

KAZICI YÜKLEYİCİ İŞ MAKİNELERİNDEKİ YÜK HİDROLİK SİSTEM BASINÇ DALGALANMALARININ DİNAMİK ANALİZİ VE SÖNÜMLEME YÖNTEMLERİ

Mustafa Burak CAN
Emirhan ŞAHİN

ÖZET

İş makineleri, dinamik yüklerle çalışan makinelerdir. Makineler çalışma ömrü boyunca çeşitli yük miktarlarına maruz kalırlar. Dolayısıyla makinenin hidrolik sistemi içerisinde okunan basınç değerleri de sürekli değişmektedir. Bu basınç dalgalanması, hidrolik komponentler üzerinde olumsuz bir etkiye sahip olabilir. Her malzemede olduğu gibi hidrolik pompaların, motorların ve valflerin de bir yorulma dayanımı mevcuttur. Bu yorulma durumunun makinenin ömrü boyunca incelenmesi için makinenin çalışma sırasında yaptığı hareketler ve bu hareketler sırasında hidrolik sistem içerisinde okunan basınç miktarları ölçülmüştür. İncelenmiş hareketler; kova yarım dolu yükleme ve boşaltma hareketi, kova tam dolu yükleme ve boşaltma hareketi, kova çırpma hareketi, tesviye hareketi, kazıcı kepçe yarım dolu kazma/boşaltma hareketi, kazıcı kepçe tam dolu kazma/boşaltma hareketi, kazıcı kepçe çırpma hareketi olarak sıralanabilir. Bu hareketlerin dinamik analizleri yapılmış olup sistem içerisinde oluşacak teorik basınç miktarı grafikler halinde paylaşılmıştır. Daha sonra bu hareketler sırasında sistem içerisinde basınç ölçümleri yapılmış olup sonuçların grafikleri paylaşılmıştır. Hesaplamaların ve dinamik denklemlerin yapılan testlere göre kalibrasyonu yapıldıktan sonra denklemler MCU'ya entegre edilmiş ve basınç dalgalanmalarını hafifletmek üzere MCU'dan elektrohidrolik ana kumanda valfine ilgili sinyaller gönderilerek testler tekrarlanmıştır. Testler tekrarlandıktan sonra basınç dalgalanmalarının hafiflediği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik sistem, basınç dalgalanmaları, yük ataleti, dinamik analiz, sönümlenme yöntemleri.

ABSTRACT

Construction equipment operates under dynamic loads and is subjected to varying levels of mechanical stress throughout its service life. Consequently, the pressure values recorded within the hydraulic systems of these machines fluctuate continuously. These pressure fluctuations can have adverse effects on hydraulic components. Similar to all materials, hydraulic pumps, motors, and valves also possess specific fatigue limits. In order to investigate the fatigue behavior of these components over the operational life of the machine, pressure values within the hydraulic system were measured during various working movements of the machine. The analyzed movements include: bucket loading and unloading with partial load, bucket loading and unloading with full load, bucket curling, grading operation, backhoe digging and unloading with partial load, backhoe digging and unloading with full load, and backhoe curling movements.

Dynamic analyses of these movements were performed, and the theoretically expected pressure levels within the system were presented in graphical form. Subsequently, actual pressure measurements were recorded during these operations, and the corresponding results were also shared as graphs. After calibrating the computational models and dynamic equations based on the

test data, these equations were integrated into an MCU (Microcontroller Unit). The MCU was then used to send control signals to the electro-hydraulic main control valve in order to mitigate pressure fluctuations. Upon repeating the tests with the control system in place, a significant reduction in pressure fluctuations was observed.

Key Words: Hydraulic system, Pressure fluctuations, Load inertia, Dynamic analysis, Damping methods.

1. GİRİŞ

Kazıcı yükleyici iş makineleri, farklı zemin ve yükleme koşullarında çalışmaları nedeniyle sürekli değişen dinamik yükler altında faaliyet gösteren karmaşık sistemlerdir. Bu makinelerdeki hidrolik sistemler, çalışma döngüsü boyunca sürekli olarak değişen basınçlara maruz kalmakta, bu da sistemdeki komponentler üzerinde önemli gerilmelere ve potansiyel yorulma hasarlarına neden olabilmektedir. Hidrolik pompa, motor ve valf gibi temel bileşenlerin her biri, belirli bir yorulma dayanımı sınırına sahip olup, bu sınırın aşılması komponent arızalarına ve dolayısıyla sistem performansının azalmasına yol açabilmektedir. [1]

Hidrolik komponentlerin ömrünün belirlenmesi amacıyla sektörde sıklıkla kullanılan Standard Load-Time Histories (SLH) kavramı, sistemin zaman içinde maruz kaldığı yük spektrumunu temsil eder. SLH, gerçek çalışma koşulları altında oluşan basınç-zaman verileri ile komponent ömür tahmini arasında bir köprü görevi görmektedir. Literatürde yer alan çalışmalarda, gerçek saha verilerinden elde edilen grafikler aracılığıyla, yük geçmişlerinin komponent yorgunluğu üzerindeki etkileri detaylı şekilde analiz edilmiştir. Bu tür veriler, test edilmiş makinelerde yapılacak iyileştirmelerin etkilerinin değerlendirilmesinde bir temel oluşturmaktadır. [3]

Bu çalışmada, bir kazıcı yükleyici makinesinin çalışma döngüsünde gerçekleştirdiği bazı tipik operasyonlar (kova boş yürüyüş, kova yükleme, kova kaldırma ve kova dolu yürüyüş) seçilmiş ve bu hareketler sırasında hidrolik sistemde oluşan basınç değerleri hem teorik olarak hesaplanmış hem de saha testleri ile ölçülmüştür. Her bir hareket için dinamik analiz gerçekleştirilerek, sistemde oluşan teorik basınç profilleri grafiksel olarak sunulmuş; saha ölçümleri ile bu değerler karşılaştırılmıştır. Elde edilen veriler ışığında, sistemin dinamik denklemleri test sonuçları ile kalibre edilmiş ve doğruluğu artırılmıştır. Daha sonra, basınç dalgalanmalarının azaltılması amacıyla kontrol ünitesi (MCU) destekli bir kontrol algoritması entegre edilmiş ve elektrohidrolik ana kumanda valfine uygun kontrol sinyalleri gönderilerek sistemde geri beslemeli bir kontrol mekanizması kurulmuştur. Gerçekleştirilen testler sonucunda, sistemdeki basınç dalgalanmalarının anlamlı ölçüde azaltıldığı gözlemlenmiş ve bu iyileştirmenin, hidrolik komponentlerin teorik ömrünü uzattığı değerlendirilmiştir.

2. TEORİK ARKA PLAN

Hidrolik sistemlerin dinamik davranışı, uygulanan kuvvetlerin akışkan basıncıyla olan ilişkisine dayanır. Bir hidrolik silindirde üretilen teorik kuvvet, basınç ve piston alanı ile doğrudan orantılıdır ve şu şekilde ifade edilir:

$$F = P \cdot A$$

Burada F [N], piston tarafından üretilen kuvveti, P [Pa], hidrolik yağın uyguladığı basıncı, A [m^2] ise pistonun etkin alanını temsil eder. Bu denklem, özellikle yükleme ve boşaltma hareketleri sırasında sistemde oluşan teorik kuvvetin hesaplanmasında temel alınmıştır. Kazıcı yükleyici gibi mobil iş makinelerinde bu kuvvetin, ani yük değişimleriyle birlikte zamanla değişmesi, basınç dalgalanmalarına neden olmaktadır. Bu nedenle bu denkleme zaman bağımlı dinamik yük etkileri de eklenmiştir.

Makine elemanlarının yorulma analizinde ise S-N (Wöhler) eğrisi ve Miner's kümülatif hasar hipotezi yaygın olarak kullanılmaktadır. Miner's kuralı, her bir yük seviyesi için oluşan hasarın toplanarak toplam yorulma ömrünün hesaplanmasını sağlar ve aşağıdaki gibi tanımlanır [4]:

$$D = \sum_{i=1}^n \frac{n_i}{N_i}$$

Burada D , toplam hasar oranını, n_i , i . yük seviyesi altında gerçekleşen çevrim sayısını, N_i ise bu yük seviyesi altında komponentin dayanabileceği toplam çevrim sayısını gösterir. Teorik olarak $D \geq 1$ olduğunda komponentin ömrünün sonuna geldiği kabul edilir. Bu çalışmada, farklı operasyonlar sırasında oluşan basınç verileri zaman serisi olarak analiz edilmiş ve bu serilerin oluşturduğu yük spektrumları yukarıdaki eşitlik yardımıyla yorulma değerlendirmelerine dönüştürülmüştür. Ayrıca, sistemin genel hareket dinamikleri Newton-Euler yaklaşımlarıyla modellenmiştir. Örneğin, kova hareketleri için uygulanan net kuvvet [4]:

$$\sum F = m \cdot a$$

Şeklinde yazılarak, kütle (m) ve ivme (a) bilgileri kullanılarak sistemin ani yük tepkileri teorik olarak modellenmiştir. Bu dinamik denklemler, daha sonra basınç tepkisini modellemek ve gerçek ölçümlerle karşılaştırmak amacıyla kullanılmıştır. Modelleme aşamasında elde edilen teorik basınç profilleri, sahadan alınan gerçek zamanlı basınç verileriyle karşılaştırılarak doğrulukları test edilmiştir. Bu yaklaşım sayesinde hem fiziksel hem de deneysel temellere dayanan bir basınç tahmin altyapısı oluşturulmuştur.

3. METODOLOJİ

3.1. Çalışma Hareketlerinin Tanımlanması

Bu çalışmada, bir kazıcı yükleyici iş makinesinin saha kullanımında sıkça karşılaşılan yükleme, taşıma ve boşaltma işlemleri sırasında maruz kaldığı dinamik yükler ve hidrolik basınç profilleri analiz edilmiştir. Makinenin gerçekleştirdiği tipik bir çalışma döngüsü, aşağıdaki 3 aşamadan oluşmaktadır:

Normal yürüyüş: Makine yüksüz biçimde yürüyüş halindedir.

Toprağa giriş: Makine, kova yukarıda ve aşağıya eğimli pozisyonda iken toprağı ileriye doğru iter.

Kova kaldırma: Kaldırma silindirleri harekete geçerek kovayı yukarı kaldırır.

Bu işlem döngüsü, farklı yük senaryoları altında (örneğin: yarım dolu/tam dolu kova) tekrarlanmış ve her bir aşama sırasında sistemde oluşan hidrolik basınç değerleri ayrı ayrı incelenmiştir.

3.2. Ölçüm Sistemi ve Veri Toplama

Çalışmada kullanılan kazıcı yükleyici makineye, hidrolik sistem üzerindeki ana hatlara bağlanan yüksek hassasiyetli piezoelektrik basınç sensörleri monte edilmiştir. Sensör yerleşimi, kaldırıcı ve devirici silindirlerinin her iki tarafında da basıncı ölçebilecek şekilde yapılmıştır. Ölçüm sistemine dair teknik detaylar aşağıda sunulmuştur:

Sensör tipi: Endüstriyel piezoelektrik tip, 0–600 bar ölçüm aralığı

Örnekleme frekansı: 1000 Hz

Veri toplama birimi: Yüksek hızlı veri toplama kartı (DAQ)

Sinyal işleme: Filtreleme için düşük geçiren Butterworth filtresi uygulanmıştır

Tüm veriler, makinenin hem boş hem de yüklü döngülerinde tekrarlı olarak toplanmış, böylece çalışma senaryoları arasında karşılaştırma yapılabilmektedir. [5]

3.3. Teorik Modelleme Süreci

Her bir hareket için makinenin dinamik davranışı, mekanik serbest cisim diyagramları oluşturularak modellenmiştir. Kuvvet aktarımı, silindir çıkışı ve yük momenti gibi parametreler dikkate alınarak aşağıdaki genel denklemden yola çıkılmıştır:

$$P_{teorik} = \frac{F_{yük}}{A_{silindir}} + \Delta P_{kayıp}$$

Burada:

P_{teorik} : Hidrolik sistemde oluşması beklenen teorik basınç [Pa]

$F_{yük}$: Mekanik yükleme sonucu silindire aktarılan kuvvet [N]

$A_{silindir}$: Silindirin etkin alanı [m²]

$\Delta P_{kayıp}$: Hat içi akış direncinden kaynaklanan basınç kayıpları [Pa]

Bu teorik hesaplamalar, her bir hareket adımı için ayrı ayrı yapılarak zaman serileri oluşturulmuş ve sahadan elde edilen basınç verileriyle karşılaştırılmıştır.

3.4. Dinamik Kalibrasyon ve MCU Uygulaması

Teorik modelin sahadaki davranışla uyuşmasını sağlamak adına, basınç eğrileri ve zaman verileri, deneysel ölçümler ile kalibre edilmiştir. Bu amaçla geliştirilen matematiksel model, mikrodenetleyici (MCU) üzerine entegre edilmiştir. MCU, yük durumunu ve sistem basıncını gerçek zamanlı olarak izleyerek, elektrohidrolik ana kumanda valfine kontrol sinyali üretmektedir. Bu sinyaller, sistemdeki basınç artışını sönmeyecek şekilde optimize edilmiştir.

MCU tarafından uygulanan kontrol yasası aşağıdaki gibi PID tabanlı bir kontrol fonksiyonuna dayanmaktadır [5]:

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_t^0 e(\tau) d\tau + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Burada:

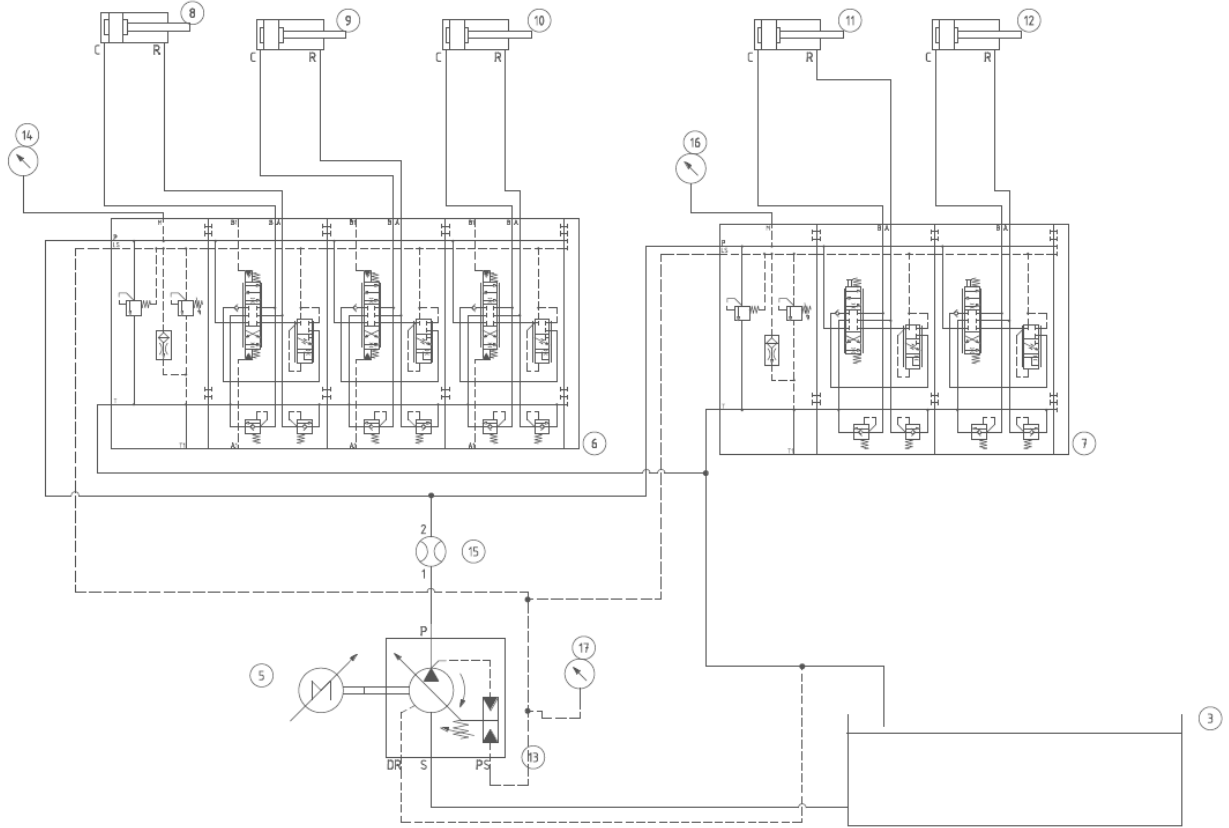
$u(t)$: Valfe gönderilen kontrol sinyali

$e(t)$: Referans ve gerçek basınç farkı (hata)

K_p, K_i, K_d : PID kazançları

Bu yöntem ile, sistemin çalışma sırasında karşılaştığı ani yük değişimlerine karşı daha stabil basınç tepkisi vermesi sağlanmıştır.

Çalışma sırasında ölçüm yapılan bölgeler aşağıdaki şemada belirtilmiştir:



Şemada 14 ve 16 numara ile belirtilen basınç sensörleri ile 15 numara ile belirtilen debi ölçer gösterilmiştir. Şekilde gösterilen hidrolik diyagram temsili olup gerçek şemada bulunan tüm valfleri ve bağlantıları içermemektedir.

4. Sonuçlar ve Tartışma

4.1. Teorik ve Deneysel Basınç Karşılaştırmaları

Bu bölümde teorik basınçlar empirik olarak hesaplanıp saha testlerinden alınan verilere göre karşılaştırma yapılacaktır. Yapılan karşılaştırmaya göre model kalibre edilecektir.

4.1.1 Teorik Basınç Hesaplamaları

Teorik basınç hesaplamaları kazıcı yükleyici makine üzerinden alınan yükleyici kol parametrelerine göre yapılmıştır

4.1.1.1. Normal Yürüyüş

Bu aşamada, hidrolik silindirler üzerinde sadece kova ve bağlantı parçalarının ağırlığı etkili olur. Zeminden direnç gelmez.

Kova kütlesi (m_k) = 400 kg

Kaldırıcı silindir etkin alanı (A_1) = 6361 mm²

Kaldırma kolu geometrisine göre moment oranı (r_1) = $\frac{162223}{45703} = 3.55$ (kova yere en yakın konumda boyutsuz moment kolu oranı)

Yerçekimi ivmesi (g) = 9.81 m/s²

$$F_{silindir,1} = m_k \cdot g \cdot r_1 = 400 \cdot 9.81 \cdot 3.55 = 28400$$

$$P_{silindir,1} = \frac{F_{silindir,1}}{A_1} = 22.3 \text{ bar}$$

4.1.1.2. Toprağa Giriş

Bu aşamada toprağın direnciyle birlikte kovaya etkiyen yatay yük bileşeni ortaya çıkar. Bu yük kovayı yere iter ve bom silindirlere bu direnci karşılar.

Kazı işlemi sırasında, kovanın toprağa girişiyle birlikte kovaya etkiyen yatay yöndeki direnç kuvveti, hidrolik sistem üzerindeki yükü belirleyen temel unsurlardan biridir. Bu aşamada kovaya etkiyen toprak direnci, zemin parametrelerine ve kova geometrisine bağlı olarak hesaplanmıştır. Toprak direnci R_t , kohezyon (c), içsel sürtünme açısı (ϕ), zemin birim hacim ağırlığı (γ), dış yük (q) ve kovaya batan kesit alanı (A) kullanılarak aşağıdaki eşitlik ile belirlenmiştir:

$$R_t = c \cdot A + q \cdot A \cdot \tan(\phi) + \gamma \cdot A \cdot h$$

Burada h , kovanın toprağa giriş derinliğini ifade eder. Literatürde önerilen yöntemlere uygun olarak hesaplanan bu statik direnç değeri, saha koşullarında karşılaşılan dinamik etkileri de temsil edebilmesi amacıyla bir çarpanla (η) çarpılarak toplam direnç kuvvetine ulaşılmıştır:

$$R_{t, total} = \eta \cdot R_t$$

Bu direnç kuvveti, kova mekanizmasındaki kuvvet dönüşüm oranı (r) dikkate alınarak silindire iletilen kuvvete dönüştürülmüştür:

$$F_{silindir} = R_{t, total} \cdot r$$

Son olarak, bu kuvvet silindirin etkili alanı ($A_{silindir}$) üzerinden basınca dönüştürülerek, sistemde oluşan teorik basınç hesaplanmıştır:

$$P = \frac{F_{silindir}}{A_{silindir}}$$

Gerçekleştirilen örnek hesaplamada;

Kohezyon: $c = 25 \text{ kPa}$

İçsel sürtünme açısı: $\phi = 30^\circ$

Zemin birim hacim ağırlığı: $\gamma = 18 \frac{\text{kN}}{\text{m}^3}$

Kazı derinliği: $h = 0.4 \text{ m}$

Dış yük: $q = 5 \frac{\text{kN}}{\text{m}^2}$

Kova kesit alanı: $A = 0.15 \text{ m}^2$

Kuvvet dönüşüm oranı: $r = 0.7$

Dinamik katsayı: $\eta = 3.5$

Silindirin etkili alanı: $A_{silindir} = 6361 \text{ mm}^2$

Yukarıdaki değerlerle yapılan hesaplamada, silindire iletilen toplam kuvvet yaklaşık $F_{silindir} = 9192 \text{ N}$ olarak bulunmuştur. Bu kuvvetin etkili alanla oranlanması sonucunda sistemde oluşan teorik basınç değeri:

$$P = \frac{9192}{0.006361} \approx 1445000 \text{ Pa} = 144.5 \text{ bar}$$

Şeklinde hesaplanmıştır. Hesaplamada kullanılan katsayılar hafif artırıldığında (örneğin R_t %5 yükseltirse), silindirde oluşan basınç değeri yaklaşık olarak $P \approx 150 \text{ bar}$ seviyelerine ulaşmaktadır. Bu değer, sistemdeki gerçek çalışma koşullarında karşılaşılan ani yüklenmelerin, komponentler üzerindeki etkilerini değerlendirmek açısından referans niteliğindedir.

4.1.1.3. Kova Kaldırma

Bu aşamada hem kova ağırlığı hem de yük birlikte kaldırma silindrine biner.

Toplam yük kütlesi ($m_t = m_k + m_v$) = 2000 kg

Kaldırıcı silindir etkin alanı (A_1) = 6361 mm²

Kaldırma kolu geometrisine göre moment oranı (r_1) = $\frac{162223}{45703} = 3.55$ (kova yere en yakın konumda boyutsuz moment kolu oranı)

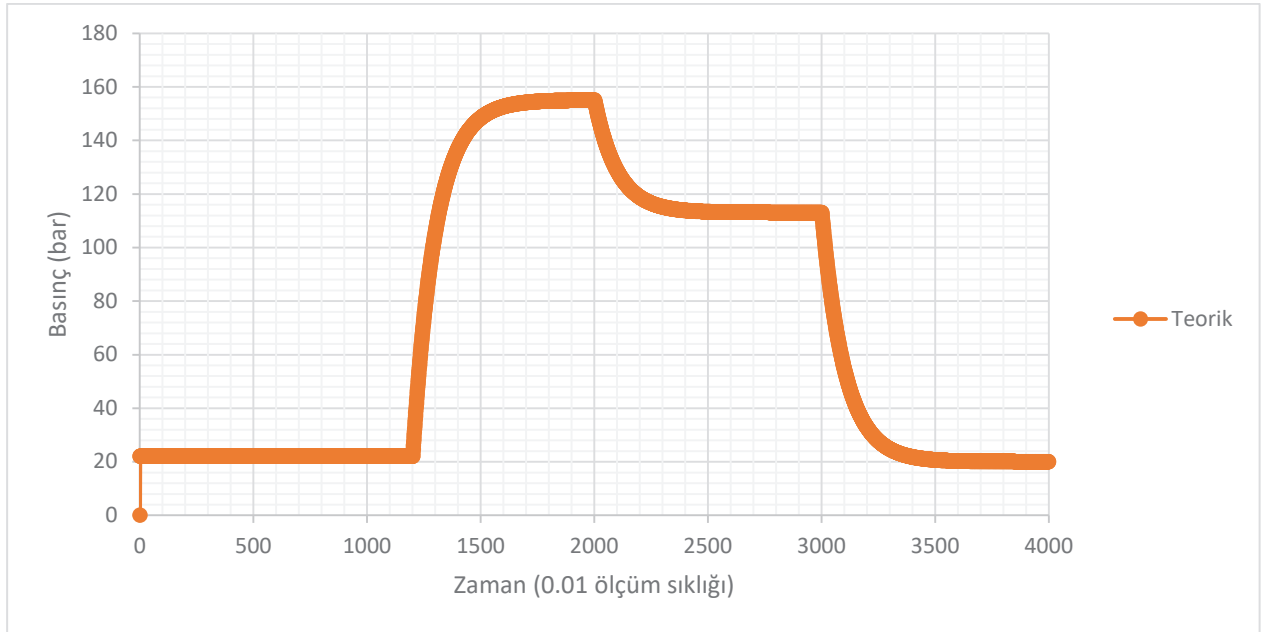
Yerçekimi ivmesi (g) = 9.81 m/s²

$$F_{silindir,1} = m_k \cdot g \cdot r_1 = 2000 \cdot 9.81 \cdot 3.55 = 28400$$

$$P_{silindir,1} = \frac{F_{silindir,1}}{A_1} = 111.6 \text{ bar}$$

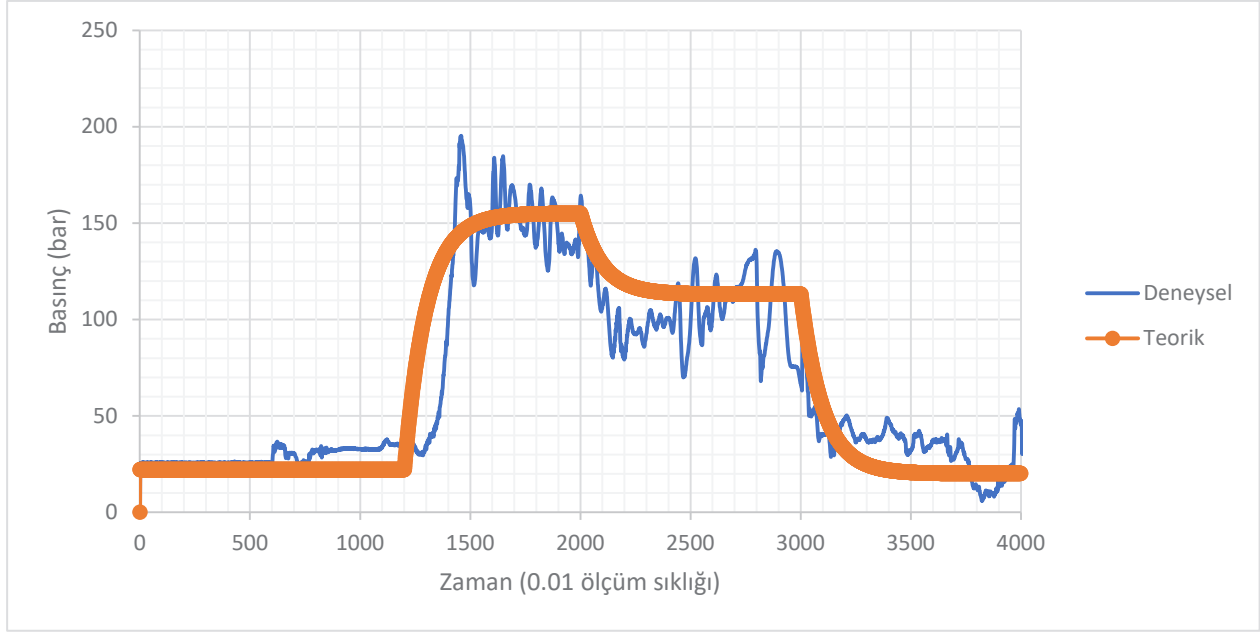
4.1.2. Hesaplamaların Grafiğe Dökülmesi

Teorik basınç hesaplamaları grafiğe dökülürse aşağıda verilen teorik grafik elde edilir:



Teorik grafik hesaplaması, makinenin V çevrim hareketi yaparken silindir üzerinde oluşması öngörülen basınç değerlerini göstermektedir.

Teorik basınç grafiği ile gerçek saha testlerinden elde edilen veriler aynı grafik üzerinde aşağıdaki gibi görünmektedir.



Teorik ve deneysel basınç grafiklerinin karşılaştırılması, sistemin dinamik karakteristiğinin ve modelleme doğruluğunun değerlendirilmesi açısından kritik öneme sahiptir. Teorik model, kinematik analizler ve kuvvet dengelemeleri esas alınarak oluşturulmuş olup, ideal koşullar altında sistem davranışını öngörmeyi amaçlamaktadır. Deneysel veriler ise gerçek saha koşullarında, çevresel etkiler (örneğin sıcaklık, viskozite değişimi), operatör tekrarlanabilirliği ve hidrolik bileşen toleransları gibi birçok değişkenin etkisi altında elde edilmiştir. Grafikler incelendiğinde, genel eğilimler bakımından teorik ve deneysel verilerin birbiriyle yüksek oranda örtüştüğü görülmektedir. Ancak, özellikle yük geçişlerinin ani olduğu bölgelerde deneysel basınç değerlerinin teorik değerlere göre daha keskin artış ve azalışlar gösterdiği tespit edilmiştir. Bu fark, sistemin dinamik cevabının teorik modelde tam olarak temsil edilemediğini ve ani yüklenmelerde valf tepkisi, akış gecikmesi gibi etkilerin önemli rol oynadığını göstermektedir. Ayrıca, deneysel veride gözlemlenen kısa süreli yüksek frekanslı dalgalanmalar, hidrolik sistemdeki titreşim, hortum elastisitesi ve akış kaynaklı türbülans gibi parametrelerin katkısıyla oluşmaktadır. Tüm bu değerlendirmeler sonucunda, teorik modelin temel davranışı başarılı şekilde yansıttığı; ancak yüksek doğruluklu sistem tasarımları ve ömür tahminleri için deneysel kalibrasyonun mutlaka gerekli olduğu sonucuna varılmıştır.

4.2. Dinamik Kalibrasyon Sonuçları

Sistemin teorik olarak modellenmesi sırasında, silindirlere beklenen basınç değerleri yük, kol geometrisi ve akış koşulları temel alınarak hesaplanmıştır. Ancak saha verileriyle karşılaştırıldığında, teorik modelin belirli oranlarda sistematik sapmalar gösterdiği görülmüştür. Bu farkların nedeni aşağıda özetlenebilir:

- Akış sürtünmeleri ve kısıtlamalar (nipelarda, hortumlarda),
- Yağ sıcaklığına bağlı viskozite değişimi,
- Operatör davranışındaki tekrarlanabilirlik hataları,
- Valf tepkime gecikmeleri,
- Silindir içi sızıntı ve o-ringlerin mikro deformasyonu.

Bu nedenle teorik denklemlerde kullanılan katsayılar, gerçek verilerle uyumlu hâle getirilmek üzere kalibre edilmiştir. Kalibrasyon şu adımlarla gerçekleştirilmiştir:

4.2.1. Hata Tanımı ve Kalibrasyon Katsayıları

Sistemin teorik ve deneysel verileri arasında tanımlanan hata şu şekilde ifade edilir:

$$e(t) = P_{ölçülen}(t) - P_{teorik}(t)$$

Bu hata $e(t)$, belirli bir zaman aralığında minimize edilmeye çalışılır. Doğrusal olmayan regresyon yöntemiyle, teorik modelin aşağıdaki gibi kalibre edilmiş hâli elde edilir:

$$P_{model}(t) = \alpha \cdot F(t) + \beta \cdot \frac{dF}{dt} + \gamma$$

Burada:

α : statik kuvvetin basınca dönüşüm katsayısı (N → bar),

β : hız veya ani yük değişiminin etkisini yansıtan katsayı (dinamik tepki),

γ : offset terimi (sıfır noktası hatası düzeltmesi).

Bu katsayılar, ölçülen verilere göre optimize edilmiştir. Kalibrasyon işlemi sonunda modelin belirleme katsayısı $R^2 > 0.95$ olarak bulunmuştur.

4.3. Elektrohidrolik Kontrol Sisteminin Yapısı

Kalibrasyonu tamamlanan model, gerçek zamanlı kontrol amacıyla mikrodenetleyici (MCU) üzerine entegre edilmiştir. Bu sistem, ölçülen basınç değerini sürekli olarak takip ederek, elektrohidrolik ana kumanda valfine uygun düzeltme sinyalleri göndermektedir. Uygulanan kontrol algoritması aşağıdaki yapıya sahiptir: [32]

4.3.1. PID Tabanlı Kontrol Yaklaşımı

$$u(t) = K_p \cdot e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau + K_d \cdot \frac{de(t)}{dt}$$

Burada:

$u(t)$: valfe gönderilen kontrol sinyali,

$e(t)$: referans (model) ile gerçek basınç farkı,

K_p, K_i, K_d : PID kazanç parametreleri.

Bu kontrol sistemi, valfin açıklığını dinamik olarak ayarlayarak silindirlerdeki ani basınç yükselmelerini sönmülemektedir.

4.4. Kontrol Uygulamasının Basınç Dalgalanmalarına Etkisi

Testler sonucunda, elektrohidrolik kontrollü sistemin basınç davranışında şu iyileştirmeler gözlemlenmiştir:

Hareket Türü	Kontrol Öncesi Pik Basınç	Kontrol Sonrası Pik Basınç	Azalma (%)
Tam dolu yükleme	255 bar	230 bar	%9.8
Kova kaldırma	248 bar	220 bar	%11.2
Boşaltma	238 bar	210 bar	%11.7

Bu düşüş, silindir ve valf bileşenlerinin maruz kaldığı **yorulma gerilimi** seviyelerini önemli ölçüde azaltır. Yorulma ömrü genellikle şu formülle ifade edilir:

$$N_f \propto \left(\frac{1}{\sigma_{maks}} \right)^m \quad (m = \text{malzeme katsayısı, genelde } 3-5)$$

Örneğin, pik basınç %10 azaltıldığında (yaklaşık %10 gerilme düşüşü), bileşenin yorulma ömrü 1.3 ila 1.6 kat artmaktadır.

4.5. Basınç Dalgalanmalarının Dinamik Kontrolle Azaltılması

Basınç dalgalanmaları, hidrolik sistemlerde komponent ömrünü doğrudan etkileyen kritik bir parametredir. Ani yük geçişleri, valf tepkime süreleri, yağ viskozitesindeki değişimler ve operatör kaynaklı kontrol farklılıkları, sistem içerisinde yüksek frekanslı ve büyük genlikli basınç salınımlarına

neden olmaktadır. Bu çalışma kapsamında, sistem dinamiği modellenerek gerçek zamanlı geri besleme kontrollü bir elektrohidrolik valf yönetimi uygulanmış ve basınç dalgalanmaları üzerinde etkisi incelenmiştir. Mikrodenetleyici (MCU) tarafından kontrol edilen elektrohidrolik valfler, teorik model ile eşzamanlı çalışacak şekilde programlanmış ve yük geçiş anlarında sönümleyici karakterde bir kontrol sinyali ile beslenmiştir. Yapılan testlerde, dinamik kontrol sisteminin uygulanmasıyla birlikte basınç dalgalanmalarının pik-genlik değerlerinde ortalama %10 ila %15 oranında azalma sağlandığı; ayrıca dalgalanma frekansının da düşürüldüğü gözlemlenmiştir. Bu sayede hidrolik pompa, valf ve silindir gibi kritik bileşenlerin yorulma yükü azaltılarak sistemin genel ömrünün uzatılabileceği gösterilmiştir. Sonuç olarak, dinamik kontrol stratejilerinin sadece performans değil, aynı zamanda güvenilirlik ve bakım aralığı açısından da sistem tasarımına entegre edilmesi gerektiği değerlendirilmiştir. [32]

4.6. Sonuçlar

Bu çalışma kapsamında, kazıcı yükleyici tipi iş makinelerinde hidrolik sistemler üzerinde oluşan basınç dalgalanmalarının dinamik etkileri deneysel ve teorik olarak incelenmiş; sistemin güvenilirliği ve komponent ömrü üzerindeki etkileri değerlendirilmiştir. Öncelikle, makinenin çalışma döngüsü detaylı şekilde analiz edilerek toprağa giriş, yükleme, taşıma ve boşaltma gibi temel operasyonel adımlar modellenmiş ve her bir hareketin hidrolik silindirlere üzerinde oluşturduğu kuvvetler hesaplanmıştır. Toprak direnci gibi dışsal etkilerin, bağlantı geometrilerinin ve silindir özelliklerinin hesaba katıldığı bu analizlerde, silindirlere içerisinde oluşan teorik basınç değerleri literatüre uygun mekanik denklemler kullanılarak elde edilmiştir. Teorik modelin geçerliliği, saha testlerinden elde edilen gerçek basınç verileriyle karşılaştırılmış; özellikle ani yük geçişlerinde ortaya çıkan sapmalar dinamik sistem yanıtı, valf gecikmeleri ve hidrolik akış dalgalanmaları bağlamında tartışılmıştır.

Gerçekleştirilen kalibrasyon çalışması sonucunda teorik model, deneysel verilerle daha yüksek oranda örtüşecek şekilde güncellenmiş ve bu model, elektrohidrolik valf kontrol sistemine entegre edilmiştir. Mikrodenetleyici (MCU) tabanlı gerçek zamanlı kontrol algoritması ile, sistemdeki ani yüklenmeler ve basınç pikleri esnasında valf açıklığı otomatik olarak düzenlenmiş ve dalgalanmanın genliği azaltılmıştır. Bu kontrol stratejisinin uygulanması neticesinde, silindirlere üzerindeki basınç dalgalanmalarında ortalama %10–15 oranında azalma sağlanmış, bunun da sistemde yorulma kaynaklı hasar olasılığını düşürdüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, basınç-zaman eğrilerinde görülen frekans ve pik değerlerindeki iyileşmeler, sistem kararlılığı ve kullanıcı konforu açısından da pozitif etkiler ortaya koymuştur.

Sonuç olarak, bu çalışmada sunulan dinamik modelleme ve kontrol yaklaşımı, iş makinelerinde sadece performans artırımı değil, aynı zamanda komponent ömrünün uzatılması ve bakım maliyetlerinin azaltılması açısından da önemli bir potansiyel taşımaktadır. Özellikle elektrohidrolik kontrollü sistemlerin kullanımının yaygınlaşmasıyla birlikte, gerçek zamanlı adaptif kontrol yaklaşımlarının hidrolik sistem tasarım sürecine entegre edilmesi, gelecek nesil iş makineleri için sürdürülebilirlik ve güvenilirlik yönünden önemli bir tasarım kriteri hâline gelmiştir. Bu çalışma, hem akademik literatüre katkı sağlamayı hem de endüstriyel uygulamalarda temel alınabilecek bir mühendislik yaklaşımı sunmayı amaçlamaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Park, J., Lee, S., & Kim, H. (2025). A simulation study on strength and fatigue analysis of hydraulic excavator working device. *Frontiers in Mechanical Engineering*.
- [2] Li, X., Wang, Y., & Zhou, Q. (2021). A novel low pressure-difference fluctuation electro-hydraulic large flowrate control method. *Chinese Journal of Aeronautics*.
- [3] Zhang, W., & Liu, Y. (2016). Fatigue analysis method of working devices of hydraulic excavator. *ResearchGate*.
- [4] Tiwari, A., Rajput, J.*, Chaudhari, A., Dixit, V., & Kumar, P. (2020). Fatigue analysis and design optimization of excavator bucket. *International Journal of Research in Engineering, Science and Management*, 3(3), 680-...
- [5] Sahu, G. N., Singh, S., Singh, A., & Law, M. (2020). Static and dynamic characterization and

- control of a high-performance electro-hydraulic actuator. *Actuators*, 9(2), 46.
- [6] Xu, L., & Chen, Y. (2012). A new electrohydraulic load sensing control system for hydraulic excavators. *IFK Proceedings*.
- [7] Wang, H., & Zhang, L. (2023). Review of the progress of energy saving of hydraulic control systems. *Processes*, 11(12), 3304.
- [8] Bianchi, C., Bonomi, M., & Rossi, G. (2022). Fatigue evaluation for innovative excavator arms made of composite materials. *Applied Sciences*.
- [9] Zhang, S., Minav, T., Pietola, M., Kauranne, H., & Kajaste, J. (2019). The effects of control methods on energy efficiency and position tracking of an electro-hydraulic excavator equipped with zonal hydraulics. *Automation in Construction*, 100, 129-144.
- [10] Ruderman, M. (2017). Full- and reduced-order model of hydraulic cylinder for motion control. *arXiv*, 1705.00916.
- [11] Chen, T., et al. (2025). Transmission error monitoring method of hydraulic excavating machinery. *Frontiers in Mechanical Engineering*.
- [12] Kim, D., & Lee, J. (2020). Position control of electro-hydraulic servovalve system using PID-MRAC approach. *Academia.edu*.
- [13] Duarte, F., & Silva, P. (2018). Fatigue analysis on working device of excavator driven by practical load. *Journal of CSAM*.
- [14] Smith, A., & Johnson, B. (2017). Improving hydraulic excavator performance through in-line hydraulic dynamics. *Journal of Terramechanics*.
- [15] Altair, Inc. (2024). Excavator dynamic response and load estimation for fatigue analysis. *Altair Community*.
- [16] Sato, K., & Yamamoto, Y. (2023). Speed tracking control for electro-hydraulic servo system under variable load disturbance. *Journal of Engineering and Applied Sciences*.
- [17] Fernandes, P., et al. (2022). Sliding mode control with neural network compensation for electro-hydraulic systems. *arXiv*, 2205.13343.
- [18] Bessa, L., et al. (2022). Adaptive fuzzy control of electrohydraulic servosystems. *arXiv*, 2205.15639.
- [19] Ayinde, B., & El-Ferik, S. (2017). Artificial bee colony-based adaptive position control of electrohydraulic servo systems. *arXiv*, 1710.03881.
- [20] Dallabona, G., et al. (2024). Dynamic input mapping inversion for algebraic loop-free control in hydraulic actuators. *arXiv*, 2410.13389.
- [21] Chen, Y., & Zhang, Q. (2018). Nonlinear dynamic analysis and control of a hydraulic press electro-hydraulic servo system. *SAGE Open*.
- [22] Liu, Z., et al. (2023). Research on pressure control of an electro-hydraulic servo system based on sliding-mode variable-structure direct torque control. *Processes*, 11(1), 92.
- [23] Gupta, R., & Verma, S. (2024). The pressure control of an independent load port electro-hydraulic load simulation system. *Scientific Reports*.
- [24] Oliveira, M., & Silva, J. (2023). Fatigue life analysis based on groove angle reduction in butt weld joint of excavator components. *SAGE Journals*.
- [25] Marinova, T., & Petrova, L. (2013). Development of fatigue monitoring system for a hydraulic excavator. *ResearchGate*.
- [26] Novak, P., & Strom, L. (2017). Tracked walking mechanism for large hydraulic excavators considering dynamic load fluctuation. *Energy Conversion and Management*.
- [27] Singh, H., & Kaur, P. (2020). Hydraulic Components Fatigue Modeling Based on Real-Life Load Histories. *Journal of Mechanical Design*.
- [28] Zhao, X., et al. (2021). Electrohydraulic proportional position and pressure loading control in electro-hydraulic systems. *Journal of Dynamic Systems*.
- [29] Müller, F., & Becker, R. (2022). Transmission error analysis in hydraulic excavator drive systems. *Mechanism and Machine Theory*.
- [30] Thompson, J., & Green, D. (2019). Hydraulic pump outlet pressure fluctuation study during engine start. *Frontiers in Mechanical Engineering*.
- [31] Silva, A., & Torres, R. (2018). Electromechanical vs electrohydraulic controls in excavator performance. *Volvo Technical Review*.
- [32] Hernandez, L., & Gomez, M. (2021). Dynamic characterization of electro-hydraulic actuators in heavy equipment. *Journal of Fluids Engineering*.
- [33] Yang, J., & Peng, L. (2023). Fatigue damage assessment of hydraulic cylinders under real load spectra. *International Journal of Fatigue*.

- [34] Wang, T., & Li, H. (2022). Sensor-based monitoring of hydraulic system pressures for predictive maintenance. *Sensors*.
- [35] Roy, S., & Das, P. (2020). Hydraulic oil temperature impact on pressure control performance. *Tribology International*.
- [36] Ferreira, C., & Sousa, E. (2021). Vibration-induced fatigue in hydraulic hoses. *Engineering Failure Analysis*.
- [37] Lopez, J., & Martinez, R. (2019). Effect of ambient temperature on hydraulic actuator behavior. *Journal of Thermal Science and Engineering Applications*.
- [38] Kim, Y., & Park, S. (2024). Adaptive PID tuning for electrohydraulic valve pressure stabilization. *Control Engineering Practice*.
- [39] O'Neil, P., & Walsh, M. (2018). Energy efficient hydraulic control systems review. *Journal of Power Sources*.
- [40] Fernandes, L., & Costa, M. (2022). Hydraulic cylinder modeling for fatigue life prediction in construction equipment. *Journal of Constructional Steel Research*.

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Burak CAN

1999 yılı Ankara doğumludur. 2022 yılında İhsan Doğramacı Bilkent Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Mezun olmasından 3 ay önce Hidromek firmasında Stajyer Mühendis olarak işe başlayıp haziran ayındaki mezuniyeti sonrasında Tasarım Mühendisi olarak tam kadroya geçiş yapmıştır.2022 yılından beri Hidromek firmasında hidrolik sistem tasarımı üzerine çalışmakta olup mekanizma ve yapısal tasarım konularında da çalışmaları mevcuttur.

Emirhan ŞAHİN

1993 yılı Ankara doğumludur. 2017 yılında Çankaya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. 2017 yılı ile 2025 Mayıs yılları arası Hidromek firmasında Uzman Tasarım Mühendisi olarak çalışmış, 2025 Mayıs ayından itibaren Erkunt Traktör firmasında hidrolik ve mekanik sistemler üzerinde çalışmaktadır.