



ELEKTRO-HİDROSTATİK EYLEYİCİLERDE DİNAMİK DİRENGENLİĞİN MATEMATİKSEL İNCELEMESİ

A MATHEMATICAL STUDY ON DYNAMICS STIFFNESS OF ELECTRO-HYDROSTATIC ACTUATORS

Ahmet Can Afatsun

ÖZET

Yüksek verim başta olmak üzere birçok avantajı nedeniyle özellikle havacılık sistemlerinde pompa kontrollü Elektro-Hidrostatik Eyleyicilerin (EHA) kullanımı geleneksel merkezi pompalı valf kontrollü eyleyicilere göre yaygınlaşmaktadır. Ancak dinamik başarımları karşılaştırıldığında pompa kontrollü sistemlerin valf kontrollü sistemlere göre geride kaldığı görülmektedir. Havacılık standartlarında eyleyiciler için belirlenmiş birçok başarımlar ölçütü arasında, eyleyicinin periyodik bozululara karşı yanıtı ile ilgilenen dinamik direngenlik de bulunmaktadır. Bu bildiride bir EHA'nın dinamik direngenlik karakteri matematiksel modeli üzerinden incelenmiş ve edinilen çıkarımlar sunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Elektro-hidrostatik eyleyici, dinamik direngenlik, havacılık hidroliği.

ABSTRACT

Utilization of pump-controlled Electro-Hydrostatic Actuators (EHA) becoming more common especially in aerospace systems comparing to conventional valve-controlled actuators with central pumps because of their many advantages such as high efficiency. However, pump-controlled systems are inferior to valve-controlled systems in terms of dynamic performance. Among many performance criteria specified for actuators in aerospace standards, dynamic stiffness deals with the actuator's response to periodical disturbances. In this work, dynamic stiffness characteristic of an EHA is investigated using its mathematical models and outcomes are presented.

Key Words: Electro-hydrostatic actuator, dynamic stiffness, aerospace hydraulics.

1. GİRİŞ

Dinamik direngenlik, bir eyleyicinin salınım yapan bir yüke karşı direnci olarak tanımlanır [1]. Havacılık uygulamalarında kontrol yüzeylerinin maruz kaldığı salınım halindeki aerodinamik yüklere karşı hava aracını kararlı tutabilmek için, kontrol yüzeyine bağlı olan eyleyicinin dinamik direngenliğinin yeterli seviyede olması gerekir. Bir hava aracında kontrol yüzeyi eyleyicisinin tek amacının kontrol yüzeyini isabetli ve gürbüz bir şekilde istenen konuma getirmek ve orada tutmak olduğu düşünülürse dinamik direngenliğin kritikliği anlaşılmaktadır. Bu nedenle literatürde dinamik direngenliğin incelendiği çok sayıda çalışma bulunmaktadır. Bu çalışmalarda genellikle dinamik direngenliğin iyileştirilmesi için kontrol sistemi tasarımının önemine dikkat çekilmiştir.

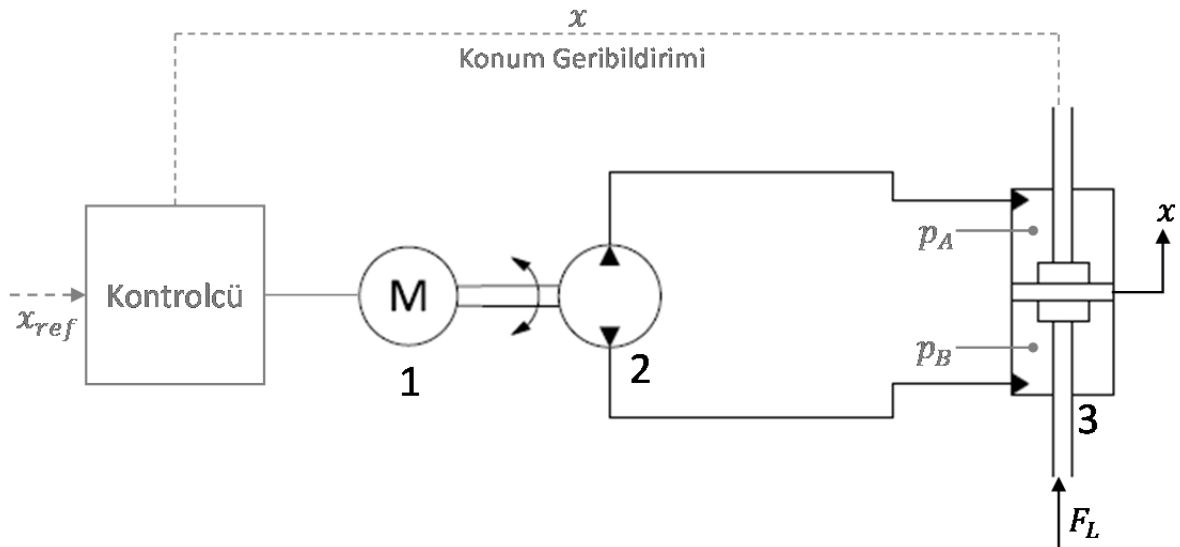
Blaignan ve Skormin'in çalışmasında dış kuvvetlerin kestirilmesine dayanan bir ileri-beslemeli kontrolcü önerilmiş ve bu yaklaşımın dinamik direngenlikte kayda değer iyileşme sağladığı iddia edilmiştir [2]. Ayrıca dinamik direngenliğin eyleyicinin mekanik özelliklerinden ziyade kontrol sisteminin başarımına bağlı olduğu vurgulanmıştır. Aynı vurgu Rito ve Galatolo'nun bir hidrolik eyleyicinin

dinamik direngenliğinin testler ile karakterize edildiği çalışmasında da yapılmıştır [3]. Ballesteros vd.'nin çalışmasında da modern kontrol teknikleri kullanılarak valf-kontrollü bir eyleyicinin direngenliğinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır [4]. Çalışma sonucunda klasik kontrolcülerden en iyi sonucu PD (oransal-türevsel) kontrolcünün verdiği ve 15 Hz'e kadar iyileştirme sağlayabildiği, modern kontrol yöntemleriyle de başarılı sonuçlar alındığı ve piston alanının düşürülmesine olanak sağladığı ortaya konulmuştur.

Bu çalışmada da bir elektro-hidrostatik eyleyicinin doğrusal modeli üzerinden yapılan çıkarımlarla bahsedilen çalışmalara paralel sonuçlar elde edilmiştir. Doğrusal modelde elde edilen dinamik direngenlik ifadesinin sadeleştirilmesiyle kolayca yorumlanabilecek bir dinamik direngenlik tanımı türetilmiştir. Türetilen sadeleştirilmiş tanımın isabeti orijinal model ile karşılaştırılarak test edilmiştir.

2. MATEMATİKSEL İNCELEME

İncelemeye doğrusal model üzerinden başlanacaktır. Doğrusal model Şekil 1'deki sadeleştirilmiş devre şeması temel alınarak oluşturulmuştur. Görüldüğü gibi sadece ana bileşenler olan motor, pompa ve silindirin dinamikleri modele dahil edilmiş; akümülatör, valfler gibi yardımcı elemanların dinamikleri yok sayılmıştır.



Şekil 1. Doğrusal model için temel alınan devre şeması

Sistemin dinamiğini yöneten denklemler şöyledir;

Motorun gerilimi ve hızı arasındaki ilişki:

$$V - iR - L \frac{di}{dt} - k_E \omega = 0 \quad (1)$$

Motor torku ile akımı arasındaki ilişki:

$$T_m = k_T i \quad (2)$$

Tork sabiti ile zıt-EMK sabiti arasındaki ilişki:

$$k_T = k_E \eta_{mot} \quad (3)$$

Pompanın ürettiği debi:

$$Q = D_p \omega - C_p(p_A - p_B) - C_r(p_A + p_B - 2p_r) \quad (4)$$

Pompanın tork gereksinimi:

$$T_L = \frac{D_p(p_A - p_B)}{\eta_m} \quad (5)$$

Pompa ve motorun hareket denklemi:

$$J_{eq} \dot{\omega} + c_{eq} \omega = T_m - T_L - T_f \quad (6)$$

A kolundaki basınç değişimi:

$$\dot{p}_A = \frac{\beta [D_p \omega - C_p(p_A - p_B) - C_r(p_A - p_r) - C_c(p_A - p_B) + A_p \dot{x}]}{V_d - A_p x} \quad (7)$$

B kolundaki basınç değişimi:

$$\dot{p}_B = \frac{\beta [-D_p \omega + C_p(p_A - p_B) - C_r(p_B - p_r) + C_c(p_A - p_B) - A_p \dot{x}]}{V_d + A_p x} \quad (8)$$

Denklemlerini sadeleştirmek için (7) ve (8) nolu denklemler paydadaki $A_p x$ terimleri yok sayılarak doğrusallaştırılır ve pistonun iki tarafındaki basınç farkı $p_D = p_A - p_B$ olarak tanımlanırsa şu ilişki elde edilir;

$$\dot{p}_D = \frac{2\beta}{V_d} \left[D_p \omega - \frac{C_r + 2C_c + 2C_p}{2} p_D + A_p \dot{x} \right] \quad (9)$$

Silindirin hareket denklemi:

$$-A_p(p_A - p_B) + F_L - F_f = m_p \ddot{x} + c_c \dot{x} \quad (10)$$

Bu noktada kontrolcü dışındaki tüm bileşenlerin yönetici denklemleri yazılmıştır. Sistemin dış bozulmalara karşı koyabilmesi için kontrolcünün devrede olması gerekir. Bu uygulamada negatif geri bildirimli PID kontrolcü kullanıldığı ve kontrolcünün motor gerilimini kontrol ettiği varsayılırsa, motor geriliminin tanımı şu hali alır (Kullanılan yön tercihlerine göre $+x$ yönünde hareket oluşturabilmek için negatif gerilim uygulanması gerektiğinden eşitlik $-V$ olarak tanımlanmıştır);

$$-V = K_P(x_{ref} - x) + K_I \int (x_{ref} - x) dt + K_D \frac{d(x_{ref} - x)}{dt} \quad (11)$$

Dinamik dirençlik testinde x_{ref} her zaman sıfır olacağından ($\int x dt$ yerine kısaca $\int x$ yazılmıştır);

$$-V = -K_P x - K_I \int x - K_D \dot{x} \quad (12)$$

Bu tanım (1) nolu denklemden yerine koyulur, durağan sürtünmeler yok sayılır ($T_f = F_f = 0$) ve denklemler durum-uzay formunda yeniden düzenlenirse;

$$\frac{di}{dt} = -\frac{R}{L} i - \frac{k_E}{L} \omega + \frac{K_P}{L} x + \frac{K_I}{L} \int x + \frac{K_D}{L} \dot{x} \quad (13)$$

$$\dot{\omega} = \frac{k_T}{J_{eq}} i - \frac{c_{eq}}{J_{eq}} \omega - \frac{D_p}{\eta_m J_{eq}} p_D \quad (14)$$

$$\dot{x} = -\frac{c_c}{m_p} \dot{x} - \frac{A_p}{m_p} p_D + \frac{1}{m_p} F_L \quad (15)$$

$$\dot{p}_D = \frac{2\beta}{V_d} \left[D_p \omega - \frac{C_r + 2C_c + 2C_p}{2} p_D + A_p \dot{x} \right] \quad (16)$$

Matris formu gösterimi ise şu hali alır ($C_{eq} \triangleq C_r + 2C_c + 2C_p$);

$$\begin{bmatrix} di/dt \\ \dot{\omega} \\ x \\ \dot{x} \\ \ddot{x} \\ p_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -\frac{R}{L} & -\frac{k_E}{L} & \frac{K_I}{L} & \frac{K_P}{L} & \frac{K_D}{L} & 0 \\ \frac{k_T}{J_{eq}} & -\frac{c_{eq}}{J_{eq}} & 0 & 0 & 0 & -\frac{D_p}{\eta_m J_{eq}} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\frac{c_c}{m_p} & -\frac{A_p}{m_p} \\ 0 & \frac{2\beta D_p}{V_d} & 0 & 0 & \frac{2\beta A_p}{V_d} & -\frac{\beta C_{eq}}{V_d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i \\ \omega \\ \int x \\ x \\ \dot{x} \\ p_D \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{1}{m_p} \\ 0 \end{bmatrix} F_L \quad (17)$$

Buradan x ile F_L arasındaki transfer fonksiyonu (18)'deki formda bulunur.

$$\frac{X(s)}{F_L(s)} = \frac{p_4 s^4 + p_3 s^3 + p_2 s^2 + p_1 s}{d_6 s^6 + d_5 s^5 + d_4 s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0} \quad (18)$$

Buradaki katsayıların tanımı (19) nolu denklem setinde verilmiştir.

$$\begin{aligned} p_4 &= J_{eq} L V_d \eta_m \\ p_3 &= J_{eq} R V_d \eta_m + L V_d c_{eq} \eta_m + C_{eq} J_{eq} L \beta \eta_m \\ p_2 &= 2L \beta D_p^2 + R V_d c_{eq} \eta_m + V_d \eta_m k_E k_T + C_{eq} J_{eq} R \eta_m \beta + C_{eq} L c_{eq} \eta_m \beta \\ p_1 &= 2R \beta D_p^2 + C_{eq} R c_{eq} \eta_m \beta + C_{eq} \eta_m k_E k_T \beta \\ d_6 &= J_{eq} L V_d \eta_m m_p \\ d_5 &= J_{eq} L V_d c_c \eta_m + J_{eq} R V_d \eta_m m_p + L V_d c_{eq} \eta_m m_p + C_{eq} J_{eq} L \beta \eta_m m_p \\ d_4 &= 2J_{eq} L \eta_m \beta A_p^2 + 2L m_p \beta D_p^2 + J_{eq} R V_d c_c \eta_m + L V_d c_c c_{eq} \eta_m + R V_d c_{eq} \eta_m m_p \\ &\quad + V_d \eta_m k_E k_T m_p + C_{eq} J_{eq} L c_c \eta_m \beta + C_{eq} J_{eq} R \eta_m m_p \beta + C_{eq} L c_c c_{eq} \eta_m m_p \beta \\ d_3 &= 2D_p^2 L \beta c_c + 2D_p^2 R \beta m_p + R V_d c_c c_{eq} \eta_m + V_d c_c \eta_m k_E k_T + 2A_p^2 J_{eq} R \beta \eta_m \\ &\quad + 2A_p^2 L \beta c_{eq} \eta_m + C_{eq} J_{eq} R \beta c_c \eta_m + C_{eq} L \beta c_c c_{eq} \eta_m + C_{eq} R \beta c_{eq} \eta_m m_p \\ &\quad + C_{eq} \beta \eta_m k_E k_T m_p \\ d_2 &= 2D_p^2 R \beta c_c + 2A_p^2 R \beta c_{eq} \eta_m + 2A_p^2 \beta \eta_m k_E k_T + 2A_p D_p K_D \beta \eta_m k_T + C_{eq} R \beta c_c c_{eq} \eta_m \\ &\quad + C_{eq} \beta c_c \eta_m k_E k_T \\ d_1 &= 2A_p D_p K_P \beta \eta_m k_T \\ d_0 &= 2A_p D_p K_I \beta \eta_m k_T \end{aligned} \quad (19)$$

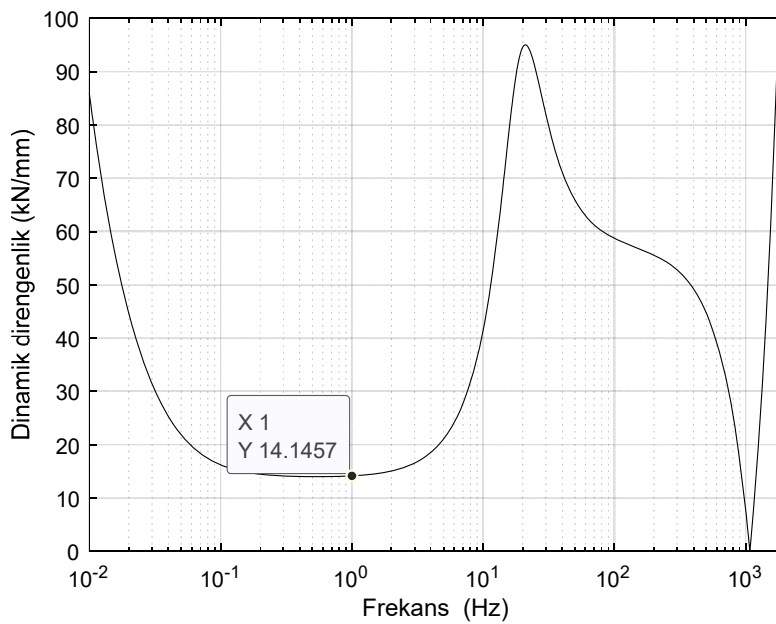
Sistemin girdisi yük kuvveti, çıktısı piston konumu olduğu için transfer fonksiyonu $X(s)/F_L(s)$ şeklinde bulunur. Ancak direngenlik N/m cinsinden tanımlandığı için bu çalışmada transfer fonksiyonu ters çevrilerek $F_L(s)/X(s)$ şeklinde değerlendirilmiştir. Bu durumda EHA'nın dinamik direngenliği (20)'deki gibi olur.

$$\frac{F_L(s)}{X(s)} = \frac{d_6 s^6 + d_5 s^5 + d_4 s^4 + d_3 s^3 + d_2 s^2 + d_1 s + d_0}{p_4 s^4 + p_3 s^3 + p_2 s^2 + p_1 s} \quad (20)$$

Dinamik dirençlik yük kuvveti frekansının bir fonksiyonu olduğu için, η_r değerini bir Bode diyagramı üzerinden incelemek uygundur. Tablo 1'de değişkenlerin sayısal hesaplarda kullanılacak tipik değerleri verilmiştir. Şekil 2'de, () nolu denklemde verilen sistemin Tablo 1'deki değerlerle çizilmiş Bode diyagramı verilmiştir. Bode diyagramlarında genellikle girdi ve çıktı sinyalleri arasındaki genlik oranı incelenirken, burada dinamik dirençliğin değeri incelendiği için dikey eksen dB cinsinden değil dirençliğin birimi olan kN/mm cinsinden verilmiştir. Görüldüğü gibi EHA'nın başarımının kritik olduğu frekans seviyelerinde en düşük dirençlik 1 Hz çevresinde gözlemlenmekte ve ~15 Hz'te en yüksek seviyesine ulaşmaktadır. Sonrasında ~1000 Hz'e kadar düşerek devam ederken 1000 Hz sonrasında hızlıca tekrar yükselmektedir. 900 Hz'ten sonra, 1 Hz'teki değerinden daha düşük seviyeler görülse de burası EHA için kontrol edilebilir frekans seviyelerinin çok üzerinde olduğundan, en düşük seviye 1 Hz'te kabul edilip bu nokta üzerinden değerlendirme yapılabilir.

Tablo 1. Hesaplamalarda kullanılan tipik değerler

Parametre	Değer	Birim
β	1,555	GPa
k_T	0,4522	Nm/A
η_{mot}	0,85	-
R	2,73	Ohm
L	$1,5 \cdot 10^{-5}$	H
J_{eq}	$3 \cdot 10^{-3}$	$kg \cdot m^2$
c_{eq}	$1,4 \cdot 10^{-3}$	Nm/(rad/s)
D_p	6,4	cc/devir
η_m	0,89	-
A_p	$2,2 \cdot 10^{-3}$	m^2
V_d	$2,6 \cdot 10^{-4}$	m^3
m_p	1,25	kg
c_c	50	N/(m/s)
C_{eq}	0,021	(L/dk)/bar
K_p	50	V/mm
K_I	19	V/(mm·s)
K_D	0,84	V/(mm/s)

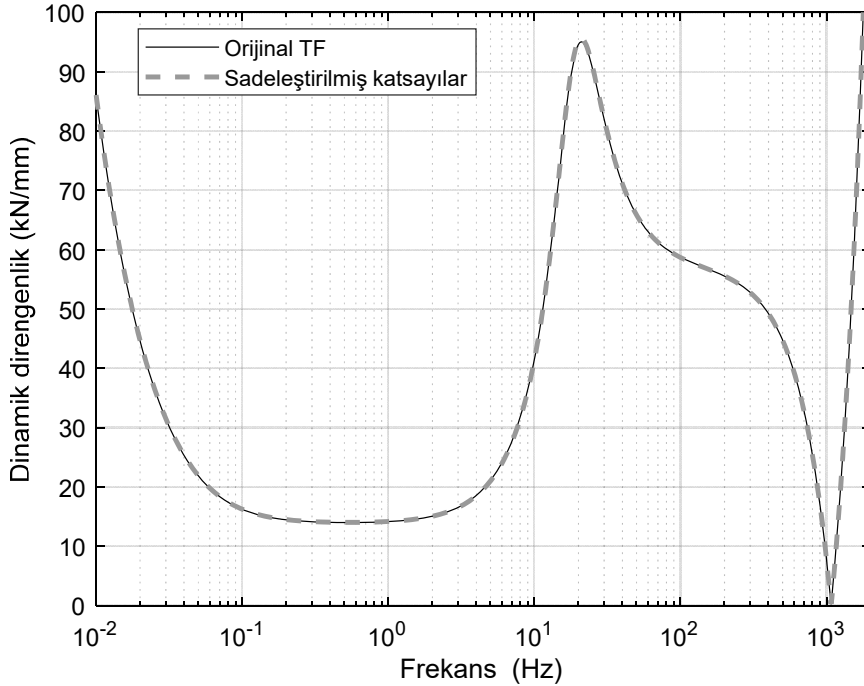


Şekil 2. Tipik değerlerle çizilmiş dinamik dirençliğin girdi frekansına göre değişim grafiği

Matematiksel yorumlamanın yapılabilmesi için () ve (19) verilen tanımların sadeleştirilmesi gerekir. Sadeleştirme işlemine öncelikle (19)'daki tanımlardan başlanmıştır. Her bir katsayının tanımındaki terimlerden, en büyük terimden en az 1 merteye küçük olan terimler yok sayılarak sadeleştirme yapılmıştır. Sadeleştirme sonrasında katsayıların tanımları şöyle olmuştur;

$$\begin{aligned} p_4 &= J_{eq}LV_d\eta_m \\ p_3 &= J_{eq}RV_d\eta_m \\ p_2 &= V_d\eta_mk_Ek_T + C_{eq}J_{eq}R\eta_m\beta \\ p_1 &= 2R\beta D_p^2 + C_{eq}\eta_mk_Ek_T\beta \\ d_6 &= J_{eq}LV_d\eta_m m_p \\ d_5 &= J_{eq}RV_d\eta_m m_p \\ d_4 &= J_{eq}\eta_m(2L\beta A_p^2 + RV_dc_c) + V_d\eta_mk_Ek_T m_p \\ d_3 &= 2A_p^2 J_{eq}R\beta\eta_m \\ d_2 &= 2A_p\eta_mk_T\beta(A_pk_E + D_pK_D) \\ d_1 &= 2A_pD_pK_p\beta\eta_mk_T \\ d_0 &= 2A_pD_pK_I\beta\eta_mk_T \end{aligned} \quad (21)$$

Sadeleştirme sonrası çizilen Bode diyagramı Şekil 3'te verilmiştir. Görüldüğü gibi yapılan sadeleştirmeler sonucunda grafikte hiçbir kayda değer değişiklik olmamıştır.



Şekil 3. Sadeleştirilmiş katsayılarla orijinal transfer fonksiyonunun çıktıların karşılaştırılması

Sonraki adımda sadece bölgesel minimumun gözlemlendiği 1 Hz çevresindeki direngenliğe odaklanmak amacıyla (20)'de verilen transfer fonksiyonunu sadeleştirilmesine geçilmiştir. Bode diyagramındaki genliğin incelenmesi için transfer fonksiyonunda s yerine $j\omega$ yazılırsa transfer fonksiyonu şu hali alır;

$$\frac{F_L(j\omega)}{X(j\omega)} = \frac{(d_0 - d_2\omega^2 + d_4\omega^4 - d_6\omega^6) + j(d_1\omega - d_3\omega^3 + d_5\omega^5)}{(-p_2\omega^2 + p_4\omega^4) + j(p_1\omega - p_3\omega^3)} \quad (22)$$

Burada da $\omega = 1 \text{ Hz}$ için parantez içindeki terimlerin kendi aralarında büyüklük karşılaştırması yapılarak en büyük terimden en az 1 merteye daha küçük olan terimler yok sayılıp sadeleştirme yapılırsa transfer fonksiyonu (23)'teki hale gelir.

$$\frac{F_L(j\omega)}{X(j\omega)} \cong \frac{(d_0 - d_2\omega^2) + jd_1\omega}{-p_2\omega^2 + jp_1\omega} \quad (23)$$

Pay ve payda $-p_2\omega^2 - jp_1\omega$ ile genişletildiğinde;

$$\frac{F_L(j\omega)}{X(j\omega)} \cong \frac{(-d_0p_2\omega^2 + d_1p_1\omega^2 + d_2p_2\omega^4) + j(d_2p_1\omega^3 - d_1p_2\omega^3 - d_0p_1\omega)}{p_2\omega^4 + p_1^2\omega^2} \quad (24)$$

olur. Tekrar bir sadeleştirme yapılırsa;

$$\begin{aligned} \frac{F_L(j\omega)}{X(j\omega)} &\cong \frac{d_1p_1\omega^2 + j(d_2p_1\omega^3 - d_1p_2\omega^3 - d_0p_1\omega)}{p_1^2\omega^2} \\ &= \frac{d_1}{p_1} + \frac{j(d_2p_1\omega^3 - d_1p_2\omega^3 - d_0p_1\omega)}{p_1^2\omega^2} \end{aligned} \quad (25)$$

En düşük dinamik direngenlik bu fonksiyonun $\omega = 1$ Hz'deki büyüklüğüdür;

$$\left| \frac{F_L(j\omega)}{X(j\omega)} \right| \cong \sqrt{\left(\frac{d_1}{p_1}\right)^2 + \left(\frac{d_2p_1\omega^3 - d_1p_2\omega^3 - d_0p_1\omega}{p_1^2\omega^2}\right)^2} \quad (26)$$

Yine Tablo 1'deki değerler $\omega = 1$ Hz ile birlikte yerine koyulursa $\left(\frac{d_1}{p_1}\right)^2$ teriminin $\left(\frac{d_2p_1\omega^3 - d_1p_2\omega^3 - d_0p_1\omega}{p_1^2\omega^2}\right)^2$ teriminden yaklaşık 50 kat büyük olduğu görülür. Bu nedenle $\left(\frac{d_2p_1\omega^3 - d_1p_2\omega^3 - d_0p_1\omega}{p_1^2\omega^2}\right)^2$ terimi de yok sayılıp d_1 ve p_1 'in tanımları yerine koyulursa 1 Hz'deki dinamik direngenlik tanımı son halini aşağıdaki gibi alır;

$$\left| \frac{F_L(j \cdot 1 \text{ Hz})}{X(j \cdot 1 \text{ Hz})} \right| \cong \left| \frac{d_1}{p_1} \right| = \frac{2A_p D_p K_p \eta_m k_T}{2RD_p^2 + C_{eq} \eta_m k_E k_T} \quad (27)$$

Orijinal transfer fonksiyonu ile 1 Hz'deki dinamik direngenlik 14,14 kN/mm bulunurken (bkz. Şekil 2), (27)'deki sadeleştirilmiş dinamik direngenlik tanımı ile 14,05 kN/mm bulunmaktadır. Görüldüğü gibi sonuçlar birbirine oldukça yakın olduğundan (27)'deki tanımın yorumlama için kullanılması uygundur.

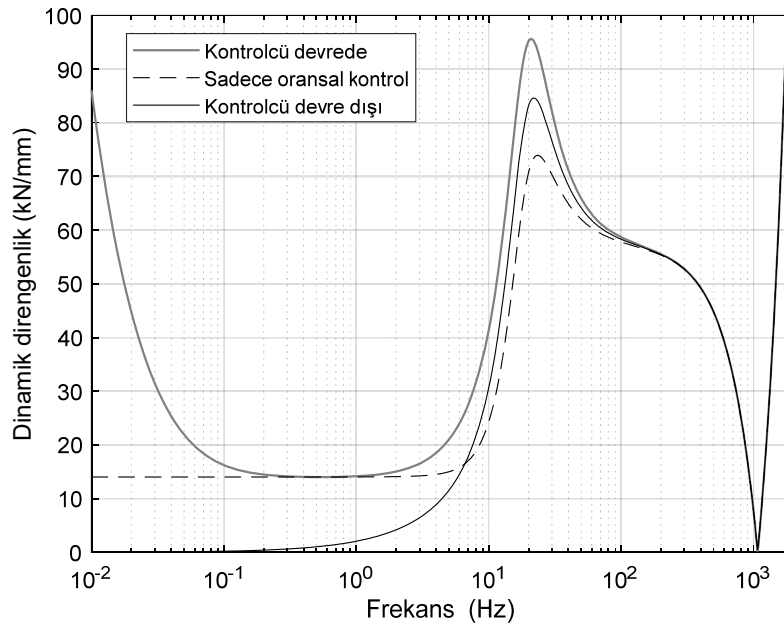
(27)'deki dinamik direngenlik tanımı kontrolcünün oransal katsayısı K_p ile EHA'ya ait fiziksel parametrelerden oluşturmaktadır. İlk olarak kontrolcü özelinde bir değerlendirme yapılırsa, dinamik direngenliğin K_p ile doğru orantılı olduğu görülür. Bu durum, sistemi kararsız yapmayacak en büyük oransal katsayının seçilmesinin dinamik direngenliğin en iyileştirilmesi için doğru olduğu anlamına gelir. Ancak unutulmamalıdır ki bu tanım 1 Hz için türetilmiştir. Kontrolcüye yapılan müdahalelerin diğer frekanslardaki etkisine ayrıca dikkat edilmelidir. Şekil 3'e bakıldığında 0,2 Hz ile 1 Hz arasında dinamik direngenliğin bu tanımda bulunan değerde sabit kaldığı görülür. 0,2 Hz'in altındaki frekanslarda (20)'deki orijinal transfer fonksiyonunun d_0 terimi, yani kontrolcünün integral katsayısı baskın hale gelmektedir. 1 Hz'ten daha büyük frekanslarda ise d_2 terimi, yani türevsel kontrolcü katsayısının da içinde bulunduğu terimin etkinliğinin arttığı görülmektedir.

Kontrolcünün farklı durumlarında dinamik direngenliğin nasıl değiştiğinin gözlemlenmesi için Şekil 4'teki grafik çizilmiştir. Grafik ve (20)'deki transfer fonksiyonu birlikte yorumlanırsa;

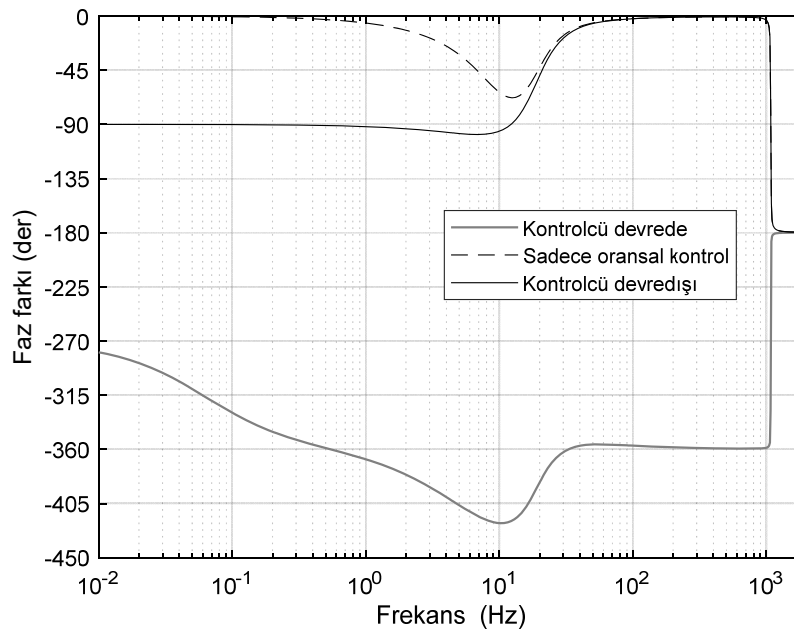
1. Yaklaşık 100 Hz'ten sonra kontrolcünün dinamik direngenlik üzerinde anlamlı bir etkisi kalmamakta, direngenlik tamamen sistemin ataleti ile sağlanmaktadır.
2. 0,2 Hz'ten daha düşük frekanslarda integral kontrolcünün etkinliği görülmektedir. İntegral kontrolcü devreden çıkarıldığında küçük frekanslardaki (<0,5 Hz) direngenlik 1 Hz'teki ile aynı olmaktadır.
3. 1 Hz sonrasında türevsel kontrolcünün etkisi görülmeye başlamaktadır. Sadece oransal kontrolcünün kullanıldığı durumda dinamik direngenlik 6 Hz'e kadar sabit devam ederken,

PID kontrolcü kullanıldığında 1 Hz'ten sonra artmaya başlamaktadır. Ayrıca yaklaşık 6 Hz'ten sonra oransal kontrolcü dinamik direngenliğe olumsuz etki etmekteyken, türevsel kontrolcü de devrede olduğunda 100 Hz'e kadar dinamik direngenlikte iyileşme sağlandığı görülmektedir. Oransal kontrolcünün belli bir frekanstan sonra olumsuz etki göstermesi Şekil 5'teki faz grafiği ile açıklanabilir. Sadece oransal kontrol kullanıldığı durumda 0,1-100 Hz aralığında girdi ile çıktı arasında faz farkı bulunmaktadır. Şekil 4'te bu aralığa dikkat edildiğinde kontrolcü olmayan durumdaki dinamik direngenlikteki artışın, sadece oransal kontrolcü olan duruma yansımadağı görülür. 6 Hz'ten sonra ise oransal kontrolcülü durumda, kontrolcünün olmadığı duruma göre daha kötü başarımlar gözlemlenmiştir. Yük kuvveti ile hareket yönü arasındaki faz farkı, oransal kontrolcü sebebiyle bu aralıkta kontrolcünün dış kuvvet lehine çalışmasına sebep olmuştur.

4. Daha önce de belirtildiği gibi kontrol edilebilir bölgedeki en düşük direngenlik 1 Hz çevresinde gözlemlenmektedir. Bu nedenle dinamik direngenlik hesapları ve testleri için bu bölge kritiktir.



Şekil 4. Kontrolcünün farklı durumları için dinamik direngenliğin karşılaştırılması



Şekil 5. Kontrolcünün farklı durumları için faz farkının karşılaştırılması

Tekrar (27)'ye dönülürse K_p dışında kalan tüm parametrelerin sistemin fiziksel özellikleri olduğu görülür. Bunlar tanımda bağımsız değişkenler olarak belirse de aslında her biri birbirinin ve EHA üzerindeki gereksinimlerin fonksiyonudur. Bu yüzden serbest bir şekilde değiştirilemezler.

Örneğin piston alanı A_p 'nin artışı dinamik direngenliği artırsa da, aynı pompa motor çifti için silindir hızını düşürecektir. Pompa deplasmanı D_p 'nin ise dinamik direngenliğin iyileştirilmesi için düşürülmesi gerekir. Aslında, aynı motor kullanılmaya devam edilebilirse pompa deplasmanını düşürmek dinamik direngenliği artırır. Ancak deplasman düşünce debi gereksinimini karşılamak için motorun daha hızlı çalışabilmesi gerekir. Bu nedenle k_E, k_T, R gibi tüm motor parametreleri aslında D_p 'nin fonksiyonudur. Pompanın kaçak katsayısı C_{eq} ile mekanik verimi η_m ise zaten EHA'dan bağımsız olarak sırasıyla en düşük ve en yüksek tutulmaya çalışılırlar ve böyle olması dinamik direngenliğe olumlu etki yapar. Özetle, EHA'nın fiziksel parametreleri dinamik direngenlik dışındaki gereksinimlerle belirlenirler. Dolayısıyla dinamik direngenliği iyileştirmek için temel olarak kontrolcü tasarımına odaklanması gerekir.

SONUÇ

Doğrusal matematiksel model üzerinden yapılan çalışma ile bir elektro-hidrostatik eyleyicinin dinamik direngenliğini etkileyen parametreler ortaya koyulmuştur. Buna göre, dinamik direngenlik öncelikle girdi frekansının bir fonksiyonudur ve etkin kontrol edilebilir bölge yaklaşık olarak 40 Hz'in altındadır. 40 Hz'in üstünde kontrolcünün anlamlı bir etkisi olmayıp, dinamik direngenlik büyük oranda (100 Hz'ten sonra sadece) sistemin ataleti ile sağlanmaktadır. Kontrolcünün baskın olduğu bölge ise yaklaşık 7 Hz ve altı olarak görülmektedir. Kontrol edilebilir bölgede en düşük dinamik direngenlik değeri 1 Hz çevresinde gözlemlenmiştir. Bu neden dinamik direngenlik özelinde yapılan hesapların 1 Hz için yapılması uygundur.

1 Hz çevresinde geçerli olacak sadeleştirilmiş bir dinamik direngenlik tanımı türetilmiştir. Bu tanımda kontrolcünün oransal katsayısı ile EHA'nın çeşitli fiziksel parametrelerinin etkin olduğu görülmüştür. Fiziksel parametreler dinamik direngenlik dışındaki gereksinimler tarafından dikte edildiğinden dinamik direngenliğin iyileştirilmesi için kontrolcüye odaklanması gerektiği yorumu yapılmıştır. Edinilen çıkarımlar literatür bilgileri ile uyumludur.

GELECEK ÇALIŞMALAR

Burada yapılan çalışmanın geliştirilmesi için sürtünmeler, valfler ve akümülatör gibi yardımcı bileşenlerin dinamikleri, pompanın ölü bölgesi gibi doğrusallığı bozan etkilerin dahil edildiği bir doğrusal olmayan benzetim oluşturulup daha gerçekçi hesaplar yapılacaktır. Bulunan sonuçlar gerçek sistemde yapılacak testler ile kıyaslanıp benzetimlerin isabet oranı sorgulanacaktır.

TEŞEKKÜR

Bu çalışma TÜBİTAK Teknoloji ve Yenilik Destek Programları Başkanlığı tarafından 3210322 proje numarası ile desteklenen "Akıllı, Kompakt ve Yedekli bir Elektro-Hidrostatik Eyleyici Sisteminin Geliştirilmesi" projesi kapsamında yapılmıştır.

SEMBOLLER

Parametre	Açıklama
A_p	Pistonun alanı
c_c	Pistonun sönümlenme katsayısı
C_c	Silindir odaları arasındaki kaçak katsayısı
c_{eq}	Motor ve pompanın toplam sönümlenme katsayısı
C_{eq}	Sistemin bileşke kaçak katsayısı
C_p	Pompanın iç kaçak katsayısı
C_r	Pompanın dış kaçak katsayısı
D_p	Pompa deplasmanı
F_f	Pistona etki eden durağan sürtünme kuvveti
i	Motorun armatürü üzerindeki akım
J_{eq}	Motor ve pompanın toplam ataleti
K_D	Kontrolcünün türevsel katsayısı
k_E	Motorun zıt-EMK sabiti
K_I	Kontrolcünün integral katsayısı
K_P	Kontrolcünün oransal katsayısı
k_T	Motorun tork sabiti
L	Motorun indüktansı
m_p	Piston kütlesi
p_A	Silindirin A odasındaki basınç
p_B	Silindirin B odasındaki basınç
p_D	Silindirin odaları arasındaki basınç farkı
p_r	Pompanın dış basıncı
R	Motor armatürünün direnci
T_f	Motor ve pompaya etki eden toplam durağan sürtünme torku
T_L	Pompa tarafından kullanılan tork
T_m	Motor tarafından sağlanan tork
V	Motor gerilimi
V_d	Piston orta konumda iken silindirin bir odasındaki akışkan hacmi
x	Pistonun konumu
x_{ref}	Pistonun konum hedefi
β	Hidrolik yağın esneme katsayısı
η_m	Pompanın mekanik verimi
η_{mot}	Motorun verimi
ω	Motorun dönme hızı

KAYNAKLAR

- [1] The Institution of Electrical Engineers, Flight Control Systems: Practical Issues in Design and Implementation, Cornwall: TJ International, 2000.
- [2] V. Blaignan ve V. Skormin, «Stiffness Enhancement of a Flight Control Actuator,» *IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems*, cilt 29, no. 2, pp. 380-390, 1993.
- [3] G. D. Rito ve R. Galatolo, «Experimental assessment of the dynamic stiffness of a fault-tolerant fly-by-wire hydraulic actuator,» *J. Aerospace Engineering*, cilt 226, pp. 679-690, 2011.
- [4] H. M. S. Ballesteros, R. d. N. Calvo ve A. A. Filho, «Dynamic Stiffness Enhancement of a Flight Control Actuator using Control Techniques,» *IEEE International Conference on Mechatronics*, Churchill, VIC, Australia, 2017.



ÖZGEÇMİŞ

Ahmet Can Afatsun

1990 yılında Adana'da doğdu. Lise eğitimini 2008 yılında Aydın Ortaklar Anadolu Öğretmen Lisesi'nde tamamladı. 2013 yılında Hacettepe Üniversitesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü'nde lisansını, 2019 yılında ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü'nde yüksek lisansını tamamladı. 2015-2020 yılları arasında Roketsan A.Ş.'de Güç Aktarım ve Hareket Sistemleri Tasarım Mühendisi olarak çalıştı. Halen Repkon Dynamics firmasında Genel Müdür olarak çalışmakta ve ODTÜ Havacılık ve Uzay Mühendisliği Bölümü'nde doktora çalışmalarına devam etmektedir. Sistem dinamiği, akışkan gücü denetimi, hesaplamalı akışkan dinamiği, sistem modellenmesi, benzetimi ve tanılması alanlarında çalışmalarda bulunmaktadır.