



Numerical and experimental investigation of deployment behaviour of folded fin mechanism based on the dynamic loading conditions

Murat Avcı^{1,2*}, Özer Tağa¹, Ömer Keleş²

¹TÜBİTAK SAGE, 06261 Mamak Ankara, Turkey

²Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering, Gazi University, Ankara, 06570, Turkey

Highlights:

- Solving the gas powered folded fin mechanism deployment dynamics using Simulink and Adams
- Using Adams DOE method for dynamic analysis and obtained friction and damping coefficients correlations with the test
- Confirmation of obtained damping and friction coefficients with fin deployment tests

Keywords:

- Folded mechanism
- Friction coefficient
- Multi body dynamics
- Design of experiment

Article Info:

Research Article
Received:25.03.2021
Accepted: 03.11.2021

DOI:

10.17341/gazimmfd.902998

Acknowledgement:

Bu çalışmanın tamamı TÜBİTAK SAGE tarafından desteklenmiştir.

Correspondence:

Author: Murat Avcı
e-mail:
muratavcı532@gmail.com
phone: +90 546 608 0331

Graphical/Tabular Abstract

In this study, the friction and damping values that arise during the deployment of the folded fin mechanism were obtained according to the experimental data. Firstly, the mechanism was operated on the test device with a specific enclosed volume drive pressure and the actual drive pressure generated in the system was measured. The dynamic behavior of the mechanism was recorded by a High-Speed camera system as well. Adams MBD (multi body dynamics) was used to define the mechanism model and drive pressure data from the test was defined as input to the model. With the help of Adams DOE (design of experiments), certain intervals were defined for friction and damping values. Multiple analyses were carried out at the defined friction and damping intervals and total deployment time of the mechanism and the dynamic behaviors that mechanism exhibited during deployment were obtained. Friction and damping values were obtained from the numerical results which have the highest correlation with the Test-C. The same mechanism was tested for different drive pressures with the specified friction and damping values and the test results were compared with the numerical models. Finally, it was decided that the friction and damping values determined with this working method could be used in future numerical analyses of gas powered mechanisms.



Figure A. Closed and deployed states of test setup

Purpose: The main purpose of this study is the determine friction and damping coefficient values of a gas powered mechanism which has nonlinear behaviors.

Theory and Methods:

The friction and damping coefficient values determined by numerical and experimental methods.

Results:

Based on the Adams DOE model, which has the highest correlation with the measurement results obtained from Test-C, friction and damping values were obtained. The same mechanism was tested with different drive pressures and the measurement results were compared with the numerical models formed with the design variables determined in Test-C. The data from the Test-1 and Test-13 compared with Adams Mechanism models, the error rate did not exceed 4.83 %.

Conclusion:

With this working method it was decided that the friction and damping values determined as a result of this study could be used in future numerical analyses of gas powered mechanisms.



Dinamik yükler altında katlanır kanatçık mekanizmasının açılma davranışının deneysel ve nümerik incelenmesi

Murat Avcı^{1,2*}, Özer Tağa¹, Ömer Keleş²

¹TUBİTAK SAGE, 06261 Mamak Ankara, Türkiye

²Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 06570, Maltepe, Ankara, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Gaz basıncıyla tahrik edilen mekanizma dinamiğinin Simulink ve Adams kullanılarak çözülmesi
- Çoklu Cisim Dinamiği test tasarımı yöntemiyle sürtünme ve sönüm katsayılarının korelasyonunun yapılması
- Belirlenen sürtünme ve sönüm katsayılarının kanatçık açma testleriyle doğrulanması

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 25.03.2021
Kabul: 03.11.2021

DOI:

10.17341/gazimmfd.902998

Anahtar Kelimeler:

Katlanır mekanizma,
sürtünme katsayısı,
çoklu cisim dinamiği,
test tasarımı

ÖZ

Bu çalışmada, katlanır kanatçık mekanizmasının çalışması sırasında oluşan sürtünme ve sönüm değerleri deneysel çalışmalara göre elde edilmiştir. Sürtünme için literatürde tavsiye edilen değerler olmasına rağmen, sönüm sistemden sisteme değişen bir olgudur ve test verileri ile elde edilmesi gereklidir. Bu çalışmada öncelikle oluşturulan test düzeneği üzerinde belirli kapalı hacim tahrik basıncı ile mekanizma çalıştırılmıştır ve sistemde gerçekleşen tahrik basıncı ölçülmüştür. Hızlı kamera sistemi ile de mekanizmanın açılması sırasındaki dinamik davranışı kaydedilmiştir. Adams MBD (çoklu cisim dinamiği) ile mekanizma modeli oluşturulmuş ve testten elde edilen tahrik basınç verisi modele girdi olarak tanımlanmıştır. Adams DOE (test tasarımı) yardımı ile sürtünme ve sönüm için belirli aralıklar tanımlanmış, tanımlanan sürtünme ve sönüm aralıklarında ardı ardına birden çok analiz koşullararak mekanizmanın toplam açılma süresi ve açılırken gerçekleştirdiği dinamik davranışlar elde edilmiştir. Elde edilen bu nümerik sonuçlardan Test-C ile korelasyonu en yüksek olan modele göre sürtünme ve sönüm değerleri elde edilmiştir. Aynı mekanizma belirlenen sürtünme ve sönüm değerleriyle farklı tahrik basınçları için test edilmiş ve sonuçlar nümerik modellerle kıyaslanmıştır. Sonunda bu yöntemle belirlenen sürtünme ve sönüm değerlerinin ileride yapılacak gaz tahrikli mekanizmaların nümerik analizlerinde kullanılabileceğine karar verilmiştir.

Numerical and experimental investigation of deployment behaviour of folded fin mechanism based on the dynamic loading conditions

H I G H L I G H T S

- Solving the gas powered folded fin mechanism deployment dynamics using Simulink and Adams
- Using Adams DOE method for dynamic analysis and obtained friction and damping coefficients correlations with the test
- Confirmation of obtained damping and friction coefficients with fin deployment tests

Article Info

Research Article
Received:25.03.2021
Accepted: 03.11.2021

DOI:

10.17341/gazimmfd.902998

Keywords:

Folded mechanism,
friction coefficient,
multi body dynamics,
design of experiment

ABSTRACT

In this study, the friction and damping values that arise during the deployment of the folded fin mechanism were obtained according to the experimental data. Although there are recommended values for friction in the literature, damping is a phenomenon that varies from system to system and must be obtained through test data. In this study, firstly, the mechanism was operated on the test device with a specific enclosed volume drive pressure and the actual drive pressure generated in the system was measured. The dynamic behavior of the mechanism was recorded by a High-Speed camera system as well. Adams MBD (multi body dynamics) was used to define the mechanism model and drive pressure data from the test was defined as input to the model. With the help of Adams DOE (design of experiments), certain intervals were defined for friction and damping values. Multiple analyses were carried out at the defined friction and damping intervals and total deployment time of the mechanism and the dynamic behaviors that mechanism exhibited during deployment were obtained. Friction and damping values were obtained from the numerical results which have the highest correlation with the Test-C. The same mechanism was tested for different drive pressures with the specified friction and damping values and the test results were compared with the numerical models. Finally it was decided that the friction and damping values determined with this working method could be used in future numerical analyses of gas powered mechanisms.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Tasarım yapılırken dikkate alınması gereken tasarım kısıtlarından bir tanesi de hacim kısıtıdır. Hacim kısıtlarından dolayı bir sistemin kapalı durumdan açık konuma gelmesi gereken koşullar olabilir [1]. Bu hacim kısıtları altında tasarlanan bir sistemin kapalı durumdan açık duruma geçerken dinamik davranışının bilinmesi gereklidir. Dinamik davranışın belirlenebilmesi için de sistemin hareket denkleminin çözülmesi gereklidir. Nagaraj vd. hacim kısıtlarından dolayı katlanabilir olarak tasarlanan iki mafsallı esnek bir sistemin dinamik davranışının matematiksel modelinin deneylerle karşılaştırılmasını yapmıştır. Sonlu elemanlar yöntemiyle mafsallar esnek olarak modellenmiş ve hareket denklemleri Lagrangian formülleriyle türetilmiştir. Sistemin davranışı rijit cisim ve esnek cisim üzerinden de incelenmiştir. Rijit cisim analizlerinin mafsallardaki enerji kayıplarını göz ardı ettiği için çok doğru olmadığı tespiti vurgulanmıştır [2].

Bir sistemin hareket denklemini çözmenin birden fazla yöntemi vardır. Yoo vd. çoklu cisim sistem dinamiklerinin gelişimini örnek sistemler üzerinden bilgisayar simülasyonları ve deneyleri olarak araştırmıştır [3]. Kıvanç vd. bir insansız kara aracının hareket benzetimleri için aracın kinematik denklemlerini Matlab/Simulink kullanarak sayısal çözmüştür [4]. Tiwari vd. bir havan topu sistemini benzetebilmek için rijit cisim dinamik modelini kullanmıştır ve sistemlerinin temel tasarım parametrelerinin hesaplamalarında oldukça basit deneysel prosedürler kullanmıştır [5]. Tian vd. bir krank biyel mekanizmasının dinamik analizini sayısal yöntemle Adams programı kullanarak gerçekleştirip sistemin hareket denkleminin analitik çözümüyle karşılaştırmıştır [6]. Wie vd. uzay güneş paneli açılma sisteminin hareketinin analitik modellemesini ve DISCOS sayısal analiziyle simülasyonunu gerçekleştirmiş ve elde edilen iki sonucu karşılaştırmıştır [7]. Soykasap kendi kendine açılabilir kompozit bir çubuğun dinamik açılma analizini analitik olarak gerçekleştirip elde ettiği sonuçları deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Açık(Explicit) doğrusal olmayan analiz yerine çubuğun hareket denklemini basit analitik modelle çözmüştür [8]. Okuizumi ve Yamamoto sarmal katlanmış bir membran yapının santrifüj açılmasını deneylerle ve simülasyon yaparak incelemiştir. Deneysel ve sayısal sonuçlar sistemin açılma dinamik karakterlerini ortaya koymak için karşılaştırılmıştır ve sayısal simülasyonların geçerliliği incelenmiştir [9].

Brusa ve Lemma hareket denklemini Adams ile çözüp yapılan sayısal analizlerin sonuçlarını deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Sürtünme ve sönüm katsayılarının kritikliğini irdelemiştir [10]. Berger dinamik sistem modellemede sürtünme fenomeninin sistemin davranışıyla bir çift olduğunu ve birbirinden bağımsız düşünülemediğini ortaya koymuştur [11]. Erkaya vd. sistemlerinin mekanizma analizini Adams programı ile yapmış ve sonuçları testlerle karşılaştırmıştır. Dinamik

sürtünme katsayısının kayma hızıyla değişimini göstererek esnek mafsaldaki boşluğun etkisinin dinamik davranışa etkisini incelemişlerdir [12]. Genç vd. otomobil güç aktarım sistemi dinamik incelemelerinde sürtünme ve sönüm etkilerinin sistem tasarımına etkilerini bir boyutlu modeller üzerinden sayısal olarak incelemiştir [13]. Zheng ve Zhou mekanizmanın hareket denkleminin diferansiyel denklemlerini çözmek için Adams programını kullanmışlardır. Krank biyel mekanizmasının Rijit-esnek çift modeli Adams programı ile çözülmüş ve mafsallardaki boşluğun harekete etkisi incelenmiştir [14]. Patil ve Teodoriu burulma sondajının doğrusal olmayan diferansiyel denklemler içeren matematiksel modelini Matlab Simulink programı kullanarak çözmüşlerdir [15].

Bu çalışmada temel analitik denklemde yer alan gaz basıncının açılma açısı ve mekanizmanın ilerlemesine bağlı olarak değişkenliğinin tam olarak anlaşılabilmesi için hareket denklemini numerik yöntemle çözülmüştür. Hareket denkleminin çözülmesi sistemin açılması esnasında gerekli olan tahrik basıncın bilinmesine ve aynı anda sistemin ne kadar zamanda ve açıda açıldığının tespiti için gereklidir. Katlanır kanatçık mekanizmasında kanatçığın açılmasını sağlayan tahrik basıncı kaynaklı döndürme momentidir.

Sürtünme ve sönüm mekanizmanın açılma süresine ve açılma açısına doğrudan etki etmekte ve sistemin dinamik davranışını değiştirmektedir. Sistemin hareket denklemini çözmek için öncelikle Matlab Simulink kullanılarak sürtünme ve sönüm katsayısı olmadan kanatçığı istenilen konuma istenilen zamanda getirmek için gerekli olan tahrik basıncı hesaplanmıştır. Daha sonra gerçekleştirilen testlerden ölçülen basınç verileri mekanizmanın hareket denkleminin yer aldığı Simulink modeline zamana bağlı fonksiyon olarak girilip sistemin dinamik davranışı çözülmüştür. Aynı zamanda ölçülen basınç verisi Adams mekanizma modelinin de yük girdisini oluşturmuştur. Basınç verisi ölçümleri yapılırken aynı anda hızlı kamera ile sistemin açılması da kaydedilmiştir. Santer vd. deneysel olarak dinamik sürtünme katsayısı tespiti için videogrammetric yaklaşımını kullanmışlardır. Bu yaklaşım doğrultusunda deneylerinde yüksek hızlı Phantom V5.1 kamerayla sistemlerinin açılma görüntülerini kaydetmişlerdir [16].

Sistem tasarımı esnasında yük koşulları ve istenilen açılma süreleri farklı disiplinlerin çalışmaları sonucuna bağlı olarak sürekli değişebilmektedir. Her değişen durum için test yapmak zaman ve maliyet açısından mümkün olmadığından bu çalışmada nümerik ve deneysel yöntemlerden elde edilen sonuçlara göre bir dinamik hareket hesaplama yöntemi geliştirilmiştir.

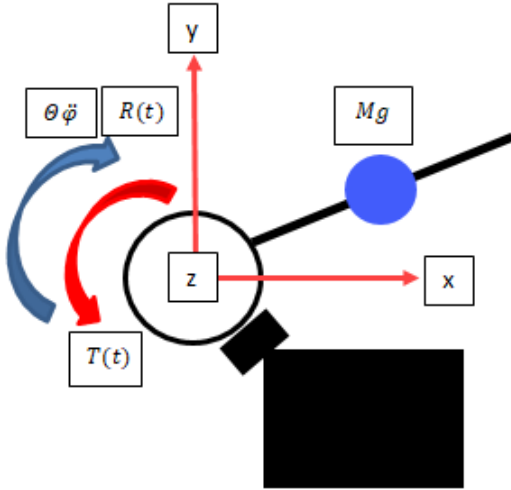
2. NÜMERİK ÇALIŞMALAR (NUMERICAL STUDIES)

Bir sistemin dinamik davranışının belirlenebilmesi için öncelikle o sistemin hareket denkleminin çözülmesi gereklidir. Doğrusal ötelenen bir sistemin davranışını

belirleyen genel hareket denklemi Eş. 1'deki gibidir [17]. Katlanır kanatçık mekanizmasında sadece dairesel hareket mevcuttur. Bu sebeple dairesel hareket denklemi için hesaplamalar gerçekleştirilecektir.

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + F(u) = R(t) \quad (1)$$

Bu denklem Şekil 1'de verilen x-y koordinat eksenine göre dairesel hareket için tekrar yazılırsa katlanır kanatçık mekanizmasının sönümsüz dairesel hareketine uygun olarak Eş. 2'deki halini alır. Kanatçık ataletine karşılık döndürme torku kanatçığı z ekseninde dairesel hareket etmeye zorlamaktadır. Burada menteşe merkezine göre dönen kütlelerin oluşturduğu moment görece çok küçük olduğu için çoklu cisim dinamik çözümleri hariç dikkate alınmamıştır. Bu sebeple Şekil 1'de verilen düşey - y yönünde etkiyen Mg kuvvetinin oluşturduğu moment göz ardı edilmiştir. Sönüm ve sürtünmeye bağlı oluşan kuvvetler çoklu cisim dinamik çözümlerinde detaylıca incelenmiştir.



Şekil 1. Katlanır kanatçık mekanizması serbest cisim diagramı (Folded fin mechanism free body diagram)

$$\theta\ddot{\phi}(t) + T(t) = R(t) \quad (2)$$

Yukarıda verilen Eş. 1 ve Eş. 2'de yer alan terimler aşağıdaki gibi ifade edilmektedir.

- $u(t)$: zamana bağlı doğrusal yer değiştirme vektörü
- $\dot{u}(t)$: zamana bağlı doğrusal hız vektörü
- $\ddot{u}(t)$: zamana bağlı doğrusal ivme vektörü
- M : kütle matrisi
- C : sönüm matrisi
- $R(t)$: zamana bağlı sisteme uygulanan kuvvetin oluşturduğu döndürme momenti; kanatçık yüzeyine etki eden aerodinamik yüklerin ve sürtünmeye bağlı yüklerin oluşturduğu moment
- $F(u)$: yapısal gerilmelere bağlı nodal kuvvet vektörü
- θ : menteşe merkezine göre dönen kütlelerin kütle atalet momenti

- $\ddot{\phi}(t)$: zamana bağlı kanatçık açısal ivme
- $T(t)$: piroteknik sistemin sağladığı zamana bağlı basınç kaynaklı döndürme torku
- g : yer çekimi ivmesi

Katlanır kanatçık mekanizmasının yerde açılma testlerinde herhangi bir dış kuvvet (aerodinamik yükler) sisteme etki etmemektedir ve sürtünme kuvvetleri de başlangıçta bilinmemektedir bu nedenle $R(t)$ momenti ilk hesaplamada sıfır olarak kabul edilmiştir. Sistem başlangıçta herhangi bir yapısal gerilmeye de sahip değildir bu nedenle $F(u)$ kuvvet bileşeni de sıfırdır. Sisteme etkiyen sürtünme ve sönüm Matlab Simulink modeliyle yapılan Eş. 2'nin ilk diferansiyel denklem çözümünde göz önüne alınmamıştır (Şekil 2). Dolayısıyla piroteknik gaz üreticinin sağladığı tahrik sadece kanatçığın dönmelerini sağladığı kabul edilmiştir. Piroteknik gaz üreticinin sağladığı kapalı hacim basınç değerleri bilinmemektedir fakat mekanizmadaki gerçekleşen basınç bilinmemektedir. Bir patlayıcının kapalı hacim testleriyle patlayıcı fonksiyonları bilinebilmektedir. Fakat bu bilinen patlayıcı fonksiyonlarının hacmin sürekli değiştiği bir ortamda nasıl bir değer aldığını hesaplamak gerekmektedir. Bu sebeple gerçekleşen basınç ilk etapta bilinen basınç verisinden farklıdır. Gerçekleştirilen ilk diferansiyel denklem çözümüyle gaz üreticinin kapalı hacim basınç değerinin tahrik basıncı etkisi aşağıdaki simulink modeliyle çözülmüştür. Yapılan bu ilk çözüm gaz üreticinin sağladığı döndürme momentinin sistemi ne kadar zamanda ve açıda döndürdüğünü ortaya koymuştur. Bu çözüm gerçekleştirilecek olan test öncesi sistemin davranışı hakkında öngörü sahibi olmamızı sağlamıştır.

Burada piroteknik ürünün üreticisinin verdiği zamana bağlı kapalı hacim basıncını ifade eden ilk durumda bilinen kapalı hacim piroteknik sistem fonksiyonu $y(t)$ aşağıdaki Eş. 3'te verilmiştir. Piroteknik ürünün bilinen kapalı hacim basınç verisinden dinamik durumdaki basınç verisi Eş. 4'te hesaplanmıştır. Ateşleme esnasında piroteknik sistemin içinde ön ateşlemenin ardından sistem için gerekli basıncın üretildiği ikinci ateşleme gerçekleşmektedir. İşte bu iki ateşleme arasında gerçekleşen ve üretici tarafından sağlanan veriye göre sistem başlangıcından belirli bir milisaniye süre sonra esas gaz basıncı oluşmaktadır. Şekil 2'deki Simulink modelinde verilen bu gecikme esnasında dinamik durumda kanatçığın açılma süresinin hesaplanmasında önem arz etmektedir. Çalışılan süreler milisaniyeler mertebesinde olduğu için dikkate alınmıştır. Daha sonraki çalışmalarda ölçülen piroteknik sistem dinamik basınç fonksiyonunda bu gecikme Eş. 6'da verilen formülün içinde kaldığı için Simulink modelinde yer almamıştır.

$$y(t) = 35,2 \exp(-7,3331t) - 32,22 \exp(-173,9t) \quad (3)$$

Gerçekleşen dinamik basınç henüz ölçülmemişken test öncesinde karşılaşılabilecek basınç mertebelerini tahmin edebilmek için yapılan ilk çözümlerinde kapalı hacim basıncından dinamik hacim basıncına giderken ideal gaz kabulüyle molekül sayısının ve sıcaklığın değişmediği varsayımı yapılmıştır. Boyle-Mariotte kanunu esas alınarak

yapılan hesaplama izotermal yani sıcaklığın değişmediği şeklinde kabul edilmiştir. Eş. 2’de verilen denklemin çözümü için öncelikle dinamik durumdaki basıncın (P_d) bilinmesi gerekmektedir. Şekil 2’deki blok diyagramda sabit hacim (V_k), değişken hacim (V_d) ve kapalı hacim piroteknik sistem basıncı(P_k) tarafından türetilen dinamik basıncın (P_d) hesaplanması Eş. 4’te verilmiştir. Akabinde dinamik basınç önce alan ile çarpılıp kuvvete dönüştürülmüştür. Sonra kuvvetin moment kolu ile çarpımıyla zamana bağlı $T(t)$ elde edilmiştir.

$$P_d = (P_k V_k) / V_d \quad (4)$$

Katlanır kanatçık mekanizmasının hareketinde sürtünme ve sönüm faktörleri çok önemli bir yer almaktadır. Başlangıçta dinamik sürtünme, statik sürtünme ve sönüm katsayıları bilinmediği için her bir değişken için literatürden faydalanarak belirli aralıklar tanımlanmıştır [18]. Sürtünme modeli olarak Coulomb sürtünme modeli kullanılmıştır. Şekil 3’te Coulomb sürtünmesinin modeli görülmektedir. Bir cismin statik durumdan dinamik duruma geçebilmesi için net kuvvetin sıfırdan farklı olması gerekmektedir. Sürtünme

katsayısı cismin hareketine göre statik ve dinamik durum için değişmektedir. Şekil 3’te verilen fs-fd zıplamasının sebebi tribolojik etkilerdendir. Başlangıçta temas kaynaklı yapışan yüzey noktalarının adezyon kuvveti ve temas eden yüzeylerdeki pürüzlerin şekil değişimi için gereken kuvvetleri hareket başladıktan sonra değişim gösterdiği için sürtünme kuvvetinde değişim olmaktadır. Statik sürtünme katsayısının dinamik sürtünme katsayısından fazla olmasının sebebi de bu etkilerdir.

Adams MBD kullanılarak katlanır kanatçık mekanizmasının Eş. 2’de verilen hareket denklemini rijit olarak Eş. 5’te verilen Lagrange formülasyonu ile çözülmüştür.

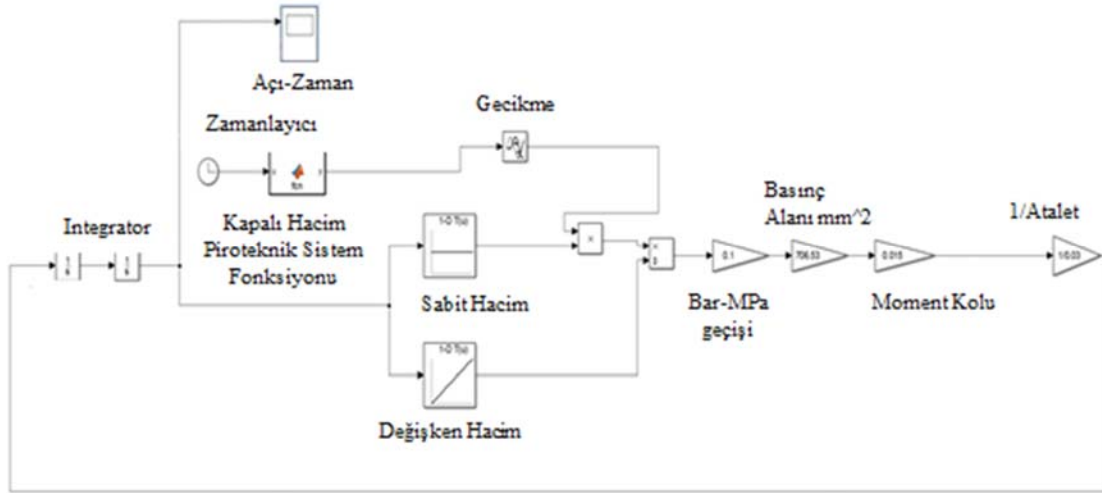
$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} - Q + \sum_{k=1}^m \lambda_k \left(\frac{\partial \phi_k}{\partial q_i} \right) = 0 \quad (5)$$

Burada;

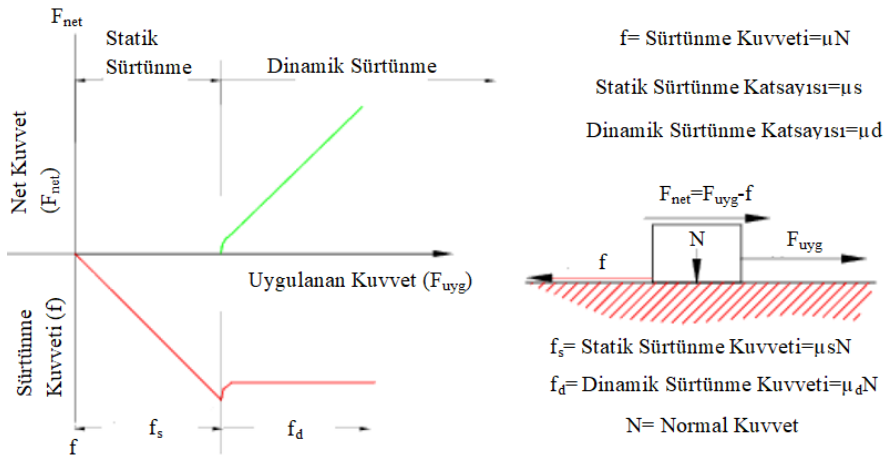
T : Sistemin kinetik enerjisinden potansiyel enerjisinin farkı

q : Sistemin genelleştirilmiş koordinatları

ϕ : Kısıt fonksiyonu



Şekil 2. Tahrik basıncı tespiti Matlab Simulink modeli (Detection of drive pressure, Matlab Simulink model)



Şekil 3. Coulomb Sürtünme Modeli (Model of Coulomb friction)

- λ : Lagrange çarpanları
 Q : Genelleştirilmiş dış yükler
 m : Kısıt denklemlerinin sayısı
 i : 1,2...6 (Dönme ve öteleme bileşenleri)

Sürtünme ve sönüm faktörlerini belirleyebilmek için DOE modülünden faydalanılmıştır. Bu kapsamda sonuca ulaşmak için Test-C kapsamında dört farklı DOE gerçekleştirilmiştir. Test-C kapsamında elde edilen zamana bağlı kanatçık açısı verisi aşağıda Şekil 4'te verilmiştir.

DOE analizleri bir sistemin değişken parametrelerinin sisteme olan etkisinin ne olduğunu ortaya koyan, mekanizmanın matematiksel modelini doğrusal regresyon analizi yaparak deneysel verilerle uyumlu hale getiren ANOVA analizleridir. Bu çalışmada DOE analizi ile mekanizmanın hareketine hangi faktörlerin ne kadar etki ettiği anlaşılacaktır. Mekanizmanın yapılan birinci testinden elde edilen zamana ve tahrik basıncı profiline göre ardı ardına birden çok analizler koşturarak Test-C için tanımlanan sönüm, dinamik ve statik sürtünme katsayılarının kanatçık açısının zamana bağlı değişimine etkisi elde edilmiştir. DOE-1 için tanımlanan sistem karakteristikleri Tablo 1'de görülmektedir.

DOE-1 analizinde üç değişkenin üç farklı değeri için ardı ardına yirmiyedi analiz koşturulmuştur. Şekil 5'ten de görüleceği üzere istenilen maksimum kanatçık açısına Test-C'de ölçülen açılma süresine uygun olarak ulaşan birinci, ikinci, onuncu, onbirinci ve yirincinci analizlerin değerleri DOE-2 için kullanılmıştır. Şekil 5'te görüldüğü üzere statik sürtünme katsayısının değişiminin sistemin açılma

karakteristiğindeki etkisi diğer iki değişkene göre daha azdır. Bu durum sistemin durağan halden hareketli hale çok kısa sürede geçmesine böylelikle de statik sürtünme etkisinin çok az olmasına bağlıdır. Elde edilen sonuçlar incelendiğinde 0,3 statik sürtünme katsayısının olduğu varyasyonlarda sistemin açılmadığı görülmüştür.

DOE-2 için yapılacak analizde Tablo 2'deki değerler kullanılmıştır. Ayrıca statik sürtünme katsayısı 0,12 olarak seçilmiş ve sabit değişken haline getirilmiştir. İki farklı değişkenin üç ayrı değeri için toplam dokuz analiz koşulmuştur.

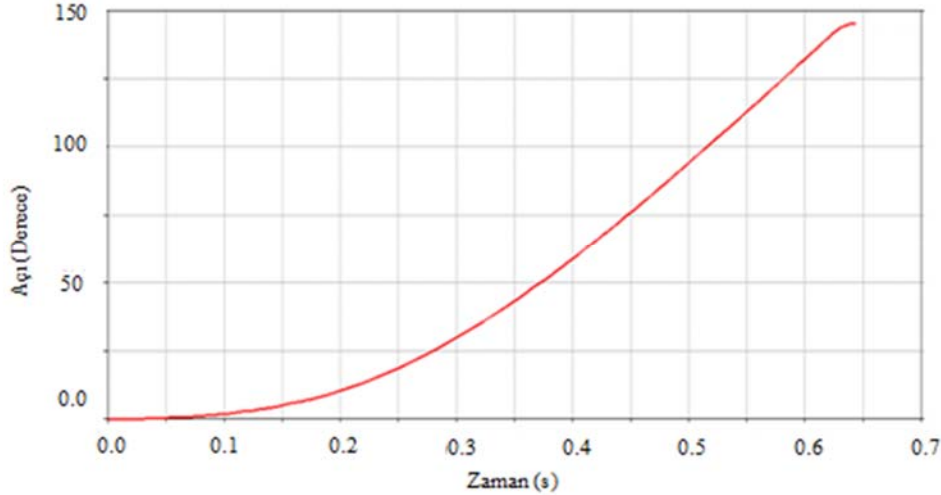
Şekil 6'da görüldüğü üzere ikinci ve beşinci analizlerdeki değerler Test-C'deki değerlere en yakındır. Bu iki analizdeki değerler DOE-3 için referans alınacaktır.

Tablo 3'te DOE-3'te kullanılan değişkenler verilmiştir.

Şekil 7'de görüldüğü üzere üçüncü ve beşinci analizlerdeki değerler Test-C'deki değerlere en yakındır. Bu iki analizdeki değerler DOE-4 için referans alınacaktır.

Tablo 4'te DOE-4'te kullanılacak değişkenler verilmiştir.

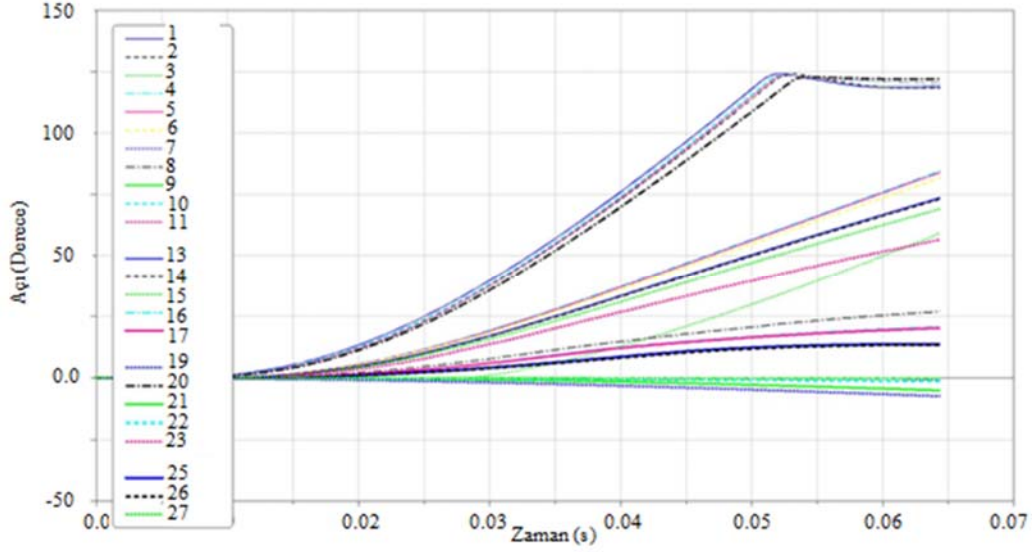
Şekil 8'den görüleceği üzere katlanır kanatçık mekanizmasının Test-C'deki verilerine en yakın sonuç beşinci analizde elde edilmiştir. Böylelikle statik sürtünme katsayısı 0,12, dinamik sürtünme katsayısı 0,05625 ve sönüm katsayısı ise 100,5 olarak tespit edilmiştir. Elde edilen bu katsayılar on üç farklı test için Adams MBD mekanizma modellerinde kullanılmıştır. Yine on üç farklı test için Test-



Şekil 4. Test-C zamana bağlı kanatçık açılma açısı (Test-C fin deployment angle versus time)

Tablo 1. DOE-1 tasarım değişkenleri (Design variables of DOE-1)

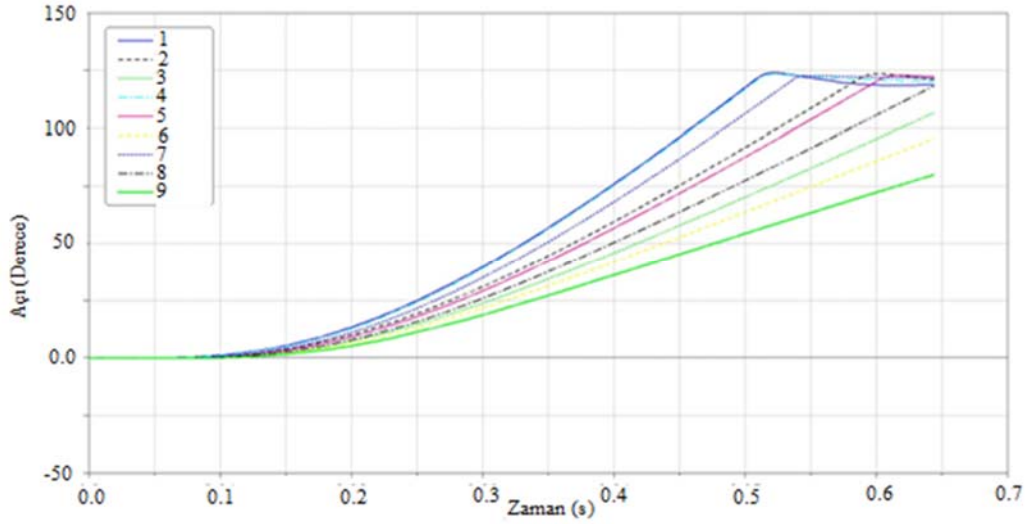
DOE-1 Tasarım Değişkenleri		
Sönüm Katsayısı	Dinamik Sürtünme Katsayısı	Statik Sürtünme Katsayısı
80	0,01	0,06
140	0,105	0,18
200	0,2	0,3



Şekil 5. DOE-1 analizleri karşılaştırması: Mekanizma açılma açısının zamana bağlı değişimi
(Comparison of DOE-1 analyses: Time-dependent variation of deployment angle of mechanism)

Tablo 2. DOE-2 tasarım değişkenleri (Design variables of DOE-2)

DOE-2 Tasarım Değişkenleri		
Sönüm Katsayısı	Dinamik Sürtünme Katsayısı	Statik Sürtünme Katsayısı
80	0,01	0,12
140	0,045	0,12
200	0,08	0,12



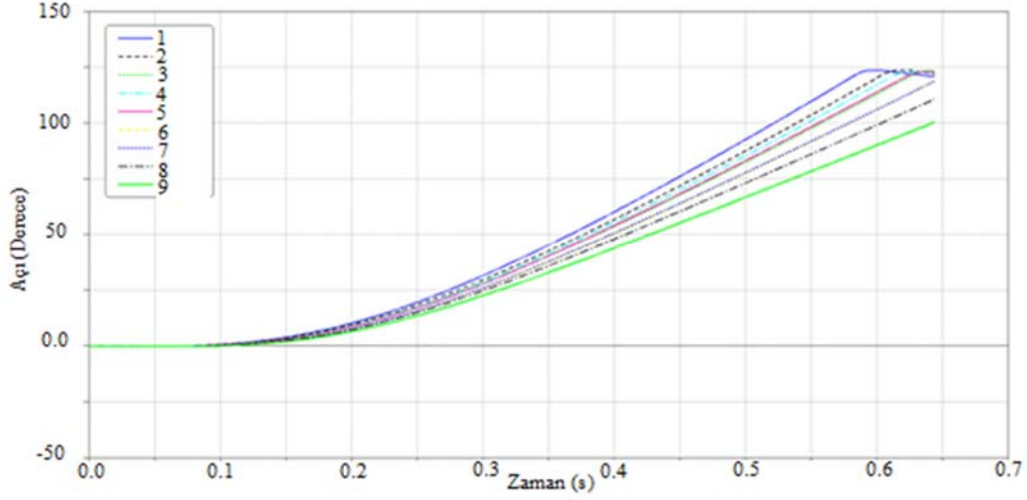
Şekil 6. DOE-2 analizleri karşılaştırması: mekanizma açılma açısının zamana bağlı değişimi
(Comparison of DOE-2 analyses: Time-dependent variation of deployment angle of mechanism)

Tablo 3. DOE-3 tasarım değişkenleri (Design variables of DOE-3)

DOE-3 Tasarım Değişkenleri		
Sönüm Katsayısı	Dinamik Sürtünme Katsayısı	Statik Sürtünme Katsayısı
70	0,045	0,12
135	0,0525	0,12
200	0,06	0,12

C ile uyumlu olarak Şekil 9'da gösterilen Matlab Simulink modelinde her bir test için hesaplama yapılarak katlanır

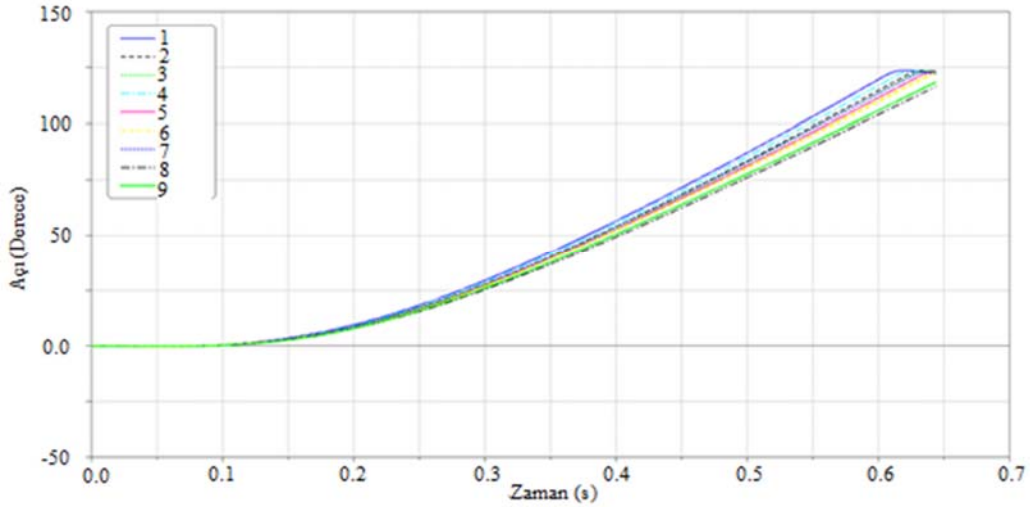
kanatçık mekanizmasının açılma açıları ve süreleri tespit edilmiştir. Şekil 9'da ölçülen dinamik basınç verisinin



Şekil 7. DOE-3 analizleri karşılaştırması: Mekanizma açılma açısının zamana bağlı değişimi
(Comparison of DOE-3 analyses: Time-dependent variation of deployment angle of mechanism)

Tablo 4. DOE-4 tasarım değişkenleri (Design variables of DOE-4)

DOE-4 Tasarım Değişkenleri		
Sönüm Katsayısı	Dinamik Sürtünme Katsayısı	Statik Sürtünme Katsayısı
68	0,0525	0,12
100,5	0,05625	0,12
133	0,06	0,12



Şekil 8. DOE-4 analizleri karşılaştırması: Mekanizma açılma açısının zamana bağlı değişimi
(Comparison of DOE-4 analyses: Time-dependent variation of deployment angle of mechanism)

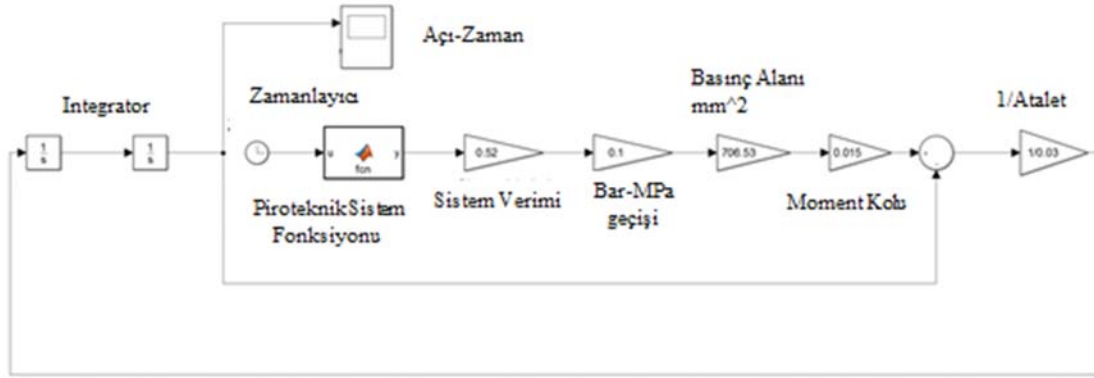
zamana bağlı denklemini ifade edilen piroteknik sistem test fonksiyonu Eş. 6'da verilmiştir.

$$y(t) = 66,54 \sin(39,73t + 0,3592) + 768,6 \sin(126,7t - 1,804) + 746,8 \sin(128,1t + 1,255) \quad (6)$$

3. DENEYSEL ÇALIŞMALAR (EXPERIMENTAL STUDIES)

Gerçekleştirilen on üç ayrı testte kullanılan kapalı hacim tahrik basıncının verileri Tablo 5'te verilmiştir.

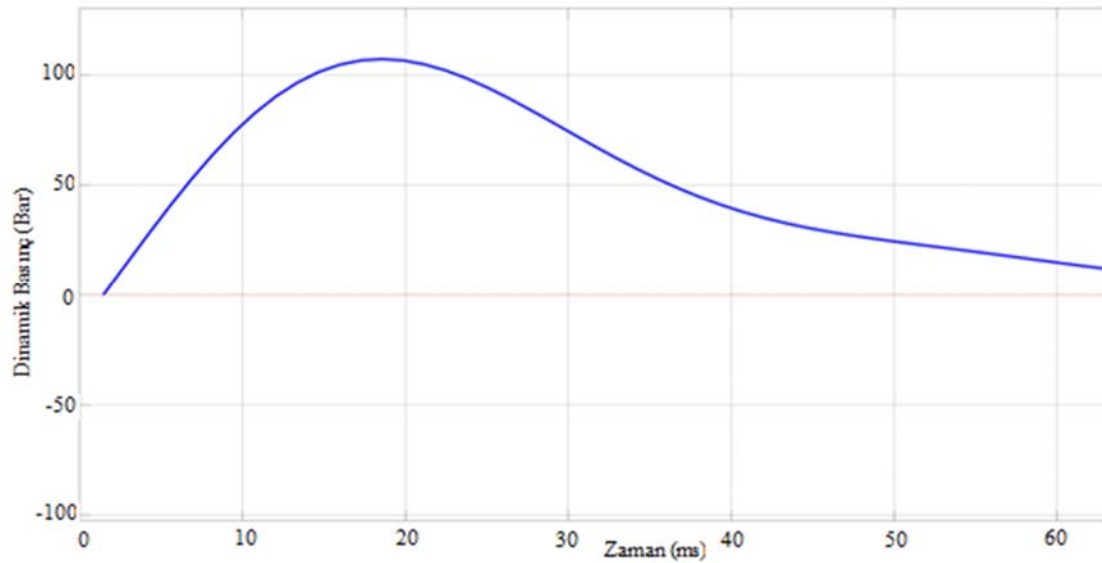
Mekanizmanın dinamik hareketi esnasında bu basınç değerleri tahrik basıncının etkidiği hacime bağlı olarak Şekil 10'da görüldüğü gibi değişmektedir. Katlanır kanatçık mekanizması açılma testi düzeneği Şekil 11'de gösterilmiştir. Şekil 12'de görüldüğü gibi test düzeneğinde tahrik basınç verisi ve sistem açılma hareketi test gerçekleştirilirken anlık olarak kaydedilmiştir. Gerçekleştirilen on üç ayrı açma testinden basınç verisi ve hızlı kamera görüntüleri alınmıştır. Elde edilen basınç verileri Adams ve Matlab Simulink mekanizma modellerinin girdilerini oluşturmuştur.



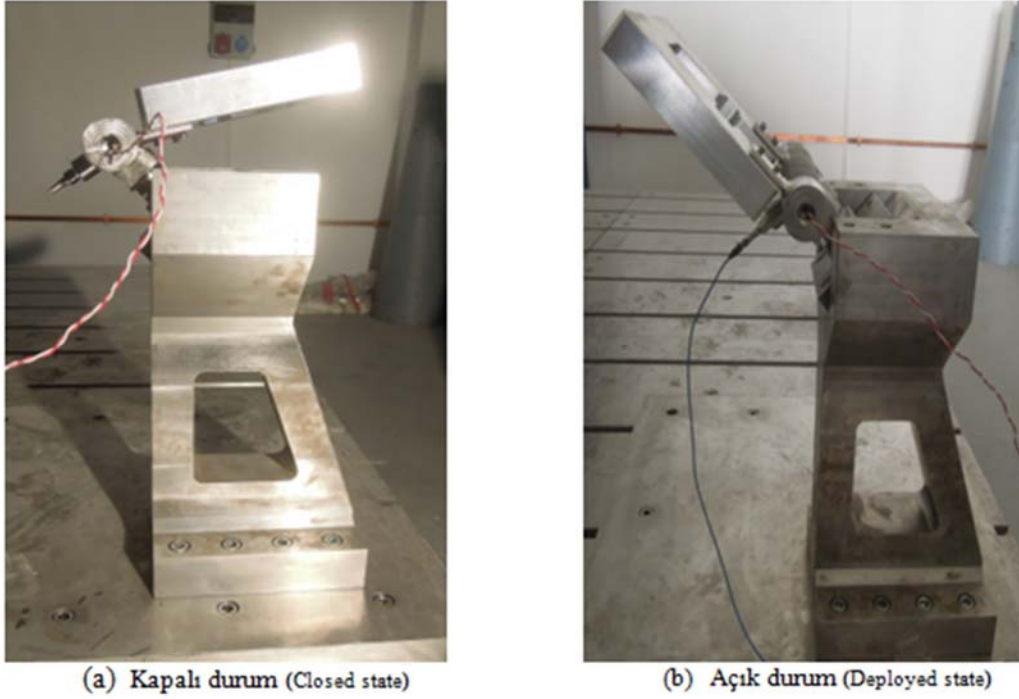
Şekil 9. Katlanır kanatçık mekanizması Matlab Simulink modeli (Matlab Simulink model of the folded fin mechanism)

Tablo 5. Kapalı hacim test basınç değerleri (Enclosed volume test pressure values)

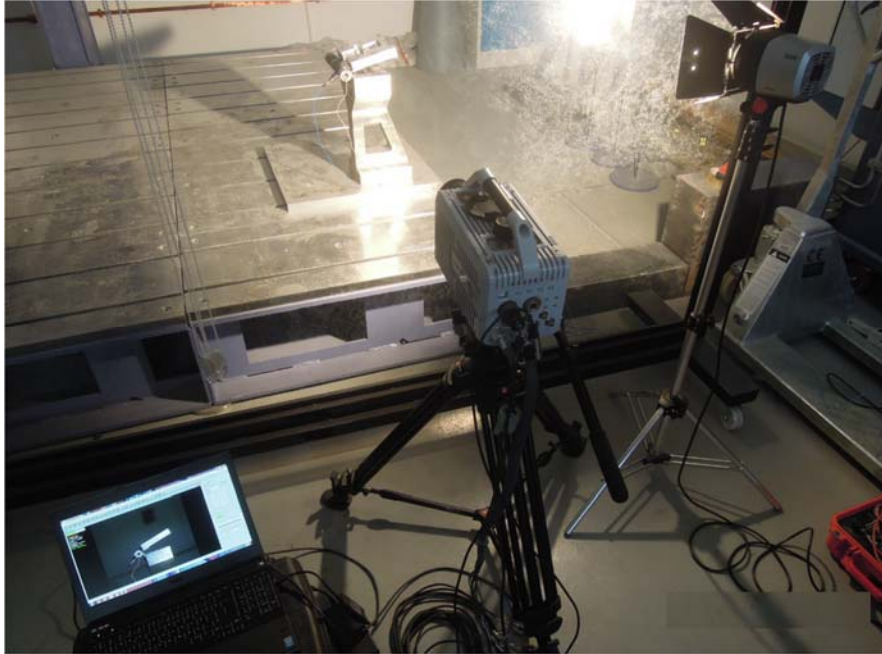
100cc Kapalı Hacim Maksimum Basınç Değerleri (Bar)	
Örnek No	Basınç (bar)
1	15
2	25
3	30
4	35
5	40
6	45
7	50
8	55
9	60
10	65
11	70
12	75
13	80



Şekil 10. Test-C dinamik durum basınç grafiği (Test-C pressure graph of dynamic state)



Şekil 11. Katlanır kanatçık mekanizması test düzeneği görüntüleri (Views of test setup for folded fin mechanism)



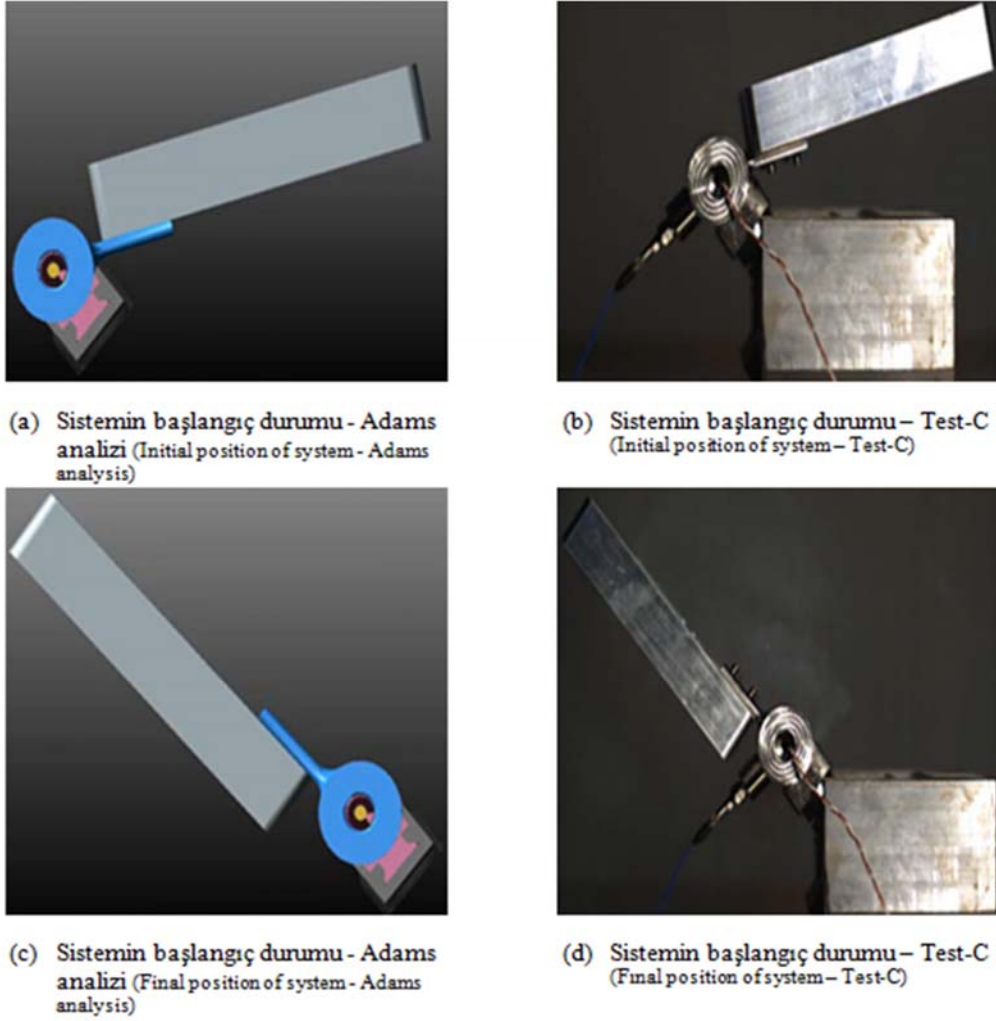
Şekil 12. Katlanır kanatçık mekanizması veri alma sistemi görüntüsü (View of data acquisition system for folded fin mechanism)

4. SONUÇLAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Katlanır kanatçık mekanizmasının performansını test etmek için deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Test-C ile korelasyon yapılan Adams analizi görüntüsü ve hızlı kamera görüntüleri Şekil 13'te gösterilmiştir. Simülasyon sonuçlarının aç-zaman grafikleriyle hızlı kamera verisinin

açılma karakteristiğinin ne kadar örtüştüğü incelenerek sayısal çözümlerinin uyumluluğuna karar verilmiştir. Bu karar vermede saniyede 10000 kare görüntü alabilen Fastcam SA-X2 hızlı kameranın ve veri alma sistemlerinin payı büyüktür.

Tablo 6'da farklı örneklerin mekanizma açılma süreleri Simulink modeli, Adams modeli ve Test sonuçları olarak



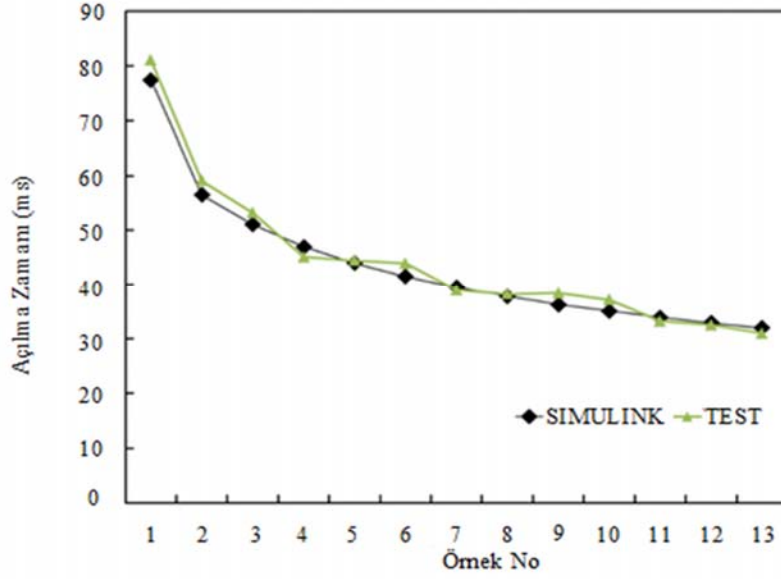
Şekil 13. Test-C ve Adams analizi açılma görüntüleri (Deployment images of Test-C and Adams analysis)

Tablo 6. Mekanizma maksimum açılma açısı durumu sistem açılma süreleri
(System deployment times at maximum deployment angle of mechanism)

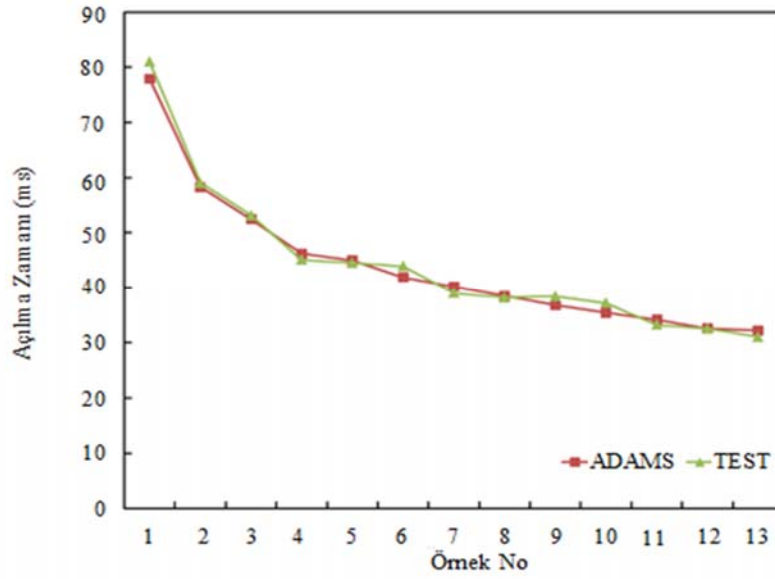
Örnek No	Basınç (bar)	Simulink Zamanı (ms)	Adams Zamanı (ms)	Test Zamanı (ms)
1	15	77,4	77,9	81,0
2	25	56,5	58,3	59,1
3	30	51,1	52,5	53,2
4	35	47,0	46,2	45,1
5	40	44,0	45,0	44,5
6	45	41,5	41,9	43,9
7	50	39,5	40,2	39,0
8	55	37,8	38,5	38,2
9	60	36,3	36,8	38,4
10	65	35,1	35,4	37,2
11	70	33,9	34,2	33,2
12	75	32,9	32,6	32,5
13	80	32,0	32,2	31,0

verilmiştir. Adams modeli ve test sonuçları arasındaki hata oranı %4,83 ve Simulink modeli ve test sonuçları arasındaki hata oranı %5,64 olarak hesaplanmıştır. Bu hata oranlarının kaynağı gürültü, alınan verilerdeki ölçüm hataları, hesaplanamayan kayıplar ve çözüm yöntem farklılıkları

olarak değerlendirilmiştir. Şekil 14 Simulink modeli ve Test sonuçlarını ve Şekil 15 ise Adams modeli ve Test sonuçlarının kanatçık açılma sürelerinin kıyaslamalarını göstermektedir. Test-C'ye göre korelasyon yapılan Adams analiz ve Matlab Simulink modeli kullanılarak Tablo 6 ve



Şekil 14. Açılma sürelerinin kıyaslanması Simulink modeli ve test sonuçları
(Comparison of deployment times of Simulink model and test results)



Şekil 15. Açılma sürelerinin kıyaslanması Adams modeli ve test sonuçları
(Comparison of deployment times of Adams model and test results)

Şekil 14, Şekil 15'te verilen sonuçlar elde edilmiştir. Sistem tahrik basıncı artınca beklenildiği gibi sistem açılma süreside kısalmıştır. Matlab Simulink sonuçları sistem davranışı açısından ön görü sahibi olmamızı sağladığından önemlidir fakat Adams analiz sonuçlarına göre hata oranı daha yüksektir.

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Test-C'den elde edilen ölçüm sonuçları ile korelasyonu en yüksek olan Adams DOE modeline göre sürtünme ve sönüm değerleri elde edilmiştir. Aynı mekanizma farklı tahrik basınçları ile test edilmiş ve ölçüm sonuçları Test-C'de

belirlenen tasarım değişkenleriyle yapılan nümerik modellerle kıyaslanmıştır. Test-1 ve Test-13'teki verilerle Adams mekanizma modellerini kıyaslayınca hata oranının %4,83'ü geçmediği görülmüştür. Bir sistemin dinamik davranışını bilebilmek için test yapmak en doğru yöntemdir fakat bu sistemde olduğu gibi sistemin maliyeti, testin maliyeti ve güvenliği gerekçeleri göz önüne alındığında test sayısını en aza indirmek önemli hale gelmektedir. Çoklu cisim dinamikleri yöntemi sonlu elemanlar yöntemine göre sistemin dinamik davranışını belirlemede çözüm süresi ve hazırlıkları düşünüldüğünde çok daha hızlıdır. Sistemin tanımlanamayan veya bilinmeyen durumlarının dinamik çözüme etkisi fazla olan koşullarda test verisinden dinamik

modele geçiş şeklinde yapılan çalışmada hata payı doğrudan modelleme yapıp sistem dinamiği çözümü yöntemine göre daha azdır. Çoklu cisim dinamikleri yöntemiyle oluşturulan dinamik modelin parametrelerinin ne kadar doğru olduğu alınacak sistem cevabı için kritiktir. Bu sebeple öncelikle dinamik parametrelerin doğru elde edilmesi ve bunların test ve başka yöntemlerle doğrulanması gerekmektedir. Simülasyon sonuçlarının açı-zaman grafikleriyle hızlı kamera verisinin açılma karakteristiğinin ne kadar örtüştüğü incelenerek sayısal çözümlerinin uyumluluğuna karar verilmiştir. Bu karar vermede saniyede 10000 kare görüntü alabilen Fastcam SA-X2 hızlı kameranın ve veri alma sistemlerinin payı büyüktür. Bu çalışma yöntemiyle belirlenen sürtünme ve sönüm değerlerinin ileride yapılacak gaz tahrikli mekanizmaların numerik analizlerinde kullanılabilmesine karar verilmiştir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışmanın tamamı TÜBİTAK SAGE tarafından desteklenmiştir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. Fragnito M., Pastena M., Design of smart microsatellite deployable solar wings, *Acta Astronautica*, 46 (2-6), 335-344, 2000.
2. Nagaraj B.P., Nataraju B.S., Dynamics of a two-link flexible system undergoing locking: Mathematical modelling and comparison with experiments, *Journal of Sound and Vibration*, 207 (4), 567-589, 1997.
3. Yoo W.S., Kim K.N., Kim H.W., Sohn J.H., Developments of multibody system dynamics: Simulations and experiments, *Multibody System Dynamics* 18 (1), 35-58, 2007.
4. Kivanc O.C., Mungan T.H., Atilla B., Tosun G., An integrated approach to development of unmanned ground vehicle: design, analysis, implementation and suggestions, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (4), 1957-1973, 2019.
5. Tiwari N., Patil M., Shankar R., Saraswat A., Dwivedi R., Rigid body dynamics modelling, experimental characterization, and performance analysis of a howitzer, *Defence Technology*, 12, 480-489, 2016.
6. Tian Y., Liu M., Xu X., Dynamic simulation analysis on slider-crank mechanism of the mechatronics fitness and entertainment machine based on ADAMS, *Applied Mechanics and Materials*, 713-715, 213-216, 2015.
7. Wie B., Furumoto N., Banerjee A.K., Barbas P.M., Modelling and simulation of spacecraft solar array deployment, *Journal of Guidance, Control and Dynamics*, 9 (5), 593-598, 1986.
8. Soykasap O., Deployment analysis of a self-deployable composite boom, *Composite Structures*, 89, 374-381, 2009.
9. Okuizumi N., Yamamoto T., Centrifugal deployment of membrane with spiral folding: Experiment and simulation, *Journal of Space Engineering*, 2 (1), 2009.
10. Brusa E., Lemma L., Numerical and experimental analysis of the dynamic effects in compact cluster mills for cold rolling, *Journal of Materials Processing Technology*, 209, 2436-2445, 2009.
11. Berger E.J., Friction modelling for dynamic system simulation, *ASME*, 55 (6), 2002.
12. Erkaya S., Dogan S., Ulus S., Effects of joint clearance on the dynamics of a partly compliant mechanism: Numerical and experimental studies, *Mechanism and Machine Theory*, 88, 125-140, 2015.
13. Genc M.O., Kaya N., Atilla B., Tosun G., Design and verification of elastomer spring damping system for automobile powertrain systems, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (4), 1957-1971, 2020.
14. Zheng E., Zhou X., Modelling and simulation of flexible slider-crank mechanism with clearance for a closed high speed press system, *Mechanism and Machine Theory*, 74, 10-30, 2014.
15. Patil P.A., Teodoriu C., Model development of torsional drillstring and investigating parametrically the stick-slips influencing factors, *Journal of Energy Resources Technology*, 135, 013103-013107, 2013.
16. Santer M., Sim A., Stafford J., Testing of a segmented compliant deployable boom for cubesat magnetometer missions, 52nd AIAA Structures, Structural Dynamics and Materials Conference, 2011.
17. Kroyer R., Wing mechanism analysis, *Computers and Structures*, 72, 253-265, 1999.
18. Giesbers J., Contact mechanics in MSC Adams. Dissertation, University of Twente, 2012.

