

## Strandbeest Mekanizmasının Kinematik ve Mukavemet Analizi

İbrahim Ali KARTAL<sup>1</sup>, Koray KAVLAK<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Makine Mühendisliği/ Lisansüstü Eğitim Entitüsü / Konya Teknik Üniversitesi, Türkiye

<sup>2</sup>Makine Mühendisliği/ Lisansüstü Eğitim Entitüsü / Konya Teknik Üniversitesi, Türkiye  
(ibrahimlikartal@ktun.edu.tr) , (kkavlak@ktun.edu.tr)

**Özet -** Teknolojinin gelişmesiyle birlikte afetlerde ilk yardım ve arama kurtarma işlemlerinde, maden ocaklarında, denizaltı araştırmalarında, insan sağlığına zararlı yerlerde yapılacak birçok işi robotlar üstlenmektedir. Günümüzde genellikle tekerlekli robotlar kullanılmaktadır. Tekerlekli robotlar düz zeminde kolaylıkla ilerleyebilirken, engebeli arazi şartlarında ise zorluklarla karşılaşılır. Engebeli arazi şartlarında ilerlemenin daha kolay olması için yürüme mekanizmalı robotlar tercih edilir. Bu robotlarda, yürümenin sağlanması için en az iki yürüme mekanizması vardır. Ayrıca denge şartları gereği mekanizmanın sayısı fazla seçilerek robot oluşturulur. Robottaki mekanizmanın biri boşa hareket yaparken diğeri ise robotun ilerlemesini sağlar. Bu çalışmada robotun temel mekanizması olarak seçilen Strandbeest mekanizmasının, yere temas ettiği konumdaki biyel eğrisi çizilmiş; mekanizmanın kinematik, mukavemet ve modal analizi yapılmıştır. Biyel eğrisinin çizimi için Cinderella programı kullanılmıştır. Uzunluklar Solidworks programında katı modellenmiştir. Ayrıca modal analizi de yapılarak doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Mukavemet analizi sonucunda ise Ansys programından gerilme ve yer değiştirme değerleri bulunmuştur.

*Anahtar Kelimeler – yürüme mekanizması, Strandbeest, robot, biyel eğrisi, kinematik – mukavemet ve modal analiz*

## Kinematic and Strength Analysis of Strandbeest Mechanism

**Abstract -** With the development of technology, robots undertake many tasks in first aid and search and rescue operations, in mines, in submarine researches and in places that are harmful to human health. Nowadays, often wheeled robots are used. While wheeled robots can be easily progressed on a flat surface, the rugged terrain conditions have difficulties. Robots with a walking mechanism are preferable to make progress easier in rugged terrain conditions. These robots have at least two walking mechanisms to ensure the walking. In addition, due to the balance conditions, the number of mechanisms is selected more and the robot is formed. While one of the mechanisms in the robot is idle, the other allows the robot to move forward. In this study, the coupler curve of the Strandbeest mechanism, which is selected as the basic mechanism of the robot, is drawn; the kinematic, strength and modal analysis of the mechanism was made. The Cinderella program was used for drawing the couple curve. The links are solid modeled in Solidworks program. In addition, natural frequency values were obtained by modal analysis. As a result of strength analysis, stress, displacement and natural frequency values were determined from Ansys program.

*Keywords – walking mechanism, Strandbeest, robot, coupler curve, kinematic – strength and modal analysis*

### I. GİRİŞ

Yaygın olarak mobil robotların gelişiminde hayvanların hareketleri referans olarak kullanılmakta; denge, uçuş, yürüme, gibi hareketleri sağlayacak sistemlerde ise tersine mühendislik yapılmaktadır.

Savunma sanayinde, uzaydaki keşiflerde, afetlerde ilk yardım araçlarında, nispeten kısa mesafede yük ve gereç taşıma işlemlerinde tekerlek ve palet tipi ilerleme mekanizmalarının yetersiz kalışı, hayvanlardakine benzer şekilde yürüme hareketi sağlayan sistemlere olan ilgiyi artırmıştır. Örneğin mayın tarama robotlarında zeminin kimi zaman paletli robotlarla dahi ilerlemeye mani olacak derecede engebeli olması, bu alanda yürüme mekanizmalı robotların kullanılmasını kaçınılmaz hale getirmiştir.

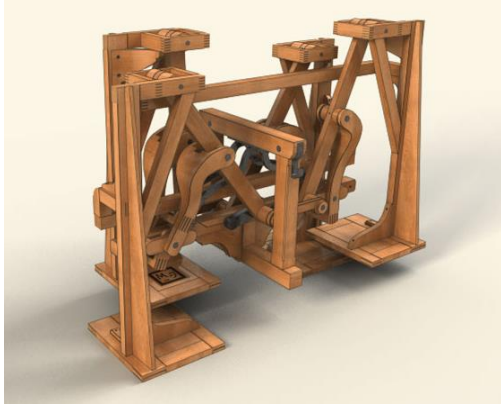
Yürüme mekanizmalarında aranan niteliklerden bazıları şöyle sıralanabilir:

- Mekanizma temel yürüme eğrisini sağlayabilmelidir.
- Ayak uzvu yerle temas halindeyken çizgisel hız sabit olmalıdır.

- Yere temas etmeyen ayak, diğer ayak görev eğrisinin sonuna ulaşmadan evvel bu eğrinin başına ulaşmalıdır.
- Mekanizmanın yerden yüksekliği sabit kalmalıdır.
- Mekanizma giriş torku sabit olmalıdır.
- Mekanizma ağırlığı az olmalıdır. Uzunluğunun artması, düşük bağlama açıları (uzuv kesit alanını artıracığından) vs. mekanizma ağırlığını artırıcı yönde etkiye bulunacaktır.
- Ağırlık merkezi destek bölgesinin içinde olmalıdır.
- Mekanizma düz ve ters yönde hareket edebilmelidir [1].

Bu şartları yerine getirmek üzere pek çok mekanizma tasarlanmıştır. Rus Matematikçi Pafnuty Chebyshev (1821-1894) 'in Plantigrade (düztaban) mekanizması bu konuda yapılmış ilk çalışmalardan biridir. Mekanizma temelde dört

uzuvludur ve Lambda mekanizması olarak adlandırılır (Şekil 1). Bundan türetilen yürüme mekanizması ise aralarında faz farkı bulunan iki ayaktan meydana gelir. Yürümenin sağlanabilmesi için eşlenik mekanizma sayısı iki veya daha fazla seçilir [2].



Şekil 1. Chebyshev'in Plantigrade mekanizması [3]

Yürüme mekanizmaları kumlu, çamurlu, karlı, buzlu, kayalık bölgelerde ve daha bir çok farklı zemin şartlarında kolaylıkla ilerleyebilir [4]. Boyutlandırma ve imalatla ilgili literatürde yeterli bilgi yoktur. Bu sebeple mekanizmanın kullanılacağı yere göre özel tasarım yapılmaktadır [5].

Literatürde Ghassaei [6], Theo Jansen, Klann, Trotbot, Strider, Trotbotstrider, 2 DOF pantograf ve sekiz uzuvlu yürüme mekanizmalarına rastlanmıştır [7]. Bu mekanizmalar karşılaştırıldığında ise en kararlı yürüyüşü ikiz kenar üçgen şeklinde yörünge (biyel eğrisi) çizen Strandbeest mekanizmasının gerçekleştirdiği görülür.

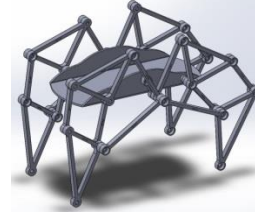
#### A. Strandbeest Mekanizması

Kinetik heykel ve eserlerle uğraşan Hollandalı sanatçı Theo Jansen, Plantigrade mekanizmasından faydalanarak 1990 yılında PVC, ahşap ve kumaştan yapılan, meltem rüzgârlarından tahrik alan bir mekanizma geliştirmiş ve buna Strandbeest (sahil canavarı) adını vermiştir. Mekanizma sekiz uzuvdan oluşur ve yürümenin sağlanabilmesi için en az dört mekanizma çiftine ihtiyaç vardır. Sonradan bu çalışma üzerine pek çok akademik çalışma ve tez oluşturulmuş, 2016 yılında ise NASA, Venüs'te kullanılacak keşif aracı için bu mekanizmanın konsept olarak kullanılacağını açıklamıştır [8].

Yürüme mekanizması olarak kullanılan sekiz uzuvlu Strandbeest Mekanizması, kamyonların şaselerine monte edilerek kömür madenlerinde taşıma işlemlerinde kullanılmaktadır. Kullanılan şase ve oluşan şaseli robotun genel görünüşü Şekil 2' de verilmiştir. Bu çalışmada tasarlanan Strandbeest yürüme mekanizmalı robotun basit görünümü ise Şekil 3' de gösterilmiştir.



Şekil 2. Kömür taşımada kullanılan şase [9]



Şekil 3. Strandbeest yürüme mekanizmalı robotun genel görünümü

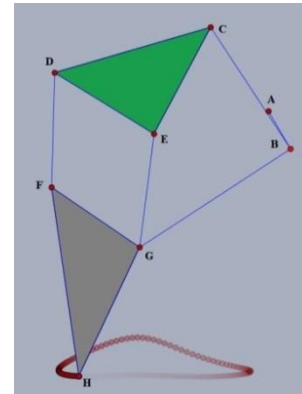
## II. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada robotun yürüme mekanizması olarak seçilen Strandbeest mekanizmasının, yere temas ettiği konumdaki biyel eğrisi çizilmiştir; mekanizmanın kinematik, mukavemet ve modal analizi yapılmıştır. Biyel eğrisinin çizimi için Cinderella programı kullanılmıştır. Uzuvar Solidworks programında katı modellenmiştir. Ayrıca modal analizi de yapılarak doğal frekans değerleri elde edilmiştir. Mukavemet analizi sonucunda ise Ansys programından gerilme ve yer değiştirme değerleri bulunmuştur.

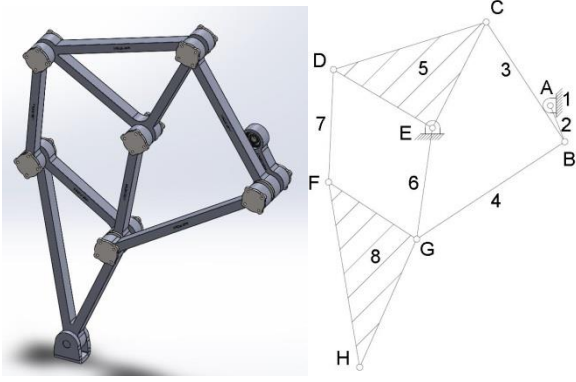
#### A. Strandbeest Yürüme Mekanizmasının Geometrik Analizi ve Boyutlandırılması

Robotun yürüme mekanizması, temelde iki adet dört çubuk mekanizmasının birleşiminden meydana gelmiştir. H noktası yürüme mekanizmasındaki bacakların zeminle temas ettiği noktadır. H noktasının biyel eğrisi Şekil 4' de verilmiştir. Bu noktanın konumu bacakların hareketine bağlı olarak biyel eğrisi üzerinde sürekli değişmektedir.

Tahrik uzvunun pozitif olarak kabul edilen saat yönünün tersine döndüğü durumda, mekanizmanın yere temas ettiği andaki konumunun genel ve şematik gösterimi Şekil 5' deki gibi olur.



Şekil 4. H noktasının biyel eğrisi



Şekil 5. Yürüme mekanizmasının genel ve şematik gösterimi

Theo Jansen' in yapmış olduğu boyutlar referans alınarak Cinderella programında mekanizma ölçüleri tekrar düzenlenmiş ve yürüme hareketi için en uygun uzuv uzunlukları aşağıdaki gibi elde edilmiştir:

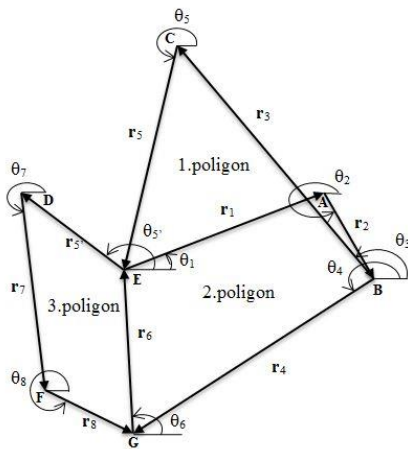
EA=r <sub>1</sub> =193.96 mm	AB=r <sub>2</sub> =75 mm
BC=r <sub>3</sub> =250 mm	BG=r <sub>4</sub> =309.5mm
CE=r <sub>5</sub> =207.5 mm	DE=r <sub>5</sub> '=200.5 mm
CD=r <sub>5</sub> '=279 mm	EG=r <sub>6</sub> =196.5mm
DF=r <sub>7</sub> =197 mm	FG=r <sub>8</sub> =183 mm
GH=r <sub>8</sub> =245 mm	FH=r <sub>8</sub> '=328 mm

### III. STRANDBEEST MEKANİZMASININ KİNEMATİK ANALİZİ

#### A. Konum Analizi

Şekil 4' deki H noktasının yerle temas ettiği konumda, uzuvların yatay 0° referans konumuna göre ölçülen açısal konumları aşağıda verilmiştir:

θ <sub>1</sub> =11.6°,	θ <sub>2</sub> =302.8°,	θ <sub>3</sub> =123.21°,
θ <sub>4</sub> =213.43 °,	θ <sub>5</sub> =243.15°,	θ <sub>5</sub> =149.42°,
θ <sub>6</sub> =81.9°,	θ <sub>7</sub> =267.53°,	θ <sub>8</sub> =326.98°,
θ <sub>8</sub> =246.01°		



Şekil 6. Yürüme mekanizmasının vektörel gösterimi ve ilgili parametreleri

Zeminle temas konumunda 3, 4, 5, 6, 7 ve 8 nolu uzuvların açısal hızlarını ve açısal ivmelerini bulabilmek için mekanizmanın Şekil 6' da gösterilen poligonlara ayırma

işlemi yapılmıştır. 1. poligondan  $|EA|+|AB|+|BC|+|CE|=0$  ve uzuvları ifade eden uzunluklar vektörler olarak tanımlanırsa  $\vec{r}_1 + \vec{r}_2 + \vec{r}_3 + \vec{r}_5 = 0$  olur.  $\mu(\theta) = \cos\theta\mathbf{i} + \sin\theta\mathbf{j}$  olmak üzere bu vektörler  $\mu(\theta_i)$  doğrultulu birim vektörleri cinsinden yazılırsa

$$r_1\mu(\theta_1) + r_2\mu(\theta_2) + r_3\mu(\theta_3) + r_5\mu(\theta_5) = 0 \quad (1)$$

denklemleri elde edilir. 2. poligon ve 3. poligona da benzer işlemler uygulandığında

$$r_1\mu(\theta_1) + r_2\mu(\theta_2) + r_4\mu(\theta_4) + r_6\mu(\theta_6) = 0 \quad (2)$$

$$r_6\mu(\theta_6) + r_5\mu(\theta_5) + r_7\mu(\theta_7) + r_8\mu(\theta_8) = 0 \quad (3)$$

denklemleri bulunur.

#### B. Hız Analizi

r<sub>1</sub>, r<sub>2</sub>, r<sub>3</sub>, r<sub>4</sub>, r<sub>5</sub>, r<sub>5</sub>', r<sub>6</sub>, r<sub>7</sub>, r<sub>8</sub> uzunluklarının ve θ<sub>1</sub> açısının sabit olduğu göz önünde tutularak (1) denkleminin zamana göre türevi alınır,  $d\mu(\theta)/dt = \omega\sigma(\theta)$  olmak üzere;

$$r_2\omega_2\sigma(\theta_2) + r_3\omega_3\sigma(\theta_3) + r_5\omega_5\sigma(\theta_5) = 0 \quad (4)$$

denklemleri elde edilir.

(2) ve (3) denklemlerinin de benzer şekilde zamana göre türevi alındığında

$$r_2\omega_2\sigma(\theta_2) + r_4\omega_4\sigma(\theta_4) + r_6\omega_6\sigma(\theta_6) = 0 \quad (5)$$

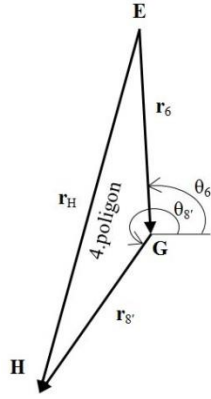
ve

$$r_6\omega_6\sigma(\theta_6) + r_5\omega_5\sigma(\theta_5) + r_7\omega_7\sigma(\theta_7) + r_8\omega_8\sigma(\theta_8) = 0 \quad (6)$$

denklemleri elde edilir. 2 numaralı tahrik uzvunun açısal hızı  $\omega_2 = 10$  rad/s olarak kabul edilmiştir. Burada  $\sigma(\theta)$ ,  $\mu(\theta)$ ' ya göre saat yönünün tersi doğrultusunda dik olan doğrultu birim vektördür.  $\omega_3$ ' ü elde etmek için (4) nolu denklem  $\mu(\theta_5)$  ile skaler olarak çarpılır ve elde edilen denklemde boyutsal ve açısal parametre değerleri yerlerine yazıldığında;  $\omega_3 = 2.99$  rad/s olarak bulunur. (4) nolu denklemin  $\mu(\theta_3)$  ile çarpılması sonucunda elde edilen denklemde değerler yerine yazıldığında ise  $\omega_5 = -0.03$  rad/s olarak hesaplanır.

(5) ve (6) nolu denklemler için de benzer şekilde işlemler yapıldığında sırasıyla  $\omega_4 = 2.2$  rad/s,  $\omega_6 = 5.09$  rad/s,  $\omega_7 = 5.36$  rad/s ve  $\omega_8 = -0.657$  rad/s olarak bulunur.

H noktasının yer vektörü Şekil 7' deki gibi sabit olan E noktasından başlanarak yazılırsa;



Şekil 7. H noktasının yer vektörü

$$\vec{r}_H = -r_6 \mu(\theta_6) + r_8 \mu(\theta_8) \quad (7)$$

olur. (7) denkleminin türevi alınırsa

$$\vec{V}_H = -r_6 \omega_6 \sigma(\theta_6) + r_8 \omega_8 \sigma(\theta_8) \quad (8)$$

hız denklemi elde edilir.  $\sigma(\theta) = -\sin\theta \mathbf{i} + \cos\theta \mathbf{j}$  olduğu göz önüne alınır (8) denkleminde hız vektörünün yatay ve düşey bileşenleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

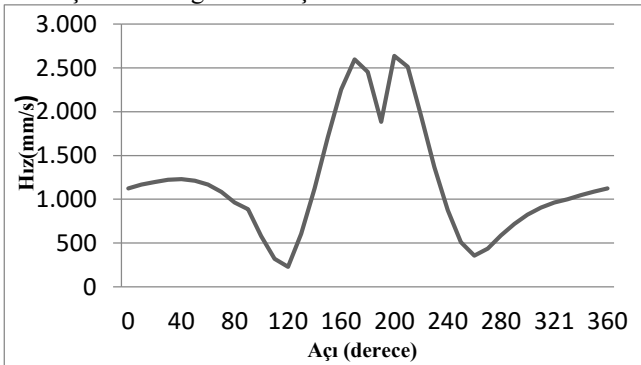
$$\begin{aligned} V_{Hx} &= -r_6 \omega_6 (-\sin(\theta_6)) + r_8 \omega_8 (-\sin(\theta_8)) \\ V_{Hx} &= 844.72 \text{ mm/s} \end{aligned} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} V_{Hy} &= -r_6 \omega_6 (\cos(\theta_6)) + r_8 \omega_8 (\cos(\theta_8)) \\ V_{Hy} &= -75.7 \text{ mm/s} \end{aligned} \quad (10)$$

H noktasının hızı

$$V_H = \sqrt{V_{Hx}^2 + V_{Hy}^2} \quad (11)$$

denkleminde bulunur. Hız bileşenleri (11) denkleminde yerine yazılarak  $V_H = 848.11 \text{ mm/s}$  olarak elde edilir. Bacak uzvu  $360^\circ$  dönme yapmamaktadır. 2 numaralı tahrik uzvunun tam dönme yaptığı göz önüne alınarak,  $0^\circ$  ve  $360^\circ$  arasındaki konumlarda elde edilen H noktasının hızı grafik olarak Şekil 8’de gösterilmiştir.



Şekil 8. H noktasının açı hız grafiği

### C. İvme Analizi

(4), (5) ve (6) nolu denklemlerin sırasıyla zamana göre türevleri alındığında

$$-r_2 \omega_2^2 \mu(\theta_2) + r_3 \alpha_3 \sigma(\theta_3) - r_3 \omega_3^2 \mu(\theta_3) + r_5 \alpha_5 \sigma(\theta_5) - r_5 \omega_5^2 \mu(\theta_5) = 0 \quad (12)$$

$$-r_2 \omega_2^2 \mu(\theta_2) + r_4 \alpha_4 \sigma(\theta_4) - r_4 \omega_4^2 \mu(\theta_4) + r_6 \alpha_6 \sigma(\theta_6) - r_6 \omega_6^2 \mu(\theta_6) = 0 \quad (13)$$

$$r_6 \alpha_6 \sigma(\theta_6) - r_6 \omega_6^2 \mu(\theta_6) + r_5' \alpha_5 \sigma(\theta_5') - r_5' \omega_5'^2 \mu(\theta_5') + r_7 \alpha_7 \sigma(\theta_7) - r_7 \omega_7^2 \mu(\theta_7) + r_8 \alpha_8 \sigma(\theta_8) - r_8 \omega_8^2 \mu(\theta_8) = 0 \quad (14)$$

denklemleri elde edilir.

$\alpha_3$ 'ü bulmak için (12) denklemini  $\mu(\theta_5)$  ile çarpılır ve elde edilen denklemden  $\alpha_3 = 12.35 \text{ rad/s}^2$  olarak hesaplanır. (13) ve (14) nolu denklemler için benzer şekilde işlemler yapıldığında ise sırasıyla  $\alpha_4 = 6.4 \text{ rad/s}^2$ ,  $\alpha_5 = 29.3 \text{ rad/s}^2$ ,  $\alpha_6 = -13.01 \text{ rad/s}^2$ ,  $\alpha_7 = -10.42 \text{ rad/s}^2$  ve  $\alpha_8 = 30.6 \text{ rad/s}^2$  olarak hesaplanır.

H noktasının ivme analizi için (8) nolu denklemin zamana göre türevi alınarak

$$\vec{a}_H = -r_6 \alpha_6 \sigma(\theta_6) + r_6 \omega_6^2 \mu(\theta_6) + r_8 \alpha_8 \sigma(\theta_8) - r_8 \omega_8^2 \mu(\theta_8) \quad (15)$$

ivme denklemi elde edilir. Bu denklemden ivme vektörünün yatay ve düşey bileşenleri aşağıdaki gibi hesaplanır:

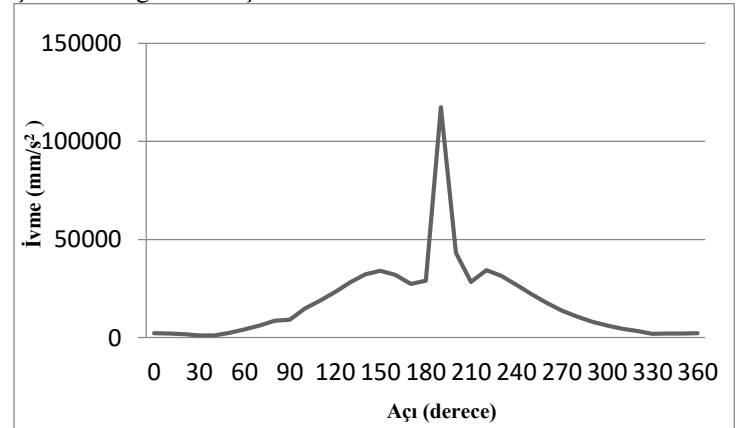
$$\begin{aligned} a_{Hx} &= r_6 \alpha_6 \sin(\theta_6) + r_6 \omega_6^2 \cos(\theta_6) - r_8 \alpha_8 \sin(\theta_8) - r_8 \omega_8^2 \cos(\theta_8) \\ a_{Hx} &= 5081.45 \text{ mm/s}^2 \end{aligned} \quad (16)$$

$$\begin{aligned} a_{Hy} &= -r_6 \alpha_6 \cos(\theta_6) + r_6 \omega_6^2 \sin(\theta_6) + r_8 \alpha_8 \cos(\theta_8) - r_8 \omega_8^2 \sin(\theta_8) \\ a_{Hy} &= -75.7 \text{ mm/s}^2 \end{aligned} \quad (17)$$

H noktasının ivmesi

$$a_H = \sqrt{a_{Hx}^2 + a_{Hy}^2} \quad (18)$$

denkleminde bulunur. İvme bileşenleri (18) denkleminde yerine yazılarak  $a_H = 5081.47 \text{ mm/s}^2$  olarak elde edilir.  $0^\circ$  ve  $360^\circ$  arasındaki konumlarda tahrik uzvunun hareketine bağlı olarak elde edilen H noktasının ivmesi grafik olarak Şekil 9’da gösterilmiştir.

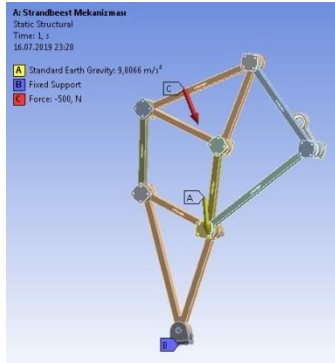


Şekil 9. H noktasının açı ivme grafiği



#### IV. STRANDBEEST MEKANİZMASININ MUKAVEMET ANALİZİ

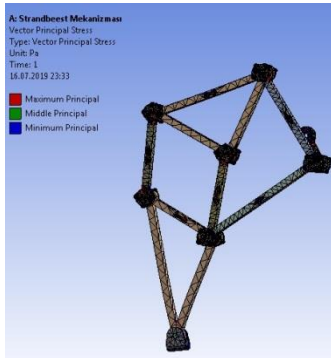
Kinematik olarak incelenen mekanizmanın çalışma ortamlarındaki davranışının tespiti için simülasyon programlarına ihtiyaç vardır. Katı modellemesi yapılan yürüme mekanizmasının mukavemet analizi Ansys programında yapılmıştır. Şekil 10' da görülen sınır şartları, yürüme mekanizmalı robotun yaklaşık olarak 50 kg lık bir yük taşıdığı varsayılarak ve yerçekimi ivmesi parametreleri girilerek oluşturulmuştur. Mekanizma E ve A sabit mafsallardan sabitlenmiştir. Bu şartlarda veriler elde edilmiştir.



Şekil 10. Sınır şartları

##### A. Basma ve Çekme Gerilmeleri

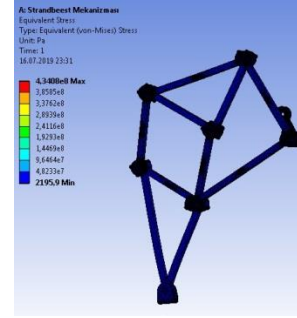
Basma ve çekme gerilmeleri Şekil 11' de gösterilmiştir. Mavi ile gösterilen bölgeler basma, kırmızı ile gösterilen bölgeler ise çekme gerilmelerini göstermektedir. Bir bölgede basma ve çekme gerilmelerinin aynı anda görülmesi malzemenin yorulması demektir. Bu bölgeler uzun ömrünü belirler. Analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri minimum düzeydedir.



Şekil 11. Basma ve çekme gerilmeleri

##### B. Gerilme Yığılımları

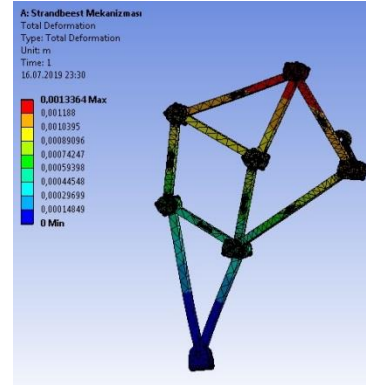
Von-Mises Stress uygulanmış ve buradan eşdeğer gerilmenin mekanizmanın mavi olarak görülen bölgelerinde minimum olduğu sonucuna ulaşılmıştır (Şekil 12).



Şekil 12. Gerilme yığılımları

##### C. Toplam Deformasyon

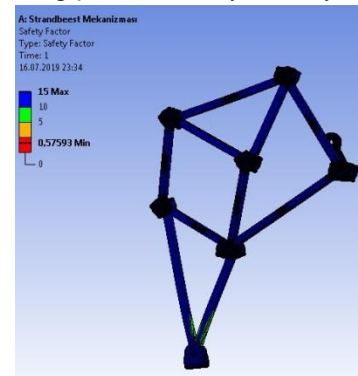
Toplam deformasyon ile, uygulanan 500N kuvvete göre ne kadar zemine doğru sehim yapacağı görülmektedir. Maksimum deformasyonun olduğu yer kırmızı renkte, minimum deformasyonun olduğu yer mavi renkle Şekil 13' de gösterilmiştir.



Şekil 13. 500N kuvvet ile toplam deformasyon

##### D. Emniyet Katsayısı

Şekil 14' de görüldüğü gibi robotun emniyet katsayısı 0.5 olarak bulunur. Mekanizmanın hafif olması göz önüne alındığında elde edilen katsayı yeterlidir. Uzun kesit alanları ve malzeme türü değiştirilerek emniyet katsayısı artırılabilir.

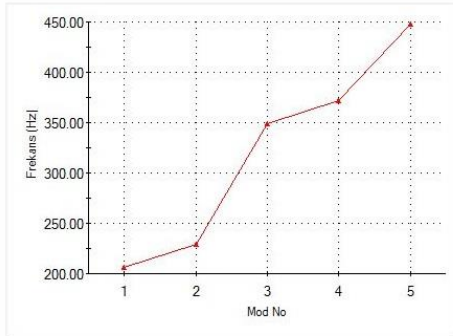


Şekil 14. Emniyet katsayısı

#### V. MEKANİZMANIN MODAL ANALİZİ

Rezonans istenmeyen bir durumdur. Sistemin kararlılığını bozar. Farklı koşullarda ne kadar yüksek devirli motor kullanılabileceğini görmek için modal analiz gerçekleştirilir. Bunun için sistemin doğal frekansı hesaplanır. Robotu rezonansa getirecek motor devirleri sırasıyla Şekil 15' deki gibi birinci mod için 210 Hz, ikinci mod için 230 Hz, üçüncü

mod için 350 Hz, dördüncü mod için 375 Hz ve beşinci mod için ise 450 Hz olarak elde edilmiştir. 60 rpm=1Hertz olmak şartıyla sırasıyla rezonans değerleri; 12600 rpm, 13800 rpm, 21000 rpm, 22500 rpm ve 27000 rpm olarak hesaplanır.



Şekil 15. Doğal frekans grafiği

## VI. BULGULAR

Tekerlekli robotların ilerleyemediği arazi şartlarında bacaklı yürüme mekanizmaları çok daha kolay ilerleyebilmektedir. Afetlerde ilk yardım ve arama kurtarma işlemlerinde, maden ocaklarında, denizaltı araştırmalarında, insan sağlığına zararlı yerlerde yapılacak birçok işte kullanılmaktadırlar, Bacaklı yürüme mekanizmaları kullanım şartlarına göre özel olarak tasarlanmaktadır. Yapılacak işin niteliğine göre mekanizmanın biyel eğrisi ve mukavemet analizi yapılarak tasarımın yapılması hem zaman hemde maliyet yönünden kazanç sağlayacaktır.

## VII. TARTIŞMA

Batı ülkelerinde bacaklı yürüme mekanizmalı robotlar araba üretim fabrikalarında, kamyon şaselerinde lastiklerin kaldıramadığı yük taşıma işlemlerinde kullanılmaktadırlar. Ayrıca bu tür robotlar, ilerlemenin güç olduğu diğer engebeli arazi şartlarında tercih edilmektedirler. Günümüz şartlarında ülkemizde ihmal edilen bir uzmanlık dalıdır. Bu boşluğun geleceğe dönük olarak doldurulması için bu türden çalışmalara ihtiyaç vardır.

## VIII. SONUÇLAR

50 kg lık bir yükü kaldırabilecek ve engebeli arazi şartlarında ilerleyebilecek Strandbeest mekanizmasının kinematik analizi yapılarak hız ile ivme grafikleri çizilmiştir. Mukavemet ve modal analizi yapılarak da , gerilme ile yer değiştirme değerleri ve doğal frekans değerleri bulunmuştur.

## KAYNAKLAR

- [1] J.E. Shigley, "The Mechanics of Walking Vehicles, Land Locomotion Laboratory Research Division Research and Engineering Directorate", U. S. Army Ordnance Tank-Automotive Command 1501 Beard Detroit 9, Michigan, September 1960
- [2] A. Sato, "A Planar Hopping Robot with One Actuator: Design, Simulation and Experimental Results", Department of Mechanical Engineering, McGill University, Montreal, Canada June 2004
- [3] The TCHEB website. [Online]. Available: <http://en.tcheb.ru>

- [4] K.K. Moncal, Ö.C. Aydın, "Örümcek Robot Sistem Tasarımı ve Gerçekleşmesi", 15. Otomatik Kontrol Ulusal Toplantısı-TOK2013, İnönü Üniversitesi, 26-28 Eylül 2013, 1344-1349
- [5] E. Söylemez, Makine Teorisi-I Mekanizma Tekniği, Birsen Yayınevi, İstanbul, 2010.
- [6] A. Ghassaei, The Design and Optimization of a Crank-Based Leg Mechanism, Pomona College Department of Physics and Astronomy, April 20, 2011
- [7] The TEAMTROTBOT website. [Online]. Available: <http://www.teamtrotbot.com/mechanism.html>
- [8] The NASA website. [Online]. Available: <https://www.nasa.gov/feature/automaton-rover-for-extreme-environments-aree>
- [9] S. Patnaik, "Analysis of Theo Jansen Mechanism (Strandbeest) and Its Comparative Advantages Over Wheel Based Mine Escavation System", International Organization of Scientific Research, 43 | P a g e, July. 2015