İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PARALEL MENTEŞE SİSTEMİ MEKANİZMASININ "DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMA" SİSTEMİ YAKLAŞIMI İLE TASARIMI VE KİNEMATİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Burak BAYKUŞ

Anabilim Dalı : Uçak ve Uzay Mühendisliği

Programı : Uçak ve Uzay Mühendisliği

HAZİRAN 2010

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PARALEL MENTEŞE SİSTEMİ MEKANİZMASININ "DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMA" SİSTEMİ YAKLAŞIMI İLE TASARIMI VE KİNEMATİK ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
BURAK BAYKUŞ
(511051033)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 05 Mayıs 2010
Tezin Savunulduğu Tarih : 11 Haziran 2010

Tez Danışmanı : Prof. Dr. İbrahim ÖZKOL (İTÜ)
Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. M. Orhan KAYA (İTÜ)
Doç. Dr. Erol UZAL (İÜ)

HAZİRAN 2010

Aileme,

ÖNSÖZ

Bu tez çalışmasında, Anadolu Isuzu Turkuaz araçlarında kullanılmak üzere yeni bir bagaj kapak mekanizması tasarımı yapılmıştır. Yapılan tasarımda görsellik ve ergonomi kriterleri göz önünde bulundurularak, bagaj kapağı mekanizması, paralel menteşe sistemiyle dizayn edilmiştir. Çalışmanın amacı, otogar, havaalanı vs. gibi özellikle araçların sıkışık olarak sıralandığı dar alanlarda bagaj kapağı mekanizmasının kullanım kolaylığının sağlanması ve önceki tekniklere kıyasla, ergonomi açısından iyileştirilmesidir.

Öğrenim hayatım boyunca benden desteğini esirgemeyen aileme ve artık ailemden birisi olan nişanlım Gamze TÜKEL'e teşekkür ederim. Ayrıca bana değerli görüşleriyle yol gösteren tez danışmanım Prof. Dr. İbrahim ÖZKOL'a ve yardımlarından dolayı Anadolu Isuzu şirketi yönetici ve çalışanlarına sonsuz teşekkürler ederim.

Mayıs 2010

Burak BAYKUŞ

(Uçak Mühendisi)

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ ..... **v**
İÇİNDEKİLER ..... **vii**
KISALTMALAR ..... **ix**
ÇİZELGE LİSTESİ ..... **xi**
ŞEKİL LİSTESİ ..... **xiii**
ÖZET ..... **xv**
SUMMARY ..... **xvii**
1. GİRİŞ **1**
1.1 Geleneksel Üst Menteşe Sistemi 1
1.2 Paralel Menteşe Sistemi 2
2. TASARIM **3**
2.1 Tasarım Bileşenleri 3
2.2 Tasarımın Mevcut Tekniğe Göre Üstünlükleri 4
2.3 Tasarımın Çalışma Prensibi 5
3. DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMA KİNEMATİĞİ **9**
3.1 Dört-Çubuk Mekanizması 9
3.2 Dört-Çubuk Mekanizmasının Genel Analizi 9
3.3 Dört-Çubuk Mekanizmasının Simulink Yardımıyla Çözümü 12
4. TASARIMIN DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMA MODELİ İLE KİNEMATİK ANALİZİ **15**
4.1 Tasarımın Dört-Çubuk Mekanizma Modeli 15
4.2 Tasarımın ANSYS Modeli 16
4.2.1 Malzeme özellikleri 17
4.2.2 Sınır şartları ve yüklemeler 17
4.2.3 Geometri 18
4.2.4 ANSYS analizi sonuçları 19
4.3 Tasarımın Kinematik Analiz Sonuçları 21
4.3.1 Matlab-Simulink sonuçları 22
4.3.2 Sonuçların yorumlanması 24
5. TASARIMIN DENEYSEL MODELİ **27**
5.1 Deney Modeli 27
5.2 Hızlandırılmış Ömür Testi 30
6. SONUÇ VE ÖNERİLER **33**
KAYNAKLAR **35**

KISALTMALAR

N	**:** Newton
s	**:** Saniye
UM	**:** Unimeasure

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Mekanizma unsurları..... 5
Çizelge 4.1 : Analizlerde kullanılan yoğunluk değerleri..... 17

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1 : Geleneksel üst menteşe sistemi 1
Şekil 1.2 : Paralel menteşe sistemi 2
Şekil 2.1 : Mekanizma parçaları 3
Şekil 2.2 : Mekanizmanın 3D modeli 4
Şekil 2.3 : Amortisör yerleşimi 5
Şekil 2.4 : Tasarımın çalışma prensibi 6
Şekil 2.5 : Amortisör yerleşimleri 7
Şekil 3.1 : Dört-çubuk mekanizması 9
Şekil 3.2 : α, β ve γ açıları gösterimi 11
Şekil 3.3 : Dört-çubuk mekanizması Matlab-Simulink modeli 13
Şekil 3.4 : Dört-çubuk mekanizması alt-model 14
Şekil 4.1 : Mekanizma kesiti ve dört-çubuk mekanizması 15
Şekil 4.2 : Mekanizma ANSYS modeli 16
Şekil 4.3 : Amortisörlerin modellenmesinde kullanılan yay elemanlar 17
Şekil 4.4 : Kapanma durumunda uygulanan kuvvetler 18
Şekil 4.5 : ANSYS CAD modeli. 18
Şekil 4.6 : Açılma durumunda açı değişimi 19
Şekil 4.7 : $\theta_2(t)$ grafiği - açılış 19
Şekil 4.8 : Kapanma durumunda açı değişimi 20
Şekil 4.9 : $\theta_2(t)$ grafiği - kapanış 21
Şekil 4.10 : $\theta_2(t),\ \dot{\theta}_2(t),\ \ddot{\theta}_2(t)$ grafiği - açılış 22
Şekil 4.11 : $\theta_2(t), \theta_3(t),\ \theta_4(t)$ grafiği - açılış 22
Şekil 4.12 : $\dot{\theta}_3(t),\ \ddot{\theta}_3(t),\ \dot{\theta}_4(t),\ \ddot{\theta}_4(t)$ grafiği - açılış 23
Şekil 4.13 : $\theta_2(t),\ \dot{\theta}_2(t),\ \ddot{\theta}_2(t)$ grafiği - kapanış 23
Şekil 4.14 : $\theta_2(t),\ \theta_3(t),\ \theta_4(t)$ grafiği - kapanış 24
Şekil 4.15 : $\dot{\theta}_3(t),\ \ddot{\theta}_3(t),\ \dot{\theta}_4(t),\ \ddot{\theta}_4(t)$ grafiği - kapanış 25
Şekil 5.1 : Torzo model-1 27
Şekil 5.2 : Torzo model-2 28
Şekil 5.3 : Sensör 28
Şekil 5.4 : Sensör bağlantı noktası 28
Şekil 5.5 : Veri toplama düzeneği 29
Şekil 5.6 : Deney verileri grafiği 29
Şekil 5.7 : ANSYS verileri grafiği 30
Şekil 5.8 : Hızlandırılmış ömür testi düzeneği-1 31
Şekil 5.9 : Hızlandırılmış ömür testi düzeneği-2 31
Şekil 5.10 : Sayaç 31
Şekil 6.1 : Tasarım döngüsü 33

PARALEL MENTEŞE SİSTEMİ MEKANİZMASININ "DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMA" SİSTEMİ YAKLAŞIMI İLE TASARIMI VE KİNEMATİK ANALİZİ

ÖZET

Otomotiv sektöründe, ticari veya binek araç satışları göz önüne alındığında, araç performansının yanısıra özellikle aracın iç ve dış trim özellikleri müşteri seçimlerinde önemli rol oynamaktadır. Günümüz rekabetçi ortamında, aracın iç ve dış triminde kullanılan parçalar, görselliğin yanısıra ergonomi açısından da kullanıcı taleplerini karşılamak durumundadır.

Bu çalışmada, midibüs ve otobüs gibi ticari araçlarda kullanılmak üzere yeni bir bagaj kapağı mekanizması tasarımı ve analizi yapılmıştır. Çalışmanın yapılmasındaki amaç, mekanizma çalışma uzayının minimum hacimde tasarlanarak, kapağın dar alanlarda kullanım kolaylığının sağlanması ve önceki tekniklere kıyasla, ergonomi açısından iyileştirilmesidir.

Yapılan tasarımda, bagaj kapak mekanizması paralel menteşe sistemi olarak dizayn edilmiştir. "Paralel menteşe sistemi" terimi genellikle mobilya sektöründe kullanılan bir terim olup, kapak mekanizmalarında kullanılan ve dar alanlarda kullanım kolaylığı sağlayan sitemlere verilen addır.

Tasarım aşamasındaki sistemin dört-çubuk mekanizmasına benzemesi nedeniyle, kinematik analiz sonuçları bu yolla elde edilmiştir. Dört-çubuk mekanizması, endüstride yaygın olarak kullanılan basit bir sistemdir. En az sayıda eleman kullanılarak birçok hareketin üretilmesinde etkili bir şekilde kullanılmaktadır. Çalışmada, dört-çubuk mekanizması sistemi ile modellenen tasarım üzerinde belirlenen dizayn noktalarının, hız, açısal hız ve açısal ivme değerleri hesaplanmış ve bu değerlerin tasarım üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Ayrıca, tasarımı yapılan bu sistemin deneysel modeli kurulmuş ve sistem üzerinden alınan dataların, hesaplanan sonuçlarla uyumlu olduğu görülmüştür.

DESIGN AND KINEMATIC ANALYSIS OF A PARALLEL HINGED MECHANISM WITH THE "FOUR-BAR MECHANICS" APPROACH

SUMMARY

In automotive industry, considering commercial or passenger vehicle sales, especially the vehicle interior and exterior trim features have an important role in customer choice in addition to vehicle performence characteristics. In today's competitive environment, the parts which used in vehicle's internal and external trim, have to meet user demands in terms of ergonomics as well as imagery.

In this study, a new luggage door mechanism to be used in commercial vehicles such as midibuses and buses, was designed and analyzed. The goal of this study was to design a door mechanism having minimum volume, to be utilized in narrow areas, and increased ergonomics compared to existing ones.

During the design procedure, the mechanism was modeled as a parallel hinged system. "Parallel hinged system", which is a term that often used in furniture industry and which is used in door mechanism for ease of use in strictly small spaces, is the name given to the system.

Due to its kinematic similarity to a four-bar mechanism, the kinematic analysis of the design was carried out based on a four-bar mechanism. Four-bar mechanism, widely used in industry as a simple system and used in an effective manner by managing the minimum number of elements in the production of multi kinematical systems. The velocities, rotational velocities and rotational accelerations of selected points were calculated and the effects of these calculated values on the design were evaluated. Furthermore, the experimental model of this design was set up and it is observed that the data taken from this model are compatible with the calculated results.

1. GİRİŞ

Midibüs veya otobüs gibi ticari araçlarda kullanılan bagaj kapakları geniş parçalar olup, malzeme olarak çelik veya alüminyumdan üretilmektedirler. Bagaj kapakları toplam araç yüzeyinin ortalama olarak %10'unu (yaklaşık olarak 20-30 m^2) oluştururlar. Mevcut bagaj kapak mekanizmaları için geçerli olan kapak çözümleri analiz edildiğinde, geleneksel üst menteşe sistemi ve paralel menteşe sistemi olmak üzere iki bagaj kapağı menteşe sistemi bulunduğu görülmektedir [1].

1.1 Geleneksel Üst Menteşe Sistemi

Geleneksel üst menteşe sistemi, basit bir yapıya sahip olmakla beraber, kapak boyunca menteşe desteği ve geniş kaburga profilleri ile kapak rijitliğini sağlar. Kapak açık pozisyonunda iken korunaklı bir yapıya sahiptir. Mekanizma geniş bir hareket yörüngesine sahip olduğundan dolayı sistem, dar alanda kullanım kolaylığı bakımından elverişsiz bir sistemdir [1].



Şekil 1.1 : Geleneksel üst menteşe sistemi.

1.2 Paralel Menteşe Sistemi

Paralel menteşe sistemi, dar ve güvenli bir hareket yörüngesine sahip olup tam açıldığında az yer kaplar. Bu yüzden dar alanlarda kullanım kolaylığı bakımından oldukça avantajlıdır. Özellikle coach ve 12 m grubu otobüslerde bu sistem yaygın olarak kullanılmaktadır. Ağır ve kompleks menteşe yapısına sahip olmasıyla birlikte hafif bir kapak çerçevesi kullanımı mümkündür. Ayrıca sistem, bagaj kapak ayarlarında kolaylık sağlar. Kapak kapalı durumda iken, menteşe sistemi için alan gerekliliği ortaya çıkar. Bu da bagaj hacminin verimli kullanımı açısından sistemin dezavantajlarından birisidir [1].

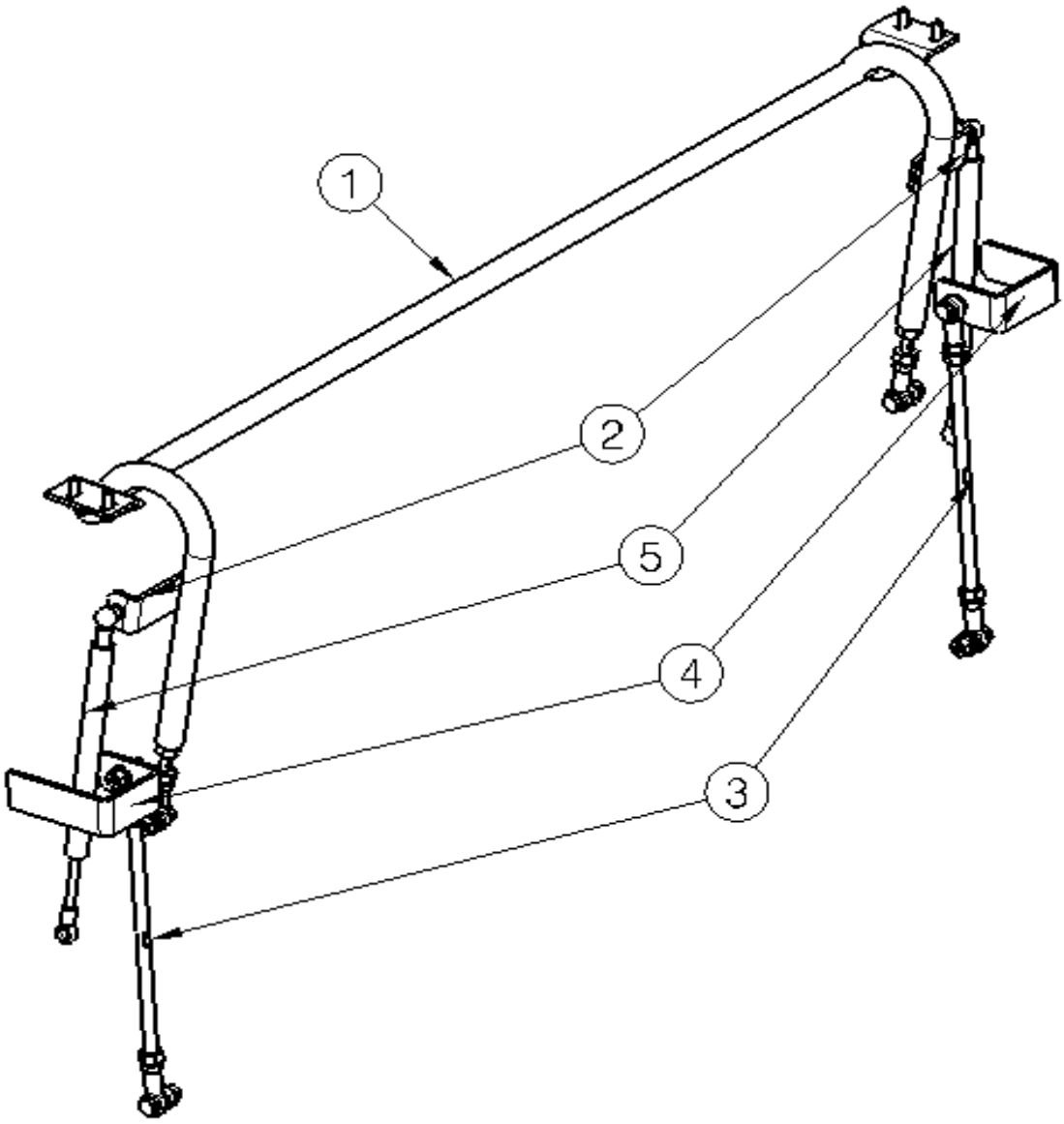


Şekil 1.2 : Paralel menteşe sistemi.

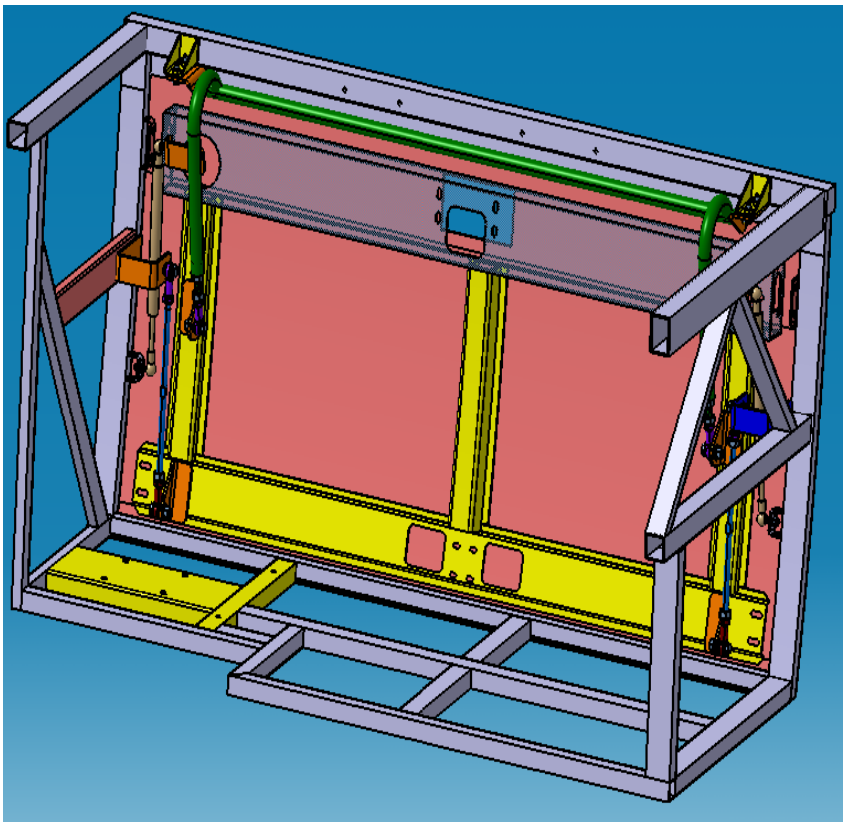
2. TASARIM

2.1 Tasarım Bileşenleri

Bu çalışmada, bagaj kapak mekanizması paralel menteşe sistemiyle tasarlanmıştır. Mekanizma en temel halinde, döndürme kolu menteşesi (1) ve üzerine kaynaklı amortisör bağlantı braketi (2), kapak paralellik ayar rotu(3), karkas bağlantı braketi (4) ve amortisörden (5) oluşmaktadır.



Şekil 2.1 : Mekanizma parçaları.



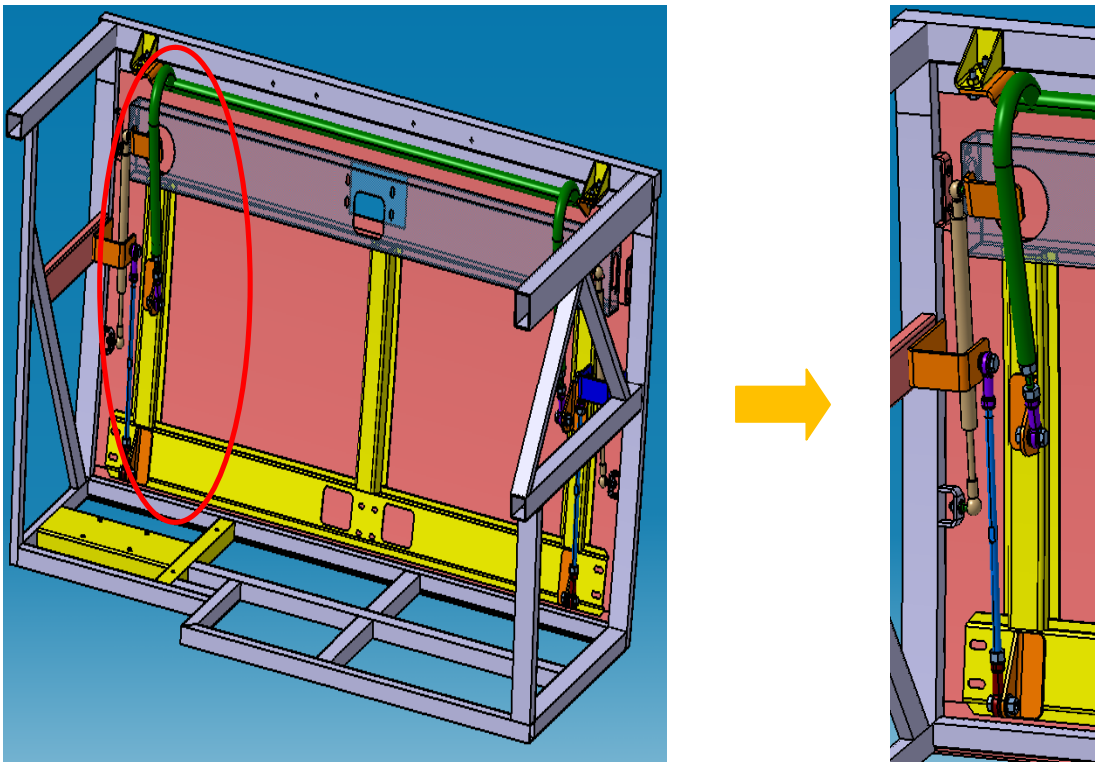
Şekil 2.2 : Mekanizmanın 3D modeli.

2.2 Tasarımın Mevcut Tekniğe Göre Üstünlükleri

Tasarımda, önceki tekniklerden farklı olarak amortisör dikey konumda yerleştirilmiştir. Özellikle amortisör bağlantı braketi (2) ve karkas bağlantı braketi (4) parçaları ile mekanizma bütünleşik bir yapıya sahip olup, kompakt ve içiçe çalışabilmekte ve kapak kapalı durumundayken minimum hacim kaplayarak bagaj hacminin verimli kullanılabilmesini sağlamaktadır. Böylece bagaj içerisinde kullanılabilecek olan ek parçalara yer ayrılabilmektedir (hava filtresi, elektrik enstelasyon kutusu vs.).

Midibüs ve otobüs gibi ticari araçlarda kullanılan mevcut bagaj kapağı mekanizma tasarımları incelendiğinde, bagaj içerisine su ve toz girme problemi genel bir müşteri şikayeti olarak görülmektedir. Tasarımın mevcut tekniğe göre bir diğer üstünlüğü ise, amortisörün konumlandırılmasından dolayı, amortisörün kuvvet vektörünün etkin bir biçimde kapağı basma yönünde olmasıdır. Böylece bagaj içerisine su ve toz girme riski minimuma indirilmiş olmaktadır.

Bu özellikler göz önünde bulundurularak yapılan tasarım için patent başvurusu yapılmış olup çalışma esnasında patent süreci devam etmektedir.



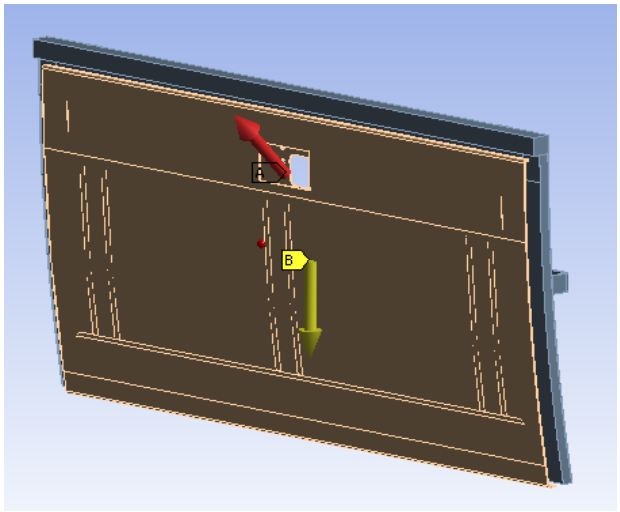
Şekil 2.3 : Amortisör yerleşimi.

Çizelge 2.1 : Mekanizma unsurları.

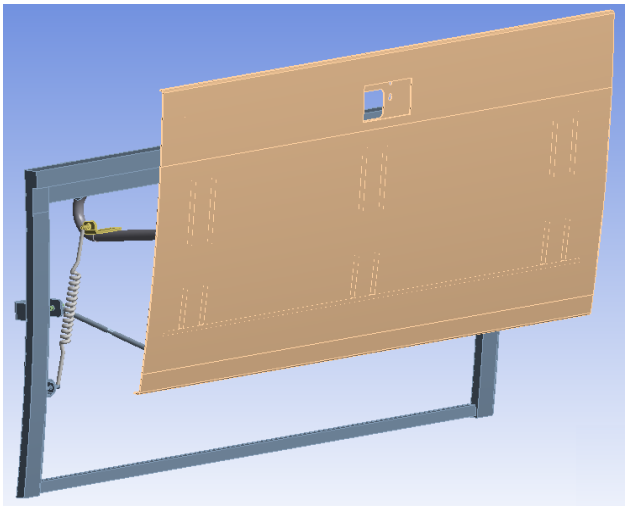
Unsur No	Unsur Adı	Önceki Tekniğe Ait	Yeni Unsur
1	Döndürme Kolu	☒	☐
2	Amortisör Bağlantı Braketi	☐	☒
3	Kapak Paralellik Ayar Rotu	☒	☐
4	Karkas Bağlantı Braketi	☐	☒
5	Amortisör	☒	☐

2.3 Tasarımın Çalışma Prensibi

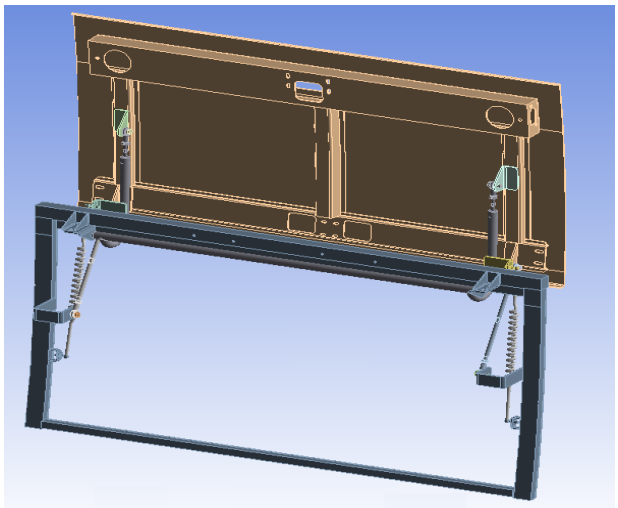
Bagaj kapağı, Şekil 2.4 (a)'da gösterilen A oku yönünde kullanıcının dışarıdan uyguladığı kuvvet sonucu dikey yönde açılma hareketine başlar. Şekil 2.4 (b)'de gösterilen konuma gelinceye kadar kapağa kuvvet uygulanır. Bu konumda amortisör (5) tarafsız eksenine ulaşır ve bu konumdan sonra kullanıcının herhangi bir kuvvet uygulamasına gerek kalmaksızın kapak amortisör (5) kuvveti yardımıyla açılır. Şekil 2.4'ten de görüldüğü gibi, döndürme kolu (1) hareketi destekleyen ana parçadır ve kapak paralellik ayar rotu (3) kapağın hareketi boyunca yörüngesini sabitleyip, kapağı dengede tutar. Aynı şekilde kapağı kapamak için, sarı ok yönündeki kuvvet, kapak Şekil 2.4 (b)'deki amortisörün tarafsız ekseni konumuna kadar uygulanır ve bu aşamadan sonra bagaj kapağı amortisör kuvveti ile kapanır.



(a)



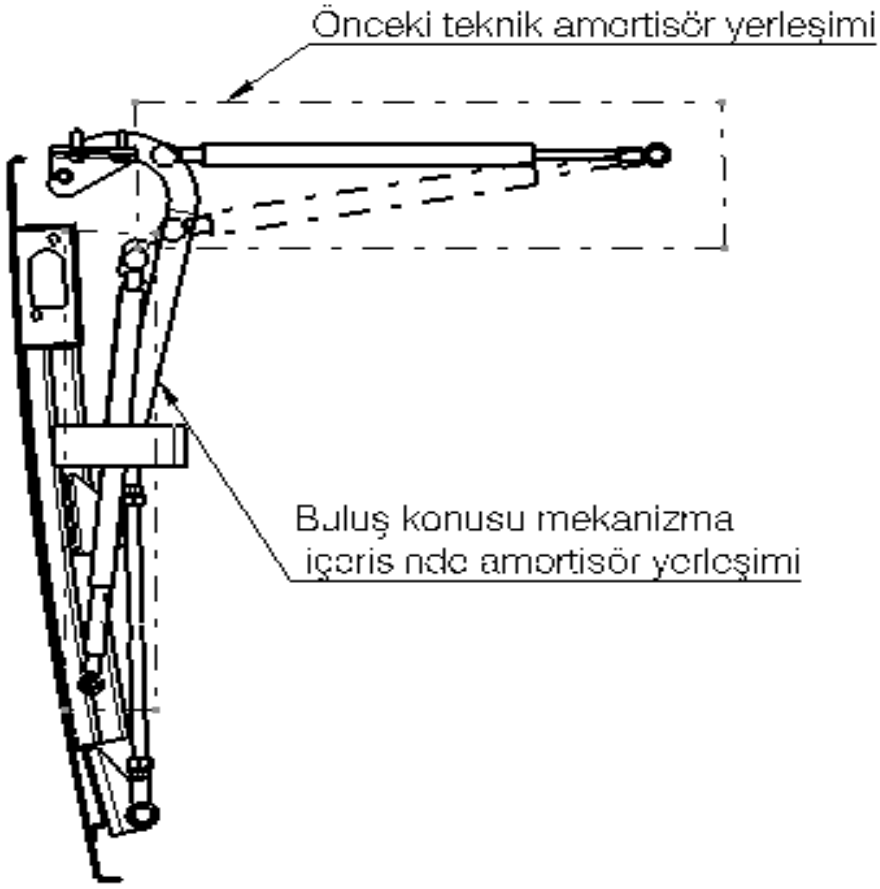
(b)



(c)

Şekil 2.4 : Tasarımın çalışma prensibi.

Tasarımın sağladığı avantajlar Şekil 2.5' te daha net görülmektedir. Döndürme kolu (1) üzerine kaynaklı amortisör bağlantı braketi (2), amortisörün dikey konumlandırılmasını sağlar. Karkas bağlantı braketi (4) ise u şeklinde bir tasarıma sahip olup, mekanizma kapalı halinde amortisörün mekanizmayla çakışmasını önler. Bu sayede mekanizma kompakt şekilde çalışır. Şekil 2.5' te önceki tekniklerdeki amortisörün konumlandırılması gösterilmiş olup, bu tekniklerde kapak kapalı durumdayken amortisörün konumlandırılmasından ve hareket yörüngesinden kaynaklanan hacim kaybı açıkça görülmektedir. Aynı şekilde tasarımı yapılan mekanizmanın, kapak kapalı konumundayken çok daha az hacim kapladığı görülmektedir. Ayrıca amortisörün bağlandığı noktalar göz önüne alındığında buluş konusu mekanizmadaki moment kolunun önceki tekniklere göre daha fazla olmasından dolayı amortisörün kapağı basma yönündeki kuvvetinin daha etkin bir biçimde kullanıldığı görülmektedir. Bu da kapağın su ve toz geçirme riskini azaltması bakımından, sistemi önceki tekniklerden daha avantajlı bir konuma getirmektedir.

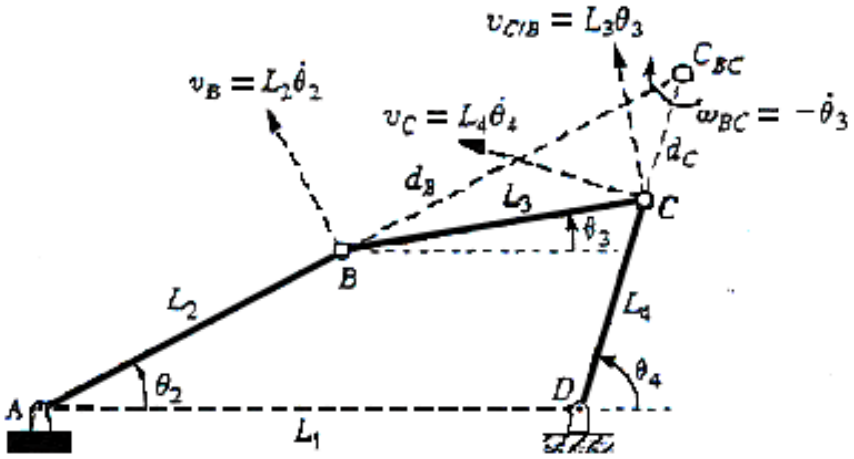


Şekil 2.5 : Amortisör yerleşimleri.

3. DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMA KİNEMATİĞİ

3.1 Dört-Çubuk Mekanizması

Dört-çubuk mekanizması, endüstride yaygın olarak kullanılan basit bir sistemdir. En az sayıda eleman kullanılarak birçok hareketin üretilmesinde etkili bir şekilde kullanılmaktadır. Şekil 3.1' de gösterilen dört-çubuk mekanizması aslında üç adet hareket eden AB ($|AB|=L_2$), BC ($|BC|=L_3$) ve CD ($|CD|=L_4$) çubuklarından oluşmaktadır. Dördüncü çubuk A ve D noktalarını birleştiren AD ($|AD|=L_1$), hayali bir çizgi olmakla beraber mekanizmaya ismini verir. Çubuklar, rijit parçalar olarak kabul edilirler. Buradaki amaç, sistemdeki bir veya birkaç noktanın hareketini bilerek diğer nokta veya çubukların hız, açısal hız ve açısal ivme değerlerinin belirlenmesidir. θ_2 açısını zamana bağlı, bilinen bir değişken olarak ele alırsak, dört-çubuk mekanizma sistemi kullanılarak θ_2 , $\dot{\theta}_2$, $\ddot{\theta}_2$ 'ye bağlı olarak hesaplanabilir [2].



Şekil 3.1 : Dört-çubuk mekanizması.

Şekil 3.1' de dört-çubuk mekanizmasının genel görünümü gösterilmiştir. Bu şekle göre aşağıdaki denklemler yazılabilir;

3.2 Dört-Çubuk Mekanizmasının Genel Analizi

$$\overrightarrow{AD} = \overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} + \overrightarrow{CD} \qquad \textbf{(3.1)}$$

$$L_2\cos\theta_2 + L_3\cos\theta_3 - L_4\cos\theta_4 = L_1 \tag{3.2}$$

$$L_4\sin\theta_4 = L_2\sin\theta_2 + L_3\sin\theta_3 \tag{3.3}$$

Birinci türevler alındığında şu denklemler elde edilir;

$$L_2\dot{\theta}_2\sin\theta_2 + L_3\dot{\theta}_3\sin\theta_3 - L_4\dot{\theta}_4\sin\theta_4 = 0 \tag{3.4}$$

$$L_2\dot{\theta}_2\cos\theta_2 + L_3\dot{\theta}_3\cos\theta_3 - L_4\dot{\theta}_4\cos\theta_4 = 0 \tag{3.5}$$

θ_2, θ_3 ve θ_4 değerleri bilinen değerler ise, açısal hız değerleri $\dot{\theta}_3$ ve $\dot{\theta}_4$, matris işlemleriyle kolayca elde edilebilir;

$$\begin{bmatrix} L_3\sin\theta_3 & -L_4\sin\theta_4 \\ L_3\cos\theta_3 & -L_4\cos\theta_4 \end{bmatrix}\begin{bmatrix}\dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4\end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\sin\theta_2 \\ -L_2\dot{\theta}_2\cos\theta_2 \end{bmatrix} \tag{3.6}$$

veya

$$\begin{bmatrix}\dot{\theta}_3 \\ \dot{\theta}_4\end{bmatrix} = \begin{bmatrix} L_3\sin\theta_3 & -L_4\sin\theta_4 \\ L_3\cos\theta_3 & -L_4\cos\theta_4 \end{bmatrix}^{-1}\begin{bmatrix} -L_2\dot{\theta}_2\sin\theta_2 \\ -L_2\dot{\theta}_2\cos\theta_2 \end{bmatrix} \tag{3.7}$$

BC ve DC çubuklarının açısal ivmeleri $\ddot{\theta}_3$ ve $\ddot{\theta}_4$, **(3.4)** ve **(3.5)**'in zamana göre türevleri alınarak bulunabilir;

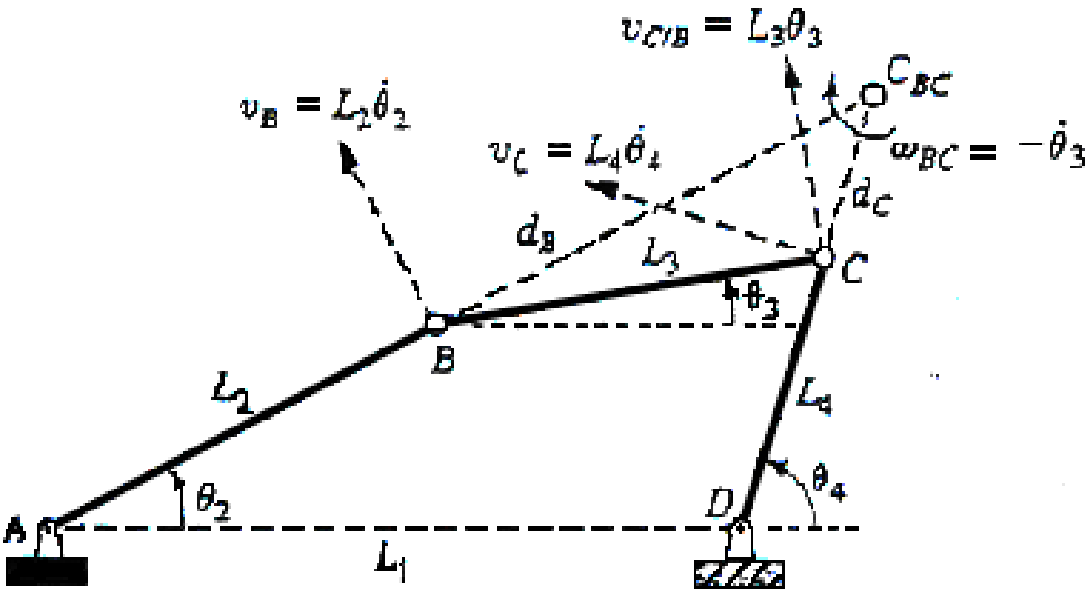
$$\begin{aligned} &L_2(\ddot{\theta}_2\sin\theta_2 + \dot{\theta}_2{}^2\cos\theta_2) + L_3(\ddot{\theta}_3\sin\theta_3 + \dot{\theta}_3{}^2\cos\theta_3) \\ &= L_4(\ddot{\theta}_4\sin\theta_4 + \dot{\theta}_4{}^2\cos\theta_4) \end{aligned} \tag{3.8}$$

$$\begin{aligned} &L_2(\ddot{\theta}_2\cos\theta_2 - \dot{\theta}_2{}^2\sin\theta_2) + L_3(\ddot{\theta}_3\cos\theta_3 - \dot{\theta}_3{}^2\sin\theta_3) \\ &= L_4(\ddot{\theta}_4\cos\theta_4 - \dot{\theta}_4{}^2\sin\theta_4) \end{aligned} \tag{3.9}$$

Denklemler matris formunda aşağıdaki gibi yazılabilir;

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix}\ddot{\theta}_3 \\ \ddot{\theta}_4\end{bmatrix} &= \begin{bmatrix} L_3\sin\theta_3 & -L_4\sin\theta_4 \\ L_3\cos\theta_3 & -L_4\cos\theta_4 \end{bmatrix}^{-1} \\ &\times\begin{bmatrix} L_4\dot{\theta}_4{}^2\cos\theta_4 - L_3\dot{\theta}_3{}^2\cos\theta_3 - L_2(\ddot{\theta}_2\sin\theta_2 + \dot{\theta}_2{}^2\cos\theta_2) \\ -L_4\dot{\theta}_4{}^2\sin\theta_4 + L_3\dot{\theta}_3{}^2\sin\theta_3 - L_2(\ddot{\theta}_2\cos\theta_2 - \dot{\theta}_2{}^2\sin\theta_2) \end{bmatrix} \end{aligned} \tag{3.10}$$

Mekanizmanın denklemleri non-lineer denklemler olup θ_3 ve θ_4 değerleri bilinmeyen değerlerdir. Bu yüzden denklemlerin çözümü zor olmakla beraber, trigonometric özellikler kullanılarak analitik bir çözüm üretilebilir. Şekil 3.2' de gösterilen α, β ve γ açılarını kullanarak basit trigonometric ilişkiler yazılabilir [6].



Şekil 3.2 : α, β ve γ açıları gösterimi.

$$\sin\alpha = \frac{L_2 \sin\theta_2}{L} \tag{3.11}$$

$$\cos\alpha = \frac{L_1 - L_2 \sin\theta_2}{L} \tag{3.12}$$

Burada;

$$L = \sqrt{(L_2 \sin\theta_2)^2 + (L_1 - L_2 \sin\theta_2)^2} = \sqrt{L_1^2 + L_2^2 - 2L_1L_2\cos\theta_2} \tag{3.13}$$

sin α, negative değer aldığında, B noktasının AD çizgisinin altında yer alma olasılığı göz önünde bulundurulmalıdır. BCD üçgeni incelendiğinde aşağıdaki ifadeler kullanılarak β ve γ açıları elde edilebilir.

$$L_3 \sin\beta = L_4 \sin\gamma \tag{3.14}$$

$$L_3 \cos\beta + L_4 \cos\gamma = L \tag{3.15}$$

$(L_3\cos\beta - L)^2 + (L_3\sin\beta)^2 = L_4^2$ eşitliği yazıldığında β , **(3.16)'**daki gibi elde edilir;

$$\cos\beta = \frac{L_3^2 + L^2 - L_4^2}{2LL_3} \tag{3.16}$$

Ancak $\left|L_3^2 + L^2 - L_4^2\right| \le 2LL_3$ olması durumunda β için gerçek bir çözüm mevcuttur. Bu durum dışında kalan $\theta_2(t)$' nin değerleri için mekanizma çalışamaz. Aynı durum herhangi bir açının sin veya cos değerlerinin, [-1 1] fiziksel aralığı dışında olması durumunda da mevcuttur. Cos β için elde edilen değer, [-1 1] fiziksel aralığında bulunuyorsa, o zaman sin β için iki olası çözüm mevcuttur. Kullanılacak olan değer, mekanizmanın harekete başlama konumu ile tayin edilir [3].

Çözüm 1 : $\sin\beta = \sqrt{1-\cos^2\beta}$ **(3.17)**

Çözüm 2 : $\sin\beta = -\sqrt{1-\cos^2\beta}$ **(3.18)**

Şekil 3.2' de gösterildiği gibi θ_3 ve θ_4 açıları aşağıdaki gibi elde edilir;

$$\theta_3 = \beta - \alpha \tag{3.19}$$

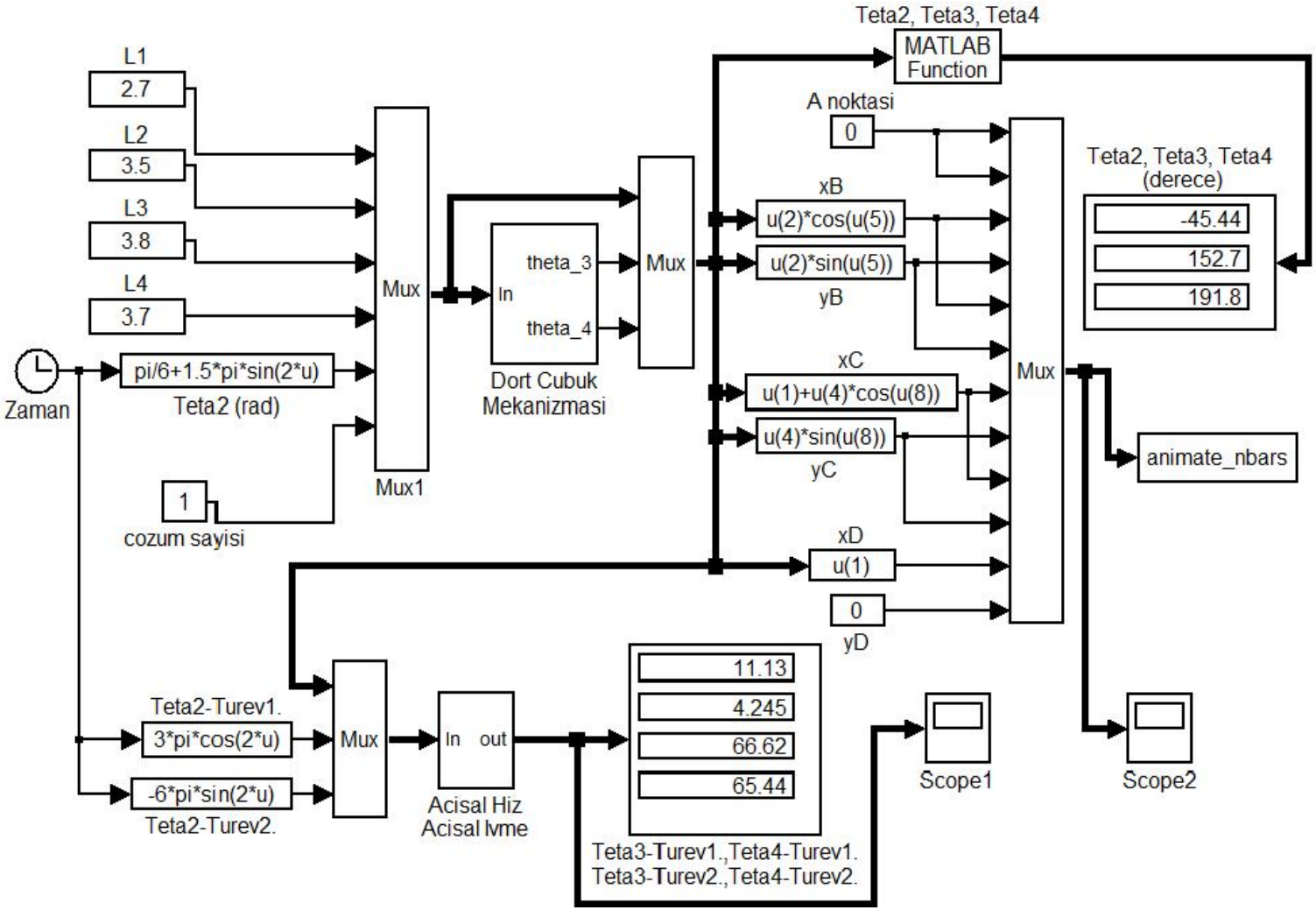
$$\theta_4 = \pi - (\alpha + \gamma) \tag{3.20}$$

3.3 Dört-Çubuk Mekanizmasının Simulink Yardımıyla Çözümü

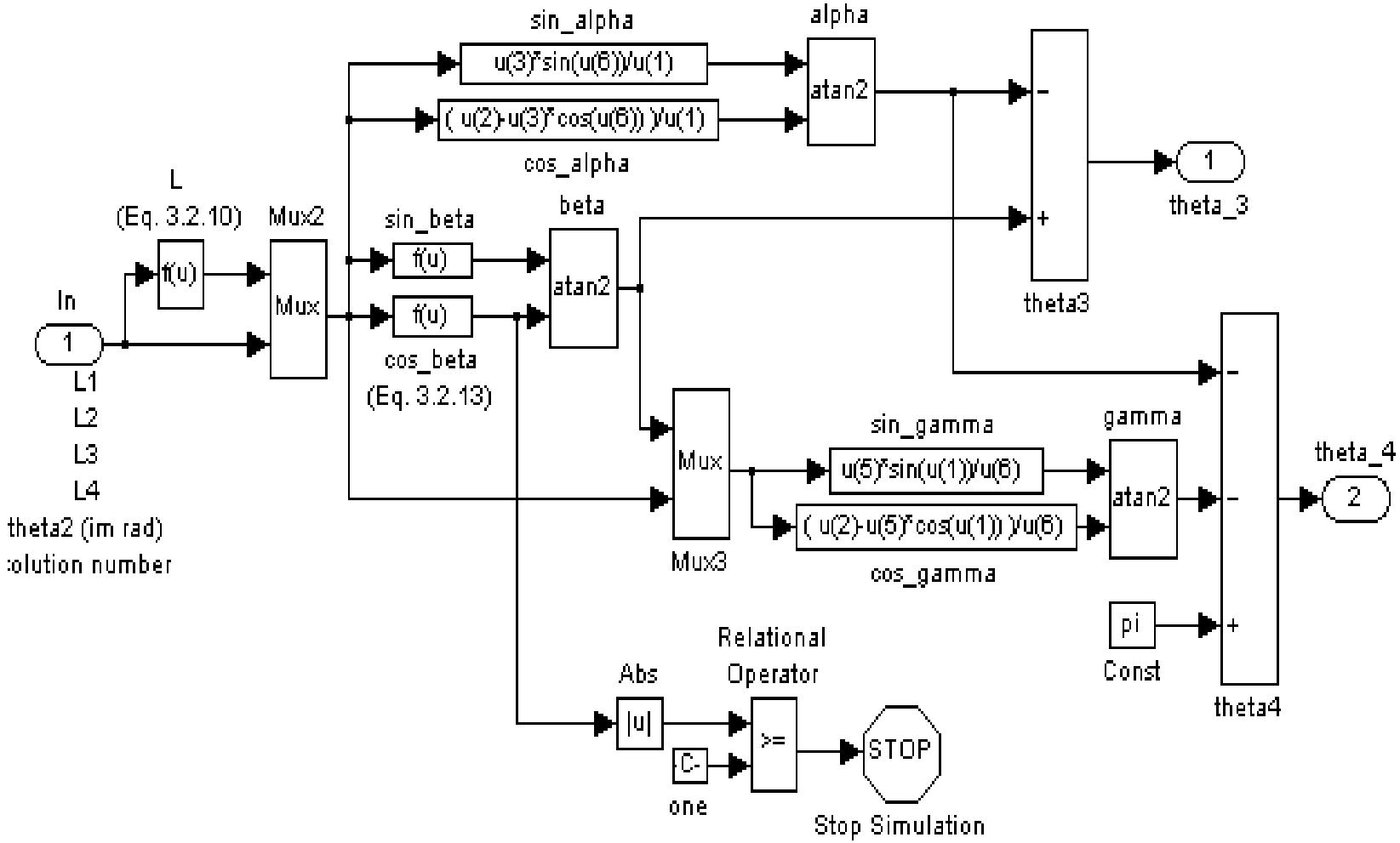
Pratik uygulamalar için, tüm hesaplamaların en verimli şekilde yapılmasının yolu, dört-çubuk mekanizması denklemlerinin bir bilgisayar yardımıyla otomatik hale getirilmesidir. Bu da herhangi bir program dilinde yazılan bir kod yardımıyla veya bir grafik arabirimi yazılımı kullanarak gerçekleştirilebilir [4].

Şekil 3.3' te dört-çubuk mekanizması için Matlab programı yardımı ile hazırlanmış olan Simulink blok diyagram modeli gösterilmektedir. Oluşturulan model, genel olarak dört-çubuk mekanizmalarının incelenmesi ve tasarımı için kullanılabilir .

Yapılan çalışmada, paralel menteşe sistemi ile tasarlanan bagaj kapağı mekanizması dört-çubuk mekanizması olarak modellenmiş olup kinematik analiz sonuçları Şekil 3.3' te görülen Simulink blok diyagram modeli yardımıyla elde edilmiştir [5].



Şekil 3.3 : Dört-çubuk mekanizması Matlab-Simulink modeli.

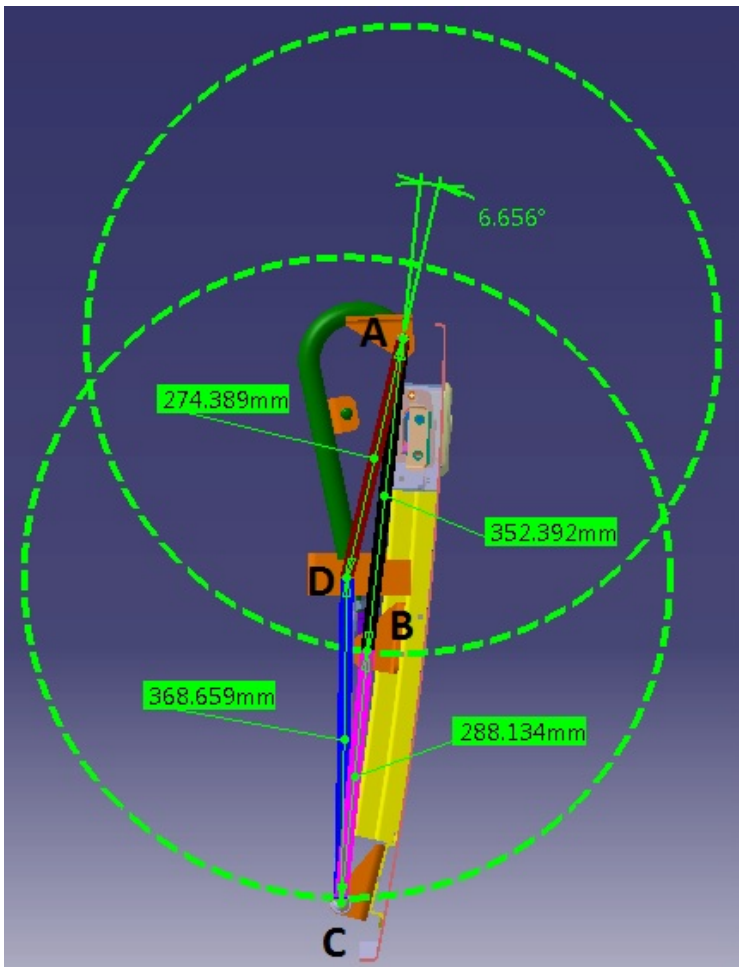


Şekil 3.4 : Dört-çubuk mekanizması alt-model.

4. TASARIMIN DÖRT-ÇUBUK MEKANİZMA MODELİ İLE KİNEMATİK ANALİZİ

4.1 Tasarımın Dört-Çubuk Mekanizma Modeli

Şekil 4.1'de tasarımın 4-çubuk mekanizmasıyla nasıl modellendiği, mekanizma kesiti üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Mekanizma kesiti ve dört-çubuk mekanizması.

Şekilde de görüldüğü gibi, dört-çubuk mekanizması A ve D noktalarından sabitlenmiş olup, B ve C noktaları, belirlenen tasarım noktalarıdır. Bu şekilde modellenen sistem, artık 4-çubuk mekanizma problemi olarak çözülebilir. Aracın fiziksel boyut sınırları içerisinde mekanizma için belirlenen giriş dataları şu şekildedir;

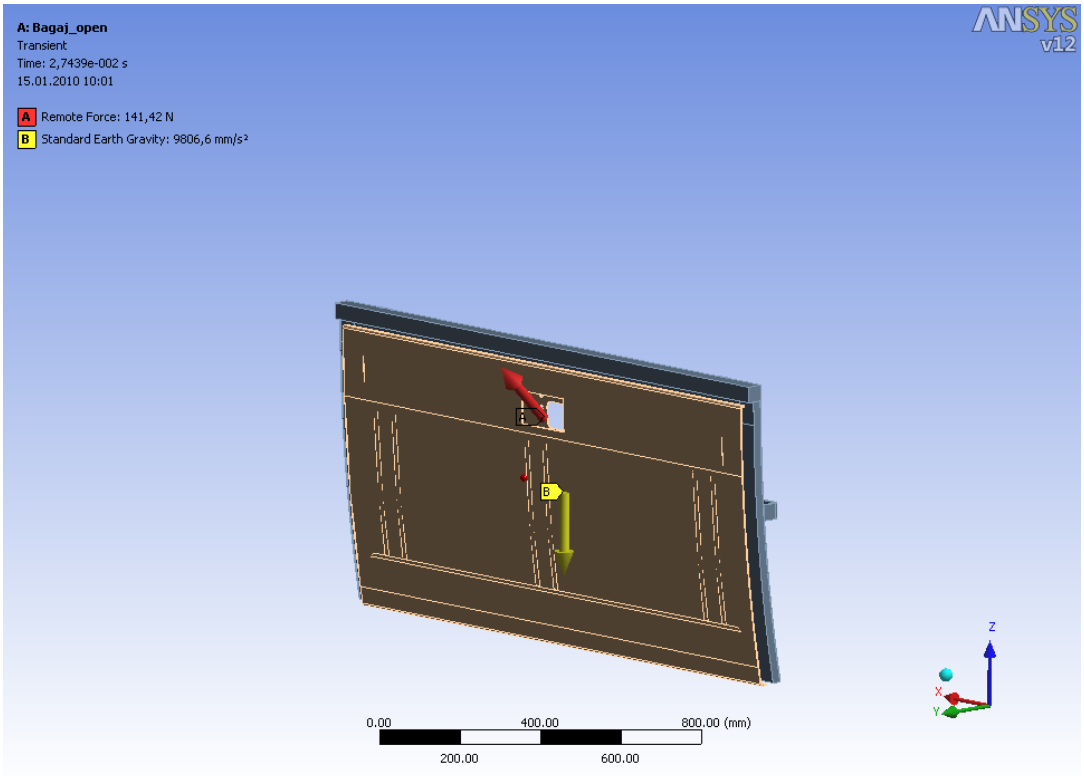
$\left|\vec{AB}\right| = L_2 = 352.4mm$, $\left|\vec{BC}\right| = L_3 = 288.1mm$

$\left|\vec{CD}\right| = L_4 = 368.7mm$, $\left|\vec{AD}\right| = L_1 = 274.4mm$, $\theta_2(0) = 6.6^\circ$

4.2 Tasarımın ANSYS Modeli

Bir mekanizmanın yük altında nasıl bir davranış göstereceğini bilmek tasarım açısından önemlidir. Mekanizma kollarında oluşan kuvvet, bu kuvvetin mekanizma üzerinde nasıl iletildiği ve bu sırada mafsal kuvvetlerinin aldığı değerler mekanizmanın yük altındaki davranışını belirler [5].

Dört-çubuk mekanizma probleminin çözülebilmesi için θ_2' nin zamanla değişiminin belirlenmesi gerekmektedir. Bu da ancak mekanizmanın yük altındaki davranışının incelenmesiyle sağlanabilir. Yapılan çalışmada $\theta_2(t)$' nin belirlenebilmesi amacıyla mekanizmanın yük altındaki durumu ANSYS yardımı ile modellenmiş ve $\theta_2(t)$ değeri hesaplanmıştır. Ayrıca, kurulan deneysel model üzerinden alınan datalarla, ANSYS modeli dataları karşılaştırılmış olup dataların uyumlu olduğu görülmüş ve bu şekilde ANSYS modeli doğrulanmıştır.



Şekil 4.2 : Mekanizma ANSYS modeli.

4.2.1 Malzeme özellikleri

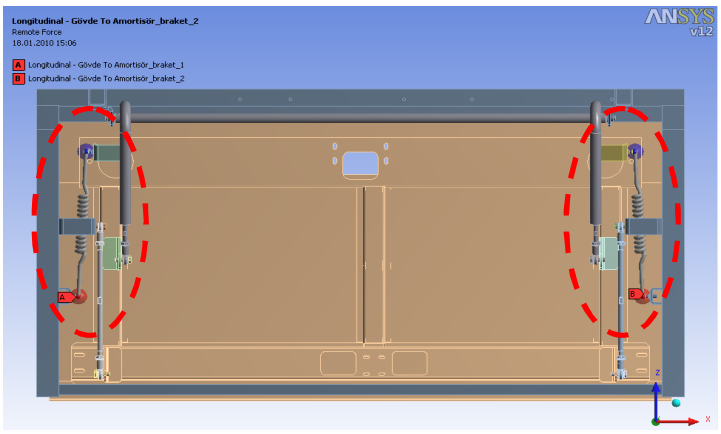
Mekanizmanın parçaları rijit kabul edildiği için, sadece malzemelerin fiziksel özellikleri kullanılmıştır. Rijit cisim dinamiği analizi için gereken yoğunluk değerleri aşağıdaki tabloda verilmiştir. Kapak için alüminyum malzeme özellikleri kullanılırken, diğer parçalar için çelik malzeme özellikleri kullanılmıştır.

Çizelge 4.1 : Analizlerde kullanılan yoğunluk değerleri.

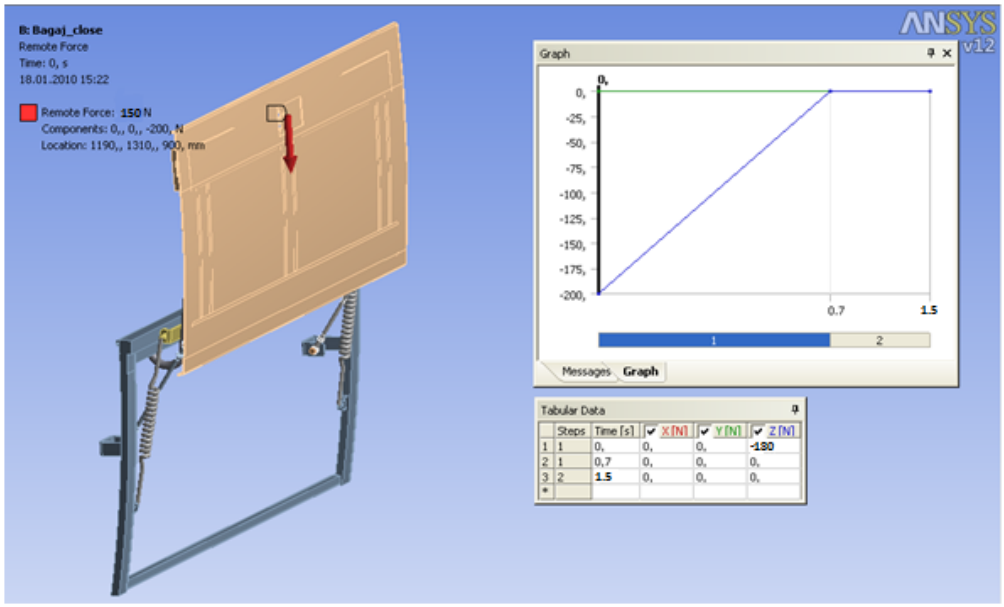
Malzeme	Yoğunluk
Çelik Malzeme	7850 kg/m^3
Alüminyum Malzeme	2270 kg/m^3

4.2.2 Sınır şartları ve yüklemeler

Bagaj kapak çerçevesi, bütün serbestlik dereceleri kısıtlanacak şekilde sabitlenmiştir. Kapaktaki amortisörler, yay elemanlar ile modellenmiştir. Amortisörler 300 N' luk sabit kuvvet uyguladığı için, yaylara 300 N ' luk ön gerilme tanımlanmıştır. Kapağın açılma durumunda, amortisörün, tarafsız eksenini geçene kadar el ile kuvvet uygulanması gerekmektedir. Tarafsız eksen geçildikten sonra, amortisörler kapağı iterek açmaktadır. Aynı olay, kapanma durumunda da geçerli olup, tarafsız eksen geçildikten sonra amortisörler kapağı çekerek kapanmasını sağlamaktadır. Bu sebeple hareket, açılış ve kapanış olmak üzere ikiye ayrılmış ve iki farklı analiz yapılmıştır. Açılma durumunda, kapak tutamağının olduğu noktadan +y ve +z yönlerinde 100'er N'luk kuvvet uygulanmıştır. Amortisör tarafsız eksenini atladıktan sonra kuvvet sıfırlanmıştır. Kapanma durumunda ise, kapak tutamağının olduğu noktadan -z yönünde 180 N' luk kuvvet uygulanmıştır. Aynı şekilde, amortisör tarafsız eksenini atladıktan sonra kuvvet sıfırlanmakta ve kapak, amortisörlerin çekme kuvveti ile kendisi kapanmaktadır.



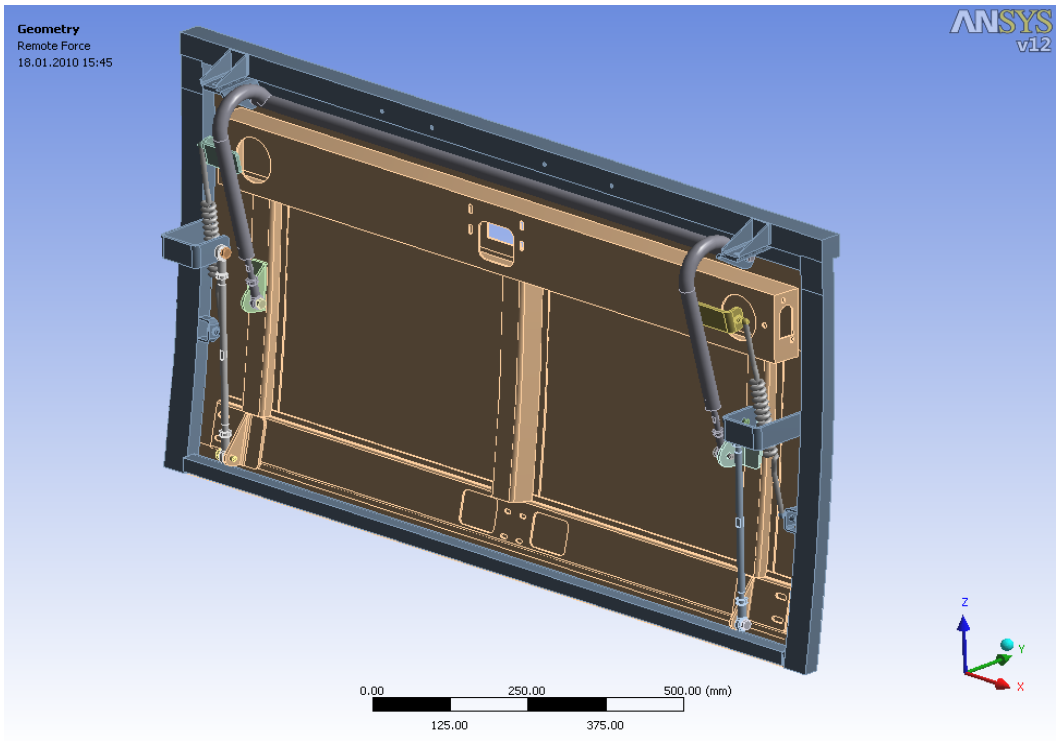
Şekil 4.3 : Amortisörlerin modellenmesinde kullanılan yay elemanlar.



Şekil 4.4 : Kapanma durumunda uygulanan kuvvetler.

4.2.3 Geometri

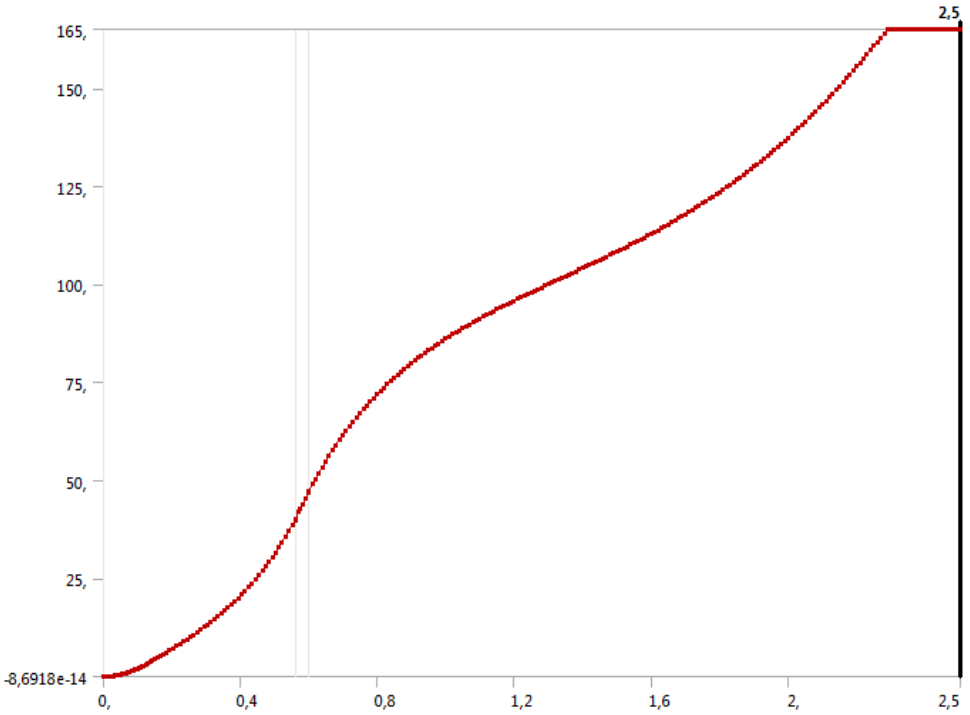
Şekil 4.5'de bagaj kapağının ANSYS CAD modeli görülmektedir. Analizler sırasında çözüm matrisinin boyutlarını azaltmak amacı ile, kaynak, civata vb rijit bağlantılar ile birbirine bağlanan parçalar, Catia programında tek parça olarak hazırlanmış ve ANSYS programına bu şekilde aktarılmıştır. Sadece birbirlerine göre bağıl hareket yapan parçalar birleştirilmemiştir.



Şekil 4.5 : ANSYS CAD modeli.

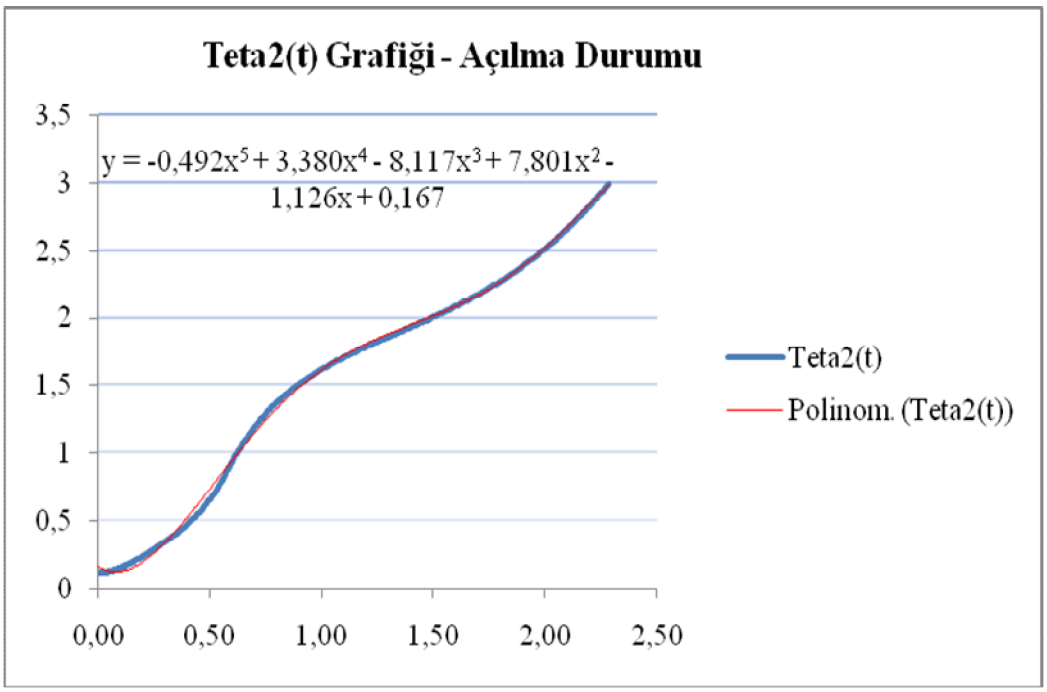
4.2.4 ANSYS analizi sonuçları

Kapağın açılma ve kapanmasında ölçülen zamana bağlı açı değerleri aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 4.6 : Açılma durumunda açı değişimi.

Şekil 4.6'daki grafiğin x ekseni zamanı (s), y ekseni ise açı değerini (derece) göstermektedir. Kapak 2,2876 s' de 165 derece açılmakta ve bu noktada durmaktadır.



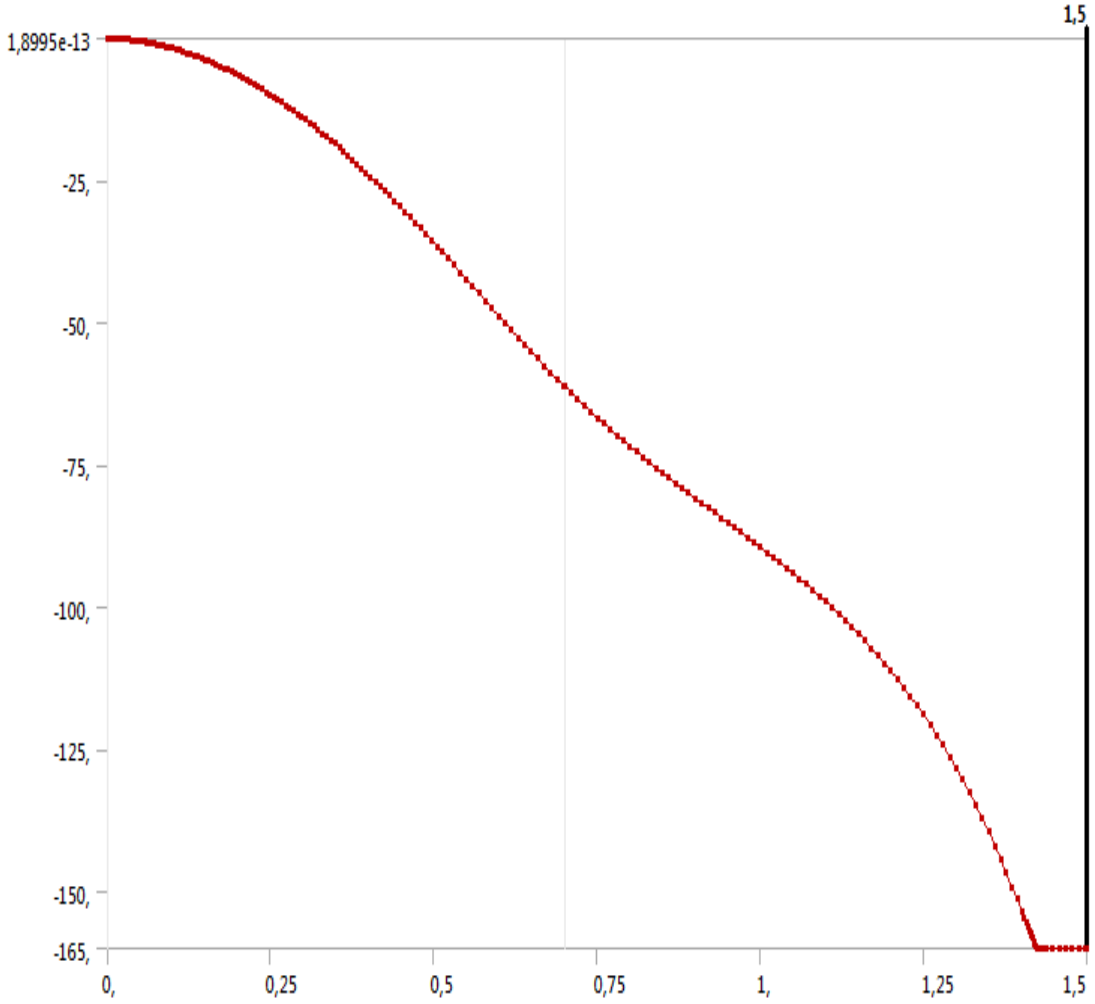
Şekil 4.7 : $\theta_2(t)$ grafiği - açılış.

Şekil 4.7'de gösterilen grafik, kapağın açılma durumunda θ_2'nin zamana bağlı değişimini göstermektedir. ANSYS'ten alınan dataya $\theta_2(0) = 6.6^\circ$ değeri eklenmiş ve açı değerleri radyan cinsinden yazılarak, Excel programında eğri uydurma yöntemiyle $\theta_2(t)$'nin 5. Dereceden zamana bağlı denklemi ve bu denklemin 1. ve 2. türevleri elde edilmiştir. Buradan;

$$\theta_2(t) = -0.492t^5 + 3.380t^4 - 8.117t^3 + 7.801t^2 - 1.126t + 0.167 \quad \textbf{(4.1)}$$

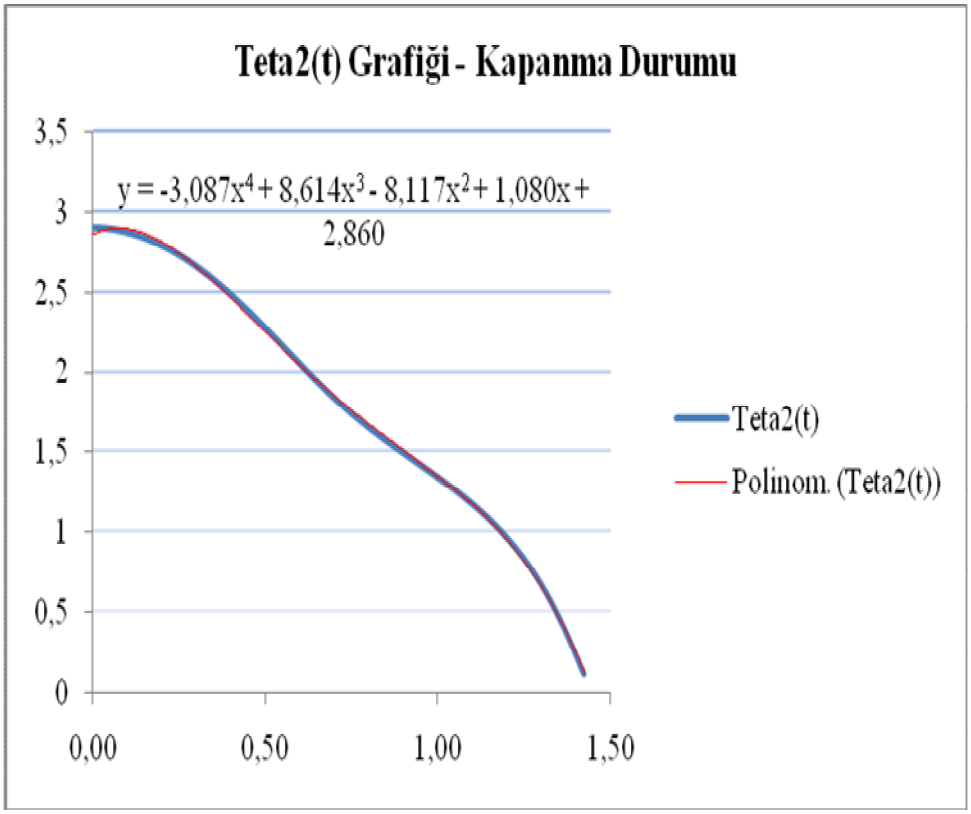
$$\dot{\theta}_2(t) = -2.460t^4 + 13.520t^3 - 24.351t^2 + 15.602t - 1.126 \quad \textbf{(4.2)}$$

$$\ddot{\theta}_2(t) = -9.840t^3 + 40.560t^2 - 48.702t + 15.602 \quad \textbf{(4.3)}$$



Şekil 4.8 : Kapanma durumunda açı değişimi.

Şekil 4.8'deki grafiğin x ekseni zamanı (s), y ekseni ise açı değerini (derece) göstermektedir. Kapak 1,4235 s'de tamamen kapanmakta ve bu noktada sabit kalmaktadır.



Şekil 4.9 : $\theta_2(t)$ grafiği - kapanış.

Şekil 4.9'da gösterilen grafik, kapağın kapanma durumunda θ_2' nin zamana bağlı değişimini göstermektedir. ANSYS' ten alınan dataya $\theta_2(0) = 165^\circ$ değeri eklenmiş ve açı değerleri radyan cinsinden yazılarak, Excel programında eğri uydurma yöntemiyle $\theta_2(t)$' nin 4. dereceden zamana bağlı denklemi ve bu denklemin 1. ve 2. türevleri elde edilmiştir. Buradan;

$$\theta_2(t) = -3.087t^4 + 8.614t^3 - 8.117t^2 + 1.080t + 2.860 \quad \textbf{(4.4)}$$

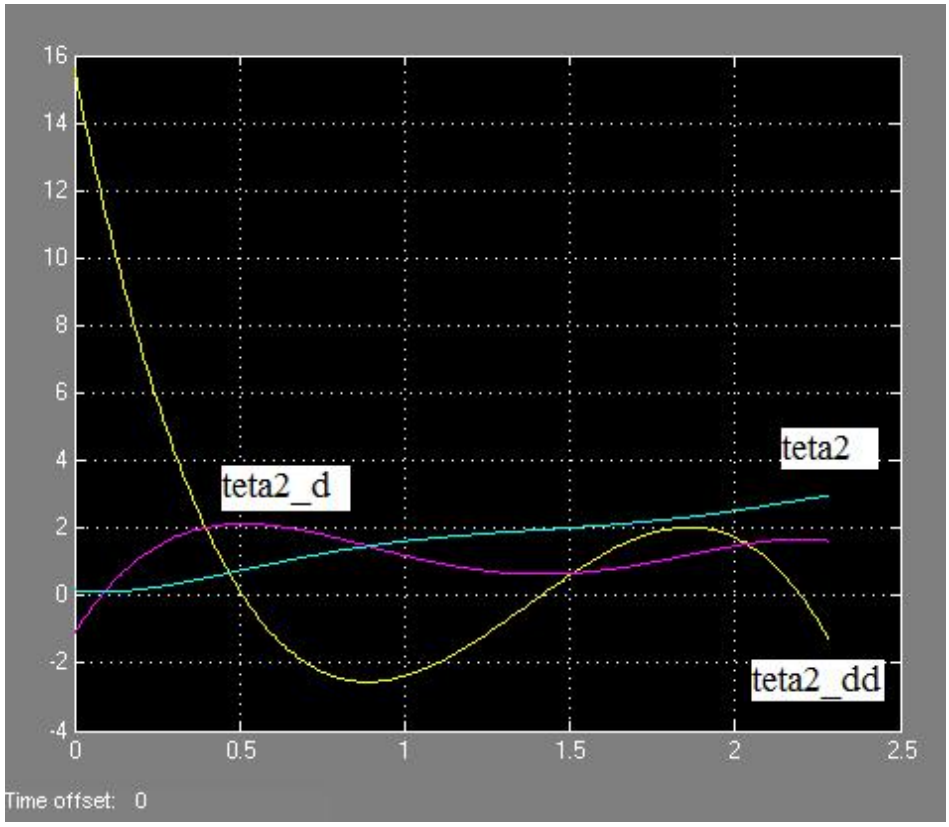
$$\dot{\theta}_2(t) = -12.348t^3 + 25.842t^2 - 16.234t + 1.080 \quad \textbf{(4.5)}$$

$$\ddot{\theta}_2(t) = -37.044t^2 + 51.684t - 16.234 \quad \textbf{(4.6)}$$

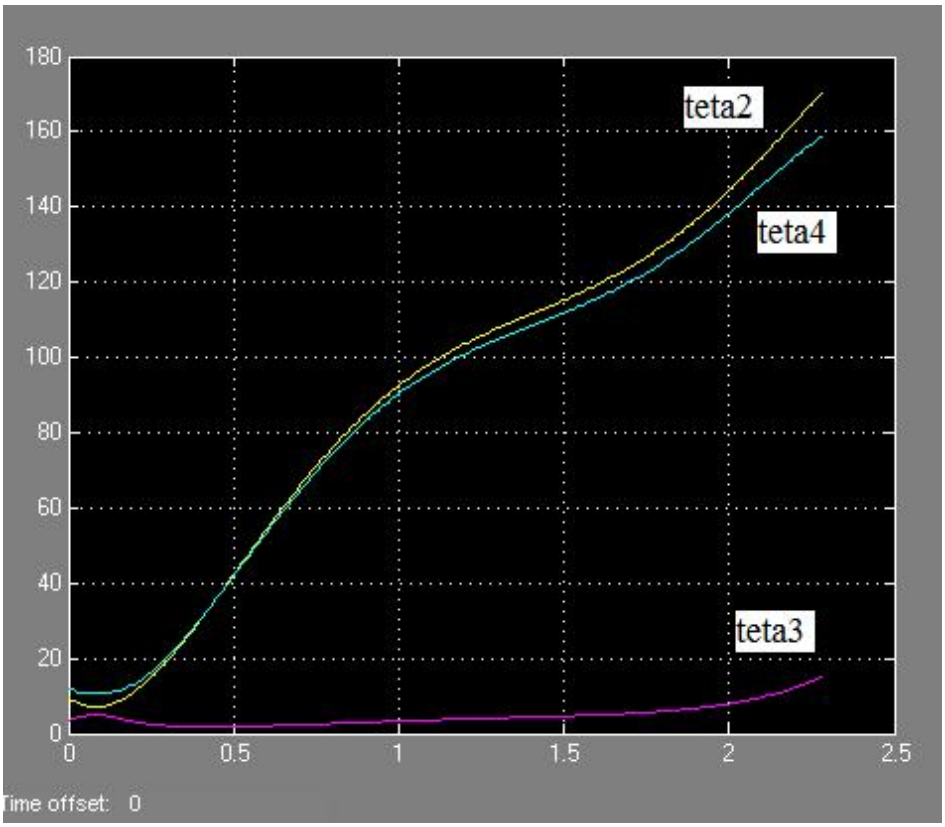
4.3 Tasarımın Kinematik Analiz Sonuçları

Bu bölümde, tasarımın dört-çubuk mekanizması ile elde edilen kinematik analiz sonuçları grafikler halinde sunulmaktadır. **(4.1)**, **(4.2)**, **(4.3)**, **(4.4)**, **(4.5)** ve **(4.6)** ile mekanizma için belirlenen giriş dataları Şekil 3.3'te gösterilen Matlab modeline aktarıldığında, Şekil 4.10, Şekil 4.11, Şekil 4.12, Şekil 4.13 elde edilmektedir;

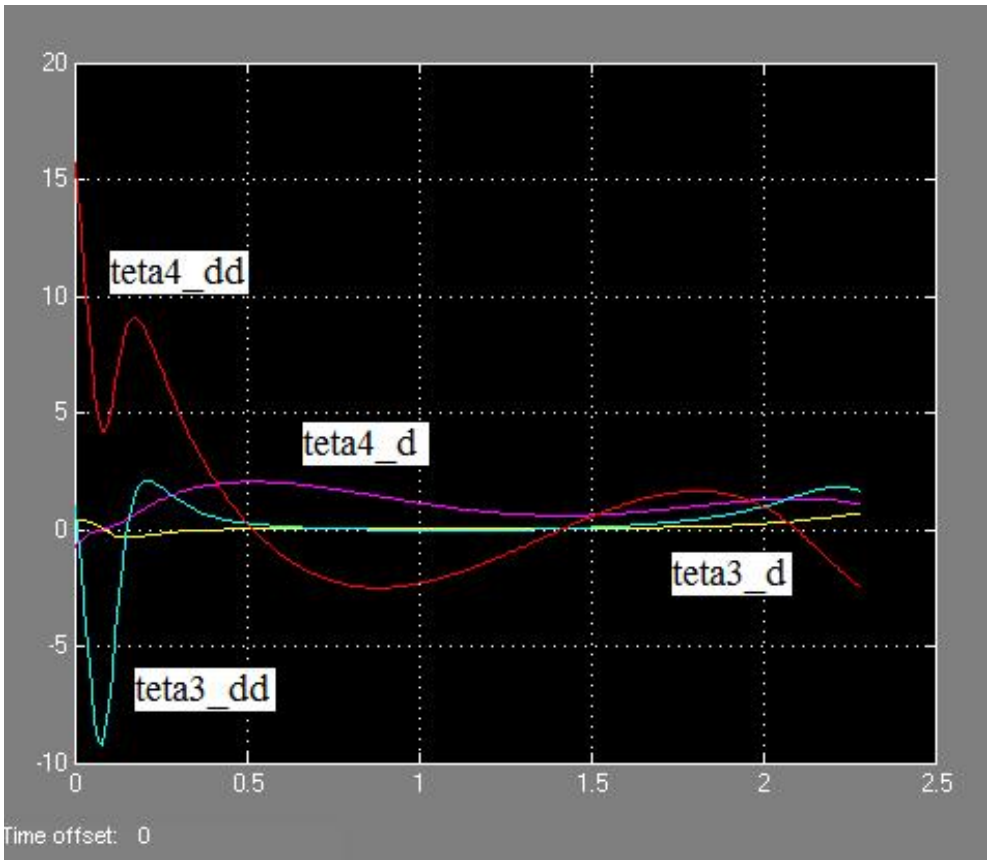
4.3.1 Matlab-Simulink sonuçları



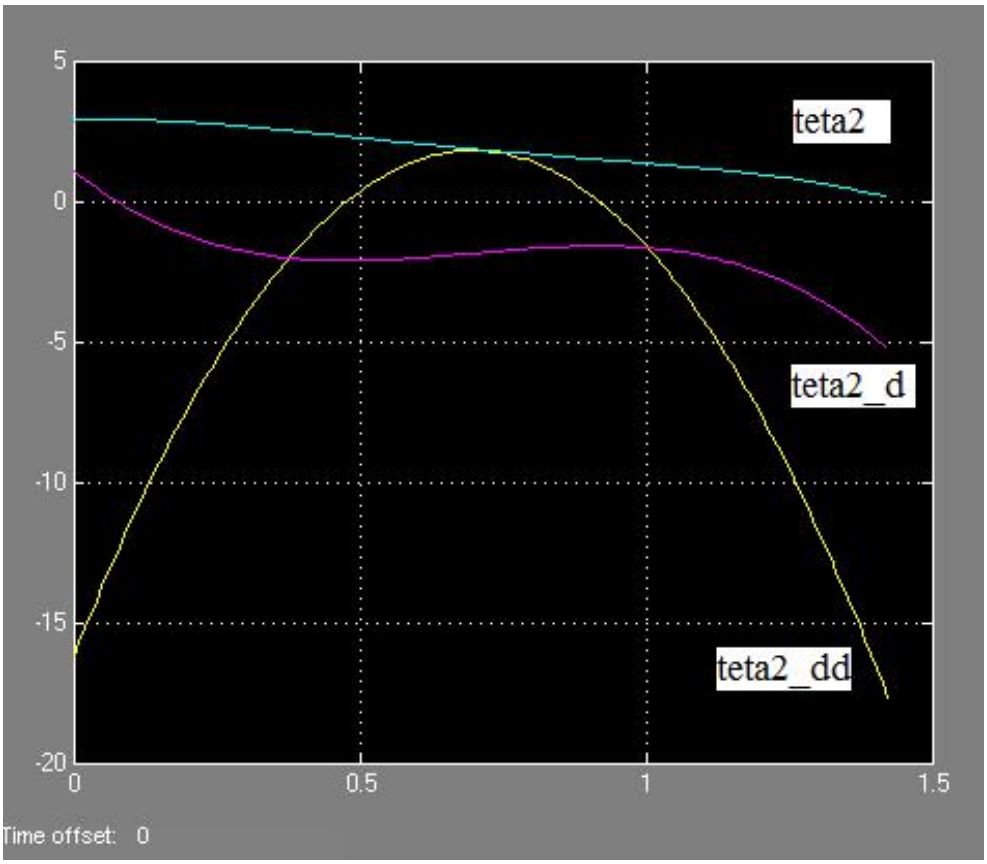
Şekil 4.10 : $\theta_2(t)$, $\dot{\theta}_2(t)$, $\ddot{\theta}_2(t)$ grafiği - açılış.



Şekil 4.11 : $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$, $\theta_4(t)$ grafiği - açılış.



Şekil 4.12 : $\dot{\theta}_3(t)$, $\ddot{\theta}_3(t)$, $\dot{\theta}_4(t)$, $\ddot{\theta}_4(t)$ grafiği - açılış.



Şekil 4.13 : $\theta_2(t)$, $\dot{\theta}_2(t)$, $\ddot{\theta}_2(t)$ grafiği - kapanış.

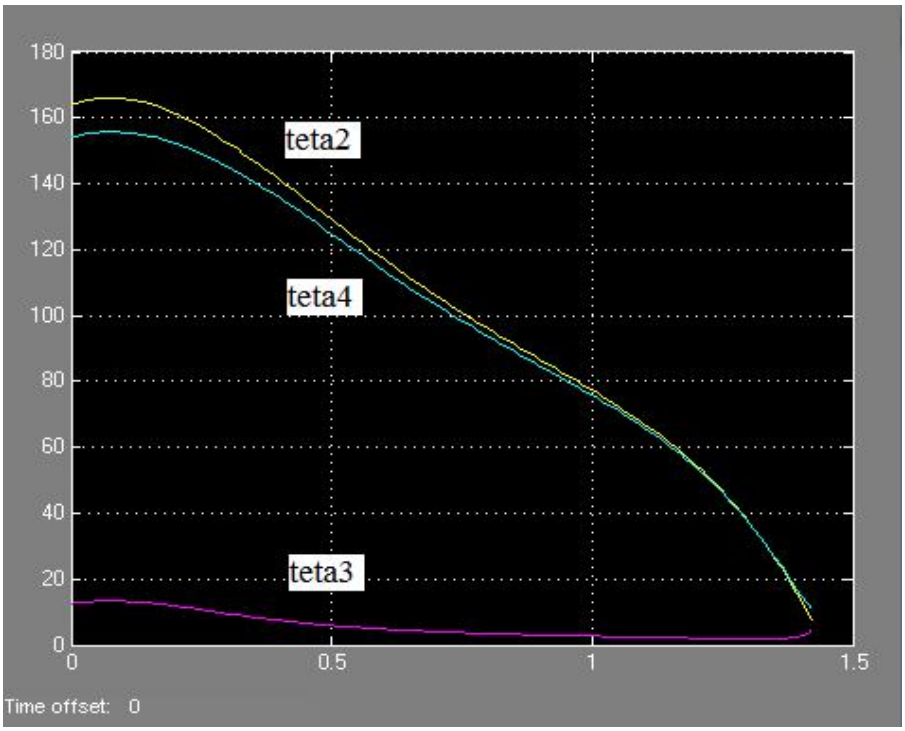
4.3.2 Sonuçların yorumlanması

Matlab-Simulink ile elde edilen grafikleri yorumlamak için Şekil 3.1'deki dört-çubuk mekanizması ve Şekil 4.1'deki mekanizma kesiti göz önüne getirilmelidir.

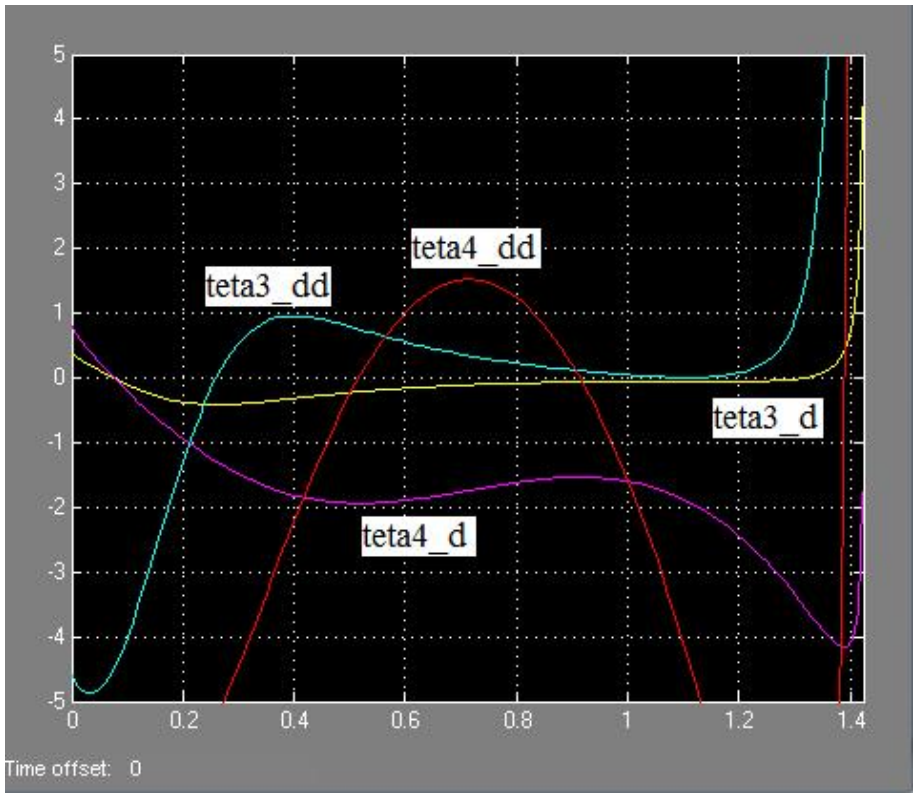
Şekil 4.11 ve Şekil 4.14'te yer alan grafikler incelendiğinde, θ_2 ve θ_4'ün zamanla değişim eğrilerinin aynı şekilde değişim gösterdiği görülmektedir. Araç üzerinde, bagaj kapağının hareketi düşünüldüğünde θ_2 ve θ_4 eğrilerinin aynı şekilde değişim göstermesi, kapağın dengeli bir hareket yörüngesine sahip olduğunu işaret eder.

Aynı grafiklerden θ_3'ün zamanla değişiminin çok düşük mertebelerde, sıfıra yakın, olduğu görülmektedir. Bu da kapağın, hareket yörüngesinde araç yan yüzeyine parallel hareket ettiğini göstermektedir.

Bagaj kapağı mekanizmasının yörünge hareketi incelendiğinde, amortisörün konumlandırılacağı noktanın tasarım açısından kritik bir nokta olduğu, mekanizmanın sağlıklı bir hareket yörüngesine sahip olması ve ergonomisi açısından çok önem arz ettiği görülmektedir. Şekil 4.10, Şekil 4.12, Şekil 4.13 ve Şekil 4.15'te yer alan açısal ivme eğrileri incelendiğinde, eğrilerin yön değiştirdiği noktada mekanizma üzerindeki kuvvetinde yön değiştirdiği gözlenmiştir. Bu nokta amortisörün tarafsız ekseninin geçtiği nokta olup amortisörün konumlandırılmasında en önemli tasarım faktörlerinden birisini arz etmektedir.



Şekil 4.14 : $\theta_2(t)$, $\theta_3(t)$, $\theta_4(t)$ grafiği - kapanış.



Şekil 4.15 : $\dot{\theta}_3(t)$, $\ddot{\theta}_3(t)$, $\dot{\theta}_4(t)$, $\ddot{\theta}_4(t)$ grafiği - kapanış.

5. TASARIMIN DENEYSEL MODELİ

Yapılan çalışmada, tasarımın gerçek fiziksel hareketinin incelenip anlaşılabilmesi ve ömür testinin yapılabilmesi amacıyla deneysel modeli kurulmuştur. Bu deneysel model üzerinden sensör yardımıyla veri alınmıştır. Alınan veriler ANSYS modeli verileri ile karşılaştırılmış olup, verilerin birbirleriyle uyumlu olduğu görülmüş ve bu şekilde, oluşturulan ANSYS modeli doğrulanmıştır.

5.1 Deney Modeli

Oluşturulan deney modelinde, mekanizma üzerinden data almak amacıyla Şekil 5.1 ve Şekil 5.2'de görülen, aracın, bagaj kapağının bulunduğu kısmın bölgesel prototipi yani torzo modeli kullanılmıştır. Şekil 5.3'te görülen sensör (Unimeasure HX-P510 series) ve Şekil 5.5'te görülen veri toplama düzeneği yardımı ile mekanizma üzerinden iki boyutta yer değiştirme datası alınmıştır. Şekil 5.4'te data alınan nokta gösterilmekte olup, Şekil 3.1'deki dört-çubuk mekanizması göz önüne getirildiğinde bu nokta C noktasını temsil etmektedir.



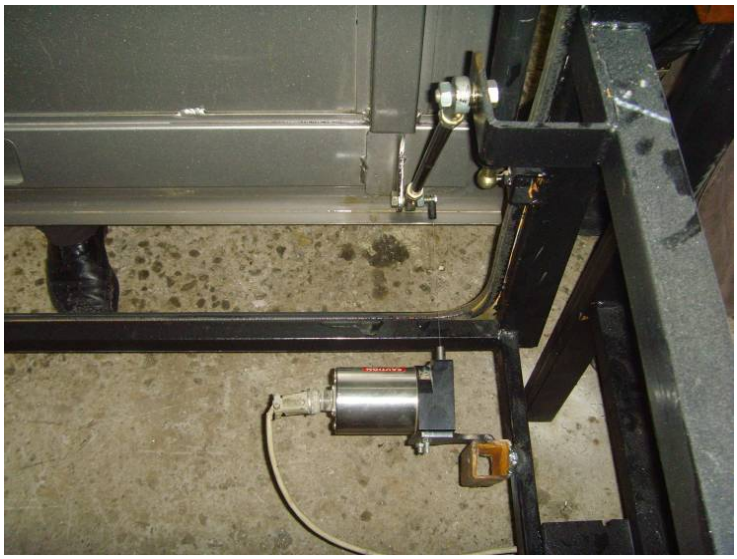
Şekil 5.1 : Torzo model-1.



Şekil 5.2 : Torzo model-2.



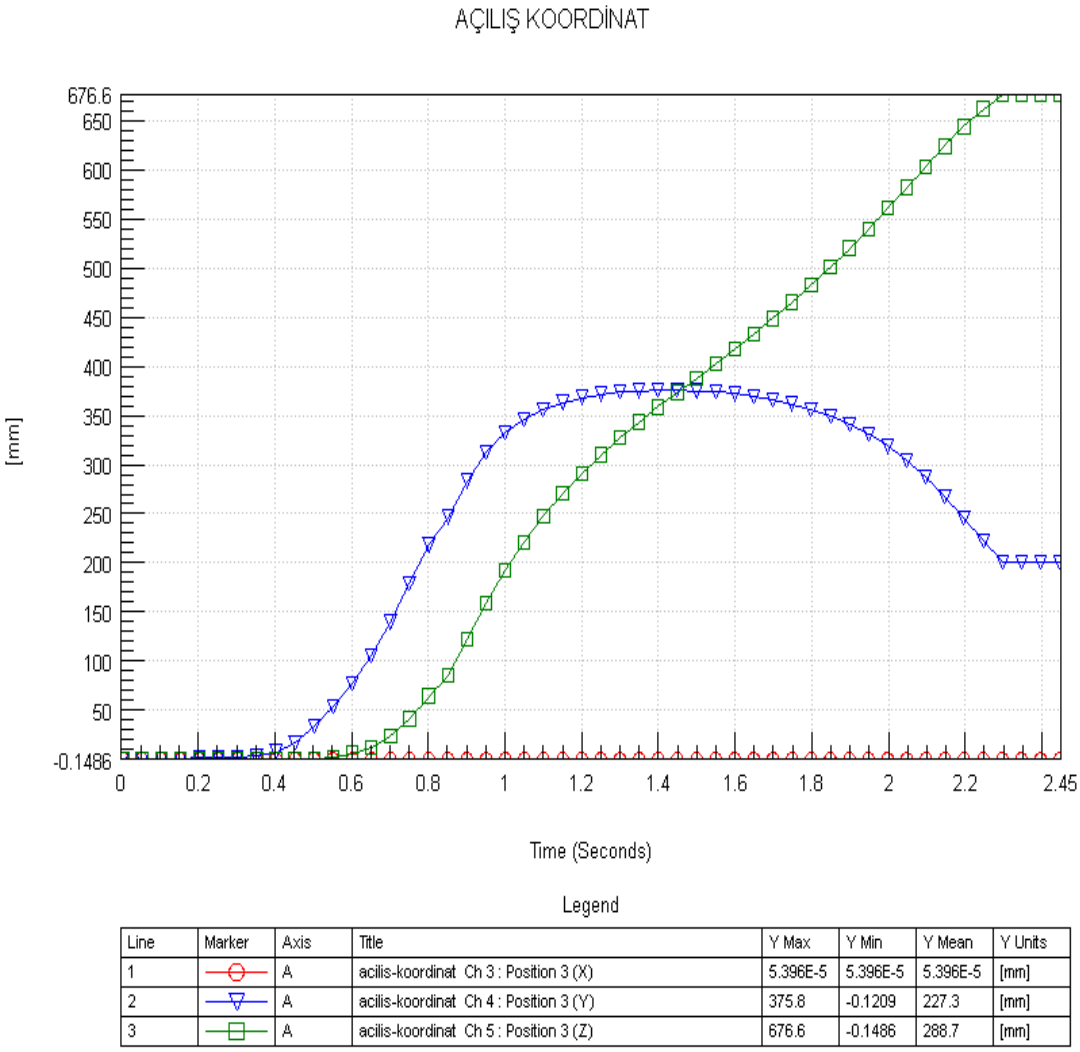
Şekil 5.3 : Sensör.



Şekil 5.4 : Sensör bağlantı noktası.

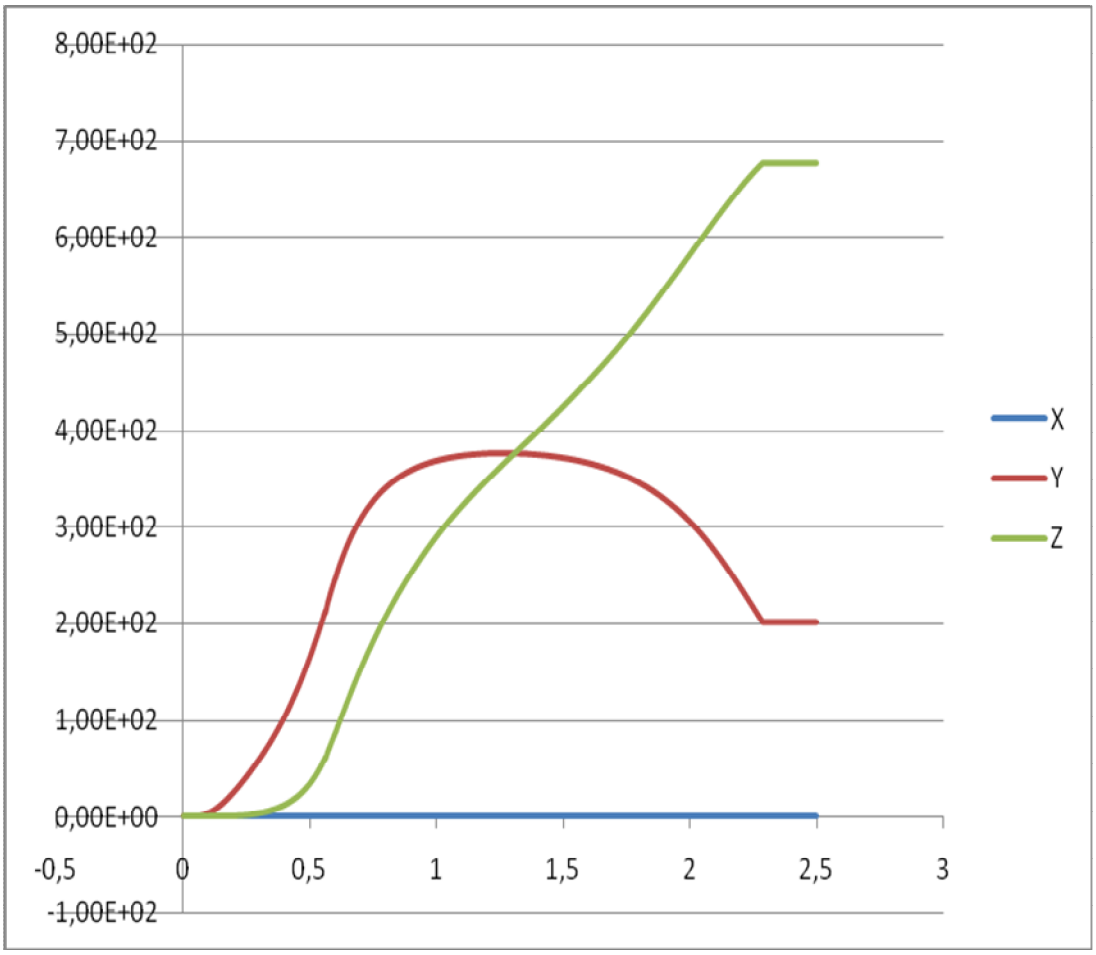


Şekil 5.5 : Veri toplama düzeneği.



Line	Marker	Axis	Title	Y Max	Y Min	Y Mean	Y Units
1		A	acilis-koordinat Ch 3 : Position 3 (X)	5.396E-5	5.396E-5	5.396E-5	[mm]
2		A	acilis-koordinat Ch 4 : Position 3 (Y)	375.8	-0.1209	227.3	[mm]
3		A	acilis-koordinat Ch 5 : Position 3 (Z)	676.6	-0.1486	288.7	[mm]

Şekil 5.6 : Deney verileri grafiği.

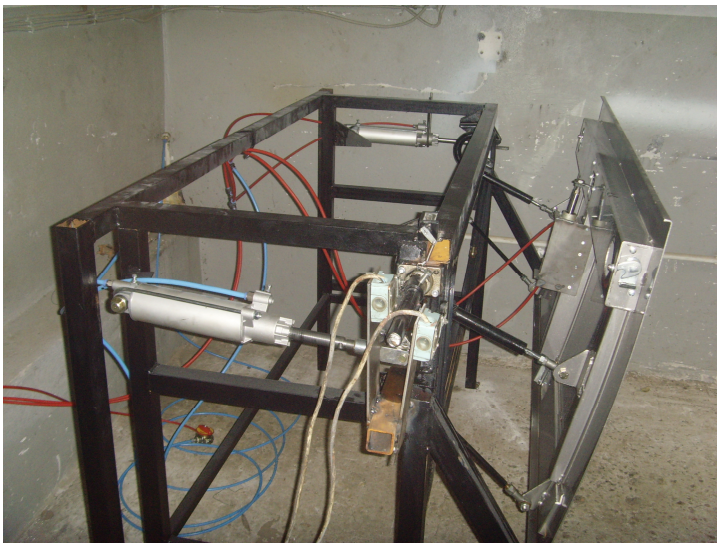


Şekil 5.7 : ANSYS verileri grafiği.

Şekil 5.6 ve Şekil 5.7 incelendiğinde deney verileri grafiği ile ANSYS verileri grafiğinin uyumlu olduğu görülmektedir.

5.2 Hızlandırılmış Ömür Testi

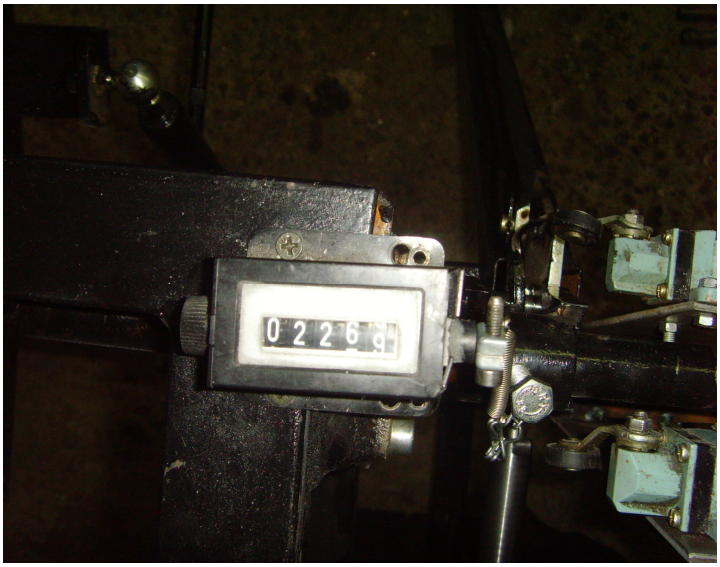
Yapılan çalışmada, tasarımın seri üretimine müteakip çalışma süresi boyunca ortaya çıkabilecek kullanım problemlerini gözlemlemek amacıyla, hızlandırılmış ömür testi yapılmıştır. Hızlandırılmış ömür testinde, Şekil 5.8, Şekil 5.9 ve Şekil 5.10'da ayrıntılı olarak gösterilen, döndürme kollarına bağlı 2 adet ve bagaj iç kilit mekanizmasına bağlı 1 adet olmak üzere toplamda 3 adet havalı piston mekanizması kullanılmıştır. Ayrıca döngü sayısının gözlemlenebilmesi amacıyla 1 adet sayaç kullanılmıştır. Tasarımın kullanılacağı aracın garanti süresinin iki yıl olması göz önünde bulundurularak, bagaj kapağının açılıp kapanma döngüsünün 15000 sefer tekrarlanmasına karar verilmiştir. Hızlandırılmış ömür testi sonucunda yaklaşık 6000. döngü sırasında bagaj kilit karşılıkları ayarlarında bozulmalar meydana geldiği tespit edilmiş, bunun dışında herhangi bir yapısal problemle karşılaşılmamıştır.



Şekil 5.8 : Hızlandırılmış ömür testi düzeneği-1.



Şekil 5.9 : Hızlandırılmış ömür testi düzeneği-2.

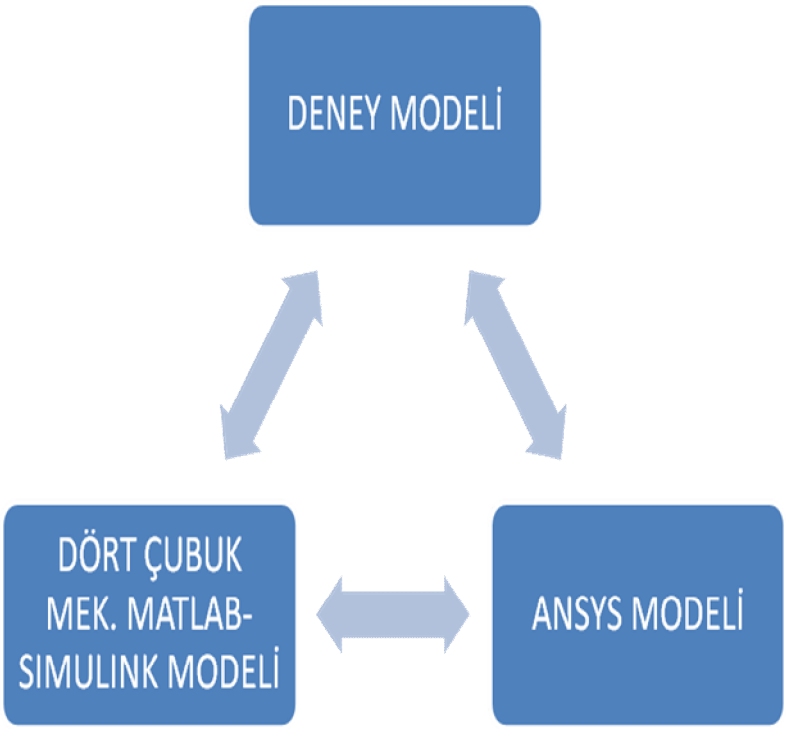


Şekil 5.10 : Sayaç.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, paralel menteşe sistemiyle çalışan bir bagaj kapağı mekanizması tasarımı ve bu tasarımın dört-çubuk mekanizması ile elde edilen kinematik analiz sonuçları sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar, tasarımın nihai hali ile oluşturulmuş olup, tasarım aşamasında Şekil 6.1'de gösterilen tasarım döngüsü aktif bir biçimde kullanılmıştır. Bu döngü, özellikle dış yüklemelerin optimum noktalarda konumlandırılmasında etkili bir biçimde kullanılmıştır (Amortisör bağlantı braketi ve tutamak konumlandırılması vs.). Bu sayede tasarımın amacı olan, minimum mekanizma çalışma uzayı ile kapağın dar alanlarda kullanım kolaylığı ve ergonomi açısından iyileştirilmesi, gerçekleştirilmiştir.

Ayrıca, kurulan dört-çubuk mekanizması Matlab-Simulink modeli ve ANSYS modeli, aracın diğer parçalarında kullanılan veya kullanılabilecek olan bu tip mekanizmalar (silecek mekanizması, kapı mekanizması, paralel menteşe sistemiyle modellenen motor kapakları vs.) için temel model oluşturmaktadır.



Şekil 6.1 : Tasarım döngüsü.

KAYNAKLAR

[1] **Paul W.,** 2005. Generic Bus Hatches Presentation Notes, GE Advanced Materials / Global Design & Engineering, Conceptual Design Development, pp. 6-8

[2] **Sandor G. N. and A. G. Erdman,** 1984. Advanced Mechanism Design, Analysis and Synthesis. NJ, Prentice-Hall.

[3] **Crespo da Silva M. R. M.,** 2004. Intermediate Dynamics, McGraw-Hill, pp. 179-198.

[4] **Karkoub M. and Yigit A.S.,** 1999. Vibration Control Of A Four-Bar Mechanism With A Flexible Coupler Link. *Journal of Sound and Vibration*, **222**(2), 171-189.

[5] **Sunada W. and Dubowsky S.,** 1981. The application of finite element methods to the dynamic analysis of spatial and coplanar linkage systems. *Journal of Mechanical Design*, **103**, 643-651.

[6] **Shabana A.A.,** 1989. Dynamics of Multibody Systems, New York, Wiley-Interscience.

ÖZGEÇMİŞ



Ad Soyad: Burak BAYKUŞ

Doğum Yeri ve Tarihi: SİNOP / 19.03.1982

Adres: Çağdaş Sok. No:5/2 Çeliktepe / İSTANBUL

Lisans Üniversite: İstanbul Teknik Üniversitesi / Uçak Mühendisliği

Yayın Listesi:

- **Baykuş, B.** ve Anlı, E. ve Özkol İ., 2006. Euler ve Timoshenko tipi kirişlerin çeşitli sınır şartları altındaki davranışının dalga ilerleme yöntemi ile analizi, HASEM'06 Kayseri VI. Havacılık Sempozyumu, Mayıs 12-14, 2006 Nevşehir, Türkiye.

- **Baykuş, B.,** Anlı, E. ve Özkol İ., 2010. Bagaj kapağı mekanizması tasarımı ve tasarımın "dört-çubuk mekanizma" sistemi ile kinematik analizi, OTEKON' 2010 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Haziran 07-08, 2010 Bursa, Türkiye.