



Eklemeli İmalat İle Üretilen Esnek Flap Mekanizmasının Tasarımı Ve Yorulma Testi

Design and Fatigue Test of Additive Manufactured Compliant Flap Mechanism

Salih Kaya^{1*}, **Tuğberk Güngördü¹**, **Mert Ali Özel¹**

¹ Bursa Uludağ Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, Bursa, TÜRKİYE
Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: salihkaya.tr@yahoo.com

Geliş Tarihi / Received: 29.11.2020

Kabul Tarihi / Accepted: 09.02.2021

Atıf şekli/How to cite: KAYA S., GÜNGÖRDÜ T., ÖZEL M.A. (2021). Eklemeli İmalat İle Üretilen Esnek Flap Mekanizmasının Tasarımı Ve Yorulma Testi. DEÜFMD 23(69), 951-960.

Araştırma Makalesi/Research Article

DOI:10.21205/deufmd.2021236922

Öz

Bu çalışmada İnsansız Hava Aracına (İHA) ait esnek flap mekanizması tasarlanmış ve model İHA için üretilmiştir. Bu sayede, parça sayısında azalma ve mafsal kullanılmaması sebebiyle mafsallar içerisindeki iç sürtünmeler gibi problemler giderilmiştir. Mekanizmanın çalışma koşullarındaki davranışlarının hesaplanması için bu çalışmada eşlenik rijit cisim metodu yardımıyla doğrusal bir model geliştirilmiştir. Geliştirilen esnek mekanizma, geleneksel mekanizmaya göre motordan talep ettiği toplam tork değerinin yaklaşık üç kat arttığı görülmüştür. Eklemeli imalat yöntemiyle Semiflex plastik malzemeden üretilen bu mekanizmanın yorulma analiz davranışlarının gözlemlenmesi için test düzeneği tasarlanmış ve 717727 çevrime kadar hasar meydana gelmeden çalışmıştır. Yapılan çalışma literatürde eksik olan, eklemeli imalat ile Semiflex plastik malzemeden üretilmiş esnek flap mekanizmasının kinetik ve yorulma performansları hakkında bilgiler sunarak yeni çalışmalara referans olacağı düşünülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Esnek mekanizma, dört uzuvlu mekanizması, eklemeli imalat.

Abstract

In this study, the compliant four-bar flap mechanism was developed for the Unmanned Aerial Vehicle (UAV). Therefore, several problems have been avoided such as a decrease in the number of parts and eliminated internal friction in the joints problems. A linear model was developed with the help of the pseudo rigid body method to calculate the behavior of the mechanism under operating conditions. The kinetic performance of the compliant four-bar mechanism was compared with the conventional four-bar mechanism. It was observed that the total torque demand of the compliant flap mechanism increased. The test setup was designed to observe the fatigue analysis behavior of this mechanism which produced by the additive manufacturing method. Consequently, the compliant mechanism was reached the 717727 operating cycles. The study is thought to be a reference to new studies by presenting information about the kinetic and fatigue performances of the compliant flap mechanism made of Semiflex plastic material.

Keywords: Compliant mechanism, four-bar mechanism, additive manufacturing.

1. Giriş

İnsansız Hava Araçları (İHA) teknolojileri geliştirme çalışmaları son zamanlarda önem kazanmıştır. Küçük hacimdeki insansız hava aracı platformlarının geliştirilmesiyle düşük kütleli kargo taşıma, gözetleme, haritalama vb. sivil ya da askeri görevleri icra edilebilmektedirler. Hava aracında kullanılan mekanizmalara ait mekanik parçaların ağırlığının azaltılması ile hava aracının faydalı yük kapasitesi artırılıp uçuş süresi ve menzil değerleri iyileştirilebilmektedir. Hava aracında kullanılan mekanik parçalardan temel olarak beklenen, görevini emniyetle gerçekleştirmesi, az bakıma ihtiyaç duyması, uzun ömürlü olarak çalışabilmesi ve bu görevi mümkün olacak en az kütle kullanarak gerçekleştirilmesidir.

Mekanizma, hareketi, kuvveti veya enerjiyi aktarmak veya dönüştürmek için kullanılan bir sistemdir [1]. Geleneksel sert gövde mekanizmaları, mafsal olarak tabir edilen hareketli bağlantılarla bağlanan uzuvlardan oluşur. Esnek mekanizmalar rijit mekanizmalar gibi hareket, kuvvet veya enerji iletimi ya da dönüşümü sağlarlar. Rijit kol mekanizmalarından farkı ise esnek mekanizmalar hareketliliğini oynar eklemlerin yer değişiminden değil esnek elemanlarının şekil değişiminden sağlarlar [2].

Hava araçlarında flaplar genel olarak hava freni görevi yapmaktadırlar. Bunun yanında, sabit kanatlı hava aracının kısa sürede kalkış yapmasına ve kısa mesafede durmasını sağlarlar. Flaplerin hareketinin kontrolünde farklı tipte mekanizmalar tercih edilebilmektedir. Bunun yanında tercih edilen mekanizmalardan birisi de geleneksel dört çubuk mekanizmasıdır. Esnek mekanizmanın dört çubuk mekanizma yapısına sahip flap mekanizmasına uyarlanmasıyla farklı avantajlar elde edilmektedir. Bu avantajlar, mekanizma ağırlıklarının azaltılması, mafsallar arası boşluklardan kaynaklı titreşim ve gürültünün oluşmasına engel olunması, mafsalların bakım ihtiyacının azaltılması, parça sayısı azaltılarak üretim ve montaj süresinin azaltılması olarak belirtilebilir. Esnek mekanizmaların, daha az parçaya sahip olmasıyla eşlenik geleneksel mekanizma versiyonundan daha hafif olabilmekte, montaj süresini kısaltmakta, parça takibini ve üretim sürelerini azaltmaktadır. Daha az hareketli parça

sebebiyle, yağlanma ve bakım ihtiyacı en aza indirilmiş olur [3].

Esnek mekanizmalar üzerinde yapılan çalışmalar son yıllarda büyük bir artış göstermiştir [2,4]. Esnek mekanizmaların geleneksel mekanizmalara göre yukarıda belirtilen özelliklere sahip olmasına ek olarak, son yıllardaki artışın sebebi eş zamanlı olarak eklemeli imalat teknolojisinin gelişmesi ve bu sebeple imalatı zor mekanizmaların üretilmesine imkan tanınmasıdır [2].

Esnek mekanizmaların bu avantajlarının yanında dikkate alınması gereken yorulma problemi ve matematik modellemenin zorluğu gibi dezavantajlara sahiptir [5]. Esnek mekanizmalarda, şekil değiştiren bölgelerde yorulma kaçınılmazdır. Bu sebeple, mekanizmanın kullanım yerine göre yorulma dayanımı arttırılacak şekilde tasarımı yapılmalı ve malzemesi bu durum dikkate alınarak seçilmelidir.

Esnek mekanizmaların tasarım aşamasında karşılaşılan birçok soruna yönelik farklı metodlar geliştirilmiştir. Eşlenik rijit cisim modeli esnek mekanizmaların analiz ve tasarımında tercih edilen doğrusal modellerden birisidir. Elemanların burulma yayları ile bağlanıp simüle edildiği bu metod nümerik yöntemlerle bilgisayar destekli ortamlarda yapılan sonuçlara yakın değerler vererek doğrulanmıştır [6]. Nelson ve ark. [7], dört çubuk mekanizması ile kontrol edilen flaplarda iki esnek bağlantı ile analiz yapılmıştır. Erkaya ve Uzman [8], esnek mekanizmaların davranışlarından doğan hareketin makro ve mikro birçok uygulamadaki performanslarını araştırmıştır. Doğrusal olmayan davranışlar elastika teorisinden faydalanılarak çözülmüştür. Gerdes ve ark. [9] çalışmalarında, esnek mekanizmaların konum hassasiyetlerini incelemişlerdir. Eşlenik rijit cisim modelinin esnek uzuv tasarımında kullanılan bir metod olduğu ve çeşitli mekanizmalara yapılan benzetimleri açıklanmıştır. Sonuçlar sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak karşılaştırılmıştır [9]. Bir katlama sanatı olan origami, esnek mekanizmaların basit örnekleri olarak tanımlanabilir. Katlama teknikleri esnek uzuv bölgelerine uyarlanarak montaj, maliyet ve sürtünmelerin azaltılması hedeflenmiştir [3]. Bir diğer çalışmada [10], esnek mekanizmaların statik ve dinamik analizinde matris yer değiştirme yöntemi esas

alınarak analitik bir yöntemle çözümlenmiş sonuçların ANSYS sonlu elemanlar yazılımı ile karşılaştırılması incelenmiştir. Sonuçlarda yüzde 5'den daha az hata oranı ile doğruluk yakalanmıştır. Esnek mekanizmalar mafsallarda meydana gelen sürtünmeyi azaltmakta ve böylece sürtünmeyi yenmeye harcanan enerjiyi en aza indirmektedir [11]. Hava araçlarında kanat yapıları uçuş performansını etkilemektedir. Dolayısıyla kanat yapılarının esnek olmasının birçok faydası vardır. Yue ve Zhang [12], esnek kanat tasarımında çıkabilecek problemleri incelemişlerdir.

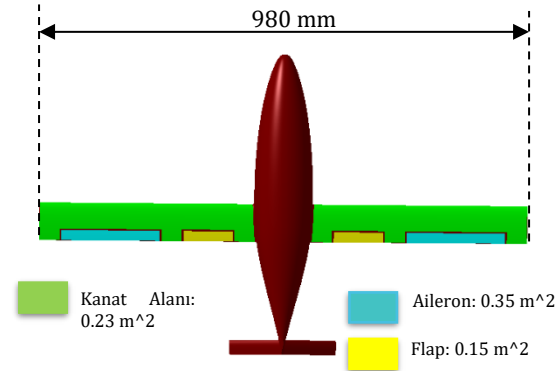
Günümüzde eklemeli imalat ile üretilen parçaların büyük çoğunluğu plastik malzemeden oluşmaktadır. Esnek mekanizmalar, çalışma koşuluna uygun olması durumunda plastik malzemeden üretilmektedirler [13]. Bu avantajları sayesinde, üretim adedi az parçalarda eklemeli imalat yöntemi tercih edilmesiyle üretim maliyetleri azaltılabilmektedir. Küçük ebatlı İHA platformlarında, birçok mekanik parçada plastik malzeme tercih edilebilmektedir. Esnek mekanizmaların eklemeli imalat ile plastik malzemeden üretilmesi ve analizleri hakkında literatürde çok az çalışma bulunmaktadır. Bunun temel sebebinin, eklemeli imalat teknolojisinin son zamanlarda yaygınlaşması ve özellikle esnek uzuvlara uygun plastik filamentlerin son yıllarda geliştirilmiş olduğu düşünülmektedir. Yapılan bu çalışmanın literatüre en önemli katkılarından birisi, esnek flap mekanizmasının eklemeli imalat ile üretilmesi ve test çalışmaları ile doğrulanması yapılarak literatüre katkı sağlanması amaçlanmaktadır. Çalışmada esnek mekanizmanın, özellikle esneme kabiliyeti iyi olan Semiflex plastik filament kullanılarak üç boyutlu yazıcıda üretilmiştir. Bu üretim yönteminin kullanımı ile esnek ve karışık yapıdaki parçalar ile küçük yapıdaki parçaların üretimi gerçekleştirilebilmektedir. Ayrıca bu çalışmada, esnek mekanizmanın, geleneksel rijit gövdeli mekanizmalara göre çalışma koşulu altındaki davranışlarının karşılaştırılabilmesi için mekanizmaların hareket denklemlerini içeren matematik modeller oluşturulmuştur. Matematik modeller, MATLAB programı yardımıyla çözdürülmüş ve sonuçlar tartışılmıştır. Esnek mekanizma üretimi yapıldıktan sonra, tasarlanan ve üretilen yorulma test sistemi yardımıyla yorulma testine tabii tutulmuş ve 717727 çevrime kadar hasar

oluşmadan çalışabilmiştir. Çalışma sonucunda elde edilen çıktılar, esnek mekanizmaların avantajlarını doğrulamış ve plastik malzemeden eklemeli imalat yöntemiyle üretilip kullanılmasının uygun olduğu sonucuna varılmıştır. Bu avantajlarının yanında, esnek mekanizmanın tork talebini yaklaşık üç kat arttırması sebebiyle tahrik motoru gücünü arttırdığı görülmüştür.

2. Materyal ve Metot

2.1. Esnek Mekanizmanın Matematik Modeli

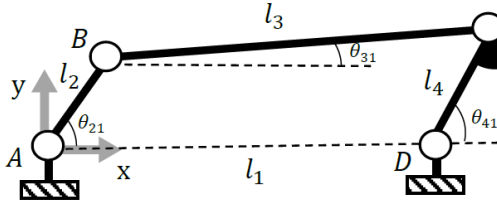
Esnek mekanizmanın tasarımında referans alınan 1,35 kilogram kalkış ağırlığına sahip İHA modeli Şekil 1'de tanımlanmıştır. Tasarlanan esnek mekanizma, flap görevini yerine getirmesi ve flapin maksimum açılma açısı olan 26° değerini sağlaması beklenmektedir. Bunun yanında, bazı küçük ebatlı İHA modellerinde performans olumsuz etkilerinden ötürü flapler tercih edilmemekte ve sadece aileron kullanılmaktadır [14]. Literatürden bilindiği üzere [15], aileron mekanizmasının genel çalışma prensibi flap mekanizmasıyla benzerlik göstermekte olup, bu çalışma kapsamında geliştirilen model yardımıyla uygun tasarım değişiklikleriyle flap mekanizması için geliştirilen esnek mekanizma aileron mekanizmaları içinde kullanılabilmektedir.



Şekil 1. Referans İHA Özellikleri.

Flap mekanizması belirli açı ile açılıp kapanması sonucunda taşıma kuvveti ve kısmen de sürüklemeyi artırır. Günümüzde var olan uçakların flap mekanizmasını incelediğimizde, tercih edilen mekanizma tiplerinden birisi geleneksel dört çubuk mekanizmasıdır. Şekil

2'de görüldüğü üzere, model uçak referans alınarak geleneksel dört çubuk mekanizması tasarlanmıştır. Mekanizmanın ölçüleri Tablo 1'de paylaşılmıştır.



Şekil 2. Geleneksel dört uzuvlu mekanizma

Dört uzuvlu mekanizmanın kapalı döngü denklemi Denklem 1'de tanımlanmıştır.

$$\overrightarrow{AB} + \overrightarrow{BC} = \overrightarrow{AD} + \overrightarrow{DC} \quad (1)$$

Kapalı döngü denklemi yardımıyla elde edilen vektörler kompleks sayılar metoduyla Denklem 2'de görüldüğü gibi ifade edilmektedir.

$$l_2 e^{i\theta_{21}} + l_3 e^{i\theta_{31}} = l_1 e^{i\theta_{11}} + l_4 e^{i\theta_{41}} \quad (2)$$

Tek serbestlik dereceli dört uzuvlu mekanizmada, AB uzvunun açısı θ_{21} elektrikli servo motoru yardımıyla kontrol edilmektedir. Bu kontrole bağlı olarak, θ_{31} ve θ_{41} açıları ekler bölümünde tanımlanan Freudeinstein [16] denklemi yardımıyla hesaplanabilir. Geleneksel dört uzuvlu mekanizma ile eşleniği olan esnek mekanizmaların tork, açısal hız ve güç değerleri üzerinden kıyaslanabilmesi için Denklem 3'te görüldüğü üzere kapalı formda verilen mekanizmanın hareket denklemine ihtiyaç duyulmaktadır.

$$T(\theta)\ddot{\theta} + V(\theta, \dot{\theta}) = M_\theta \quad (3)$$

Burada, $T(\theta)$ konuma bağlı değişkenleri içeren açısal ivmenin $\ddot{\theta}$ katsayısı, $V(\theta, \dot{\theta})$ ifadesi ise konum ve hıza bağlı terimler, M_θ ise mekanizmaya uygulanan dış moment ifadelerini içermektedir. Bu ifadelerin detayları ekler bölümünde tanımlanmıştır.

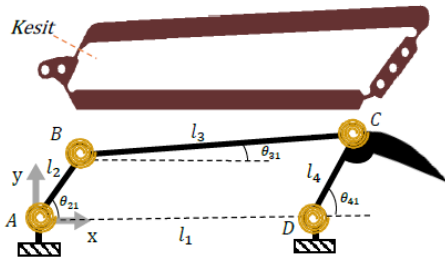
Geleneksel dört çubuk mekanizması yerine ikame etmek için tasarlanan esnek dört çubuk mekanizması flap mekanizmasına uyarlanmasıyla, özgün tasarım sayesinde mekanizma ağırlıklarının azaltılması, mafsallar arası boşluklardan kaynaklı titreşim ve

gürültünün oluşmasına engel olunması, mafsalların bakım ihtiyacının azaltılması, parça sayısı azaltılarak üretim ve montaj süresinin azaltılması amaçlanmaktadır.

Tablo 1. Geleneksel dört uzuvlu mekanizma özellikleri.

AD Uzvu Uzunluğu l_1	60 mm	Esnek Bölgenin Kesit Genişliği b	1.5 mm
AB Uzvu Uzunluğu l_2	10 mm	Esnek Bölgenin Kesit Uzunluğu h	3 mm
BC Uzvu Uzunluğu l_3	65 mm	AB Uzvunun Kütle Ataleti I_2	1.11×10^{-9} kgm ²
CD Uzvu Uzunluğu l_4	15 mm	BC Uzvunun Kütle Ataleti I_3	1.22×10^{-9} kgm ²
CD Uzvunun Kütle Ataleti I_4	7.98×10^{-9} kgm ²	AB Uzvunun Kütle m_2	3.154×10^{-4} kg
BC Uzvunun Kütle m_3	6.48×10^{-5} kg	CD Uzvunun Kütle m_4	3.487×10^{-5} kg

Esnek mekanizmanın matematik modeli Şekil 3'de görülen eşlenik rijit cisim modeli ile yapılmıştır. Bu metot esnek mekanizmaların, rijit cisimlerin kinetik analiz metotlarına benzetimi prensibine dayanır. Analizlerde, kinematik hareketler ve gerilmeler eşlenik model vasıtasıyla hızlı ve verimli bir şekilde saptanabilmektedir. İlk tasarım aşamalarında, eşlenik rijit-cisim modeli tasarım hedeflerini karşılamak için farklı denemeleri, hızlı ve verimli bir şekilde uygulamaya olanak tanımaktadır. Amacına uygun bir ön tasarım yapıldıktan sonra, model daha sonraki aşamada daha detaylı doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizleri ile iyileştirilebilmektedir. Eşlenik modeli kullanılarak oluşturulan tasarım metotlarındaki gelişmeler önemli bir araştırma konusudur. Eşlenik model, her esnek parça için bir şekil değiştirme yörüngesini ve kuvvet-deformasyon ilişkisini ön görmektedir. Model, birbirine burulma yayı ile bağlanmış rijit parçalardan oluşur.



Şekil 3. Esnek mekanizmanın eşlenik rijit cisim modeli

Esnek kısmın hassas olarak kuvvet-deformasyon ilişkisini tanımlayabilmek için burulma yayları sisteme eklenmektedir. Eşlenik modellerin en önemli noktası, pimli bağlantının nerede olacağı ve yay sabitinin değerinin belirlenmesidir [2]. Eşlenik rijit cisim yöntemi gereği, esnek mekanizmada mafsalların yerini burulma yayları alacaktır. Burulma yayı sabiti K Denklem 4 yardımıyla bulunabilir. Bu ifadenin detayı ekler bölümünde sunulmuştur.

$$K = \frac{EI_k}{l_k} = \frac{Ebh^3}{12l_k} \quad (4)$$

Burada E malzemenin elastisite modülü, I_k esnek bölgenin alan atalet momenti ve l_k esnek bölgenin uzunluğudur. Dikdörtgen kesite sahip geometri için b genişlik ve h yüksekliktir. Esnek mekanizma, eklemeli imalatla %100 doluluk oranıyla üretilmiştir. Literatürdeki referans çalışmaya [15] istinaden malzeme davranışı homojen kabul edilmiştir. Bu kabulün sonuçlara olan etkisi ileriki çalışmalarda incelenmesi hedeflenmiştir. Seçilen semiflex malzemenin yoğunluğu 1221.6 kg/m^3 olarak tanımlanmaktadır [17]. Şekil 2 referans alındığında, burulma yayı noktaları olan A, B, C ve D noktalarındaki deplasmanla birlikte oluşan burulma yayı momentleri sırasıyla T_{K_1} , T_{K_2} , T_{K_3} ve T_{K_4} , Denklem 5 ile Denklem 8 arasında tanımlanmıştır.

$$T_{K_1} = -K_1(\theta_{21} - \theta_{20}) \quad (5)$$

$$T_{K_2} = -K_2[(\theta_{31} - \theta_{30}) - (\theta_{21} - \theta_{20})] \quad (6)$$

$$T_{K_3} = -K_3[(\theta_{41} - \theta_{40}) - (\theta_{31} - \theta_{30})] \quad (7)$$

$$T_{K_4} = -K_4(\theta_{41} - \theta_{40}) \quad (8)$$

Burada K_1 , K_2 , K_3 ve K_4 sırasıyla A, B, C ve D noktalarındaki burulma yaylarının rijitliğidir. Tüm burulma yayları eşit rijitliğe sahiptir ve Denklem 4 yardımıyla hesaplanabilmektedir. θ_{20} , θ_{30} , ve θ_{40} ise 2, 3 ve 4 nolu uzuvların eşlenik esnek mekanizmadaki başlangıç konumlarıdır. Eşlenik esnek mekanizmanın, Denklem 3'te elde edilen geleneksel dört uzuvlu mekanizma gibi hareket denkleminin elde edilebilmesi için, AB uzvuna indirgenmiş burulma yayı momentleri toplamının T_{in} diferansiyel formda elde edilmesi gerekmektedir. Bu ifadenin elde edilebilmesi için Denklem 9'da en genel haliyle tanımlanan Virtüel İşler Prensibi kullanılarak Denklem 10 bulunabilmektedir.

$$\delta U = 0 \quad (9)$$

$$T_{in}\delta\theta_2 + T_{K_1}\delta\theta_2 + T_{K_2}(\delta\theta_3 - \delta\theta_2) + T_{K_3}(\delta\theta_4 - \delta\theta_3) + T_{K_4}\delta\theta_4 = 0 \quad (10)$$

Elde edilen denklemin, θ_2 bağlı ifadesi için Denklem 11'de tanımlanan ön hazırlıkların yapılması gerekmektedir. Mekanizma tek serbestlik dereceli olması sebebiyle diğer açı değerleri θ_2 'ye bağlı bir fonksiyon olarak tanımlanabilir.

$$\begin{aligned} \theta_3 &= f_3(\theta_2) \\ \theta_4 &= f_4(\theta_2) \\ d\theta_3 &= \frac{df_3}{d\theta_2} d\theta_2 \rightarrow \delta\theta_3 = \frac{d\theta_3}{d\theta_2} \delta\theta_2 \\ d\theta_4 &= \frac{df_4}{d\theta_2} d\theta_2 \rightarrow \delta\theta_4 = \frac{d\theta_4}{d\theta_2} \delta\theta_2 \end{aligned} \quad (11)$$

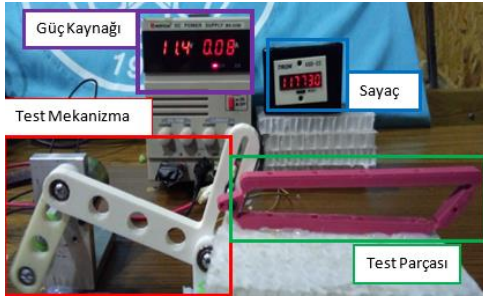
Denklem 11 yardımıyla, Denklem 10 $\delta\theta_2$ parantezine alınarak Denklem 12'de görüldüğü gibi sadeleştirilmiş hali elde edilmektedir ve denklem içerisindeki diferansiyel ifadelerin tanımları ekler bölümünde yapılmıştır.

$$\begin{aligned} T_{in} &= K_1(\theta_2 - \theta_{20}) \\ &+ K_2[(\theta_3 - \theta_{30}) - (\theta_2 - \theta_{20})] \left(\frac{d\theta_3}{d\theta_2} - 1 \right) \\ &+ K_3[(\theta_4 - \theta_{40}) - (\theta_3 - \theta_{30})] \left(\frac{d\theta_4}{d\theta_2} - \frac{d\theta_3}{d\theta_2} \right) \\ &+ K_4(\theta_4 - \theta_{40}) \left(\frac{d\theta_4}{d\theta_2} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

2.2 Yorulma Testi Düzenegi

Eklemeli imalat yöntemi ile üretilen esnek mekanizmanın yorulma dayanımı yapılacak test ile incelenecektir. Mekanizmanın motor

elemanından gelen tahrik hareketine bağlı olarak yaptığı hareketin çevrim sayısı, yapılan yorulma testi ile incelenecektir. Esnek mekanizmada AB uzvunun 26° açısal hareketinin testinin yapılabilmesi için, tarama açısı 26° olan geleneksel dört uzvlu mekanizma tasarlanarak eklemeli imalat yöntemi ile üretilmiştir. Mekanizmaya gerekli tahriği vermek için 60 dev/dak sabit devirde dönen DC elektrik motoru kullanılmıştır. İncelenen eşlenik esnek mekanizma, eklemeli imalat yardımıyla Semiflex filament kullanılarak üretilmiştir. Esnek mekanizma, salınım hareketini yapabilmesi için deney düzeneği için üretilen geleneksel dört uzvlu mekanizmanın sarkaç uzvuna kayma ve dönme hareketine imkan tanıyan iki serbestlik dereceli mafsal ile bağlanmıştır. Esnek mekanizmanın yorulma değerinin hesabı için elektronik sayaç eklenmiştir. Elektronik sayaç, mekanizmanın her bir salınım hareketini sayabilmektedir. Geliştirilen deney düzeneği, Şekil 4'te gösterilmiştir.

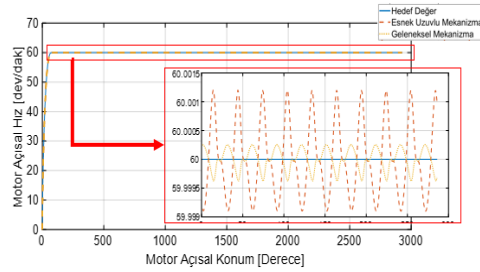


Şekil 4. Yorulma test düzeneği

3. Bulgular

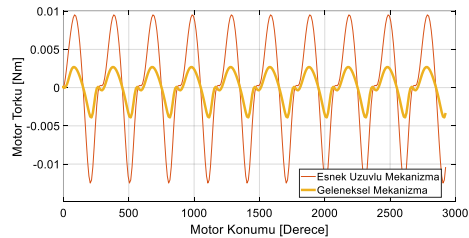
Geliştirilen esnek mekanizmanın kinetik performansları, elde edilen hareket denklemleri kullanılarak oluşturulan matematik modelin çıktılarıyla kıyaslanabilecektir. Matematik model ve yapılan yorulma dayanımı testinde, mekanizmanın gerçek çalışma koşulu altından flap kanadından gelen aerodinamik direnç kuvvetleri hesaplara dahil edilmemiştir. Kıyaslanan her iki mekanizma, başlangıç hızlanmasının ardından sabit 60 dev/dak hızla dönmesi amaçlanmaktadır. Şekil 5'te görüldüğü üzere mekanizmanın küçük ebatlı ve hafif olması sebebiyle hız değerindeki dalgalanmalar 0.001 dev/dak mertebelerindedir. Esnek mekanizmanın, referans geleneksel dört uzvlu

eşleniğine göre hız değerinde daha fazla dalgalanma görülmesi, esnek uzuvların şekil değiştirmeleri neticesinde burulma yayı gibi davranarak enerji depolamasıdır. Bu enerjisini, mekanizmanın tersine hareketine katkı sağlayacak şekilde olmasıyla açıklanabilmektedir. Bu nedenle, esnek bölgelerde biriken değişken enerji mekanizmanın tahriğini sağlayan motor elemanının hız değerinde dalgalanmalara sebebiyet olmaktadır. Bu dalgalanmalar, sisteme eklenecek bir volan ile azaltılabilir. Bunun yanında, dalgalanma derecesi cüzi miktarda olması hasebiyle geliştirilen sistem için volan elemana gereksinim duyulmamıştır.



Şekil 5. Motor açısal hız değişimi

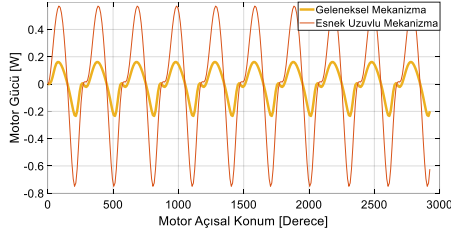
Şekil 6'da mekanizmanın 10 turluk tekrarı altında motor elemanının tork değerlerindeki değişimin her iki mekanizma için sunulmuştur. Esnek mekanizmada, burulma yayı gibi davranan esnek bölgelerin şekil değiştirilebilmesi için yaklaşık üç kat daha fazla moment değerine ihtiyaç duyulmaktadır. Esnek mekanizmalar, geleneksel rijit uzvlu birbirine mafsalla bağlanmış mekanizmalara göre daha yüksek tork gereksinimi duymaktadırlar. Bunun yanında, esnek elemanlarda geri çağırıcı moment oluşturmaları sayesinde bir çevrimdeki hareketlerinin bir kısmında bu moment kullanılabilir.



Şekil 6. Motor torku değişim

Şekil 6'da elde edilen sonuca istinaden, esnek mekanizmanın hareketi esnasındaki güç

gereksinimi geleneksel eşlenik mekanizmaya göre 3 kat daha fazla olduğu Şekil 7'de görülmektedir. Esnek mekanizmaların önemli avantajlarının yanında, daha yüksek tork ve güç gereksinimi duyması motor elemanın tercihinde dezavantaj oluşturmaktadır.



Şekil 7. Motor gücü değişimi

Yapılan test düzeneği ile birlikte Semiflex filament kullanılarak üretilen eşlenik esnek mekanizmanın yorulma dayanımı testi gerçekleştirilmiştir. Şekil 8'de görüldüğü gibi, bu test ile esnek mekanizma yaklaşık 717727 çevrim sayısına kadar hasara uğramadan ulaşmıştır.

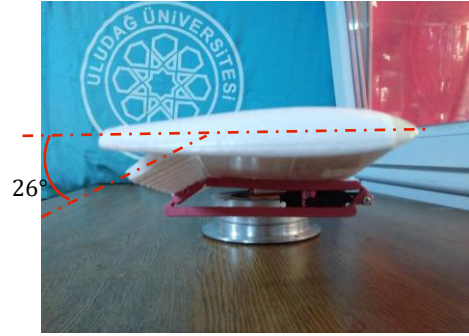


Şekil 8. Yorulma testi sonucu

Şekil 9'da görüldüğü üzere, esnek mekanizma referans model uçağın kanadına montajlanmıştır. Geliştirilen esnek mekanizma, 26° tarama açısı değerine sahip flap hareketini başarıyla gerçekleştirmektedir. Flapın bu hareketi neticesinde, kanadın ön yüzey alanını yaklaşık 0.065 m² artırmaktadır.



0° Pozisyonu



26° Pozisyonu

Şekil 9. Esnek mekanizmanın montajı

4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada, referans uçak modeline ait flap mekanizmasının eşlenik esnek mekanizmaya uyarlama çalışması deneysel ve teorik olarak incelenmiştir. Çalışma esnek mekanizmaların başlıca avantajlarını ortaya çıkarmak için hareketini sağlayan dört çubuk mekanizması, model uçak üzerindeki kısıtlara göre boyutlandırılmıştır. Çalışma sonucunda, İHA'ya ait flap mekanizmasında kullanılan ve 12 parçadan oluşan geleneksel mekanizma yerine eşleniği olan ve tek parçadan oluşan mekanizma tasarımı yapılmıştır. Esnek mekanizmaların analizlerinin gerçekleştirilmesinde eşlenik rijit cisim yöntemi kullanılarak sistem modellenmiştir. Sonuçlar göstermiştir ki esnek flap mekanizmalarının çalışmasında geleneksel rijit gövdeli mekanizmalara göre daha büyük tahrik torku gerekmektedir. Bu durum, esnek mekanizmaların avantajlarının yanında gerekli motor gücünü arttırmaları ve bu sebeple motor ebatlarının büyümesi bir diğer önemli dezavantajlarıdır.

Esnek mekanizmanın yorulma davranışını test edebilmek için dört çubuk mekanizması tasarlanıp üç boyutlu yazıcıda Semiflex filament kullanılarak üretilmiştir. Bu malzeme, yazarların araştırmalarına göre esnek flap mekanizmasında kullanılması ve yorulma testi çalışması literatürde ilktir. Semiflex filament kullanarak üretilen esnek mekanizmanın ömür testi sonucunda 717727 çevrim sayısına ulaşılmıştır. Çoğu mühendislik uygulamalarında olduğu gibi, esnek flap mekanizmasının da bir milyon ömüre ulaşması hedeflenmiştir ve mevcut çalışmada bu hedefin yaklaşık %71.8'ine ulaşılmıştır. Gelecek çalışmalarda yapılacak geometri optimizasyonları neticesinde bir milyon çevrime ulaşılması hedeflenmiştir.

Yapılan bu çalışma, eklemeli imalat yöntemiyle üretilen esnek mekanizmaların havacılık uygulamasında kullanılabilirliği hakkında fikir vermektedir. Çalışmanın ayrıca, literatürde bu alanda yapılacak yeni çalışmalara yol göstereceği ve referans olacağı düşünülmektedir. Bu çalışmada yapılan modelin ardından ileriki çalışmada, kanadın çalışma koşullarında simüle edilmesi için rüzgâr tüneli tasarlanıp elde edilen değerler ile dayanıklılığı, çalışma şartı altında yorulma değerleri gibi veriler değerlendirilecektir.

Teşekkür

Bu çalışma, TÜBİTAK 2209-A projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Desteklerinden ötürü TÜBİTAK'a teşekkürlerimizi iletiyoruz. Değerli desteklerinden dolayı sayın Prof.Dr. Osman KOPMAZ'a teşekkür ederiz.

Kaynakça

- [1] Çalık, B., 2014. Esnek Uzaysal Mekanizmaların Tasarımı ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi. Hacettepe Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. 162s. Ankara.
- [2] Howell, L. L. 2013. Handbook of Compliant Mechanism. Wiley, 342s.
- [3] Howell, L. L., Mitha, A. 1994. A Method for the Design of Compliant Mechanisms with Small-Length Flexural Pivot. Journal of Mechanical Design. 116(1): 280-290 (11 pages) DOI: 10.1115/1.2919359
- [4] Anonim. 2020. <https://app.patentinspiration.com/#report/4152e ea21734/filter>. (Erişim Tarihi: 14.11.2020)
- [5] J.P. Khatait, S. Mukherjee, B. Seth. 2006. Compliant design for flapping mechanism: A Minimum torque approach. Mechanism and Machine Theory. Volume 41 Issue 1. Pages 3-16. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2005.06.002
- [6] Kota S., Osborn R., Ervin G. Maric D. 2009. Mission Adaptive Compliant Wing – Design, Fabrication and Flight Test. RTO The Applied Vehicle Technology Panel (AVT) and the Systems. 1-20. DOI: RTO-MP-AVT168
- [7] Nelson T.G., Avila A., Howell L.L., Herder J.L., Macheckposhti D.F. 2019. Origami- inspired Sacrificial -Joints for Folding Compliant Mechanisms. Mechanism and Machine Theory. Volume 140. 194-210. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.05.023
- [8] Erkaya Ş., Uzman İ. 2014. Modeling and Simulation of Joint Clearance Effects on Mechanisms Having Rigid and Flexible Links. Journal of Mechanical Science and Technology. 28 (8) 2979-2986. DOI: 10.1007/s12206-014-0705-2
- [9] Gerdes J.W., Cellon K.C., Bruck H.A., Gupta S.K. 2013. Characterization of the Mechanics of Compliant Wing Designs for Flapping-Wing Miniature Air Vehicles. Experimental Mechanics. 53, pages1561–1571. DOI: 10.1007/s11340-013-9779-5
- [10] Erkaya Ş., Ulus Ş., Doğan S. 2015. Klasik ve Esnek Bağlantılı Mekanizmalarda Eklem Boşluğu Etkisinin Nümerik ve Deneysel İncelenmesi. Selçuk Üniversitesi. Fen Bilimleri Enstitüsü. 342s.
- [11] Ding Y., Lai Lei-Jie. 2019. Static and Dynamic Analysis of Flexure based Compliant Mechanism by Matrix Displacement Method. 2019 IEEE 5th International Conference on Mechatronics System and Robots (ICMSR). DOI: 10.1109/ICMSR.2019.8835474.
- [12] Yue -Qing Y., Zhang N. 2019. Dynamic Modeling and Performance of Compliant Mechanisms -with Inflection Beams. Mechanism and Machine Theory. Volume 135. 455-475. DOI: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.01.010
- [13] Shili L., Wenjie G., Shujun L. 2008. Optimal Design of Compliant Trailing Edge for Shape Changing. Chinese Journal of Aeronautics. 21-2. 187-192. DOI: 10.1016/S1000-9361(08)60024-2
- [14] Cai G., Lum K., Chen B., Lee T. 2010. A Brief Overview on Miniature Fixed-Wing Unmanned Aerial Vehicles. 2010 8th IEEE International Conference on Control and Automation Xiamen, China, June 9-11, 2010. DOI: 10.1109/ICCA.2010.5524453
- [15] Dessalegn A., Yihun Y., Fernandes J., Lankarani H. 2016. Effect of Variation of Link Lengths and Stiffness on the Gearing Ratio of a Four Bar Mechanism with Application to Aircraft Trim Tabs. ASME 2015 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference. DOI: 10.1115/DETC2015-46054
- [16] F. Freudenstein, 1954. An analytical approach to the design of four-link mechanism, Trans. ASME 76 483-492.
- [17] Tanikella N.G., Wittbrodt B., Pearce J.M. 2017. Tensile strength of commercial polymer materials for fused filament fabrication 3D printing. Additive Manufacturing Volume 15, May 2017, Pages 40-47. DOI: 10.1016/j.addma.2017.03.005

Ekler

Freudeinstein denklemi;

$$l_2 \cos \theta_{21} + l_3 \cos \theta_{31} - l_1 - l_4 \cos \theta_{41} = 0 \quad (E1)$$

$$l_2 \sin \theta_{21} + l_3 \sin \theta_{31} - l_4 \sin \theta_{41} = 0 \quad (E2)$$

$$l_3 \cos \theta_{31} = -l_2 \cos \theta_{21} + l_1 + l_4 \cos \theta_{41} \quad (E3)$$

$$l_3 \sin \theta_{31} = -l_2 \sin \theta_{21} + l_4 \sin \theta_{41} \quad (E4)$$

Bu iki denklemin çözümünden mekanizmaya ait parametrelerden ikisi diğerlerinin cinsinden yazılabilir.

$$k_1(\theta_{21}) \sin \theta_{41} + k_2(\theta_{21}) \cos \theta_{41} + k_3(\theta_{21}) \quad (E5)$$

$$k_1(\theta_{21}) = -2l_2 l_4 \sin \theta_{21} \quad (E6)$$

$$k_2(\theta_{21}) = 2l_4(l_1 - l_2 \cos \theta_{21}) \quad (E7)$$

$$k_3(\theta_{21}) = l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 - 2l_1 l_2 \cos \theta_{21} \quad (E8)$$

Bu denklemler literatürde Freudenstein Denklemleri olarak bilinir.

$$t = \frac{\tan \theta_{41}}{2} \quad (E9)$$

$$\sin \theta_{41} = \frac{2t}{1+t^2} \quad (E10)$$

$$\cos \theta_{41} = \frac{1-t^2}{1+t^2} \quad (E11)$$

$$(k_3 - k_2)t^2 + (2k_1)t + (k_3 + k_2) = 0 \quad (E12)$$

$$t = \frac{-k_1 \pm \sqrt{k_1^2 + k_2^2 - k_3^2}}{k_3 - k_2} \quad (E13)$$

Hız Analizi:

$\theta_{21} = \theta, \theta_{31} = \alpha$ ve $\theta_{41} = \varphi$ olduğu kabul edilir ise;

$$\begin{bmatrix} l_1 \sin \theta & l_2 \sin \alpha & -l_3 \sin \varphi \\ -l_1 \cos \theta & -l_2 \cos \alpha & l_3 \cos \varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{\alpha} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (E14)$$

$$\begin{bmatrix} l_2 \sin \alpha & -l_3 \sin \varphi \\ -l_2 \cos \alpha & l_3 \cos \varphi \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -l_1 \cos \theta \\ l_1 \sin \theta \end{bmatrix} \dot{\theta} \quad (E15)$$

$$\begin{bmatrix} \dot{\alpha} \\ \dot{\varphi} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_1(\theta, \alpha, \varphi) \\ S_2(\theta, \alpha, \varphi) \end{bmatrix} \dot{\theta} \quad (E16)$$

$$S_1(\theta, \alpha, \varphi) = \frac{l_1 \sin(\varphi - \theta)}{l_2 \sin(\alpha - \varphi)} \quad (E17)$$

$$S_2(\theta, \alpha, \varphi) = \frac{l_1 \sin(\alpha - \theta)}{l_3 \sin(\alpha - \varphi)} \quad (E18)$$

Lagrangian formülasyonunda, tüm sistemin Lagrange, toplam kinetik enerji ve toplam potansiyel enerji farkı olarak tarafından tanımlanır. Sistemin toplam kinetik enerjisini şu şekilde belirleriz:

$$T = \frac{1}{2} (m_1 \|V_{c1}\|^2 + I_1 \dot{\theta}^2) + \frac{1}{2} (m_2 \|V_{c2}\|^2 + I_2 \dot{\alpha}^2) + \frac{1}{2} (m_3 \|V_{c3}\|^2 + I_3 \dot{\varphi}^2) \quad (E19)$$

burada

$$\|V_{c1}\|^2 = l_{c1}^2 \dot{\theta}^2 \quad (E20)$$

$$\|V_{c2}\|^2 = l_1^2 \dot{\theta}^2 + l_{c2}^2 \dot{\alpha}^2 + 2l_1 l_{c2} \cos(\theta - \alpha) \dot{\theta} \dot{\alpha} \quad (E21)$$

$$\|V_{c3}\|^2 = l_{c3}^2 \dot{\varphi}^2 \quad (E22)$$

$$V = m_1 g y_{c1} + m_2 g y_{c2} + m_3 g y_{c3} \quad (E23)$$

$$y_{c1} = l_{c1} \sin \theta \quad (E24)$$

$$y_{c2} = l_1 \sin \theta + l_{c2} \sin \alpha \quad (E25)$$

$$y_{c3} = l_{c3} \sin \varphi \quad (E26)$$

Son olarak, tüm sistemin Lagrange yazılırsa:

$$L = T - V \quad (E27)$$

$$L(\theta, \alpha, \varphi, \dot{\theta}, \dot{\alpha}, \dot{\varphi}) = J_1 \dot{\theta}^2 + J_2 \dot{\alpha}^2 + J_3 \dot{\varphi}^2 + P_1 C_1(\theta, \alpha) \dot{\theta} \dot{\alpha} + G(\theta, \alpha, \varphi) \quad (E28)$$

$$J_1 = \frac{1}{2} (m_1 l_{c1}^2 + I_1 + m_2 l_1^2) \quad (E29)$$

$$J_2 = \frac{1}{2}(m_2 l_{c2}^2 + I_2) \quad (\text{E30})$$

$$J_3 = \frac{1}{2}(m_3 l_{c3}^2 + I_3) \quad (\text{E31})$$

$$P_1 = m_2 l_1 l_{c2} \quad (\text{E32})$$

$$C_1(\theta, \alpha) = \cos(\theta - \alpha) \quad (\text{E33})$$

$$G(\theta, \alpha, \varphi) = (-m_1 g l_{c1} - m_2 g l_1) \sin \theta - m_2 g l_{c2} \sin \alpha - m_3 g l_{c3} \sin \varphi \quad (\text{E34})$$

$$L(\theta, \alpha, \varphi, \dot{\theta}, \dot{\alpha}, \dot{\varphi}) = [J_1 + J_2 S_1^2(\theta, \alpha, \varphi) + J_3 S_2^2(\theta, \alpha, \varphi) + P_1 C_1(\theta, \alpha) S_1(\theta, \alpha, \varphi)] \dot{\theta}^2 + G(\theta, \alpha, \varphi) \quad (\text{E35})$$

Hareketin denklemi;

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\theta}} \right) - \frac{\partial L}{\partial \theta} = \tau_\theta \quad (\text{E36})$$

olarak ifade edilir.

Hareketin genel dinamik denklemi yazılırsa;

$$2[J_1 + J_2 S_1^2 + J_3 S_2^2 + P_1 C_1 S_1] \ddot{\theta} + \left[2J_2 S_1 \left(\frac{\partial S_1}{\partial \theta} + S_1 \frac{\partial S_1}{\partial \alpha} + S_2 \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \right) + 2J_3 S_2 \left(\frac{\partial S_2}{\partial \theta} + S_1 \frac{\partial S_2}{\partial \alpha} + S_2 \frac{\partial S_2}{\partial \varphi} \right) + P_1 \left(C_1 \left(\frac{\partial S_1}{\partial \theta} + S_1 \frac{\partial S_1}{\partial \alpha} + S_2 \frac{\partial S_1}{\partial \varphi} \right) + S_1 \left(\frac{\partial C_1}{\partial \theta} + S_1 \frac{\partial C_1}{\partial \alpha} \right) \right] \dot{\theta} - \frac{\partial G}{\partial \theta} - S_1 \frac{\partial G}{\partial \alpha} - S_2 \frac{\partial G}{\partial \varphi} = \tau_\theta \quad (\text{E37})$$

Eşlenik rijit cisim modelinde, burulma yaylarının katlılıkları esnek bölgenin eğilmeye karşı direnci ile tarif edilebilmektedir. Kesme kuvveti etkisindeki şekil değişikliği ihmal edilmiştir.

$$K = \frac{M_e}{\theta_e} = \frac{M_e}{\frac{M_e l_k}{EI_k}} = \frac{EI_k}{l_k} \quad (\text{E38})$$