
	<b>SAKARYA ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ DERGİSİ</b> <i>SAKARYA UNIVERSITY JOURNAL OF SCIENCE</i>		
	e-ISSN: 2147-835X <b>Dergi sayfası:</b> <a href="http://dergipark.gov.tr/saufenbilder">http://dergipark.gov.tr/saufenbilder</a>		
	<u>Gelis/Received</u> 20.11.2017 <u>Kabul/Accepted</u> 26.03.2018	<u>Doi</u> 10.16984/saufenbilder.356349	

## Frenli tas menteşe kinematik, kinetik ve yorulma analizi

Meral Bayraktar\*<sup>1</sup> Hidayet Bilyaz<sup>2</sup> Cihan Demir<sup>3</sup>

### ÖZ

Bu çalışmada, mobilya sektöründe sıklıkla kullanılan menteşe çeşitlerinden düz frenli tas menteşelerin kinematik, statik ve yorulma analizleri yapılmıştır. Bu kapsamda menteşenin katı modellenmesi paket program kullanılarak yapılmıştır. Menteşe kinetik ve kinematik analizi, çok parçalı gövde analizi programı ile yapılmıştır. Bu analizden elde edilen yatak ve mafsal kuvvetleri kullanılarak, yapının sanki-statik analizi için sonlu elemanlar programı kullanılmıştır. Analizler TS EN 15570 standardı göz önüne alınarak yapılmıştır. Yorulma analizi değerlendirmeleri ile yapıda değişiklikler önerilmiştir. Sistem için, çok parçalı gövde analiz programı ile yapılan kinematik ve kinetik analiz sonuçlarının, sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve yorulma analizinde kullanılması, sonlu elemanlar programı geçici cevap analizine alternatif olarak gösterilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** tas menteşe, kinematik analiz, kinetik analiz, sonlu elemanlar yöntemi

### Kinematic, kinetic and fatigue analyses of cup hinge with brake

### ABSTRACT

This paper presents kinematic, static and fatigue analyses of straight cup hinge with brake which is widely used in the furniture industry. The solid model of the hinge is created by using packaged programme. The kinetic and kinematic analyses of hinge are performed by use of multiple body analysis programme. The quasistatic analysis of the structure is made due to the support and joint forces which are obtained as a result of the kinetic and kinematic analyses. The analyses are carried out by considering the standard TS EN 15570. Related to the evaluation of fatigue analysis, modifications are proposed for the structure. The results of kinetic and kinematic analyses adopted to static and fatigue analyses due to finite element method is shown as an alternative to the transient response of the finite element method.

**Keywords:** cup hinge, kinematic analysis, kinetic analysis, finite element method

\* Sorumlu Yazar / Corresponding Author

<sup>1</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul – [mbarut@yildiz.edu.tr](mailto:mbarut@yildiz.edu.tr)

<sup>2</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul – [hbilyaz@gmail.com](mailto:hbilyaz@gmail.com)

<sup>3</sup> Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul – [cdemir@yildiz.edu.tr](mailto:cdemir@yildiz.edu.tr)

## 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde evlerde, ofislerde ve eğitim kurumlarında kullanılan mobilyalar büyük çoğunlukla ahşap malzemelerden yapılmaktadırlar. Ahşap malzemeler, üretim ve montaj kolaylığından dolayı çelik, alüminyum ve plastik gibi diğer malzemelere nazaran daha çok tercih edilmektedirler. Masa, dolap ve kitaplık gibi mobilya parçalarında ergonomik bir tasarım oluşturmak için birleşimler yani bağlantı elemanları kullanılmaktadır. Bu bağlantı elemanları kullanılan yerin kullanım şekline göre değişiklikler gösterirler [1]. Bağlantı elemanları mekanik çektirme işlemi ile parçaları birbirine bağlayan, değişik boyutlarda, metal ya da plastik malzemeden üretilen mekanizmalardır [2]. Bu bağlantı gereçlerinden en önemlisi mobilya kapaklarını, kapı ve pencere kanatlarını açıp kapamada kullanılan menteşelerdir. Dekoratif bir görünüm vermelerinden dolayı menteşeler genellikle paslanmaz çelikten imal edilirler.

Gelişen mobilya sektörü menteşelerin tasarımında değişiklikleri de zorunlu bir hale getirmiştir. Plastik ve metal tas menteşeler bu yeni dönemde yaygın olarak kullanılan menteşelerdir. Düz, yarım deveboynu ve tam deveboynu olmak üzere farklı isimler alan (Şekil 1) bu menteşelerin açılı duran kapaklarda kullanılanları da vardır [3]. Tas menteşeler, kolay sökülüp takılabilmeleri gibi avantajlarından dolayı seri olarak yüksek miktarlarda üretilirler. Yaylı olarak üretildiklerinden çit çit kullanmaya gerek duyulmaz.



Şekil 1. Deveboynu ve tam deveboynu tas menteşe (Swan neck and full swan neck cup hinge) [3]

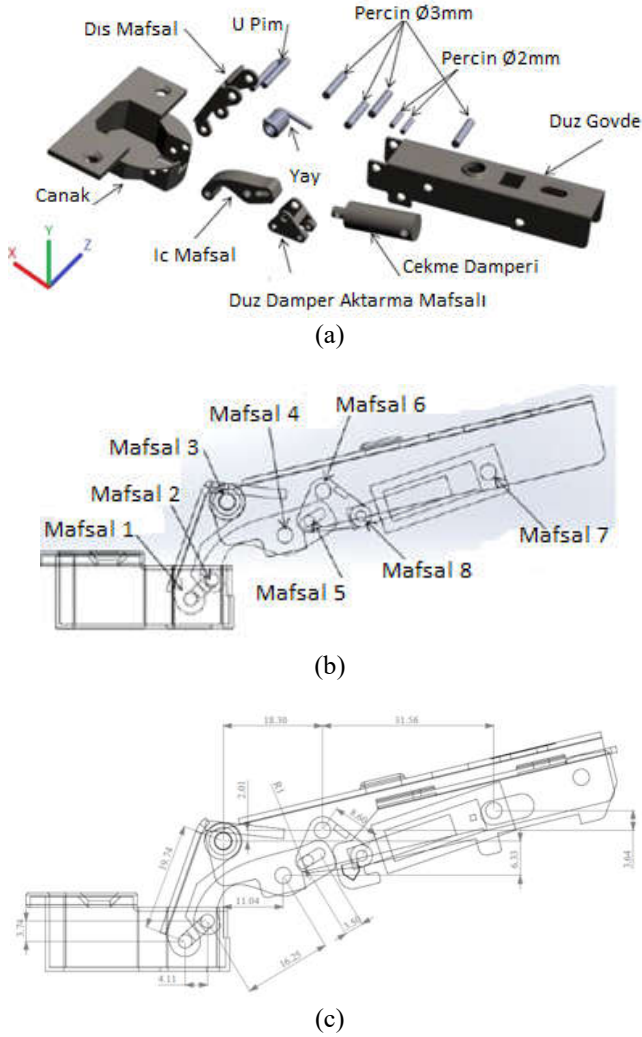
Liteatürde farklı alanlarda kullanılan menteşelerle ilgili çok sayıda çalışma mevcuttur. Örneğin, uçak kanatlarında kullanılan metal menteşeler yerine termoplastik kompozit menteşelerin kullanılmasıyla ilgili yapılan deneysel çalışmada, farklı fiber açılara sahip menteşelerin daha yüksek yüklere dayanabildikleri rapor edilmiştir [4]. Otomotiv endüstrisinde, kapıların açılıp kapatılması esnasındaki konumları veyahut kaza

anlarındaki tepkileri nedeniyle menteşelerle ilgili yapılan çalışmada, menteşelerin statik ve dinamik koşullardaki test sonuçları uluslararası standartlarla karşılaştırılmıştır [5]. Otomobil kapı menteşelerinin yoğunlaşmış gerilme ve gerinim alanlarındaki kırılmayı tahmin etmek amacıyla, sürekli kırılma kriteri tanıtılmış ve sonlu elemanlar analizi ile menteşenin presle şekillendirilmesinde önemli bir faktör olan menteşe köşe çapı belirlenmiştir [6]. Dar alanlarda avantaj sağlayacak bagaj kapak mekanizmasının paralel menteşe sistemi olarak tasarlandığı çalışmada, tasarım dört-çubuk mekanizması kullanılarak modellenmiş ve kinematik analizi gerçekleştirilmiştir [7]. Menteşelerin montaj tolerans analizleri yapılarak pin ve silindirler arasındaki tipik hizalama hatalarını içeren bir analiz modeli geliştirilmiş ve montajın başarılı olmasını sağlayan Monte Carlo metodu ile simülasyonlar gerçekleştirilerek montaj hatalarına neden olan giriş değişkenleri ortaya konulmuştur [8]. Uçak ve otomotiv sanayilerinin dışında sıklıkla kullanılan mobilya sektörüne yönelik menteşelerle ilgili çalışmada Watt I altı-çubuk menteşesinin topolojik yapısı ve gerekli tasarım kriterleri gözönüne alınarak en uygun menteşe tasarımı elde edilmeye çalışılmıştır [9]. Bunun için Hamilton prensibi ve Tanımsız Lagrange Çarpanları ile hareket denklemleri elde edilerek Runge Kutta Metodu ile çözüm sağlanmıştır. Elektronik endüstrisinde kullanılan menteşelerle ilgili olarak bir dizüstü bilgisayara ait menteşenin gerilme analizi yapılarak sonuçlar yayınlanmıştır [10].

Bu çalışmada, menteşenin kinematik ve kinetik analizlerinden elde edilen yatak ve mafsallı kuvvetleri ANSYS sonlu elemanlar programı kullanılarak, frenli tas bir menteşeye uygulanmış ve standartlara uygun olacak şekilde farklı yüklere maruz bırakılmıştır. Elde edilen sonuçlardan hareketle, burulma yayı sabiti belirlenmiş, fren görevi gören damper elemanının absorbe etmesi gereken enerji saptanmış ve aralarındaki enerji dönüşümüne göre damper elemanının sönüm ve yay değerleri bulunmuştur. Bildiğimiz kadarıyla, bu kapsamda tas menteşeler için literatürde kinematik, kinetik ve dinamik analiz çalışmaları bulunmamaktadır.

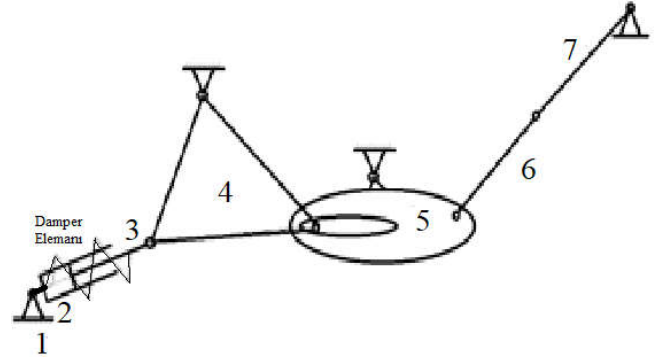
## 2. FRENLİ TAS MENTEŞE KATI MODEL VE MEKANİZMASI (THE SOLID MODEL AND MECHANISM OF CUP HINGE WITH BRAKE)

Analizlerde kullanılan tas menteşeye ait katı modelinin ayrıklaştırılmış hali, menteşenin mafsalları tanımlamaları ve mafsallar arası ölçüler Şekil 2'de gösterilmiştir [11].



Şekil 2. Tas menteşenin katı modeli (a), mafsallar (b) ve mm cinsinden mafsallar arası mesafeler (c) (Solid model of cup hinge (a), joints (b) and the distance between the joints in mm (c))

Malzemesi AISI 1045 soğuk çekilmiş çelik olan tas menteşe mekanizmasını oluşturan elemanlar numaralandırılarak (Şekil 3), her bir elemana ait eleman çifti Tablo 1'de verilmiştir.



Şekil 3. Tas menteşe mekanizma (Cup hinge mechanism)

Tablo 1. Menteşe mekanizmasındaki eleman çiftleri (Kinematic pairs of the hinge mechanism)

Eleman numarası	Eleman çifti
1	12, 14,15, 17
2	21, 23
3	32, 34
4	41, 43, (45) <sub>II</sub>
5	51, (54) <sub>II</sub> , 56
6	65, 67
7	76, 71

Zorunlu hareketli bir mekanizma olan tas menteşe eleman çiftinde  $n$  uzuv sayısının ( $n=7$  adet),  $e_1$  adi eleman ( $e_1=8$  adet) ve  $e_2$  ise yüksek eleman çiftini ( $e_2=1$  adet) göstermektedir. Buna göre mekanizmanın serbestlik derecesi Grüber denkleminde aşağıdaki gibi bulunabilir (Denklemler 1).

$$F = 3(n-1) - 2e_1 - e_2 \quad (1)$$

Değerler yerlerine konulduğunda mekanizmanın serbestlik derecesinin  $F=1$  olduğu görülecektir.

## 3. KAPAK MODEL (DOOR MODEL)

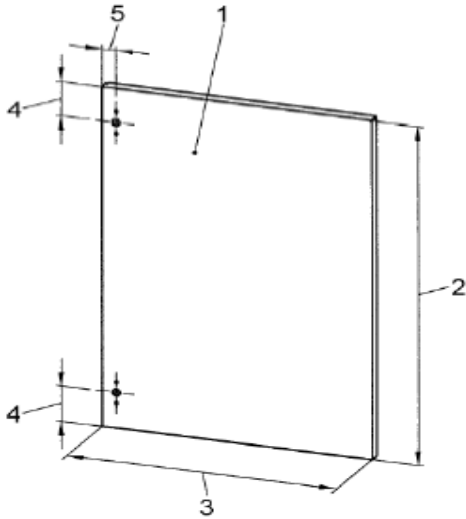
Çalışmada gerçekleştirilen analizler, TS EN 15570 standardı [12] göz önüne alınarak gerçekleştirilmiştir. Buna göre analiz edilecek menteşe, yukarıda verilen standartta yer alan ve aynı zamanda Tablo 2'de ölçüleri gösterilen kapaklara montajlanmıştır. Tablo 2'de verilen kapakta en üstten taban uçlarına kadar olan mesafe 60 mm'dir (Şekil 4, 4 numaralı uzunluk).

Tablo 2. Standart kapak ölçüleri (Standard door dimensions) [12]

Kapak	Deney kapağı parametreleri				
	Tip.	Yükseklik (mm)	Genişlik (mm)	Kanlılık (mm)	Kütle (kg)
A.Yonga		500	400	19	-
B.Yonga		700	600	19	-
C.Yonga		1600	600	19	-
D.CAM*		500	400	-	2.7

\* Cam yerine Al veya diğer malzemeler de kullanılabilir

Menteşenin bağlandığı kapak Şekil 4'te gösterilmiştir.



Şekil 4. Deney kapak modeli (1), yüksekliği (2), genişliği (3), menteşelerin aşağı-yukarı uçlarından olan mesafe (4) ve arka kenardan bağlantı uzaklığı (5)

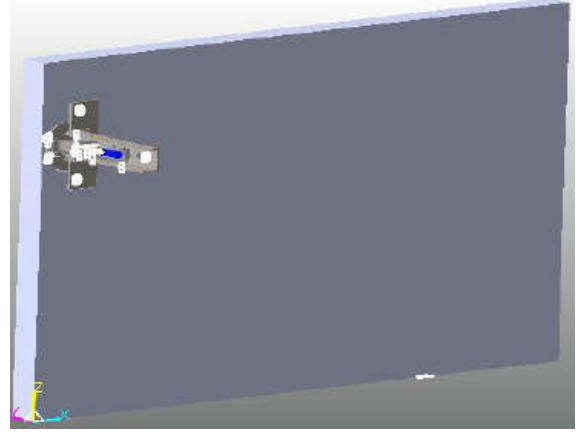
(Experiment door model (1), height (2), width (3), the distance of the hinge to the up and down edges (4), and the distance to the back side connection ) (5) [12]

Analizlerde Tablo 2'de yer alan A tipi yonga levha kullanılmış olup, özellikleri Tablo 3'te sunulmuştur [12].

Tablo 3. Yonga levha özellikleri (The properties of flakeboard) [12]

Özellik	Deney kapağı parametreleri	Gerekler
Vidaların eksen doğrultusunda çıkarılması	EN 320:1993	1 100 ± 100 N
Yoğunluk	EN 323:1933	0.65 ± 0.05 g/cm <sup>3</sup>

Çok parçalı gövde kinematik ve kinetik analizlerinde, işlem süresinin kısaltmak için simetrik yapısından dolayı yarım kapak modeli kullanılmıştır (Şekil 5).



Şekil 5. Deney düzeneği katı model (Solid model of experimental setup)

#### 4. ANALİZLER (ANALYSES)

##### 4.1. Tas Menteşe Kinematik, Kinetik ve Gerilme-Deformasyon Analizi (Kinematic, Kinetic and Stress-Deformation Analysis of Cup Hinge with Brake)

Analiz süresini kısaltmak amacıyla Şekil 5'te gösterilen kapak, simetri ekseninden bölünerek sadece yarısı modellenmiştir. Tas menteşe uzay düzleminde düz gövdeden sabitlendikten sonra mafsal 2'den hareket verilerek kapak konumuna göre 0°'den 110°'ye kadar açılmıştır. Lineer ve burulma yay sabitleri Denklem 2 ve 3'den hesaplanmıştır.

$$k = \frac{G.d^4}{8.D^3.i} \quad (2)$$

$$k_b = \frac{\pi.G.d^4}{32.l} \quad (3)$$

$d$ :yay çapı [mm];  $D$ :yay halka çapı [mm];  $i$ : yay sarım sayısı;  $G$ : kayma modülü [N/mm<sup>2</sup>];  $r$ : burulma yayı yarı çapı [mm].

Burulma yayının 110°(1.9198 rd) kapak açılımı sırasında biriktirdiği potansiyel enerji ve buna bağlı tork  $T$ , Denklem 4'deki gibi ifade edilirse, kapak kapanması sırasında bu enerjinin çarpma olmaması durumu için damperde bulunan yay ve sönüm elemanı tarafından biriktirilmesi gereklidir. İstenilen kapak kapanma ' $t$ ' simülasyon süresi için Denklem 4 kuvvet

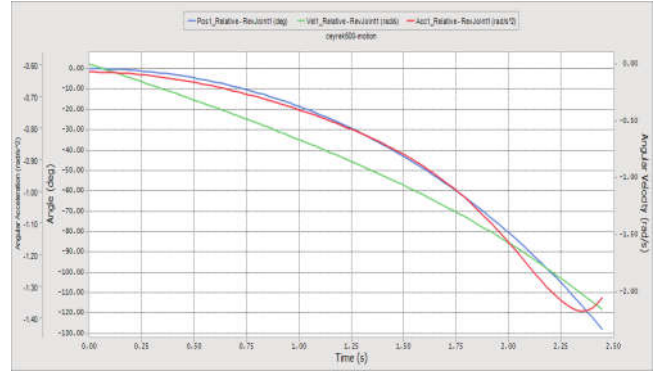
eşitliğinden damper sönüm kat sayısı belirlenmiştir. Hareket esnasında mafsallarda meydana gelen kuvvet, yer değiştirme ve hız değişimleri çok parçalı gövde programıyla çıkarılmıştır. Mafsallar ve yataklar arası sürtünmeler ihmal edilmiştir.

$$\frac{T}{r} = \frac{k_b \cdot \theta}{r} = c \cdot \frac{dx}{dt} + k \cdot x \quad (4)$$

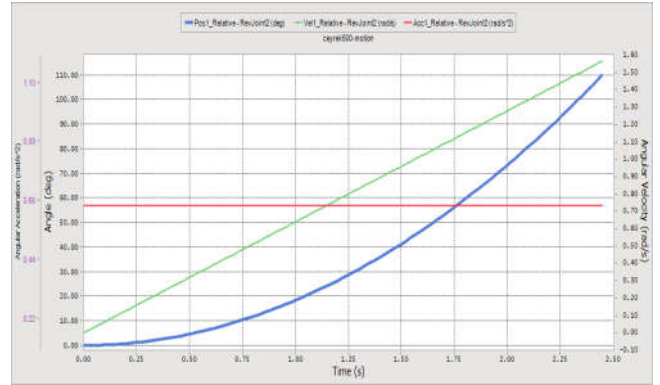
#### 4.1.1. Tas Menteşe Mafsal Kinematik Analizi (Kinematic Analysis of Cup Hinge)

Numaraları Şekil 2’de verilen mafsallara ait açısal konum, hız ve ivme grafikleri Şekil 6’da gösterilmiştir. Mafsal 1 için 110° açısal yer değiştirme ve buna karşılık gelen açısal hız ve ivme değişimleri zamana bağlı olarak görülmektedir. Değişimler incelendiğinde, eğrilerde sıçrama olmaması konstrüksiyon olarak uygunluğunu göstermektedir. 2 numaralı mafsalda 110° açısal yer değiştirme ve buna karşılık gelen açısal hız artış göstermekte iken, ivme değeri sabit kalmaktadır (Şekil 6). “Jerk” ivmenin zamana göre türevini ifade ederken, sistem için, kapak kapanma sırasında mafsallar arası kuvvet iletiminde atalet kaynaklı ani ve sozsuzca giden büyüklükte değişimleri gösterecektir. Dolayısıyla bu değişimlerin olması istenilmemektedir.

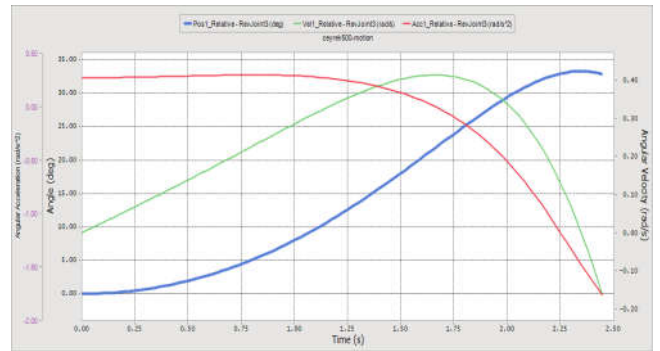
3 ve 4 numaralı mafsallara ait değişimler incelendiğinde, burulma yayının devreye girmesiyle ivmenin negatife geçerek maksimuma vardığı, bunun yanında hız değerinin maksimumuna ivme ve yer değiştirmenin kesiştiği yerde yaklaşık 1.75 saniyede ulaştığı görülmektedir. Yüksek eleman çift olan mafsal 5’te yer değiştirme sırasında hızda meydana gelen değişimlere rağmen açısal ivme değeri 0 değerinde sabit tutularak atalet kuvvetlerinin etkisi minimize edilmiştir. Bu durum 6, 7 ve 8 nolu mafsallar için de geçerlidir. İvmenin negatife geçmesiyle atalet kuvvetinden hareket yönünde faydalanılmaktadır (Şekil 6).



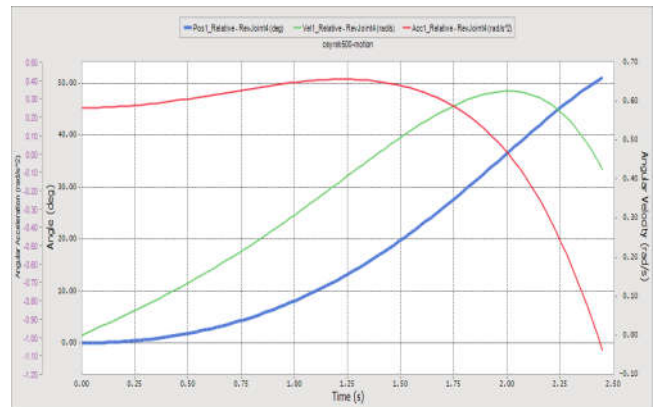
(a)



(b)



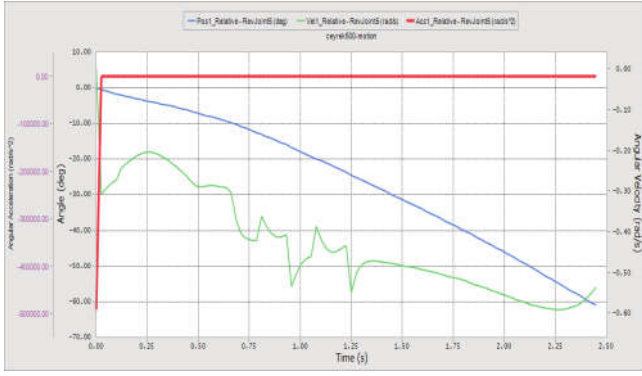
(c)



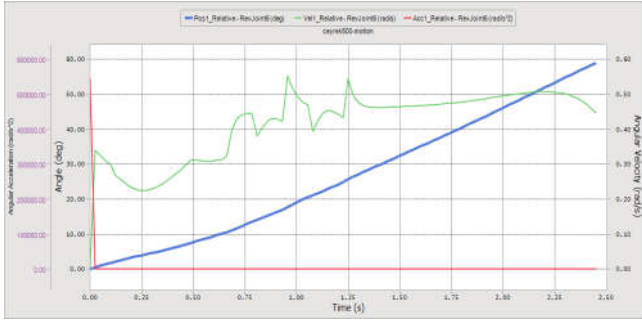
(d)

#### 4.1.2. Tas Menteşe Mafsal Kinetik Analizi (Kinetic Analysis of Cup Hinge)

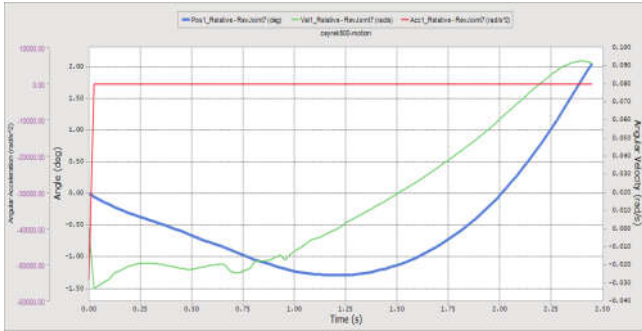
Bileşke reaksiyon kuvvetlerinin x-, y-, z- bileşenlerinin zamana göre değişimleri Şekil 7’de verilmiştir. Kapağın kapanması sırasında ilk 0.5 s içinde mafsal ve yataklarda kuvvet artışı (0.25s) ve sonrasında azalış şeklinde görülmektedir. Bu süre sonrasında kuvvet ve moment değişimi burulma yayı ve damper arasında enerjinin değişimi sırasında oluşmaktadır (Şekil 7 ve 8).



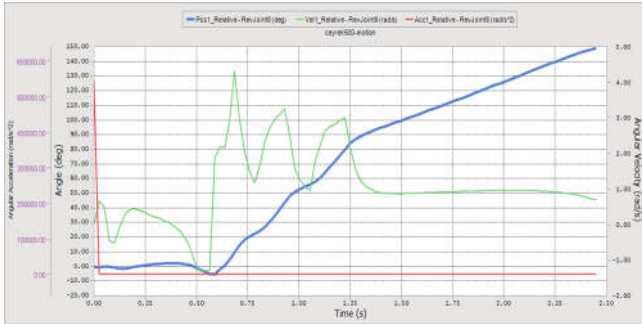
(e)



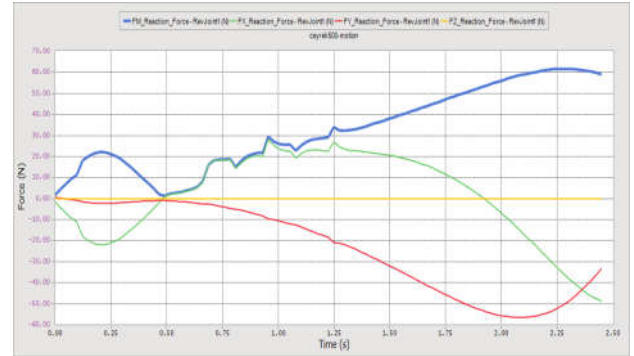
(f)



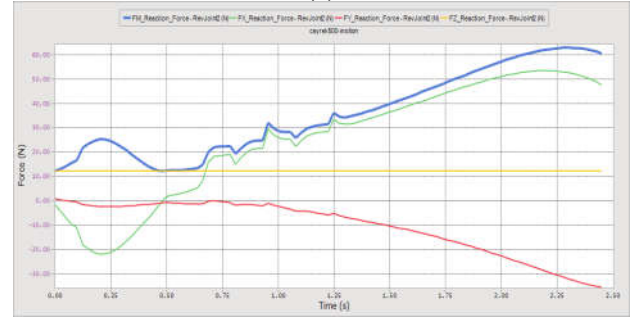
(g)



(h)



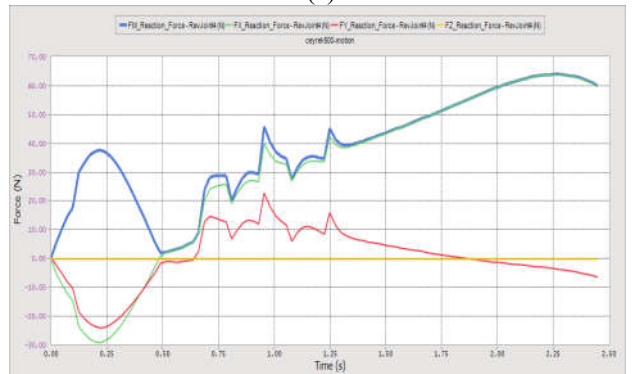
(a)



(b)



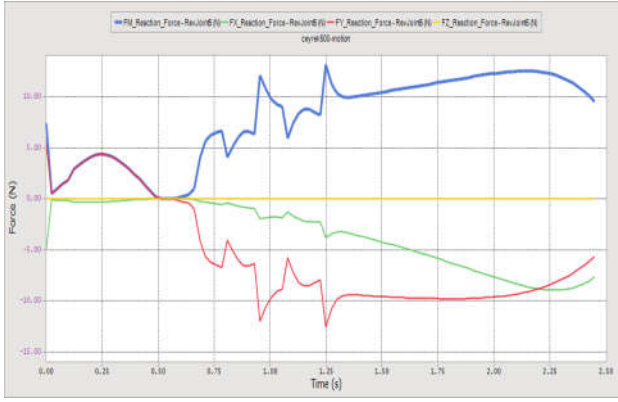
(c)



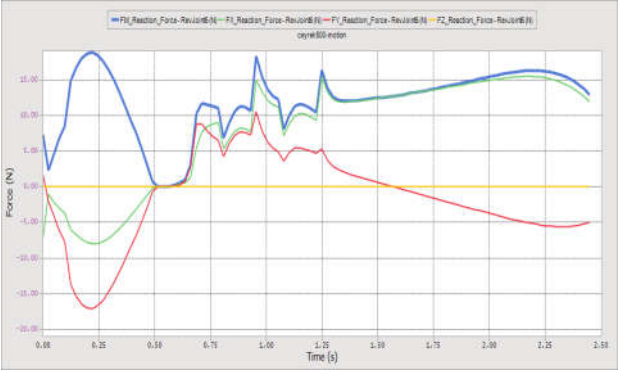
(d)

Şekil 6. Konum-hız-ivme grafikleri, a) Mafsal 1, b) Mafsal 2, c) Mafsal 3, d) Mafsal 4, e) Mafsal 5, f) Mafsal 6, g) Mafsal 7, h) Mafsal 8

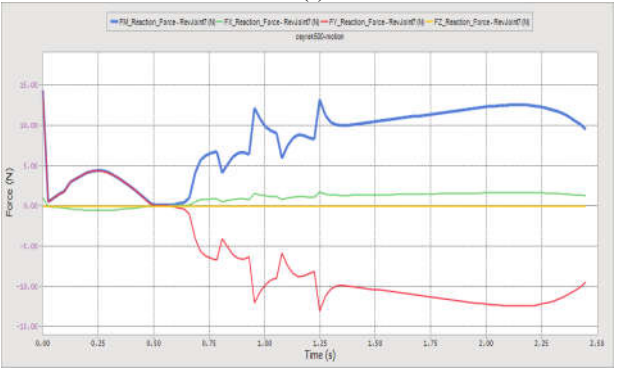
(Position-velocity-acceleration figures, a) Joint 1, b) Joint 2, c) Joint 3, d) Joint 4, e) Joint 5, f) Joint 6, g) Joint 7, h) Joint 8)



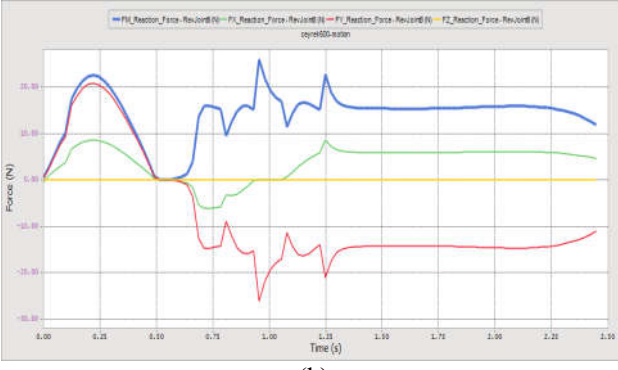
(e)



(f)



(g)



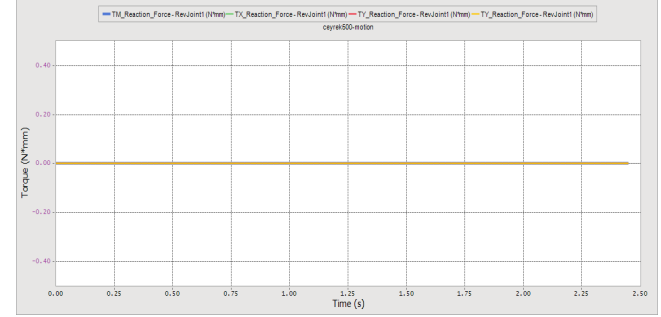
(h)

Şekil 7. Mafsallara ait reaksiyon kuvvetlerinin zamana göre değişimleri, a) Mafsal 1, b) Mafsal 2, c) Mafsal 3, d) Mafsal 4, e) Mafsal 5, f) Mafsal 6, g) Mafsal 7, h) Mafsal 8

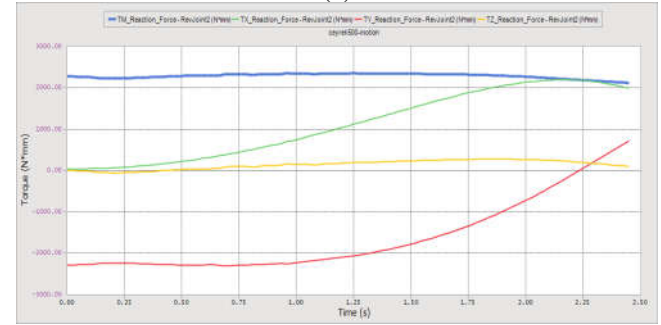
(The change of joint reaction forces versus time, a) Joint 1, b) Joint 2, c) Joint 3, d) Joint 4, e) Joint 5, f) Joint 6, g) Joint 7, h) Joint 8)

Mafsal moment değişimleri ise Şekil 8'de sunulmuştur.

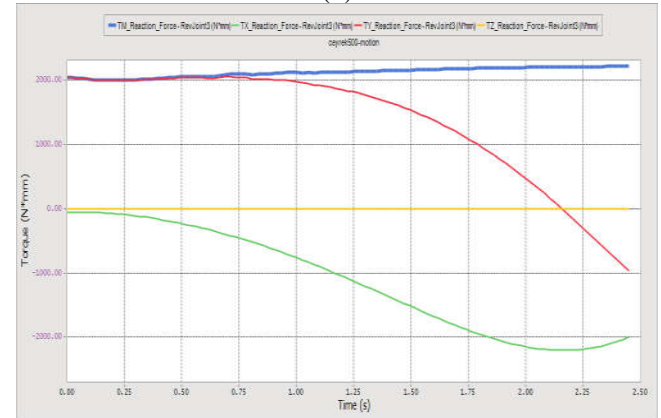
1 nolu yatak elemanında moment sıfır iken x-, y- ve z-yönlerinde reaksiyon kuvvetleri oluşmaktadır. 2 ve 3 numaralı mafsallarda maksimum bileşke kuvvet yaklaşık 65 N, moment 2000 Nmm civarındadır. 4 ve 5 numaralı mafsallarda 60 Nmm civarında reaksiyon momenti oluşmaktadır. 6 nolu mafsalda ise 120 Nmm civarında reaksiyon momenti oluştuğu görülmektedir (Şekil 8).



(a)



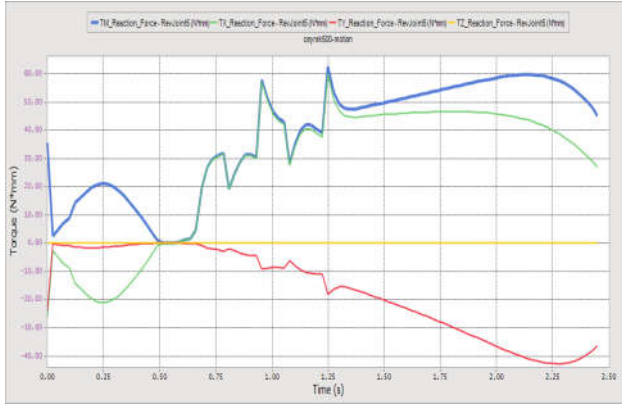
(b)



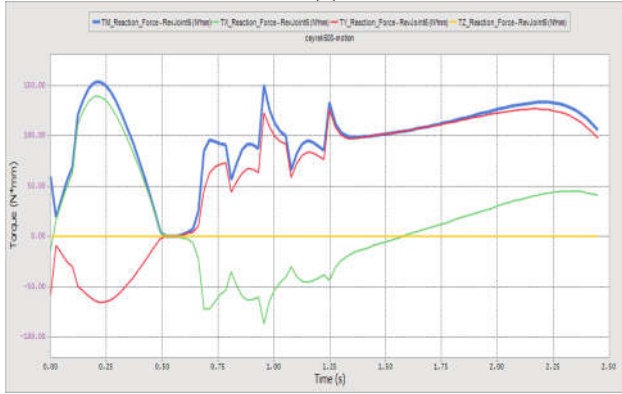
(c)



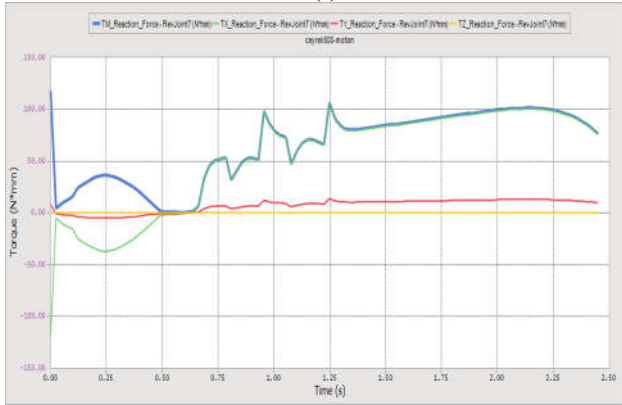
(d)



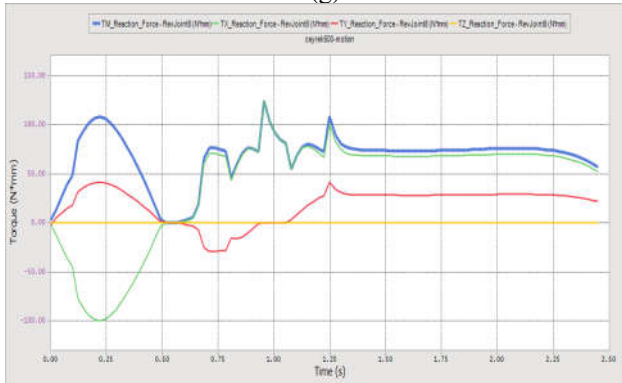
(e)



(f)



(g)



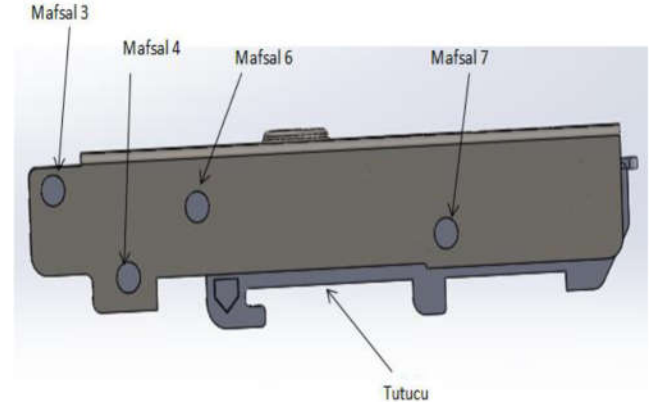
(h)

Şekil 8. Mafsal momentlerinin zamana göre değişimleri, a) Mafsal 1, b) Mafsal 2, c) Mafsal 3, d) Mafsal 4, e) Mafsal 5, f) Mafsal 6, g) Mafsal 7, h) Mafsal 8

(The change of joint moments versus time, a) Joint 1, b) Joint 2, c) Joint 3, d) Joint 4, e) Joint 5, f) Joint 6, g) Joint 7, h) Joint 8)

#### 4.1.3. Tas Menteşe Gerilme-Deformasyon Analizi (Stress-deformation Analysis of Cup Hinge)

Bu kısımda tas menteşenin sonlu elemanlar metodu ile gerçekleştirilen gerilme-deformasyon analiz sonuçları sunulmaktadır. Çok gövdeli kinetik analiz sonucunda oluşan kuvvet ve moment değerlerinin maksimumları mafsalara uygulanmıştır. Gövde, Şekil 9'da gösterildiği gibi tutucu vasıtasıyla zemine sabitlenmiştir.



Şekil 9. Tas menteşe düz gövde (Cup hinge flat body)

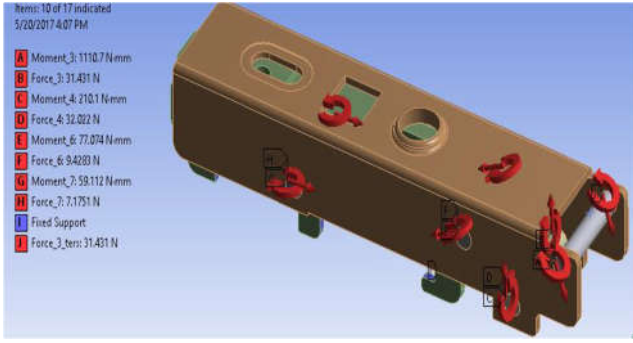
Sistem modeli Şekil 10'da gösterilmiştir. Sonlu elemanlar modeli ağ yapısı altı yüzlü eleman ağırlıklı olup, eleman ve düğüm noktası sayısı ile eleman kalitesi Tablo 4'de verilmiştir.

Tablo 4. Sonlu Eleman istatistik değerleri (Statistical values for finite element)

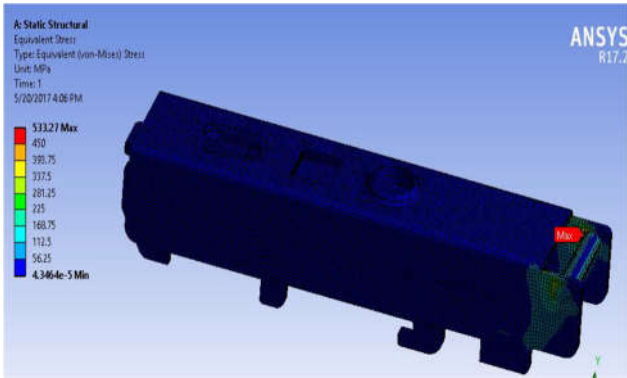
Eleman Sayısı	Düğüm Noktası Sayısı	Eleman Kalitesi
74157	325909	0,7664

Standarttan bağımsız olarak açılma sırasında oluşan maksimum kuvvet ve tork değerleri kullanılarak yapılan statik analizde, tas menteşede meydana gelen gerilme-deformasyon incelenmiştir (Şekil 11). Tas menteşe mafsal 3 yatak bölgesinde kullanılan malzemenin akma dayanımı geçerek kopma dayanımına yaklaşmış olduğu görülmektedir. Oluşan bu gerilmeleri azaltmak amaçlı 3 nolu yatak bölgesinde iyileştirmeler yapılmalıdır. Geometride oluşan kuvvet akışlarını daha kararlı hale getirmek için tasarımda yüksek eleman çifti yerine adi eleman çiftleri kullanılabilir. Bunun yanında tasarımda daha yüksek akma dayanımına sahip malzeme de kullanılabilir.

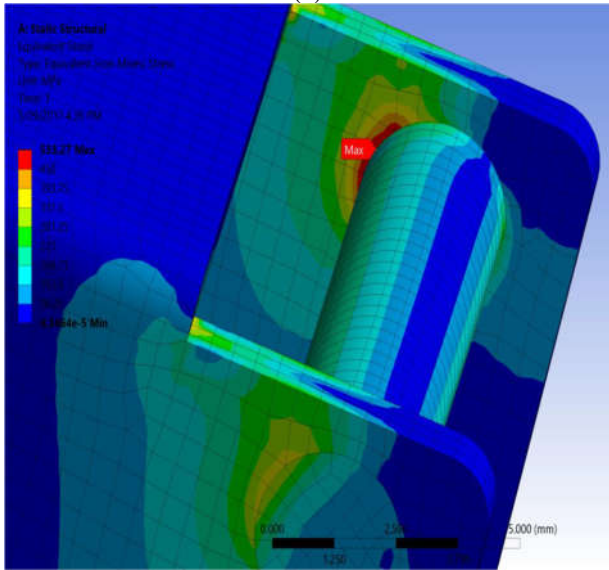




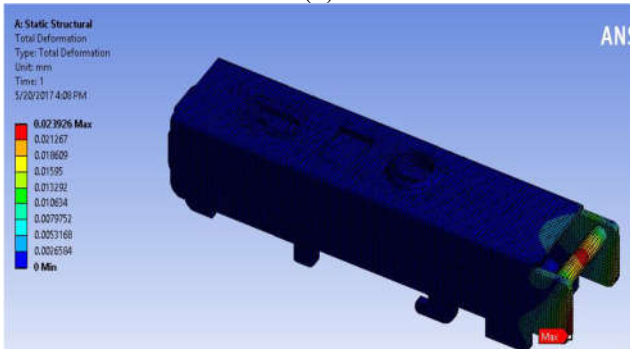
Şekil 10. Tas menteşe düz gövde kuvvet-tork değerleri (Force-torque values of cup hinge flat body)



(a)



(b)



(c)

Şekil 11. Taş menteşe gövde eş değer gerilme değerleri (a), yakın-plan gövde gerilme değerleri (b), gövde deformasyon değerleri (c)

(Cup hinge body equivalent stress values (a), close up body stress values (b), body deformation values (c))

## 4.2. AŞIRI YÜK DENEYLERİ (OVERLOAD EXPERIMENTS)

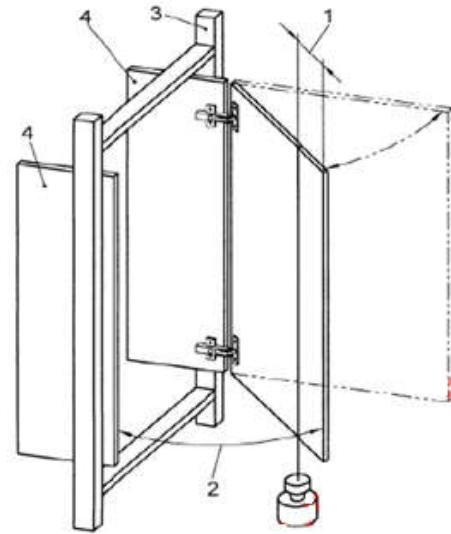
Bu kısımda, TS EN 15570 standardında ifade edilen dikey statik aşırı yük ve yatayda statik aşırı yük deneyleri uygulanarak tas menteşenin yorulma dayanımına bakılmıştır. Uygulanan yükler Tablo 5'te belirtilmiştir.

Tablo 5. Statik yükler (Static loads) [12]

Madde/Deney	Birim	Yükler		
		1	2	3
Dikey statik aşırı yükleme	kg	-	20	30
Yatay statik aşırı yükleme	N	-	60	80

### 4.2.1. Dikey Statik Aşırı Yük Deneyi (Vertical Static Overload Experiment)

Dikey aşırı statik yüklemede Tablo 5'te verilen yüklerden 2 numaralı yükleme tercih edilmiştir. Modelleme kolaylığından dolayı, yapının simetrik özelliğinden faydalanılmıştır. Analizlerde, yarım kapak modeli kullanıldığından, seçilen kütlein yarısı uygulanmıştır. Kütle, Şekil 12'deki gibi kapak üzerine uygulanır.



Şekil 12. Dikey statik aşırı yük deney modeli [12]

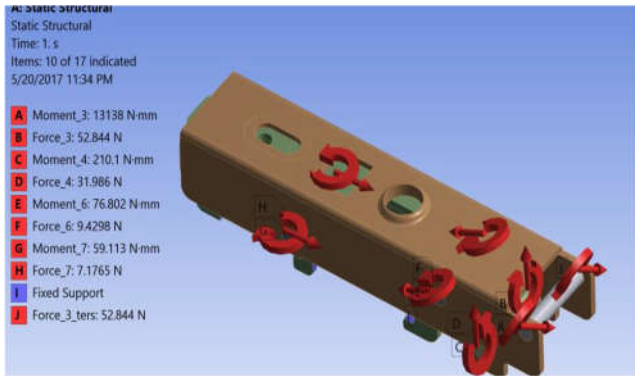
1: 100 mm (Vertical static overload experiment model)

Kapak tamamen kapalı konumdan 135° maksimum olmak üzere mafsal 2'den 110°

açılmıştır. Sistem 10 kez açılır ve kapanır. Bu esnada mafsallarda meydana gelen kinetik çözümler çok parçalı gövde programıyla önceki bölümde olduğu gibi çıkarılmıştır. Elde edilen maksimum değerler sisteme statik olarak uygulanmıştır (Şekil 13).

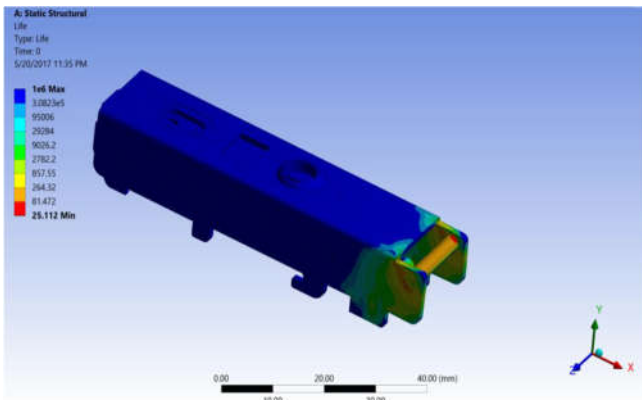
#### 4.2.1.1. Tas Menteşe Yorulma Analizi (Fatigue Analysis of Cup Hinge)

Yorulma analizinde oluşan kuvvetler tam değişken olarak alınarak her bir açma kapama bir çevrim olarak kabul edilmiştir. Analizler sonucunda yorulma ömür değerleri Şekil 14'de verilmiştir.

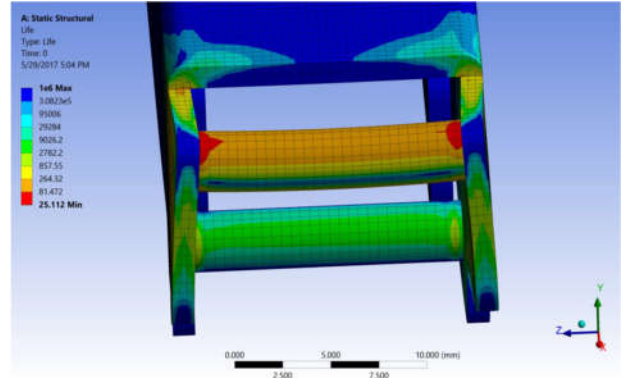


Şekil 13. Tas menteşe gövde sınır şartları (Cup hinge body boundary conditions)

Diğer aşırı yük deneyleri standarda uyularak yapılmıştır. Dikey statik aşırı yük deneyiyle tas menteşenin dikey kuvvetler etkisindeki yorulmasına bakılmıştır. Standartta oluşturulan sistemin minimum 10 çevrime dayanabilmesi ön görülmüştür. Yapılan analiz sonuçlarında tas menteşenin minimum 25 çevrime dayanabildiği sonucuna varılmıştır.



(a)



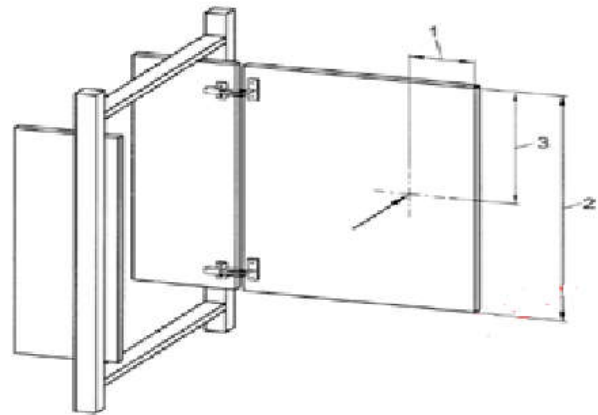
(b)

Şekil 14. Tas menteşe; yorulma analizi sonuçları (a), yorulma analizi sonuçları (yakın plan) (b)

(Cup hinge; fatigue analyses results (a), fatigue analyses results (close up) (b))

#### 4.2.1. Yatayda Statik Aşırı Yük Deneyi (Horizontally Static Overload Experiment)

Yatayda statik aşırı yük deneylerin gerçekleştirilirken de Tablo 5'te belirtilen yüklerden, 2 numaralı yük tercih edilmiş olup kapak, simetri ekseninde ikiye ayrılıp sadece yarısı modellendiğinden dolayı, verilen kütle yarısı uygulanmıştır. Kütle, Şekil 15'teki gibi kapak üzerine uygulanır. Kapak tamamen kapalı konumdan, en fazla 135° olmak üzere mafsallardan 2'den 110° açılmıştır. Sistem 10 kez açılır ve kapanır. Bu esnada mafsallarda meydana gelen kinetik çözümler çok parçalı gövde programıyla çıkarılmıştır.



Şekil 15. Yatay statik aşırı yük model [12]

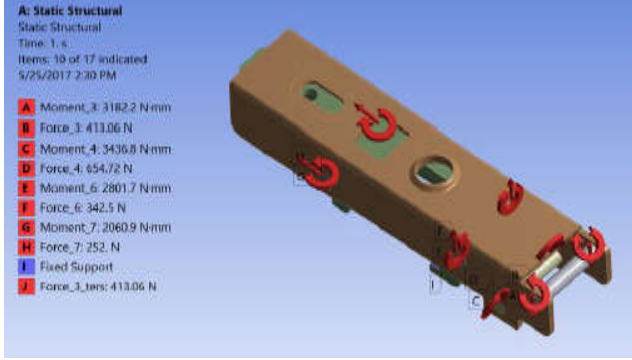
1: 100 mm, 2: Kapak yüksekliği, 3: Yarım kapak yüksekliği

(Horizontally static overload model)

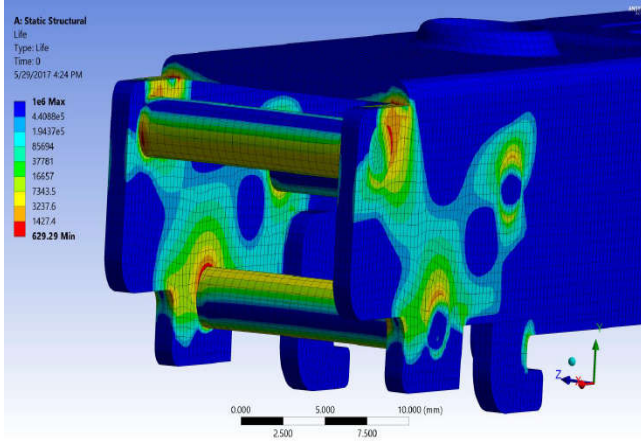
1: 100 mm, 2: Door height, 3: Half door height) [12]

### 4.2.1.1 Tas Menteşe Yorulma Analizi (Fatigue analysis of cup Hinge)

Tas menteşe gövde de bulunan mafsallara gelen maksimum kuvvet ve tork değerleri sisteme uygulanarak, maksimum eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değerleri bulunmuş, Şekil 16 ve 17’de sunulmuşlardır.



Şekil 16. Tas menteşe gövde kuvvet ve tork değerleri (Cup hinge body force and torque values)



Şekil 17. Tas menteşe gövde yorulma analizi sonuçları (Cup hinge body fatigue analyses results)

Yatayda statik aşırı yük deneyi ile menteşenin yatay kuvvetler etkisindeki yorulmasına bakılmıştır. Sistemin minimum 10 çevrime dayanabilmesi standartta belirtilmiştir. Yapılan analiz sonuçlarında tas menteşenin minimum 629 çevrime dayanabildiği sonucuna varılmıştır.

## 5. SONUÇLAR (RESULTS)

Bu çalışmada, AISI 1045 soğuk çekilmiş çelik malzemeden imal edilmiş tas menteşelerin yapısal analizleri TS EN 15570 standardı gözönüne alınarak sonlu elemanlar metodu yardımıyla gerçekleştirilmiştir.

Çok parçalı gövde analiz programı ile yapılan kinematik ve kinetik analiz sonuçlarının sistem için sonlu elemanlar yöntemi ile statik ve yorulma analizinde kullanılması sonlu elemanlar programı geçici cevap analizine alternatif olarak

gösterilmiştir. Çiftler arası kuvvet iletimi ve oluşan gerilme değerleri, noktasal ve yüzeysel temas değişimi ile emniyetli bölge içinde kalınabilir. Analiz sonucunda yapısal değişiklikler konusunda ilk örnek öncesinde önlem alıcı çözümler geliştirilebilir.

## 6. KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] <http://www.woissmobili.com.tr/Tarihce>
- [2] MEGEP, Ahşap Teknolojileri, Mobilya Bağlantı Elemanları, Ankara, 2008.
- [3] MEGEP, Ahşap Teknolojileri, Mobilya Elemanları-2, Ankara, 2008.
- [4] M. Hou, M. Ye and Y-W. Mai, “Manufacturing and testing of thermoplastic composite high load hinge”, *Journal of thermoplastic composite Materials*, Vol. 12, 1999.
- [5] S. Doğan, C. Güven, F. Kapat, T.G. Yılmaz and O. Dogan, “Experimental verification and finite element analyses of automotive door hinge”, *ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress and Exposition*, 2014.
- [6] D-T. Nguyen and Y-S. Kim, “Combination of isotropic and kinematic hardening to predict fracture and improve press formability of a door hinge”, *Proc. IMechE Part B: J. Engineering Manufacture*, vol. 224, 2009.
- [7] İ. Özkol ve B. Baykuş, “Paralel menteşe sistemi mekanizmasının dört-çubuk mekanizma sistemi yaklaşımı ile tasarımı ve kinematik analizi”, Yüksek Lisans Tezi, İTÜ, Fen bilimler Enstitüsü, Uçak ve Uzay Müh. Programı, 2010.
- [8] X. Zhang, A.G. Erdman and H. Zhang, “Tolerance analyses of a three-hinge door system”, *ASME 2002 International Design Engineering, Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, 2002.
- [9] F-C. Chen, “Analysis and verification of Watt I six-bar furniture hinge mechanism”, *Proceeding of Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 2005.

- [10] Y.M. Huang, “The stress analysis of hinge structure for notebook”, Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, Chung Hsing University, 2001.
- [11] H. Bilyaz, Tez Danışmanı C. Demir, “Tas menteşe kinematik, kinetik ve gerilme-deformasyon analizi”, Bitirme Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, , İstanbul, 2017.
- [12] TSE, TS EN 15570 Mobilya Donanımı-Menteşeler ve Menteşe Elemanlarının Mukavemet ve Dayanıklılığı-Dikey Bir Eksen Etrafında Dönen Menteşeler, Ankara, 2008.