

# Pnömatik bir sistemin piston dinamiğinin deneysel modellenmesi

Ahmet ZORLU\*, Can ÖZSOY

İTÜ Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 80191, Gümüşsuyu, İstanbul

## Özet

*Bu çalışmada; pnömatik bir sistemin piston dinamiği parametrelerinin, PRBS sinyalleri uygulanarak ve sistemin bu sinyallere silindir basınçları ve piston konumu olarak verdiği cevapları kullanarak, deneysel modelleme yapılarak tanınması gerçekleştirilmektedir. Genişletilmiş en küçük kareler yöntemi azalan kazançlı parametre uyum algoritmasıyla kullanılarak birinci mertebe lineer piston hız modeli tanınmıştır. Elde edilen ayrık zamanlı modelin sürekli zamanlı modele dönüştürülmesi ve matematiksel hareket denklemleriyle kıyaslanmasıyla sisteme ait kütle miktarı ve başka bir yöntemle bulunması güç olan viskoz sürtünme katsayısı bulunmuştur. Simülasyon çalışmalarında, sistem parametrelerinin belirli kabuller yerine gerçek değerlerinin kullanılmasıyla daha gerçekçi sonuçlar elde edilebilir. Yine parametre değerlerinin zamana göre değişimi incelenerek sistemde arıza tahmini yapılabilir, bakım kolaylıkları sağlanabilir.*

**Anahtar Kelimeler:** Deneysel modelleme, tanılama, pnömatik sistem.

## Experimental modelling for piston dynamics of a pneumatic system

### Abstract

*In this study, modelling and parameter identification for parameters of the piston dynamics are experimentally carried out on a pneumatic system, which consists of a magnetically coupled rodless cylinder with high precision guide, and electropneumatic proportional servovalves, magnetic linear scale, pressure sensors, analog anti-aliasing filters and interface circuits, through applying PRBS signals and acquiring the system responses as chamber pressures and piston position. Later the data are digitally processed to create input-output data for the identification model. First order linear velocity model of piston dynamics is obtained by using extended least squares method, parameter adaptation algorithm with decreasing gain for identification. The parametric model obtained is first converted into discrete-time state-space model. Then, the discrete state-space model is also converted into continuous-time state-space model. By comparing this model with mathematical motion equations of the system, viscous friction coefficients and mass quantity for the system are identified. Considering difficulties, even impossibilities, of determination of viscous friction coefficients by another way, the importance of the identification is obvious. In the simulation studies, realistic results can be obtained by using actual system parameters instead of assumed ones. And through watching the change of the system parameters by time, fault estimation can be performed and, ease of maintenance can be provided.*

**Keywords:** Experimental modelling, identification, pneumatic system.

---

\*Yazışmaların yapılacağı yazar: Ahmet ZORLU. a\_zorlu@hotmail.com; Tel: (216) 341 44 48.

Bu makale, birinci yazar tarafından İTÜ Makina Fakültesi'nde tamamlanmış olan "Pnömatik bir sistemin deneysel modellenmesi ve simülasyonu" adlı doktora tezinden hazırlanmıştır. Makale metni 27.03.2002 tarihinde dergiye ulaşmış, 18.07.2002 tarihinde basım kararı alınmıştır. Makale ile ilgili tartışmalar 31.12.2002 tarihine kadar dergiye gönderilmelidir.

## Giriş

Pnömatik teknoloji; basınçlı havanın atmosferden kolayca ve ucuz bir şekilde temin edilebilmesi, depolanabilmesi, doğrusal hareketlerde elektrikli sistemlerde genellikle olduğu gibi dişli grubu, açısız hareketi doğrusal harekete çevirme elemanlarına ihtiyaç göstermemeleri vs. nedenlerle endüstride yaygın bir kullanım alanı bulmuştur.

Pnömatik sistemler; proses otomasyonunda, düşük ve orta güç isteyen endüstriyel manipülatör uygulamalarında tekstil, gıda, otomotiv, vs. sektörleri dahil hemen hemen sanayiinin her kolunda kullanılmaktadır. Bu kullanım büyük ölçüde açık çevrim kontrol modunda iki sınır konumunda piston hareketine göre piston kolu ya tam açık yada tam kapalı konumda olmaktadır. Ara konumda konum kontrolü uygulamalarında havanın sıkıştırılabilirliği, küçük sönüm oranlarının aşma etkisi, mekanik sürtünmelerden kaynaklanan ölü bölgeler, sistemin nonlineerliği gibi etkilerden dolayı hassas konumlanmanın elde edilmesi güçleşmektedir. Bu zorluğun üstesinden gelmek amacıyla mekanik sınırlamalar, kilitler, fren tertibatları vs. kullanılabilir. Ancak bu türden çözümler sistemin verimini azaltmaktadır.

Pnömatik bir sistemde konum, hız veya kuvvet yörüngesi üzerinde kontrol tasarımı yapılırken; ancak uygun bir kontrol algoritması (hem izleyici hemde regülatör çevrimleri gibi) kullanılması ve sistemin gerçek parametrelerinin/davranışının iyi bilinmesi (simülasyon çalışmalarında ise gerçek sistemin simülasyon modelinde iyi bir şekilde temsil ediliyor olması) halinde başarılı sonuçlar elde edilebilir.

Bu çalışmada; İTÜ Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Laboratuvarı'nda bulunan pnömatik deney düzeneği ile yapılan deneylerden sistem modelleme ve tanımlama yoluyla pistonun hareketinin dinamik denklem parametrelerinin elde edilmesi amaçlanmaktadır.

Kullanılan deney düzeneği üzerinde daha önce yapılmış üç çalışma mevcuttur. Bunlardan Koç (1998), hız geribeslemeli ikili kontrol, kayan

rejimli ikili kontrol, darbe genişliği modülasyonu, oransal basınç kontrol valfleri ile sürekli kontrol gibi algoritmaları sistem üzerinde denemiş ve elde ettiği sonuçları kıyaslamış, Cihan (1999)'da yaptığı çalışmada bir önceki çalışmanın verilerini kullanarak değişik kontrol tekniklerini simülasyon yoluyla incelemiş, Deniz (2001), sistemin oransal valflerinin frekans cevabı deneylerini yaparak, referans yörünge üzerinde kontrol simülasyonu gerçekleştirmiştir.

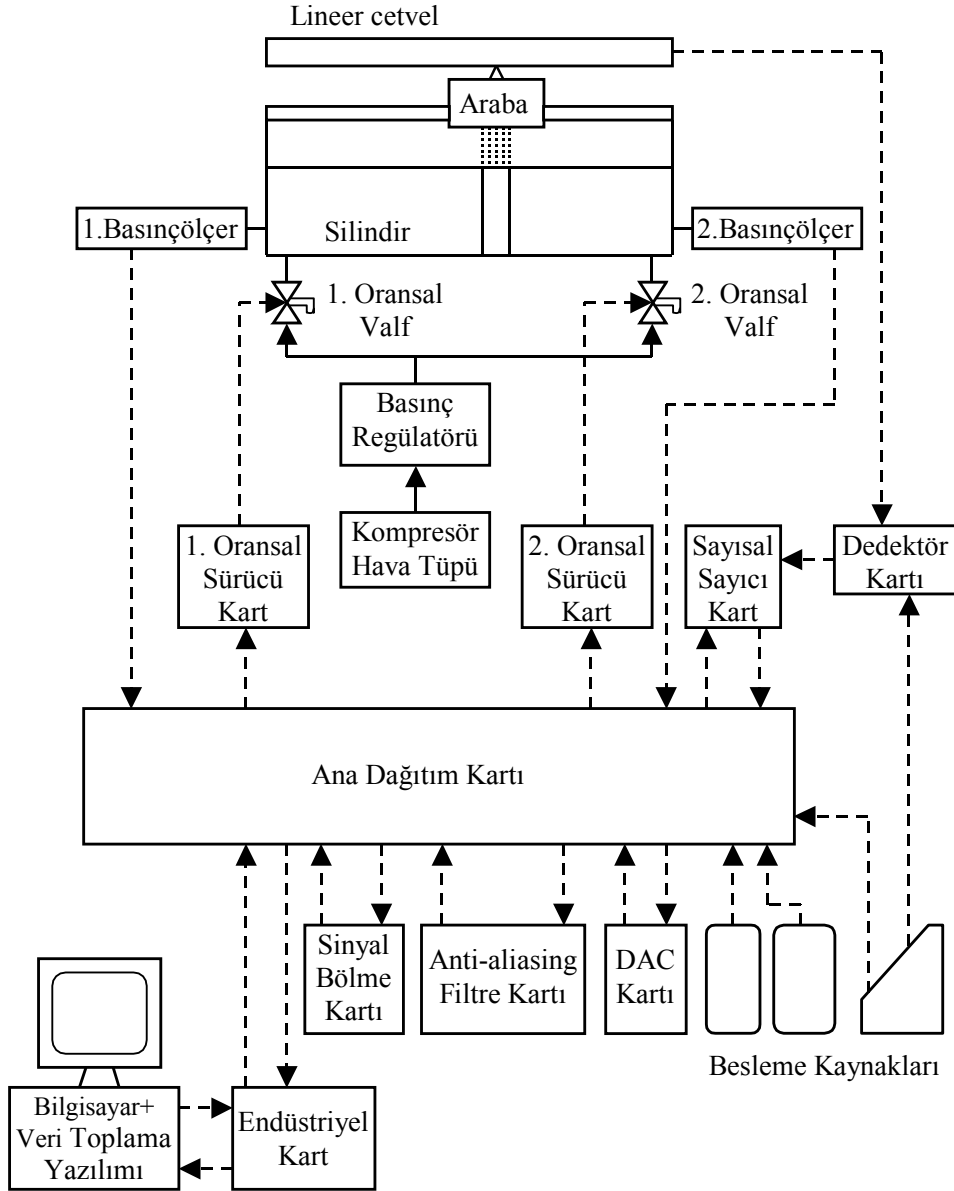
Pandian ve diğerleri (1997), bu çalışmadaki deney düzeneğine oldukça benzeyen pnömatik bir sistem için gerek valf gerekse piston dinamiğinin ayrıntılarını vermişlerdir. Lin ve diğerleri (1996) ise yine servovalfli çubuksuz silindir için valf dinamiği, piston dinamiği ve kuru sürtünmeleri inceleyerek modelleme yapmışlardır.

## Deney düzeneğinin tanıtımı

Deney sistemi, her iki yönde de aynı kesite sahip, çubuksuz, hassas konum kontrolüne imkan verecek yataklaması olan, üzerindeki arabaya manyetik olarak bağlanmış, yüksek kuru sürtünme katsayısını haiz, 32 mm çaplı, 500 mm stroklu bir silindir, uygulanan elektrik sinyaliyle orantılı olarak silindir odacıklarında basınç üreten iki adet elektro pnömatik oransal servovalf, bir adet sayısal çıkış verebilen manyetik lineer cetvel, iki adet analog gerilim çıkışlı basınç-ölçer, bir adet endüstriyel tip(12 bit) arayüz kartı, sinyal bölme kartı, DAC kartı, analog anti-aliasing filtre kartı vs.'den oluşmaktadır. DAC kartı, veri toplama programıyla sayısal veri okunamadığı için sayısal veriyi analog veri-ye çevirmekte kullanılmaktadır. Sistemde AMD Athlon XP 1,6 GHz işlemci, 256 MB RAM, 133 MHz veriyolu olan anakart ve 32 MB görüntü kartı olan bir bilgisayar kullanılmaktadır (Şekil 1).

## Veri toplama ve işleme

Bir prosesin modellenmesi ve tanımlanmasında ilk adım, hedeflenen amaca uygun verilerin güvenilir bir şekilde toplanmasıdır. Sisteme PRBS sinyali gönderilerek, piston konumu ve



Şekil 1. Pnömatik deney düzeneği genel yapısı

odacıklardaki basınçlar kaydedilmekte, bu veriler model-lemelerde kullanılmaktadır.

Bu aşamada analog sinyallerin sayısal ortama örneklenmesi sözkonusudur. Sistemdeki analog sinyallerde her zaman bir miktar gürültü bulunması sebebiyle aliasing etkilerini azaltmak amacıyla konum verisi 4.mertebeden, basınç verileri 2.mertebeden anti-aliasing (alçak geçiren) filtreden geçirildikten sonra örnekleme yapılmıştır. Analog filtreleme sırasında sistemin bant genişliği içinde kalan frekanslarda faz açıları çarpılma olmaması için, filtre kesim frekansı sistem bant genişliğine

göre yüksek seçilmiştir. Böylece sistemin bant genişliğinin filtre faz açısı değişiminin hemen hemen lineer olduğu bölgede kalması sağlanmaktadır.

Sayısal verideki sistem bant genişliği dışında kalan yüksek frekanslar sayısal alçak geçiren filtreleme ile zayıflatılmaktadır. Bu işlem; veri örnekleme frekansından modelleme örnekleme frekansına geçilirken yapılan desimasyon işlemi için de gereklidir. Böylece sayısal verinin örnekleme frekansı küçültülürken ortaya çıkabilecek sayısal aliasing etkileri önlenmiş olur. Sistemde sadece konum ve basınç ölçümü yapıldığı için, hız bilgisi konum verilerinden sayısal olarak

türetilmektedir. Sayısal filtreleme ve türev alma aşamalarında FIR non-causal Hamming pencere- li filtre yaklaşımı benimsenmiştir (Zeimer v. diğ., 1993 ve Antoniou, 1993).

### Piston dinamiğinin matematik modeli

Pnömatik sistem başlıca üç kısımdan oluşmaktadır: Bunlardan ilki, hareketin üretildiği piston ve araba kütlelerinin dinamiğini ifade eden hız modeli, ikincisi odacıklardaki basınç değişimlerini ifade eden basınç modeli, üçüncüsü ise odacıklara giren yada çıkan hava debilerini ifade eden valf modelidir. Bu makalede sadece piston ve araba kütlelerinin hareket denklemi ve bu denklemlere ait parametrelerin tanılanması ele alınacaktır. Şekil 2’de çubuksuz silindir şeması verilmektedir.

$x$  = konum (m)  
 $\dot{x} = v$  = hız (m/s)  
 $P_1$  = 1. odacık basıncı (Pa)  
 $P_2$  = 2. odacık basıncı (Pa)  
 $A$  = çubuksuz silindir piston kesit alanı (m<sup>2</sup>)  
 $M$  = toplam hareketli kütle (kg)  
 $B$  = viskoz sürtünme katsayısı (kg/s)  
 $F_s$  = statik veya dinamik kuru sürtünme kuvveti (N)  
 olmak üzere arabanın hareket denklemi:

$$M \ddot{x} + B \dot{x} + F_s = A (P_1 - P_2) \quad (1)$$

veya

$$\dot{v} = -\frac{B}{M} v + \frac{A}{M} (P_1 - P_2) - \frac{F_s}{M} \quad (2)$$

ile ifade edilebilir.

Sisteme ait her iki yöndeki statik ve dinamik kuru sürtünme katsayıları sisteme üçgen dalga giriş sinyali uygulanarak, arabanın harekete başladığı (yüzeyden koparak kaydığı) veya hareketini durdurduğu (yüzeye yapıştığı) anlardaki odacık basınçları değerlendirilerek elde edilmektedir.

Kuru sürtünme ve viskoz sürtünme kuvvetlerinin hızla ilişkisi Şekil 3’te, üçgen dalga giriş sinyali Şekil 4’te, sistemin üçgen dalga giriş tepkisi Şekil 5’te gösterilmektedir. Deney sonuçları ise Tablo 1’de basınç ölçerlerden okunan gerilim(volt) olarak verilmekte, bu değerlerin ortalaması alındıktan sonra basınç birimine(barg) dönüştürülmektedir.

### Piston hız modelinin tanılanması

#### Yükselme zamanının hesabı

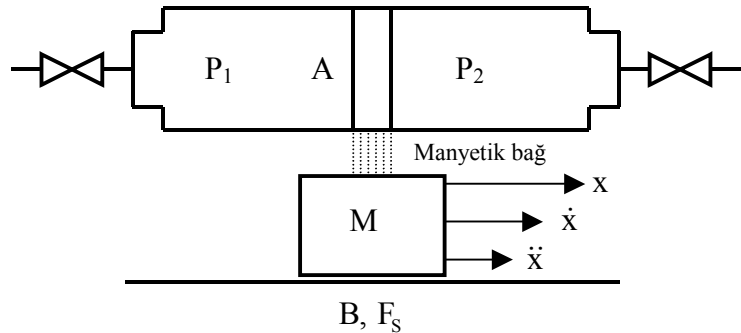
Sisteme kare dalga uygulanarak basınçların sürekli rejimdeki değerinin 0.632’sine eriştiği süre üç ile çarpılarak bulunan süre ( $3\tau$ ) yükselme zamanı olarak alınmıştır. Bu değer yaklaşık  $t_R=180$  ms’dir. Sisteme uygulanan kare dalga ve ölçülen konum, basınç değerleri Şekil 6’da verilmektedir.

#### Modelleme örnekleme periyodu

Modelleme örnekleme periyodu olarak  $T_{sm}=t_R/6$  oranı seçilerek (Isermann, 1981)  $T_{sm}=30$  ms  $f_{sm}=33.33$  Hz bulunur. Sistemin bant genişliği ise 0-16.67 Hz kabul edilmiştir.

#### Sistem tanılama için giriş sinyali

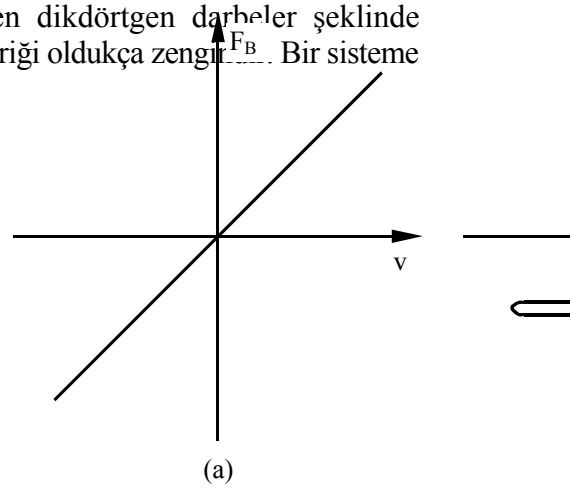
Sistem tanılama amacıyla sisteme Adaptech



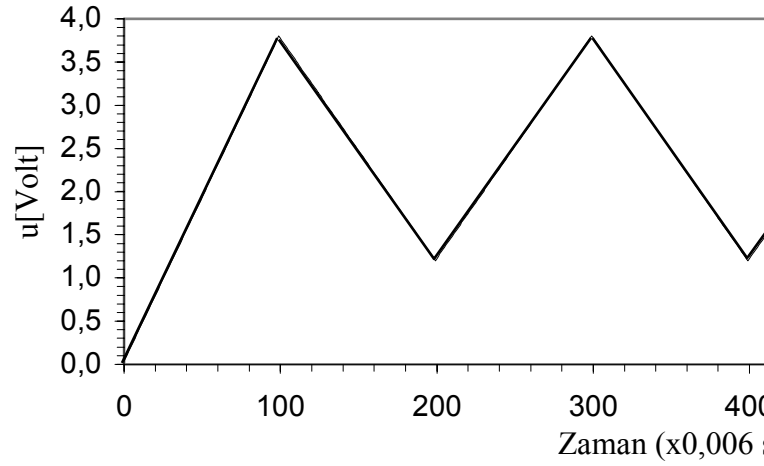
Şekil 2. Çubuksuz silindir şematik gösterimi

Wintrac programı aracılığıyla PRBS sinyali uygulanmaktadır. Bu sinyal, genliği sabit fakat

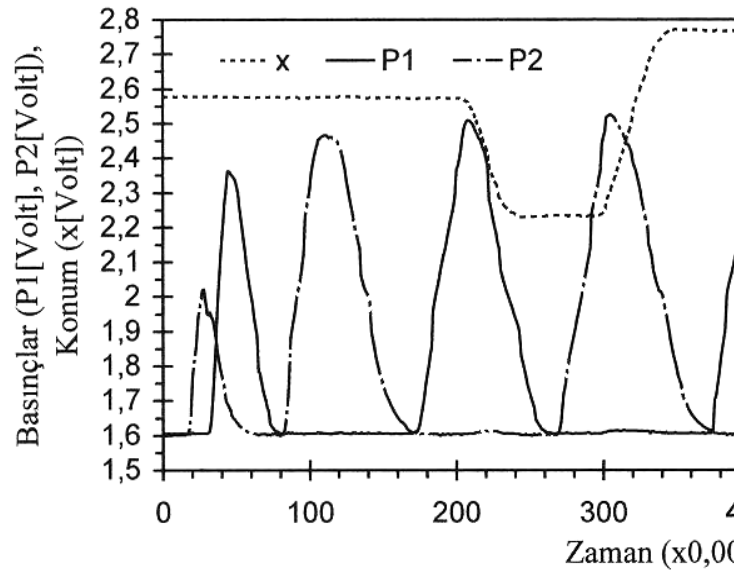
genişliği deđiřen dikdörtgen darbeler řeklinde olup; frekans içeriđi oldukça zengin. Bir sisteme



şekil 3. Sürtünme kuvveti-hız iliřkileri: (a) viskoz s



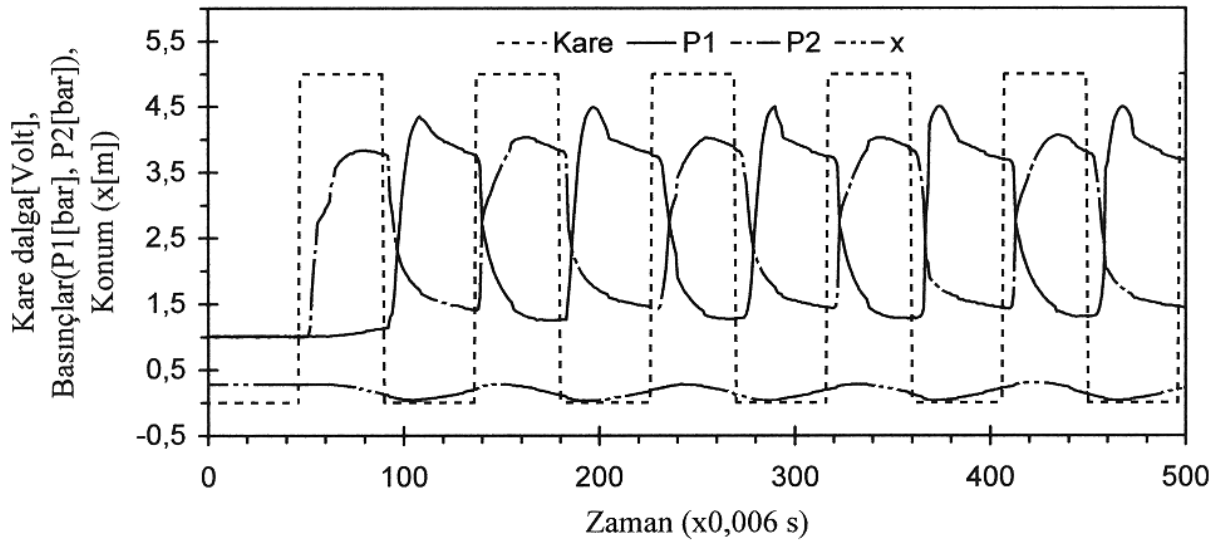
şekil 4. Sisteme uygulanan üçgen



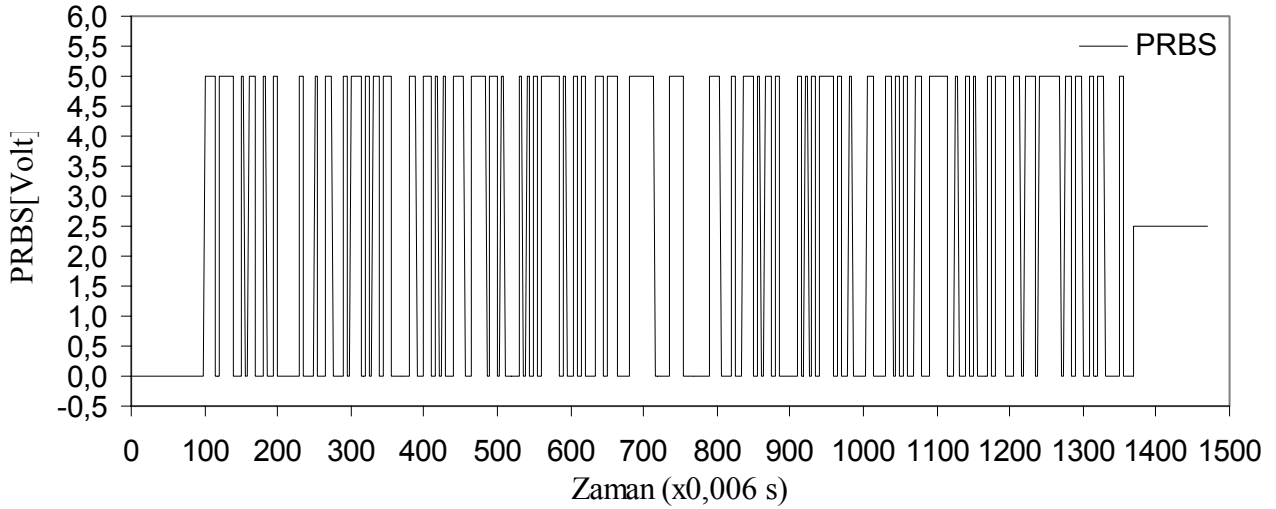
şekil 5. Sistemin üçgen dalga

Tablo 1. Statik ve dinamik kuru sürtünme kuvvetleri

	P <sub>1</sub> (V)		P <sub>2</sub> (V)	
	Statik	Dinamik	Statik	Dinamik
	2.2602	1.9427	2.4167	1.9130
	2.4071	2.0058	2.4985	1.9115
	2.3632	1.9805	2.4979	1.9143
	2.3447	1.9607	2.5073	1.9337
	2.2122	1.9844	2.4593	1.9433
	2.2748	1.9465	2.4557	1.8187
	2.2438	1.9737	2.4033	1.9215
	2.3282	1.9937	2.4996	1.8335
	2.2640	1.9920	2.4238	1.8943
	2.3164	1.9862	2.5180	1.9062
Ortalama (V)	2.3015	1.9766	2.4680	1.8990



Şekil 6. Sisteme uygulanan kare dalga ve sistemin kare dalgaya cevabı



Şekil 7. PRBS sinyali

ait sürekli durum kazancının doğru olarak tanımlanabilmesi için bu darbelerden en az bir tanesinin sistemin yükselme zamanı  $t_R$ 'den daha uzun olması gerekmektedir. En uzun dalganın boyu ise  $N$ , PRBS sinyalinin bellekte kullandığı hücre sayısı olmak üzere:

$$T_{sm} N > t_R \quad (3)$$

şeklindedir.

$t_R=0.18$  s  $T_{sm}=0.03$  s olduğunda  $N=7$  bulunur.

Sisteme uygulanan örnekleme frekansı 5 kat yüksek olduğu için,  $p=5$  frekans bölücü kullanılarak;

$$f_{PRBS} = f_{sm} = f_s/p \quad (4)$$

$f_s=166.67$  Hz bulunur. Şekil 7'de sisteme uygulanan PRBS sinyali görülmektedir.

#### Verilerin modelleme için hazırlanması

(2) denklemindeki viskoz sürtünme katsayısı, kütle ve piston kesit alanı oranlarının bulunmasına yönelik olarak parametre tahmini yapılmaktadır. Şekil 8'de de gösterildiği gibi kuru sürtünme etkileri ayıklanmış (daha önce yapılan bir deneyle statik ve dinamik kuru sürtünme kuvvetleri silindir odacıklarının basıncı cinsinden her iki yönde de elde edilmişti), böylece pistona etkiyen net hareket ettirici kuvveti giriş, piston hızını ise çıkış olarak kabul eden bir model öngörülmektedir. Bu veriler ölçeklendirildikten sonra Adaptech Midsys programında kullanılmaktadır. Midsys program paketi ile önce giriş-çıkış verilerindeki DC bileşenler ortadan kaldırılmakta, daha sonra model yapısının tahmininde sistemin dinamik denklemi 1. mertebeden olduğu için bir olarak model mertebesi tayin edildikten sonra, genişletilmiş en küçük kareler yöntemi (ELS) ve azalan kazanç algoritması kullanılarak tanımlama

yapılmaktadır. Tanılamadan sonra geçerlilik testi (beyazlık testi) uygulanarak model ile deney grafiklerle kıyaslanmaktadır. Ayrık zamanlı parametrik modelden ayrık zamanlı durum-uzay gösterimini geçildikten sonra Matlab programı ile ayrık zamanlı durum-uzay gösterimi sürekli zamanlı durum-uzay gösterimine dönüştürülmektedir. Yapılan 6 deneye ait sonuçlar Tablo 2 ve Tablo 3'te verilmektedir. Tanılamada kullanılan verilerde ölçeklendirme yapıldığı için, Tablo 2'deki giriş parametresi Tablo 3'te belirtilen katsayılarla düzeltilerek ayrık zamanlı durum-uzay gösterimi-ne geçilmektedir. Şekil 9'da ise pistonun hız modelinin deney ve model sonuçları kıyaslanmaktadır.

Pistonun hız modeline ait sürekli zaman durum-uzay gösterimi aşağıdaki gibidir:

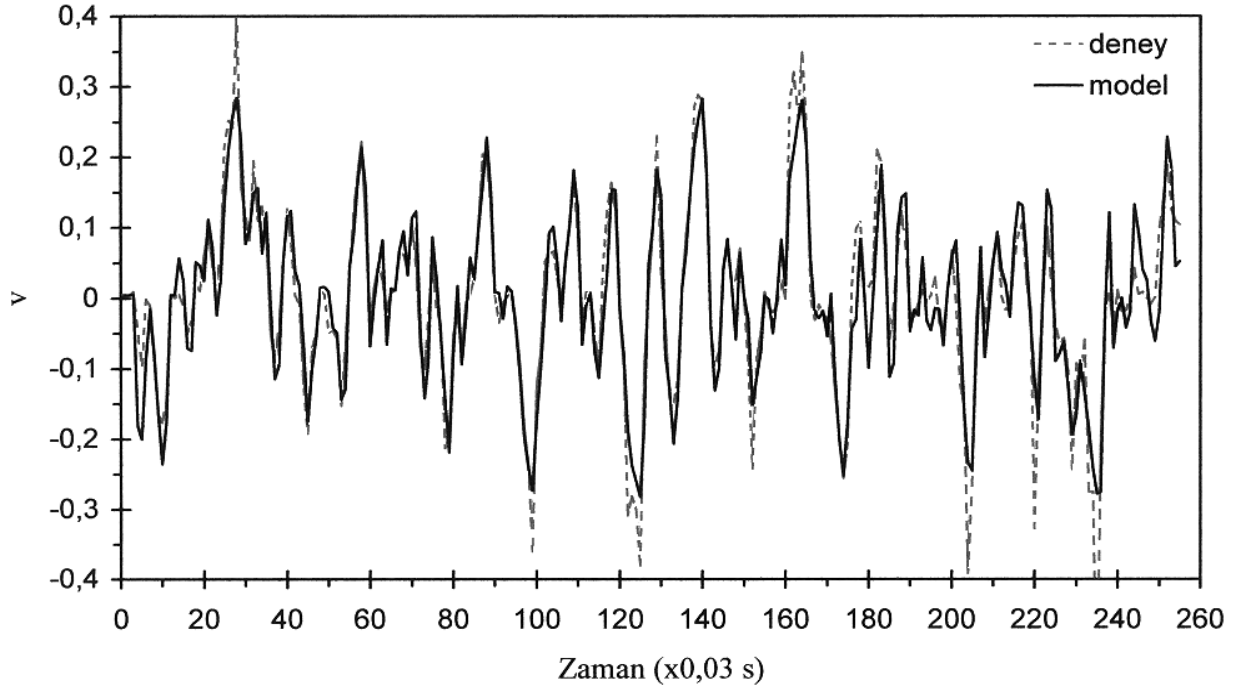
$$\begin{aligned} \dot{X}_H &= A_C X_H + B_C U_H \\ y_H &= C_C X_H \end{aligned} \quad (5)$$

Burada  $A_C = -29.6225$  ;  $B_C = 10.7336$  ;  $C_C = 1$  ;  $X_H = v = \dot{x}$  olarak verilmektedir (Bu değerler sırasıyla Tablo 3'teki ayrık zamanlı durum-uzay parametreleri (ortalama) F ve G'nin sürekli zamana çevrilmiş karşılıklarıdır).

(5) denklemi (2) denklemi ile kıyaslandığında  $A_C = \frac{-B}{M}$  ,  $B_C = \frac{A}{M}$  olduğu görülür. A piston kesit alanı bilinen bir değer olduğu için;

$$M=A/B_C=7.590 \text{ kg} \quad B=-A_C M=224.842 \text{ kg/s}$$

elde edilir. Sisteme ait kuru sürtünme değerlerinin de daha önceden elde edildiği gözönüne alınırsa pistonun dinamik denklemindeki bütün parametrelerin deneysel yolla tanımlandığı görülecektir.



Şekil 9. Piston hız modeli deney ve model sonuçları

Tablo 2. Parametrik hız modeli sonuçları

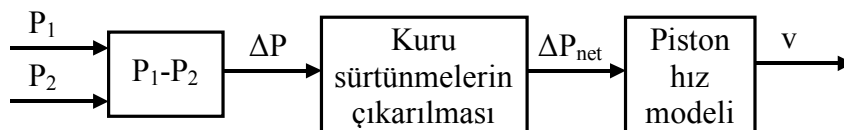
Deney no	A0	A1	B1	C0	C1	RN
1	1	-0.46112	0.45965	1	-0.21585	0.07258
2	1	-0.40641	0.49210	1	-0.12432	0.02411
3	1	-0.43441	0.44362	1	-0.15096	-0.06114
4	1	-0.38297	0.36331	1	-0.25290	-0.11216
5	1	-0.39707	0.36488	1	-0.38760	0.08064
6	1	-0.38524	0.49016	1	-0.23233	0.09006

## Sonuçlar

Piston dinamiğini ifade etmek için lineer birinci mertebe hız modeli matematiksel hareket denklemlerine uygun olarak elde edilebilmektedir. Tablo 2'de RN sütunu ile gösterilen model geçerliliği testi, daha açık ifadeyle beyazlık testi sonuçları, elde edilen modelin oldukça iyi bir model olduğunu göstermektedir. RN değerlerinin 0.15 pratik

değerinden küçük çıkması, model ile deney verileri arasındaki artık kestirim hatası değerlerinin beyaz gürültü özelliği taşıdığını, dolayısıyla modelde tanımlanan giriş-çıkış ilişkisinin sadece gerçek sistemi yansıttığı anlamına gelmektedir.

Gerçek sistemdeki sürtünme kuvvetlerinin bir noktadan diğerine küçük farklılıklar gösterebileceği ve bunun rastgele olarak



Şekil 8. Piston hız modeli giriş verilerinin hazırlanışı



değişebileceği gözönüne alınırsa, sistemde her zaman beyaz gürültü bulunacağı söylenebilir.

Bu çalışma sonucunda deneysel olarak piston dinamiğine ait bütün parametrelerin bulunabileceği gösterilmiştir. Üçgen dalga giriş sinyali ile pistonun her iki yöndeki hareketine ait statik ve dinamik kuru sürtünme kuvvetleri, piston kesit alanının biliniyor olmasından yola çıkılarak sistem modelleme ve tanılama yöntemleriyle viskoz sürtünme katsayısı ve hareketli kütlelerin değeri elde edilebilmektedir.

Bu parametre değerlerinin simülasyon çalışmalarında kullanılması daha gerçekçi simülasyon sonuçları elde edilmesini sağlayacaktır.

Sistem parametrelerinin zamanla değişiminin izlenmesi ile arıza tahmini yapılabilir, bakım kolaylıkları sağlanabilir.

### **Teşekkür**

Bu çalışma, SMC ENTEK Pnömatik Sanayi ve Ticaret Ltd. Şti. tarafından İTÜ Makina Fakültesi Otomatik Kontrol Laboratuvarı'na teçhizat katkısı yapılarak desteklenmiştir.

### **Kaynaklar**

- Antoniou, A., (1993). *Digital filters, analysis, design and applications*, McGraw Hill, Newyork.
- Cihan, S., (1999). Pnömatik konum kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Deniz, U., (2001). Pnömatik kuvvet kontrolü, Bitirme Çalışması, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul.
- Isermann, R., (1981). *Digital control systems*, Springer-Verlag Berlin, Newyork.
- Koç, İ. M., (1998). Hassas ve katı pnömatik konum kontrolü, Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Lin, X., Spettel, F., Scavarda, S., (1996). Modelling and test of an electropneumatic servovalve controlled long rodless actuator, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **118**, 457-462.
- Pandian, S. R., Hayakawa, Y., Kanazawa, Y., Kamayama, Y., Kawamura, S., (1997). Practical design of a sliding mode controller for pneumatic actuators, *Transactions of the ASME, Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, **119**, 666-674.
- Zeimer, R. E., Tranter, W. H., Fannin, D. R., (1993). *Signals and systems: continuous and discrete*, Macmillan, Newyork.