



CNC Kumaş Kesim Makinesindeki Krank-Biyel Mekanizmasının Kinematik Analizi ve Kesici Bağlantı Uzunluklarının Performansa Etkisi

Gürcan Atakök^{1*}, Sezgin Balci²

ÖZ

Krank - biyel mekanizmaları, kullanım alanı çok geniş olan bir hareket mekanizmasıdır ve basit, kullanışlı olması dolayısıyla çok katlı materyalleri kesme makinelerinde oldukça tercih edilmektedir. Bu mekanizmaya dayanan kesme sistemlerinde, kesme hızını arttıran parametrelerden biri olan krank uzunluğu değişiminin sisteme olan etkilerini görmek için Matlab / Simulink ile simülasyon gerçekleştirilmiştir. Ayrıca çok katlı serilmiş materyalleri kesmek için kullanılan kesme makinesinin kesici mekanizmasının kinematiği incelenmiş, hareketi analiz edilmiştir. Krank-biyel uzuvlarının optimum boyutları, karmaşık sayıların kullanılarak çıkarıldığı denklemlere göre belirlenmiştir. Çıkarılan boyutlar ve hareket denklemleri, Matlab / Simulink ile modellenerek karakteristik eğriler elde edilmiştir. Yapılan analizler sonucunda, çok katlı serilmiş materyalleri kesme makinesi için uygun krank - biyel kol uzunluğu bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Krank-biyel mekanizması, kesme makinesi, kinematik analiz, konfeksiyon makineleri

Kinematic Analysis of Crank-Connecting Mechanism in CNC Fabric Cutting Machine and Effects of Connection Lengths on Performance

ABSTRACT

Crank – connecting rod mechanisms are a movement system with a wide area of use and these mechanisms are highly preferred in multi-ply materials cutting machines due to their simple and usefulness. Simulation was carried out with Matlab/Simulink to see the effects of changing the crank length, which is one of the parameters that increase the cutting speed, on the system in cutting systems based on this mechanism. The kinematic of the cutting mechanism of a cutting machine used to cut multi-ply materials were investigated and its motion was analysed. The optimum dimensions of the crank-connecting rod have been obtained using equations created from complex numbers. These dimensions and motion equations have been modelled with Matlab / Simulink and characteristic curves have been obtained. As a result of the analysis, the crank-connecting rod length suitable for the cutting machine of multi-layered materials has been obtained.

Keywords: Crank-connecting rod mechanism, cutting machine, kinematic analysis, textile machinery

* İletişim Yazarı

Geliş/Received : 16.08.2021

Kabul/Accepted : 22.09.2021

¹ Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kadıköy, İstanbul
gatakok@marmara.edu.tr, ORCID: 0000-0002-5275-2429

² Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Kadıköy, İstanbul
sezginbalci@marun.edu.tr, ORCID: 0000-0002-7864-8005

EXTENDED ABSTRACT

Introduction/ Background

Crank-connecting rod mechanisms are a mechanism that accommodates rotational and linear motion and can transform them into each other. This mechanism, which has a wide range of uses, is used in areas such as motors, mechanical and servo presses, machine tools, cutting machines.

The classical transmission angle problem of the crank-connecting rod mechanism has been defined and solved as the mechanism dimensions that have the optimum transmission angle for certain values of the stroke and the corresponding crank motion. In order for the crank to rotate fully, the required value ranges and equations of crank rotation angle and crank-connecting rod length ratio are expressed.

Objectives/ Research Purpose

In the studies where the application of the crank-connecting rod mechanism in mechanical presses is discussed, a mechanical system supported by the control system and servo actuator was simulated together. The speed and force profiles of the system, which were examined in three stages, were first defined, then the inverse dynamic and inverse kinematic analyzes of the system were made, and finally motion synthesis was carried out with closed circuit PI control. In the results, the transient behaviors of electric current, angular velocity according to the velocity and force profile on the mechanism were observed.

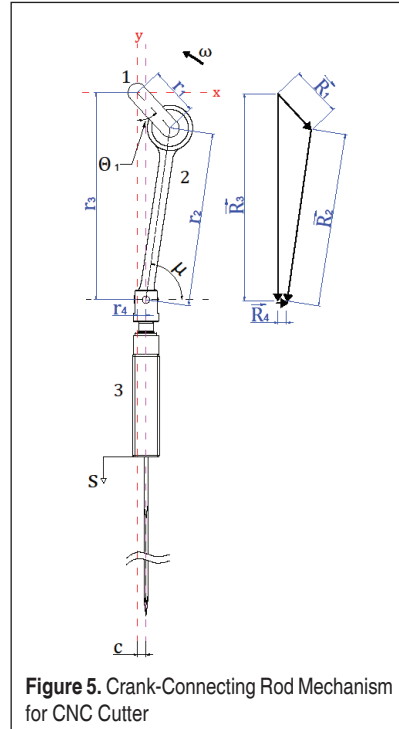
It has been stated that the methods to be applied to increase the cutting speed are increasing the crank length and increasing the crank angular speed. The motion equations for the mechanism preferred in the main motion systems of axially reciprocating machine tools were created based on vector equation method. It is stated that the cutting speed and vertical blade frequency should be as high as possible. The parameters affecting the cutting quality are listed as cutting angle, cutting blade frequency, horizontal cutting speed and blade speed. It has been observed that the system controlled by the middleware program works in harmony.

Methods/ Methodology

In the cutting of textile materials, many methods such as chipping, chipless (knife and scissors, etc.), thermal, water jet, ultrasonic cutting are used. One of the most common methods used to automatically cut and process these materials is knife cutting. Cutting with a knife provides quality cutting for single layer and multi-layer materials and the blade that makes the cutting process by moving up and down in the z-axis is called an oscillating knife. Crank connecting rod mechanism moves the oscillating blade. This mechanism is located in the cutter head moving in the x-y plane in automatic cutting systems. Cutting is made in a brushed cutting area that allows the material laid on it to be vacuumed and thus fixed.

CNC cutter is used for industrial cutting of materials such as woven, knitting, technical textile fabrics. Automatic cutting processes are advantageous in terms of speed and quality. The multi-layered material taken to the cutting area is fixed on the surface by applying vacuum and the cut is made. The fabric cutting area is 1800 mm in length and 1600-2400 mm in width (variable according to the material cut). The cut pieces come to the fabric collection area thanks to the conveyor system and are collected here by the operator.

The crank-connecting rod system used in the automatic cutter is shown in Figure 5. The system, which basically



consists of crank (1), connecting rod (2) and slider (3), cuts the materials by the movement of the blade connected to the slider.

Results/ Findings

$\vec{R}_1, \vec{R}_2, \vec{R}_3, \vec{R}_4$ respectively crank, connecting rod, between the connecting rod connection point of the cutter and the crank rotation center, are the vectorial representation of the eccentricity expressions.

When the basic elements of the mechanism are considered as kinematics, the obtained equations are as follows.

$$\vec{R}_1, \vec{R}_2, \vec{R}_3, \vec{R}_4 \quad (1)$$

Equation 1 is the vector expression of the mechanism. Equations (2) and (3) are obtained when vectors are separated into components and shown as scalar.

$$r_1 \cos \theta_1 + r_2 \sin \mu = r_3 \quad (2)$$

$$r_1 \sin \theta_1 - r_2 \cos \mu - c = 0 \quad (3)$$

$$\mu = \cos^{-1} \left(\frac{r_1 \sin \theta - c}{r_2} \right) \quad (4)$$

For equation (2) and (3) once the derivative is taken with respect to time the acceleration expressions are derived when the velocity is derivatized twice.

$$-r_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + r_2 \dot{\mu} \cos \mu = \dot{r}_3 \quad (5)$$

$$r_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + r_2 \dot{\mu} \sin \mu = 0 \quad (6)$$

$\dot{\theta}_1$ ve $\dot{\mu}$ expressions represent the angular velocities of the crank and connecting rod, respectively.

$$-r_1 \ddot{\theta}_1 \sin \theta_1 - r_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1 + r_2 \ddot{\mu} \cos \mu - r_2 \dot{\mu}^2 \sin \mu = \ddot{r}_3 \quad (7)$$

$$r_1 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_1 - r_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1 + r_2 \ddot{\mu} \sin \mu + r_2 \dot{\mu}^2 \cos \mu = 0 \quad (8)$$

Table 2. System Operating Parameters

Sistem Parametreleri	$\dot{\theta}_1$ (rad/sn)	c (mm)	r ₁ (mm)	s (mm)
Parametre Değerleri	0-166.6	6	10-12,5	20-25

Table 2 shows the parameters of the cutting mechanism and the dimensions of the links. Angular velocity is maximum 166,6π rad/sec and this value is taken as basis in simulations. Electric motor driven blades use short strokes of around 5 mm for cutting thin, soft and medium hard textile materials, and long strokes of around 25 mm for cutting thick and hard textile materials and leather. In the simulations, the stroke value used for thick and hard textile materials is taken into consideration and $r_1=10 \text{ mm}$, $r_2=10,5 \text{ mm}$, $r_3=11 \text{ mm}$, $r_4=11,5 \text{ mm}$, $r_5=12 \text{ mm}$, $r_6=12,5 \text{ mm}$ transactions are made according to these values. $r_1, r_2, r_3, r_4, r_5, r_6$ expressions show the values for the crank length to be used in simulation.

In order for the crank-connecting rod mechanisms to make full rotation without contraction or locking, the links and their working values must meet some conditions.

Corresponding to the crank lengths $r_{2_1}, r_{2_2}, r_{2_3}, r_{2_4}, r_{2_5}, r_{2_6}$ proportional to λ_{op} value, the connecting rod lengths $r_{2_1}, r_{2_2}, r_{2_3}, r_{2_4}, r_{2_5}, r_{2_6}$ were obtained, respectively. The connecting rod length values to be taken as



1. GİRİŞ

Krank-biyel mekanizmaları dönme hareketini ve lineer hareketi barındıran ve bunları birbirlerine dönüştürebilen bir mekanizmadır (Sağlam, 1993). Çok geniş bir kullanım alanına sahip bu mekanizma motorlar (Erkaya, 2004), mekanik ve servo presler (Halicioğlu ve Dülger, 2013), takım tezgahları (Yang vd., 2018), kesme makineleri (Pishvaye Naeni vd., 2019) gibi alanlarda kullanılmaktadır. Bu mekanizma ile ilgili, birçok alanda kullanımına ve karşılaşılan problemlere dair araştırmalar yapılmıştır ve bazıları aşağıda belirtilmiştir.

Krank-biyel mekanizması klasik aktarım açısı problemi, stroğun ve buna denk gelen krank hareketinin belli değerleri için en uygun aktarım açısına sahip mekanizma boyutları olarak tanımlanmış ve çözümlenmiştir. Krankın tam dönme yapabilmesi için krank dönme açısının ve krank-biyel uzunluk oranının olması gereken değer aralıkları ve eşitlikler ifade edilmiştir. Tasarımların hızlı gerçekleştirilmesi adına tüm öğelerin bir arada gösterildiği bir grafik sunulmuştur (Söylemez, 2002). Krank-biyel mekanizmanın kinematikliğini ve kinetiğini açıklama amacıyla Lagrangian yöntemiyile matematiksel model geliştirilmiş, hareket analizi yapılmış ve mekanizmaya etki eden kuvvetler açıklanmıştır. Deneysel olarak elde edilen veriler kullanılarak sistemin açısal pozisyonunu daha kolay bir şekilde bulmaya yönelik dördüncü dereceden bir polinom ifadesi çıkarılmıştır. Açısal pozisyonun bilinmesiyle, açısal hız ve ivme değerleri bulunup kaydırıcıya uygulanan kuvveti gösteren, zamana bağlı bir grafik elde edilmiştir (Duarte vd., 2018). Düzlemsel krank-biyel mekanizmalarının dengelenmesi için dengesizliğe neden olan sarsma kuvvetlerini belirlemek, hareket denklemlerini elde etmek adına yeni bir metodoloji olan Davie's metodu kullanılmış ve sistem genel bir optimizasyon problemi olarak formüle edilmiştir. Metod, Matlab kullanılarak, krank ve kaydırıcı için dengesizlik yaratan kuvvetlerin hesaplanmasıyla doğrulanmıştır (Frantz vd., 2018).

Krank-biyel mekanizmasının kullanım alanlarından biri olan mekanik preslerde uygulanmasının ele alındığı çalışmalarda, kontrol sistemi ve servo aktüatör ile desteklenmiş mekanik bir sistemin birlikte simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Üç aşamada incelenen sistemin önce hız ve kuvvet profilleri tanımlanmış, ardından sistemin ters dinamik ve ters kinematik analizleri yapılmış, son olarak da kapalı devre PI kontrol ile hareket sentezi gerçekleştirilmiştir. Sonuçlarda elektrik akımının, açısal hızın mekanizma üzerindeki hız ve kuvvet profiline göre geçici davranışları gözlenmiştir (Gotlih vd., 2015). Mekanik pres için krank-biyel mekanizması tasarımı yapılmış, kinematikği analiz edilmiş ve Matlab/SimMechanics ile modellenmiştir. Mekanik presin konum, hız, ivme grafikleriyle kinematik modelden elde edilen grafikler karşılaştırılmış ve benzetim sonuçlarının mekanik pres özellikleriyle örtüştüğü görülmüştür (Halicioğlu ve Dülger, 2013). Servo pres tasarımı için krank-biyel mekanizmasının dinamik denklemleri Lagrange yaklaşımıyla elde edilmiş, pres için servo motor özellikleri belirlen-



miştir. 50 tonluk bir servo krank pres tasarlanmış ve dinamik denklemleri çıkartılıp simülasyon gerçekleştirilerek gerçek kütle değerleriyle karşılaştırılması yapılmıştır (Halicioğlu vd., 2015). Kolay kontrol, yüksek hız, hassasiyet ve üretimde kolaylık gibi özellikleriyle metal şekillendirme amacıyla oldukça tercih edilen servo krank presler için yapısal tasarım ve dinamik analiz gerçekleştirilmiştir. Çalışma özellikleri, 500 kN yük ve 200 mm strok olarak belirtilen servo pres için rulman seçimi, krank, biyel, koç, pinyon dişli ve mili için de yapısal tasarım ve sonlu elemanlar yöntemiyle yapısal analizler gerçekleştirilmiştir. Elde edilen tasarımın güvenlik sınırları içinde kaldığı ve başarıyla test edildiği belirtilmiştir (Halicioğlu vd., 2016).

Kesme makinelerine uygulanması ile ilgili çalışmalarda, iyi performans vermesi dolayısıyla tercih edilen bu mekanizmanın performans kriterleri, parametrelerin uygun seçimine bağlanmıştır. Biyel kol ve krank uzunluğu, krank açısı, parçaların eylemsizlik değerlerinin sistem kinetiğini nasıl etkilediğini görebilmek için kinetik parametrelerin ortalamasını baz alan bir yöntem izlenmiştir. Kaydırıcı kütlesi ataletin ortalama tork'a etkisi görülmezken, bağlantı noktalarındaki tepki kuvvetlerine büyük ölçüde etki ettiği vurgulanmıştır. Kesme hızını arttırmak için uygulanacak yöntemlerin krank uzunluğunu arttırmak ve krank açısını arttırmak olduğu belirtilmiştir (Pishvaye Naeni vd., 2019). Eksenel olarak ileri-geri hareketli takım tezgahlarının ana hareket sistemlerinde tercih edilen mekanizma için hareket denklemleri vektör denklem yöntemine dayanılarak oluşturulmuştur. Hareket analizi temel alınarak kuvvet analizi gerçekleştirilmiştir. Bu denklemlerin Matlab/Simulink kullanılarak simülasyonu yapılmış ve analiz edilmiştir. Her ekipman için kuvvet değişim grafikleri sunulmuştur. Elde edilen sonuçlar ileri-geri hareketli takım tezgahlarının yorulma ömrünü tahmin etmekte referans kabul edilmiştir (Yang vd., 2018). Genel kesme, çentik, hız/ivme, bıçak frekans kontrolü, bileme, transfer, kesme düzeni, ortak hat azaltma gibi kesim parametrelerindeki değişimlerin kesim süresi ve kalitesine olan etkisini görmek adına farklı kumaşlarda yapılan kesimler incelenmiştir. Kumaşların hava geçirgenliğinin vakum şiddetini belirlemedeki etkisi araştırılmış, vakum ile iyi sabitlenen kumaşların kesim kalitesinin de olumlu yönde etkilendiği görülmüştür. Kesme hızının ve dikey bıçak frekansının olabildiğince yüksek değerde olması gerektiği belirtilmiştir (Boz ve Öndoğan, 2012). Otomatik kesme makinelerinde, kesilen malzemenin mekanik ve fiziksel özelliklerinin endüstriyel kesimde problem yaratabileceği belirtilmiştir ve bu özelliklerin kesime olan etkileri incelenmiştir. Düşük hava geçirgenliği, yüksek atkı ve çözgü yoğunluğu, düşük bükülme direnci özellikleri olan kumaşların vakum altında sabit kalmakta zorlandığı, yetersiz vakum nedeniyle kesim katmanlarının yeterince sabit kalamadığı görülmüştür. Kesme kalitesine etki eden parametreler kesme açısı, kesim bıçak frekansı, yatay kesme hızı ve bıçak hızı olarak sıralanmıştır (Blekač ve Geršak, 2018). İki eksenli (x-y) hareket edebilen bir kumaş kesme makinesi tasarlanmıştır. Düzlemlerdeki hareketleri vidalı mil ve adım motorlar kullanılarak sağlanmıştır. Kullanılan yazılımın arayüzü tanıtılmış, DXF formatında

kaydedilen kesim planlarına göre parça kesimleri yapılmıştır. Ara yazılım programı ile kontrol edilen sistemin uyumlu çalıştığı gözlenmiştir (Çelik vd., 2002).

2. SİSTEM ÖZELLİKLERİ VE KİNEMATİK ANALİZ (SYSTEM PROPERTIES AND KINEMATIC ANALYSIS)

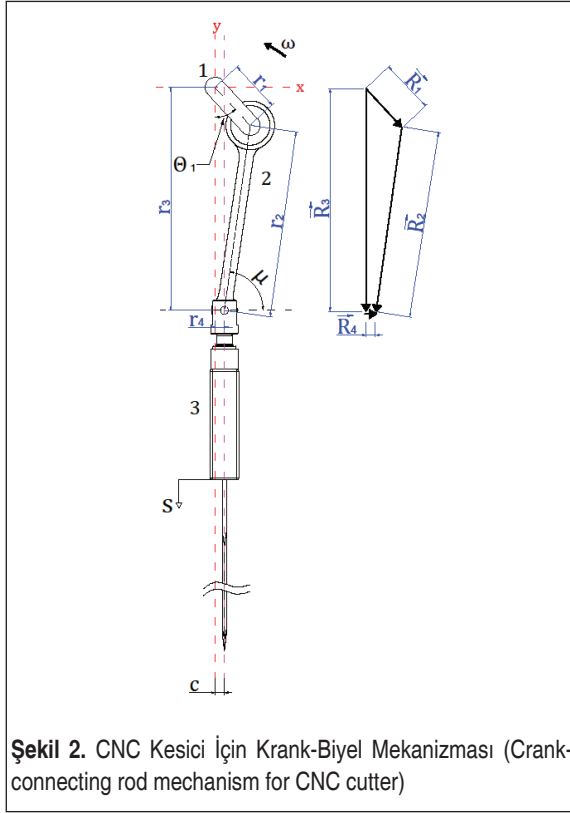
2.1 Sistem Özellikleri (System Features)

Tekstil materyallerinin kesiminde talaşlı, talaşsız (bıçak ve makas vs.), termik, su jeti, ultrasonik kesme gibi birçok yöntem kullanılmaktadır (Pınarlık ve Abdulla, 2015). Bu malzemeleri otomatik olarak kesmek, işlemek için kullanılan en yaygın yöntemlerden biri bıçakla kesmedir. Bıçakla kesme tek kat ve çok katlı malzemeler için kaliteli kesim sağlamaktadır ve kesme işlemini, z ekseninde, yukarı aşağı hareket ederek yapan bıçağa salınımlı bıçak denir (Vilumson-Nemes, 2018). Salınımlı bıçağa hareket veren ise krank-biyel mekanizmasıdır. Bu mekanizma, otomatik kesme sistemlerinde x-y düzleminde hareket eden kesici kafada bulunmaktadır. Üzerine serilen materyalin vakumlanması ve bu sayede sabitlenmesine imkan veren fırçalı bir kesim alanında kesim yapılmaktadır.

Şekil 1’de CNC kesici gösterilmektedir. Bu CNC kesici dokuma, örme, teknik tekstil kumaşlar gibi malzemelerin endüstriyel kesiminde kullanılmaktadır. Otomatik kesim işlemleri hız ve kalite açısından avantajlıdır. Kesim alanına alınan çok katlı serilmiş materyal, vakum uygulanarak yüzeye sabitlenmekte ve kesim yapılmaktadır. Kumaş kesim alanı uzunlu 1800 mm, eni ise 1600-2400 mm (kesilen materyale göre değişken) uzunluğundadır. Kesilen parçalar, konveyörlü sistem sayesinde kumaş toplama alanına gelmekte ve burada operatör tarafından toplanmaktadır.



Şekil 1. CNC Kumaş Kesim Makinesi (CNC fabric cutting machine) (Serkon, 2021)



Şekil 2. CNC Kesici İçin Krank-Biyel Mekanizması (Crank-connecting rod mechanism for CNC cutter)

Otomatik kesicide kullanılan krank-biyel sistemi Şekil 2’de gösterilmiştir. Temel olarak krank (1), biyel (2) ve kaydırıcıdan (3) oluşan sistem, kaydırıcıya bağlanan bıçağın hareketiyle materyalleri kesmektedir.

Krank açısı, θ_1 , bağlama açısı, μ , krank uzunluğu, r_1 , biyel uzunluğu, r_2 , kesicinin biyel bağlantı noktası ile krank dönme merkezi arası, r_3 , eksantriklik, c (r_4), strok mesafesi, s , krank açısal hızı, ω olarak ifade edilmiştir. $\vec{R}_1, \vec{R}_2, \vec{R}_3, \vec{R}_4$ sırasıyla krank, biyel, kesicinin biyel bağlantı noktası ile krank dönme merkezi arası, eksantriklik ifadelerinin vektörel gösterimidir.

2.2 Kinematik Analiz (Kinematic Analysis)

Mekanizmanın temel unsurları kinematik olarak ele alındığında, elde edilen denklemler aşağıdaki gibidir.

$$\vec{R}_1 + \vec{R}_2 = \vec{R}_3 + \vec{R}_4 \quad (1)$$

Denklem 1, mekanizmanın vektörel ifadesidir. Vektörler bileşenlerine ayrılıp skaler olarak gösterildiğinde denklem (2) ve (3) elde edilir.

$$r_1 \cos \theta_1 + r_2 \sin \mu = r_3 \quad (2)$$

$$r_1 \sin \theta_1 - r_2 \cos \mu - c = 0 \quad (3)$$

$$\mu = \cos^{-1} \left(\frac{r_1 \sin \theta - c}{r_2} \right) \quad (4)$$

Eşitlik (2) ve (3) için zamana göre bir defa türev alındığında hız, iki defa türev alındığında ivme ifadeleri türetilir.

$$-r_1 \dot{\theta}_1 \sin \theta_1 + r_2 \dot{\mu} \cos \mu = \dot{r}_3 \quad (5)$$

$$r_1 \dot{\theta}_1 \cos \theta_1 + r_2 \dot{\mu} \sin \mu = 0 \quad (6)$$

$\dot{\theta}_1$ ve $\dot{\mu}$ ifadeleri sırasıyla krank ve biyelin açısal hızlarını temsil etmektedir.

$$-r_1 \ddot{\theta}_1 \sin \theta_1 - r_1 \dot{\theta}_1^2 \cos \theta_1 + r_2 \ddot{\mu} \cos \mu - r_2 \dot{\mu}^2 \sin \mu = \ddot{r}_3 \quad (7)$$

$$r_1 \ddot{\theta}_1 \cos \theta_1 - r_1 \dot{\theta}_1^2 \sin \theta_1 + r_2 \ddot{\mu} \sin \mu + r_2 \dot{\mu}^2 \cos \mu = 0 \quad (8)$$

Tablo 1'de kesici mekanizmanın parametreleri ve uzuvların boyutları gösterilmektedir. Açısal hız maksimum $166,6\pi$ rad/sn olmakta ve simülasyonlarda bu değer baz alınmaktadır. Elektrik motoruyla tahrik edilen bıçaklarda ince, yumuşak ve orta sertlikteki tekstil materyallerinin kesiminde 5 mm civarında kısa stroklar, kalın ve sert tekstil malzemeleri ve deri kesiminde 25 mm civarında uzun stroklar kullanılmaktadır (Vilumson-Nemes, 2018). Simülasyonlarda kalın ve sert tekstil malzemeleri için kullanılan strok değeri dikkate alınmakta ve buna göre $r_{11}=10 \text{ mm}$, $r_{12}=10,5 \text{ mm}$, $r_{13}=11 \text{ mm}$, $r_{14}=11,5 \text{ mm}$, $r_{15}=12 \text{ mm}$, $r_{16}=12,5 \text{ mm}$ değerlerine göre işlemler yapılmaktadır. r_{11} , r_{12} , r_{13} , r_{14} , r_{15} , r_{16} ifadeleri, krank uzunluğu için simülasyonda kullanılacak değerleri gösterir.

Tablo 1. Sistemin Çalışma Parametreleri (System operating parameters)

Sistem Parametreleri	(rad/sn)	c (mm)	r ₁ (mm)	s (mm)
Parametre Değerleri	0~166.6	6	10~12,5	20~25

2.3 Optimum Krank-Biyel Oranı (Optimum Crank-Connecting Rod Ratio)

Krank-biyel mekanizmalarının kasılma ya da kilitlenme olmadan tam dönme yapabilmeleri için uzunların ve çalışma değerlerinin bazı şartları sağlamaları gereklidir. Bu durumlar denklem (9), (10), (11) ve (12)'de belirtilmiştir (Söylemez, 2002). λ , krankın biyele oranını, \emptyset ise belirli bir strok değeri için krank dönme açısını temsil eder.

$$r_2 > r_1, r_2 - r_1 \geq c \quad (9)$$

$$\frac{\pi}{2} \leq \emptyset \leq \tan^{-1}\left(\frac{-1}{c}\right) \quad (10)$$

$$(\cot \emptyset)^2 \leq \lambda \leq 1 \quad (11)$$

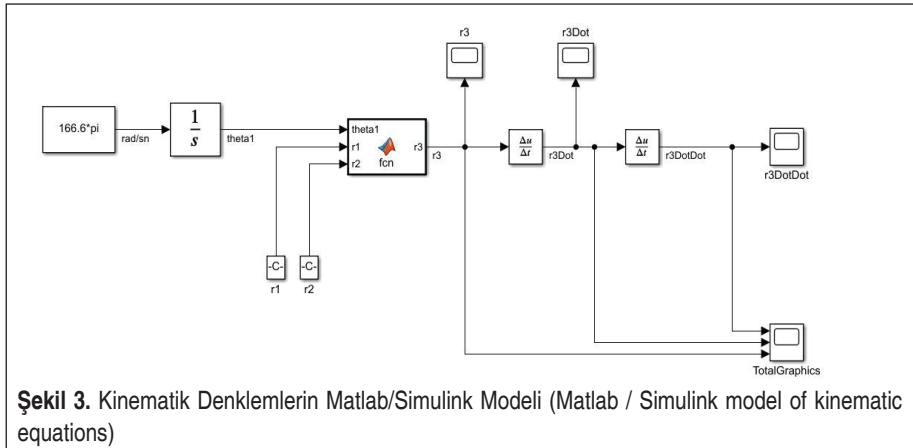
Denklem (10)'a göre tablo 1'de verilen eksantriklik değeriyle hesaplama yapıldığında, $\emptyset=170,54^\circ$ olmaktadır. Dolayısıyla bu ifadeyi sağlayan değer $\emptyset=170,5^\circ$ seçilmiştir.

$$\lambda_{op}^2 = \frac{1}{2\left(\tan\frac{\emptyset}{2}\right)^2} \left(\sqrt{5 + 4\left(\tan\frac{\emptyset}{2}\right)^2} - 1 \right) \quad (12)$$

λ_{op} , en uygun krank-biyel oranını ifade eder ve $\emptyset=170,5^\circ$ için işlem yapıldığında, $\lambda_{op}=0,28$ olarak bulunur.

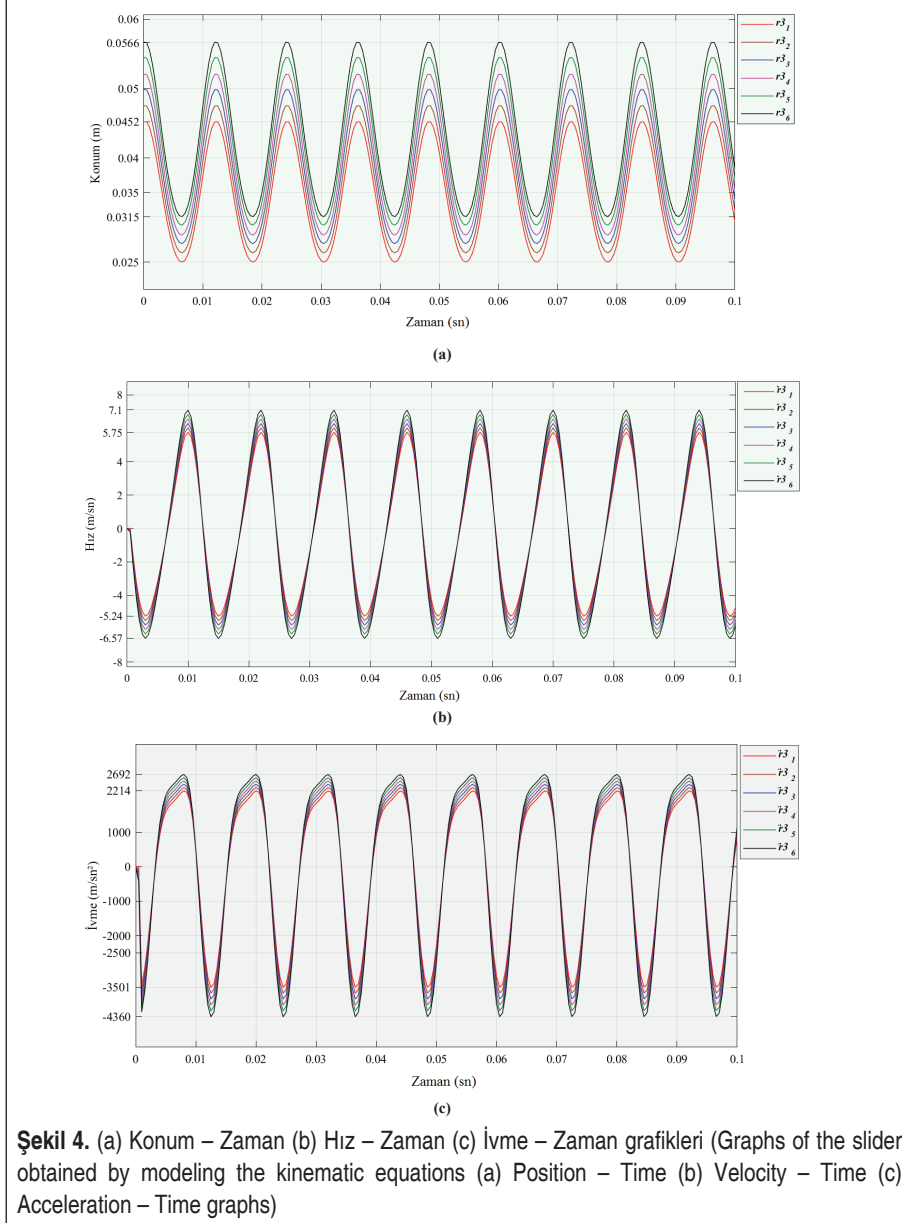
3. MATEMATİKSEL MODEL (MATHEMATICAL MODEL)

Elde edilen λ_{op} değerine göre oranlanan $r_{11}, r_{12}, r_{13}, r_{14}, r_{15}, r_{16}$ krank uzunluklarına karşılık sırasıyla $r_{21}, r_{22}, r_{23}, r_{24}, r_{25}, r_{26}$ biyel uzunlukları elde edilmiştir. Simülasyonda esas



alınacak biyel uzunluk değerleri; $r_{2_1} = 35,7 \text{ mm}$, $r_{2_2} = 37,5 \text{ mm}$, $r_{2_3} = 39,3 \text{ mm}$, $r_{2_4} = 41 \text{ mm}$, $r_{2_5} = 42,9 \text{ mm}$, $r_{2_6} = 44,6 \text{ mm}$ 'dir.

Şekil 3, Matlab/Simulink'te mekanizma için hazırlanan simülasyon modelini göstermektedir. Elde edilen kinematik denklemler Matlab Function kullanılarak modellenmiştir.



Şekil 4, sistem için yazılan kinematik denklemlerin Matlab/Simulink'te modellenmesiyle elde edilen, kaydırıcının konum-zaman, hız-zaman ve ivme-zaman grafiklerini göstermektedir. Simülasyondan elde edilen grafikler, hareketin ilk 0,1 saniyesi için gösterilmiştir. Kaydırıcının ucuna kesici bıçak bağlandığından, grafikler aynı zamanda bıçak hareketlerini ifade etmektedir.

Kesici sistemin maksimum hızı olan $166,6 \pi$ (rad/sn) için denklem (2), (3), (4) ve türevlerinden faydalanılarak simülasyon gerçekleştirilmiştir. λ_{op} değerine göre elde edilen krank-biyel uzunlukları esas alınarak kesici bıçak için $r_3, \dot{r}_3, \ddot{r}_3$ (sırasıyla; konum, hız, ivme) ifadeleri bulunmuş, kolaylıkla karşılaştırılmaları adına aynı grafikte gösterilmiştir.

Şekil 4 (a)'da, hareketin başlangıç pozisyonunda bıçağın en alt konumda olduğu, hareketin başlamasıyla birlikte, bıçağın strok değeri kadar salınım yaptığı görülmektedir. Simülasyon girdilerine göre en küçük strok $20,2 \text{ mm}$, en büyük strok $25,1 \text{ mm}$ olmaktadır.

Şekil 4 (b), karşılaştırılan farklı krank-biyel uzunluklarına göre bıçağın çıkabileceği hızları göstermektedir. Krank uzunluğu r_{11} ve biyel uzunluğu r_{21} için $5,75 \text{ m/sn}$, krank uzunluğu r_{16} ve biyel uzunluğu r_{26} için $7,1 \text{ m/sn}$ bıçak hızlarına ulaşılmaktadır. Krank-biyel uzunlukları arttıkça hızın da arttığı anlaşılmaktadır.

Şekil 4 (c) ise bıçağın ivme değerlerinin, farklı krank-biyel uzunluklarıyla karşılaştırılmasını gösteren grafiklerdir. Bağlantıların uzunluklarının artmasıyla, ivme değerleri de artış göstermektedir. Maksimum ivme \ddot{r}_{36} için 2692 m/s^2 olmaktadır.

Şekil 4 (b) ve 4 (c) göstermektedir ki; bıçak hareket sistemi ivme değerinin yükselmesi, bıçak hızının da artması bakımından ilişkilidir. Bıçak hızındaki ya da frekansındaki artış, kesim sırasında bıçağa önden gelen kuvvetlerin azalmasını sağlar. Şekil 5'ten de bu kuvvetlerin azalmasıyla, kesimin daha kolay yapıldığı anlaşılabilmektedir.

Ancak uygulanabilen en yüksek frekans değeri, mekanizma ana tahrik bileşenlerinin dinamik dengesinin tasarımı ile ilişkilidir. Frekans değerinin, tasarım kriteri değerinin üzerine çıkması, krank-biyel sisteminde olumsuz titreşimlerin artmasına sebep olacaktır. Gerçekleştirilen deneysel araştırmalarda, bıçak çalışma değerleri olarak 25 mm strok ve 100 Hz frekansta kesimler yapılmıştır (Cosson-Coche vd., 2017). Bu değerler, kumaş kesim makineleri kesici kafa bıçak hareketleri için, kaliteli kesimde kullanılabilecek sınırlar olarak kabul edilebilir.

4. SONUÇ (CONCLUSION)

Bu çalışmada, uygulamada olan avantajları sebebiyle kesici sistemler için kullanılan krank biyel mekanizmasının hareketi için kinematik denklemler türetilmiş, literatürde



sunulan en uygun bağlama açısı aralığında kalınarak krank ve biyel boyutlandırması için λ_{op} değeri belirlenmiştir (Sağlam, 1993; Söylemez, 2002). λ_{op} değerinden yola çıkılarak karşılaştırma yapılması adına farklı r_1 ve r_2 değerleri için simülasyon gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonucu elde edilen grafikler ile r_1 değerinin artmasıyla kaydırıcının hızının da arttığı görülmüştür.

Biyel ile bağlantılı olan kaydırıcı sistem ve bıçak kütlelerinin oluşturduğu atalet kuvvetleri ivmenin yükselmesi ile artacağından, uzuv eklemlerinde oluşan ortalama reaksiyon kuvvetleri büyük ölçüde etkilenecektir. Bu noktada sistemin dinamik dengesinin sağlanması, uygun iletim açısı aralığında çalışılması çok önemlidir. Dolayısıyla şekil 4'te elde edilen grafikler değerlendirildiğinde $r_{16} = 12,5 \text{ mm}$ ve $r_{26} = 44,6 \text{ mm}$ değerleri, Tablo 1'de belirtilen şartlarda çalışacak bir mekanizma için en uygun değerlerdir.

Kesim sırasındaki strok değeri kesilen materyaller için de önem arz etmektedir (Vilumsone-Nemes, 2018). Bazı çok katlı serilmiş materyallerin kesiminde stroğun miktarı ve bıçak hızı materyalin kesim kenarlarında ısıya sebep olup kesimi olumsuz etkileyebilir. Bu gibi durumlarda materyale özel seçilecek strok değerini sağlayacak, kilitlenme ve kasma olmadan çalışacak uygun krank ve biyel boyutlandırmalarının λ_{op} değerinin bulunmasıyla yapılabileceği gösterilmiştir.

TEŞEKKÜR (ACKNOWLEDGEMENT)

Bu çalışmanın yapılması sırasındaki desteğinden dolayı Serkon Tekstil Makine ve Ekipmanları şirketine teşekkür ederiz.

KAYNAKÇA

1. **Blekač, R. Geršak, J.** 1998. Influence of mechanical and physical properties of fabrics on cutting process, *International Journal of Clothing Science and Technology*, 10(3–4), 293–304.
2. **Boz, S. Öndoğan, Z.** 2012. An investigation on the Cutting parameters for various types of fabrics, *Tekstil ve Konfeksiyon*, 22 (1), 52–57.
3. **Çelik, Ş. A. Kayacan, M. C. Aydoğan, T. Çakır, A.** 2002. Design and Construction of Cloth Cutting Machine by Computer Controlled, *Politeknik Dergisi*, 5(2), 173–177.
4. **Duarte, J. Valencia, G. E. Obregon L. G.** 2018. Application of Lagrange equations in the analysis of slider-crank mechanisms, *Contemporary Engineering Sciences*, 11(43), 2113–2120.
5. **Erkaya, S.** 2004. Eksanterli krank-biyel mekanizmasının dinamik analizi, Yüksek Lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Erciyes Üniversitesi, Kayseri, Türkiye.
6. **Frantz, J. C. Mejia Rincon, L. Simas, H. Martins, D.** 2018. A new methodology for the balancing of mechanisms using the Davies' method, *Mechanisms and Machine Science*, 54, 203–212.



7. **Gotlih, K. Pahole, I. Karner, T.** 2015. Co-simulation of a crank - Slider servo mechanism, 2015 IFToMM World Congress Proceedings, Taipei, Taiwan.
8. **Halicioglu, R. , Bozdana, A. T. Dülger, L. C.** 2015. Servo Pres Tasarımı ve Dinamik Modeli : Uygulamalı Bir Örnek, Uluslararası Katılımlı 17. Makina Teorisi Sempozyumu, İzmir, Türkiye.
9. **Halicioglu, R. Dulger, L. C. Bozdana, A. T.** 2016. Structural design and analysis of a servo crank press, Engineering Science and Technology, an International Journal, 19(4), 2060–2072.
10. **Halicioglu, R., Dülger, L. C.** 2013. Krank Pres Mekanizması : Kinematik Analizi ve Benzetimi, 16. Ulusal Makina Teorisi Sempozyumu, Erzurum, Türkiye.
11. **Pınarlık, G. Abdulla, G.** 2015, Kesme Yöntemleri, Yekarum, 3(1).
12. **Pishvaye Naeeni, I., Keshavarzi, A. Fattahi, I.** 2019. Parametric Study on the Geometric and Kinetic Aspects of the Slider-Crank Mechanism, Iranian Journal of Science and Technology - Transactions of Mechanical Engineering, 43(3), 405–417.
13. **Sağlam, H.** 1993. Bağlama açısı optimizasyonu ile hidrolik torkmetre tasarımı, Yüksek Lisans tezi, Makine Mühendisliği Bölümü, Selçuk Üniversitesi, Konya, Türkiye.
14. Serkon Makina Ürün Broşürleri, 2021. Online Erişim: www.serkonmakina.com
15. **Söylemez, E.** 2002. Classical transmission-angle problem for slider-crank mechanisms, Mechanism and Machine Theory, 37(4), 419–425.
16. **Quentin Cosson-Coche, Olivier C., Philippe D., Raynald L., Denis T.** 2017. Experimental study on cutting flexible sheet materials using an oscillating knife, International Journal of Clothing Science and Technology, 29(3), 349-365.
17. **Vilumsone-Nemes, I.** 2018. Automated cutting of textile materials, in Industrial Cutting of Textile Materials-2nd Edition, Elsevier Science.
18. **Yang, Z. Pan, X. Wang, Y. Tang, W.** 2018. Kinematics and dynamics analysis of the main motion system of reciprocating machine tools, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering, 394 (3).