundaki artış sandalyenin kuvvet taşıma kapasitesini önemli derecede arttırmıştır. Zıvana genişliği 30 ve 40 mm olan birleştirmelerde, zıvana uzunluğunun 30 mm' den 40 mm' ye ya da 40 mm' den 50 mm' ye çıkarılması sandalyenin kuvvet taşıma kapasitesini ortalama % 10 arttırmıştır. Birleştirmelerde zıvana genişliğinin 50 mm olması ile bu oranlar farklılık göstermiş olup, zıvana uzunluğunun 30 mm' den 40 mm' ye çıkarılması ile sandalyenin kuvvet taşıma

kapasitesinde % 5' lik küçük bir artış, 40 mm' den 50 mm' ye çıkarılması ile ise % 42 gibi büyük bir artış gözlenmiştir.



Şekil 4.14. Birleştirmelerde her bir zivana uzunluğu için zivana genişliğinin etkileri

Buna göre, sandalye birleştirmelerinde 30 ve 40 mm zivana uzunluğu için, zivana genişliğinin 30 mm' den 40 mm' ye çıkarılması sandalyenin önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesini ortalama % 13 arttırmış, ancak 40 mm' den 50 mm' ye çıkarılması düşürmüştür. 30 ve 40 mm uzunluğundaki zivanalar için, 30 ve 50 mm genişlikteki zivanalarla oluşturulan birleştirmelerin sandalyenin kuvvet taşıma kapasitesine etkileri istatistiksel olarak önemsizdir. Zivana uzunluğu 50 mm olan birleştirmelerde ise durum farklıdır. 50 mm uzunluktaki zivanaların, genişliğinin 30 mm' den 40 mm' ye veya 40 mm' den 50 mm' ye çıkarılması sandalyenin kuvvet taşıma kapasitesini diğer uzunluk gruplarında olduğu gibi yaklaşık %13 oranında yükseltmiştir.

4.5 Sonlu Elemanlar Analizi Yöntemi ile Yapılan Yapısal Analiz Sonuçları

Deney sandalyelerinin birleştirmelerini temsil etmek üzere hazırlanan T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin mekanik davranış özellikleri ve deney sandalyelerinin yapısal çözümleri sonlu elemanlar analizi yöntemiyle “ANSYS 14 Workbench” programında gerçekleştirilmiştir.

4.5.1 T-tipi ve L-tipi Birleştirme Elemanlarının Gerçek Mekanik Davranış Özelliklerinin Sonlu Elemanlar Analizi ile Karşılaştırılması

Deney sandalyelerinde, arka ayak – yan kayıt birleştirmelerini temsil etmek üzere hazırlanan T-tipi birleştirmeler ile ön ayak – yan kayıt birleştirmelerini temsil etmek üzere hazırlanan L-tipi birleştirmelerde deney yüklerinin uygulanması ile birleştirme yerlerinde rotasyon meydana gelmiştir. Bu nedenle, T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney koşulları altında göstermiş oldukları mekanik davranışlar incelenmiştir. Bir başka ifade ile her iki tipteki birleştirme elemanlarının her bir zıvana ölçüsüne göre kuvvet – yer değiştirme ilişkilerine ilişkin diyagramlar çizdirilmiştir. Daha sonra, ANSYS Workbench programında gerçek deney koşulları aynen yapısal analiz programına aktarılacak suretiyle, zıvana ölçülerine göre her bir birleştirmenin kuvvet – yer değiştirme davranışını gösteren diyagramlar bilgisayar ortamında da çizdirilmiş ve gerçek sonuçlar ile sonlu elemanlar analizi sonuçları karşılaştırılmıştır.

Tüm zıvana ölçüleri için, hem T-tipi hem de L-tipi 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 ve L-tipi birleştirmelerde, kuvvet–yer değiştirme ilişkilerinin tanımlanmasında;

$$y = ax + b \quad (4.1)$$

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.

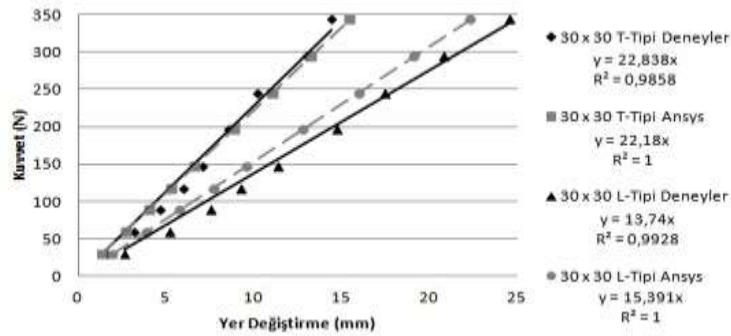
Buna göre, iki değişken arasındaki ilişki tüm gruplar için doğrusaldır. X değişkeninin eşit artışlarına karşılık, Y değişkeni de eşit artışlar göstermiştir. Deneylerde kuvvet – yer değiştirme ilişkilerini belirleyen doğruların ordinat (y) eksenini kestiği noktalar (b) orijin noktasıdır [b (0, 0)]. Yani 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;

$$ks = \frac{F}{d} (N/mm) \quad (4.2)$$

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

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

30 x 30 mm (genişlik x uzunluk) ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet–yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.15’de verilmiştir.

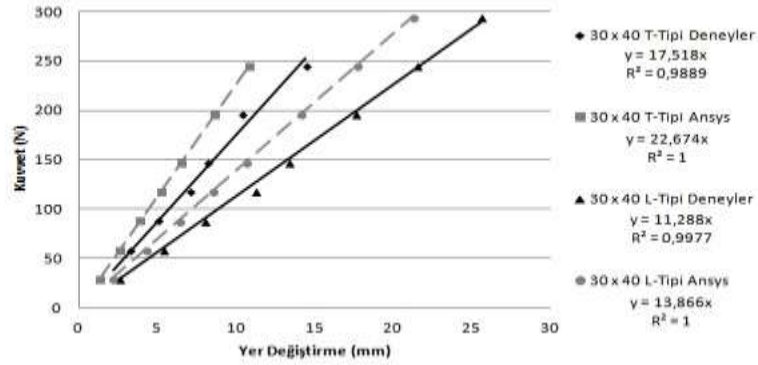


Şekil 4.15. 30x30 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 30x30 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 22,83, 22,18, 13,74 ve 15,39 (N/mm) olarak elde edilmiştir. T-tipi birleştirmelerde gerçek deneyler ve yapısal analizlerden elde edilen değerler, L-tipi birleştirmelere göre daha yakın çıkmıştır. Ayrıca, aynı ölçülerdeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi elemanların, L-tipi birleştirme elemanlarına göre daha rijit bir davranış gösterdiği, bir başka ifadeyle L-tipi birleştirme elemanlarının daha elastik olduğu görülmektedir. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9858, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9928 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

30 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal

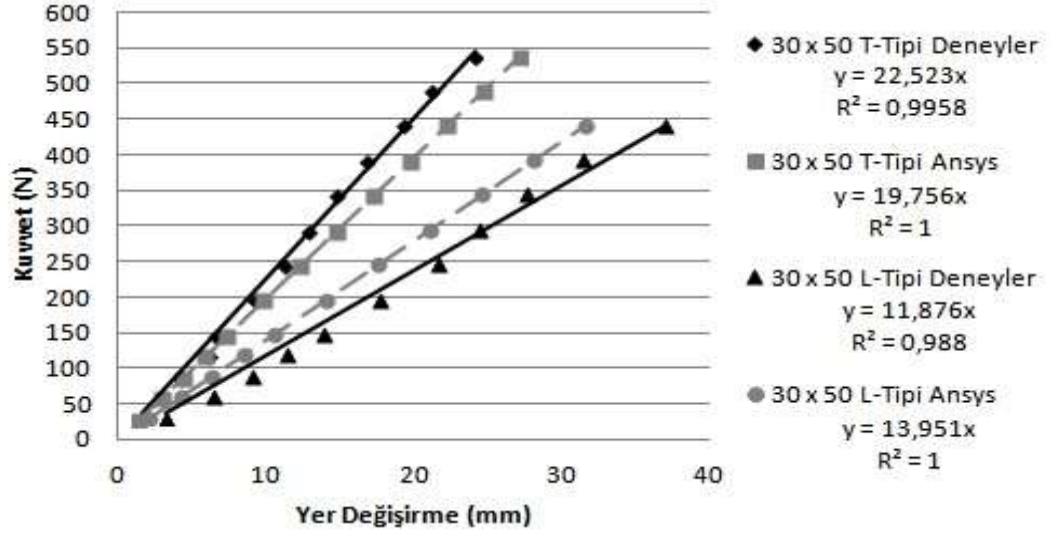
analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.16’da verilmiştir.



Şekil 4.16. 30x40 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 30x40 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 17,52, 22,67, 11,29 ve 13,86 (N/mm) olarak elde edilmiştir. Bu grupta, L-tipi birleştirmelerde gerçek deneyler ve yapısal analizlerden elde edilen değerler, T-tipi birleştirmelere göre daha yakın çıkmıştır. Burada da, aynı ölçülerdeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi elemanlar, L-tipi birleştirme elemanlarına göre daha rijit bir davranış göstermişlerdir. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9889, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9977 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

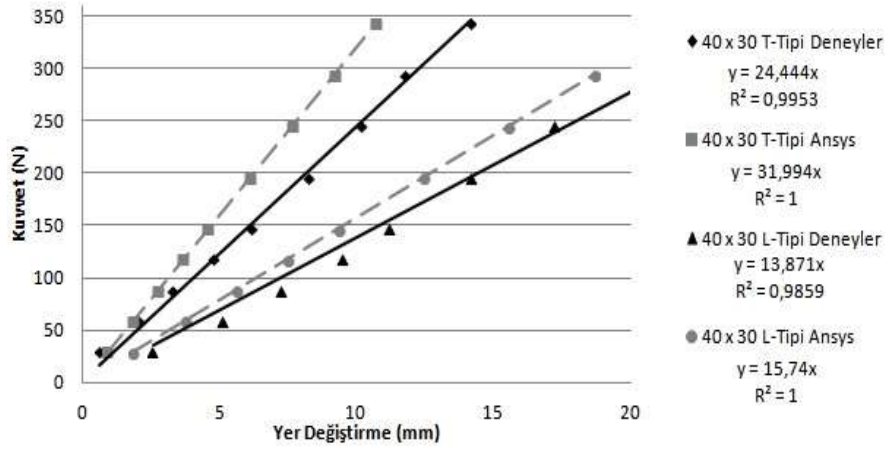
30 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.17’de verilmiştir.



Şekil 4.17. 30x50 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 30x50 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 22,52, 19,76, 11,88 ve 13,95 (N/mm) olarak elde edilmiştir. Bu grupta da, L-tipi birleştirmelerde gerçek deneyler ve yapısal analizlerden elde edilen değerler, T-tipi birleştirmelere nazaran daha yakın bulunmuştur. T-tipi birleştirme elemanları, L-tipi birleştirme elemanlarına göre daha rijit bir davranış göstermişlerdir. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9958, L-tipi birleştirmeler için ise 0,988 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

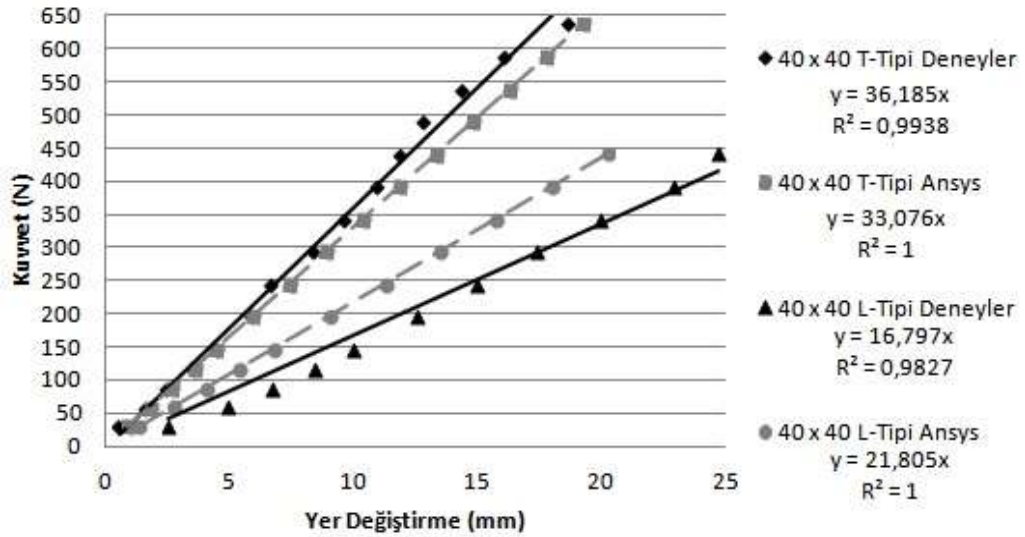
40 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.18’de verilmiştir.



Şekil 4.18. 40x30 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 40x30 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 24,44, 31,99, 13,87 ve 15,74 (N/mm) olarak elde edilmiştir. Bu grupta, özellikle T-tipi birleştirmelerde gerçek deney ve yapısal analiz sonuçları uzak değerler vermişlerdir. L-tipi birleştirmelerde gerçek deneyler ve yapısal analizlerden elde edilen değerler, T-tipi birleştirmelere göre daha yakın çıkmıştır. Rijitlik bakımından yine T-tipi birleştirme elemanları, L-tipi birleştirme elemanlarına üstünlük sağlamışlardır. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9953, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9859 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

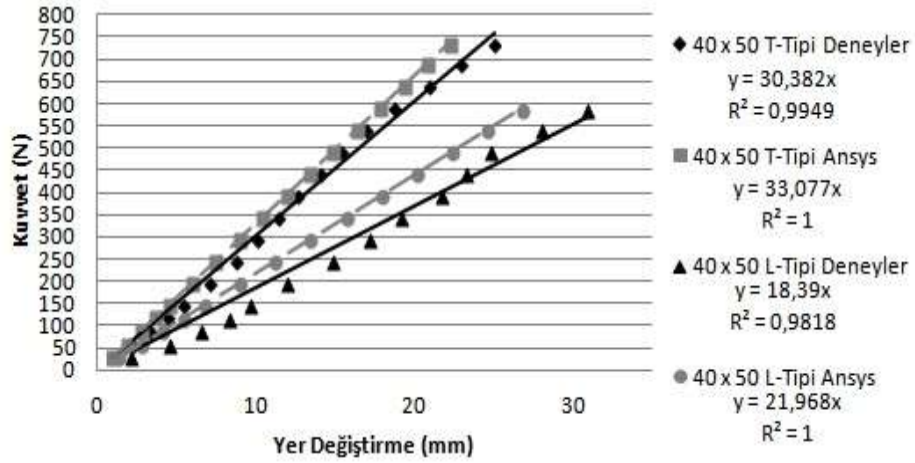
40 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.19’da verilmiştir.



Şekil 4.19. 40x40 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 40x40 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 36,18, 33,07, 16,79 ve 21,80 (N/mm) olarak elde edilmiştir. Bu grupta ise, bir önceki grubun aksine, özellikle L-tipi birleştirmelerde gerçek deney ve yapısal analiz sonuçları uzak değerler vermişlerdir. T-tipi birleştirmelerde gerçek deneyler ve yapısal analizlerden elde edilen değerler, T-tipi birleştirmelere göre daha yakın elde edilmiştir. Rijitlik bakımından yine T-tipi birleştirme elemanları, L-tipi birleştirme elemanlarına üstünlük sağlamışlardır. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9938, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9827 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

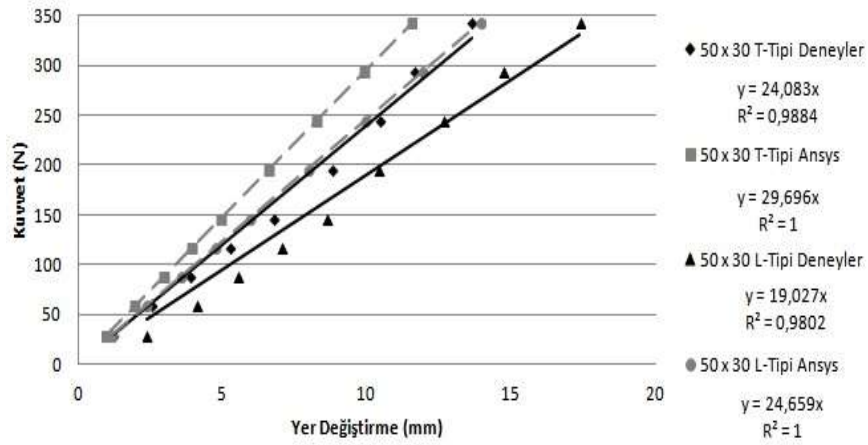
40 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.20’de verilmiştir.



Şekil 4.20. 40x50 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Bu grupta, 40 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalı birleştirmelerdekine benzer bir davranış gözlenmiş, birbirine yakın değerler elde edilmiştir. 40x50 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 30,38, 33,07, 18,39 ve 21,96 (N/mm) olarak elde edilmiştir. Bu grupta, T-tipi birleştirmelerde gerçek deneyler ve yapısal analizlerden elde edilen değerler, L-tipi birleştirmelere göre daha yakın olarak bulunmuştur. Rijitlik bakımından T-tipi birleştirme elemanları, L-tipi birleştirme elemanlarına üstünlük sağlamışlardır. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9949, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9818 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

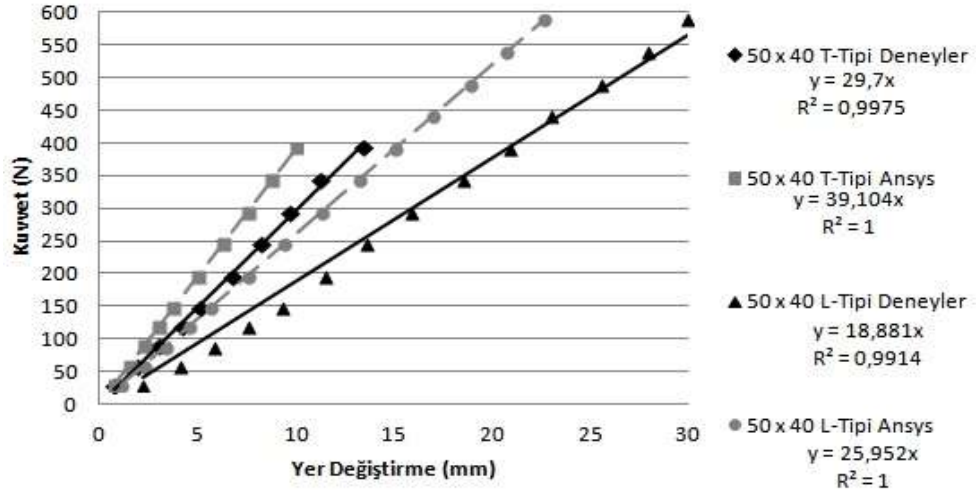
50 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet-yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.21’de verilmiştir.



Şekil 4.21. 50x30 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 50x30 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 24,08, 29,69, 19,02 ve 24,65 (N/mm) olarak elde edilmiştir. Bu grupta hem T-tipi hem de L-tipi birleştirmelerde gerçek deney ve yapısal analiz sonuçları uzak değerler vermişlerdir. Rijitlik bakımından yine T-tipi birleştirme elemanları, L-tipi birleştirme elemanlarına üstünlük sağlamışlardır. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9884, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9802 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

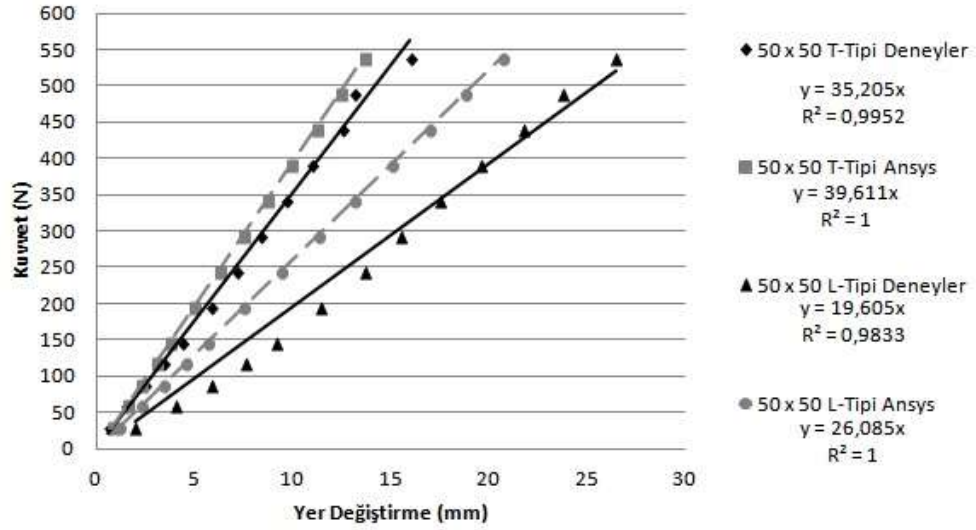
50 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet–yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.22'de verilmiştir.



Şekil 4.22. 50x40 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 50x40 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 29,7, 39,10, 18,88 ve 25,95 (N/mm) olarak elde edilmiştir. Bu grupta da, bir önceki grupta olduğu gibi hem T-tipi hem de L-tipi birleştirmelerde gerçek deney sonuçları ile yapısal analiz sonuçları birbirlerine yakın değildir. Özellikle T-tipi birleştirmelerde gerçek deney ve yapısal analiz sonuçları uzak değerler vermişlerdir. Rijitlik bakımından yine T-tipi birleştirme elemanları, L-tipi birleştirme elemanlarına üstünlük sağlamışlardır. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9975, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9914 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

50 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalar ile birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin deney yükleri altında göstermiş oldukları kuvvet–yer değiştirme davranışları, yapısal analiz sonuçlarından elde edilen kuvvet–yer değiştirme davranışlarıyla karşılaştırmalı olarak Şekil 4.23’de verilmiştir.



Şekil 4.23. 50x50 mm zıvanalarla oluşturulmuş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin gerçek deney ve yapısal analizlerdeki davranışlarının karşılaştırılması

Buna göre, 50x50 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, gerçek deneylerden ve yapısal analiz sonuçlarından elde edilen rijitlik katsayısı değerleri sırasıyla 35,20, 39,61, 19,60 ve 26,08 (N/mm) olarak elde edilmiştir. T-tipi birleştirmelerde gerçek deneyler ve yapısal analizlerden elde edilen değerler, L-tipi birleştirmelere göre daha yakın çıkmıştır. Ayrıca, aynı ölçülerdeki zıvanalarla birleştirilmiş T-tipi elemanların, L-tipi birleştirme elemanlarına göre daha rijit bir davranış gösterdiği görülmektedir. Determinasyon katsayıları (R^2) T-tipi birleştirmeler için 0,9952, L-tipi birleştirmeler için ise 0,9833 olarak bulunmuş olup, oluşturulan regresyon modellerinin güvenilirliği 0,01 düzeyinde gerçekleşmiştir.

T-tipi ve L-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 Çizelge 4.11’ de toplu olarak sunulmuştur.

Çizelge 4.11. Rijitlik katsayıları ve maksimum uzamalara ait karşılaştırma sonuçları

	Zıvana Ölçüleri (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
L-Tipi	30x30	13,74	15,39	12,01	28,03	33,39	19,12
	30x40	11,29	13,86	22,76	45,26	33,82	-25,28
	30x50	11,88	13,95	17,42	44,37	42,84	-3,45
	40X30	13,87	15,74	13,48	25,66	22,34	-12,94
	40X40	16,80	21,80	29,76	32,17	30,06	-6,56
	40X50	18,39	21,96	19,41	36,41	32,51	-10,71
	50x30	19,03	24,65	29,53	18,53	16,18	-12,68
	50x40	18,88	25,95	37,45	34,39	28,60	-16,84
	50x50	19,61	26,08	32,99	38,10	35,56	-6,67

T-tipi ve L-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.

4.5.2 Tekil T-tipi ve L-tipi Birleştirmeler ile Sandalye Mukavemeti İlişkileri

Deney sandalyelerinin deney yükleri ve koşulları altındaki yapısal çözümleri için yine ANSYS Workbench programından yararlanılmıştır. Sonlu elemanlar metoduyla yapılan yapısal analizlerde, deney sandalyelerine, gerçek deneylerde taşıdıkları maksimum kuvvet değerleri sanal ortamda uygulanmış ve önden arkaya yöndeki yükleme nedeniyle sandalye çerçeve sistemini etkileyen toplam momentin birleştirmelere göre dağılımı analiz edilmiştir. Bu sayede, önden arkaya yöndeki yüklemede sandalye çerçeve sisteminde moment etkisinde kalan her bir birleştirmeye (arka ayak – yan kayıt, ön ayak – yan kayıt, arka ayak – alt ara kayıt, ön ayak – alt ara kayıt) karşılık gelen momentler, dolayısıyla da birleştirmelerin toplam momenti taşımadaki katkısı belirlenmiştir.

4.5.2.1 30 x 30 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 30 x 30 mm (genişlik x uzunluk) zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 2292 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin sandalye çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment, ulaşılan bu maksimum yatay kuvvetin, deney yükünün uygulandığı yükseklik ile çarpılmasıyla elde edilmiştir. Tüm deney sandalyelerinde deney kuvveti 410 mm yükseklikten uygulandığı için, sandalyeler tarafından taşınan toplam moment hesaplanırken, her bir sandalye için elde edilen maksimum önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesi değerleri 0.41 m ile çarpılmıştır.

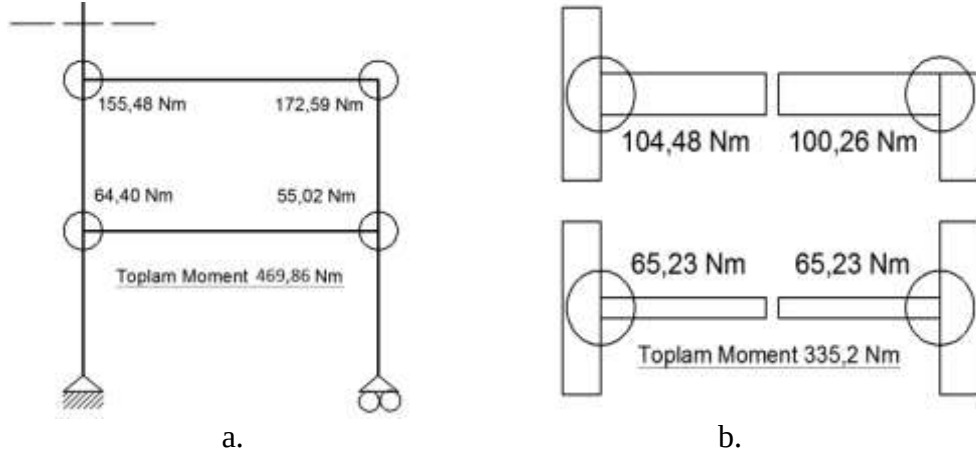
$$TM = F_{maks} \times L \text{ (Nm)} \quad (4.3)$$

Burada; TM : sistem tarafından taşınan toplam moment (Nm), F_{maks} : deney sandalyesi tarafından taşınan maksimum önden arkaya kuvvet (N), L : deney yükünün uygulandığı yüksekliktir (0,41 m).

Buna göre, 30 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerde oluşan toplam moment (2292 x 0,41) 939,72 Nm' dir. Sandalye çerçevesi yükün uygulanma biçimine göre simetrik olduğundan, oluşan toplam moment her iki yan çerçeve tarafından eşit olarak paylaşılmış olup, sandalyenin bir yan çerçevesi tarafından taşınan toplam moment (939,72 / 2) 469,86 Nm olarak alınmıştır. Bu toplam momentin % 5'lik bölümü birleştirmelerde rotasyon hareketi başlamadan önce, bir başka ifade ile semi-rijit olarak tanımlanan birleştirmelerde programa girilen yay sabiti değeri (Çizelge 4.2' den 1672 Nm/rad) aşılmıyaya kadar birikmiştir. Kalan % 95' lik bölüm ise (447,52 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme (arka ayak – yan kayıt, ön ayak – yan kayıt, arka ayak – alt ara kayıt, ön ayak – alt ara kayıt) tarafından paylaşılmıştır.

30 x 30 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan momentler Çizelge 3' den alındığında, teorik olarak 4 birleştirmenin maksimum moment değerleri toplamı 335,2 Nm olarak hesaplanmaktadır. Sandalye arka ayak – alt ara kayıt ve ön ayak – alt ara kayıt birleştirmelerini temsil eden T-tipi birleştirmeler tarafından taşınan moment 65,23 Nm olup, her grup sandalyede bu iki birleştirme tarafından taşınan moment (65,23 x 2) 130,46 Nm olarak alınmıştır. Bu birleştirmelerin yay

sabiti değeri 910 Nm/rad olarak elde edilmiştir. $30 \times 30 \text{ mm}$ ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.24a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.24b’ de gösterilmiştir.



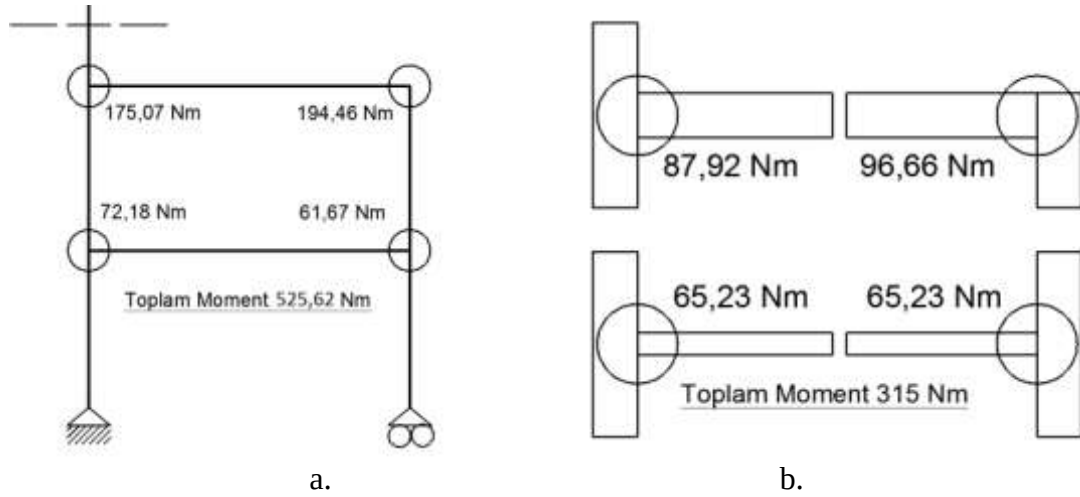
Şekil 4.24. $30 \times 30 \text{ mm}$ için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

Buna göre, $30 \times 30 \text{ mm}$ ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi ($172,59 \text{ Nm}$) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, ön ayak – alt ara kayıt ve arka ayak – alt ara kayıt birleştirmesi dışındaki her iki birleştirmenin de maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük bir momente maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı $335,2 \text{ Nm}$ iken, sandalye bütününe gerçek deneylerinde taşınan toplam moment $469,86 \text{ Nm}$ olarak elde edilmiştir. Burada, aynı özelliklerdeki ve ölçülerdeki birleştirmelerin, bütün bir sistem içerisinde göstermiş oldukları performansın, tekil performanslarından daha fazla olduğu anlaşılmaktadır. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 40 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.2 30 x 40 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 30 x 40 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 2564 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 525,62 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5’lik bölümünden sonra kalan % 95’ lik bölümü ise (503,383 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

30 x 40 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment 315 Nm olarak hesaplanmıştır. 30 x 40 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.25a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.25b’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.25. 30 x 40 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

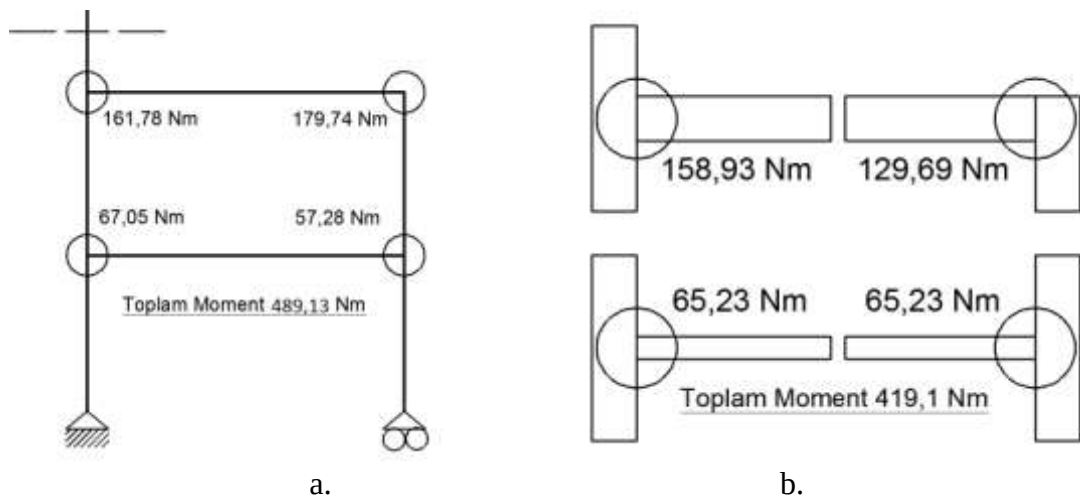
Buna göre, 30 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (194,59 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, ön ayak – alt ara kayıt birleştirmesi dışındaki birleştirmelerin maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük bir momente maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil

birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 315 Nm iken, sandalye bütününe gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 525,6 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 66 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.3 30 x 50 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 30 x 50 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 2386 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 489,13 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5’lik bölümünden sonra kalan % 95’ lik bölümü ise (465,853 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

30 x 50 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment 419,1 Nm olarak hesaplanmıştır. 30 x 50 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.26a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.26b’ de gösterilmiştir.



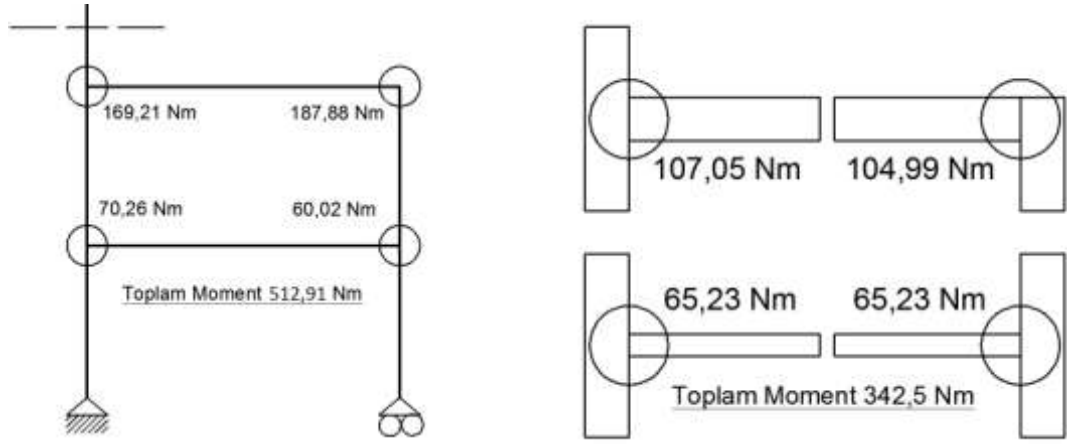
Şekil 4.26. 30 x 50 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

Buna göre, 30 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (179,74 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, ön ayak – alt ara kayıt birleştirmesi dışındaki birleştirmelerin maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük bir momente maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 419,1 Nm iken, sandalye bütününe gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 489,1 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 20 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.4 40 x 30 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 40 x 30 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 2502 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 512,91 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5’lik bölümünden sonra kalan % 95’ lik bölümü ise (487,368 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

40 x 30 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment 342,5 Nm olarak hesaplanmıştır. 40 x 30 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.27a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.27b’ de gösterilmiştir.



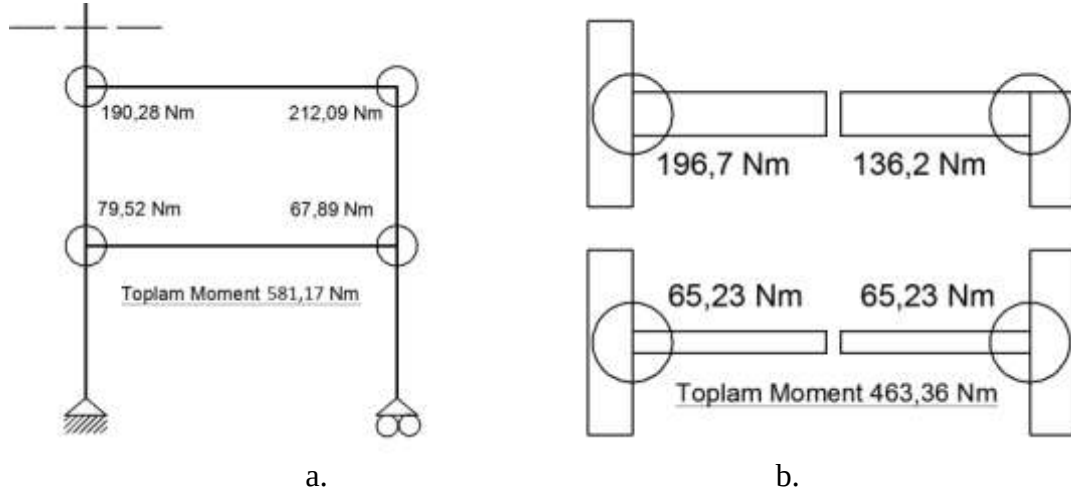
a. b.
Şekil 4.27. 40 x 30 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

Buna göre, 40 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (187,88 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, ön ayak – alt ara kayıt birleştirmesi dışındaki birleştirmelerin maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük bir momente maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 342,5 Nm iken, sandalye bütününe gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 512,9 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 50 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.5 40 x 40 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 40 x 40 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 2835 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 581,18 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5'lik bölümünden sonra kalan % 95' lik bölümü ise (549,78 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

40 x 40 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment 463,36 Nm olarak hesaplanmıştır. 40 x 40 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.28a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.28b’ de gösterilmiştir.



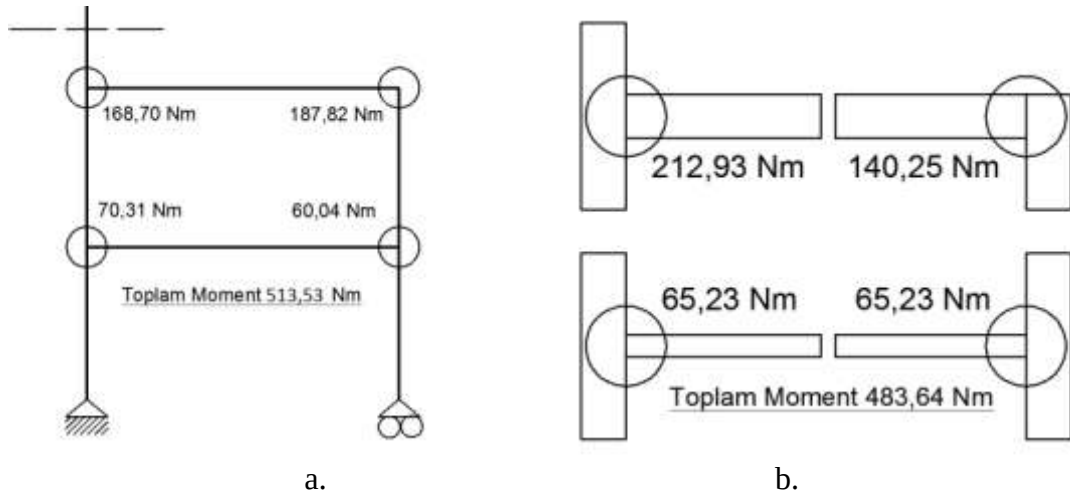
Şekil 4.28. 40 x 40 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

Buna göre, 40 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (212,09 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, arka ayak – alt ara kayıt birleştirmesi dışındaki birleştirmelerin maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük bir momente maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 463,36 Nm iken, sandalye bütününe gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 581,2 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 30 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.6 40 x 50 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 40 x 50 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 2505 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 513,53 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5’lik bölümünden sonra kalan % 95’ lik bölümü ise (486,865 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

40 x 50 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment 315 Nm olarak hesaplanmıştır. 40 x 50 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.29a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.29b’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.29. 40 x 50 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

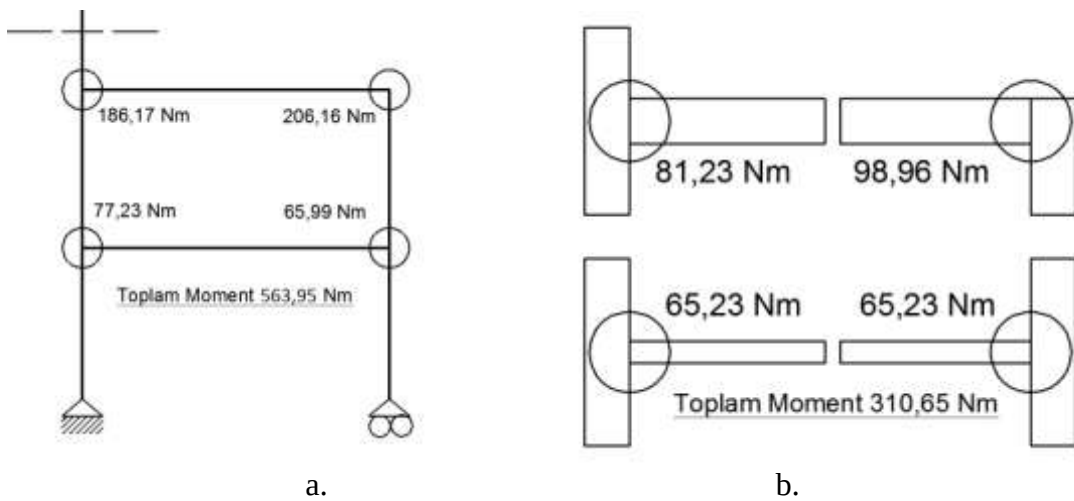
Buna göre, 40 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (187,82 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – alt ara kayıt birleştirmesi dışındaki her iki birleştirmenin de maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük bir momente maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam

momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 483,64 Nm iken, sandalye bütününe gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 513,52 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 10 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.7 50 x 30 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 50 x 30 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 2751 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 563,96 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5’lik bölümünden sonra kalan % 95’ lik bölümü ise (535,543 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

50 x 30 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment 310,65 Nm olarak hesaplanmıştır. 50 x 30 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.30a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.30b’ de gösterilmiştir.



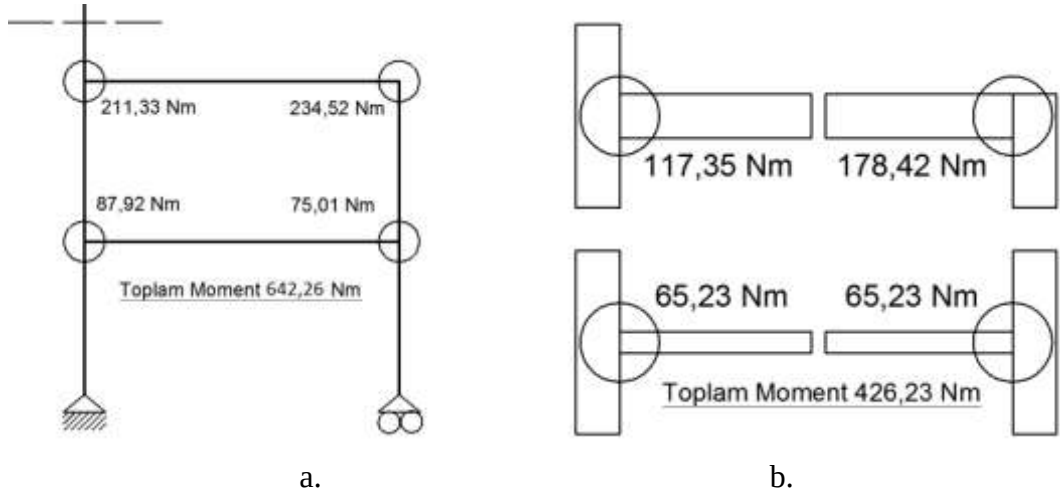
Şekil 4.30. 50 x 30 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

Buna göre, 50 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (206,16 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, ön ayak – alt ara kayıt birleştirmesi dışındaki birleştirmelerin maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük bir momente maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 310,65 Nm iken, sandalye bütününe gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 563,9 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 80 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.8 50 x 40 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 50 x 40 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 3133 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 642,27 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5’lik bölümünden sonra kalan % 95’ lik bölümü ise (608,86 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

50 x 40 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment 426,23 Nm olarak hesaplanmıştır. 50 x 40 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.31a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.31b’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.31. 50 x 40 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

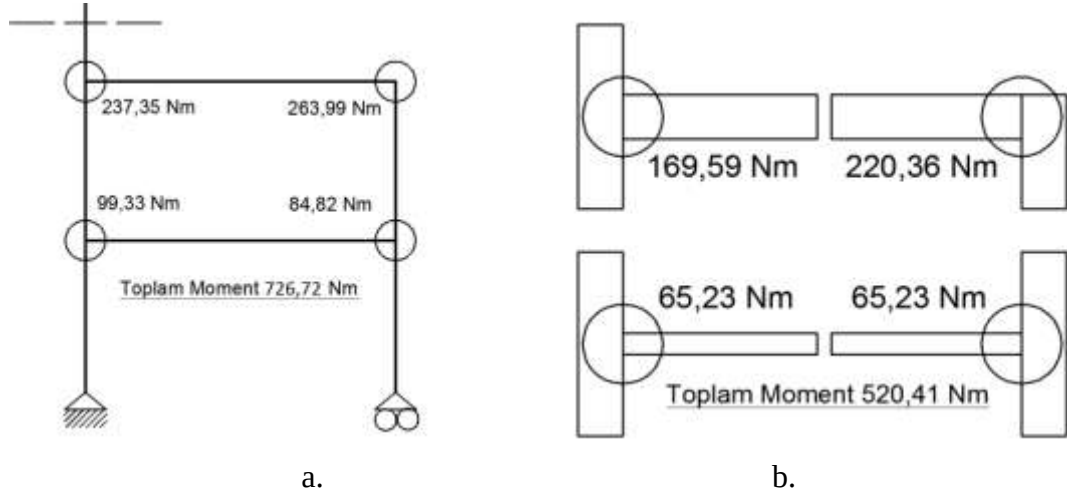
Buna göre, 50 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (234,52 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, yan çerçeve sistemindeki tüm birleştirmelerin maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük momentlere maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 426,23 Nm iken, sandalye bütünüünün gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 642,27 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 50 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.9 50 x 50 mm zıvana ölçülerine ilişkin sonuçlar

Arka ayak – yan kayıt ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerinde, 50 x 50 mm zıvana ölçüleri kullanılarak üretilmiş olan sandalyeler ortalama 3545 N kuvvet taşımıştır. Bu kuvvetin bir sandalye yan çerçeve sisteminde oluşturduğu toplam moment 726,72 Nm olarak alınmıştır. Toplam momentin rotasyon hareketi başlamadan önce biriken % 5'lik bölümünden sonra kalan % 95' lik bölümü ise (685,491 Nm) bir yan çerçevede bulunan 4 birleştirme tarafından paylaşılmıştır.

50 x 50 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçeve birleştirmelerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanları tarafından gerçek deneylerde taşınan toplam moment

520,41 Nm olarak hesaplanmıştır. 50 x 50 mm ölçülerindeki sandalye yan çerçevesinde taşınan toplam momentin yapısal analiz sonuçlarına göre birleştirmelere dağılımı Şekil 4.32a’ da, tekil birleştirme elemanlarının maksimum taşıdıkları momentlere göre toplamı ise Şekil 4.32b’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.32. 50 x 50 mm için yapısal analiz sonuçlarına göre moment dağılımı (a) ve birleştirmelerin tekil moment taşıma kapasiteleri toplamı (b)

Buna göre, 50 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin yapısal analizlerden alınan moment dağılımında, en fazla momente maruz kalan birleştirmenin ön ayak – yan kayıt birleştirmesi (263,99 Nm) olduğu görülmektedir. Gerçek deneylerden elde edilen tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment taşıma kapasitelerine bakıldığında, yan çerçeve sistemindeki tüm birleştirmelerin maksimum taşıyabilecekleri momentlerden daha büyük momentlere maruz kaldıkları görülmektedir. Toplam momentlere bakıldığında ise, tekil birleştirme deneylerinden elde edilen momentlerin toplamı 520,41 Nm iken, sandalye bütünüünün gerçek deneylerinde taşınan toplam moment 726,72 Nm olarak elde edilmiştir. Sandalye bütünde 4 birleştirme tarafından taşınan toplam moment, tekil birleştirme testlerinden elde edilen toplam moment değerinden % 40 fazla elde edilmiştir.

4.5.2.10 Tekil testlerden sandalye sisteminin önden arkaya yük taşıma kapasitesinin tahmin edilmesi

Her bir zıvana ölçüsüne göre analiz edilen sandalye sistemlerinin sonuçlarına göre; yine her bir zıvana ölçüsüne uygun olarak hazırlanmış T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin tekil gerçek test sonuçlarından yola çıkarak sandalye sistemlerinin

önden arkaya yönde statik yük taşıma kapasitelerinin tahmin edilebilmesi için basit bir yaklaşım gerçekleştirilmiştir. Daha sonra da, bu yaklaşıma göre hesaplanan teorik önden arkaya kuvvet taşıma değerleri, gerçek sandalye deneylerinden elde edilen kuvvet değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerde, bu çalışmadaki deneylerde uygulanmamış olan diğer ölçülerdeki zıvanalı birleştirmelerin taşıdıkları momentlerin makul bir şekilde tahmin edilebilmesi için birleştirme deneylerinden elde edilen deney sonuçları matematiksel modeller haline dönüştürülmüştür. Bu amaçla, zıvana genişliği ve uzunluğunun T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin moment kapasiteleri ile olan ilişkisini kapsayan bir model oluşturabilmek için çoğul regresyon analizleri yapılmıştır. Bunun sonucunda da; Doğu kayınından üretilmiş ve PVAc tutkalı ile yapıştırılmış sandalye arka ayak - yan kayıt ve arka/ön ayak – alt ara kayıt birleştirmelerini temsil eden T-tipi birleştirmelerin ve ön ayak – yan kayıt birleştirmelerini temsil eden L-tipi birleştirmelerde taşınabilecek momentlerin, zıvana genişliği ve zıvana uzunluğunun fonksiyonu olarak tahmin edilebileceği eşitlikler elde edilmiştir.

$$M_{T-hes} = -9,98 + 0,46 \times (ZG) + 3,27 \times (ZU) \quad (Nm)$$

$$M_{L-hes} = -85,56 + 2,85 \times (ZG) + 2,66 \times (ZU) \quad (Nm)$$

Burada; M_{T-hes} : arka ayak – yan kayıt birleştirmesi tarafından taşınan moment (Nm); M_{L-hes} : ön ayak – yan kayıt birleştirmesi tarafından taşınan moment (Nm); ZG: zıvana genişliği (mm); ZU: zıvana uzunluğudur.

T-tipi birleştirme elemanlarının moment kapasitesinin tahmin edilebilmesi için elde edilen istatistiksel eşitliğin determinasyon katsayısı 0,62, L-tipi birleştirme elemanlarının moment kapasitelerinin tahmin edilebilmesi için elde edilen istatistiksel eşitliğin determinasyon katsayısı ise 0,80 bulunmuştur. Buna göre, L-tipi birleştirme elemanları için elde edilen eşitlikler nispeten daha güvenilirdir. Bununla birlikte, genel anlamda ağaç malzemenin heterojenliği göz önünde bulundurulduğunda ve literatürde ağaç malzemelerle ilgili yapılan çalışmalarla (Eckelman, 1979; Erdil ve Eckelman, 2001; Eckelman vd., 2002) karşılaştırıldığında hesaplanan R^2 değerlerinin uygun olduğu anlaşılmaktadır.

T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarının moment kapasiteleri için elde edilen eşitliklerle hesaplanan teorik değerler ile deneyler sonucunda gözlenen değerlerin karşılaştırılması Çizelge 4.12’ de verilmiştir.

T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarının moment kapasiteleri için gözlem değerleri ile teorik değerler karşılaştırıldığında; çoğul regresyon analizleri sonucunda elde edilen eşitliklerin, T-tipi 30 x 40 ve 50 x 30 mm ve L-tipi 50 x 30 mm ölçülerindeki zıvana grupları dışındaki grupların moment kapasitelerini uygun bir şekilde tahmin ettiği söylenebilir.

Çizelge 4.12. Deney sonuçları ile hesaplanan moment kapasitesi değerlerinin karşılaştırılması

Zıvana Ölçüleri (mm)	T-tipi Birleştirmeler			L-tipi Birleştirmeler		
	Teorik Değer (Nm)	Gözlem Değeri (Nm)	Fark (%)	Teorik Değer (Nm)	Gözlem Değeri (Nm)	Fark (%)
30x30	102	104	-1.9	80	100	-20.0
30x40	134	88	52.3	106	97	9.3
30x50	167	159	5.0	133	130	2.3
40X30	106	107	-0.9	108	105	2.9
40X40	139	197	-29.4	135	136	-0.7
40X50	171	213	-19.7	161	140	15.0
50x30	111	81	37.0	137	99	38.4
50x40	144	117	23.1	163	178	-8.4
50x50	176	170	3.5	190	220	-13.6

T-tipi ve L-tipi birleştirmeler için yapılan çoğul regresyon analizlerinin önemliliğinin kontrolü için varyans analizi kullanılmıştır. Regresyon varyans analizi sonuçları Çizelge 4.13’ de verilmiştir.

Çizelge 4.13. Regresyon varyans analizi sonuçları

Birleştirme Elemanı	Varyans Kaynakları	Kareler toplamı	Serbestlik Derecesi	Kareler Ortalaması	F Değeri	Önem Düzeyi
T-tipi Birleştirme	Regresyon	76891,32	2	38445,66	27,54	0,0000
	Hata (Ayrılış)	121457,24	87	1396,06		
	Genel	198348,56	89			
L-tipi Birleştirme	Regresyon	100039,38	2	50019,69	81,79	0,0000
	Hata (Ayrılış)	53209,12	87	611,59		
	Genel	153248,49	89			

Varyans analizi sonuçlarına göre, her iki birleştirme elemanı tipinin moment kapasiteleri ile zıvana genişliği ve zıvana uzunluğu faktörleri arasındaki regresyonların (kurulan ilişkilerin) $p < 0,01$ olasılık ile istatistiksel anlamda önemli olduğu anlaşılmıştır.

Tekil T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarının gerçek deneylerden elde edilen moment değerleri, bu değerlere göre hesaplanan toplam moment değerleri ve sandalye sisteminin bütünü tarafından taşınan toplam moment değerleri karşılaştırmalı olarak Çizelge 4.14’ de verilmiştir.

Çizelge 4.14. T-tipi ve L-tipi tekil birleştirme elemanlarına göre ve sistemin bütününe taşıdığı toplam moment değerleri

Zıvana Ölçüleri (mm) (Genişlik x Uzunluk)	Arka ayak-yan kayıt (T-tipi Birleştirme) Moment (Nm)	Ön ayak-yan kayıt (L-tipi Birleştirme) Moment (Nm)	Arka/ön ayak-alt ara kayıt (T-tipi Birleştirme) Moment (Nm)	Toplam Moment (Tekil testler) (Nm)	Toplam Moment (Sandalye testleri) (Nm)	Sandalye toplam moment / tekil toplam moment
30x30	104,48	100,26	65,23	335,2	469,9	1,4
30x40	87,92	96,66	65,23	315,0	525,6	1,7
30x50	158,93	129,69	65,23	419,1	489,1	1,2
40x30	107,05	104,99	65,23	342,5	512,9	1,5
40x40	196,70	136,20	65,23	463,4	581,2	1,3
40x50	212,93	140,25	65,23	483,6	513,5	1,1
50x30	81,23	98,96	65,23	310,6	563,9	1,8
50x40	117,35	178,42	65,23	426,2	642,3	1,5
50x50	169,59	220,36	65,23	520,4	726,7	1,4
Ortalama	-	-	-	-	-	1,43
S.Sapma	-	-	-	-	-	0,22
Medyan	-	-	-	-	-	1,4

Buna göre; tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelere göre elde edilen momentlerin, her bir zıvana ölçüsü grubu için sandalye sisteminin bütününe taşıdığı toplam momentlerden küçük olduğu anlaşılmaktadır. Sistemin bütünü tarafından taşınan toplam moment değerlerinin, tekil birleştirmelerin taşıdığı toplam momentlere oranlanmasıyla elde edilen katsayıların aritmetik ortalaması 1,43, medyan (ortanca) değeri ise 1,4 bulunmuştur. Yapılan hesaplamalarda, medyan değeri ile ulaşılan tahmin değerlerinin gerçeklere daha yakın sonuçlar verdiği görülmüş ve bu nedenle hesaplamalarda grubun medyan değeri (1,4) hesaba alınmıştır.

Geliştirilen basit yaklaşımda, sandalye yan çerçeve sistemini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirmelerden elde edilen moment değerlerinin cebirsel toplamı (toplam

moment), tüm sonuçlara göre grubun medyan değeri olan 1,4 katsayısı ile çarpılmış ve daha sonra moment koluna (0.41 m) bölünmek suretiyle sandalyenin bir yan çerçevesi tarafından taşınan toplam moment elde edilmiştir. Sandalye bütünü simetrik bir sistem olduğundan, daha sonra bu değer 2 ile çarpılıp sandalye sisteminin bütününden önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesi tahmin edilmiştir.

$$F_{hes} = 2 \times \frac{(1,4(T_m + L_m + 2T_{m2}))}{L} (N) \quad (4.4)$$

Burada; F_{hes} : sandalye sisteminin bütününden hesaplanan önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesi (N), T_m : arka ayak – yan kayıt birleştirmesini temsil eden T-tipi birleştirme tarafından taşınan maksimum moment (Nm), L_m : ön ayak – yan kayıt birleştirmesini temsil eden L-tipi birleştirme tarafından taşınan maksimum moment (Nm), T_{m2} : ön / arka ayak – yan kayıt birleştirmesini temsil eden T-tipi birleştirme tarafından taşınan maksimum moment (Nm), L : önden arkaya kuvvetin uygulandığı yükseklik (moment kolu)’ dur.

Gerçek sandalye testlerinden elde edilen önden arkaya kuvvet taşıma değerleri ile tahmin edilen önden arkaya kuvvet taşıma değerlerine ilişkin karşılaştırma sonuçları yüzdesel farklarla birlikte Çizelge 4.15’ de verilmiştir.

Çizelge 4.15. Gerçek önden arkaya kuvvet taşıma değerleri ile tekil birleştirmelerden elde edilen kuvvet değerlerinin karşılaştırılması

Zıvana Genişliği (mm)	Zıvana uzunluğu (mm)	Sandalye önden arkaya kuvvet taşıma değeri (N)	Tahmin edilen önden arkaya kuvvet taşıma değeri (N)	Fark (%)
30	30	2292	2289	-0,12
30	40	2564	2151	-16,10
30	50	2386	2862	19,95
40	30	2502	2339	-6,51
40	40	2835	3164	11,62
40	50	2505	3303	31,85
50	30	2751	2122	-22,88
50	40	3133	2911	-7,09
50	50	3545	3554	0,25

Buna göre, tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmelerden, sandalye sisteminin bütününden önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesini tahmin etmek için geliştirilen basit yaklaşımın makul değerler verdiği görülmektedir. 40 mm genişlik ve 50 mm uzunluk ölçülerinde zıvanalarla birleştirilmiş sandalye grubu dışındaki tüm gruplarda gerçek değerlerle tahmini değerler birbirlerine yakın değerler vermişlerdir. Hesaplanan yüzde fark değerlerinin ortalaması % 13 olarak elde edilmiştir.

4.6 Deney Sandalyelerinin Önden Arkaya Yükleme Testlerinde Statik–Devirli Yük İlişkileri ve Performanslarının ALA Teknoloji Raporuna Göre Değerlendirilmesi

Çalışma kapsamında, deney sandalyeleri statik ve devirli basamaklı artan olmak üzere iki farklı yöntem ile önden arkaya yükleme deneylerine alınmışlardır. Statik yüklemeler ile yapılan deneylerde; deney süresi yaklaşık 5 - 7 dakika arasında gerçekleşmektedir. Devirli basamaklı artan yüklemeler ile yapılan deneylerde ise, yorma etkisinin de görülebilmesi adına yüklemelere hafif değerlerle başlanıp binlerce devir yaptırıldıktan sonra yük artışları uygulandığından, bir sandalyenin yaşam ömrünün bulunması ortalama 7-10 gün arasında bir zaman almaktadır. Süre anlamında, statik yüklemeler ile yapılan testler çok daha kısa ve avantajlı durumdadır.

Bununla birlikte, devirli basamaklı artan yüklemeler gerçek kullanım koşullarını çok daha iyi temsil etmekte ve çok daha gerçekçi performans değerleri vermektedir. Ayrıca, ALA , GSA (Eckelman ve Erdil, 2001) gibi Amerika Birleşik Devletleri ve Avrupa’ nın birçok ülkesinde mobilya performans testleri için kullanılan rapor ve standartlardaki kabul edilebilir tasarım (kullanım) yükleri devirli yüklemelere göre verilmektedir. Statik yüklemelerle yapılan testlerden elde edilen performans değerlerinin, bahsedilen raporlarda ve standartlarda verilen kabul edilebilir tasarım yükleri ile karşılaştırılmak suretiyle rasyonel bir değerlendirmeye alınabilmesi için statik yükler ile devirli basamaklı artan yükler arasındaki ilişkiler göz önünde bulundurulmalıdır.

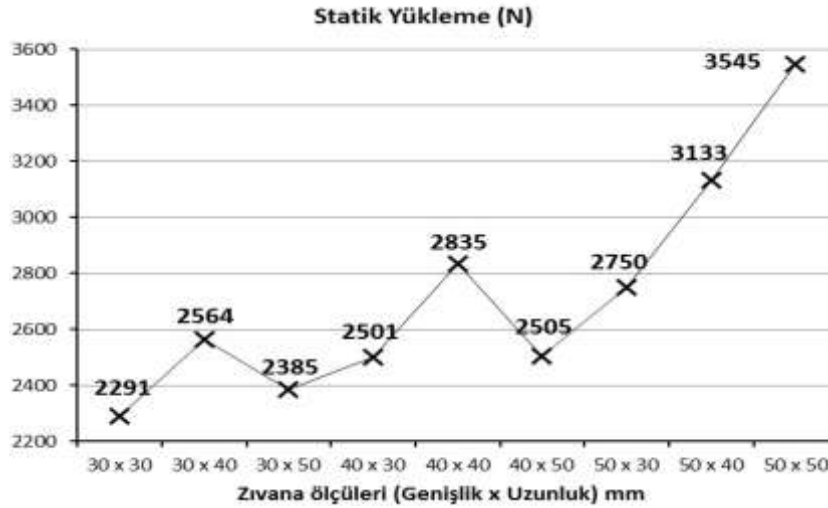
Literatürde yapılan sınırlı birkaç çalışmada, istatistiksel olarak ispatlanmamış olmasına rağmen, devirli yüklerin statik yüklerin % 50’ sinden fazla alınmaması gerektiği ile ilgili tavsiyelere rastlanmıştır (Erdil, 1998; Eckelman ve Erdil, 1999).

Statik yüklemeler ile önden arkaya yönde test edilen her bir zıvana ölçülerine göre hazırlanmış sandalyelerden elde edilen sonuçlar Çizelge 4.16’ da verilmiştir.

Çizelge 4.16. Sandalyelerin statik yüklemde gösterdiği performanslar

Zıvana Ölçüleri (mm)	Statik Önden arkaya Yükleme Performansı (N)						
	Örnek 1	Örnek 2	Örnek 3	Örnek 4	Örnek 5	X _{ort}	v (%)
30 x 30	2177,82	2609,46	2089,53	2285,73	2295,54	2291,62	8,59
30 x 40	2629,08	2550,60	2511,36	2560,41	2570,22	2564,33	1,66
30 x 50	2550,6	2207,25	2089,53	2550,60	2530,98	2385,79	9,26
40 x 30	2766,42	2530,98	2207,25	2452,50	2550,60	2501,55	8,06
40 x 40	2854,71	3090,15	2560,41	2825,28	2844,90	2835,09	6,62
40 x 50	2648,70	2177,82	2413,26	2658,51	2629,08	2505,47	8,35
50 x 30	2992,05	2501,55	2756,61	2746,80	2756,61	2750,72	6,31
50 x 40	3178,44	3247,11	2972,43	3149,01	3119,58	3133,31	3,24
50 x 50	3629,70	3570,84	3433,50	3531,60	3561,03	3545,33	2,03

Statik yüklemeler ile önden arkaya yönde test edilen her bir zıvana ölçülerine göre hazırlanmış sandalyelerden elde edilen sonuçlara ilişkin ortalamaların karşılaştırılması Şekil 4.33’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.33. Sandalyelerin statik yüklemde gösterdikleri performans ortalamaları

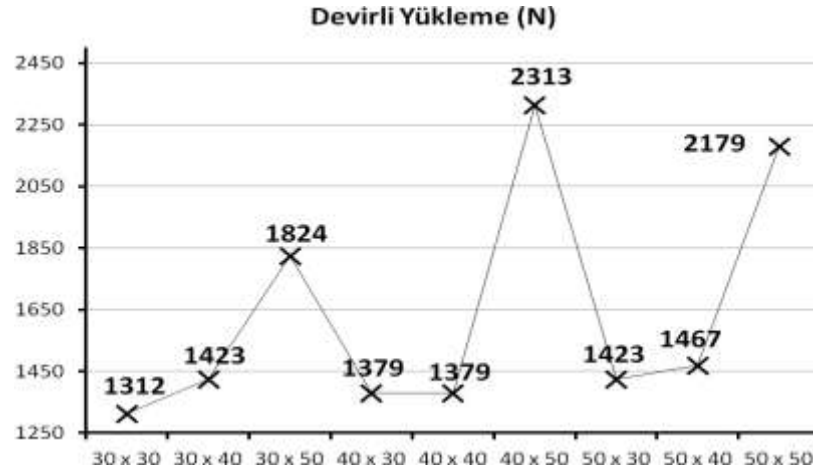
Sandalyelerin statik yüklem performanslarında, en iyi performans 50 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalarla hazırlanmış sandalyelerde elde edilirken, en düşük performansı ise 30 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalarla hazırlanan sandalyeler vermiştir. Zıvana genişliğinin sandalyelerin statik yük taşıma performansında önemli derecede etkisinin olduğu grafikten anlaşılmaktadır.

Devirli basamaklı artan yüklemeler ile önden arkaya yönde test edilen her bir zıvana ölçülerine göre hazırlanmış sandalyelerden elde edilen sonuçlar Çizelge 4.17’ de verilmiştir.

Çizelge 4.17. Sandalyelerin devirli basamaklı artan yüklemelerde gösterdikleri performanslar

Zıvana Ölçüleri (mm)	Devirli Önden arkaya Yükleme Performansı (N)						
	Örnek 1	Örnek 2	Örnek 3	Örnek 4	Örnek 5	X _{ort}	v (%)
30 x 30	1334,4	1000,8	1556,8	1556,8	1112	1312,16	17,28
30 x 40	1334,4	1556,8	1334,4	1556,8	1334,4	1423,36	7,65
30 x 50	1779,8	2001,6	1779,8	1779,8	1779,8	1824,16	4,86
40 x 30	1334,4	1112	1556,8	1334,4	1556,8	1378,88	12,07
40 x 40	1556,8	1334,4	1334,4	1334,4	1334,4	1378,88	6,45
40 x 50	2446,4	2446,4	2668,8	2001,6	2001,6	2312,96	11,54
50 x 30	1334,4	1334,4	1334,4	1556,8	1556,8	1423,36	7,65
50 x 40	1556,8	1334,4	1334,4	1556,8	1556,8	1467,84	7,42
50 x 50	2224	2001,6	2224	2224	2224	2179,52	4,08

Devirli basamaklı artan yüklemeler ile önden arkaya yönde test edilen her bir zıvana ölçülerine göre hazırlanmış sandalyelerden elde edilen sonuçlara ilişkin ortalamaların karşılaştırılması Şekil 4.34’ de gösterilmiştir.



Şekil 4.34. Sandalyelerin devirli basamaklı artan yüklemelerde gösterdikleri performans ortalamaları

Sandalyelerin devirli basamaklı artan yükleme performanslarında, en iyi performans 40 x 50 ve 50 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalarla hazırlanmış sandalyelerde elde edilirken, en düşük performansı ise 30 x 30, 40 x 30 ve 40 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalarla hazırlanan sandalyeler vermiştir. Devirli basamaklı artan yüklemelerde, zıvana uzunluğunun sandalyelerin önden arkaya kuvvet taşıma performansında önemli derecede etkisinin olduğu grafikten anlaşılmaktadır.

Statik yüklemeler ile devirli basamaklı artan yüklemeler arasındaki ilişkiler incelenirken, tüm 9 zıvana ölçüsü grubunun dikkate alınarak yapıldığı analizler sonucunda, değişkenler arasında zayıf ilişkiler elde edilmiştir. Veriler incelendiğinde,

9 zıvana ölçüsü grubu içerisinde, 2 grubun (40x50 ve 50x40 mm) ilişkileri zayıflatıldığı tespit edilmiş ve bu gruplardan elde edilen ortalamaların tüm gruplarda elde edilen ortalamaların en üst ve en alt değerlerini oluşturduğu görülmüştür. Bu nedenle bu iki grup, ilişkilerin incelenmesi için yapılan analizlerde dışarda bırakılmış olup, bu gruplara ilişkin testlerin ileriki çalışmalarda tekrarlanmasına karar verilmiştir. Buna göre; 7 gruptan elde edilen veriler kullanılarak, statik yüklemeler ile devirli basamaklı artan yüklemeler arasındaki ilişkiyi test etmek ve bu ilişkinin derecesini ölçmek için yapılan Pearson *korelasyon* analizi sonuçlarına göre, iki değişken arasında 0,05 anlamlılık düzeyinde bir ilişki (0,70) olduğu gözlenmiştir (Çizelge 4.18).

Çizelge 4.18. Sandalyelerin statik ve devirli basamaklı artan yükleme performansları arasındaki ilişki

	Statik Yükleme Performansı (N)	Devirli Yükleme Performansı (N)
Statik Yükleme Performansı (N)	1,00	0,70
Devirli Yükleme Performansı (N)	0,70	1,00

P < 0,05

Pearson *korelasyon* katsayısı yorumlanırken; katsayının 0,00 – 0,25 arasında olması iki değişken arasındaki ilişkinin çok zayıf, 0,26 – 0,49 arasında olması zayıf, 0,50 – 0,69 arasında olması orta, 0,70 – 0,89 arasında olması yüksek ve 0,90 – 1,00 arasında olması ise çok yüksek olarak kabul edilmektedir. Bu bulgulara göre, çalışmada öngörülen H1 hipotezi (*H1: Statik yüklemeyle önden arkaya kuvvet taşıma performansı ölçümü ile devirli yüklemeyle önden arkaya kuvvet taşıma performansı ölçümleri arasında pozitif yönde bir ilişki vardır*) kabul edilmiş olup, iki yükleme tipi arasında pozitif yönde ve yüksek bir ilişki olduğu söylenebilir.

Statik ve devirli yüklemelerle önden arkaya yönde yapılan testlerde elde edilen sonuçlar arasındaki ilişkilere göre, statik yüklemelerden devirli yüklemelerin tahmin edilebilmesi amacıyla, tüm zıvana ölçülerine ait grupların ortalamaları birbirlerine oranlanmış ve istatistikleri verilmiştir. Ayrıca bu işlem, *korelasyon* analizinde statik – devirli basamaklı yük ilişkilerini zayıflatıldığı belirlenen 2 grup dışarıda bırakılarak da gerçekleştirilmiştir. Bu oranlara ilişkin değerler Çizelge 4.19’ da gösterilmiştir.

Çizelge 4.19. Statik ve devirli basamaklı artan yüklemelerin birbirlerine oranı

Zıvana Genişliği (mm)	Zıvana uzunluğu (mm)	Statik Yük Performansı (N)	Devirli Yükleme Performansı (N)	Devirli / Statik (Tüm Gruplar) (%)	Devirli / Statik (7 Grup) (%)
30	30	2292	1312	0.57	0.57
30	40	2564	1423	0.56	0.56
30	50	2386	1824	0.76	0.76
40	30	2502	1379	0.55	0.55
40	40	2835	1379	0.49	0.49
40	50	2505	2313	0.92	*
50	30	2751	1423	0.52	0.52
50	40	3133	1468	0.47	*
50	50	3545	2180	0.61	0.61
Ortalama	-	-	-	0,61	0,58
S. Sapma	-	-	-	0,13	0,09
Medyan	-	-	-	0,56	0,56

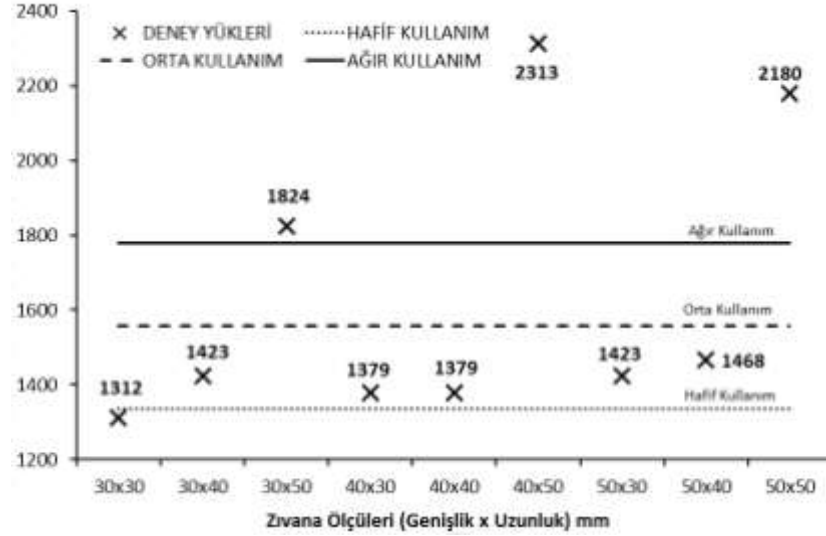
*Korelasyonu zayıflatan gruplar

Statik ve devirli yüklemelerle önden arkaya yönde yapılan testlerde elde edilen ilişkilere göre; tüm gruplar için yapılan değerlendirmede aritmetik ortalama 0,61, standart sapma 0,13 ve medyan değeri 0,56 olarak elde edilmiş; 7 grup için yapılan değerlendirmelerde ise bu değerler sırasıyla 0,58, 0,09 ve 0,56 olarak hesaplanmıştır. 7 grup için yapılan değerlendirmelerde, standart sapmanın daha düşük olduğu, ancak medyan değerinin değişmediği görülmüştür.

Sonuç olarak, sandalye önden arkaya yükleme deneylerinde, devirli basamaklı artan yükleme performansının, statik yüklemelerle elde edilen performansın % 56' sını olarak alınması güvenilir bir sistem ve rasyonel bir karşılaştırma için uygun olacaktır. Bu değer ayrıca literatürde tavsiye edilen % 50' lik değer ile de tutarlılık göstermektedir (Erdil, 1998; Eckelman ve Erdil, 1999).

Son olarak da, çeşitli ölçülerdeki zıvanalarla birleştirilmiş deney sandalyelerin önden arkaya devirli basamaklı yükleme performans değerleri, ALA teknoloji raporunda verilen kabul edilebilir “hafif”, “orta” ve “ağır” kullanım yük değerleri ile karşılaştırılmış ve sandalyelerin gerçek kullanım koşullarına ilişkin değerlendirmeler yapılmıştır. Bu deney yönteminde, hafif kullanımlar ev içi ve özel mekânlardaki kullanımları, orta kullanımlar çok yoğun olmayan büro vb. mekânlardaki kullanımları, ağır kullanımlar ise yoğun kullanımı olan hastane, okul, kütüphane, hava alanı, vb. mekânlardaki kullanımları temsil etmektedir. 9 farklı ölçüde

zıvanalarla birleştirilmiş sandalyelerin, arkadan öne devirli basamaklı yükleme performanslarının ALA 'daki kabul edilebilir tasarım yükleri ile karşılaştırılmasını gösteren grafik Şekil 4.35' de sunulmuştur.



Şekil 4.35. Sandalyelerin ALA' da arkadan öne yüklemeler için verilmiş olan kabul edilebilir tasarım yükleri ile karşılaştırılmasına ilişkin grafik

ALA 'da verilen kabul edilebilir tasarım yüklerine göre yapılan karşılaştırmalar sonucunda, arkadan öne yüklemelerde 9 gruptan 5' inin hafif kullanım, 3' ünün ağır kullanım yüklerini karşılayabildiği, 1 tanesinin ise hafif kullanımlar için bile uygun olmadığı anlaşılmıştır. Bu karşılaştırmaya ilişkin verilerin karşılaştırılması daha anlaşılır olması adına bir liste halinde Çizelge 4.20' de verilmiştir.

Çizelge 4.20. Deney sandalyeleri performansları ortalamalarının (ALA) yönteminde önden arkaya yüklemeler için verilmiş olan kabul edilebilir tasarım yükleri ile karşılaştırması

Zıvana Ölçüleri (mm)	Deney Yüğü (N)	Hafif Servis (N)	Sonuç	Orta Servis (N)	Sonuç	Ağır servis (N)	Sonuç
30 x 30	1312	1335	BAŞARISIZ	1557	BAŞARISIZ	1780	BAŞARISIZ
30 x 40	1423	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARISIZ	1780	BAŞARISIZ
30 x 50	1824	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARILI	1780	BAŞARILI
40 x 30	1379	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARISIZ	1780	BAŞARISIZ
40 x 40	1379	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARISIZ	1780	BAŞARISIZ
40 x 50	2313	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARILI	1780	BAŞARILI
50 x 30	1423	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARISIZ	1780	BAŞARISIZ
50 x 40	1468	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARISIZ	1780	BAŞARISIZ
50 x 50	2180	1335	BAŞARILI	1557	BAŞARILI	1780	BAŞARILI

Karşılaştırmalara göre, 30 x 30 mm ölçülerindeki zıvanalarla üretilmiş deney sandalyelerinin dışındaki tüm gruplar ev içi kullanım koşullarını (hafif kullanım

yükleri) sağlamışlardır. Hatta 30 x 50, 40 x 50 ve 50 x 50 *mm* ölçülerindeki zıvanalarla üretilmiş deney sandalyeleri ağır kullanım yüklerini dahi karşılamış olup, ağır kullanım koşullarının temsil ettiği kütüphane, restoran vb. gibi yoğun kullanımların olduğu yerlerde kullanılabileceklerini göstermişlerdir. Burada, zıvana uzunluğunun sandalyelerin önden arkaya yük taşıma performanslarında ne kadar etkili olduğu açıkça görülmüştür.

5 SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, ön ayak – yan kayıt ve arka ayak – yan kayıt birleştirmelerinde farklı ölçülerde zıvanalı birleştirmeler uygulanmış sandalyelerin statik ve devirli basamaklı artan yüklemeler ile önden arkaya yönde kuvvet taşıma performansları belirlenmiş ve değerlendirilmiştir. Çalışmada ayrıca, tekil olarak hazırlanmış, sandalyelerin muhtelif birleştirme yerlerini temsil eden T-tipi ve L-tipi birleştirme elemanlarının moment kapasitesi deneylerinden elde edilen sonuçlara göre, sandalye sisteminin bütününe önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesinin tahmin edilmesi için basit bir yaklaşım geliştirilmiştir.

Çalışmada, T-tipi ve L-tipi birleştirmelerinin mekanik davranış özelliklerinin belirlenmesinde ve sandalye sistem bütünü tarafından taşınan momentlerin dağılım analizi ile yapısal çözümünde bir sonlu elemanlar yazılımı olan ANSYS Workbench programından yararlanılmıştır. Son olarak da, sandalye performans deneylerinde uygulanan statik yükler ve devirli basamaklı artan yüklemeler arasındaki ilişkiler incelenmiştir.

Farklı ölçülerde zıvanalı birleştirme uygulanmış T-tipi birleştirmeler, L-tipi birleştirmeler ve deney sandalyeleri farklı performans ve mekanik davranış özellikleri göstermişlerdir. Deney sonuçlarına göre, birleştirmelerinin elastikiyetinde zıvana genişliğinin, moment taşıma kapasitesinde ise zıvana uzunluğunun etkili olduğu anlaşılmıştır. Özellikle bir sandalye sistem bütünü içerisinde yer alan birleştirmelerde zıvana uzunluğunun sandalyelerin önden arkaya kuvvet taşıma performansını arttırdığı gözlenmiştir. Ancak, sonuçlara göre sandalye birleştirmelerinde zıvana genişliğinin birleştirme yerine göre farklı ölçülerde alınması gerektiği de çıkarılmıştır. Sandalyelerde, L-tipi birleştirmelerin temsil ettiği ön ayak – yan kayıt birleştirmesi için 50 mm genişlikte zıvana, T-tipi birleştirmelerin temsil ettiği arka ayak – yan kayıt birleştirmesi için ise 40 mm genişlikteki zıvana kullanılması sistemin mukavemetini arttırabilir. Sonuç olarak, sandalye üretiminde, arka ayak–yan kayıt birleştirmelerinde 40x50 mm (genişlik x uzunluk), ön ayak–yan kayıt birleştirmelerinde ise 50x50 mm ölçülerinde zıvanalı birleştirmeler kullanılması

ile sandalyenin önden arkaya yük taşıma kapasitesinin maksimum olacağı belirlenmiştir.

Çalışmada, tekil birleştirme test sonuçlarından, sandalye sisteminin bütününün önden arkaya kuvvet taşıma performanslarının yaklaşık olarak tahmin edilebildiği bir yaklaşım geliştirilmiştir. Deneyler sonucunda, birleştirme elemanlarının, bir sistem bütünü içerisinde yer aldıklarında daha fazla moment taşıyabildikleri görülmüştür. T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin tekil testlerinden elde edilen maksimum moment değerlerine göre sandalye sisteminin taşınması beklenen toplam moment, sandalye sistem bütünüünün gerçek testlerde taşıdığı momentin % 71 olarak elde edilmiştir. Buna göre, sandalye sistem bütünüünde taşınan toplam moment, tekil T-tipi ve L-tipi birleştirmeler tarafından taşınması beklenen toplam momentin 1,4 katıdır. Bu bağlamda, tekil birleştirme test sonuçları kullanılarak, sandalye sisteminin bütününün gerçek testlerde taşıyabileceği toplam momentin, dolayısıyla da önden arkaya kuvvet taşıma kapasitesinin yaklaşık olarak tahmin edilebileceği bir eşitlik önerilmiş ve mobilya mühendislik tasarımı ile uğraşanların kullanımına sunulmuştur.

Ayrıca, bu çalışmadaki deneylerde uygulanmamış olan diğer ölçülerdeki zıvanalı birleştirmelerin taşıdıkları momentlerin makul bir şekilde tahmin edilebilmesi için birleştirme deneylerinden elde edilen deney sonuçları matematiksel modeller haline dönüştürülmüş olup, T-tipi ve L-tipi birleştirmelerin taşıyabilecekleri momentlerin, zıvana genişliği ve zıvana uzunluğunun fonksiyonu olarak tahmin edilebileceği eşitlikler geliştirilmiş ve sunulmuştur.

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 yanılmalar 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 tanıtılabilmesi 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.

Performans deneyleri sonuçlarına göre, mobilya iskelet sistemlerinde kritik noktalar birleştirmeler olmaktadır. Tüm gerçek deneylerde, sandalyeler birleştirme yerlerinden deforme olmuş, elemanlarda herhangi bir kırılma gözlenmemiştir. Yapısal analiz sonuçlarında da bu duruma paralel olarak maksimum gerilmeler ya tutkal hattında ya da erkek zıvanalarda elde edilmiştir. Diğer bir ifadeyle, birleştirmelerin mukavemeti tüm sistemin mukavemetini temsil etmektedir. Çalışmada, sandalye birleştirmelerinde uygulanan zıvana ölçüleri birleştirmelerin mukavemeti üzerinde etkili çıkmıştır. Bilgisayar destekli analizler sonucunda, birleştirme yerlerinde önemli bir eğilme zorlaması olduğu ve yer değiştirmeler ile deformasyonların, elemanların ve birleştirmelerin bu eğilme zorlaması karşısında yetersiz kalmasından gerçekleştiği anlaşılmıştır. Buna göre, mekanik dirençleri yüksek olan malzemeler ile daha güçlü birleştirmeler ve dolayısıyla daha mukavemetli mobilya sistemleri elde etmek mümkün olabilir.

Deney sandalyelerinin gerçek kullanım koşulları altında gösterebilecekleri olası davranışlar, sandalyeler için geliştirilmiş olan bir deney yöntemindeki [52] tasarım yük değerleri ile karşılaştırılarak değerlendirilmiştir. Sonuçlara göre, aynı dizayna sahip ancak birleştirme yerlerindeki zıvana ölçüleri farklı sandalyeler farklı performans değerleri göstermişlerdir. Birleştirme yerlerinde 30 x 30 mm ölçülerinde zıvanalar uygulanmış sandalyeler ev içi kullanımlar için gerekli performansı sağlayamamış ve kullanım için uygun bulunmamıştır. Bu sandalyelerde, köşe destek elemanı, kesit optimizasyonu vb. gibi mukavemet artırıcı tedbirler alınmalıdır. Bununla birlikte, 30 x 40, 40 x 30, 40 x 40, 50 x 30 ve 50 x 40 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyeler ev içinde kullanım için gerekli performansı gösterebilmişlerdir. Bu sandalyelerin her biri ev içinde rahatlıkla kullanılabilirler. 30 x 50, 40 x 50 ve 50 x 50 mm ölçülerindeki zıvanalarla birleştirilmiş sandalyeler ise kütüphane, restoran vb. gibi çok yoğun kullanımlar için gereken performanstan bile daha yüksek değerler vermiş olup, gereğinden yüksek mukavemetli sandalyeler olarak değerlendirilebilirler. Bu ölçülerde zıvanalarla birleştirilecek sandalyeler için de, ev içi kullanım performansının karşılanması yeterli ise, mukavemeti azaltıcı ekonomik optimizasyonlar yapılabilir.

Son olarak da, sandalye performans testlerinde devirli basamaklı artan yükleme mukavemetinin, statik yükleme mukavemeti değerlerinin % 56' sını olarak alınması önerilmiş olup, bu değer literatürde önerilen % 50' lik değer (Erdil, 1998; Eckelman ve Erdil, 1999) ile tutarlı olarak bulunmuştur. Buna göre, daha kısa bir sürede gerçekleştirilebilen statik testlerden elde edilen verilere göre, sandalyelerin devirli basamaklı artan yüklemelerde gösterebilecekleri performansların tahmin edilmesi mümkün olabilecektir. Burada da zaman ekonomisi sağlanmış olacaktır.

Çalışmada ürün mühendisliği metodolojisi sandalye mukavemet tasarımında uygulanmış ve gerekli bir takım faktörler ve ilişkiler için sayısal veriler elde edilmiştir. Sonuç olarak, performans testlerini de kapsayan ürün mühendisliği yöntemlerinin, mobilya mukavemet analizinde uygulanması ile kaliteli ve ekonomik çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalar üretilebileceği söylenebilir.

Proje sonuçları, mobilya tasarımcılarının ve üreticilerinin işini kolaylaştıracak ve bu sayede bilimselliğin ışığında ve daha bilinçli mobilyalar tasarlanarak, tasarımın

amacına ve fonksiyonuna uygun mobilyalar üretilmesi mümkün olabilecek ve insanların yaşam kalitesi arttırılabilecektir. Aynı zamanda gereksiz, aşırı sağlamlıkta mobilyalar üretilmemiş olup, gerektiği kadar sağlamlıkta mobilyalar üretilmiş olacak ve bu durum ülke ekonomisine de önemli katkılar sağlayacaktır.

Yeni üretilen malzemeler, farklı tutkallar ve geleneksel tutkallı ve alternatif mekanik bağlantı elemanlarıyla sağlanan birleştirme teknikleri kullanılarak, çeşitli tiplerdeki çerçeve konstrüksiyonlu mobilyalar ve mobilya genel konstrüksiyon türlerinden bir diğeri olan kutu (tabla tipi) mobilyalar için uygulama koşullarına yönelik performans deneyleri geliştirilmeli ve uygulanmalıdır.

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.

6 KAYNAKLAR

- Altınok, M., (1995), *Sandalye Tasarımında Gerilme Analizine Göre Mukavemet Elemanlarının Boyutlandırılması*, Doktora Tezi, G. Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 347s.
- Altınok, M., Söğütü, C., Döngel, N., (2000), Şerit Testerede Açılmış Zıvanalı Birleşmenin Çekme Direncini Etkileyen Temel Faktörlerin Analizi, *Z.K.Ü. Karabük Teknik Eğitim Fakültesi*, Teknoloji Dergisi, 3, 2-3: 195-203.
- Altınok, M., Söğütü, C., Döngel, N., (2000), Zıvanalı “T” Birleştirmelerde Ağaç Türü, Tutkal Çeşidi ve Presleme Yönünün Çekme Direncine Etkileri, *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, 24, 6: 767-771.
- American Library Associations (ALA), (1982), The Use of Performance Tests and Quality Assurance Programs in the Selection of Library Chairs, *Library Technology Reports* 18, 5: 483-571.
- Anıl, Ö., Belgin, M., Ç., (2007), Monotonik Yükleme Etkisi Altındaki Dikdörtgen Kesitli Betonarme Kirişlerin Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Doğrusal Olmayan Analizi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.* 22, 1: 191-197.
- Barboutis, I., Melissides, T., (2011), Influence of the time between machining and assembly of mortise and tenon joints on tension strength of T-type joints, *Forestry and Wood Technology*, 73, 23-29.
- Cai, L., Wang, F., Tan, H., (1995), Study on the Strength of Multinjected Corner Joints of Furniture, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 53, 6: 385-388.
- Crisan, R., (2001), *An Investigation into the Stres-Strain State of Case Furniture*, Ph.D. Thesis, University of Buckingham.
- Çolakoğlu, M. H., Apay, A. C., (2012), Finite element analysis of wooden chair strength in free drop, *International Journal of the Physical Sciences*, 7(7), 9: 1105 - 1114.
- Daudeville, L., Davenne, L., Yasumura, M., (1999), Prediction of the Load Carrying Capacity of Bolted Timber Joint, *Wood Science and Technology*, 33, 15- 29,.
- Dupont, W., (1963), Rationalization of Glue Joints in the Woodworking Industry, Department of Forestry, *Forest Products Laboratory*, Canada, 1-8.
- Eckelman, C. A., Erdil, Y. Z., (1999), Joint Design Manual for Furniture Frames Constructed of Plywood and Oriented Standard Board, H.Ü. Ağaç İşleri Endüstri Mühendisliği Bölümü, *I. Uluslararası Mobilya Kongresi*, Bildiri Kitabı, İstanbul, , 265-305.
- Eckelman, C. A., Lin, F. C., Zhang, J., (2002), A Technique for Structural Modeling of Front Rails for Sofas, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 60, 60-65.
- Eckelman, C., A., (1966), A Look at... The Strength Design of Furniture, *FPJ*, 16, 3: 21-24.
- Eckelman, C., A., (1979), Withdrawal Strength of Dowel Joints: Effect of Shear Strength, *FPJ*, 29, 1, 48 - 52.

- Eckelman, C., A., (1991), *Textbook of Product Engineering and Strength Design of Furniture*, Text Book, Purdue University, West Lafayette, Indiana, USA, 54-59.
- Eckelman, C., A., (1999), Performance Testing of Side Chair, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 57, 227–234,.
- Eckelman, C., A., Erdil, Y., Z., (2001), *General Services Administration (GSA) Upholstered Furniture Test Method*, FNAE 80–214 : A Description of the Method with Drawings, Purdue University, Department of Forestry and Natural Resources, Extension Publication Fnr – 176, 1159 Forestry Bldg., West Lafayette, 47907, Indiana, USA,.
- Eckelman, C.A, Erdil, Y. Z., Zhang, J., (2002), Withdrawal and Bending Strength of Dowel Joints Constructed of Plywood and Oriented Strandboard, *Forest Product Journal*, 52, 9: 66–74,.
- Efe, H., (1994), *Modern Mobilya Çerçeve Konstrüksiyon Tasarımında Geleneksel ve Alternatif Bağlantı Tekniklerinin Mekanik Davranış Özellikleri*, Doktora Tezi, K.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon, 398s.
- 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.
- Erdil, Y., Z., (1998), *Strength Analysis and Design of Joints of Furniture Frames Constructed of Plywood and Oriented Strand-Board*, (M. Sc.), Purdue University Graduate School, West Lafayette, Indiana, USA, 1-9,.
- Erdil, Y., Z., Eckelman, C., A., (2001), Withdrawal Strength of Dowels In Plywood and Oriented Strand Board, *Turkish Journal of Agriculture and Forestry*, 25, 319-327.
- Esendemir, Ü., Usal, M. R., Öndürücü, A., Usal, M., (2010), Orta noktasından tekil yüke maruz kompozit basit giriş için maksimum sehim değerlerinin deneysel, nümerik ve analitik olarak bulunarak irdelenmesi, *C.B.Ü Soma Meslek Yüksekokulu Teknik Bilimler Dergisi*, 2, 14.
- Gustafsson, S. I., (1995), Furniture Design by Use of the Finite Element Method, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 53, 4: 257-260.
- Gustafsson, S. I., (1996), Finite Element Modelling Versus Reality for Birch Chairs, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 54, 5: 355-359.
- Gustafsson, S. I., (1996), Finite Element Modelling Versus Reality for Birch Chairs, *Holz als Roh-und Werkstoff*, 54, 5: 355-359.
- Gustafsson, S. I., (1997), Optimising Ash Wood Chairs, *Wood Science and Technology*, 31, 4: 291-301.
- Haviarova, E., Eckelman, C.A., and Erdil, Y.Z., (2001), Design and Testing of Environmentally Friendly Wood School Chairs for Developing Countries, *FPJ*, 51, 3: 58–64.
- Haviarova, E., Eckelman, C.A., and Erdil, Y.Z., (2001), Design and Testing of Wood School Desk Frames Suitable for Production by Low Technology Methods From Waste Wood Residues, *FPJ*, 51, 5: 79–88.
- Hill, D., M., and Eckelman, C., A., (1973), Flexibility and Bending Strength of

- Mortise and Tenon Joints, *Purdue University Paper*, 4758: 25–33.
- 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.
- Jensen, J. L., Koizumi, A., Sasaki, T., Tamura Y., Lijima, Y., (2001), Axially Loaded Glued-in Hardwood Dowels, *Wood Science and Technology*, 35, 73-83,.
- Kasal, A., (2004), Masif ve Kompozit Ağaç Malzemelerden Üretilmiş Çerçeve Konstrüksiyonlu Koltukların Performansı, Doktora Tezi, G.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara,218s.
- Koç, K. H., Kizilkaya, K., Erdinler, E. S., Korkut, D. S., (2011), The use of finite element method in the furniture industry, *African Journal of Business Management*, 5,3: 855-865,.
- Milham, R., M., (1949), *A Comparison of Strength Characteristic of the Mortise and Tenon Joint and Dowel Joint*, (M. Sc.), University of Michigan, Ann Arbor, Michigan, USA, 253p.
- Nicholls, T., Crisan, R., (2002), Study of the Stress-Strain State in Corner Joints and Box Type Furniture Using Finite Element Analysis (FEA), *Holz als Roh-und Werkstoff*, 60, 66-71.
- Örs, Y., Keskin, H., (2001), *Ağaç Malzeme Bilgisi*, Kosgeb Yayınları, Ankara,.
- Polisan, (1996) *Üretici Firma*, <http://www.polisan.com.tr>, Bolu.
- Sayman, O., Elasto-plastic stress analysis in an adhesively bonded single-lap joint, *Composites: Part B*, 43, (2012), 204–209.
- Serrano, E., (2004), A numerical study of the shear-strength-predicting capabilities of test specimens for wood–adhesive bonds, *International Journal of Adhesion & Adhesives*, 24, 23–35.
- Smardzewski, J., (1998), Numerical Analysis of Furniture Constructions, *Wood Science and Technology*, 32, 4: 273-286.
- Smardzewski, J., (2002), Strength of Profile-Adhesive Joints, *Wood Science and Technology*, 36,173-183,.
- Sparkes, A., J., (1968), The Strength of Mortise-and-Tenon Joints, *Furniture Industry Research Association*, Maxwell Road Stenevage Hertfordshire, Great Britain, 48-52.
- Tankut A. N., Tankut, N., (2005), The Effects of Joint Forms (Shape) and Dimensions on the Strengths of Mortise and Tenon Joints, *Turk J Agric For*, 29, 493-498.
- Tankut A. N., Tankut, N., (2011), Section modulus of corner joints in furniture frames as engineering design criteria for their efficient construction, *Materials and Design*, 32 2391–2395.
- Topçu, M., Taşgetiren, S., (1998), *Mühendisler İçin Sonlu Elemanlar Metodu, Pamukkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Ders Kitapları*, Yayın No: 007, Denizli.
- TS 2471, (1976), Odunda, Fiziksel ve Mekanik Deneyler İçin Rutubet Miktarı

- Tayini”, **T.S.E.**, Ankara.
- TS 2472, (1976), Odunda Fiziksel ve Mekanik Deneyler İçin Birim Hacim Ağırlığı Tayini, **T.S.E.**, Ankara.
- TS 2474, (1976), Odunun Statik Eğilme Dayanımının Tayini”, **T.S.E.**, Ankara.
- TS 2475, (1976), Odunda Liflere Paralel Doğrultuda Çekme Gerilmesinin Tayini, **T.S.E.**, Ankara.
- TS 2478, (1976), Odunun Statik Eğilmede Elastikiyet Modülünün Tayini, **T.S.E.**, Ankara.
- TS 2595, (1977), Odunun Liflere Paralel Doğrultuda Basınç Dayanımı Tayini, **T.S.E.**, Ankara.
- Uysal, B., (1998), Ağaç Türü ve Zıvana Uzunluğunun Zıvanalı Boy Birleştirmede Eğilme Direncine Etkileri, *G. Ü. T. E. F., Politeknik Dergisi*, 1, 3–4: 13-18.
- Wilczyński, A., Warmbier, K., (2003), Effect of joint dimensions on strength and stiffness of tenon joints, *Folia Forestalia Polonica Seria B*, 34, 53-66.
- Willard, R., (1966), Compressed Tenons–Parts I., *Furniture Design and Manufacturing Magazine*, 38, 11: 3-10..
- Willard, R., (1966), Compressed Tenons–Parts II., *Furniture Design and Manufacturing Magazine*, 38, 12: 9-12,.
- Willard, R., (1967), Compressed Tenons–Parts III., *Furniture Design and Manufacturing Magazine*, 39, 1: 10-12.

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel Bilgiler

Ad Soyad : Tolga KUŞKUN
Uyruk : T.C.
Doğum Yeri ve Tarih : ERZURUM 26/07/1986
Medeni Hali :Bekar
Telefon : 0 532 688 4442
E-posta : tolgakuskun@mu.edu.tr

Eğitim

Alınan Derece	Aldığı Kurum/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lise	Muğla Turgut Reis Lisesi	2004
Lisans	Fırat Üniversitesi	2009
Yüksek Lisans	Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi	

İş Tecrübesi

Yıl	Yer	Pozisyon/görev
2012-	Muğla Sıtkı Koçman Üniversitesi	Arş. Görevlisi

Yabancı Dil(ler)

Dil (İngilizce, vs)	Başlangıç	Orta	İleri
Yazma		X	
Konuşma		X	
Anlama		X	
Okuma		X	

Yayınlar

1. Uluslararası bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında (Proceedings) basılan bildiriler

1.1. Effect of the Tenon Size and Loading Type on Chair Strength and Comparison of Actual Test with Finite Element Analyses Results, KASAL, A., ERDİL, Y.Z., KUŞKUN, T., 67th International Convention of the Forest Products Society, Austin, Texas, USA, 9 – 11 June, 2013.

2. Ulusal hakemli dergilerde yayımlanan makaleler

- 2.1.** T-Tipi Mobilya Birleştirmelerinde Ağaç Türü ve Birleştirme Yönteminin Moment Taşıma Kapasitesi ve Elastikiyet Üzerindeki Etkileri, ÇAĞATAY, K., EFE, H., KASAL, A., KUŞKUN, T., Politeknik Dergisi, Cilt:15, Sayı:4, s.161-169, 2012, G.Ü., Teknoloji Fakültesi, Ankara.
- 2.2.** Ahşap ve Plastik Kavelalı Kutu Mobilya Köşe Birleştirmelerinin Moment Kapasitelerinin Karşılaştırılması, EFE, H., DENİZ, E., KASAL, A., KUŞKUN, T., Politeknik Dergisi, Cilt:15, Sayı:3, s 151-159, 2012, G.Ü., Teknoloji Fakültesi, Ankara.
- 2.3.** Masif Ağaç ve Plastik Kavela ile Birleştirilmiş H-Tipi Kutu Mobilya Birleştirmelerinin Kesme Kuvveti Kapasitelerinin Karşılaştırılması, KASAL, A., EFE, H., DENİZ, E., KUŞKUN, T., Kastamonu Üniversitesi, Orman Fakültesi Dergisi, 2012, 12 (2): 209-217.
- 2.4.** T-Tipi Mobilya Birleştirmelerinde Çeşitli Birleştirme Yöntemlerinin Çekme Mukavemetine Etkileri, EFE, H., KASAL, A., ÇAĞATAY, K., KUŞKUN, T., Kastamonu Üniversitesi, Orman Fakültesi Dergisi, 2012, 12 (2): 251-260.
- 2.5.** Ahşap Boy Birleştirmelerde Farklı Bağlantı Tekniklerinin Çekme Mukavemetlerinin Karşılaştırması, EFE, H., KASAL, A., ÇAĞATAY, K., KUŞKUN, T., 2012, Kastamonu Üniversitesi, Orman Fakültesi Dergisi, 12 (1): 80 - 89.

3. Ulusal bilimsel toplantılarda sunulan ve bildiri kitabında basılan bildiriler

3.1. Masif Ağaç ve Ahşap Esaslı Levhalardan Üretilmiş Koltuk İskeletlerinin Performanslarının Değerlendirilmesi, KASAL, A., EFE, H., DİLER, H., DİZEL, T., KUŞKUN, T., 2. Ulusal Mobilya Kongresi, Pamukkale Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu, Malzeme ve Malzeme İşleme Teknolojileri Bölümü, Mobilya ve Dekorasyon Programı, Bildiri Kitabı, s: 454 – 464, Denizli, 2013