

TRAPEZ SOMUN VE VİDA MEKANİZMASI KULLANILARAK GERİYE SÜRÜLEMİYEN EMS SİSTEMİNİN GELİŞTİRİLMESİ

Berk KURT
Tolga CANKURT

ÖZET

Bu çalışma, geleneksel bilyalı vidalı mil mekanizması yerine trapez tahrik sistemi kullanan bir elektromekanik silindir (EMS) sisteminin geliştirilmesini incelemektedir. EMS sistemleri, elektrik motorlarının dönme hareketini doğrusal harekete dönüştürerek hidrolik ve pnömatik sistemlere göre daha temiz çalışma, daha fazla tasarım esnekliği ve yüksek kontrol edilebilirlik gibi avantajlar sunar. Trapez vidalı tahrik sisteminin entegrasyonu, geri sürülebilirlik sorunlarını ortadan kaldırarak, sürekli motor frenine veya yüksek bakım gereksinimine ihtiyaç duymadan stabil pozisyonlama sağlar. Bu yaklaşım, özellikle yavaş ve sabit hareket gerektiren uygulamalar için maliyet etkin bir çözüm sunar. Tasarım, uyumluluk ve güvenilirlik sağlamak için ISO standartlarına uygun olarak geliştirilmiştir. Trapez dişlilerin malzeme seçimi ve geometrik boyutlarına özel dikkat gösterilerek sistemin dayanıklılığı ve verimliliği sağlamak için detaylı mukavemet ve gerilim analizleri yapılmıştır. Bu analizlerin sonucunda ISO 15552-2018 uyumlu 63 tipi silindir seçilmiştir. Ardından kurs olarak 100 mm seçilip, üretilerek test edilmiştir. Bu testler sonucunda %45 verimliliğe sahip EMC sisteminin ömür testi devam etmektedir.

Anahtar Kelimeler: Elektromekanik silindir, EMS, Trapez tahrik sistemi, Burkulma.

ABSTRACT

This study examines the development of an electromechanical cylinder (EMC) system that uses a trapezoidal drive system instead of the traditional ball screw mechanism. EMC systems convert the rotary motion of electric motors into linear motion, offering advantages such as less pollution, greater design flexibility and high controllability compared to hydraulic and pneumatic systems. The integration of the trapezoidal screw drive system eliminates retractability issues and ensures stable positioning without the need for constant motor braking or high maintenance requirements. This approach provides a cost-effective solution, especially for applications that require slow and steady motion. The design has been developed to ISO standards to ensure compatibility and reliability. Detailed strength and stress analyses have been carried out to ensure the durability and efficiency of the system, with particular attention paid to material selection and the geometric dimensions of the trapezoidal drive. As a result of these analyses, a 63 type cylinder compatible with ISO 15552-2018 was selected. Then, 100 mm was selected as the stroke, produced and tested. As a result of these tests, the life test of the EMC system with 45% efficiency continues.

Key Words: Electromechanical cylinder, EMC, Trapezoidal drive system, Buckling.

1. GİRİŞ

Elektromekanik silindir (EMS) sistemi, vidalı mil ve somun gibi makine elemanlarını kullanarak elektrik motorlarının dairesel hareketini en yüksek verimlilikle doğrusal harekete dönüştürür. Hidrolik ve pnömatik sistemlere kıyasla hava veya yağ kaçağı olmadığından, kullanıcı için daha temiz çalışma koşulları sağlar ve yağ tankı ve kompresör ihtiyacını ortadan kaldırarak büyük bir tasarım esnekliği sunar. Yağlama kanalları gibi mekanik tasarımları sayesinde düşük bakım maliyetleriyle uzun süre sorunsuz çalışır [1].

Makine dinamikleri açısından EMS, aktif prizmatik bir mafsal gibi çalışır. Aktif prizmatik mafsal geleneksel olarak hidrolik ve pnömatik doğrusal eyleyici olarak düşünülür. Ancak bu sistemler, çalışma hassasiyeti, tepki hızı ve kontrol edilebilirlik açısından EMS ile karşılaştırıldığında yetersizdir. Ayrıca uygulanabilen çıkış kuvveti nispeten yüksektir. Hidrolik silindirin yüksek kuvvetlerine ulaşmasa da pnömatik silindirlerden çok daha yüksek kuvvetlere ulaşabilir. Tablo 1 de hidrolik, pnömatik ve elektromekanik sistemlerinin karşılaştırma tablosu görülmektedir.

Tablo 1. Elektromekanik, hidrolik ve pnömatik sistemler arasındaki karşılaştırma [1].

#	Kriter	Elektromekanik Sistem	Hidrolik Sistem	Pnömatik Sistem
1	Kuvvet Kapasitesi	Az ila orta kuvvet kapasitesi	Yüksek kuvvet kapasitesi	Az ila orta kuvvet kapasitesi
2	Hassasiyet	En yüksek	Orta	En az
3	Kontrol edilebilirlik	Kolay kontrol edilebilirlik	Kompleks kontrol edilebilirlik	Kolay kontrol edilebilirlik
4	Verim	En yüksek	Orta	En az
5	Hız Kapasitesi	Orta-yüksek hız kapasitesi	Düşük hız kapasitesi	Yüksek hız kapasitesi
6	Yatırım Maliyeti	Orta-yüksek yatırım maliyeti	Yüksek yatırım maliyeti	Orta-yüksek yatırım maliyeti
7	Bakım Maliyeti	En düşük bakım maliyeti	En yüksek bakım maliyeti	Orta bakım maliyeti

Tablo 1'de gösterildiği gibi, elektromekanik sistemler yüksek hassasiyet ve kontrol edilebilirlik, yüksek verimli ve düşük bakım gerektiren çalışma için idealdir. Bu sistemler, hidrolik veya pnömatik sistemlerde olduğu gibi ek kompresör veya pompa alanları eklemek yerine, motorun eyleyici olarak bağlandığı tek bir sistem olarak çalışır. Bu, onları düşük hacimli uygulamalar için ideal hale getirir. Bu makalede elektromekanik silindir sistemi ele alınmaktadır. Bu sistem yalnızca doğrusal bir eyleyici değil, aynı zamanda motoru olan bir sistemdir.

2. EMS TİPLERİ

EMS'ler motor bağlantı tipi ve eyleyici tipi olarak iki farklı kategoride sınıflandırılır. İleri EMS'lerin motor bağlantı tipleridir. EMS'ler motor bağlantısına göre paralel veya düz sistemler olarak sınıflandırılırlar. İkincil ayırım tahrik tipidir. Bunlar ise bilyalı vidalı milli tahrik sistemi ve trapez milli tahrik sistemidir.

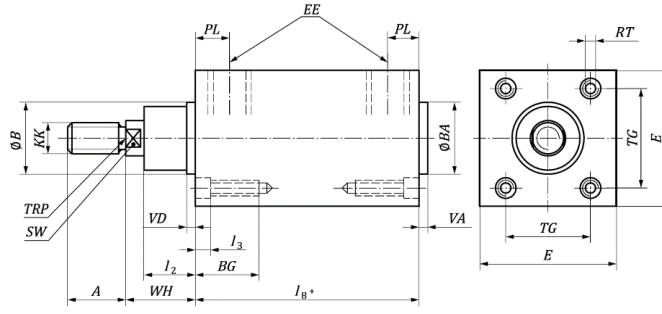
İlk model bilyalı vidalı mil ve somun kullanılan modelidir. Bu EMS tipi geriye sürülebilir olmasının yanı sıra diğerlerinden daha hassas, daha hızlı ve daha etkilidir. İkinci modelde trapez mil ve somun kullanılan modeldir. Trapez milli modelin, bilyalı vidalı mil modeline göre birincil avantajları daha düşük maliyetli olması ve geriye sürülebilir olmamasıdır.

Eşdeğer ürünlere baktığımızda, hemen hemen tüm EMS'lerin bir bilyalı vidalı mil ve somun tahrik sistemi kullanıldığını görüyoruz. Daha önce de belirtildiği gibi, vidalı mil tahrik sisteminin yüksek hassasiyeti ve verimliliği onu EMS'ler için birincil tercih haline getirir. Geriye sürülebilir olması verimliliği ve mekaniği nedeniyle yüksek hızlı ve yüksek hassasiyetli uygulamalar için avantajlı olsa da yüksek dinamik olmayan daha çok statik pozisyonlama uygulamalarda yani yavaş hareket eden sistemler gibi belirli uygulamalar için bir dezavantaj olabilir. Bu gibi durumlarda, geriye sürülebilir özelliği gerekli veya

faydalı olmayabilir. Ayrıca sistemin geriye sürülebilir olmasından dolayı mekanik olarak frenleyen sadece motorun freni mevcuttur. Buda sistemin maliyetini arttırmanın yanında tekil motor freni de sistemin güvenilirliğini düşürmektedir. Fakat diğer tahrik tipi olan trapez milli EMS sisteminde, trapez vidanın düşük verimliliği ve geriye sürülemezliğinden yararlanan bir EMS özel koşullu uygulamalarda öne çıkmaktadır.

3. GENEL EMS TASARIMI

EMS sistemlerinin dış boyutlarının üreticiler arasında tekdüze olmasını garantilemek için, tasarım süreci boyunca belirli standartlara uyulur. EMS sistemleri için geçerli standart, pnömatik silindir tasarımında da kullanılan ISO 15552:2018'dir. Bu standarda göre, belirli ölçümlerin karşılanması gerekir. Sonuç olarak, bu boyutlar ana bileşenler tasarlanırken dikkate alınır ve bu tasarım özellikleri, bu parçaların destekleyebileceği mekanik yükleri belirlemek için kullanılır [2]. Bu standardı karşılayan ürünlerin delik boyutları ayrıca ISO 3320'de belirtilir. 32, 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250 ve 320 delik boyutları bu standartlar tarafından kapsanır [2].



Şekil 1. ISO-15552-2018'e göre tek çubuk silindir boyutları [2].

Doğru delik boyutunun seçilmesi ve gerekli kuvvet çıktısının hesaplanması, ilk ürün tasarımı sürecinin başlangıç adımlarındandır. Bilyalı vida milinin yük kapasitesi, piyasada bulunabilen bir ürünle karşılaştırılarak belirlenmeli; bu hesaplamalar matematiksel olarak doğrulandıktan sonra testlerle teyit edilmelidir. Örneğin, Bosch Rexroth'un 63 mm delik çapına sahip ürünü, 15.900 N'luk kuvvet oluşturmak amacıyla 25x5 bilyalı vida somunu çifti kullanabilir. 63 mm delik çapına sahip EMC, test edilmiş ve üretime uygun olduğu kanıtlanmış bir ürün olduğundan, bu özellikler temel alınarak tasarım gerçekleştirilmiştir [3].

Bir sonraki aşama, tasarlanacak tür belirlendikten sonra sistemin çalışma mekanizmasının oluşturulmasıdır. Bu mekanizma, somunun destekleyici yatağa eklenen kızaklar (kaydırmalar) sayesinde vida boyunca ileri-geri hareket etmesini sağlar. Sistemin ucuna, içinden vida geçirilen somuna bağlanan çubuk benzeri bir parça sabitlenerek doğrusal hareket elde edilir. Profile entegre edilen kaydırma pedleri sayesinde, çubuğun doğrusal hareketi düzgün ve kontrollü bir şekilde gerçekleşir. Bu yapı, Şekil 2'de gösterildiği gibi çubuğun ileri-geri kaymasına olanak tanır.

#	Tanım	Sembol	Değer	Birim	Denklem
1	Vida dişinin boyutu	Tr	24	mm	
2	Vida dişinin aralığı	P	5	mm	
3	Vida dişinin dış çapı	d	24	mm	
4	Somun dişinin iç çapı	d_1	19	mm	$d_1 = d - P$ (1)
5	Vida Adımı Çapı	d_2	21.5	mm	$d_1 = d - \frac{P}{2}$ (2)
6	Büyük ve küçük çap boşluğu	a_c	0.25	mm	
7	İç vida dişi çapı	d_3	18.5	mm	$d_3 = d - P - 2a_c$ (3)
8	Somun dişinin dış çapı	d_4	24.5	mm	$d_4 = d + 2a_c$ (4)
9	İş parçacığı başlangıç numarası (Tek Başlangıç/Çift Başlangıç)	n_s	1		Tekli Başlangıç
10	Dişin vida adımı	L	5	mm	$L = P n_s$ (5)
11	Vida adımı açısı	γ	4.2336	deg	$\gamma = \text{atan}\left(\frac{L}{\pi d_2}\right)$ (6)
12	Diş 1'in vida açısı	α_1	15	deg	
13	Diş 2'in vida açısı	α_2	15	deg	

Diş ölçüleri standarda göre belirlendikten sonra tahrik sistemi için malzeme seçimi çok önemlidir. TEZPAR'ın önerisine ve hesaplamalarımıza göre somun için bronz, vida için ise sertleştirilmiş çelik kullanılmıştır. Tablo 3'de seçilen malzemelerin gerilim değerleri gösterilmektedir. Aynı zamanda tasarım kriterlerimiz tablo 3'de verilmiştir. Bu tasarım kriteri EMS üzerindeki yük ile çalışma hızıdır [3] [6] [7] [8] [9].

Burada seçilen tasarım kriterleri, dişin hızı ve üzerine uygulanan yük dahil olmak üzere, Bosch Rexroth tarafından geliştirilen bilyalı tahrik sisteminin kriterleriyle uyumluydu. Ek olarak, dişteki sürtünme katsayısı 0,06 ile 0,09 arasında tutulmalıdır [7] [9]. Bu seçim, sertleştirilmiş çelik ve bronz malzemeler arasındaki tribolojik değerlere dayanmaktadır. Sonuç olarak, 0,08'lik bir katsayı tercih edildi. Ek olarak, tasarlanan silindirin kursu 100 mm olarak alınmıştır.

Tablo 3. Seçilmiş malzeme girdileri ve tasarım kriterleri.

#	Tanım	Sembol	Değer	Birim	Denklem
14	Vida Malzemesi	Sertleştirilmiş Çelik			
15	Çekme Dayanımı	$R_{m_{screw}}$	580	MPa	
16	İzin Verilen Burulma Gerilimi	$R_{t_{screw}}$	192	MPa	$R_{t_{screw}} = 0.6(R_{p_{screw}})$ (7)
17	Akma Dayanımı	$R_{p_{screw}}$	320	MPa	
18	Somun Malzemesi	Bronz			
19	Çekme Dayanımı	$R_{m_{nut}}$	200	MPa	
20	Akma Dayanımı	$R_{p_{nut}}$	110	MPa	
21	EMS üzerindeki kuvvet	Q	15900	N	
22	Besleme Hızı	v	50	$\frac{mm}{s}$	
23	Dişlerdeki Sürtünme Katsayısı	f	0.08		

5. ÇALIŞMA MOMENTİ VE VERİMLİLİK HESAPLAMASI

Tahrik sisteminin geometrik tasarımı ve tasarım kriterleri belirlendikten sonra, sistemi hareket ettirmek için gereken moment hesaplanabilir. Aynı zamanda, tahrik sisteminin geometrisi, söz konusu sürtünme ve montajda kullanılan yatakların yüzey alanı gibi faktörler göz önünde bulundurularak sistemin verimliliği belirlenebilir.

Yataklar hareketli parçaları desteklemek için kullanılır. Şekil 2'de görülebileceği gibi, bunları iki parça halinde kullanmak tercih edilmiştir. Bunun nedeni, itme ve çekme için farklı yatakların kullanılmasıdır.

Rulman kayıpları genellikle göz ardı edilir. Ancak, EMC sisteminde uyguladığı kuvveti göz önünde bulundurursak, rulman nedeniyle kaybedilen yük hesaplanmalı ve motor seçilirken dikkate alınmalıdır.

Rulman, sistem tasarımında üzerine uygulanan kuvvete göre seçilmelidir. Bu önemlidir çünkü seçilen rulman bu kuvveti kaldırabilmeli ve aynı zamanda sürtünmeden ve bununla ilişkili ısı dağılımından kaynaklanan kayıpları en aza indirebilmelidir. Bu nedenlerden dolayı, yüksek yük taşıma kapasitesi ve düşük sürtünme katsayısı sundukları için yüksek hassasiyetli bilyalı rulmanlar tercih edilmiştir.

Seçilen trapez tahrik sistemi 24x5'tir. Burada vidanın iç çapı 19'dur. İşleme payı ve kullanılacak standart rulman tipi dikkate alındığında kullanılacak rulmanın iç çapı 17'dir.

$$d_j = 17 \text{ mm} \#(8)$$

Seçilen rulman tipi, yüksek hassasiyetli bilyalı rulman, diğer rulman tiplerine göre daha düşük sürtünme sunar. Sonuç olarak, rulmanın sürtünme katsayısı 0,005 olarak alınmıştır [8] [9] [10].

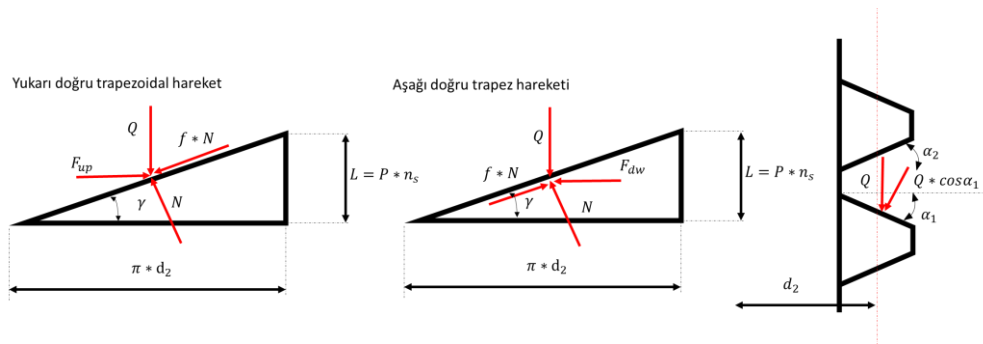
$$f_j = 0.005 \#(9)$$

Tasarım kriterlerine ve seçilen yatak tipine bağlı olarak, denklem 10 kullanılarak yatak sürtünmesinden kaynaklanan etki yönüne karşı sürtünme momenti ve uygulanan kuvvet belirlenebilir.

$$M_{k_j} = \frac{Q f_j d_j}{2000} \#(10)$$

Denklem 10 ve parametreler kullanılarak, yatak sürtünmesinden kaynaklanan ters moment $M_{k_j} = 1.3515 \text{ Nm}$ olarak hesaplanmıştır.

Yatağın momenti hesaplandıktan sonra, vida geometrisinden hesaplamalar yapılmalıdır. Şekil 4, açığa etki eden yüklerin serbest cisim diyagramını göstermektedir. Gerekli momentler bu diyagramdan bulunabilir.



Şekil 4. Dişli dişlerindeki serbest cisim diyagramı.

EMS sisteminde bulunan iki farklı moment mevcuttur bunlar; kaldırma momenti ve indirme momentidir. Yüksek moment ihtiyacı ise kaldırma esnasında gerekli olan kaldırma momentidir. Bu gereklilik serbest cisim diyagramı kullanılarak türetilen formül 11'de görülebilir.

$$M_{k_{up}} = \frac{Q d_2}{2} (L \cos(\alpha) + \pi f d_2) + M_{k_j} \#(11)$$

Formül 11 ve daha önce hesaplanan veya tasarım kriteri olarak verilen değerler kullanılarak $M_{k_{up}} = 28.326 Nm$ elde edilir. Seçilecek motor bu torku karşılamalıdır. İndirme işlemi için gereken moment formülü serbest cisim diyagramı kullanılarak geliştirilmiştir. Bu, türetilen formül 12'de açıkça görülmektedir.

$$M_{k_{dw}} = \frac{Qd_2}{2} \frac{(-L\cos(\alpha) + \pi f d_2)}{(\pi d_2 \cos(\alpha) + fL)1000} + M_{k_j} \quad \#(12)$$

Formül 11 ve daha önce hesaplanan veya tasarım kriteri olarak verilen değerler kullanılarak $M_{k_{dw}} = 2.846 Nm$ elde edilir. Eyleyici seçimi kaldırma işleminin moment gereksinimine göre yapılmalıdır. Sistem kaldırma momentine göre tasarlandığından ve yapılan iş bilindiğinden sistemin verimliliği denklem 13 kullanılarak bulunabilir.

$$Eff = \frac{QL}{2\pi M_{k_{up}}} 100 \quad \#(13)$$

Denklem 13'ü, tasarım kriterlerimizi ve ara hesaplamalarımızı kullanarak sistemin verimliliğinin $Eff = 44.67\%$ olduğu bulundu. Bu, bir bilyalı vidalı tahrik sisteminin verimliliğinin neredeyse yarısıdır. Ancak, bu düşük verimlilik aynı zamanda sistemin kendi ağırlığı tarafından geri sürülmesini de önlüyor. Bu nedenle, düşük hızlı, yüksek doğruluklu uygulamalar ve önemli kuvvet veya ağırlık tutmak için olan uygulamalarda kullanılması uygundur.

Tasarım kriterlerinde verilen bir diğer gereklilik ise sistemin çalışma hızıdır. Bu çalışma hızı ve trapezoidal tahrik sisteminin eğimi kullanılarak şaftın hızı bulunabilir. Bu hesaplama, denklem 14 kullanılarak yapılabilir.

$$n = \frac{60v}{P} \quad \#(14)$$

Denklem 14 kullanılarak, motora bağlı trapez vidanın hızının $n = 600$ olduğu bulundu. Denklem 11 ve 14, sistemi çalıştırmak için gereken gücü belirlemek için kullanıldı. Bu hesaplama, seçilecek motorun güç gereksinimini verir.

$$P_{min} = \frac{(M_{k_{up}}\pi n)}{30000} \quad \#(15)$$

Denklem 15, minimum gerekli gücü bulmak için kullanılır. Tasarım kriterlerine göre, $P_{min} = 1.779 kW$. Hesaplamalar, 'Çalışma momenti ve verimliliğin hesaplanması' bölümündeki Tablo 4'te özetlenmiştir. Moment, güç ve verimlilik hesaplamaları, EMS için verilen tasarım kriterlerine göre yapılır.

Tablo 4. Çalışma momenti ve verimlilik hesaplamaları.

#	Tanım	Sembol	Değer	Birim
24	Rulman sürtünme katsayısı	f_j	0.005	
25	Ortalama iç yatak pimi çapı	d_j	17	mm
26	Pim sürtünme momenti	M_{k_j}	1.3515	Nm
27	Sistem yukarı momenti	$M_{k_{up}}$	28.32606	Nm
28	Sistem aşağı momenti	$M_{k_{dw}}$	2.845887	Nm
29	Toplam Verimlilik	Eff	44.67%	%
30	Devir	n	600	rpm
31	Tahrik Gücü	P_{min}	1.779779	kW

6. TRAPEZ VİDA GERİLME ANALİZİ

Trapez vidanın gerilme analizinde, dönme nedeniyle oluşan burulma gerilmesi, üzerindeki yük nedeniyle oluşan basınç gerilmesi ve eş zamanlı gerilme nedeniyle oluşan eşdeğer gerilme değerleri incelenir. Bu analizden sonra, kullanılacak malzeme türüne göre güvenlik faktörü hesaplanır. Güvenlik faktörünün yetersiz olduğu düşünülürse, tasarımda, malzemede veya uygulanan kuvvetlerde ayarlamalar yapılabilir. Öncelikle burulma gerilmesi incelenir. Bu, Denklem 16 [8] [9] [10] kullanılarak Tablo 3'nin 16. satırındaki sınırla karşılaştırılır.

$$\tau = \frac{16M_{kup}}{\pi \left(\frac{d_3}{1000}\right)^3 10^6} \quad \#(16)$$

Denklem 16 kullanılarak burulma geriliminin $\tau = 22.785 \text{ MPa}$ olduğu bulundu. Seçilen sertleştirilmiş çeliğin burulma gerilimi $R_{tscrew} = 192 \text{ MPa}$ 'dır. Burulma açısından bakıldığında, güvenlik faktörü $SF = 8.42$ 'dir.

EMS'nin çalışma prensibi incelendiğinde, bunun basınç veya çekme gerilmeleri altında meydana geldiği görülebilir. Eksenel gerilim analizi denklem 17 kullanılarak gerçekleştirilebilir.

$$\sigma = \frac{4Q}{\pi \left(\frac{d_3}{1000}\right)^3 10^6} \quad \#(17)$$

Denklem 17 kullanılarak normal gerilim sonucu $\sigma = 59.151 \text{ MPa}$ olarak hesaplandı. Akma dayanımıyla (Tablo 3, satır 17) karşılaştırıldığında, güvenlik faktörü 5,4 olarak hesaplanmıştır.

Ancak, güvenlik faktörünü ayrı ayrı değerlendirerek normal ve burulma gerilmeleri için hesaplanan değerleri karşılaştırmak yeterli değildir. Güvenlik faktörü eşdeğer gerilim hesaplanarak değerlendirilmelidir. Bu nedenle, eşdeğer gerilim denklem 18 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\sigma_{red} = (\sigma^2 + 3\tau^2)^{0.5} \quad \#(18)$$

Eşdeğer gerilim $\sigma_{red} = 71.1 \text{ MPa}$ olarak hesaplandı ve güvenlik faktörü denklem 19 kullanılarak $SF = 4.5$ olarak hesaplandı. Buradaki kriterimiz güvenlik faktörünün 2'den büyük olmasıdır. Bu nedenle, 4.5 değeri tasarım kriterlerine göre aşırı tasarlanmıştır. Ancak, sistem için bir diğer sınırlayıcı faktör olan burkulma da hesaba katılmalıdır.

$$SF = \frac{R_{pscrew}}{\sigma_{red}} \quad \#(19)$$

Tablo 5. Trapez Vida Gerilme Analizi Sonuçları

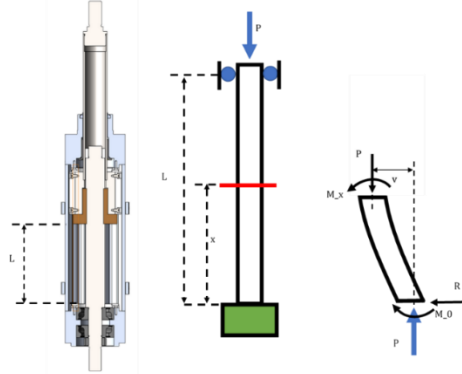
#	Tanım	Sembol	Değer	Karşılaştırma	Birim
32	Burulma Gerilmesi	τ	22.78459	< 192	MPa
33	Çekme/basınç geriliminin yönü	σ	59.15123	< 320	MPa
34	Eşdeğer Gerilme	σ_{red}	71.10753	< 320	MPa
35	Güvenlik Katsayısı	SF	4.500227	> 2	

7. BURKULMA ANALİZİ

Doğrusal eyleyici sistemleri, istenen kursa bağlı olarak oldukça uzun olabilir. Ancak, yüksek kuvvetler altında, uzatılmış bileşenler burkulma sorunlarına yol açabilir. Bu nedenle, tahrik sistemi de EMC tasarımında dikkate alınmalıdır.

Burkulma analizi yapmak için, burkulma için matematiksel bir model oluşturulmalıdır. Şekil 5'te gösterildiği gibi, EMC modelinin alt kısmı sabitken, ön kısmı mekanik bir burca sahip olduğundan sabit

mafsallı bir model seçilmiştir. Amaç, matematiksel modelleme yoluyla analitik sonuçlar elde etmektir. Şekil 5'te gösterilen burkulma modelini çözmek için sayısal yöntemler kullanılmıştır. Sayısal çözümden elde edilen kritik yük kapasitesi denklem 20 [11] ile verilmiştir.



Şekil 5. EMS Sürücünün Burkulma Modeli.

$$P_{cr} = \frac{2.046\pi^2 EI}{L^2} \quad \#(20)$$

Model yapılandırıldıktan sonra, geometrik parametreler kullanılarak analitik çözümde kullanılan değerlerin elde edilmesi esastır. Bunlar vida alanı, eylemsizlik momenti ve dönme yarıçapı gibi değerlerdir. Tablo 6 bu değerleri göstermektedir.

Tablo 6. Burkulma hesaplaması için vida tahrikinden alınan değerler

#	Tanım	Sembol	Değer	Birim	Denklem
36	Vida Uzunluğu	L_s	150	mm	
37	Etkin olmayan vida uzunluğu	elc	50	mm	
38	Etkin vida uzunluğu	L_{eff}	100	mm	$L_{eff} = L_s - elc$ (21)
39	Yoğunluk	ρ	7850	$\frac{kg}{m^3}$	
40	Elastik Modülü	E	206000	MPa	
41	Profil alanı	A	268.8025	mm ²	$A = d_3^2 \frac{\pi}{4}$ (22)
42	Vidanın atalet moment	I_x	5749.854	mm ⁴	$I_x = \left(\frac{d_3}{2}\right)^4 \frac{\pi}{4}$ (23)
43	Vidanın kütlesi	m	1.56747	kg	$m = \pi \left(\frac{d_3}{2}\right)^2 L_s \frac{\rho}{10^9}$ (24)
44	Dönme yarıçapı	r_x	4.625	mm	$r_x = \left(\frac{I_x}{A}\right)^{0.5}$ (25)
45	Maksimum fiber mesafesi	y	9.25	mm	$y = \frac{d_3}{2}$ (26)
46	Narinlik oranı	SR	21		$SR = \frac{L_{eff}}{\left(\frac{I_x}{A}\right)^{0.5}}$ (27)
47	Eksantriklik Oranı	u	0.1		

Burkulmayı modellerken, çeşitli uzunluklar için güvenlik faktörü belirlenmelidir. Bu önemlidir, çünkü mil ataletine, alanına ve uzunluğuna bağlı olarak farklı burkulma özellikleri gösterir. Bunu başarmak için, burkulma analizi üç farklı ölçek değerlendirilerek gerçekleştirilir: uzun, orta ve kısa. Bu uzunlukları sınıflandırma ölçütümüz narinlik oranıdır. Narinlik oranı denklem 29'dan elde edilen değeri aşarsa uzun olarak sınıflandırılır; Denklem 30'dan elde edilen değer altındaysa kısa olarak sınıflandırılır; bu iki değer arasında kalırsa orta uzunluk olarak sınıflandırılır.

$$SR_c = \left(\frac{E\pi^2}{0.5R_{p_{screw}}} \right)^{0.5} \quad \#(29)$$

$$SR_{cs} = 0.5 \left(\frac{E}{0.5R_{p_{screw}}} \right)^{0.5} \quad \#(30)$$

Denklem 29 ve 30'dan elde edilen değerler $SR_{cs} = 17.94$ ve $SR_c = 112.73$ 'tür. Kirişin ve çubuğumuzun narinlik oranını burada elde edilen değerle karşılaştırdığımızda, narinlik oranı 17.94'ten küçükse kısa, 17.94 ile 112.73 arasındaysa orta ve 112.73'ten büyükse uzun olarak kabul edilir. Bu sınıflandırma sayesinde tasarlanan çubuğun emniyet faktörü ayarlanarak çalışma kuvveti hesaplanabilir. Tablo 6'nın 46. satırında hesaplanan narinlik oranına baktığımızda, istenilen kurs büyüklüğüne sahip çubuğumuzun orta uzunlukta bir çubuk olduğunu görebiliriz [9].

Tablo 7. Narinlik Oranı Sınıflandırması

#	Tanım	Sembol	Değer
48	Kısa/Orta Limit Narinlik Oranı	SR_{cs}	17.94088
49	Orta/uzun Limit Narinlik Oranı	SR_c	112.7258

EMS gibi doğrusal eyleyici sistemlerindeki burkulma ile ilgili olarak dikkate alınması gereken bir diğer önemli konu eksantrikliklerdir. Bu, kuvvetin sıkıştırma ekseninin montaj veya üretim sorunları nedeniyle yanlış hizalanması durumunda meydana gelir. En kötü durum senaryosunu değerlendirmek için, yükün sıkıştırma ekseninin çubuğun ucunda olduğu varsayılarak hesaplamalar yapılmalıdır. Bu yaklaşım, çalışma ortamındaki sorunlardan kaynaklanan sistem arızalarını önlemeye yardımcı olur. Eksantrik yükün etkilerini hesaplamak için sekant teorisi kullanılır ve ardından mil üzerindeki gerilim belirlenir.

$$\sigma_f = \frac{Q}{A} (1 + u) \sec \left(\frac{L_{eff}}{2r_x} \frac{Q}{(EA)^{0.5}} \right) \quad \#(31)$$

Sekant teorisini kullanarak ve en kötü durumu, çubuğun uç noktasından gelen yükü göz önünde bulundurarak, ortaya çıkan gerilim $\sigma_f = 65.16 \text{ MPa}$ 'dır.

Şekil 5'te gösterilen burkulma modeliyle, yalnızca kritik yük değil, aynı zamanda kritik gerilim de bulunabilir. Bu değer denklem 32 kullanılarak bulunabilir.

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r} \right)^2} \quad \#(32)$$

Burada K değeri, kolon bağlantılarının şekillerine göre oluşan katsayıdır. Bu katsayı değeri, sayısal hesaplamalar sonucunda $K = 0,7$ olarak hesaplanmıştır.

Kritik gerilim değerini parça parça bir fonksiyon olarak ifade etmek uygundur. Bunun nedeni, kısa ve orta uzunluktaki çubuklar için kritik gerilimin malzeme dayanımının üzerinde kalmasıdır. Ancak, uzun çubuklar için bu kritik gerilim değeri malzeme dayanımının altına düşer. Sonuç olarak, kritik gerilim parça parça bir fonksiyon olarak gösterilebilir [9].

$$\sigma_{cr} = \left(\begin{array}{l} R_{p_{screw}} , \quad SR_{cs} > SR \\ R_{p_{screw}} , \quad SR_{cs} \leq SR < SR_c \\ \frac{\pi^2 E}{\left(\frac{KL}{r} \right)^2} , \quad SR_c \leq SR \end{array} \right) \quad \#(33)$$

Tasarımda, narinlik oranı $SR = 21.6$ 'dır, bu nedenle SR_{cs} ve SR_c değerleri arasındadır. Bu nedenle, kritik gerilimin 320 MPa olduğu varsayılır. İkinci yöntemi kullanarak, oluşabilecek maksimum gerilim de

hesaplanabilir. Bu iki değer kullanılarak, Denklem 34 kullanılarak burkulma için güvenlik faktörü belirlenebilir. Bu hesaplamadan sonra, burkulma için SF, $SF_b = 4.91$ olarak hesaplanabilir.

$$SF_b = \frac{\sigma_{cr}}{\sigma_f} \quad \#(34)$$

Burada, güvenlik faktörü kontrolünde farklı uzunluk kriterleri için kullanılmak üzere farklı güvenlik faktörleri tanımlanmıştır. Kısa kolonlarda, yani $SR_{cs} > SR$ durumunda, güvenlik faktörü $SF_b = 1.75$ 'in üzerinde olmalıdır. Uzun kolonlarda, yani $SR_c > SR$ durumunda, $SF_b = 3.5$ daha yüksek olmalıdır. Orta uzunluklar için, uzunluğa bağlı olarak interpolasyonla 1.75 ile 3.5 arasında olmalıdır. Bu durum denklem 35'te görülebilir.

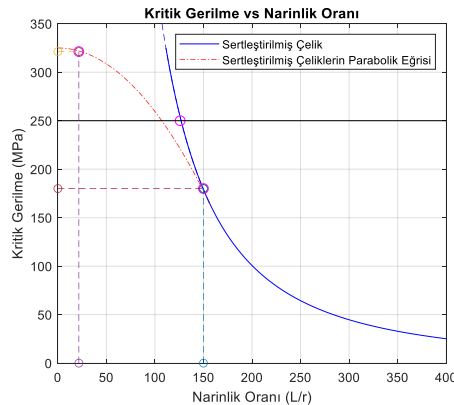
Hedef tasarım dikkate alındığında, tasarlanan tahrik sistemi orta uzunluktadır ve interpolasyondan sonra $SF_b = 1.81$ 'in üzerinde olmalıdır. Denklem 34 kullanılarak hesaplama yapıldıktan sonra, burkulma için güvenlik faktörü tasarımı verilir.

$$SF_b = \begin{cases} 1.75, & SR_{cs} > SR \\ 1.75 \left(1 + \frac{SR - SR_{cs}}{SR_c - SR_{cs}} \right), & SR_{cs} \leq SR < SR_c \\ 3.5, & SR_c \leq SR \end{cases} \quad \#(35)$$

Tablo 8. Narinlik Oranı Sınıflandırması

#	Tanım	Sembol	Değer	Kontrol	Birim
50	Vidalı mil üzerindeki gerilme	σ_f	65.1670		MPa
51	Kritik Gerilme	σ_{cr}	320		MPa
52	Burkulma Kuvveti	Q_{cr}	86016.8		N
53	Güvenlik Katsayısı	SF	4.91046	Kısa	0
				Orta	1
				Uzun	0
					1.8179

Yukarıdaki hesaplamaların bir parçası olarak, narinlik oranı ile gerilim arasındaki ilişkiyi gösteren bir grafik çizilebilir. Bu grafik Şekil 6'da gösterilmiştir. Uzun kolonları modellemek için kullanılan Euler denklemi, SR_c olarak belirlediğimiz sınırın ötesinde geçerlidir. Ancak, Euler denklemi orta ve kısa kolonları modellemek için yetersizdir. Bu nedenle, daha önce açıklanan model kullanılarak, kırmızı kesit grafiği Johnson-Euler denklemini oluşturmak için Euler denklemine dahil edildi. Bu diyagram, kısa ve orta kolonları modellemek için kullanılır ve tasarım hedeflerine uygun olarak geliştirilen tahrik sisteminin incelik oranına karşılık gelen gerilimi gösterir.



Şekil 6. EMS 63 Tahrik Sistemi için Kritik Gerilim ve Narinlik Oranı Grafiği

Burkulma analizi tamamlanmadan önce, bu noktaya kadar tasarım kriterlerine göre emniyet faktörleri bulunmuştur. Bu çalışmadan farklı olarak, aynı matematiksel model kullanılarak aynı yük altında kullanılabilir maksimum uzunluk veya belirtilen uzunlukta kaldırılabilir maksimum yük belirlenebilir. Kuvvetin 15900 N ve etkin uzunluğun 615 mm olduğu alınırsa, kolon uzun kolon

sınıfındadır. Bu nedenle, emniyet faktörünün 3,5'ten büyük olması gerekir. Sistemin 615 mm uzunluğunda olduğu noktada, belirtilen kuvvet altında emniyet faktörü 3,5'tir. Ancak, emniyet faktörü 1 ise, 1370 mm'lik bir etkin uzunluk seçilebilir. Bu tercih edilen bir durum değildir. Diğer durumda, örneğin, 1500 mm etkin uzunluğuna sahip bir sistemde, dayanabileceği yük değeri de bulunabilir. Bu değer 2700 N'dur. Bu kuvvet altında, burkulma emniyet faktörü 3,5'tir [9] [11].

8. İTKİ KONTROLÜ

Basınç, dişler üzerindeki yük tarafından üretilir ve bu basıncı yöneterek EMS tahrik sisteminin tasarımını tamamlamak esastır. Kullanılan somunun boyutu kritiktir çünkü aktif diş sayısı uzunlukla birlikte değişir.

Tasarımda kullanılan somunun uzunluğu 46 mm'dir ve diş aralık uzunluğu 5 mm'dir. Bu hesaplamalara göre somunda yaklaşık 9,2 diş vardır; ancak aktif diş sayısı genellikle 5 ila 8 arasında değişir. Bu nedenle aktif diş sayısının teorik olarak 8 olduğu varsayılır. Seçilen malzemeye bağlı olarak dişlerdeki izin verilen ortalama basıncın 22,5 MPa olduğu varsayılır. Hesaplanan diş basıncının $P = 11,77 \text{ MPa}$ olduğu bulunur. Diş basıncı için güvenlik faktörü belirlenirken 1,25'ten büyük bir değer yeterli kabul edilir. Bu hesaplamada diş basıncı kontrolü 1,91 güvenlik faktörü ile elde edilmiştir [9].

Tablo 9. Narinlik Oranı Sınıflandırması

#	Tanım	Sembol	Değer	Kontrol		Biri m	Denklem
54	Somun uzunluğu	h	46			mm	
55	Somundaki diş sayısı	n_z	9.2				$n_z = \frac{h}{p}$ (36)
56	Somundaki aktif diş sayısı	$n_{z_{max}}$	8	<	8		
57	Diş üzerindeki basınç	σ_p	11.77	<	22.5	MPa	$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi(d^2 - d_1^2)n_z}$ (37)
58	Diş üzerinde izin verilen basınç	σ_{pD}	22.5			MPa	
59	Düş üzerindeki güvenlik faktörü	SF_p	1.911	>	1.25		$SF_p = \frac{\sigma_{pD}}{\sigma_p}$ (38)

Son olarak, tahrik sisteminin ulaşabileceği teorik hız hesaplanır. Ancak sistemin verimliliği göz önüne alındığında, bu hızlarda aktif bir soğutma sistemine ihtiyaç duyulur. Bu nedenle, plastik malzemeler ve tahrik sistemleri (motor, sürücüler) nedeniyle teorik olarak hesaplanan değerlere ulaşamamaktadır. Teorik hız değerleri denklem 39 ve 40'ta verilmiştir.

$$N = \frac{60L^2}{2\pi I_{eff}^2} \#(39)$$

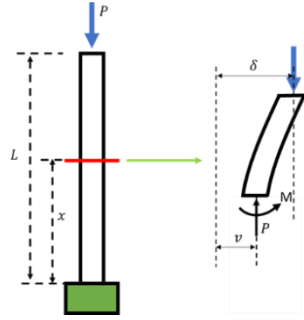
$$N = \frac{NP}{1000} \#(40)$$

Sonuç olarak, tahrik sisteminin burkulma analizi EMS için tasarım kriterlerine ulaşmada kritik öneme sahiptir. Bu nedenle, tasarım süreci sırasında doğrulanması gereken önemli bir husustur.

9. MİL TASARIMI

63 delik çaplı EMS'nin 24x5 mm trapez vida kullanılmıştır. Milin iç çapı 25 mm olarak belirlenirken, vida şaftının dış çapı 24 mm olarak belirlenmiştir. Dış çap, incelenen karşılaştırılabilir ürünler için bir kıstas görevi görmüştür ve 30 mm'dir. Bununla birlikte, milin malzeme seçimi de aynı derecede önemlidir. Milin bir boru olduğundan borunun dikişsiz olması gerekir. 316 paslanmaz çeliğin olağanüstü mukavemeti ve pas direnci bu seçimin yapılmasına yol açmıştır. Hizmet ömrünü artırmak için, yüzey üretimden sonra sert krom kaplanmıştır [6].

Bir taraf sabitlenirken, diğer taraf bükülmeyi taklit etmek için gevşek bırakıldı. Kullanılan model Şekil 7'de gösterilmiştir. Bu yapılandırma, Euler bükülme modelini parabolik denklemle (Johnson-Euler denklemi) birleştiren bir matematiksel model oluşturmayı mümkün kılmıştır. [11].



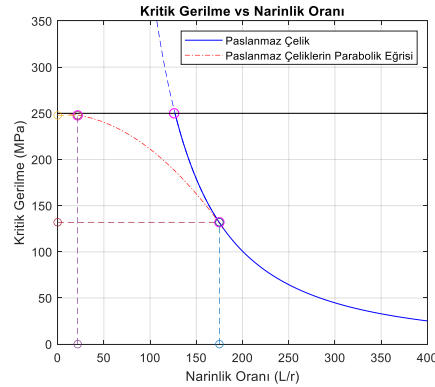
Şekil 7. Bir ucu sabit, bir ucu serbest olan kolon ve karşılık gelen kuvvet diyagramı

Şekil 7'de gösterilen model kritik yük ve stresi hesaplamak için kullanılabilir. Kritik yük ve stres 41 ve 42 denklemleri kullanılarak belirlenebilir.

$$P_{cr} = \frac{\pi^2 EI}{4L^2} \quad \#(41)$$

$$\sigma_{cr} = \frac{\pi^2 E}{4 \left(\frac{L}{r}\right)^2} \quad \#(42)$$

Yukarıdaki denklemde E elastiklik modülünü, I atalet momentini, L çubuğun serbest uzunluğunu ve r dönme yarıçapını temsil eder. Aşağıdaki iki burkulma analizi diyagramı (Şekil 8 ve 9) bu sayılar kullanılarak oluşturulmuştur. Gerilim/narinlik oranı veya serbest uzunluğun dönme yarıçapına oranı bu grafiklerin ilkidir. Bu orandan bir birim eksik değer elde ederiz. Bu nedenle, bu ikisinin grafiğini kullanarak uzunluk ve çap arasında bir bağlantı belirleyebiliriz. Belirli bir uzunlukta çeşitli eksantrik yükler altındaki gerilim ve yük ikinci grafikte gösterilir.



Şekil 8. EMS 63 Çubuğu için Kritik Gerilim ve Narinlik Oranı Grafiği

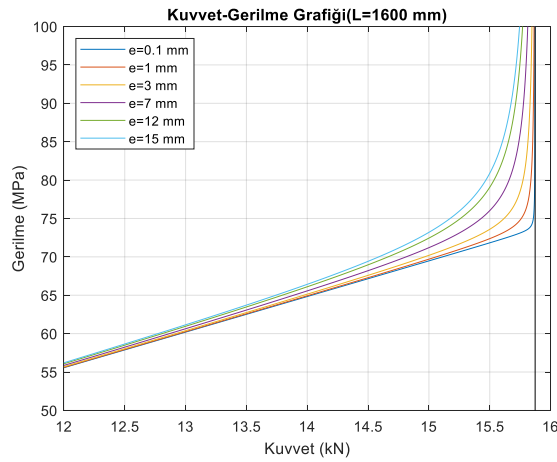
Böylece, 25 mm iç çap ve 30 mm dış çapa sahip benzer bir ürüne kıyasla çubuk tasarımından elde

edilebilecek kuvvet dikkate alınarak, tasarım kriterleri dahilinde maksimum 1600 mm boyutunda bir silindir üretilebilir. Narinlik oranı ile kritik gerilim grafiği Şekil 8'de gösterilmiştir.

100 mm kurs ve 15900 N kuvvet altında çalışma tasarım kriterleri kullanılarak çubuğun *SR* narinlik oranı 21.6 olarak hesaplanmıştır. Şekil 8 bu oran ile incelendiğinde kritik gerilme bulunmaktadır.

Hedef çubuğun burkulması açısından incelenmesi, çubuğun kısa bir çubuk olarak sınıflandırılmasına ve bunun sonucunda çok yüksek bir burkulması sınırına neden olur. Eksantrik yüklerin etkilerini daha iyi analiz etmek için, çubuğun 1600 mm'lik etkin bir uzunluğa sahip olduğu senaryo dikkate alınır ve farklı eksantrik yükler altındaki özellikleri Şekil 9'da gösterilir.

Buradaki temel çıkarım, çubuğun uzunluğu arttıkça eksantrik yükler altındaki gerilim farkının da artmasıdır. Sonuç olarak, tasarımda barındırılabilen en uzun çubuğun (1600 mm) en uç noktasındaki yük ile merkezde uygulanan yük arasında önemli bir farklılık vardır.



Şekil 9. Kuvvet ve Gerilim Grafiği (L=1600 mm)

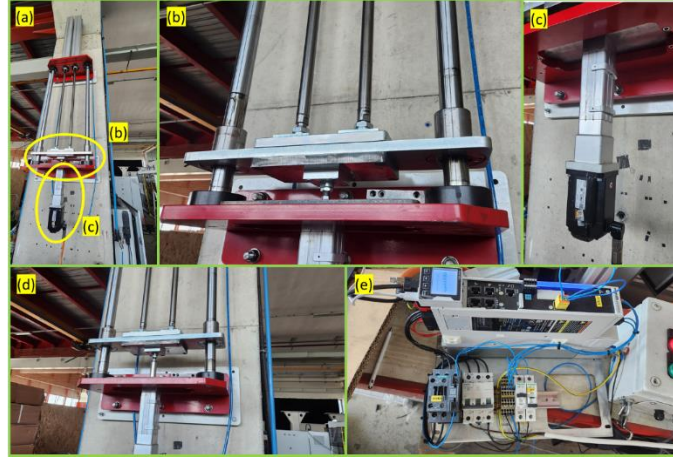
10. TEST SİSTEMİ

Geliştirilen EMS sistemini değerlendirmek ve doğrulamak için, iki metreye kadar kurs testlerine izin veren bir test sistemi oluşturulmuştur. EMS, arkaya monte edilmiş pnömatik silindirler sayesinde yük altındaki konumunu değerlendirerek test edilebilir. Sistemin ağırlığı ve pnömatik silindirlerin uyguladığı kuvvet dikkate alınarak, 15 kN'luk bir kuvvetle bir sistem test kurulumu elde edilir. Bu kurulum, bu yaklaşım kullanılarak tasarlanan silindirin sınırlamalarını vurgular. Test cihazı aynı zamanda dayanıklılık testi için de kullanılabilir. Test kurulumunun fotoğrafları Şekil 10'da gösterilmiştir. Tablo 10, sistemin boş ağırlığını, pnömatik silindirlerin özelliklerini ve EMS'ye uygulanan tipik gerilmeleri gösterir.

Tablo 10. Test kurulumunun özellikleri ve kuvvet çıktıları

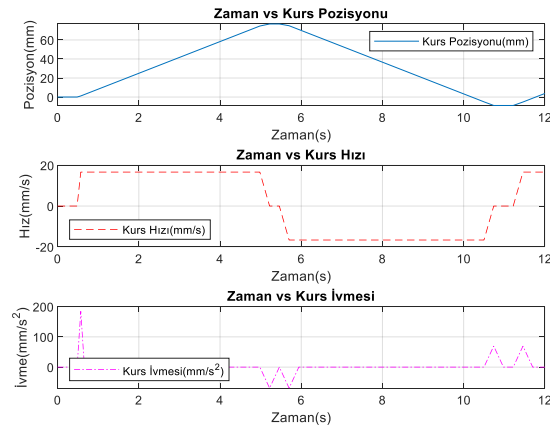
#	Tanım	Sembol	Değer	Birim
60	Test sistemi kütlesi	m_{sys}	50	kg
61	Silindir piston çapı	D_p	125	mm
62	1 bar'daki kuvvet	$F_{1 bar}$	2943.625	N
63	1.5 bar'daki kuvvet	$F_{1.5 bar}$	4170.188	N
64	2 bar'daki kuvvet	$F_{2 bar}$	5396.75	N
65	3 bar'daki kuvvet	$F_{3 bar}$	7849.875	N
66	6 bar'daki kuvvet	$F_{6 bar}$	15209.25	N

Trapez vidalı EMS şu anda test düzeneğine monte edilmiş durumda ve test ediliyor. Şu ana kadar 30.000 çevrim basınçsız ve 510.000 çevrim 1000 mm/dak hızda 3 bar basınç etkisiyle olmak üzere 540.000 çevrimi tamamladı.



Şekil 10. (a) (b) (c) (d) Test kurulumunun mekanik tarafı (e) Test kurulumunun elektrik tarafı

EMS sisteminin çalışma profili şekil 11'de gösterilmiştir. Çalışma aralığı 0 ila 85 mm'dir. Çalışma hızı 16.667 mm/s veya 1000 mm/dak'dır. Hızlanma ve yavaşlama 1500 mm/s^2 'dir. Bu profil ölçeği için hedef minimum 1 milyon çevrimdir.



Şekil 11. EMC sisteminin çalışma profilleri

SONUÇ

Sonuç olarak, doğrusal eyleyici sistemlerinden biri olan elektromekanik silindir sisteminin tasarımı, trapezoidal tahrik sistemi ile entegre edilerek analiz edilmiştir. Bu incelemede temel genel tasarım, tahrik sistemi ve mil incelenmiş, yük altında en çok zorlanan parçalar üzerinde çalışılmıştır. Aynı zamanda 100 mm kurslu 63 mm tipi tasarlanmış, üretilmiş ve testlerine başlanmıştır. Test kapsamında belirli bir yük altında ve belirli bir profile geri çekilebilen pnömatik sistem ile ömür testlerine başlanmıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Parr, A., (1991), "Hydraulics and pneumatics: a technician's and engineer's guide". Choice/Choice Reviews, 29(01), 29–0334. <https://doi.org/10.5860/choice.29-0334>.
- [2] ISO 15552-2018 International Standard., (2018), Pneumatic fluid power — Cylinders with detachable mountings, 1 000 kPa (10 bar) series, bores from 32 mm to 320 mm — Basic, mounting and accessories dimensions
- [3] BOSCH REXROTH (EMC), (n.d.), Electromechanical Cylinders EMC catalogue
- [4] Tezpar Takım Tezgahları İnşaat Otomotiv San. Tic. Ltd. Şti. (2024, July 14). Tezpar - Trapez Vida imalatı. TEZPAR - Trapez Vida İmalatı. <https://tezpar.com.tr/>
- [5] ISO 2904:1977 International Standard., (1977), ISO metric trapezoidal screw threads
- [6] 316 (1.4401).4401 stainless steel. (n.d.). <https://bircelik.com/en/category/316-1-4401->
- [7] BOSCH REXROTH SCREW ASSEMBLİES., (n.d.), Ball screw assemblies BASA/Planetary screw assemblies PLSA
- [8] Budynas, R. G., & Nisbett, J. K. (1972). Shigley's Mechanical Engineering design. <http://ci.nii.ac.jp/ncid/BA79780428>
- [9] MITCalc. (n.d.). MITcalc - Power screws, design, calculation and check. <https://www.mitcalc.com/doc/powerscrew/help/en/PowerScrew.htm>
- [10] Ugural, A. C., & Fenster, S. K. (2011). Advanced mechanics of materials and applied elasticity. Pearson Education.
- [11] Hibbeler, R. C. (2017). Mechanics of materials in SI units. Chapter 13.

ÖZGEÇMİŞ

Berk KURT

1998 yılı İzmir doğumludur. 2022 yılında İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü Mühendislik Fakültesi Makina Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversiteden 2022 yılında yüksek lisansına başlamıştır ve şuanda aynı üniversitede proje asistanı olarak görev almaktadır. 2020-2022 Yılları arasında Üstek Makinede proje mühendisi olarak görev yapmıştır. 2022 yılından beri HKTM firmasında Arge mühendisi olarak görev yapmaktadır. Sistem dinamiği ve kontrol, mekanizma tasarım ve modelleme ve mekanik tasarım konularında çalışmaktadır.

Tolga CANKURT

Tolga CANKURT, 1982 yılında doğmuş olup Sakarya Üniversitesi Makina Mühendisliği Bölümü'nden 2005 yılında lisans derecesiyle mezun olmuştur. Tolga CANKURT, 2007 yılından itibaren Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezi Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de farklı birimlerde yönetici olarak görev yapmıştır. Hareket kontrol teknolojilerinin hidromekanik, elektro-pnömatik, elektrikli tahrik, elektromekanik, otonom sistemler, mekatronik sistemler ve robotik gibi çeşitli alanlarında 20 yılı aşkın bir deneyime sahiptir. Halen aktif olarak, Hidropar Hareket Kontrol Teknolojileri Merkezi Sanayi ve Ticaret A.Ş.'de Ar-Ge Merkezi'nin yöneticiliği ve Yönetim Kurulu Üyeliği görevlerini sürdürmektedir