

Dişli Kayış Tahrikli Elektromekanik ve Pnömatik Uzun Stroklu Eyleyicilerin Maliyet Analizi İncelemesi

Elif ERZAN TOPÇU^{1*}, Mehmet İNCİ^{2a}

¹Bursa Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 16059, Bursa

²Bursa Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, 16059, Bursa

^aHid-Tek Ltd. Şti., Ar-Ge Merkezi, 16110, Bursa

¹ <https://orcid.org/0000-0002-6115-3110>

² <https://orcid.org/0000-0002-8386-6971>

*Sorumlu yazar: erzan@uludag.edu.tr

Araştırma Makalesi

Makale Tarihiçesi:

Geliş tarihi: 29.03.2022

Kabul tarihi: 09.08.2022

Online Yayınlanma: 10.03.2023

Anahtar Kelimeler:

Pnömatik

Dişli kayış

Eyleyici

Maliyet analizi

ÖZ

Otomasyon çalışmalarında pnömatik sistemler yaygın olarak kullanılmakla birlikte günümüzde elektromekanik tahrikli sistemlerin kullanımının yaygınlaşmaya başladığı gözlemlenmektedir. Elektromekanik sistemlerin pek çok farklı çeşidi bulunmaktadır. Genellikle servo motorun kontrol edilmesi ile hareket aktarımı sağlanmakta, bilyalı vidalı mil, dişli kayış vb. sistem elemanları ile dönme hareketi doğrusal harekete çevrilmektedir. Kontrol edilebilirliklerinin kolay, konumlama hassasiyetlerinin yüksek olması, uzun yıllar boyunca bakım istemesi gibi avantajlarıyla beraber bu tip sistemlerin kullanıcı tarafından tercih edilmesindeki en büyük tereddüt ilk yatırım maliyetlerinin yüksek olması olarak görünmektedir. Ancak ürün seçiminde ilk yatırım maliyeti ön plana çıkarken enerji tüketimi, bakım gibi parametrelerin de değerlendirilmesinin gerekliliği genellikle ikinci planda kalmaktadır. Bu çalışmada uzun stroklu, milsiz silindri pnömatik bir sistem ile dişli kayış tahrikli elektromekanik bir sistemin ilk yatırım, bakım ve kullanım ömrü boyunca öngörülen enerji tüketim maliyetleri farklı çalışma senaryoları ile incelenmiş ve karşılaştırmalı olarak değerlendirilmiştir. Yatay yönde hareket eden iki sistemde de eşdeğer yük, strok, yıllık çalışma süresi ve kullanım zamanı dikkate alınarak deneysel çalışmalar ve teorik hesaplamalar yapılarak değerlendirilmiştir. Servo motorun ilk yatırım maliyetinin, pnömatik sistemin besleme basıncının, çevrim sayısının, bekleme süresinin sistemlerin maliyetlendirilmesinde önemli ve dikkate alınması gereken kriterler olduğu görülmüştür.

Cost Analysis Investigation of Toothed Belt Driven Electromechanical and Pneumatic Long Stroke Actuators

Research Article

Article History:

Received: 29.03.2022

Accepted: 09.08.2022

Published online: 10.03.2023

Keywords:

Pneumatic

Toothed belt drive

Actuator

Cost analysis

ABSTRACT

Although pneumatic is widely used in automation systems, it is observed that the use of electromechanical driven systems has become widespread today. There are many different types of electromechanical systems. Generally, the motion transfer is provided by controlling the servo motor, the rotational motion is converted into linear motion with the system elements used as screw ball, toothed belt driven etc. In addition to the advantages such as being easy to control, high positioning accuracy, and long-term maintenance, the biggest disadvantage in the preference of this type

of system by the user seems to be the high initial investment costs. However, while the initial investment cost comes to the fore in product selection, the necessity of evaluating parameters such as energy consumption and maintenance generally remains in the background. In this study, the evaluation of a long-stroke rodless-cylinder pneumatic system and a toothed belt-driven electromechanical system in terms of initial investment, maintenance and predicted energy consumption cost during its lifetime were examined with different operating scenarios and comparatively evaluated. Experimental and theoretical calculations were made and evaluated considering the equivalent load, stroke, and annual operating and usage time in both systems moving in the horizontal direction. It has been seen that the initial investment cost of the servo motor, the supply pressure, the number of cycles, the standby time are important and should be considered in the costing of the systems.

To Cite: Erzan Topçu E., İnci M. Dişli Kayış Tahrikli Elektromekanik ve Pnömatik Uzun Stroklu Eyleyicilerin Maliyet Analizi İncelemesi. *Osmaniye Korkut Ata Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 2023; 6(1): 161-179.

1. Giriş

Eyleyiciler bir enerji kaynağı tarafından tahrik edilerek çıkışlarında mekanik bir hareket elde edilmesini sağlayan elemanlardır. Eyleyiciler; motor eleman, aktüatör gibi isimlerle de anılmaktadırlar. Eyleyicilerin yapılarına göre çıkışlarında dönme veya ötelenme hareketi elde edilebilmektedir. Endüstriyel bir sistemde doğrusal hareket iletimi pnömatik, hidrolik gibi akışkan güç sistemleriyle veya elektromekanik eyleyicilerle sağlanabilir. Elektromekanik sistemlerde doğrusal hareket eldesi doğrudan lineer motorlarla veya dönme hareketini doğrusal harekete çeviren bilyalı vida-mil, kayış tahrikli, zincir tahrikli motor gibi sistemler ile sağlanabilir. Pnömatik ve hidrolik sistemlerdeyse silindirler kullanılmaktadır. Belirtilen eyleyici tiplerinin kendi içerisinde pek çok alt sınıf ve çeşitleri bulunmaktadır.

Bu sistemler robotik, otomasyon, şekil verme üniteleri, malzeme taşıma, yerleştirme, presleme, boyama, takım tezgahları, gıda, ilaç sanayi, savunma ve sağlık uygulamaları gibi pek çok farklı alanda kullanılmaktadırlar. Elektromekanik sistemlerin otomasyon sistemlerinde kullanılması özellikle son senelerde yaygınlaşmaya başlamıştır. Eyleyici seçiminde eyleyicinin kullanılacağı yerin özellikleri, kuvvet, hız, sıcaklık, vb. değerlerin göz önünde bulundurulması gerekmektedir. Günümüzde teknolojinin gelişmesiyle birlikte enerji tüketimi de her geçen gün artmaktadır. Dolayısıyla bir sistem tasarımı yaparken kullanılacak elemanların enerji tüketimlerinin de değerlendirilmesi gerekliliği oluşmaktadır. Zaim ve Aras (2020) pnömatik enerji verimliliği ile ilgili çalışmalarında ülkemizde 2018 yılında 303,3 TWh elektrik tüketimi ve 303,9 TWh elektrik üretimi gerçekleştiğini ve TEİAŞ' ın 10 yıllık talep tahminleri raporuna göre 2027 yılında ülkemizdeki elektrik tüketiminin brüt 457,9 TWh olmasının beklendiğini belirtmişlerdir. Sanayinin enerji tüketimi ve yoğunluğu açısından öncelikli olduğunu ve bu alandaki enerji tüketiminin düşürülmesinin yollarının aranmasının ve karbon ayak izinin azaltılması gerekliliğine dikkat çekmişlerdir. Bu konu ile ilgili olarak literatürdeki çalışmalara bakıldığında Kagawa (2002) pnömatik ve bilyalı tip vidalı elektrik tahrikli eyleyicilerin enerji tüketim özelliklerini inceleyerek, bu iki tip eyleyicinin genel bir karşılaştırmasını yapmışlardır. Bekleme zamanına göre iki sistemin enerji tüketiminin değişebileceğini ve yüksek bekleme zamanına sahip

sistemlerde pnömatiğin alternatif olarak gösterilebileceğini belirtmiştir. Hirzel ve ark. (2014), çift etkili pnömatik bir silindir ve vidalı mil tipteki bir elektromekanik eyleyicinin enerji verimliliği ve maliyetleri hakkında teorik bir çalışma yapmışlardır. Aynı yük ve çevrim içinde iki sistem için benzer hız ve ivme profilleri oluşturarak maliyet karşılaştırması yapılmıştır. Bu iki tahrik teknolojisinin vaka temelli araştırma yapılması tavsiye edilmiştir. Weber ve ark. (2016) yaptıkları ekonomik analiz ile pnömatik ve bilyalı vidalı tip elektrik tahrikli eyleyicilerin seçimi için maliyet analizi yapmışlardır. Eyleyicilerin belirli yük ve hız durumlarında ilk yatırım ve işletme maliyetlerini incelemişlerdir. Boyutlandırma faktörü olarak tanımladıkları bir oran ile boyutlandırma yapmışlardır. Pnömatik eyleyicinin doğru boyutlandırılmasıyla ve daha düşük basınçlarda çalışmanın enerji maliyetinin azaltılmasında önem arz ettiğini ve elektromekanik sistemlere alternatif olmayı sürdürebileceklerini belirtmişlerdir. Konuyla ilgili yapılan çalışmalarda daha çok vidalı mil mekanizmaları ile doğrusal hareket ettirilen servo motor tahrikli sistemlerin kullanıldığı görülmüştür. Günümüzde de bu sistemler üzerine yapılan çalışmaların sürmekte olduğu ve bu çalışmaların pnömatik ve elektromekanik sistemlerin kontrol edilmesi, modellenmesi, enerji tasarrufunun artırılması için yöntemler geliştirilmesi üzerine olduğu görülmektedir. Shi ve ark. (2019) pnömatik sistemin optimizasyonu ve enerji tasarrufu sağlayan tasarımı için bir temel oluşturmak amacıyla bu sistemin gücünü analiz etmek ve ölçmek için bir yöntem geliştirilmesini incelemişlerdir. Yu ve ark. (2021) Pnömatik sistemlerdeki atık havanın daha verimli kullanımı ve sistemin enerji verimliliğinin artırılması konusunda çalışmışlardır. Du ve ark. (2020) konuyla ilgili daha önceki çalışmalarına ilaveten geliştirdikleri by-pass ve kontrol teknikleri ile enerji verimliliğini arttırmışlardır. Wojtkowiak ve ark. (2021) çalışmalarında triger kayışlı elektromekanik eyleyici kullanan bir sistemin katalog verileri ve sistemin geometrik parametrelerine göre detaylı matematiksel modelini sunmuşlar, geliştirdikleri yöntemi sistemin verimliliğini ve güç tüketimini iyileştirmek için kullanılabilirlik şeklinde detaylandırmışlardır. Neveranta ve ark. (2015) elektromekanik dişli kayış tahrikli bir sistemin parametrelerini çevrim içi bir yöntemle tespitine yönelik çalışmışlardır. Raisch ve ark. (2019) ileribeslemeli enerji-optimal kontrol tekniği ile dişli kayış tahrikli bir elektromekanik sistemin enerji tüketiminin azaltılması üzerine çalışmışlardır.

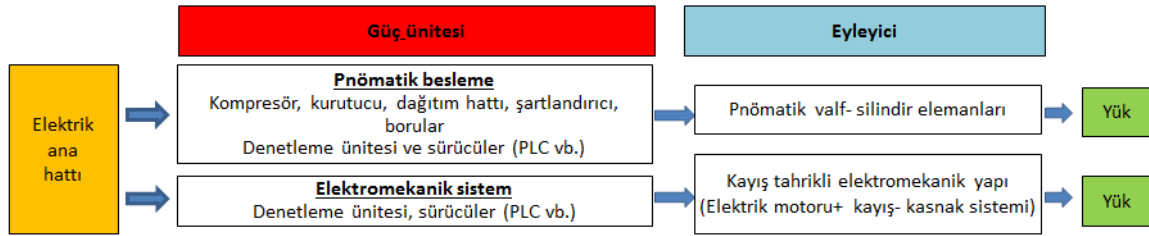
Bu çalışmada yatay hareket eden kayışlı elektromekanik bir eyleyici ile pnömatik valf- uzun stroklu milsiz silindir sisteminin karşılaştırmalı maliyet analizi yapılmıştır. Birbirine göre avantaj ve dezavantajları ilk yatırım, enerji tüketim ve bakım maliyetleri dikkate alınarak farklı çalışma koşulları altında incelenmiştir. Enerji tüketim maliyetlerinin belirlenmesi için her iki sistem üzerinde de deneyler yapılarak elde edilen sonuçlar incelenmiştir.

2. Materyal ve Metot

Bu bölümde çalışmada kullanılan sistem bileşenleri hakkında bilgi verildikten sonra uygulanan yöntem hakkında bilgi sunulmuştur.

2.1. Pnömatik Eyleyiciler

Sıkıştırılmış hava üniteleri fabrikalarda pek çok farklı yerde farklı amaçlarla kullanılmaktadır. Genelde basınçlı hava ünitelerinin bulunduğu bir bölümden boru hatlarıyla basınçlı havanın tesis içerisine dağılımı sağlanır. Şekil 1’de gösterildiği gibi eyleyiciye güç iletiminin sağlanması için elektrik ana hattından alınan elektrik enerjisi kompresör, kurutucu, dağıtım hattı ve şartlandırıcı ünitelerinden geçtikten sonra valf ünitesine aktarılmaktadır. Dolayısıyla bu sistemin ilk kurulum maliyeti de önemlidir. Ancak endüstriyel kuruluşlarda pek çok farklı alanda basınçlı hava ihtiyacı olduğu için basınçlı hava tesisatının fabrikalarda yer aldığı düşünülerek çalışmada bu kısma ait maliyetler inceleme dışı bırakılmıştır. Denetleme ünitesi ve sürücüler ise valfleri kontrol etmek ve varsa geri besleme ünitesinden gelen sinyalleri denetim birimine iletmek, kapalı döngü kontrolü gerçekleştirmek için kullanılırlar.



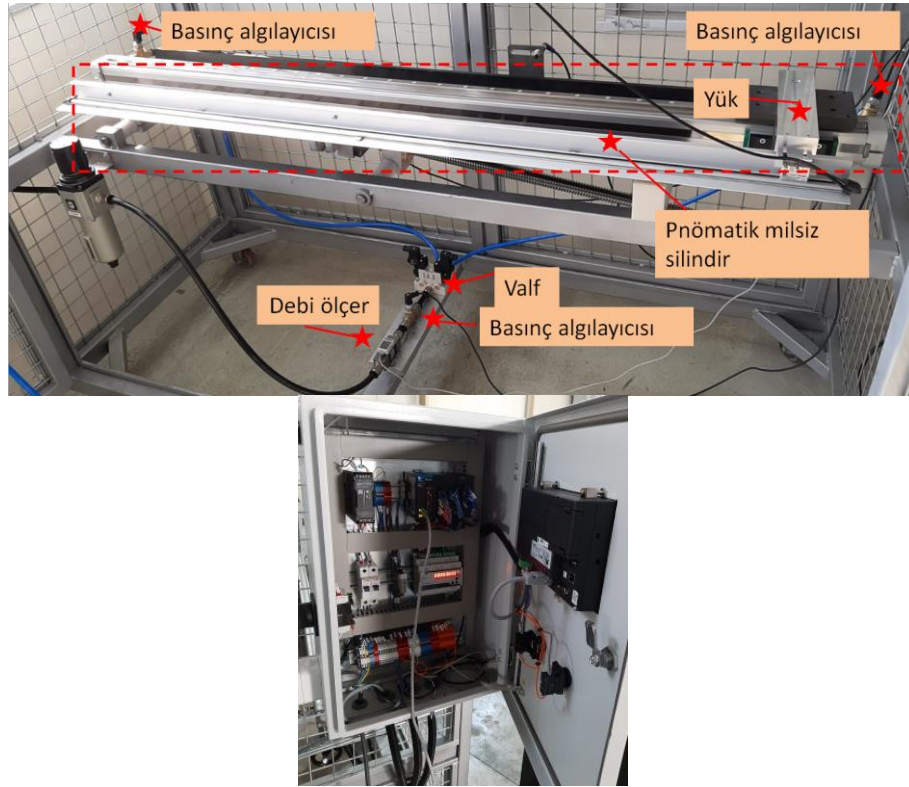
Şekil 1. Pnömatik ve elektromekanik sistemlerde enerji akışı

Bu çalışmaya konu olan kısım basınçlı hatlardan basınçlı hava ile tahrik edilen çift etkili, milsiz bir pnömatik silindirdir. Tablo 1’de sistem bileşenleri, ürün kodları ve özellikleri sunulmuştur. Şekil 2’de ölçüm yapılan sistemin yapısı ve temel elemanları gösterilmiştir.

Tablo 1. Sistemlerin bileşenleri, kullanım amaçları ve kodları

Sistem bileşeni	Özellik ve kullanım amacı	Kodu
PNÖMATİK		
Milsiz silindir	Piston çapı: 40 mm, strok: 1,5 m,	WRLK Ø40 – 1500 mm
Valf	5/2, solenoid uyarılı	WSIV420-IP-SC2-CN2-D4
Debi ölçer	Giriş debisini ölçmek	PFMB7202- F-06- F - MRA
Basınç algılayıcısı	Besleme ve silindirin girişlerindeki basınç değerlerini ölçmek	ADZ NAGANO SIS-100
DİŞLİ KAYIŞ TAHRİKLİ ELEKTROMEKANİK SİSTEM		
Elektromekanik silindir	Yükün doğrusal olarak hareket ettirmek	WMCS – TB – 065 – 1500
Servo motor (Tip 1)	Elektromekanik sistemi tahrik etmek	WPL-90-L1-10
Servo motor (Tip 2)	Elektromekanik sistemi tahrik etmek	MAC800-D2

Güç kaynağı	Elektromekanik sisteme güç vermek	OMRON S8VK-C06024
Güç analizörü	Elektromekanik sistemin güç analizi	Delta DPM-DA510
Manyetik lineer enkoder, Manyetik bant profil sistemi	Silindirlerin konumunu ölçmek	MLS110-B5-025-PP-2-5M-C PS 220 B5 1600mm
Veri toplama sistemi	PLC (İki sistem için de kullanılıyor.)	DELTA AS228T-A



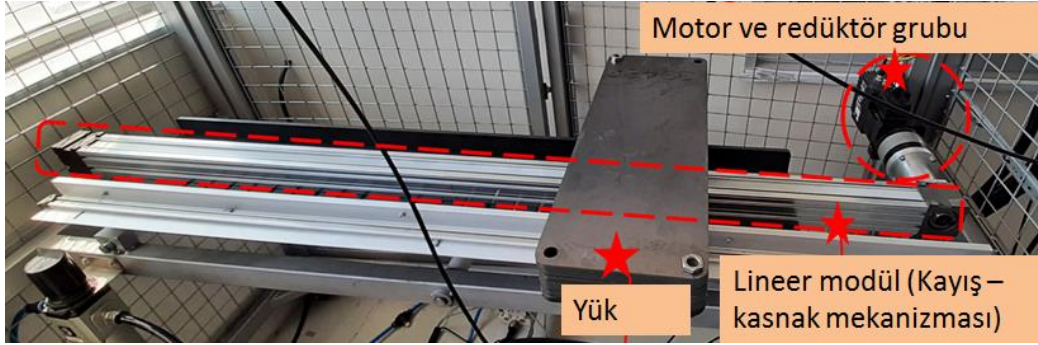
Şekil 2. Pnömatik sistem elemanları ve otomasyon birimi

2.2. Dişli Kayış Tahrikli Eyleyiciler

Kayış tahrikli eyleyicilerde tahrik elektrik motoru ile sağlanır. Şekil 1’de gösterildiği gibi bu eyleyiciler denetleme ünitesi ve sürücüler ile tahsis edilen elektrik enerjisi ile çalıştırılırlar. Kasnaklardan bir tanesine bu motor bağlanarak dönme hareketi kasnağa iletilir. Kasnaklar üzerine sarılan dişli triger kayışı aracılığıyla da dönme hareketi doğrusal harekete dönüştürülür ve kayışa özel bir düzeneğe bağlı olan yükün hareketi gerçekleştirilir. Dişli triger kayış yük ve kullanım durumuna göre fiber takviyeli elastomerden veya çelik takviyeli poliüretan kayıştan imal edilir. Kayış tahriği, yük taşıma arabası raylar boyunca üstte olacak şekilde bir alüminyum gövde içine yerleştirilmiştir. Bu tip sistemler uzun stroklu çalışmalarda tercih edilmektedirler. Yük taşıma kabiliyetleri 1000 kg civarındadır. Kayış tahrikli eyleyicilerin hızları 4 ile 15 m/s ve ivmeler 10 ile 50 m/s² aralığında değişebilir. Kayış tahrikli sistemlerdeki kayışların gerilmesi bu sistemlerin en büyük dezavantajlarından biridir. Çelik takviyeli kayışa sahip sistemlerde bile çalışma koşullarına göre tekrarlanabilirliği ve hareket doğruluğunu azaltan esnemeler meydana gelmektedir. Bununla birlikte,

kayış tahriklerinin 0,001"/ft mertebesinde doğrusal doğruluk elde edebileceği belirtilmektedir (Casillo, 2019). Bu sistemlerin dikey uygulamalarda kullanılması halinde güvenlik açısından ek fren sistemi eklenmesi gerekliliği de doğmaktadır.

Çalışmada kullanılan sistem Şekil 3'te ölçüm yapılan sistemin yapısı ve temel elemanları gösterilmiştir. Kullanılan sistem pnömatik sistemdeki ile eş değer yük taşıma kapasitesi ve strok dikkate alınarak seçilmiştir. Servo motorun kendi sürücüsü kullanılmıştır. Redüktör grubunun çevrim oranı $k=10$ 'dur. Tablo 1'de deneylerde kullanılan elektromekanik sistem elemanları sunulmuştur.



Şekil 3. Dişli kayış tahrikli elektromekanik sistem ve elemanları

2.3 Sistemlerin toplam maliyetlerinin karşılaştırılması

Çalışmada aynı işi yapmak üzere tasarlanmış ve birbirinin yerine kullanılacak ürünler karşılaştırılmıştır. Konumlama hassasiyeti, oluşabilecek sızıntı ve kayışlardaki kayma gibi durumlar değerlendirilmemiştir. Taşınan yüklerin aynı olduğu ve dolayısıyla çıkış gücündeki taleplerin aynı olduğu durum incelenmiştir. Sürüş tekniği olarak her iki sistem de PLC kumandalı bir yapı ile sürülmüştür.

Ürünlerin kullanım ömürleri boyunca olan toplam maliyeti;

$$\text{Toplam maliyet} = \text{İlk yatırım maliyeti} + \text{Enerji tüketim maliyeti} + \text{Bakım maliyeti} \quad (1)$$

denklemini ile tanımlanabilir. Tablo 2'de çalışmada kullanılan pnömatik ve kayış tahrikli sistem ekipmanlarının satın alma ve bakım maliyetleri sunulmuştur. Her iki sistemin kullanım ömrü 10 yıl olarak değerlendirilmiştir. Pnömatik silindirin içindeki keçelerin, iç-dış bantların ve pistonların her iki yılda bir değiştirilmesi gerekmektedir. Bu yüzden bakım kiti elemanlarının kullanım ömrü 2 yıl olarak alınmıştır. Bu durum pnömatik silindirin bakımı için iki yılda bir 124,5 € ya karşılık gelen ek maliyete sahip olması anlamına gelmektedir. Elektromekanik sistemin öngörülen 10 yıllık kullanım ömrü boyunca bakım gerektirmediği Tablo 2' den görülmektedir. Kayışlar ilgili ömür çalışma şartlarına ve dikkate göre isteğe bağlı değiştirilebilir. Ancak stabil şartlar altında kullanım ömrü boyunca çalışması istenmektedir. Elektrik motoru ve sürücü maliyeti de motor tipi ve markasına göre değişkenlik göstermektedir. Çalışmada iki farklı ilk yatırım maliyetine sahip servo motor-sürücü sistemi Tip 1, Tip 2 ifadesi ile adlandırılarak hesaplamalar yapılmıştır.

Tablo 2. Pnömatik ve dişli kayış tahrikli sistemin ekipman ve bakım maliyetleri**Pnömatik Sistem**

Ekipman maliyeti	
Milsiz silindir ($\phi 40$, L=1,5 m)	835 €
Valf (4V220-08)	35 €
Rekor bağlantı elemanları	5,95 €
Hortum (2 m)	5,5 €
İLK YATIRIM MALİYETİ	881,45 €
Bakım kiti maliyeti	
Tamir kiti	90 €/adet
Dış bant	5*1,5=7,5 €/adet
İç bant	18*1,5=27 €/adet
Bakım süresi	2 yıl/bakım

Dişli kayış tahrikli elektromekanik sistem

Ekipman maliyeti	
Kayış (işçilik ve iskonto dahil)	16,5 €
Ray-araba (İskonto dahil)	26 €
Lineer modül (WMCS-65, L:1500 mm)	370 €
Kaplin, kampana	100 €
Elektrik motoru ve sürücüsü (Tip 1)	1343 €
Elektrik motor ve sürücü (Tip 2)	4050 €
İLK YATIRIM MALİYETİ (TİP 1 MOTOR İÇİN)	1813 €
İLK YATIRIM MALİYETİ (TİP 2 MOTOR İÇİN)	4520 €
Bakım maliyeti	
Bakım maliyeti	Yok

Pnömatik sistemin yıllık hava tüketim maliyeti hava tüketim miktarı dikkate alınarak aşağıdaki adımlar kullanılarak hesaplanabilir. Pnömatik simetrik bir silindirin yıllık hava tüketim miktarı;

$$HTM = \left(\frac{P_{bes} + P_{atm}}{P_{atm}} \right) \cdot \left(2 \frac{\pi D^2}{4} L \right) \cdot (n \cdot YÇG \cdot GÇS \cdot 60) \quad (2)$$

Sızıntı ve kaçaklar çalışmadaki hava tüketim miktarına dahil edilmemiştir. Yıllık enerji tüketim miktarı;

$$Yıllık enerji tüketimi = HTM \cdot HÜE \quad (3)$$

Birim hacim başına hava üretim enerjisi (HÜE) 0,12 kWh/m³, elektrik enerjisi maliyeti 0,10-0,18 €/kWh aralığında değiştiği görülmüştür (Hirzel ve ark., 2014; T.C. Enerji Piyasası Düzenleme Kurumu, 2022). Çalışmada yapılan hesaplarda bu maliyet 0,16 €/kWh olarak alınmıştır. Buna göre yıllık enerji maliyeti;

$$Yıllık enerji maliyeti = Yıllık enerji tüketimi \cdot Elektrik enerjisi maliyeti \quad (4)$$

denklemleriyle hesaplanabilir.

Dişli kayış tahrikli elektromekanik sistemin yıllık enerji maliyetini belirlemek için sistemin tükettiği enerji; yükün hareket profiline (sabit ivmeli hızlanma, sabit hızla hareket ve sabit ivmeli yavaşlama davranışı) ve yük durumunun dikkate alınmasıyla toplam çevrim zamanındaki enerji tüketiminin hesaplanmasıyla tespit edilebilir. Otomasyon sistemlerinde yükün dinamik davranış profili çevrim sayısına ve hızına bağlı olarak belirlenmektedir. Sistemlerin enerji giderlerinin uygun şekilde karşılaştırılabilmesi için eşdeğer yük ve çevrim zamanının sağlanacağı şekilde elektromekanik sistemde düzenleme yapılmıştır.

Sürücü kasnaktaki moment yük, sürtünme ve eylemsizlik momentlerini dikkate alarak Newton' un II. hareket yasasından hareketle;

$$M_{k1} = m \cdot a \cdot p + \mu \cdot m \cdot g \cdot p + T_{ks} + (J_{k1} + J_{k2}) \cdot \alpha \quad (5)$$

şeklinde elde edilir. Motor momenti sürücü kasnaktaki momentin, çevrim oranının ve eylemsizlik momentinin dikkate alınmasıyla Newton' un II. hareket yasasından hareketle;

$$M_m = M_{k1}/k + J_m \cdot (\alpha \cdot k) \quad (6)$$

olarak elde edilir. Motordaki çıkış gücü ve enerji;

$$P_m = T_m \cdot \omega_m \quad E_m = \int P_m dt \quad (7)$$

denklemleriyle ifade edilir. Buna göre dişli kayış tahrikli sistemin çevrimi için verim;

$$\eta = \frac{\int P_{mek} dt}{\int P_{elk} dt} = \frac{E_{mek}}{E_{elk}} = \frac{E_{ileri} + E_{geri}}{E_{elk}} = \frac{2 \cdot (E_{hızlanma} + E_{sabit hız} + E_{yavaşlama})}{E_{elk}} \quad (8)$$

denklemini ile hesaplanabilir. Buradan hareketle sistemin yıllık enerji maliyeti Denklem (4) ile hesaplanır.

2.4. Deneysel çalışma ve sonuçları

Çalışmanın ilk kısmında pnömatik sistemin hava tüketiminin teorik ve deneysel sonuçlarının karşılaştırması yapılmıştır. Pnömatik sistemdeki hava tüketimi enerji maliyetini doğrudan etkilediği için ilk önce bu değer doğrulaması ile ilgili karşılaştırma işlemi gerçekleştirilmiştir. Tablo 3'te Şekil 2' de gösterilen deney tesisatı üzerinde farklı yük, basınç ve çevrim sayısı değerlerinde yapılan deneylerden elde edilen basınç ve debi ölçüm sonuçları, teorik sonuçlar ve iki sonuç arasındaki hata yüzdesi karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Teorik ve deneysel sonuçlara göre elde edilen sonuçların hata yüzdesi ortalama olarak %3,1 olarak hesaplanmıştır.

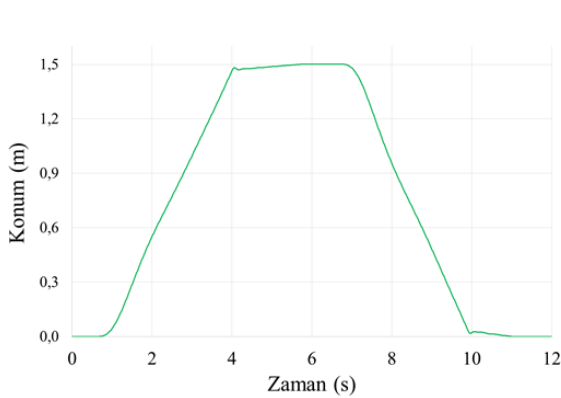
Tablo 3. Pnömatik sistemdeki hava tüketiminin teorik ve ölçüm değerlerinin karşılaştırması

Besleme Basıncı (bar)	Yük(kg)	Çevrim sayısı (çevrim/dak)	Debi ölçerden okunan tüketim (lt/saat)	Teorik tüketim (lt/saat)	Hata yüzdesi (%)
6,0	53	5,7	9402	8926	5,1%
6,0	73	2,4	3806	3758	1,3%
6,0	3	3,5	5645	5481	2,9%
6,0	73	5,7	9244	8926	3,4%
6,0	33	11,8	18723	18478	1,3%
6,0	3	15,3	24346	23959	1,6%
6,0	13	15,4	24482	24116	1,5%
6,0	13	16,0	25584	25055	2,1%
6,0	3	17,9	28676	28030	2,3%
6,0	0	30,0	48170	46978	2,5%
4,0	0	29,3	33623	32797	2,5%
4,0	73	4,1	4963	4589	7,5%
4,0	53	4,2	5003	4701	6,0%
4,0	73	5,6	6588	6268	4,9%
4,0	33	14,0	16101	15671	2,7%

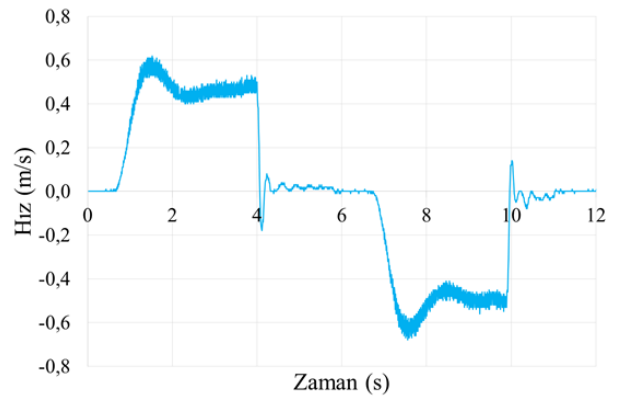
4,0	3	15,4	17795	17238	3,1%
4,0	13	15,6	18002	17462	3,0%
2,0	3	13,3	9289	8948	3,7%
2,0	73	5,2	3614	3498	3,2%
2,0	33	12,2	8402	8208	2,3%
2,0	13	13,2	9091	8881	2,3%

İkinci aşamada aynı işi yapmak üzere birbirine muadil olabilecek yatay doğrultuda yük taşıyıcı iki sistemin farklı çalışma şartları altındaki maliyetlerinin değerlendirilmesi yapılmıştır. Hareket ettirilen yük 73 kg'dır. Pnömatik sistemde bekleme sırasında ek bir enerji talebi bulunmamaktadır. PLC ünitesini çalıştırmak için 8 W, motor sürücüleri için 8 W güç gerektiği enerji analizörü yardımıyla ölçülmüştür. PLC ünitesinin güç tüketimi iki sistem için de ortak olduğundan bu tüketim hesaba katılmamıştır. İki sistemin de yılda 300 gün ve günde 24 saat çalıştığı varsayılarak inceleme yapılmıştır.

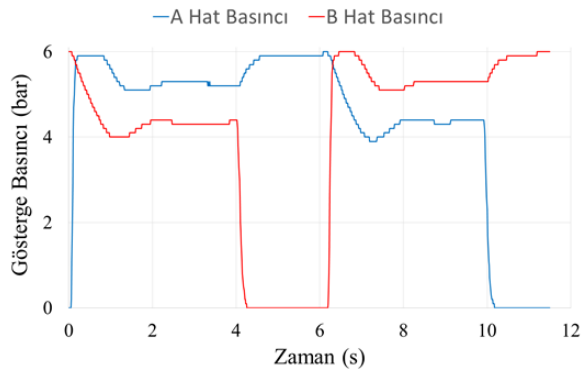
Senaryo 1: Pnömatik sistem için yastıklamanın sonuna kadar geçen sürenin alındığı hal incelenmiştir. İleri ve geri hareket için çevrim zamanı 10,92 s'dir. Belirtilen çalışma senaryosu ile pnömatik sistemin 6 bar besleme basıncı ile çalıştırılmasıyla pistonun ileri ve geri hareketi sırasında elde edilen deneysel konum, hız, basınç ve debi değişimi grafiği sırasıyla Şekil 4a, 4b, 4c ve 4d'de gösterilmiştir. Bu grafikler yardımıyla doğrulama ve enerji tüketimi hesaplamaları yapılmıştır. Belirtilen senaryodaki çalışma sırasında silindir üzerindeki net basınç farkı değerinin yaklaşık 1 bar olduğu, debinin de hız ile benzer değişim gösterdiği ve ortalama 240 lt/dak olduğu görülmüştür.



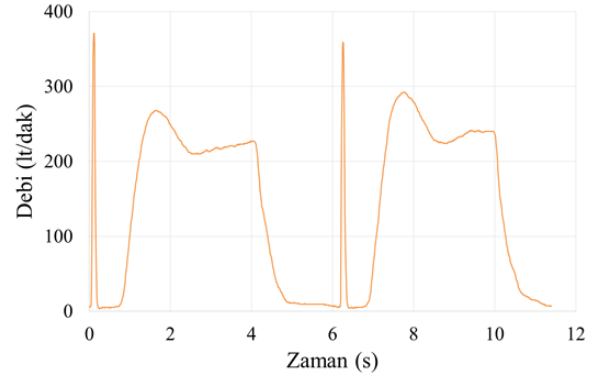
a) Pnömatik milsiz silindir konum değişimi



b) Pnömatik milsiz silindir hız değişimi



c) Pnömatik piston odalarındaki basınç değişimi

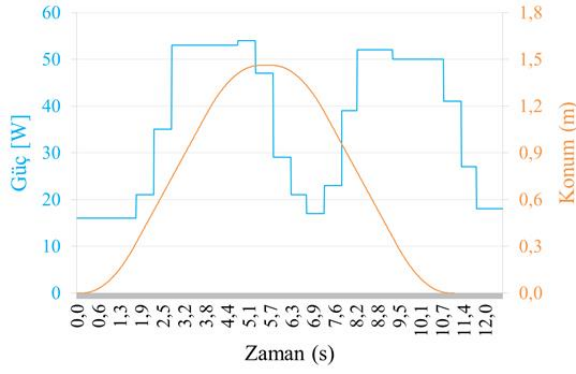


d) Pnömatik giriş debisi değişimi

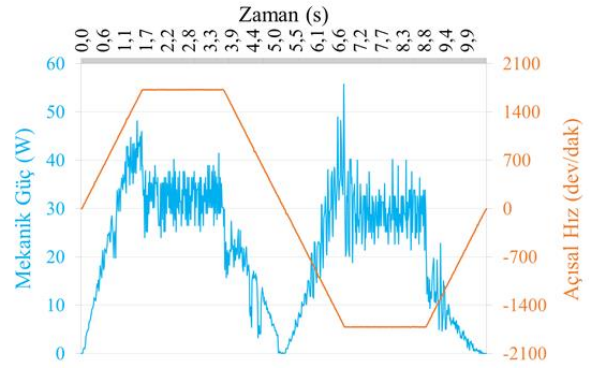
Şekil 4. Pnömatik sisteme ait grafik konum, hız, basınç, debi grafiği

Pistonun elektromekanik sistem için mevcut arayüz üzerinden belirlenen hareketi gerçekleştirmek için istenen konum, hız ve ivmelenme değerleri girilmekte ve sistem hareket ettirilmektedir. Bu senaryoda sistemin hızlanma ve yavaşlama zamanı eşit olup 1,55 s., motor devri 1720 dev/dak olarak girilmiştir. PLC ünitesine bağlı olan güç analizöründen sistem hareket ederken tüketilen güç değeri, kinematik değişkenlerin verileri toplanabilmektedir. Aynı deney tekrarlanarak hareket esnasındaki tork ve motor devir sayısı bilgileri de temin edilmiştir. Bu iki ölçüm için veri alınan kısım bekleme zamanı ile ilgili bir komut girişine izin vermediği için bu zamandaki tork ve motor devir sayısı bilgisi alınmamaktadır. Bekleme sırasında motorun devir sayısı sıfır olacağı için mekanik güç de sıfır olacaktır. PLC ünitesinden güç analizöründen yapılan ölçümlerde elektrik gücü tüketimi ile ilgili bilgiler alınabildiği için bu durum bir sorun teşkil etmemektedir.

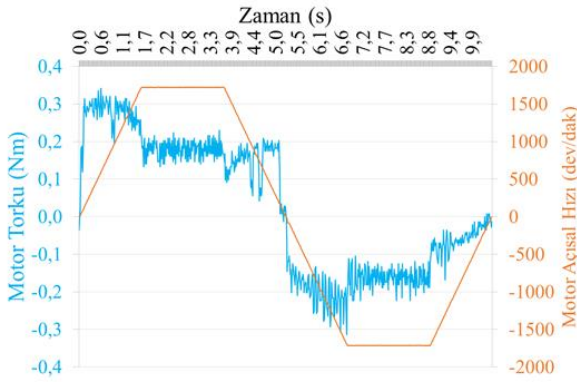
Senaryo 1 için dişli kayış tahrikli elektromekanik sistemin çalıştırılmasıyla elde edilen elektrikli, mekanik güç değişimi, açısal hız-tork ve konum değişim grafikleri sırasıyla Şekil 5a, 5b, 5c ve 5d'de sunulmuştur. Bu senaryoda ileri ve geri harekette yaklaşık 55 W elektriksel güç çekildiği görülmüştür. Hızlanma sırasında elektrik motorunun tork değeri artarken sabit hızla hareket sırasında bu değer azalmaktadır. Hızlanma sırasında tork değeri 0,3 Nm'ye kadar çıkarken sabit hızla hareket esnasında bu değer 0,2 Nm'ye düşmüştür. Bu senaryoya göre bir çevrimde tüketilen elektrik enerjisi sürücü devrenin harcadığı enerji ile birlikte 326 J'dür. İş için harcanan elektrik enerjisi 236 J'dür.



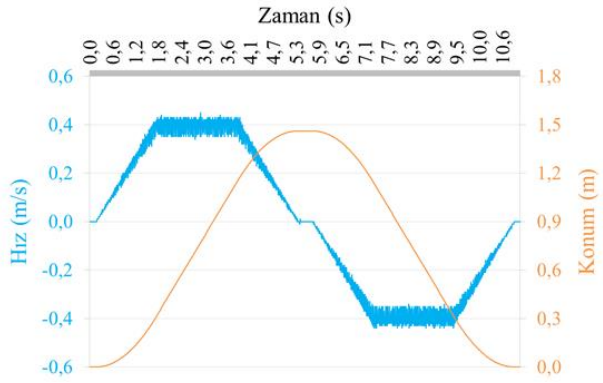
a) Elektriksel güç değişimi



b) Mekanik güç değişimi

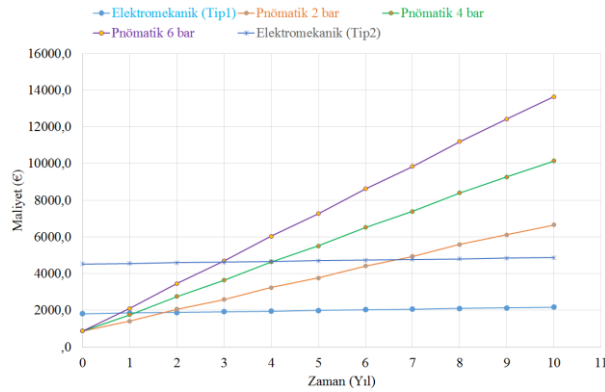


c) Motor açılmal hız – tork grafiği



d) Yükün hız ve konum grafiği

Şekil 5. Senaryo 1 için dişli kayış tahrikli sisteme ait grafikler

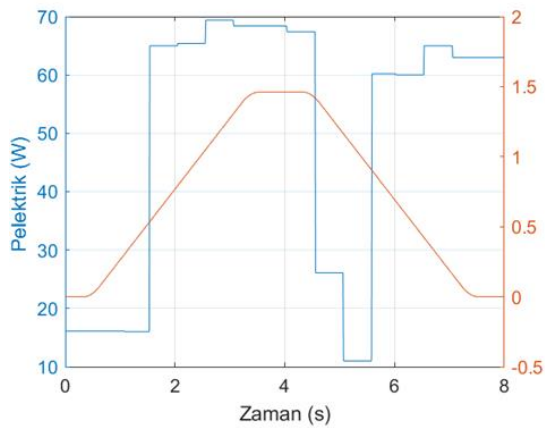


Şekil 6. Senaryo 1 için yıl-maliyet tablosu

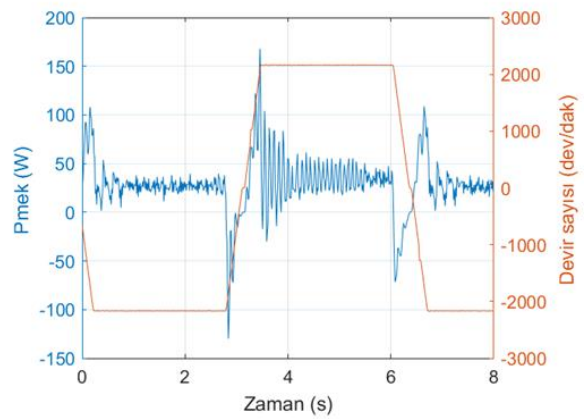
Şekil 6’da pnömatik ve elektromekanik sistemin maliyet grafiği gösterilmiştir. Sonuçlar Kısım 2.3’deki hesaplama yöntemleri dikkate alınarak elde edilmiştir. Maliyet hesabında çalışma basıncının etkisinin de incelenmesi için pnömatik sistemin maliyet hesabı incelemesine 2 bar ve 4 bar besleme basıncı değerleri de ilave edilmiştir. Dişli kayış tahrikli sistemde de Tip1 ve Tip2 olarak belirtilen iki farklı servo motorla sürülen sistemin maliyetleri karşılaştırmalı olarak gösterilmiştir. Bu tablodaki maliyetlere ilk yatırım, enerji tüketimi ve bakım maliyetleri dahil edilmiştir. Elektromekanik sistem

için verilen senaryoda en önemli maliyetin ilk yatırım maliyeti olduğu ve servo motor maliyetinin bu değeri önemli oranda etkilediği görülmüştür. Bu sistemin bakım maliyeti olmadığı için sisteme ek bir maliyet getirmemiştir ve enerji tüketim maliyeti yıllık 35,5 Euro olarak hesaplanmıştır. Pnömatik sistemin ilk yatırım maliyeti düşük olmasına rağmen enerji tüketiminin yüksek olduğu ve besleme basıncının değerinin de bu tüketimde etkili olduğu görülmüştür. Tip 1 motor kullanılan elektromekanik sistemde 6 bar basıncında yaklaşık 9 ayda, 4 bar besleme basıncında 1 senede, 2 bar basıncında 2 yıldan sonra maliyetler başa baş olmakta ve bu değerlerden sonra elektromekanik sistem avantajlı hale gelmektedir. Tip 2 motor kullanılan sistemin maliyetleri 6 bar besleme basıncında çalışan pnömatik sistemle karşılaştırıldığında başabaş maliyeti 3 yıl, 4 bar ile çalışması halinde 4 yıl, 2 barda çalışması halinde 7 yıl olduğu görülmüştür.

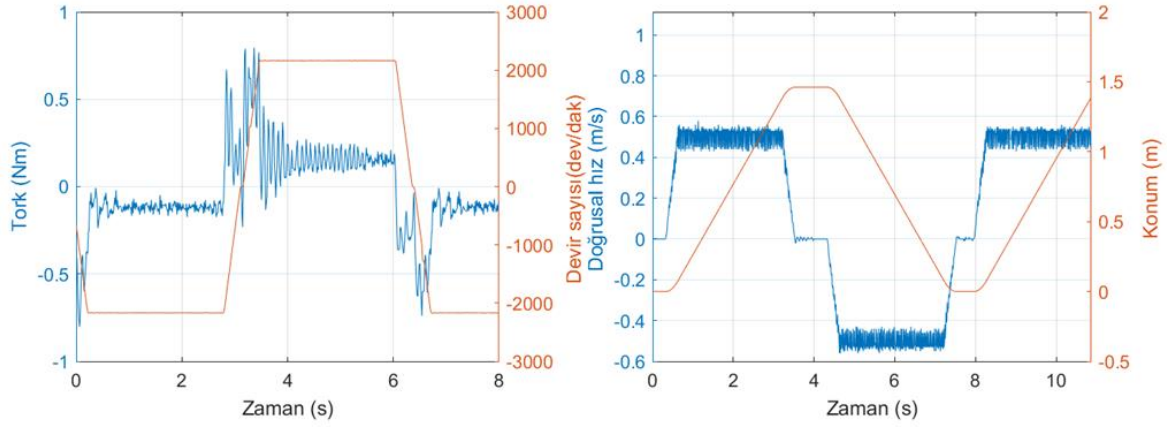
Senaryo 2: Bu senaryoda hareketin başlangıcından pnömatik silindirin yastıklamaya girene kadar geçen zaman çevrim zamanı olarak alınmıştır. Buna göre ileri ve geri hareket için çevrim zamanı 6,5 s bekleme süresiyle 0,8 saniye olarak alınmıştır. Yıllık çalışma zamanı “Senaryo 1” ile aynı alınmıştır. Dişli kayış tahrikli sistemde ise sistemin hızlanma ve yavaşlama zamanı eşit olup 0,3 s, motor devri 2165 dev/dak olarak girilmiştir. Deneyler “Senaryo 1” deki duruma benzer şekilde gerçekleştirilmiştir. Senaryo 2 için dişli kayış tahrikli elektromekanik sistemin çalıştırılmasıyla elde edilen elektrik, mekanik güç değişimi, açısal hız-tork ve konum değişim grafikleri sırasıyla Şekil 7a, 7b, 7c ve 7d’de sunulmuştur. Bu senaryoda ileri ve geri harekette yaklaşık 65-68 W elektriksel güç çekildiği görülmüştür. Hızlanma sırasında elektrik motorunun tork değeri artarken sabit hızla hareket sırasında bu değer azalmaktadır. Hızlanma sırasında tork değeri 0,5 Nm’ye kadar çıkarken sabit hızla hareket esnasında bu değer 0,15-0,2 Nm’ye kadar azalmıştır. Bu senaryoda sürücülerin tükettiği elektrik enerjisi dahil edilerek çevrim başına tüketilen elektrik enerjisi 345 J olarak bulunmuştur. Sadece iş için harcanan elektrik enerjisi 270 J’dür. Enerji tüketim maliyeti yıllık 60,63 Euro olarak hesaplanmıştır.



a) Elektriksel güç değişimi

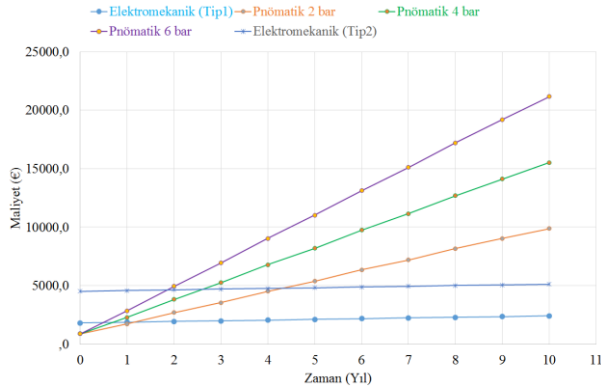


b) Mekanik güç değişimi



c) Tork- devir sayısı değişimi d) Yük hızı ve konum değişimi
Şekil 7. Senaryo 2 için dişli kayış tahrikli sisteme ait grafikler

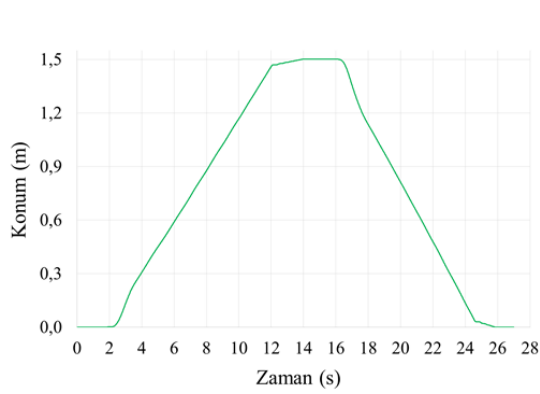
Şekil 8'deki yıl-maliyet tablosundan görülebileceği gibi pnömatik sistemin yıllık enerji maliyeti belirtilen senaryo için yine yüksek çıkmıştır. Tip 1 motor kullanılan elektromekanik sistemin pnömatik sistemle başa baş maliyeti ilk yıl içinde incelenen tüm basınç değerlerinde tamamlanmakta ve bir seneden sonra elektromekanik sistem maliyet açısından avantajlı hale gelmektedir. Tip 2 motor kullanılan sistemin maliyetleri 6 bar besleme basıncında çalışan pnömatik sistemle karşılaştırıldığında başabaş maliyeti 2 yıl, 4 bar ile çalışması halinde 2,5 yıl ve 2 barda çalışması halinde yaklaşık 4,5 yıl olduğu görülmüştür.



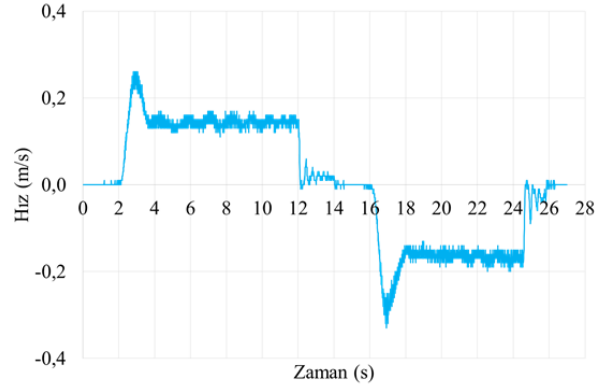
Şekil 8. Senaryo 2 için yıl-maliyet tablosu

Senaryo 3: Bu senaryoda ilk iki senaryoya göre daha düşük bir hızla yükün hareket etmesi halinde elde edilecek sonuçlar incelenmiştir. Buna göre ileri ve geri hareket için çevrim zamanı 25 s toplam bekleme süresi 1,3 s olarak alınmıştır. Şekil 9a, 9b,9c ve 9d'de bu senaryo için pnömatik milsiz silindir pistonunun konum, hız, A ve B odalarındaki basınç ve debi değişimi eğrileri gösterilmiştir. Silindirin iki odası arasındaki basınç farkı yaklaşık olarak aynı kalmakla beraber, hareket yavaşladığı için debi de azalmıştır. Yıllık çalışma zamanı ve deneylerin yapılış şekli “Senaryo 1-2” ile aynıdır. Dişli kayış tahrikli sistemde ise sistemin hızlanma ve yavaşlama zamanı eşit olup 0,2 s, motor devri 554 dev/dak olarak girilmiştir. Şekil 10'da Senaryo 3 için dişli kayış tahrikli sisteme ait güç, tork ve

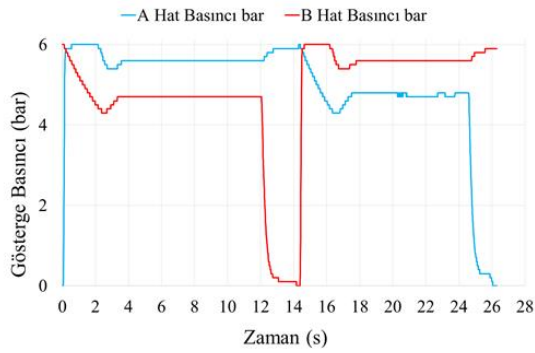
hız grafikleri sunulmuştur. Bu senaryoda yaklaşık ilerleme hızı 0,13 m/s'dir. 25 W elektrik gücü tüketimi olduğu görülmüştür. Ancak ileri ve geri harekette mekanik güç değerleri birbirinden farklı çıkmıştır. Sabit devirde çalışırken sürtünme etkisinin bu durumu oluşturduğu düşünülmektedir. Bu senaryoda servo motor sürücüsünün tükettiği elektrik enerjisi dahil edilerek çevrim başına tüketilen elektrik enerjisi 409 J olarak bulunmuştur. Sadece iş için harcanan elektrik enerjisi 208 J dır. Enerji tüketim maliyeti yıllık 20 Euro olarak hesaplanmıştır.



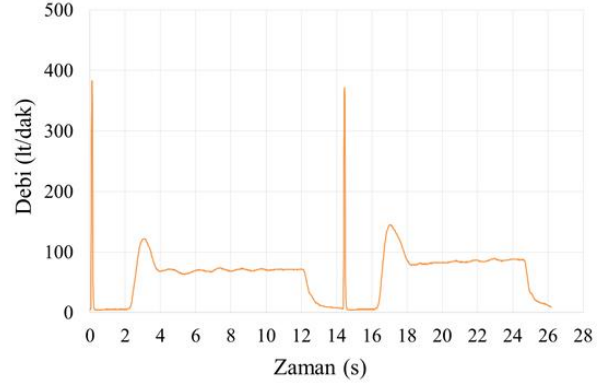
a) Pnömatik milsiz silindir konum değişimi



b) Pnömatik milsiz silindir hız değişimi

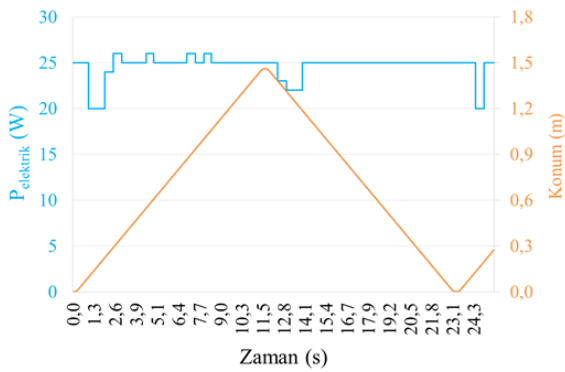


c) Pnömatik piston odalarındaki basınç değişimi

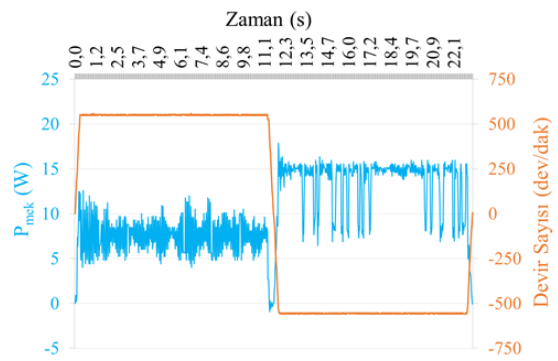


d) Pnömatik giriş debisi değişimi

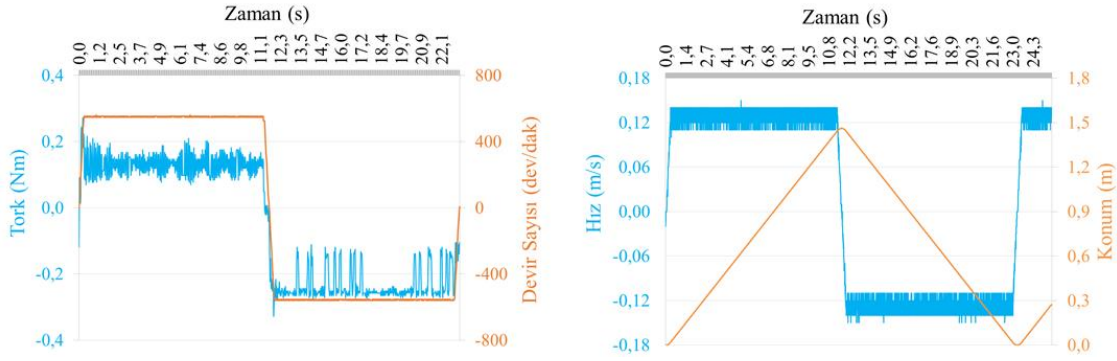
Şekil 9. Pnömatik sisteme ait grafik hız, konum, basınç ve debi grafiği



a) Elektriksel güç değişimi



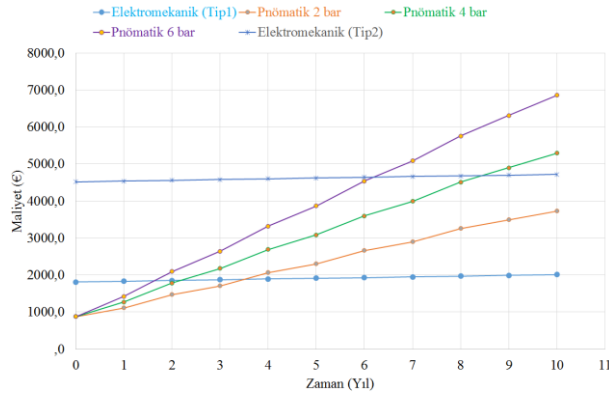
b) Mekanik güç değişimi



c) Tork- devir sayısı değişimi

d) Yük hızı ve konum değişimi

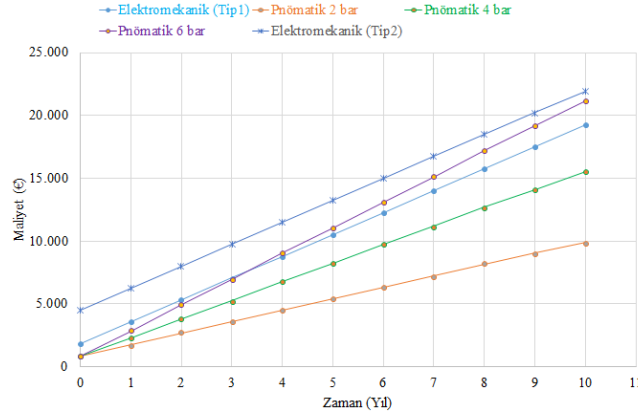
Şekil 10. Senaryo 3 için dişli kayış tahrikli sisteme ait grafikler



Şekil 11. Senaryo 3 için yıl-maliyet tablosu

Şekil 11’de görüleceği üzere pnömatik sistemin yıllık enerji maliyeti 4 bar ve 6 bar besleme basıncı değerleri için bu senaryoda da yüksek çıkmıştır. Ancak hareketin yavaşlamasıyla beraber başabaş maliyet değerlerinin sağlanacağı sürenin arttığı görülmüştür. Tip 1 motor kullanılan elektromekanik sistemin sistemin maliyetleri 6 bar besleme basıncında çalışan pnömatik sistemle karşılaştırıldığında başabaş maliyeti yaklaşık 1,5 yıl, 4 bar ile çalışması halinde 2 yıl ve 2 barda çalışması halinde yaklaşık 3,5 yıl olduğu görülmüştür. Tip 2 motor kullanılan sistemin maliyetleri 6 bar besleme basıncında çalışan pnömatik sistemle karşılaştırıldığında başabaş maliyeti yaklaşık 6 yıl, 4 bar ile çalışması halinde 8,5 yıldır. Besleme basıncının 2 bar olması halinde pnömatik sistemin on yıllık toplam maliyeti Tip 2 motorla çalıştırılan sisteme göre yaklaşık 990 Euro daha düşük kalmaktadır.

İki numaralı senaryodaki sistemin çevrim sayısı ve enerji tüketimi diğer senaryolara göre daha yüksektir. Sistemin enerji tüketiminde yüksek bekleme zamanının etkisini incelemek için bu senaryodaki bekleme süresi toplam 20 dak olarak seçilmiştir. Bu değer pnömatik sistemin 6 bar çalışma basıncındaki maliyeti yaklaşık olarak karşılayacak şekilde değerlendirilerek belirlenmiş ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Bekleme sırasında elektromekanik sistem 8 W güç çektiği için bu sürede 9600 J enerji tüketilmektedir. Pnömatik sistemde kullanılan valf yapısı gereği bekleme sırasında ek bir enerji tüketimine ihtiyacı yoktur. Şekil 12’de elde edilen yıl-maliyet tablosu sunulmuştur. Görüldüğü üzere yüksek bekleme zamanlarına sahip çalışma şartlarında pnömatik sistem kullanımı maliyet açısından daha avantajlı hale gelebilmektedir.



Şekil 12. Senaryo 2 için bekleme zamanının etkisine ait yıl-maliyet tablosu

Sonuçlar

Bu çalışmada otomasyon sistemlerinde kullanılan uzun stroklu milsiz silindirli bir pnömatik sistemin, dişli kayış tahrikli elektromekanik bir sistemle ilk yatırım, bakım ve kullanım ömrü boyunca öngörülen enerji tüketimi maliyeti açısından değerlendirilmesi farklı çalışma senaryoları ile incelenmiştir. Yatay yönde eşit strokta hareket eden bu iki sistemin 73 kg yük altında, eşdeğer yıllık çalışma ve kullanım zamanına göre değerlendirmesi yapılmıştır. Pnömatik ve elektromekanik sistemin hesaplarda kullanılacak değişkenleri deneysel yöntemlerle de ölçülerek doğrulanmış ve hesaplamalarda kullanımının uygunluğu teyit edilmiştir. Sızıntı gibi sistemden istemsiz kaçan havanın değişimi inceleme dışında bırakılmıştır.

Senaryolar farklı çevrim sayılar dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Elektromekanik sistemde maliyet açısından farklı iki motor kullanımı, pnömatik sistem için de uzun stroklu milsiz silindirin farklı besleme basınçlarıyla tahrik edildiği durumlar da her bir senaryoda değerlendirilmiştir. Buna göre her iki sistem için de çevrim sayısının artmasıyla ve ayrıca pnömatik sistemde besleme basıncının yükselişiyle enerji tüketim maliyeti artmıştır. İlk yatırım maliyeti pnömatik sistemde daha düşüktür. Elektromekanik sistemlerde ise özellikle sistemi tahrik eden servo motorun fiyatı ilk yatırım maliyetini önemli oranda etkilemektedir. Çevrim hızının yüksek olduğu durumlarda pnömatik sistemle dişli kayış tahrikli elektromekanik sistemin başabaş noktası daha kısa sürede gerçekleşirken, çevrim hızı azaldıkça başabaş değerinin gerçekleştiği yılın arttığı görülmüştür. Dolayısıyla sistemin kullanılma şekli de eyleyici sistemin seçiminde enerji tüketimi açısından önem arz etmektedir. Bekleme zamanının yüksek olduğu durumlarda pnömatik sistemin daha avantajlı hale gelmesi mümkün görünmektedir.

Dişli kayış tahrikli elektromekanik bir sistem ile uzun stroklu milsiz bir pnömatik silindirin birbirine muadil olarak kullanılma durumlarını maliyet analizi ile karşılaştırmalı olarak incelediğimiz bu çalışmanın ilerleyen aşamalarında sistemlerin verimliliğinin artırılması ve optimum ürün tasarımı ile ilgili çalışmaların devam ettirilmesi planlanmaktadır.

Semboller

a: İvme (m/s^2)

D: Milsiz silindir çapı (m)

g: Yerçekimi ivmesi (m/s^2)

k: Redüktör çevrim oranı (-)

J_{k1}, J_{k2}, J_m : Süren kasnağı, sürülen kasnağın ve motorun eylemsizliği ($kg \cdot m^2$)

L: Strok (m)

m: Hareket eden toplam kütle (kg)

n: Çevrim sayısı (1/dak)

p: Dişli kayış bir devirdeki ilerleme miktarı (m/dev)

P_{mek}, P_{elk} : Mekanik ve elektriksel güç (W)

P_{bes} : Besleme basıncı (efektif) (bar)

P_{atm} : Atmosfer basıncı (bar)

HTM: Yıllık hava tüketim miktarı ($m^3/yıl$)

YÇG: Yıllık çalışma gün sayısı (gün/yıl)

GÇS: Günlük çalışma saati (saat/gün)

HÜE: Basıncılı hava üretim enerjisi (kWh/m^3)

μ : Sürtünme katsayısı (-)

α : Açısal ivme (rad/s^2)

Çıkar Çatışması Beyanı

Makale yazarları aralarında herhangi bir çıkar çatışması yoktur.

Araştırmacıların Katkı Oranı Beyan Özeti

Yazarlar makaleye eşit oranda katkı sağlamış olduklarını beyan ederler.

Kaynakça

- Du H., Hu C., Xiong W., Jiang Z., Wang L. Energy optimization of pneumatic actuating systems using expansion energy and exhaust recycling. *Journal of Cleaner Production*, 2020; 254: 119983.
- Hirzel S., Schroeter M., Hettesheimer T. Electric or pneumatic? Comparing electric and pneumatic linear drives with regard to energy efficiency and costs. *ECEEE Industrial Summer Study Proceedings 2014*; 475-485.
- <https://www.epdk.gov.tr/Detay/Icerik/3-1327/elektrik-faturalarina-esas-tarife-tablolari> (Erişim: 29.03.2022)
- <https://www.isotechinc.com/belt-driven-versus-ball-screw-actuators/> (Erişim: 29.03.2022)
- Kagawa T. Energy comparison of electric and pneumatic actuators. *Proceedings of the JFPS International Symposium on Fluid Power 2002*; 5(2): 345-351, Nara.
- Nevaranta N., Parkkinen J., Lindh T., Niemelä M., Pyrhönen, O., Pyrhönen J. Online estimation of linear tooth belt drive system parameters. *IEEE Transactions on Industrial Electronics* 2015; 62(11): 7214-7223
- Raisch A., Sawodny O. Consumption minimization for electromechanical drives by energy-optimal feedforward control. *2019 IEEE International Conference on Systems, Man and Cybernetics (SMC) October 2019 Pages 1557–1562*
- Raisch A., Sawodny O. Energy savings in pneumatically driven plants. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics* 2022; 27(2): 1023-1033.
- Rakova E., Hepke J., Weber J. EXonomy analysis for the Inter-domain comparison of electromechanical and pneumatic drives. In *Proceedings of the 10th International Fluid Power Conference*; 3: 117-136, 8-10 Mart 2016, Dresden.
- Shi Y., Cai M., Xu W., Wang Y. Methods to evaluate and measure power of pneumatic system and their applications. *Chinese Journal of Mechanical Engineering* 2019; 32(42): 1-11.
- Wojtkowiak D., Talaska K., Wilczynski D., Górecki J., Waleesa K. Determining the power consumption of the automatic device for belt perforation based on the dynamic model. *Energies* 2021; 14(2): 317.
- Yu Q., Zhai J., Wang Q., Zhang X., Tan X. Experimental study of a new pneumatic actuating system using exhaust recycling. *Sustainability* 2021; 13: 1645.
- Zaim A., Aras, H. Pnömatik sistemlerde enerji verimliliği. *Mühendis ve Makina*, 2020; 61(698): 31-45.