

Doğuş Üniversitesi Dergisi, 6 (2) 2005, 155-162

SİMULINK KULLANARAK BİR PNÖMATİK SİSTEMİN SİMÜLASYONU

SIMULATION OF A PNEUMATIC SYSTEM USING SIMULINK

**Ali Volkan AKKAYA , Süleyman Hakan SEVİLGEN,
Hasan Hüseyin ERDEM, Burhanettin ÇETİN**

Yıldız Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

ÖZET: Pnömatik sistemler endüstri proseslerinde ve otomasyon uygulamalarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır. Ancak bu sistemlerin anlık dinamik değişimlerinin analizi yapılması gerekir. Bu çalışmanın amacı doğrusal bir pnömatik hareketlendirici sistemin dinamik özelliklerinin simülasyonunu gerçekleştirmek ve bu sayede sistemin parametre değişimlerine karşı tepkisini araştırmaktır. Simülasyon çalışması MATLAB-Simulink® bilgisayar programında oluşturulan model kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu modelin en önemli özelliği sistem elemanlarının çalışmasına benzer şekilde bloklar halinde oluşturulmuş olmasıdır.

Anahtar Kelimeler: Pnömatik sistemler, simülasyon

ABSTRACT: *Pneumatic systems are extensively used in industry process and automation applications. However, instantaneous dynamic variations of these systems have to be analyzed. The aim of this study is to realize simulation of dynamic characteristics of a linear pneumatic actuator system. In addition to this, in case of changing system parameters, it is to investigate the reaction of the pneumatic system. Simulation study is carried out by using the model formed in the MATLAB-Simulink® computer program. The feature of this model is that the model is constituted as blocks representing the real system components.*

Keywords: *Pneumatic systems, simulation*

1. Giriş

Pnömatik sistemler endüstri proseslerinde ve otomasyon uygulamalarında yaygın bir şekilde kullanılmaktadır (McCloy, et al. 1980). Bu sistemler, ekonomik, temiz, güvenli ve basit yapılı olmaları nedenleri ile sıkıştırılmış hava ile güç iletimini cazip hale getirmektedir (Wang, et al., 1999a). Sistemlerin anlık dinamik değişimlerinin simülasyonu, sistem tasarımında hem zaman kazandırır hem de maliyeti düşürür. Ayrıca simülasyon çalışması pnömatik sistemlerin mikroişlemci ile kontrol uygulamalarında kontrol parametrelerinin belirlenmesinde kullanılır (Wang, et al., 1999a). Fakat analitik olarak anlık güç değişimlerini sistem girişlerinin bir fonksiyonu olarak elde etmek oldukça zordur. Çünkü havanın sıkıştırılabilirliği, dar kesitli orifislerden geçen akış dinamiği ve sürtünme kuvvetleri gibi faktörlerden dolayı sistem yüksek derecede nonlineer özelliklere sahiptir (Richer, et al. 2000). Bu özellikleri lineerleştirmek suretiyle yapılan analiz belirli çalışma şartları için güvenilir olmaktadır (Sorli, et al. 1999). Pnömatik sistemlerin dinamik davranışları çeşitli simülasyon programlarında nonlineer denklemlerin sayısal integrasyonu ile başarılı bir şekilde elde edilebilir (Hong, et al., 1996; Chen, et al. 2003; Cihan 1999).

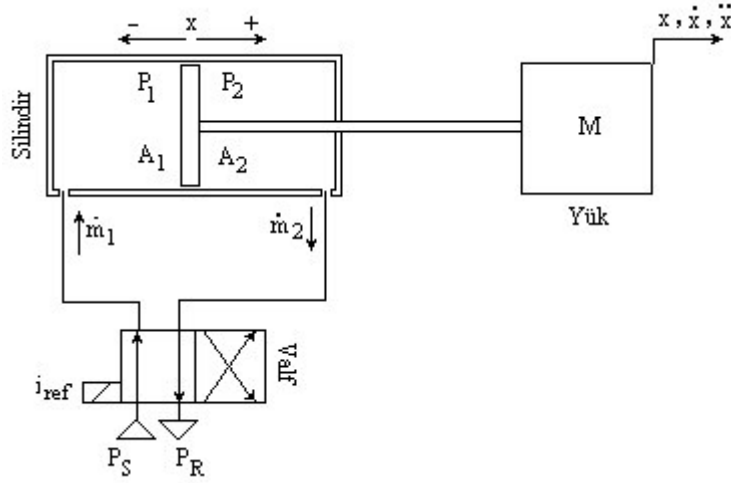
Bu çalışmanın amacı doğrusal bir pnömatik hareketlendirici sistemin dinamik özelliklerinin simülasyonunu gerçekleştirmek ve bu sayede sistemin parametre değişimlerine karşı tepkisini araştırmaktır. Simülasyon çalışması MATLAB-

Simulink® bilgisayar programında oluşturulan model kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Bu Simulink modelinin en önemli özelliği sistem elemanlarının gerçek çalışmasına benzer şekilde bloklar halinde oluşturulmuş olmasıdır.

Çalışmanın geri kalan kısmı şu şekilde düzenlenmiştir. 2. bölümde pnömatik sistem ve çalışma şekli anlatılmıştır. 3. bölümde sistem elemanlarının dinamik davranış denklemlerini gösteren matematiksel modelleri verilmiştir. 4. bölümde simülasyon sonuçları gösterilmiştir. Son olarak, 5. bölümde bazı sonuçlar ve öneriler verilmiştir.

2. Pnömatik Hareketlendirici Sistem

İncelenen pnömatik sistem, çift etkili asimetrik bir pnömatik silindir, silindirin piston koluna bağlı M kütleli bir mekanik eleman, sisteme kumanda eden iki-konumlu dört-yollu valf ve bağlantı borularından oluşmaktadır. Şekil 1'de pnömatik sistemin şematik resmi verilmektedir.



Şekil 1. Doğrusal Pnömatik Hareketlendirici Sistem

Burada, x, \dot{x}, \ddot{x} sırasıyla konumu, hızı ve ivmeyi [$m, m/s, m/s^2$]; $P_{1,2}$ silindirin 1. ve 2. bölmelerindeki basınçları [Pa]; $P_{S,R}$ besleme ve eksoz basıncını [Pa]; $A_{1,2}$ silindirin 1. ve 2. tarafındaki piston alanını [m^2]; $m_{1,2}$ silindirin 1. ve 2. tarafındaki kütleli hava debisini [kg/s]; i_{ref} valf kumanda sinyalini [A]; M yükü [kg] temsil etmektedir.

Valfin konumu silindirin hangi tarafının besleme basıncına ya da atmosfer basıncına açılacağını belirler. Yükün ileri doğru (+) hareket etmesi için silindirin 1. bölümü besleme tankına açılır. Eşzamanlı olarak silindirin 2. bölümü atmosfere açılır. Bu durum silindirin bölmeleri arasında basınç farkı meydana getirir. Basınç farkı sürtünme ve dış kuvvetleri yenecek kadar arttığında piston, dolayısıyla yük hareket etmeye başlar.

3. Sistemin Nonlineer Matematik Modeli

Pnömatik sistem valf, silindir ve yük hareket dinamiğini içeren üç ayrı eleman olarak ele alınmıştır. Elemanların dinamik özelliklerini ve standart orifis teorisini kullanarak her bir pnömatik elemanın matematik modeli verilmiştir. Model oluşturulurken aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- Hava ideal gazdır.
- Besleme basıncı (P_s) sabittir.
- Eksoz basıncı (P_R) atmosfer basıncına (P_a) eşittir.
- Proses izantropiktir.
- Silindir bölmelerindeki sıcaklıklar sabit ve besleme tankı sıcaklığına (T) eşittir.
- Valf pistonu ve hortum dinamikleri ihmal edilmiştir.

3.1. Valf Modeli

Valf elemanı için giriş değişkenleri bir önceki elemandan gelen basınçlandırılmış hava ve bir elektrik sinyali ile ayarlanan valf konumudur. Çıkış değişkenleri olarak valf konumuna bağlı olarak silindirin 1. bölümü veya 2. bölümüne giren veya çıkan sıkıştırılmış kütleli hava debileridir. Valf port alanı A_v , ve valf boşaltma katsayısı C_d , gibi sistem sabitleri giriş sabiti olarak düşünülebilir. Valf giriş ve çıkış değişkenleri arasındaki ilişkiler aşağıdaki denklemlerde (1-7) verilmiştir.

Silindir pistonunun ileriye doğru (+) hareketi durumunda;

$$\dot{m}_1 = C_d A_v \frac{P_s}{\sqrt{T}} \Phi(P_s, P_1) \quad (1)$$

$$\dot{m}_2 = C_d A_v \frac{P_2}{\sqrt{T}} \Phi(P_2, P_a) \quad (2)$$

Burada ;

$$\Phi = \begin{cases} \frac{P_1}{P_s} \leq P_{cr} & \text{ise } C_1 \\ \frac{P_1}{P_s} > P_{cr} & \text{ise } C_2 \cdot \left(\frac{P_1}{P_s}\right)^{1/k} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_1}{P_s}\right)^{(k-1)/k}} \end{cases} \quad (3)$$

Silindir pistonunun geriye doğru (-) ilerlemesi durumunda ;

$$\dot{m}_1 = C_d A_v \frac{P_1}{\sqrt{T}} \Phi(P_1, P_a) \quad (4)$$

$$\dot{m}_2 = C_d A_v \frac{P_s}{\sqrt{T}} \Phi(P_s, P_2) \quad (5)$$

Burada;

$$\Phi = \begin{cases} \frac{P_a}{P_1} \leq P_{cr} & \text{ise } C_1 \\ \frac{P_2}{P_s} > P_{cr} & \text{ise } C_2 \cdot \left(\frac{P_1}{P_s}\right)^{1/k} \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{P_1}{P_s}\right)^{(k-1)/k}} \end{cases} \quad (6)$$

$$C_1 = \sqrt{\frac{k}{R} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; C_2 = \sqrt{\frac{2k}{R(k-1)}}; P_{cr} = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k}{k-1}} \quad (7)$$

Burada; k özgül ısı oranı, R gaz sabiti, P_{cr} kritik basınç ve $C_{1,2}$ kütleli akış parametresidir.

3.2. Silindir Modeli

Silindir elemanı için giriş değişkenleri valfden gelen sıkıştırılmış kütleli hava debileri, piston konumu ve hızıdır. Çıkış değişkenleri ise silindirin 1. ve 2. bölmelerindeki basınçlardır. Basınçlar ile debiler arasındaki ilişkiler aşağıdaki denklemlerde (8-9) verilmiştir.

$$\dot{P}_1 = \frac{k}{(L/2 + x + x_d)} \left[-P_1 \dot{x} + \frac{RT}{A_1} \dot{m}_1 \right] \quad (8)$$

$$\dot{P}_2 = \frac{k}{(L/2 - x + x_d)} \left[P_2 \dot{x} - \frac{RT}{A_1} \dot{m}_2 \right] \quad (9)$$

Burada; x_d silindirde kullanılmayan ölü bölgeyi, L silindir strokunu temsil etmektedir.

3.3. Yük-Hareket Modeli

Yük piston bloğu için giriş değişkenleri silindirin 1. ve 2. bölmelerindeki basınçlardır. Çıkış değişkenleri ise piston konumu ve hızıdır. Giriş ve çıkışlar arasındaki ilişki Denklem 10'da verilmiştir.

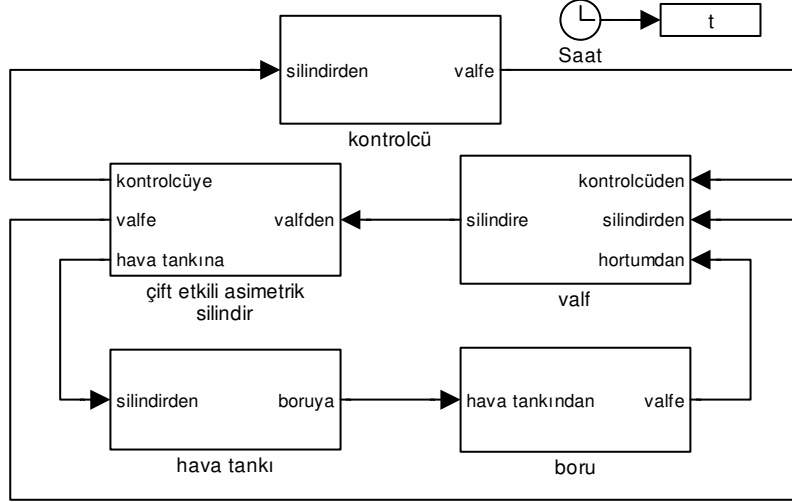
$$M \ddot{x} + B \dot{x} + F_f = P_1 A_1 - P_2 A_2 - P_a (A_1 - A_2) \quad (10)$$

Burada, B viskoz sürtünme katsayısı [Nm/s] ve F_f sürtünme kuvveti [N]'dir.

4. Sistemin Simülasyonu

Bir önceki bölümde oluşturulan sistem elemanlarının matematiksel modelleri kullanılarak MATLAB Simulink® programında her bir elemanın Simulink modelleri oluşturulmuştur. Şekil 2'de görülen hava tankı ve boru elemanların dinamik davranışları dikkate alınmamıştır. Oluşturulan sistem modeli nonlineer bir yapıya sahiptir. Ayrıca, bu çalışmada kontrol uygulaması olmamasına rağmen bir kontrolcü altsistemi oluşturulmuştur. Böylece ileriki çalışmalarda sistem değişkenlerini kullanarak PID (Orantı-Integral-Türev), bulanık mantık, yapay sinir ağları gibi kontrolcüler kolayca modele dâhil edilebilir.

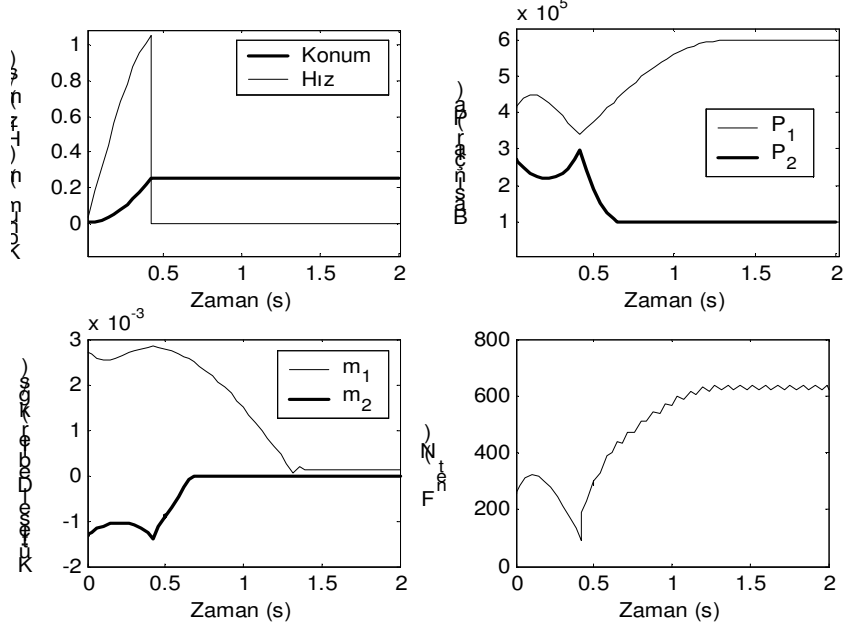
Tablo 1'de verilen sistem parametreleri kullanılarak simülasyon, pnömatik silindir pistonunun ileriye (+) ve geriye (-) doğru hareketi için gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sistem parametrelerinin değiştirilmesi durumunda sistemin tepkisi incelenmiştir.



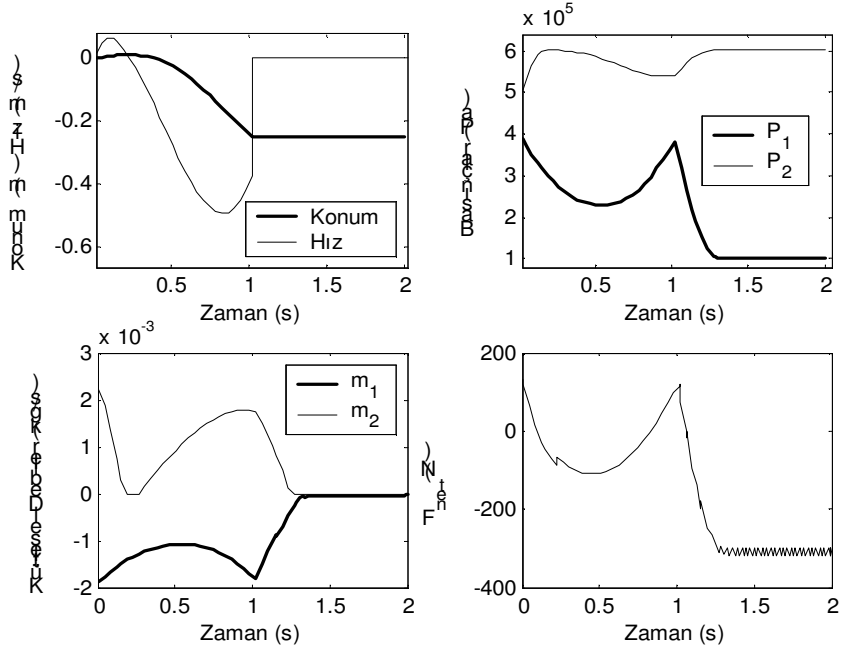
Şekil 2. Pnömatik Sistemin Simulink Modeli

Tablo 1. Simülasyonda Kullanılan Parametre Değerleri

R	287	kJ/kgK
K	1.4	-
P_{cr}	0.528	-
C_1	0.40418	-
C_2	0.156174	-
B	70	Ns/m
F_f	10	N
A_v	0.25×10^{-6}	m^2
L	0.5	m
P_S	6×10^5	Pa
P_a	1×10^5	Pa
M	100	kg
D_1	0.04	m
D_2	0.012	m
T	293	K

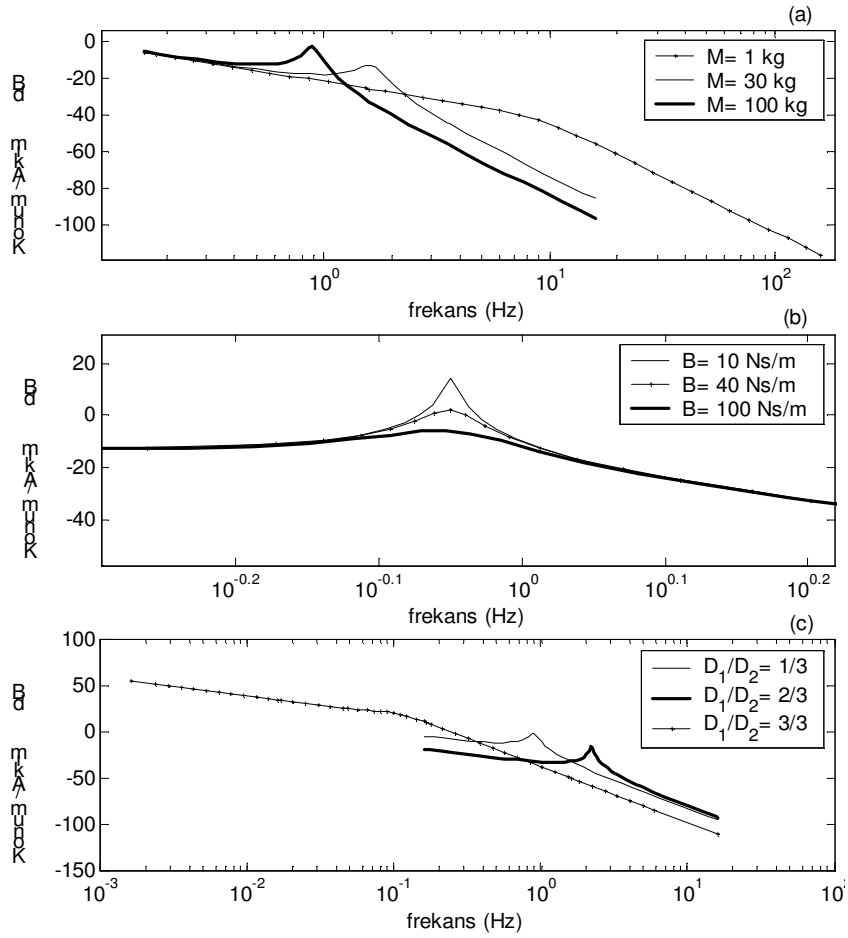


Şekil 3. Pnömatik Sistemin İleriye Doğru Hareketi Sırasında Sistemin Dinamik Cevapları



Şekil 4. Pnömatik Sistemin Geriye Doğru Hareketi Sırasında Sistemin Dinamik Cevapları

Şekil 3’de silindir pistonunun ileriye doğru hareketi esnasında pnömatik sistemin konum, hız, basınç (P_1 , P_2), kütleli debi (m_1 , m_2) ve yüke etkiyen net kuvvetin 0-2 saniye aralığında değişimi gösterilmektedir. Silindir pistonu başlangıç noktası olan orta konumdan silindir sonuna kadar ilerlemekte ve bu esnada piston hızı artmaktadır. Silindir pistonu strokun sonuna geldiğinde hız değişimi olmamaktadır. Çünkü artık piston hareket etmemektedir. Şekil 4’de ise sistemin geriye doğru hareketi esnasındaki sistemin dinamik davranışlarının değişimi verilmiştir. Geriye doğru hareket durumunda silindir pistonu strok sonuna daha geç ulaşmaktadır. Bunun nedeni iş yapan 2. bölmedeki kesit alanının daha küçük olmasıdır. Bu durum F_{net} değerinde kendini daha açık göstermektedir.



Şekil 5. Parametre Değişiminin Sistem Üzerindeki Etkileri a) Yük Değişimi, b) Visköz Sürtünme Katsayısı, c) Piston Çapı / Piston Kolu Çapı

Sistem parametreleri muhtemel değer aralığında değiştirilerek yapılan simülasyon çalışmasında sistemin bu parametre değişimlerine tepkisi konum bode diyagramı üzerinde incelenmiştir. İnceleme sonucunda sisteme etki eden üç parametre Şekil 5’de gösterilmiştir. Şekil 5.a’da yükün kütlesi azaldıkça rezonans bölgesini gösteren tepe noktasının hem azalmakta hem de sağa doğru kaymakta olduğu görülmektedir.

Diğer bir ifadeyle sistemin çalışma frekansı artmaktadır. Viskoz sürtünme katsayısı değeri arttıkça tepe nokta kaybolmaktadır (Şekil 5.b). Farklı piston çapı ile piston kolu çap oranları dikkate alındığında oranın bire yaklaşması sistemin çalışma frekansını artırmaktadır (Şekil 5.c).

5. Sonuç

Doğrusal bir pnömatik hareketlendirici sistemi oluşturan elemanların dinamik davranışlarını temsil eden matematiksel modelleri verilmiştir. MATLAB-Simulink® bilgisayar programında sistem elemanlarının her birinin Simulink modelleri oluşturulmuştur. Eleman modelleri birleştirilerek sistem modeli oluşturulmuştur. Bu model kullanılarak sistemin ileriye ve geriye doğru hareketi için simülasyon gerçekleştirilmiştir. Ayrıca sistem parametrelerindeki değişikliğin sistem üzerindeki etkileri konum bode diyagramı üzerinde incelenmiştir.

Bu çalışmanın bir sonraki aşamasında hassas kontrol uygulamalarında valf piston dinamiğini, uzun hatlı pnömatik sistemler için boru dinamiğini ve ısı transferi etkilerini de dikkate alan bir model geliştirilebilir. Ayrıca, diğer pnömatik elemanların modelleri oluşturulup bir eleman kütüphanesi oluşturulabilir. Böylece çok farklı pnömatik çevrimlerin dinamik analizi yapılabilir ve bu sistemlere çok kolaylıkla çeşitli kontrol yöntemleri uygulanabilir. Böylece pnömatik sistem tasarımı optimum bir şekilde yapılabilir.

Referanslar

- CİHAN, S. (1999) *Pnömatik Konum Denetim*. Yayımlanmış Yüksek Lisans Tezi, İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- CHEN, Y. Y. L., et al. (2003) A software tool development for pneumatic actuator system simulation and design. *Computers in Industry*, 51 (1), May, pp.73-88.
- HONG, T., TESSMANN, R., K. (1996) The Dynamic Analysis of Pneumatic Systems Using HyPneu. *Illinois International Fluid Power Exposition and Technical Conference*, April, Illinois.
- MCCLOY, D., MARTIN, H.R. (1980) *Control of fluid power, analysis and design*, Ellis Horwood Limited.
- RICHER, E., HURMUZLU, Y. (2000) A high performance pneumatic force actuator system :part 1 - nonlinear mathematical model. *ASME Journal of Dynamic Systems Measurement and Control*, 122 (3), pp.416-425.
- SORLI, M. and et al. (1999) Dynamic Analysis of Pneumatic Actuators. *Simulation Practice and Theory*, 7, pp. 589-602.
- WANG, J., PU, J., MOORE, P. (1999a) A practical control strategy for servo-pneumatic actuator systems, *Control Engineering Practice*, 7, pp. 1483-1488.
- _____ (1999b) Accurate position control of servo pneumatic actuator systems: an application to food packaging. *Control Engineering Practice*, 7, pp.699-706.