

## ÜÇ EKSENLİ DOĞRUSAL HAREKET MEKANİZMASI TASARIMI VE İMALATI

**Cevdet GÖLOĞLU\* İrfan BUNARBAŞI\*\***

\*Zonguldak Karaelmas Üniversitesi, Karabük Teknik Eğitim Fakültesi, 78100, Karabük, Türkiye

\*\*Karabük Teknik Lise ve Endüstri Meslek Lisesi, 78100, Karabük, Türkiye

### ÖZET

Doğrusal hareket mekanizmalarının verimliliğine etki eden birçok etken bulunmaktadır. Bu amaçla, değişik doğrusal hareket sistem kombinasyonları kullanılarak tasarım ve üretimi gerçekleştirilen üç eksenli bir doğrusal hareket mekanizmasının bileşenleri incelenmiştir. Kullanılan doğrusal hareket mekanizma ve yardımcı elemanları, dişli-dişli, kayış-kasnak, vida-somun ve kayıt-kızak (mil-makara) çiftleridir. Sistem kombinasyonlarının farklılıklarını analiz etmek amacıyla prototipin, kuvvet, moment ve sürtünme ölçüm ve hesaplamaları yapılmıştır. Gerek tasarım, imalat, montaj ve ayarlamalarında, gerekse deneme testlerinde karşılaşılan problemlere karşı çözüm önerileri geliştirilmiştir. Teorik hesaplamalarla bulunan rakamsal büyüklüklerin nasıl yorumlanması gerektiği ve uygulamalardaki gerçeklerle örtüşüp örtüşmediğinin araştırması yapılmıştır. Prototip üzerinde yapılan çalışmalarda, farklı bileşenlerin uygulamada birçok parametreden etkilendiği anlaşılmış, elde edilen önemli bulgular özetlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Üç eksenli doğrusal hareket, Dişli çark, Kayış-kasnak, Vida-somun, Kestamid, Sürtünme katsayısı

### DESIGN AND PRODUCTION OF A THREE AXIS LINEAR MOVEMENT MACHINE

#### ABSTRACT

There are various factors that affect to efficiency of linear movement machines. The elements of a linear movement machine that was designed and produced by using different linear movement system combinations have been examined. The elements and auxiliaries used for linear movement are pinion-gear, belt-pulley, screw-nut and guide-slide pairs. Force, moment and friction measurement and calculations on the prototype have been conducted to analyze differentiation of the system combinations used. The solution suggestions have been generated against to the encountering problems on phases of both design, production, assembly and adjustments, and examination tests. How the numeric values found in theoretical calculation should be interpreted and whether those values fit to the reality of implementation have been enquired. At the searches conducted on the prototype, it is deduced that the different system combinations are affected by many parameters and the important findings obtained have been summarized.

**Key Words:** Three-axis linear movement, Gear, Belt-pulley, Screw-nut, Cast polyamide, Friction coefficient.

### 1. GİRİŞ

Günümüzde kullanılan birçok bilgisayar kontrollü otomatik veya yarı otomatik makine ve sistemler, doğrusal hareket mekanizmalarına sahiptir. Bu sistemlerden vinç tipi robotlar ve takım tezgahları, temel olarak üç doğrusal serbestlik derecesine sahiptir. Doğrusal eksenlerdeki öteleme hareket mekanizmaları, kayıt kızak sistemi, doğrusal hareket iletim sistemi ve konumlandırma kontrol sistemi olmak üzere üç ana bileşenden oluşur. Özellikle bilgisayar destekli takım tezgahlarının tasarımında, kayıt kızak sistemlerinde kayma sürtünmesi yerine, yuvarlanma sürtünmesi ile çalışan kızak sistemleri, hareket iletim sistemlerinde bilyalı

vida somun sistemleri ve dişli kayış tahrik sistemleri, konumlandırma kontrol sistemlerinde konum ölçme sistemleri, kullanılmasıyla makinelerin veriminde büyük kazançlar sağlanmıştır.

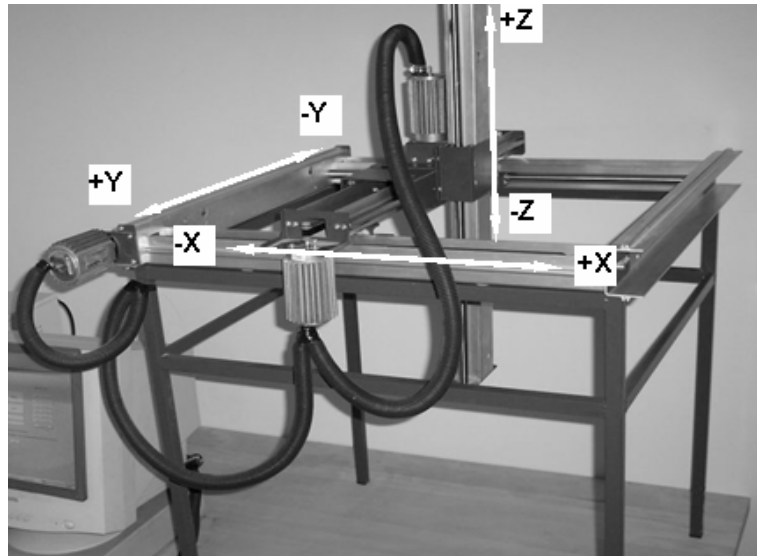
Bilyalı vida somun sistemleri, düz ve değişik profillerde tekerlekler ve bunlara uygun raylar, bilyalı doğrusal hareket kovanları ve milleri, bilya sirkülasyonlu ve silindirik makaralı doğrusal yataklar ve doğrusal hareket modülleri [1-5] alanlarında teknolojik ilerlemeler mesafe kaydetmiştir. Düşey freze tezgahındaki değişik kuvvetlerin etkisine maruz kalan kayıt-kızak sistemlerinin uygun boyut ve oranlarda olmasının, kayıt-kızakların rijitliklerinin sağlanması bakımından öneme sahip olduğu ifade edilmiştir [6]. Endüstriyel kaynak robotlarının hassas kaynak yapmaları için doğrusal hareket sistemlerinin hassasiyeti ve tolerans limitleri önem kazanmaktadır [7]. Yine doğrusal hareket mekanizmalarında kullanılan kayış kasnak mekanizmalarında tork kuvvet değişikliği ve kasnaklardaki eksantrikliğin kayış gerginliğini etkilediği, bunun yanında kayış formunun düzgün olmayışının kayışın dönüşünde eş zamanlılığın değişmesine neden olduğu bildirilmiştir [8]. Takım tezgahlarında bulunan kayıt-kızak mekanizmalarında sürtünme kuvvetinin dengeli, kontrollü ve sabit olacak bir şekilde sağlanmasının performans artışı sağlayacağı belirtilmiştir [9].

Yukarıda ifade edildiği üzere doğrusal hareket mekanizmalarının verimliliğine etki eden birçok etken bulunmaktadır. Bu amaçla değişik sistem kombinasyonları kullanılarak oluşturulan üç eksenli bir doğrusal hareket mekanizmasını etüt etmek, kuvvet ve devrilme moment hesaplarını yaparak çözüm önerilerinde bulunmak ve kullanılan değişik sistemlerin farklılıklarını analiz etmek amacıyla bir prototip tasarlanmış ve imal edilmiştir. Gerek tasarım, imalat, montaj ve ayarlamalarında, gerekse deneme testlerinde, karşılaşılan problemlere karşı çözüm önerileri geliştirilmiştir. Ayrıca bu makalede teorik hesaplamalarla bulunan rakamsal büyüklüklerin nasıl yorumlanması gerektiği ve pratik uygulamalardaki gerçeklerle örtüşüp örtüşmediğinin tespiti yapılmıştır.

Makalenin takip eden bölümünde prototip model mekanizmasının bileşenleri incelenecektir. Bölüm 3'de makaralara gelen yükler ve hesaplamaları, Bölüm 4'de makaralardaki sürtünmeler değerlendirilmektedir. Sonuç bölümünde ise imal edilen sistemin genel bir değerlendirilmesi yapılmaktadır.

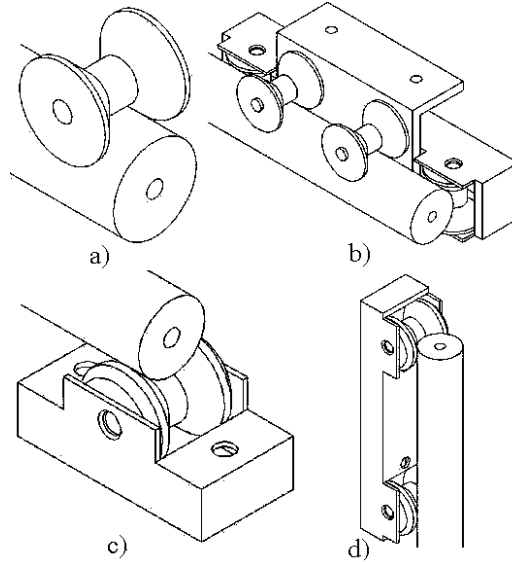
## 2. ÜÇ EKSENLİ DOĞRUSAL HAREKET MEKANİZMASI PROTOTİPİ

Prototipin üç ekseninde de aynı tahrik (adım) motorları kullanılmaktadır. X ekseninde kızıağı iki ucundan eş zamanlı tahrik eden iki adet dişli kayış, Y ekseninde kızıağı ortasından tahrik eden tek adet dişli kayış sistemi kullanılmıştır. Z ekseninde düşey hareket iletim sistemi olarak vidalı mil ve somun sistemi bulunmaktadır (Şekil 1). Her eksendeki kayıt kızak sisteminde iki mil kayıt görevini ve Kestamid (Cast-Polyamide) malzemeden yapılmış makaralar kızak görevini yapmaktadır (Şekil 2.a). 90° V profilli olan makaralar taşlanmış silindirik mil üzerinde hareket etmektedir. Her eksende karşılıklı bulunan iki çelik mil, alın yüzeylerinden ve silindirik yüzeyinde iki noktadan, kayıt gövdelerine sistem yükünün eğilme etkisine karşı montajlıdır.



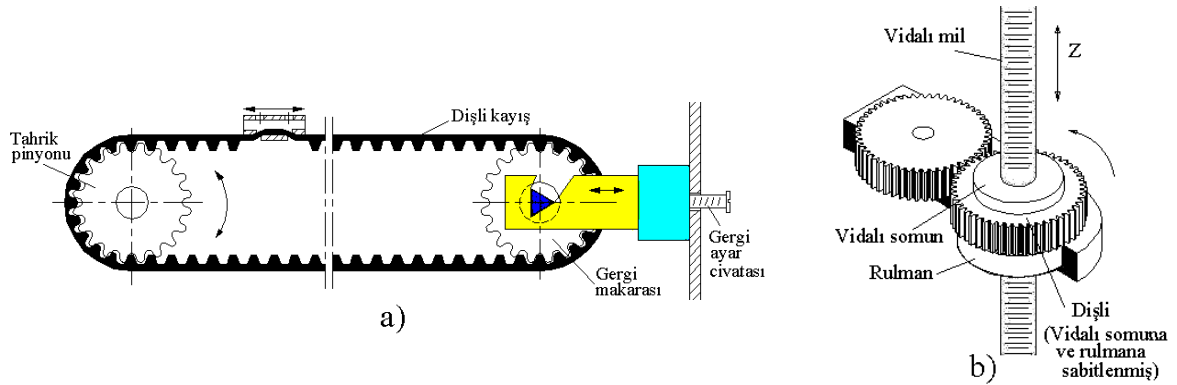
Şekil 1 Üç Eksenli Doğrusal Hareketli Prototip.

X eksenini için karşılıklı bulunan iki adet mil üzerine, mil eksenini boyunca mil üstünde hareket edecek iki adet yatay konumlanan makara ve iki adet dikey konumlanan makara kullanılmıştır (Şekil 2.b). Y ekseninde ki enine kızakta, Şekil 2.c'de görülen makaralardan, dört adet millere üstten temaslı makara düzeni bulunmaktadır. Alttan millere basan dört adet makara, ikişerli olarak kızığa yataklanmış ve boşluk ayar civatası ile donatılmış durumdadır. Z ekseninde ki düşey kızakta, Şekil 2.d'de görülen makara düzeninden, iki tanesi bir mile, iki tanesi diğer mile karşılıklı olarak basmaktadır.



Şekil 2 A) Makara Ve Mili, B) X Eksenini Makaralı Kızığı Ve Mili, C) Y Eksenini Makaralı Üst Kızıklardan Biri, D) Z Düşey Eksenini Makaralı Kızıklarından Biri.

Prototipin X ekseninde kullanılan iki adet ve Y ekseninde kullanılan tek adet dişli kayışların uçlarına takılan gergi makara ve ayar civatası ile kayış gerginliğinin ayarlanması sağlanmıştır (Şekil 3.a). Düşey ekseninde kullanılan vida somun sisteminde, vidalı mil düşey kızığa iki ucundan sabitlenmiş ve Y hareket mekanizması üzerine yataklanan düz dişli çarktan alınan tahrik ile vidalı milin doğrusal hareket etmesi sağlanmıştır (Şekil 3.b).



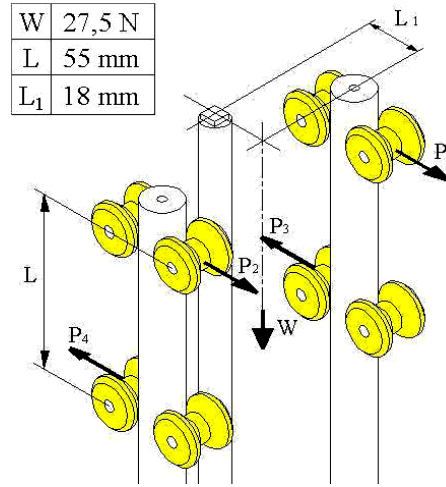
Şekil 3 A) Dişli Kayış Tahrik Sistemi Ve Gergi Sistemi, B) Z Eksenini Vidalı Mil Ve Somunu.

### 3. MAKARALARA GELEN YÜKLERİN HESAPLANMASI

Kestamid makaraların tepki yüklerini hesaplayabilmek için her bir kızığın üzerinde taşıdığı bileşenler tek tek tartılmıştır. Bu değerler sistemde Newton olarak kullanılmıştır. Ayrıca bu tartılan bileşenlerin ağırlık merkezi ölçüleri ile makaraların eksenler arası mesafesi ve kayıt olarak kullanılan millerin eksenler arası mesafesi bulunmuştur. Sistemde oluşan yüklerin eksenler üzerine etkilerinin hesaplanma sırası, birbirini etkileyen eksen yükleri dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir.

### 3.1. Z Eksenindeki Makaralara Gelen Yüklerin Hesaplanması

Düşey kızak durağan halde iken ve herhangi bir yükleme yok iken, düşey kızak ağırlığının makaralarda oluşturduğu tepki yükleri Şekil 4'de görüldüğü gibi olur.



Şekil 4 Z Eksenli Düşey Kızak Makaralarında Oluşan Tepki Kuvvetleri.

Burada;

$P_{1, 2, 3, 4}$  : Düşey kızak makaralarında oluşan tepki kuvvetleri,

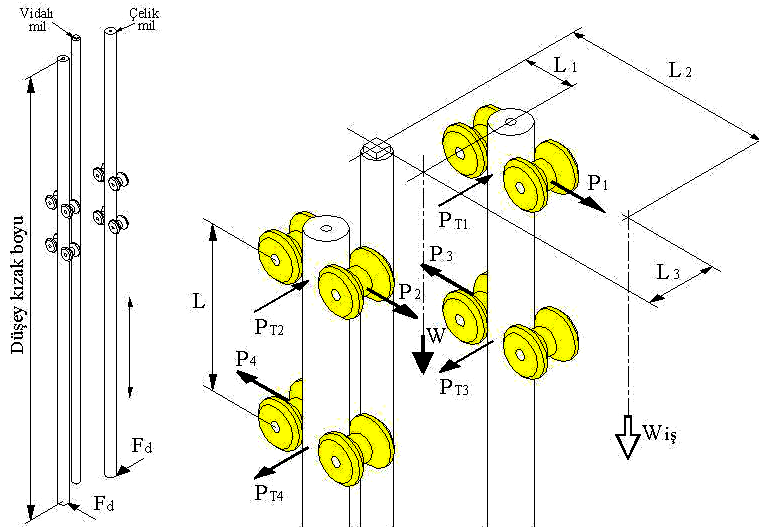
W : Düşey kızak ağırlığı,

L : Makaralar arası düşey mesafe,

L<sub>1</sub> : Düşey kızak ağırlık merkezi ile hareket mili arası mesafesidir.

$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{W}{2} \times \frac{L_1}{L} = 4,5 \text{ N} \quad (1)$$

Kızak durağan halde iken, kızak ağırlığının alt ve üst düşey kızak makaralarında, birbirine zıt yönlü 4,5 N luk tepki kuvvetleri oluşturmaktadır. Tasarım şartlarının mümkün kıldığı ölçüde, hareket milinin kızak ağırlık merkezine yakın veya aynı ekseninde olması ve makaralar arası düşey mesafenin maksimum tutulması 1 nolu eşitlikten anlaşılacağı üzere makara tepki kuvvetlerini küçültmektedir. Düşey kızak taşıdığı yükün ağırlığının ve düşey kızak ağırlığının makaralarda oluşturduğu dikey ve yanal yükler Şekil 5'de görüldüğü gibi olur.



Şekil 5 Z Eksenli Düşey Kızak Makaralarında Yükleme Esnasında Oluşan Tepki Kuvvetleri.

Burada;

$P_{T1}, T_2, T_3, T_4$  : Düşey kızak makaralarında oluşan yanıl tepki kuvvetleri,

$W_{i\text{ş}}$  : Taşıdığı yükün ağırlığı,

$L_2$  : Taşınan yükün ağırlık merkezi ile hareket mili arası mesafe,

$L_3$  : Taşınan yükün ağırlık merkezi ile hareket mili arası yanıl mesafesidir.

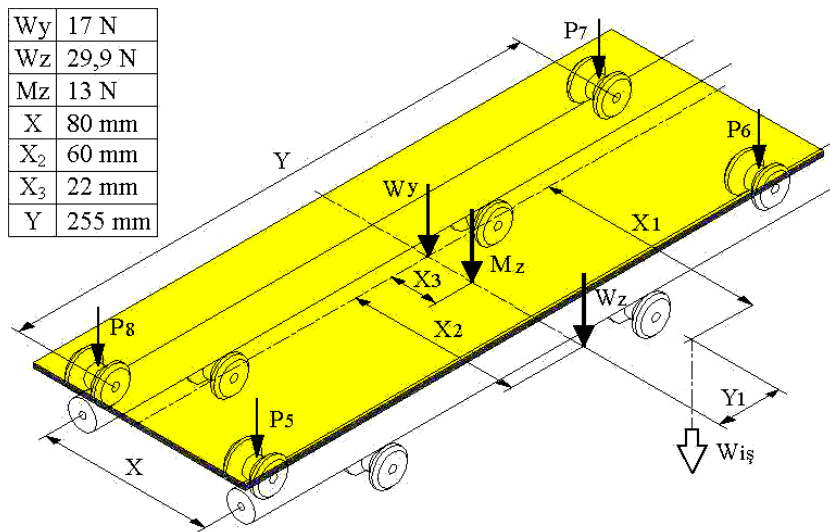
$$P_1 = P_2 = P_3 = P_4 = \frac{W \times L_1}{2 \times L} + \frac{W_{i\text{ş}} \times L_2}{2 \times L} \quad (2)$$

$$P_{T1} = P_{T2} = P_{T3} = P_{T4} = \frac{W_{i\text{ş}}}{2} \times \frac{L_3}{L} \quad (3)$$

Düşey kızığa hareket milinden kaçık yapılan yüklemeler, alt ve üstte bulunan makaranın yanıklarında birbirine zıt yönlü yanıl tepki kuvvetleri oluşturmaktadır (Şekil 5). Düşey yönde yapılan yüklemelerde, düşey makaralarda oluşan tepki kuvvetlerini, düşey kızık boyunun etkilemediği açıkça görülmektedir. Ancak düşey kızık, yatay yüklenmelere (Şekil 5'de  $F_d$  kuvvetlerine) maruz kalacak ise düşey kızık boyu çok iyi hesap edilmelidir. Çünkü kızığı etkileyen yatay kuvvetlerin, makaralarda oluşturduğu tepki kuvveti, düşey kızıktaki tesir noktasının uzaklığı ile doğru orantılıdır.

### 3.2. Y Eksenindeki Makaralara Gelen Yüklerin Hesaplanması

Y kızığı durağan halde iken ve herhangi bir yüklenme yok iken üzerinde taşıdığı düşey eksen ağırlığı, düşey eksen tahrik motoru ve Y eksenı kızık ağırlığının, Y kızık makaralarda oluşturduğu tepki yükleri Şekil 6'da gösterilmiştir.



Şekil 6 Y Eksenı Kızık Makaralarında Oluşan Tepki Kuvvetleri.

Burada;

$P_{5, 6, 7, 8}$  : Y eksenı makaralarında oluşan tepki kuvvetleri,

$W_y$  : Y eksenı kızık ağırlığı,

$W_z$  : Düşey eksen ağırlığı,

$M_z$  : Düşey eksen tahrik motoru ağırlığı,

$Y$  : Y ekseninde hareketli makaralar arası mesafe,

$X$  : Y eksenı çelik miller arası mesafe,

$Y_1$  : Yükün ağırlık merkezinin Y kızığı eksenine yanıl uzaklığı,

$X_1$  : Yükün ağırlık merkezinin Y kızıağı eksenine uzaklığı,

$X_2$  : Düşey eksen ağırlık merkezinin Y kızıağı eksenine uzaklığı,

$X_3$  : Z eksenli tahrik motoru ağırlık merkezinin Y kızıağı eksenine uzaklığıdır.

$$P_5 = P_6 = \frac{W_y}{4} + \frac{M_z}{4} + \frac{M_z \times X_3}{2 \times X} + \frac{W_z}{4} + \frac{W_z \times X_2}{2 \times X} = 27,9 \text{ N} \quad (4)$$

$$P_7 = P_8 = \frac{W_y}{4} + \frac{M_z}{4} - \frac{M_z \times X_3}{2 \times X} + \frac{W_z}{4} - \frac{W_z \times X_2}{2 \times X} = 1,9 \text{ N} \quad (5)$$

Yukarıda ifade edilen şartlarda, Y kızıağı makaralarında oluşan düşey eksene yakın  $P_5$  ve  $P_6$  tepki kuvvetleri birbirine eşit ve yine birbirine eşit olan  $P_7$  ve  $P_8$  tepki kuvvetlerinden büyüktür. Sisteme yükleme yapıldığında ise  $P_5$  ve  $P_6$  tepki kuvvetleri ile  $P_7$  ve  $P_8$  tepki kuvvetleri arasındaki fark dolayısı ile devrilme momenti artmaktadır. Y kızıağı durağan halde ve yükleme ( $W_{i\check{s}}$ ) yapılmış halde iken üzerinde taşıdığı ağırlıkların Y kızıak makaralarda oluşturduğu tepki yükleri aşağıdaki eşitliklerde görüldüğü gibi olur.

$$P_5 = \frac{W_y}{4} + \frac{M_z}{4} + \frac{M_z \times X_3}{2 \times X} + \frac{W_z}{4} + \frac{W_z \times X_2}{2 \times X} + \frac{W_{i\check{s}}}{4} + \frac{W_{i\check{s}} \times X_1}{2 \times X} - \frac{W_{i\check{s}} \times Y_1}{2 \times Y} \quad (6)$$

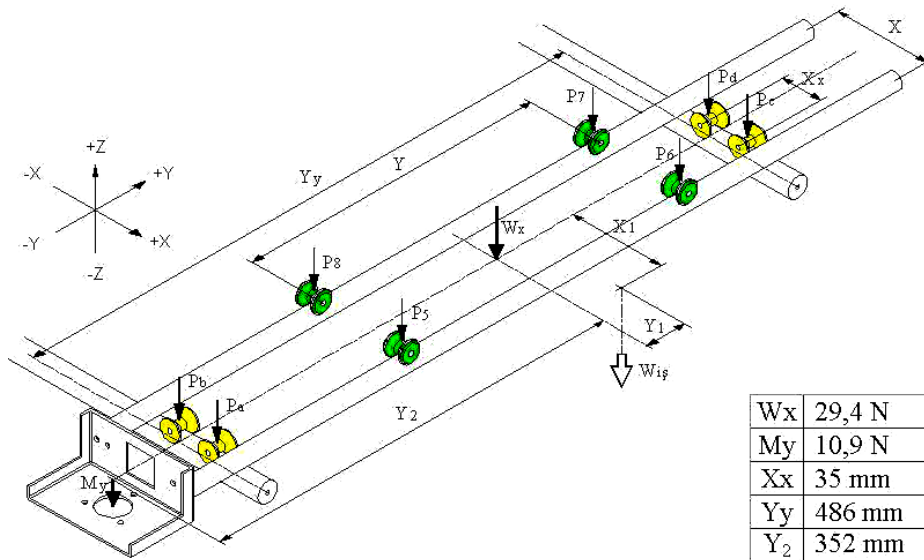
$$P_6 = \frac{W_y}{4} + \frac{M_z}{4} + \frac{M_z \times X_3}{2 \times X} + \frac{W_z}{4} + \frac{W_z \times X_2}{2 \times X} + \frac{W_{i\check{s}}}{4} + \frac{W_{i\check{s}} \times X_1}{2 \times X} + \frac{W_{i\check{s}} \times Y_1}{2 \times Y} \quad (7)$$

$$P_7 = \frac{W_y}{4} + \frac{M_z}{4} + \frac{M_z \times X_3}{2 \times X} + \frac{W_z}{4} + \frac{W_z \times X_2}{2 \times X} + \frac{W_{i\check{s}}}{4} - \frac{W_{i\check{s}} \times X_1}{2 \times X} + \frac{W_{i\check{s}} \times Y_1}{2 \times Y} \quad (8)$$

$$P_8 = \frac{W_y}{4} + \frac{M_z}{4} + \frac{M_z \times X_3}{2 \times X} + \frac{W_z}{4} + \frac{W_z \times X_2}{2 \times X} + \frac{W_{i\check{s}}}{4} - \frac{W_{i\check{s}} \times X_1}{2 \times X} - \frac{W_{i\check{s}} \times Y_1}{2 \times Y} \quad (9)$$

### 3.3. X Eksenindeki Makaralara Gelen Yüklerin Hesaplanması

X eksenli kızıağı durağan halde ve Y eksenli kızıağı ortada iken üzerinde taşıdığı Y kızıağı ve bileşenlerinin, X kızıak makaralarda oluşturduğu tepki yükleri Şekil 7'de görüldüğü gibi olmaktadır.



Şekil 7 X Eksenli Kızıak Makaralarında Y Kızıağı Ortada İken Oluşan Tepki Kuvvetleri.

Burada;

$P_a, b, c, d$  : X eksenli makaralarında oluşan tepki kuvvetleri,

$W_x$  : Y eksenli kayıt ağırlığı,

My : Y eksenini tahrik motoru ağırlığı,

Xx : X ekseninde hareketli makaralar arası mesafe,

Yy : X eksenini çelik miller arası mesafe,

Y<sub>2</sub> : Y eksenini tahrik motoru ağırlık merkezinin X kızıağı merkezine uzaklığıdır.

$$P_a = \frac{W_x}{4} + \frac{M_y}{4} + \frac{M_y \times Y_2}{2 \times Y_y} + \frac{P_5}{4} + \frac{P_5 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_5 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_6}{4} - \frac{P_6 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_6 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_7}{4} - \frac{P_7 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_7 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_8}{4} + \frac{P_8 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_8 \times X}{4 \times X_x} = 58,7 \text{ N} \quad (10)$$

$$P_b = \frac{W_x}{4} + \frac{M_y}{4} + \frac{M_y \times Y_2}{2 \times Y_y} + \frac{P_5}{4} + \frac{P_5 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_5 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_6}{4} - \frac{P_6 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_6 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_7}{4} - \frac{P_7 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_7 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_8}{4} + \frac{P_8 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_8 \times X}{4 \times X_x} = -0,72 \text{ N} \quad (11)$$

$$P_c = \frac{W_x}{4} + \frac{M_y}{4} - \frac{M_y \times Y_2}{2 \times Y_y} + \frac{P_5}{4} - \frac{P_5 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_5 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_6}{4} + \frac{P_6 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_6 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_7}{4} + \frac{P_7 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_7 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_8}{4} - \frac{P_8 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_8 \times X}{4 \times X_x} = 50,8 \text{ N} \quad (12)$$

$$P_d = \frac{W_x}{4} + \frac{M_y}{4} - \frac{M_y \times Y_2}{2 \times Y_y} + \frac{P_5}{4} - \frac{P_5 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_5 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_6}{4} + \frac{P_6 \times Y}{4 \times Y_y} - \frac{P_6 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_7}{4} + \frac{P_7 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_7 \times X}{4 \times X_x} + \frac{P_8}{4} - \frac{P_8 \times Y}{4 \times Y_y} + \frac{P_8 \times X}{4 \times X_x} = -8,6 \text{ N} \quad (13)$$

Y kızıağının orta konumunda sistem durağan halde ve yüksüz iken, X eksenini kızak makaralarında Pa ve Pc tepki kuvvetleri -Z yönünde, Pb ve Pd tepki kuvvetleri +Z yönünde oluşmuştur. Bu sonuçlar X kızıağında, düşey eksenin montajlı bulunduğu tarafa doğru bir devrilme momenti oluştuğunu göstermiştir. Y kızıağı -Y yönünde ilerlediğinde; X eksenini kızak makaralarında Pa, Pb ve Pc tepki kuvvetleri -Z yönünde, Pd tepki kuvveti +Z yönünde oluşmuştur. Bu sonuçlar Pa ve Pb makaralarında oluşan tepki kuvvetlerinin arttığını, Pc ve Pd makaralarında oluşan tepki kuvvetlerinin azaldığını göstermiştir. X kızıağının Pd makarasının bulunduğu ucundan +Z yönüne doğru çarpılmaya zorlandığı anlaşılmıştır. Y kızıağı +Y yönünde ilerlediğinde; X eksenini kızak makaralarında Pa, Pc ve Pd tepki kuvvetleri -Z yönünde, Pb tepki kuvveti +Z yönünde oluşmuştur. Bu sonuçlar Pa ve Pb makaralarında oluşan tepki kuvvetlerinin azaldığını, Pc ve Pd makaralarında oluşan tepki kuvvetlerinin arttığını göstermiştir. Bu konumda da X kızıağının Pb makarasının bulunduğu ucundan +Z yönüne doğru çarpılmaya zorlandığı anlaşılmıştır.

#### 4. KESTAMİD MAKARALARDAKİ SÜRTÜNME

Kestamid malzemenin darbe ve yorulma dayanımı iyi, aşınma mukavemeti yüksek, sürtünme katsayısı 0.15 dir. Maksimum kullanım sıcaklığı kısa süreli kullanımda 160°C, sürekli kullanımda 120°C dir. Basma dayanımı 107,91 N/mm<sup>2</sup> çekme dayanımı 78,48 N/mm<sup>2</sup> dir [10]. Kestamid makaralar N8 (3,2~1,6 µm), millerin malzemesi Ç1060 olup, N7 (1,6~0,8 µm) yüzey kalitesinde imal edilmiştir. Eksenlerindeki pimde kayma sürtünmesi, makaranın dış yüzeyinde yuvarlanma sürtünmesi oluşmaktadır. Sistem yüksüz iken değişik zaman ve değişik boşluk ayarlarında yapılan çok sayıda testlerde X ve Y kızakları hareket eksenlerinde yaylı bir dinamometre ile çekilmiş, kızakları ilk harekete geçiren kuvvet ve kızakların sürekli harekette kalmasını sağlayan minimum kuvvet dinamometreden okunmuştur. Çizelge 1'de kuru ve yağlama yapılmış hallerde X ve Y kızaklarını ilk harekete geçiren ve sürekli hareketi için gereken hareket kuvvetleri verilmiştir.

Testlerde bulunan hareket kuvvetleri kullanılarak, sistemde kullanılan kestamid makaralardaki sürtünme katsayı değerleri aşağıda hesaplanmıştır. X eksenli kızığa kuru halde iken ilk harekete geçişte oluşan, maksimum sürtünme katsayı değeri aşağıdaki şekilde hesaplanmaktadır.

$$F = \mu \times W_{Tx} \quad (14)$$

$$35 = \mu \times 100,2 \Rightarrow \mu = 0,349$$

Burada;

$W_{Tx}$  : X kızığının üzerindeki bileşenlerle birlikte toplam ağırlığı ( 100,2 N ),

$W_{Ty}$  : Y kızığının üzerindeki bileşenlerle birlikte toplam ağırlığı ( 59,9 N ),

$\mu$  : Kestamid makaralardaki sürtünme katsayısı,

F : Testlerde kızakları hareket ettiren değişik kuvvetlerdir (Çizelge 1).

Çizelge 1'de diğer haller için kızak hareket kuvvetleri (F) ve kızığa ait toplam ağırlıklar ( $W_{Tx}$  veya  $W_{Ty}$ ) kullanılarak 14 nolu eşitlikten sürtünme katsayı değerleri hesaplanarak verilmektedir.

Çizelge 1 X Ve Y Kızaklarının Hareket Kuvvetleri Ve Sürtünme Katsayıları.

Kızak hareket kuvvetleri ve sürtünme katsayıları	Kuru halde				Yağlanmış halde			
	İlk harekette		Sürekli		İlk harekette		Sürekli	
	Hareket kuvveti (N)	Sürtünme katsayısı	Hareket kuvveti (N)	Sürtünme katsayısı	Hareket kuvveti (N)	Sürtünme katsayısı	Hareket kuvveti (N)	Sürtünme katsayısı
X Eksenli	35~30	0,35~0,30	22,5~21	0,22~0,20	27,5~22,5	0,27~0,22	20~15	0,20~0,15
Y Eksenli	22,5~20	0,37~0,33	15~12,5	0,25~0,20	17,5~15	0,29~0,25	12,5~10	0,20~0,16

## 5. SONUÇ

Bu çalışmada, üç eksenli doğrusal hareket mekanizması prototipinin tasarım, imalat, montaj, ayarlamalar ve test aşamaları gerçekleştirilmiştir. Prototip üzerinde yapılan çalışmalarda, farklı bileşenlerin uygulamada birçok parametrelerden etkilendiği anlaşılmış, elde edilen önemli bulgular aşağıda özetlenmiştir.

Yapılan testlerde; N8 (3,2~1,6  $\mu$ m) yüzey kalitesinde işlenmiş kestamid makaralarda kuru sürtünme varken 0,35 ile 0,20 arasında, yağlama yapılmış durumda iken 0,27 ile 0,15 arasında sürtünme katsayısı değerleri hesaplanmıştır. Kestamid makaraların küçük ve orta büyüklükteki yüklenmelerde kullanılmasının mümkün olabileceği anlaşılmıştır. Kestamid makaraların bazılarında, göbek deliği ile dış profil yüzeylerinin eş eksenlilik toleransının, standart değerlerin dışında olması, makaralarda yuvarlanma sürtünmesi yerine kayma sürtünmesi (kızaklama) oluşmasına neden olduğu tespit edilmiştir.

Özellikle düşey kızakta, kızak yolu boyunca aktif yüzey yerine, sadece tepki kuvvetine maruz kalan kızak yolu uçlarına makara yerleştirilmesinin yeterli olduğu anlaşılmıştır.

Yük taşıyan düşey eksen devrilme momenti oluşturduğundan, belli bir yüklenme limiti geçildiğinde veya eksenlerin değişik pozisyonlarında, makaralarda oluşan tepki kuvvetlerinin ters yönde değişim gösterdiği, teorik olarak hesaplanmış ve uygulamada gözlemlenmiştir.

X eksenli kızığının iki ucundan dışı kayışla doğrusal tahrikinin makara boşluklarından, tek uçtan tahrikinden ve kızak yolu boyunun gerekenden kısa alınmasından dolayı oluşan kasıntıları, pozisyon hatalarını ve hareketteki zorlanma gibi olumsuzlukları giderdiği görülmüştür. Y eksenli kızığının ortadan tek kayışla tahriki, bu olumsuzlukları gideremediği gibi arttırıcı bir etki yaptığı görülmüştür.



Hareketli kızaklar üzerine montaj edilmesi gereken tahrik motorlarının, düşey olarak montaj edilmesi, gereksiz moment oluşmasını ve makaralara dengesiz yük gelmesini önlemiştir.

Kızak yolları olarak kullanılan çelik millerin, alınlarından montaj edilmelerinin dışında, eşit aralıklarla silindirik yüzeylerinden kayıt gövdesine civatalarla sabitlenmesi, yük etkisi ile oluşan seğimi önlemiştir.

Dişli kayış gergi ayarlarının, kızak hareketlerini aşırı gerginlikte zorlaştırıcı, uygun gerginlikte kolaylaştırıcı yönde etkilediği anlaşılmıştır. İki uçtan dişli kayışla tahrik edilen kızakta, kayış gerdirmelerinde denge sağlanmadığında, gevşek kalan kayış tarafındaki kızak ucunun harekete geç cevap verdiği gözlemlenmiştir. Tespit edilen bulgular ışığında, çalışılması gereken noktalar ve yapılabilecek öneriler aşağıda özetlenmiştir. Kestamid makaraların, noktasal temaslı V profilli yapılması yerine, çizgisel temas oluşturabilecek şekilde mil çapına uygun yay profilli yapılması, makarayı daha dayanıklı ve ezilmeye karşı dirençli kılabilir.

Kestamid makaraların göbek deliği delindikten sonra eş eksenlilik toleransında imal edilmeleri daha iyi verim alınmasını ve makaraların özdeş olmasını sağlayabilir.

Düşey kızığın yukarı hareketinde, vida somun sisteminde oluşan döndürme momentini ve düşey eksen makaralarındaki tepki kuvvetlerini azaltmak için, düşey kızığa, ağırlığının tersi yönüne etki edecek şekilde bir ağırlık eklenebilir.

Eğer sistem asimetrik yüklenmelere ve değişik yönlerde moment oluşturacak kuvvetlere maruz kalacak ise bu değişik yönlerde kızaklara etki edecek kuvvetleri karşılamak için, makaralar kayıt çevresine birbirine dik şekilde konumlandırılabilir.

## TEŞEKKÜR

Yapılan araştırma Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Bilimsel Araştırma Fonu, 2001-38-02-33 nolu proje kapsamında desteklenmiştir. Yazarlar destek için Üniversite'ye teşekkür ederler.

## KAYNAKLAR

1. Vis a Billes de Precision, **Warner Electric CH.**, 2004.
2. Linear Motion Systems, **THK Co. Ltd.**, Japan, 2000.
3. The Guideways System for Medium Duty Applications, **Güdel AG.**, Switzerland, 2004.
4. STAR Linear Bushings and Shafts, **Mannesmann Rexroth Ltd.**, Deutsche Star GmbH, Germany, 1995.
5. Linear Motion – Positioning Systems, **Precision Industrial Components Corp.**, USA, 2004.
6. Tobias, S.A., Machine Tool Vibration, **John Wiley**, New York, USA, 1965.
7. Yumurtacı, S. ve Mert, T., “Robotik Kaynak Sistemleri ve Gelişme İstikametleri”, **Mühendis ve Makine Dergisi**, Sayı 526, 15-19, 2003.
8. Tokoro, H., Nakamura, M., Sugiura, N., Tani, H., Yamamoto, K. and Shuku, T., “Analysis of Transverse Vibration in Engine Timing Belt”, **JSAE Review**, Vol. 17, Issue 1, 89, 1996.
9. Lee, S., Yoo, J. and Yang, M., “Effect Of Thermal Deformation On Machine Tool Slide Guide Motion”, **Tribology International**, Vol. 36, Issue 1, 41-47, 2003.
10. Kestamid Malzemeler, **Polikim**, Istanbul, 2004.