



Servo Tahrikli Bir Makaslı Kaldırma Mekanizmasının Tasarımı, Analizi Ve Optimizasyonu

Ahmet YILDIZ¹, Serkan KIRIKOĞLU², Nurşen SANVER²

¹B.U.Ü. Mühendislik Fakültesi, Makine Müh. Bölümü, Bursa, TÜRKİYE, ORCID ID 0000-0001-5434-4368

²Sanver Engineering & Automation System, Nilüfer/Bursa, TÜRKİYE, ORCID ID 0000-0002-1067-1022

³Sanver Engineering & Automation System, Nilüfer/Bursa, TÜRKİYE, ORCID ID 0000-0002-4724-1069

Corresponding Author: Ahmet YILDIZ, ahmetyildiz@uludag.edu.tr,

Özet

Bu çalışmada, minimum enerji sarfiyatı için bir servo tahrikli makaslı kaldırma mekanizmasının tasarımı, statik ve dinamik analizi ile boyut optimizasyonu incelenmiştir. Çalışmada klasik hidrolik sistem yerine vidalı mil sistemi yardımı ile kaldırma işlemi gerçekleştirilmesi durumunda başlangıç açısının tahrik kuvvetine göre değişimi virtüel işler prensibi ve virtüel güçler prensibi yardımıyla hesaplanmıştır. Platforma ve çubuklara ait gerekli hız ve ivme bağıntıları iki farklı çevrim denklemi yardımıyla bulunmuştur. Ayrıca mekanizmanın seçilen büyüklükler altında farklı hızlara karşılık tahrik kuvvetinin nasıl değiştiği gösterilmiştir. Son olarak mekanizma çubuklarında hafifletme için boşaltılma yapılmış ve yapısal analizler tekrarlanarak sonuçlar paylaşılmıştır. Böylece tasarım mühendisleri için daha hafifi ve servo-tahrikli bir kaldırma mekanizması ile ilgili önemli bilgiler paylaşılmıştır.

Article Info

Research Article

Received: 01/05/2023

Accepted: 30/06/2023

Özet

Makaslı, Kaldırma, Mekanizması, Virtüel Öne Çıkanlar

İşler, Güçler, Mekanizmanın Hafifletilmesi, Optimizasyonu.

Design, analysis and optimization of a servo drive scissor lift mechanism

Abstract

Keywords

In this study, the design, static and dynamic analysis and size optimization of a servo driven scissor lift mechanism for minimum energy consumption were investigated. In the study, the change of the starting angle according to the driving force is calculated with the help of the principle of virtual works and the principle of virtual forces in the case of lifting with the help of a screw shaft system instead of the classical hydraulic system. The necessary velocity and acceleration relations of the platform and the bars were found with the help of two different cycle equations. Finally, the mechanism rods were unloaded for lightening and the structural analyzes were repeated and the results were shared. Thus, important information about a lighter and servo-driven lifting mechanism was shared for design engineers.

*Scissor, Lift,
Mechanism, Virtual,
Highlights
Works, Forces,
Lightening Mechanism,
Optimization*

1. Giriş

Son yirmi yılda özellikle Endüstri 4.0 uygulamalarına sahip fabrikalarda endüstriyel uygulamanın birçok farklı alanlarında çeşitli amaçlara yönelik kaldırma ve taşıma sistemleri kullanılmaktadır [1-4]. Bunlar arasında en çok kullanılan kaldırma sistemleri arasında makaslı kaldırma platformları gösterilebilir [5-7]. Bu sistemler iki veya daha fazla yükseklik arasında üzerindeki malzemeyi istiflemek, yükseltmek veya taşımak için kullanılır. Bunun dışında farklı amaçlarda da örneğin eklem mekanizmaları, teleskop ve robot mekanizmaları gibi farklı sistemlerde de makaslı mekanizmalar kullanılmaktadır [8-10]. Kaldırma sistemi olarak kullanılan makaslı mekanizmaların tablaları yükü istenilen herhangi bir yüksekliğe sorunsuz ve hassas bir şekilde yükseltmesi gerekmektedir.

Makaslı lift sistemlerinde tahrik sistemi olarak pnömatik, hidrolik ve mekanik sistemler kullanılabilir. Özellikle hidrolik kaldırma sistemleri yaygın olarak kullanılmaktadır [11-13]. Ciupan ve diğ. [14] hidrolik makas platformlarının tasarımı ve analizi için bir algoritma geliştirmişlerdir. Platformun boyutlarına, yükseldiği maksimum yükseklik ve maksimum yüke bağlı olarak, makas sayısını ve eklemlerdeki kuvvetleri hesaplamak için bir program sunmuşlardır. Benzer bir çalışmada, Eser [15] hidrolik tahrikli makaslı kaldırıcılar için tasarım parametrelerini de dikkate alarak bir makaslı kaldırıcının analizine yönelik program geliştirmiştir. Geliştirilen program sayesinde mekanizmanın makas sayısı, açıları, strok, ve hidrolik tahrik kuvveti güvenlik katsayısı dikkate alınarak hesaplanabilmektedir.

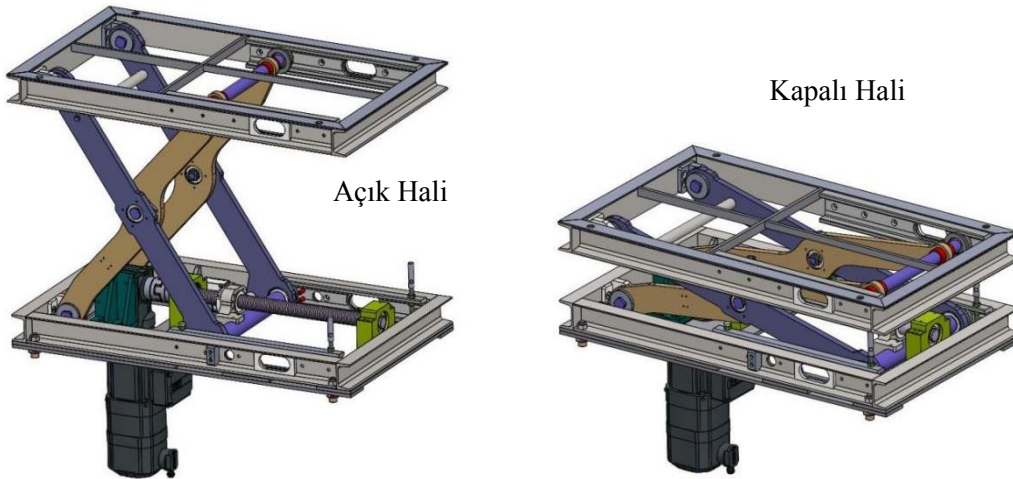
Mekanizmalarının optimizasyonu ve hafifletme çalışmaları da son yıllarda yaygınlaşmıştır [16-18]. Bu konuda yapılan bir diğer çalışmada İslam ve Rolland [19] makaslı kaldırıcının dinamik modelini ve kinematik analizini kullanılarak, mekanizmanın performansını farklı parametrik kombinasyonlarda simüle etmişlerdir.

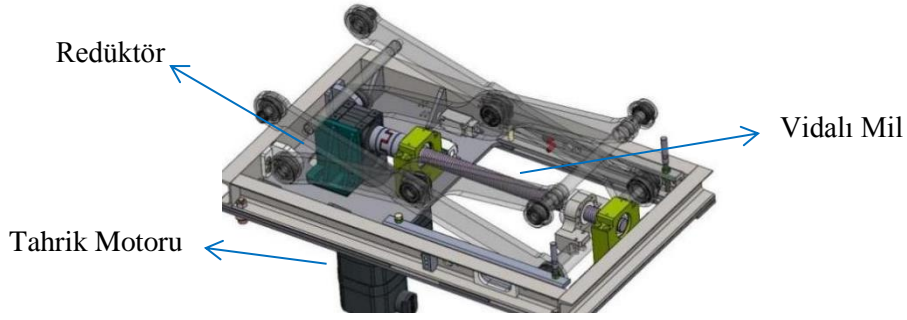
Genel kullanıma yönelik mobil kaldırma sistemleri daha hassas, temiz ve sade kullanım gibi avantajlarından ötürü hidrolik tahrikli sistemlerin yerine tercih edilebilmektedir. Bu tip sistemler tahrik kuvveti hidrolik piston yerine servo kontrollü vidalı mil ile motor tarafından sağlanan mekanizmalardır. Bu mekanizmalar sayesinde, hidrolik ünite ve ekipmanlardan arındırılan sade bir mekanik sistem elde edilebilmektedir. Böylece hem daha hassas kontrol sağlanabilmekte hem de sıvı atık oluşumunun da önüne geçildiğinden çevre kirliliğinin azaltıldığı bir sistem elde edilebilmektedir.

Bu çalışmada, servo tahrikli bir makaslı kaldırıcının tasarımı, analizi ve ayrıca çubuklardaki hafifletme çalışmaları ele alınmıştır. Yukarıda bahsedilen birçok çalışmada var olan klasik hidrolik sistem yerine, daha temiz ve nispeten daha kompakt bir vidalı mil sistemi yardımı ile kaldırma işlemi gerçekleştirilmesi durumunda başlangıç açısının tahrik kuvvetine göre değişimi incelenmiştir. Bunun için mekanizmanın virtuel işler prensibi ile statik yapısı incelenmiş, virtüel güçler prensibi yardımıyla da dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Düşük hızlarda statik ve dinamik analizin birbirine çok yakın sonuçlar verdiği görülmüş, başlangıç açısının da kaldırma kuvvetine etkisi irdelenmiştir. Son olarak belirlenen boyutlara göre tahrik çubuğunda boşaltma yapılmış ve daha hafif bir mekanizma tasarımı gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada vidalı millerle tahrik edilen bir servo tahrikli kaldırma mekanizmasında hem matematiksel model ile giriş açısına karşı başlangıç açısının etkisi hem de mekanizma uzuvlarında optimizasyon ile hafifletme çalışması birlikte ele alınarak tasarım mühendisleri için önemli sonuçlar paylaşılmıştır.

2. Materyal ve Yöntem

Tasarlanan servo tahrikli kaldırma mekanizmasının genel görünümü Şekil 1'de verilmiştir. Mekanizmanın kinematik analiz denklemleri virtuel işler ve güçler metodu yardımıyla aşağıdaki gibi elde edilebilir.





Şekil 1. Servo tahrikli makaslı kaldırma mekanizması

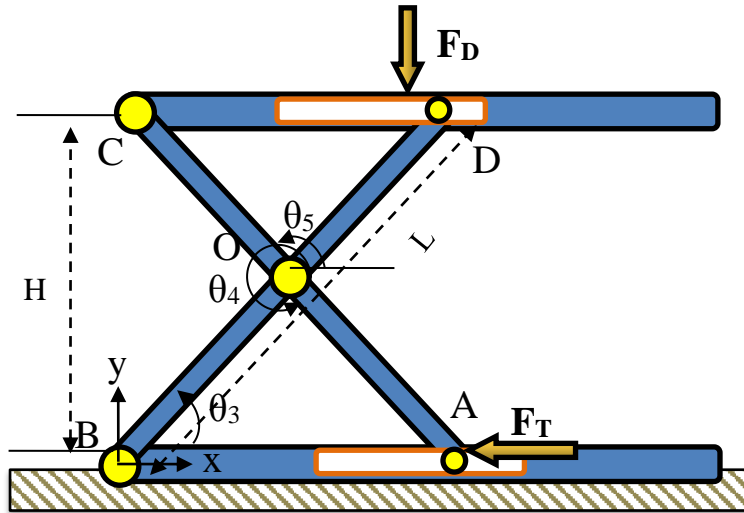
Şekil 1’de ayrıca servo tahrikli makaslı kaldırma mekanizmasında kullanılan vidalı mil ve redüktör sisteminin genel görünüşü verilmiştir. Burada görüldüğü üzere vidalı mil bir kaplin ile dişli kutusuna bağlanmıştır. Servo motor tarafından tahrik edilen bu eleman, sistemin yukarı aşağı kalkmasını sağlamaktadır. Yukarıda iç yapısı gösterilen mekanizmanın Mobil taşıma aracına entegrasyonu da sağlanabilen bir makaslı kaldırma sisteminin maksimum çalışma yüksekliği 300 mm olacak şekilde tasarlanmıştır.

Kaldırma mekanizmasına ait kinematik ve dinamik analizler için temel ölçüler Tablo 1’de verilmiştir. Burada verilen hız değeri sabit olup ileride farklı hız değerlerine karşılık analiz sonuçları da verilecektir.

Virtüel işler ilkesinin genel ifadesi aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\delta W = \sum \vec{M} \cdot \delta\vec{\theta} + \sum \vec{F} \cdot \delta\vec{r} = 0 \quad (1)$$

Burada \vec{M} moment vektörünü \vec{F} ise kuvvet vektörünü temsil etmektedir. $\delta\vec{\theta}$ ve $\delta\vec{r}$ açısal ve doğrusal virtüel yer değiştirme vektörleridir.



Şekil 2. Mekanizmanın temel boyutları ve üzerine gelen yükler

Yük ve tahrik kuvvetinin etkidiği noktaların yer vektörleri Şekil 2’de görüldüğü gibi aşağıdaki gibi yazılır:

$$\vec{r}_D = L \cdot \cos(\theta_3)\vec{i} + L \cdot \sin(\theta_3)\vec{j} \quad (2)$$

$$\vec{r}_A = L \cdot \cos(\theta_3)\vec{i} \quad (3)$$

Bu yer vektörlerinin türevleri alınarak virtüel yer değiştirmeleri aşağıdaki gibi yazılır:

$$\delta\vec{r}_D = -L \cdot \sin(\theta_3)\delta\theta_3\vec{i} + L \cdot \cos(\theta_3)\delta\theta_3\vec{j} \quad (4)$$

$$\delta\vec{r}_A = -L \cdot \sin(\theta_3)\delta\theta_3\vec{i} \quad (5)$$

Kuvvet vektörleri de aşağıdaki gibi tanımlanır:

$$\vec{F}_T = -F_T\vec{i} \quad (6)$$

$$\vec{F}_D = -F_D\vec{j} \quad (7)$$

Yukarıdaki denklemler Denklem 1’de yerine koyulursa, aşağıdaki sonuç elde edilir:

$$\delta W = (-F_D\vec{j}) \cdot (-L \cdot \sin(\theta_3)\delta\theta_3\vec{i} + L \cdot \cos(\theta_3)\delta\theta_3\vec{j}) + (-F_T\vec{i}) \cdot (-L \cdot \sin(\theta_3)\delta\theta_3\vec{i}) = 0 \quad (8)$$

$$F_T = (F_D)/\tan(\theta_3) \quad (9)$$

Yukarıdaki statik analize ilave olarak, tahrik kuvveti ayrıca dinamik analizler kullanarak virtüel güçler prensibi (VGP) yardımıyla bulunmuştur. VGP ifadesinin genel formatını aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$(\vec{F}_T \cdot \vec{V}_A) + (\vec{F}_B \cdot \vec{V}_C) + (\vec{M}_{G_2} \cdot \vec{\omega}_2) + (\vec{M}_{G_3} \cdot \vec{\omega}_3) + (\vec{T}_2 \cdot \vec{V}_{G_2}) + (\vec{T}_3 \cdot \vec{V}_{C_3}) = 0 \quad (10)$$

Yukarıdaki denklemde verilen sembollerde \vec{F} kuvvetleri, \vec{M} momentleri, \vec{T} atalet kuvvetlerini, \vec{V} çizgisel hızları, $\vec{\omega}$ açısal hızları göstermektedir. Çubukların ağırlık merkezlerinin atalet momentleri şöyle yazılabilir:

$$M_{G_i} = -I_{G_i}\vec{\alpha}_i \quad (11)$$

Burada , I_{G_i} kütle atalet momentini, $\vec{\alpha}_i$ açısal ivmeleri temsil etmektedir. Atalet kuvvetlerinin eşitliği de aşağıdaki gibidir:

$$T_i = -m_i \cdot \vec{a}_{G_i} \quad (12)$$

Burada da m_i çubuk ağırlıklarını, \vec{a}_{G_i} ağırlık merkezinin ivmesini temsil etmektedir.

Yukarıda verilen ifadelerde yer alan çizgisel ve açısal hız ve ivme vektörlerini hesaplayabilmek için mekanizmanın kinematik analizi yapılacaktır [20]. Bunun için çevrim denklemi aşağıdaki gibi yazılmıştır:

$$\overrightarrow{BO} + \overrightarrow{OA} = \overrightarrow{BA} \quad (13)$$

$$0,5 \cdot L \cdot e^{i\theta_3} + 0,5 \cdot L \cdot e^{i\theta_4} = L_A \quad (14)$$

Yukarıda verilen L çubuk boyunu göstermekte ve diğer θ_3 ve θ_4 vektörlerin açılarını göstermektedir (Şekil 2). Burada $\theta_4 = 360 - \theta_3$ 'dür. Bu çevrim denkleminin sanal ve reel kısımları ayrılarak aşağıdaki konum denklemleri elde edilir:

$$0,5 \cdot L \cdot \cos \theta_3 + 0,5 \cdot L \cdot \cos \theta_4 = L_A \quad (15)$$

$$0,5 \cdot L \cdot \sin \theta_3 + 0,5 \cdot L \cdot \sin \theta_4 = 0 \quad (16)$$

Çevrim denkleminin türevini alıp sanal ve reel kısımlar ayrılırsa, aşağıdaki gibi hız eşitlikleri elde edilir:

$$-0,5 \cdot L \cdot w_3 \cdot \sin \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot w_4 \cdot \sin \theta_4 = V_A \quad (17)$$

$$0,5 \cdot L \cdot w_3 \cdot \cos \theta_3 + 0,5 \cdot L \cdot w_4 \cdot \sin \theta_4 = 0 \quad (18)$$

Çevrim denkleminin ikinci türevini alıp sanal ve reel kısımlar ayrılırsa, aşağıdaki gibi ivme eşitlikleri elde edilir:

$$-0,5 \cdot L \cdot \alpha_3 \cdot \sin \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot w_3^2 \cdot \cos \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot \alpha_4 \cdot \sin \theta_4 - 0,5 \cdot L \cdot w_4^2 \cdot \cos \theta_4 = a_A \quad (19)$$

$$0,5 \cdot L \cdot \alpha_3 \cdot \cos \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot w_3^2 \cdot \sin \theta_3 + 0,5 \cdot L \cdot \alpha_4 \cdot \cos \theta_4 - 0,5 \cdot L \cdot w_4^2 \cdot \sin \theta_4 = 0 \quad (20)$$

Virtüel güçler prensibindeki diğer hız ve ivme terimlerinin hesaplanması için aşağıdaki gibi ikinci çevrim denklemi yazılmıştır:

$$\overrightarrow{BO} + \overrightarrow{OC} = \overrightarrow{BC} \quad (21)$$

$$0,5 \cdot L \cdot e^{i\theta_3} + 0,5 \cdot L \cdot e^{i\theta_5} = H \cdot e^{i(\pi/2)} \quad (22)$$

Yukarıdaki ikinci çevrim denkleminin de birinci türevi alınıp sanala ve reel kısımlar ayrılırsa, aşağıdaki gibi hız denklemleri elde edilir:

$$-0,5 \cdot L \cdot w_3 \cdot \sin \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot w_5 \cdot \sin \theta_5 = 0 \quad (23)$$

$$0,5 \cdot L \cdot w_3 \cdot \cos \theta_3 + 0,5 \cdot L \cdot w_5 \cdot \cos \theta_5 = \dot{H} \quad (24)$$

İkinci çevrim denkleminin ikinci türevi alınıp sanal ve reel kısımlar ayrılırsa, aşağıdaki gibi ivme denklemleri elde edilir:

$$-0,5 \cdot L \cdot \alpha_3 \cdot \sin \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot w_3^2 \cdot \cos \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot \alpha_5 \cdot \sin \theta_5 - 0,5 \cdot L \cdot w_5^2 \cdot \cos \theta_5 = 0 \quad (25)$$

$$0,5 \cdot L \cdot \alpha_3 \cdot \cos \theta_3 - 0,5 \cdot L \cdot w_3^2 \cdot \sin \theta_3 + 0,5 \cdot L \cdot \alpha_5 \cdot \cos \theta_5 - 0,5 \cdot L \cdot w_5^2 \cdot \sin \theta_5 = a_c \quad (26)$$

Tablo 1. Mekanizmaya ait tasarım parametreleri

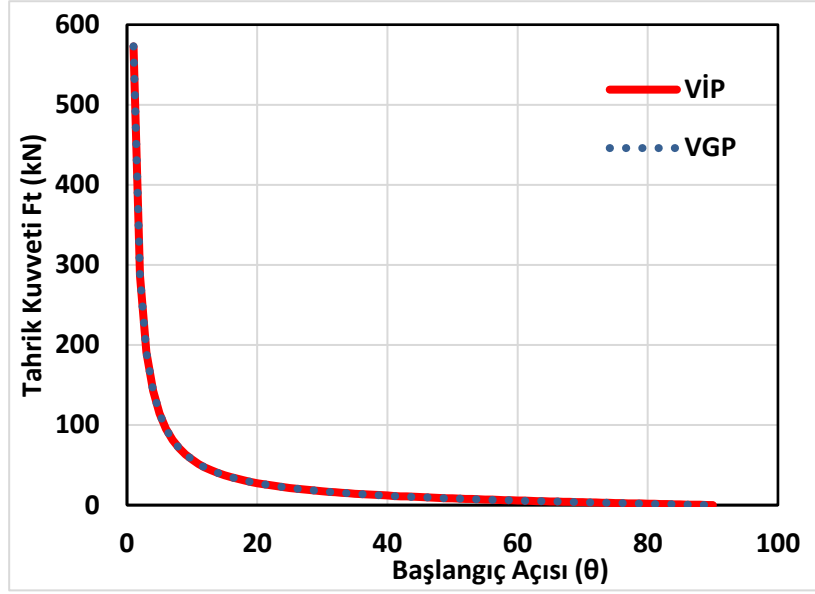
Tasarım Değerleri	Veri 1
Direnç Kuvveti F_D	10 kN
Çubuk Boyu L	0,3 m
Çubuk Ağırlığı m	12,02 kg
İlerleme Hızı, V_A	0,01 m/sn
Atalet Momenti I_G	0,01 kg.m ²

3. Bulgular ve Tartışma

Burada kurulan matematiksel modelden elde edilen sonuçlar Şekil 3 ve Şekil 4'te grafik halinde sunulmuştur. Şekil 3'te görüldüğü üzere, ihtiyaç duyulan tahrik kuvveti çubukların başlangıç açısına oldukça bağlıdır. Başlangıç açısı 20^0 'den sonra kuvvet oldukça düşmektedir. Bu da mekanizmanın başlangıç açısının bunun üstünde olması gerektiğini göstermektedir. Öte yandan Şekil 3'te görüldüğü üzere mekanizmanın 0,01 m/sn ilerleme hızı için virtüel işler prensibi ile yapılan statik analiz ile virtüel güçler

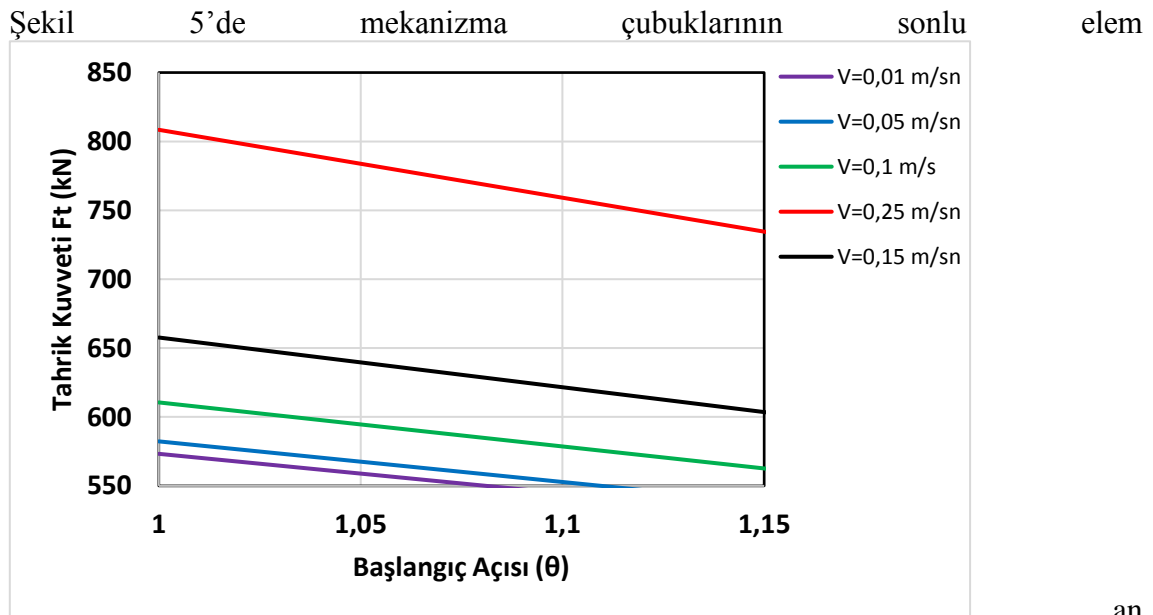
prensibi ile yapılan dinamik analizler neredeyse aynı sonuçlar vermiştir. İlerleme hızının düşük olması bunun makul olduğunu göstermektedir.

Şekil 4'teki farklı ilerleme hızlarına karşılık virtüel güçler prensibi ile yapılan dinamik analizlerin sonuçlarına göre, hızın 0,05 m/sn'lik kısmından sonra mekanizmada ciddi bir tahrik kuvveti artışı gerektiği görülmektedir.



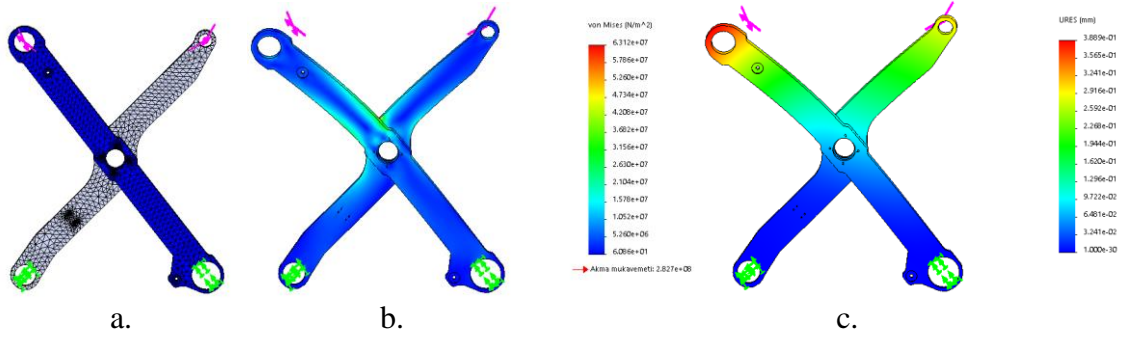
Şekil 3. Mekanizmada tahrik kuvvetinin başlangıç açısına göre değişimi ve virtüel işler prensibi (VİP) ile virtüel güçler prensibinin (VGP) karşılaştırması

Şekil 4. Farklı ilerleme hız durumlarında mekanizmada tahrik kuvvetinin başlangıç açısına göre değişimi



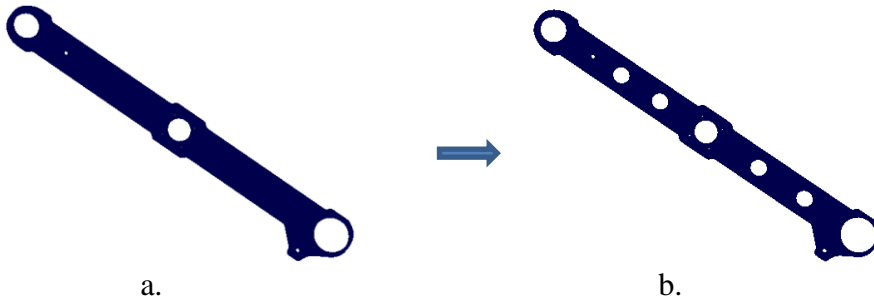
an

analizlerine ait mesh yapısı ve sınır şartları ve analiz sonuçları verilmiştir. Çubuklar alttan sabitlenmiş üstten kuvvet verilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Burada malzeme olarak yapı çeliği seçilmiş ve 5000 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır. Çubuk malzemelerinin elastikiyet modülü yaklaşık 2,05 GPa, poisson oranı 0,29; yoğunluk 7858 kg/m^3 olarak alınmıştır. Toplam mesh eleman sayısı 15401, düğüm sayısı 25939'dur.

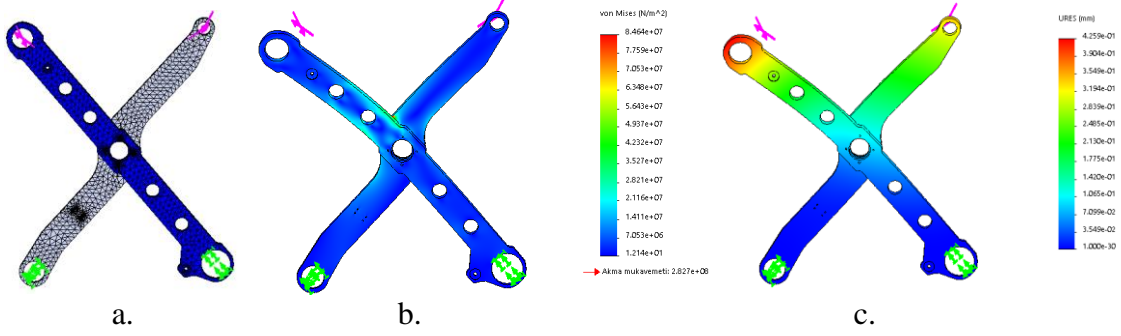


Şekil 5. Kaldırıcı kolun dolu halindeki mesh yapısı (a), gerilme (b) ve şekil değişikliği (c) analiz sonuçları

Şekil 6'da tahrik kolunun gerilmelerin düşük olduğu yerlerde topoloji optimizasyonu yaklaşımı ile kütle boşaltılarak gerçekleştirilen hafifletilmiş hali verilmiştir. Burada kolun yaklaşık %10 daha hafif bir tasarımı elde edilmiştir. Burada başlangıçta 16,25 kg olan ağırlık 14,68'e düşürülmüştür. Yeni boşaltılmış çubuk yapısı ile analizler tekrar edilmiş ve buna ait sonuçlar da Şekil 7'de verilmiştir. Yeni çubuk ile yapılan analizde 0,42 mm maksimum şekil değiştirme ve 84,64 MPa maksimum gerilme elde edilmiştir. Maksimum gerilmeler ilk hal için nispeten artsa da akma gerilmesinin altında kalmıştır.



Şekil 6. Kaldırıcı kolun dolu (a) ve boşaltılmış hali (c)



Şekil 7. Kaldırıcı kolun boşaltılmış halindeki mesh yapısı (a), gerilme (b) ve şekil değişikliği (c) analiz sonuçları

4. Sonuç

Bu çalışmada, bir araç kaldırma platformu için geliştirilen servo tahrikli bir makaslı kaldırıcının minimum enerji sarfiyatı göz önüne alınarak tasarımı, kinematik analizi, statik ve dinamik analizi ile çubuklarında boyut optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Klasik hidrolik sistem yerine, daha temiz ve daha hassas kontrol için vidalı mil yardımı ile servo tahrikli bir mekanizma incelenmiştir. Bunun için mekanizmanın statik yapısı için başlangıç açısına göre virtuel işler prensibi ve virtüel güçler prensibi yardımıyla statik ve dinamik analizleri gerçekleştirilmiş ve tahrik momenti incelenmiştir. Düşük hızlarda statik ve dinamik analizin birbirine çok yakın sonuçlar verdiği görülmüş ve başlangıç açısının kaldırma kuvvetine etkisinin 20° 'ye kadar çok ciddi etkisini olduğu gösterilmiştir. Bununla birlikte mekanizmanın kaldırıcı kolunda %9,66 oranında bir hafifletme yapılmış ve yeni şeklinde akma mukavemetinin altında kaldığı görülmüştür. Böylece kaldırma mekanizması tasarımı ve hafifletme çalışmaları hakkında mühendisleri için önemli bilgiler paylaşılmıştır.

Çıkar Çatışması

Yazar(lar), bilinen herhangi bir çıkar çatışması veya herhangi bir kurum/kuruluş ya da kişi ile ortak çıkar bulunmadığını onaylamaktadırlar.

Yazar Katkısı

Serkan Kırıkoğlu ve Nurşen Sanver çalışmanın kavramsal ve tasarım süreçlerinin belirlenmesi ve yönetimi, Ahmet Yıldız matematiksel model kurma ve veri analizi, Ahmet Yıldız, Serkan Kırıkoğlu veri analizi ve Nurşen Sanver yorumlama kısmında katkı koymuştur.

Teşekkür

Bu makale çalışması TÜBİTAK 3220425 Nolu Teydeb projesi ile ilgilidir. Desteklerinden dolayı TÜBİTAK'a teşekkür ederiz.

5. Kaynaklar / References

- [1] Yildiz, A., Kopmaz, O. ve Gokyer Y., Investigation of Gas Piston Actuated Opening-Closing Trunk Lid Mechanisms Used in Passenger Cars, *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 20, 2, 1-10, (2015).
- [2] Moy, J.J., Tan, C.S., Mohammad, S. ve Abidin, A.R.Z., State-of-Art review on deployable scissor structure in construction, *Structures*, 42, 8, 160-180, (2022).
- [3] Yildiz, A. ve Kopmaz, O., Mathematical modelling and simulation of a torsional bar actuated trunk lid mechanism for a passenger car, *International Journal of Advances in Engineering & Technology* 10, 1, 1-9, (2017).
- [4] Zhou, Y., Zhang, Q., Jia, W., Lee, D.S., Cai, J. ve Feng, J., Mechanical behavior of elastic telescopic rods for morphing scissor structures, *Journal of Building Engineering*, 56, 9, 104734, (2022).
- [5] Pan, C.S., Chiou, S.S., Kau, T.Y., Wimer, B.M., Ning, X. ve Keane, P. Evaluation of postural sway and impact forces during ingress and egress of scissor lifts at elevations, *Applied Ergonomics*, 65, 11, 152-162, (2017).
- [6] Hamidi, B., Design and Calculation of the Scissors-type Elevating Platform, *Open Journal of Safety Science and Technology*, 2,1, 8-15, (2012).
- [7] Stawinski, L., Kosucki, A., Morawiec, A. ve Sikora, M., A new approach for control the velocity of the hydrostatic system for scissor lift with fixed displacement pump, *Archives of Civil and Mechanical Engineering*, 19, 4, 1104-1115, (2019).
- [8] Castro, M.N., Rasmussen, J., Andersen, M.S. ve Bai, S., A compact 3-DOF shoulder mechanism constructed with scissors linkages for exoskeleton applications, *Mechanism and Machine Theory*, 132, 2, 264-278, (2019).
- [9] Tsuda, S. Kohno, J., Nakahara, Y. ve Ohsaki, M., Composition of curvilinearly extendable tubular scissor mechanisms, *International Journal of Solids and Structures*, 250, 8, 111673, (2022).
- [10] Zhao, G., Tiba, Z.S. ve Menyhart, J., Optimization and Analysis of Structure about Lifting Device of Logistics Sorting, *International Journal of Engineering and Management Sciences*, 4, 4, 425-431, (2019).
- [11] Rani, D., Agarwal, N. ve Tirth, V. Design and Fabrication of Hydraulic Scissor Lift, *MIT International Journal of Mechanical Engineering*, 5, 2, 81-87, (2015).
- [12] İslam, M.T., Yin, C., Jian, S. ve Rolland, L. Dynamic Analysis of Scissor Lift Mechanism Through Bond Graph Modeling, *IEEE/ASME International Conference on Advanced Intelligent Mechatronics*, 1393 – 1399, Besancon, (2014).
- [13] Manoharrao, S.A., ve Jamgekar R.S., Analysis and Optimization of Hydraulic Scissor Lift, *International Journal of Engineering Development and Research*, 4, 4, 329-347, (2016).
- [14] Ciupan, C., Ciupan, E., ve Pop, E., Algorithm for designing a hydraulic scissor lifting platform, *Modern Technologies in Manufacturing Conferences*, 1-10, Cluj-Napoca, (2019).

- [15] Eser, S. Makaslı kaldırıcının öntasarımı için bir yazılım ve arayüz geliştirilmesi, Yüksek Lisans Tezi, Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bursa, (2016).
- [16] Arunkumar, G., Kartheeshwaran, R., ve Siva J., Investigation on design, analysis and topological optimization of hydraulic scissor lift, Journal of Physics, 2054, 1, 1-13, (2021).
- [17] Todorovic, M., Zdravković, N.B., Savković, M., Marković, G. ve Pavlović G. Optimization of scissor mechanism lifting platform members using HHO method, The Eighth International Conference Transport and Logistics, 91-96, Nis, (2021).
- [18] Yildiz, A, Parametric synthesis of two different trunk lid mechanisms for sedan vehicles using population-based optimisation algorithms. Mechanism and Machine Theory, 156, 2, 104130, (2021).
- [19] İslam, M.T ve Rolland, L., Parametric design optimization of scissor lift platform – a design of experiment (doe) approach, 1-12, Canadian Committee for the Theory of Machines and Mechanisms (CCToMM), Mechanisms, Machines, and Mechatronics Symposium, 1-12, Ottawa, (2015).
- [20] Yildiz, A., Kopmaz, O. ve Cetin S.T. Dynamic modeling and analysis of a four-bar mechanism coupled with a CVT for obtaining variable input speeds, Journal of Mechanical Science and Technology, 29, 3, 1001-1006, (2015).