

ELEKTRO-HİDROSTATİK EYLEYİCİLERDE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON UYGULAMASI

Hakan ÇALIŞKAN
Ömer Faruk TURHAN

ÖZET

Elektro-hidrostatik eyleyiciler (EHA) enerji verimliliği, yüksek güç yoğunluğu, kompaktlık, güvenilirlik ve kolay bakım yapılabilirlik gibi özellikleri sonucu havacılık sektöründe ve endüstride giderek popülerlik kazanmaktadır. Ancak bu sistemlerin tasarımı, disiplinler arası bir teknoloji olması ve zorlayıcı gereksinimlerin istenmesi sebebiyle oldukça zorlayıcı olabilmektedir. Bu yüzden elektro-hidrostatik eyleyicilerin ön tasarım aşamasında parametre seçimi için gelişmiş optimizasyon metotları kullanmak optimum tasarımlar elde etmek için önem arz etmektedir. Bu bildiriye özgün sekizgen mimariye sahip elektro-hidrostatik eyleyicilerin tasarımında kullanabilmek için geliştirilen çok amaçlı optimizasyon uygulaması sunulmuştur. Bu uygulamada dört objektif: ağırlık, enerji tüketimi, frekans yanıtı ve dinamik direngenlik olarak belirlenmiştir. Bu objektiflerin çoklu optimizasyon kodunda hesaplanmasını sağlayacak tahmin modelleri geliştirilmiştir. Ayrıca özgün bir şekilde popüler çok amaçlı optimizasyon metotlarında olan NSGA-II ve MOPSO birleştirilerek hızlı ve geniş ölçekli Pareto-cephesi elde edilmiştir. Literatürdeki diğer çalışmalardan farklı olarak yapılan hesaplamalarda burkulma ve kavitasyon problemleri gözetilmiştir. Daha sonra analitik hiyerarşi prosesi (AHP) uygulanarak nihai temel tasarım parametrelerine ulaşılmıştır ve bu parametreler kullanılarak matematik modele uygun simülasyon oluşturulmuştur. Bunlara ek olarak tecrübeye dayalı bir şekilde tasarlanan ve üretilen endüstriyel alt elemanların kullanıldığı yedekli elektro-hidrostatik eyleyici ile kullanılan tahmin modelleri doğrulanmaya çalışılmıştır. Sonuçlar birbirleriyle uyumlu bulunmuştur. Bu çok amaçlı optimizasyon uygulamasının farklı EHA uygulamalarında başarılı bir şekilde uygulanabileceği öngörülmektedir.

Anahtar Kelimeler: Elektro-Hidrostatik Eyleyiciler, Çok Amaçlı Optimizasyon, Burkulma, Kavitasyon, Sekizgen Mimari

ABSTRACT

Electro-Hydrostatic Actuators (EHAs), which have recently gained popularity in the aerospace and industrial sectors due to their superior characteristics, are increasingly being adopted. These advantageous characteristics primarily include high power density, compactness, reliability, and ease of maintenance. However, the design of these systems can be highly challenging due to their interdisciplinary nature and the demanding performance requirements. Therefore, employing advanced optimization methods during the preliminary design phase of EHAs is essential to achieve optimal designs through effective parameter selection. This study presents a multi-objective optimization application developed for the design of EHAs with a novel octagonal architecture. In this application, four objectives are considered: weight, energy consumption, frequency response, and dynamic stiffness. Prediction models that enable the computation of these objectives within a multi-objective optimization framework have been developed. Additionally, a novel hybrid approach combining two widely used multi-objective optimization methods, NSGA-II and MOPSO, has been implemented to efficiently generate a comprehensive Pareto front. Distinct from other studies in the literature, buckling and cavitation phenomena have

been incorporated into the optimization process. Subsequently, the Analytic Hierarchy Process (AHP) was employed to identify the final fundamental design parameters, which were then used to run simulations based on the established mathematical model. Furthermore, the prediction models were validated using a redundant EHA, which was designed and manufactured using industrial subcomponents based on engineering expertise. The results demonstrated good agreement. It is anticipated that the proposed multi-objective optimization framework can be successfully applied to various EHA applications.

Key Words: Electro-Hydrostatic Actuators, Multi-Objective Optimization, Buckling, Cavitation, Octagon Architecture

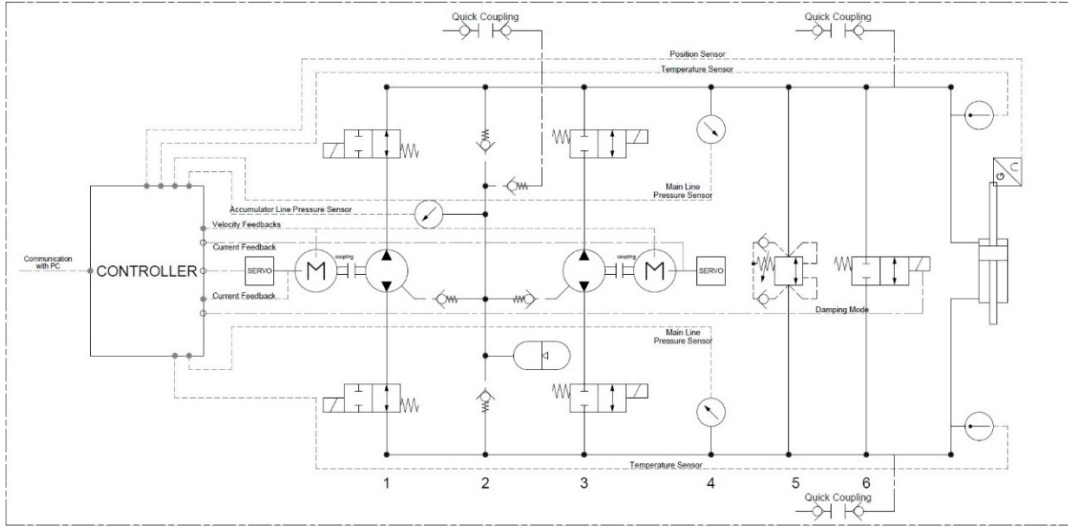
1. GİRİŞ

Son yıllarda elektro-hidrostatik eyleyiciler (EHA), özellikle havacılık alanında olmak üzere birçok endüstride büyük ilgi görmeye başlamıştır. Geleneksel valf denetimli sistemlerin aksine kısma kayıplarının olmadığı bu sistemler yüksek enerji verimi ve güç yoğunluğunun yanı sıra kompaktlık, bakım kolaylığı ve güvenilirlik gibi avantajları da aynı anda sunmaktadır. Ayrıca, EHA teknolojisinin gelişimini, büyük yüklerin taşınması ve yüksek kontrol performansı gibi zorlu gereksinimlerin karşılanması tetiklemektedir. Bu gelişen teknoloji kapsamında, özellikle havacılıkta EHA uygulamaları artmaktadır; zira bu sistemler, merkezi hidrolik sistemleri ortadan kaldırarak enerjiyi yalnızca elektrik kabloları ile alan, merkezi olmayan ve dağınık hidrolik sistemleri mümkün kıldıkları için “More Electric Aircraft” (MEA) ve “Power-by-Wire” (PbW) eyleyicilerin öncüleridir. Örneğin, A380 uçağı PbW eyleyici sistemlerini kullanarak 450 kg ağırlık tasarrufu sağlamaktadır [1]; benzer şekilde F35 uçağında da flap ve dümen yüzeylerinin kontrolünde ağırlığı azaltmak için EHA’lar tercih edilmektedir [2]. Bununla birlikte, ağırlık, ısı sınırları, kontrol performansı ve verimlilik gibi gereksinimler çoğunlukla birbirleriyle çelişmektedir ve bu parametreler arasında denge kurulması gerekmektedir. Örneğin, daha iyi kontrol performansı, genellikle daha fazla güç tüketimi ve dolayısıyla daha düşük verimlilikle sonuçlanmaktadır [3]. Farklı uygulamalardan kaynaklanan zorlu ve çelişkili gereksinimlerin üstesinden gelebilmek için çok amaçlı optimizasyon içeren özel bir ön tasarım metodolojisine ihtiyaç duyulmaktadır. Bu doğrultuda, birçok araştırmacı, EHA ve benzeri eyleyiciler için optimum tasarım sonuçlarına ulaşmak amacıyla başarılı bir ön tasarım yöntemi geliştirmeye odaklanmıştır. Wang ve arkadaşları [4], kontrol performansı ve güvenilirliği dikkate alan bir disiplinler arası işbirlikçi optimizasyon yöntemi önermiştir. Fraj ve ekibi [5], birincil uçuş kontrol yüzeyi (aileron) için EHA sürücüsüne yönelik ölçekleme (scale) yasalarını içeren simülasyon tabanlı bir ön tasarım yöntemi geliştirmiştir. Wu ve diğerleri [6], ağırlık ve verimlilik gibi hedeflerle çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirmiş; fakat kontrol performansını bir hedef olarak değerlendirmemiştir. Benzer şekilde Yu ve arkadaşları [7], PSO algoritması ve AHP’ye dayalı üç hedefli (ağırlık, rijitlik, güç tüketimi) bir çok amaçlı tasarım yöntemi önermiştir. Daha gelişmiş bir yöntem olarak, Xue ve ekibi [8], ağırlık, enerji tüketimi, çıkış süresi ve dinamik rijitlik hedeflerini içeren bir MOPSO yöntemi geliştirmiştir. Zhang ve arkadaşları [3], ağır bir taşıyıcı roketin itki yönlendirme sistemi için tasarladıkları 30 kW gücündeki bir EHA için genetik algoritmalarla çok amaçlı optimizasyon gerçekleştirmiştir. Nihayetinde Guo ve ekibi [9], yüksek güçlü EHA’lar için tasarım dayanıklılığı ve parametre belirsizliklerini içeren bir ön tasarım yöntemi sunmuştur.

Bu bildiriye, tüm alt bileşenleri piston-mil yapısı etrafında toplayan özgün bir sekizgen mimari önerilerek endüstriyel bileşenlere sahip çift yedekli EHA’lar için NSPSO tabanlı bir ön tasarım yöntemi geliştirilmiştir. Ayrıca, bu tür hidrolik sistemlerde sıklıkla karşılaşılan burkulma ve kavitasyon problemleri de kısıt olarak dikkate alınmıştır. Ağırlık, enerji tüketimi, frekans cevabı ve dinamik rijitlik, çok çeşitli uygulamalarda belirleyici hedefler olduklarından dolayı seçilmiştir [9][10]. Daha sonra, tasarım parametrelerinin Pareto-cephesi elde edilmiş ve bu cephenin içinden en uygun çözüm, Analitik Hiyerarşi Süreci (AHP) yöntemiyle belirlenmiştir. Nihayetinde, daha önceden mühendislik tecrübeleri ile tasarlanıp üretilen EHA test edilmiş ve bu test sonuçları ile tahmin metotları ve yapılan simülasyon sonuçları doğrulanmıştır.

2. ÇİFT-YEDEKLİ ELEKTRO-HİDROSTATİK EYLEYİCİ VE SEKİZGEN MİMARİ

VDI 2206 standardı, mekatronik sistemlerin tasarımında kullanılan V-şekilli tasarım modelini tanıtarak sistem tasarımının önemine vurgu yapmaktadır. Bu sistem tasarımı, kavramsal tasarım ile ön tasarım aşamalarından oluşmaktadır [11]. Kavramsal tasarım, alt bileşenlerin işlevlerini ve düzenini belirlerken; ön tasarım aşaması, bu bileşenlere ait parametreleri tanımlar. Bu nedenle, bu bölümde kavramsal tasarım ve tanımlanan gereksinimler detaylı şekilde sunulmaktadır.

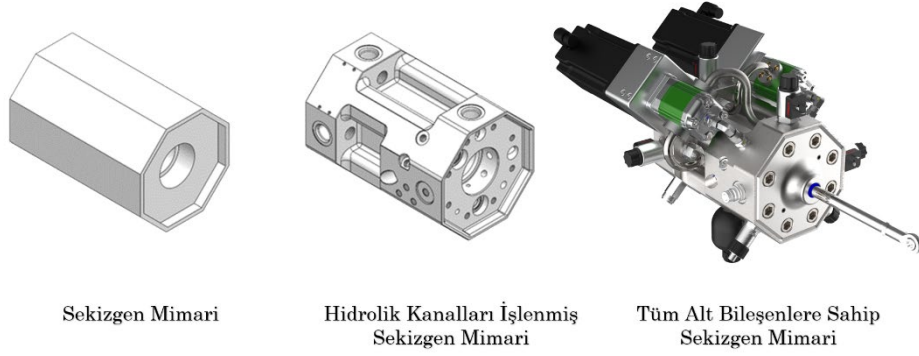


Şekil 1. Çift-Yedekli EHA'nın Hidrolik Devre Şeması

Şekil 1'de çift-yedekli EHA'nın kavramsal tasarımına ait hidrolik şema yer almaktadır. Bu tasarımda, aç/kapa bobinli valfler pompa giriş ve çıkışlarına yerleştirilmiş olup, herhangi bir motor-pompa çiftinde arıza durumunda devreye girecek şekilde aktive edilmektedir. Ayrıca, ana hidrolik hatlarda kaviteye etkilerini azaltmak, sistem kararlılığını korumak ve sızıntıları telafi etmek amacıyla bir akümülatör hattı yerleştirilmiştir, bu hatlara ve akümülatör hattına basınç sensörleri entegre edilmiştir. Aşırı basınç durumlarında, iki ana hat arasında çift yönlü bir tahliye valfi kullanılmıştır. Sönümlenme modunu etkinleştirmek amacıyla ana hatlar arasında bir aç/kapa bobinli valfi daha yerleştirilmiştir. Ayrıca, pozisyon geri bildirimini sağlamak ve PID kontrol algoritmasının uygulanabilmesi amacıyla mil üzerine bir konum sensörü entegre edilmiştir. Son olarak, dolun ve şarj işlemleri için hızlı bağlantı elemanları sisteme dahil edilmiştir.

Sekizgen Mimariye Sahip EHA

Kompaktlık, farklı uygulamalarda EHA'lar için temel önceliklerden biridir; özellikle havacılık uygulamalarında eyleyiciler genellikle kompakt yapıdadır. Ancak, kompakt bir tasarıma ulaşmak için yaygın kabul gören standart bir yaklaşım bulunmamaktadır. Bu nedenle, hidrolik silindirin çevresine halka şeklinde yerleştirilen alt bileşenlerin bir araya getirilmesi ve bu bileşenler arasında pistonu paralel hidrolik kanalların işlenmesi esasına dayanan yeni bir tasarım yaklaşımı sunulmuştur. Bu yaklaşımı somutlaştırmak amacıyla, endüstriyel bileşenler kullanılarak çift yedekli bir EHA modeli ele alınmıştır. Şekil 1'de gösterildiği gibi pistonun her iki tarafı arasında altı bağlantı hattı bulunmaktadır ve bu hatların yerleştirilebilmesi için silindirin çevresinde altı yüzey gerekmektedir. Ayrıca, iki motor-pompa çiftinin yerleştirilmesi için iki yüzeye daha ihtiyaç vardır. Dolayısıyla, tüm alt bileşenleri yerleştirebilmek için toplamda sekiz yüzeye ihtiyaç duyulmuştur. Bu gereksinim, Şekil 2'de gösterilen piston-mil yapısını merkez alan sekizgen bir manifold tasarımı yapılarak karşılanmıştır.



Şekil 2. Sekizgen Mimari

Bu sekizgen mimaride tüm boyutlar, tanımlanan gereksinimlere göre burkulma ve kavitasyon problemleri göz önünde bulundurularak belirlenmiştir. Burkulma, aşırı kuvvetler sonucu oluşan mekanik bir arıza türüdür [12]. Bu nedenle, mil, piston ve manifoldun boyutları ve malzeme seçimi maksimum kuvvet gereksinimine ve uygun bir emniyet katsayısına göre belirlenmelidir. Öte yandan kavitasyon, akışkan buharının ani çökmesiyle açığa çıkan yüksek enerji nedeniyle hidrolik bileşenlerde korozyona neden olur [13]. Sekizgen mimariye ait parametrelerin hesaplanmasına yönelik detaylı bilgi, ilerleyen bölümlerde ağırlık tahmin modeli kapsamında verilmiştir. Sonuç olarak, sekizgen mimari sayesinde piston-mil yapısının etrafında alt bileşenlerin verimli bir şekilde yerleştirilmesi sağlanabilmektedir. Ön tasarım sürecinin başlangıç noktası olarak, EHA'ya ait gereksinimlerin dikkatlice değerlendirilmesi gerekmektedir. Bu çalışmada, ön tasarım yöntemi gereği yalnızca gerekli görülen gereksinimler dikkate alınmış ve bunlar F-18 Systems Research Aircraft'ta test edilen bir EHA'nın gereksinimlerinden alınmıştır [14]. Bu gereksinimler Tablo 1'de sunulmuş olup, daha sonra hesaplanacak hedef ve kısıtlamaların belirlenmesinde kullanılmıştır.

Tablo 1. Çift Yedekli EHA'nın Ana Gereksinimleri

Başarı Kriteri	Değer	Birim
Maksimum Kuvvet	59	kN
Nominal Kuvvet	28	kN
Maksimum Hız	190	mm/s
Nominal Hız	150	mm/s
Pozisyon Kontrolünün Band Genişliği	7	Hz
Strok	120	mm

Kavramsal tasarım ve gereksinimler belirlendikten sonra, ön tasarım bir optimizasyon problemi olarak tanımlanabilir. Bu problemin hedefleri; ağırlık, enerji tüketimi, frekans cevabı ve dinamik rijitliktir. Kısıtlar ise gereksinimler tarafından belirlenmektedir. Ana tasarım parametreleri şu şekilde tanımlanmıştır: servomotorun nominal torku T_m ($N.m$), harici dişli pompanın deplasmanı D_p (cm^3/rev) ve mil çapı d_r . Bu ana parametreler, ölçekleme (scale) yasaları ve tahmin modelleri aracılığıyla diğer tasarım parametrelerine ulaşmak için kullanılabilir. Bu yaklaşım, literatürdeki örneklerle uyumludur [3] [6].

3. AMAÇ VE KISITLARIN TAHMİN MODELLERİ

Optimizasyon sürecinin yürütülebilmesi için, hedefler (amaç fonksiyonları) ve kısıtlar açık bir şekilde tanımlanmalı ve algoritmaya dahil edilmelidir. Bu nedenle, ana tasarım parametrelerinin belirli tanım aralığını (kriter uzayı) kapsayacak şekilde geçerli tahmin modelleri geliştirilmelidir. Bu bölümde, Tablo 1’de verilen gereksinimlere dayalı olarak, hedef ve kısıtların tahmin modelleri sunulmaktadır.

3.1. Ağırlık Tahmin Modeli

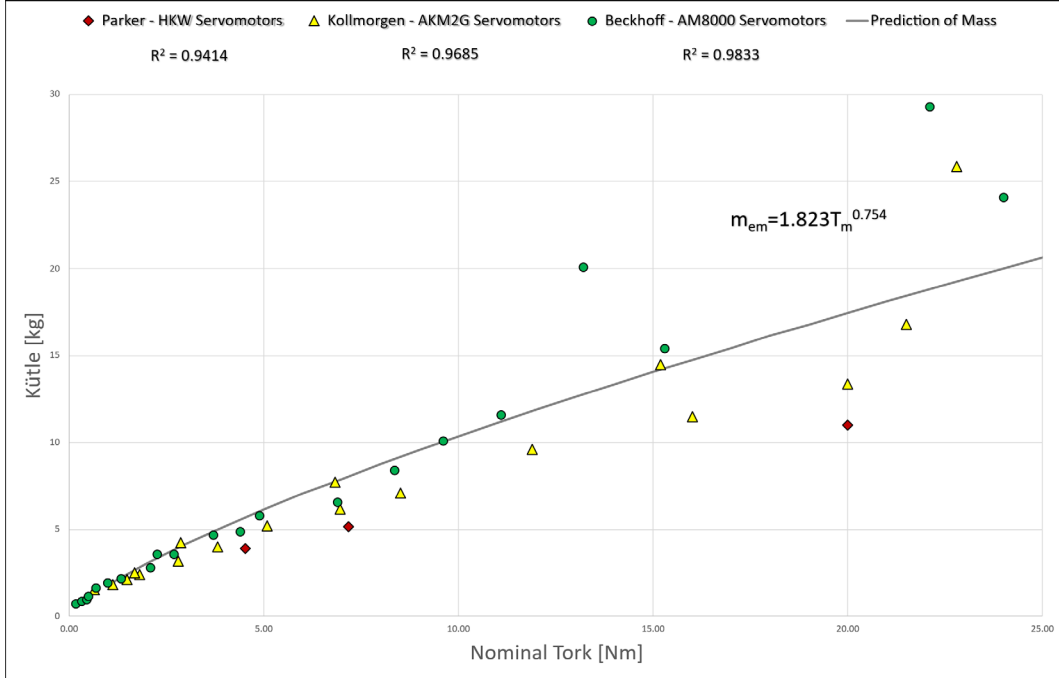
EHA'nın ağırlığı, tüm alt bileşenlerin kütlelerinin toplamı olarak aşağıdaki gibi tahmin edilebilir:

$$m_{EHA} = 2m_{em} + 2m_{pump} + m_r + m_p + m_{om} \#(1)$$

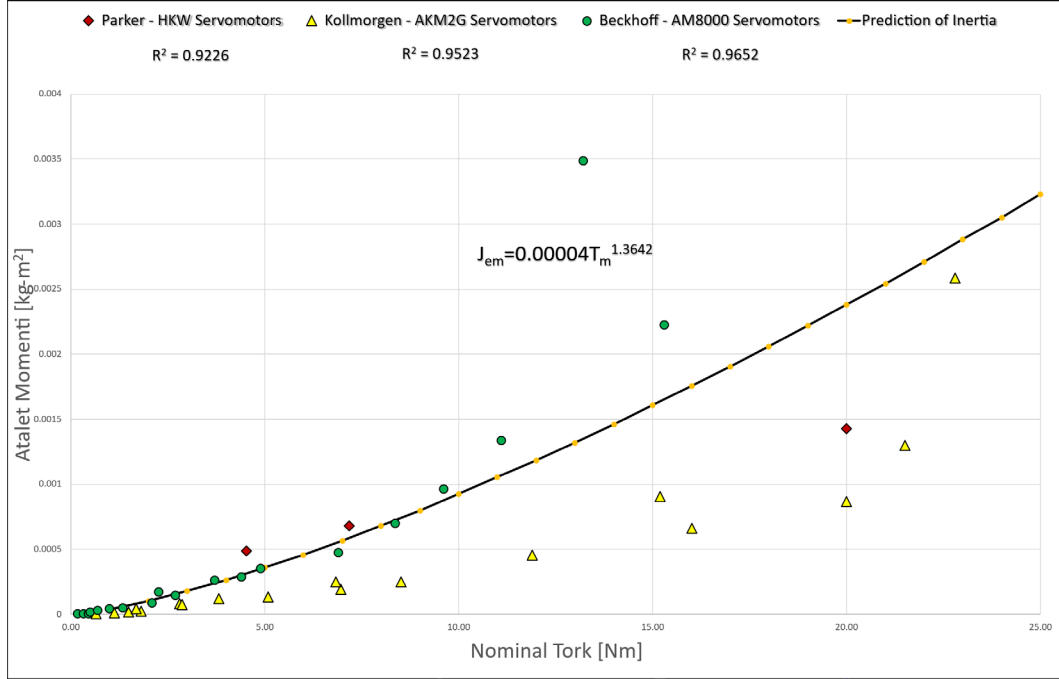
Burada m_{EHA} EHA'nın toplam kütlesi, m_{em} servomotorun kütlesi, m_{pump} dış dişli pompanın kütlesi, m_r milin kütlesi, m_p pistonun kütlesi, m_{om} gömülü valfler, sensörler ve bağlantı elemanlarını içeren sekizgen manifoldun kütlesidir. Elektrik motorları ve pompalar, benzer malzeme ve tasarım mimarileri ile ticari ürünler olduğundan, bunların kütleleri belirli parametrelere göre ölçekleme (scale) yasaları kullanılarak tahmin edilebilir [15]. Servomotorlar için ölçekleme parametresi olarak nominal tork seçilmiştir [5]. Üç farklı ticari servomotor serisi (Parker HKW, Kollmorgen AKM2G ve Beckhoff AM8000) incelenmiş ve ürün kataloglarındaki verilerden faydalanılmıştır [16][17][18]. Şekil 3 ve Şekil 4'teki kütle ve atalet momentine ilişkin veriler karşılaştırılmış ve eğri uydurma işlemleriyle aşağıdaki formüller elde edilmiştir:

$$m_{em} = 1.823T_m^{0.754} \#(2)$$

$$J_{em} = 0.00004T_m^{1.3642} \#(3)$$



Şekil 3. Nominal Torka Göre Endüstriyel Servo Motorların Kütle Verisi Karşılaştırması



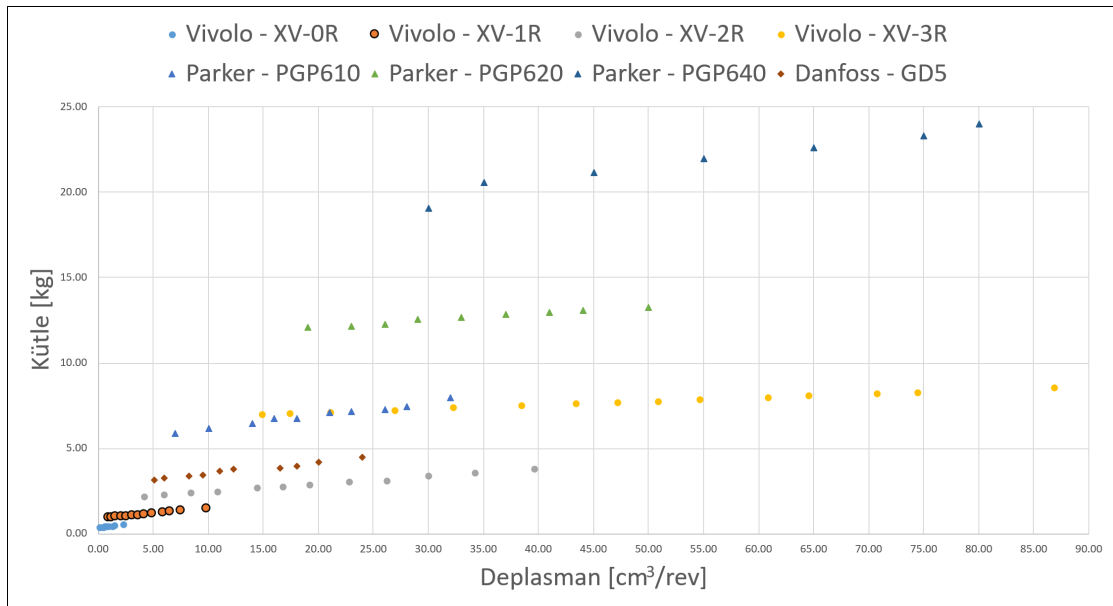
Şekil 4. Nominal Torka Göre Endüstriyel Servo Motorların Atalet Momenti Verisi Karşılaştırması

Aynı yöntem, harici dişli pompalar için de uygulanmıştır. Üç farklı ticari marka (Vivolo, Parker ve Danfoss) analiz edilmiştir [19][20][21]. Vivolo XV-1R pompası, uygun ölçek ve düşük ağırlık nedeniyle referans olarak alınmış ve aşağıdaki tahmin modeli türetilmiştir:

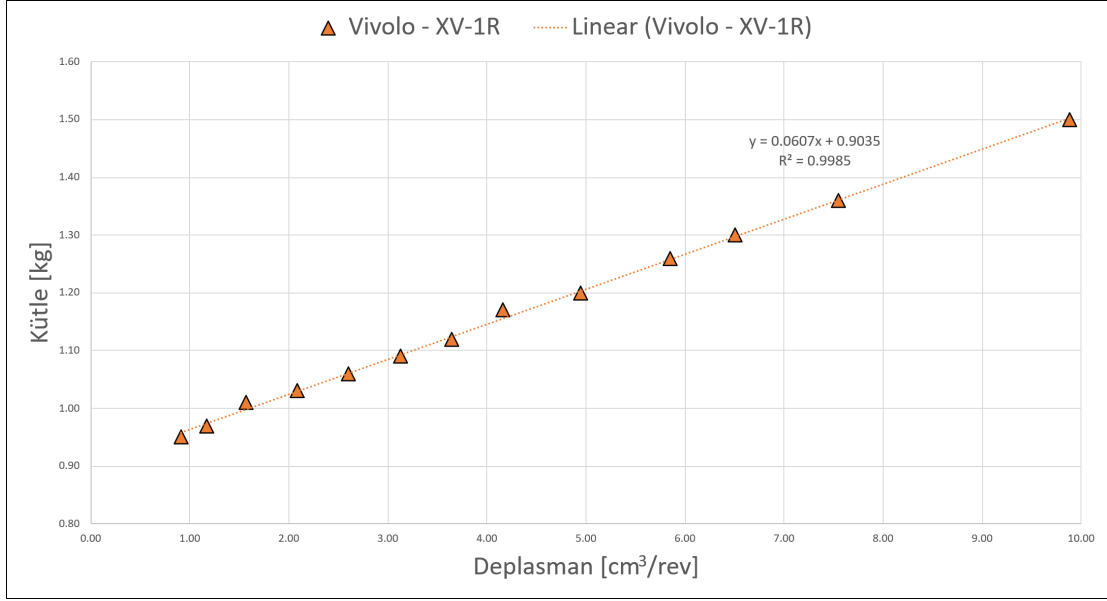
$$m_{pump} = 0.0607D_p + 0.9035 \#(4)$$

$$J_{pump} = 0.0008218D_p^{0.2366} \#(5)$$

Burada J_{pump} pompanın atalet momentidir [3].



Şekil 5. Deplasmana Göre Diş Dişli Pompaların Kütle Verisi Karşılaştırması



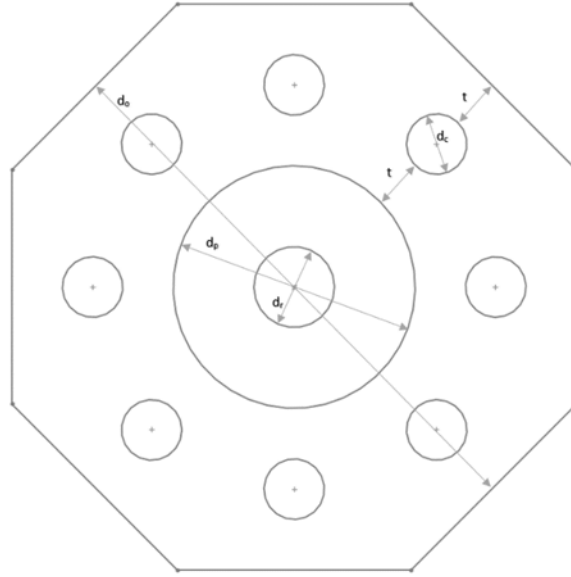
Şekil 6. Deplasmana Göre Vivolo XV-1R Kütle Verisi

Mil, piston ve manifoldun kütlelerinin tahmini için, burkulma ve kaviteasyon etkileri de göz önünde bulundurulmuştur. Burkulma durumu, [22] ve [25] referanslarında sunulan fiziksel ve matematiksel modeller doğrultusunda değerlendirilmiştir. Burada, pimle bağlanmış (pin-mounted) hidrolik silindireler için MATLAB ile geliştirilen bir hesaplama kodu kullanılmıştır. (Bu kodun detayları yüksek lisans tez çalışmasında bulunabilir [28]).

Tablo 2. Sekizgen Manifoldun Temel Ölçüleri

Temel Ölçü	Sembol
Mil Çapı	d_r
Piston Çapı	d_p
Mil Uzunluğu (İki Taraf)	l_r
Piston Uzunluğu	l_p
Minimum Et Kalınlığı	t
Hidrolik Kanalların Çapı	d_c
Sekizgen Manifoldun Çapı	d_o
Sekizgen Manifoldun Uzunluğu	l_{om}

Kaviteasyon probleminin değerlendirilmesinde, Bernoulli prensibine dayalı bir formülasyon kullanılmıştır [23]. Bu sayede minimum hidrolik kanal çapı belirlenmiş ve doğrudan optimizasyon algoritmasına dahil edilmiştir. Şekil 7'de sekizgen manifoldun temel boyutları gösterilmiştir.



Şekil 7. Sekizgen Manifoldun Temel Çapları

Bu doğrultuda, aşağıdaki formüllerle mil, piston ve manifold kütleleri hesaplanabilir:

$$d_o = d_p + 2d_c + 4t \quad \#(6)$$

$$m_r = 2\rho_{sr} \left(\frac{\pi d_r^2}{4} l_r \right) \quad \#(7)$$

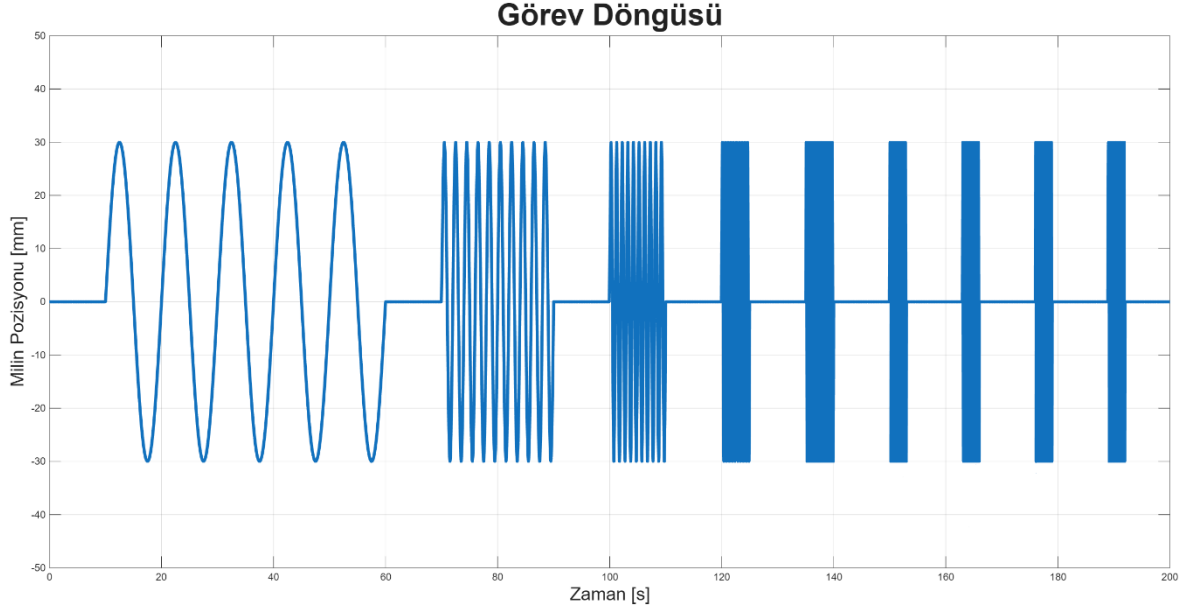
$$m_p = \rho_{sp} \left(\frac{\pi d_p^2}{4} l_p \right) \quad \#(8)$$

$$m_{om} = \rho_{aom} \left(\frac{d_o^2}{1 + \sqrt{2}} l_{om} - \frac{\pi s d_p^2}{4} - 2\pi s d_c^2 \right) \quad \#(9)$$

Sonuç olarak, toplam EHA kütlesi; ölçekleme yasaları, burkulma hesapları, kavitezyon analizi ve basınçlı kap hesaplamaları yardımıyla güvenilir şekilde tahmin edilmektedir.

3.2. Enerji Tüketimi Tahmin Modeli

Daha verimli bir EHA tasarımına ulaşmak için, enerji tüketiminin en aza indirilmesi gerekmektedir; bu sayede sistemdeki ısı üretimi de azaltılmış olur. Enerji tüketimini tahmin edebilmek için, 28 kN sabit yük altında, genlik değeri 30 mm olan ve 0.1, 0.5, 1, 2 ve 4 Hz frekanslarında sinüzoidal girdi içeren bir görev döngüsü tanımlanmıştır (Şekil 8). Bu görev döngüsü, EHA performans gereksinimlerini değerlendirmek için kullanılmıştır.



Şekil 8. EHA'nın Belirtilmiş Görev Döngüsü

Daha sonra, bu görev döngüsüne bağlı olarak elektriksel güç tüketimini tahmin etmek için basitleştirilmiş bir model geliştirilmiştir. Zhang ve arkadaşlarının yaklaşımı [3] temel alınarak geriye dönük bir hesaplama yöntemi uygulanmıştır. Görev döngüsü, zaman adımlarına ayrılarak gerekli gerilim ve akım değerleri aşağıdaki şekilde belirlenmiştir:

Burada t zaman, x mil konumu, v milin hızı, h zaman adımı, k zaman adımı indeksidir.

$$\text{Basınç Farkı} \rightarrow \Delta p(k) = \frac{F_{load}(k) + Bv(k)}{A_{req}} \#(11)$$

$$\text{Gerekli Akış Debisi} \rightarrow Q_r(k) = A_{req}v(k) + C_c\Delta p(k) \#(12)$$

$$\text{Pompa Akış Debisi} \rightarrow Q_p(k) = Q_r(k) + C_p\Delta p(k) \#(13)$$

Burada F_{load} sabit yük, B piston ve milin viskoz sürtünme katsayısı, A_{req} efektif piston alanı, C_c silindir sızıntı katsayısı, C_p pompa giriş sızıntı katsayısıdır.

$$\text{Pompanın Açısal Hızı} \rightarrow \omega(k) = \frac{Q_p(k)}{D_p} \#(14)$$

$$\text{Gerekli Tork} \rightarrow T(k) = J \frac{d\omega(k)}{dt} + k_f\omega(k) + \Delta p(k) \frac{D_p}{2\pi} \#(15)$$

$$\text{Açısal Hız Türevi} \rightarrow \frac{d\omega(k)}{dt} = \begin{cases} \frac{\omega(k)}{h} & \text{ve } k = 1 \\ \frac{\omega(k) - \omega(k-1)}{h} & \text{ve } k > 1 \end{cases} \#(16)$$

$$\text{Motor Akımı} \rightarrow I_m(k) = \frac{T(k)}{K_t} \#(17)$$

$$\text{Gerekli Motor Gerilimi} \rightarrow U_m(k) = L \frac{dI_m(k)}{dt} + K_e\omega(k) + I_m(k)R \#(18)$$

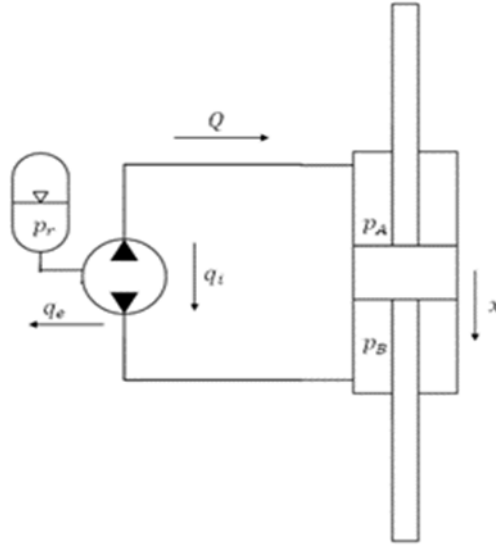
$$Akım Türevi \rightarrow \frac{dI_m(k)}{dt} = \begin{cases} \frac{I_m(k)}{h} & \text{ve } k = 1 \\ \frac{I_m(k) - I_m(k-1)}{h} & \text{ve } k > 1 \end{cases} \quad \#(19)$$

$$Toplam Enerji Tüketimi \rightarrow E = \sum U_m(k) I_m(k) h \quad \#(20)$$

Burada I_m motor sargısındaki akım, K_t tork sabiti, $U_m(k)$ motor sargısı için gerekli gerilim, L motor endüktansı, K_e ters elektromotor kuvveti katsayısı, R sargı direnci, E tanımlı görev döngüsü için gereken toplam enerjidir.

3.3. Frekans Yanıtı ve Dinamik Rijitlik Tahmin Modeli

Frekans yanıtı, birçok dinamik sistemde yüksek frekanslı girdi sinyallerinin hassas takibi istenildiğinden, EHA sistemleri için önemli bir hedef fonksiyonudur. Bu kazancı tahmin etmek amacıyla, Şekil 9'da verilen temel fiziksel modele dayalı bir matematiksel model kurulmuştur.



Şekil 9. EHA'nın Temel Fiziksel Modeli

Servomotorun basit modellemesi, 17 ve 18 numaralı denklemler yeniden düzenlenerek aşağıdaki şekilde ifade edilebilir:

$$\frac{dI_m}{dt} = \left(-\frac{R}{L}\right) I_m + \left(-\frac{K_e}{L}\right) \omega + \left(\frac{1}{L}\right) U_m \quad \#(21)$$

$$T = K_t I_m \quad \#(22)$$

Pompa akış denklemi, 12 ve 13 numaralı denklemlerin düzenlenmesiyle şu şekilde yazılır:

$$Q_p = D_p \omega - C_p (p_A - p_B) - C_r (p_A + p_B - 2p_r) \quad \#(23)$$

Burada p_A ve p_B pistonun iki tarafındaki basınçlar, C_r çıkış sızıntı katsayısı, p_r akümülatör hattındaki basınçtır. Pompanın tork gereksinimi ve motor-pompa çiftinin hareket denklemi:

$$T_p = D_p (p_A - p_B) \quad \#(24)$$

$$J_{eq} \dot{\omega} + B_{eq} \omega = T - T_p \quad \#(25)$$

Burada J_{eq} eşdeğer atalet momenti, B_{eq} motor-pompa çiftinin sönüm katsayısıdır. Piston odalarındaki basınç değişim hızları şu şekilde tanımlanır:

$$\dot{p}_A = \frac{\beta(-D_p\omega + C_p(p_A - p_B) - C_r(p_A - p_r) + C_c(p_A - p_B) - A_{req}\dot{x})}{V_d + A_p x} \quad \#(26)$$

$$\dot{p}_B = \frac{\beta(-D_p\omega + C_p(p_A - p_B) - C_r(p_B - p_r) + C_c(p_A - p_B) + A_{req}\dot{x})}{V_d - A_{req}x} \quad \#(27)$$

Burada β hacimsel elastisite modülü (bulk modulus), C_c piston sızıntı katsayısı, V_d piston orta konumdayken odacık hacmidir. Süpürülen hacim etkisi ihmal edilerek yük basıncı türevi:

$$\dot{p}_D = \dot{p}_A - \dot{p}_B = \frac{2\beta}{V_d} \left[D_p\omega - \frac{C_r + 2C_c + 2C_p}{2} p_D - A_{req}\dot{x} \right] \quad \#(28)$$

Milin hareket denklemleri:

$$(m_p + m_r)\ddot{x} + B\dot{x} = A_{req}(p_A - p_B) - F_{load} \quad \#(29)$$

Bu ifadelerle oluşturulan durum-uzay (state-space) modeli aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\begin{bmatrix} dI_m/dt \\ \dot{\omega} \\ \dot{x} \\ \ddot{x} \\ \dot{p}_D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R & -K_e & 0 & 0 & 0 \\ L & L & 0 & 0 & 0 \\ K_t & -B_{eq} & 0 & 0 & -D_p \\ J_{eq} & J_{eq} & 0 & 0 & J_{eq} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -B & A_{req} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{-2\beta A_{req}}{(m_p + m_r)} & \frac{-\beta C_{eq}}{(m_p + m_r)} \\ 0 & \frac{2\beta D_p}{V_d} & 0 & \frac{-2\beta A_{req}}{V_d} & \frac{-\beta C_{eq}}{V_d} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} I_m \\ \omega \\ x \\ \dot{x} \\ p_d \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & -1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_m \\ F_{load} \end{bmatrix} \quad \#(30)$$

Burada $C_{eq} = C_r + 2C_c + 2C_p$ 'dir. Çıktı matrisi $C = [0 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0]$ şeklinde tanımlanmıştır. Durum uzay gösterimi kullanılarak istek kontrol sinyali ile konum yanıtı arasındaki $P(s) = \frac{x(s)}{U_m(s)}$ ve dış yük karşı konum yanıtı arasındaki $P_d(s) = \frac{x(s)}{F_{load}(s)}$ aktarım fonksiyonları aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$[P(s) \ P_d(s)] = C^i (sI - A^i)^{-1} B^i \quad \#(31)$$

Hidro-mekanik sistemin konum yanıtını tanımlayan $P(s)$ tipik bir alçak geçiren filtre davranışı sergiler. Kontrolcü tanımlanmamış olsa da, 10 Hz'deki kazanç daha yüksek bant genişliği potansiyeli anlamına geldiği için bir başarımlı göstergesi olarak alınır. Dinamik rijitlik ise 10 Hz'e kadar olan frekans aralığında eyleyicinin bozucu kuvvet yanıtını tanımlayan aktarım fonksiyonunun toplamının tersi olarak tanımlanır:

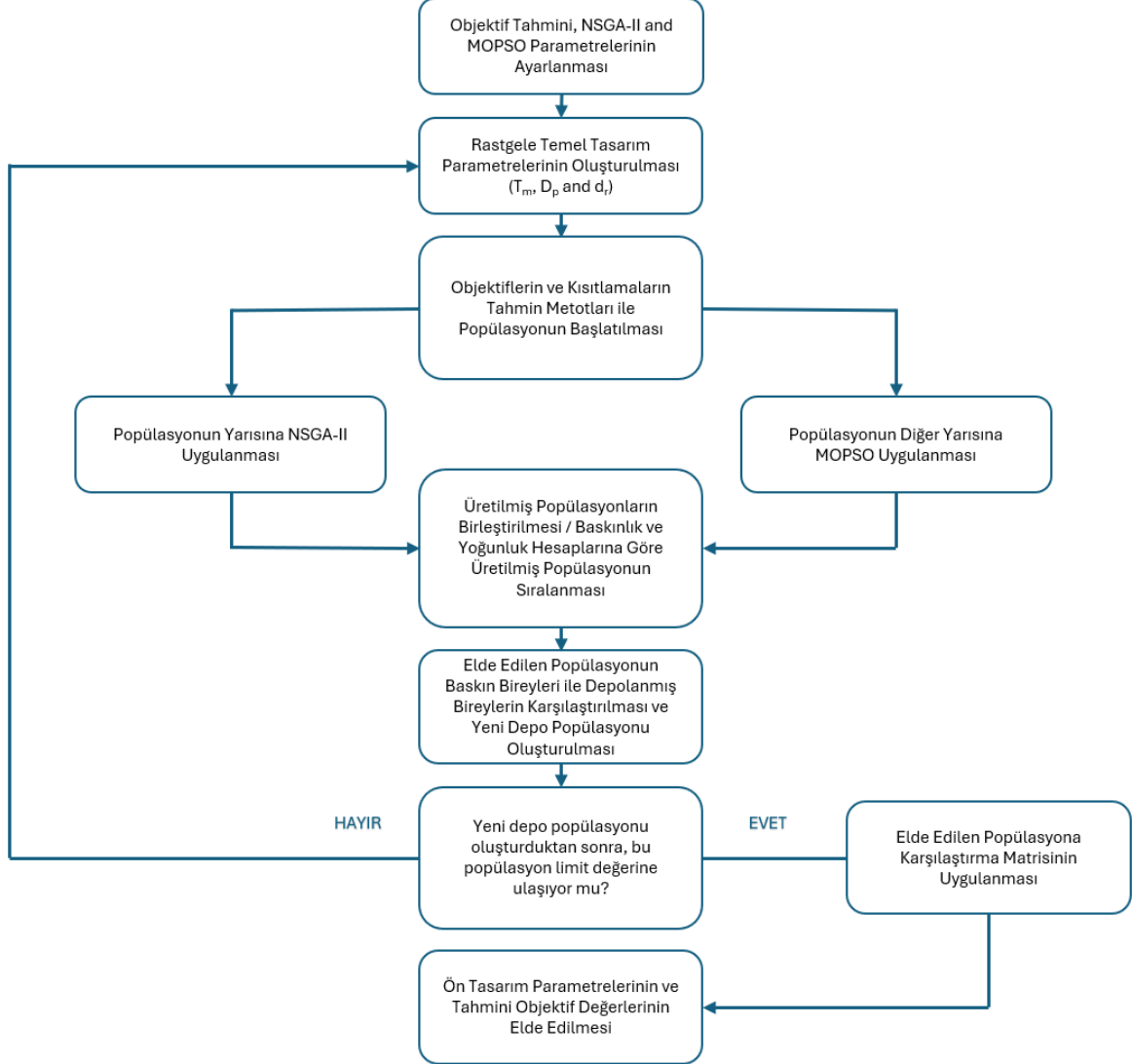
$$k_{ds} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n |P_d(2\pi j f_i)|} \quad \#(32)$$

Burada f_i [0,10] Hz aralığındaki 10 frekans noktasıdır. Bu tanım, literatürdeki diğer çalışmalarda [14][26] kullanılan frekans aralıklarıyla da uyumludur.

4. NSPSO VE AHP SÜRECİ İLE ÇOK AMAÇLI OPTİMİZASYON ALGORİTMASI

Önceki bölümde hedef değerlerin tahmin modelleri geliştirildikten sonra, bu çalışmada çok amaçlı optimizasyon için NSGA-II ve MOPSO algoritmalarının avantajlarını birleştiren özgün bir hibrit yöntem uygulanmıştır. Bir yandan, NSGA-II (Non-dominated Sorting Genetic Algorithm-II), tek iterasyonda baskınlık analizini gerçekleştirme, çeşitliliği artırmak için baskınlık sıralaması ve

yoğunluk hesaplamaları ile Pareto-cephesi boyunca geniş bir çözüm kümesi oluşturma gibi avantajlar sunar. Diğer yandan, MOPSO (Multi-Objective Particle Swarm Optimization), çözüm uzayında etkili bir yönlendirme sağlar ve Pareto-cephesine hızlı ulaşır. Bu iki yöntemin güçlü yönlerini birleştirmek amacıyla, NSPSO (Non-dominated Sorting Particle Swarm Optimization) adı verilen hibrit algoritma geliştirilmiş ve Şekil 10'da gösterildiği gibi uygulanmıştır.

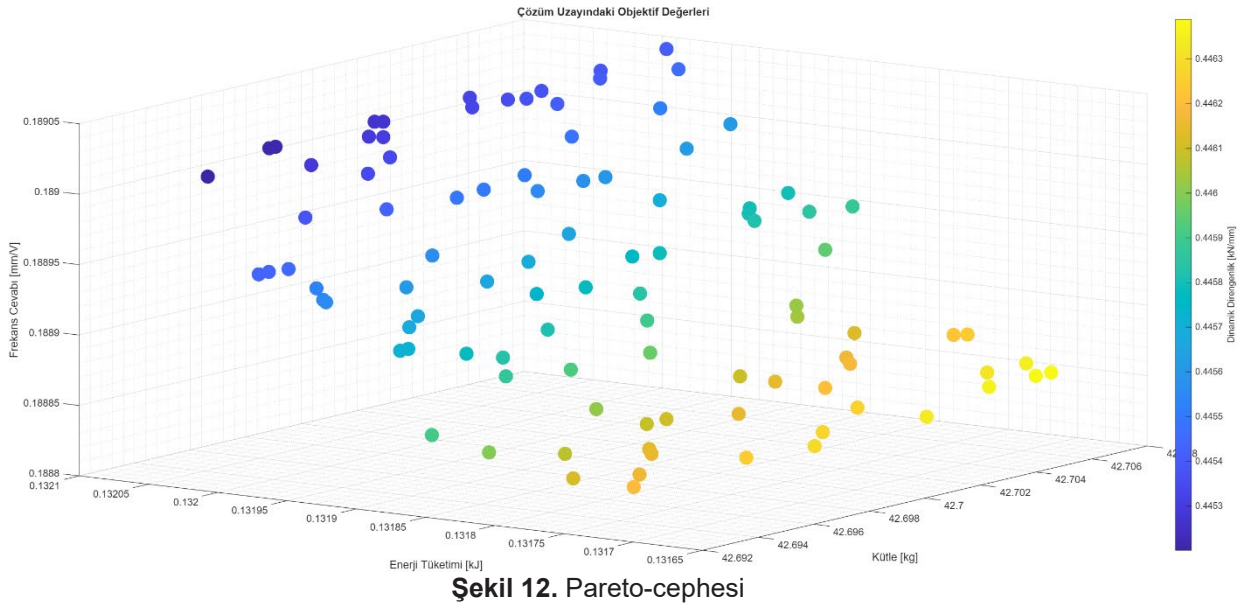
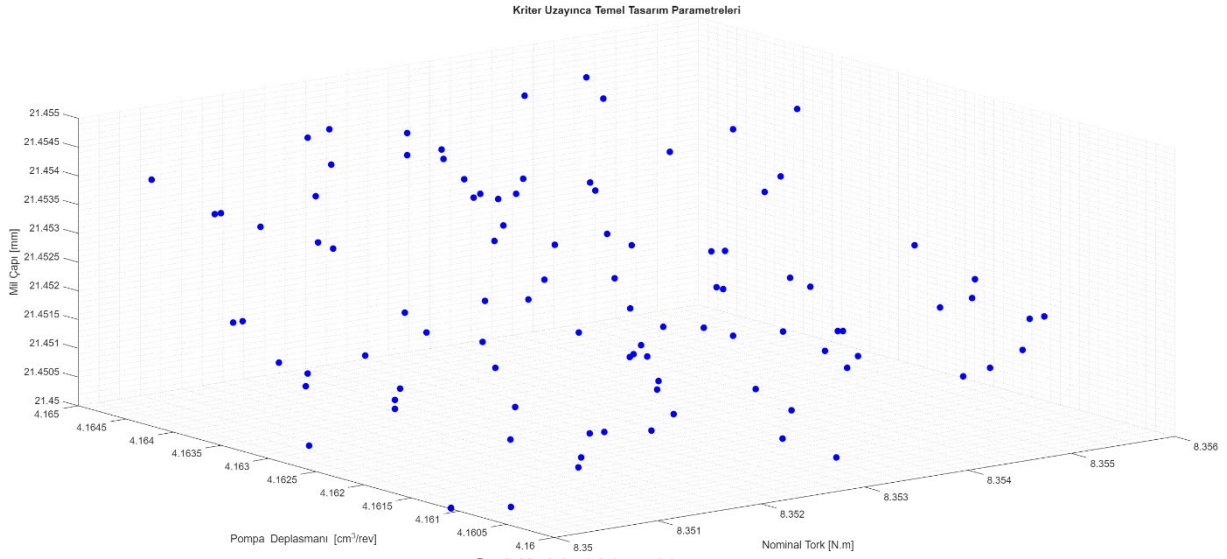


Şekil 10. Öntasarım Algoritması (NSPSO ve AHP)

Bu algoritma MATLAB ortamında kodlanmış ve uygulanmıştır. Öncelikle, önceki bölümlerde verilen tüm formülasyonlar algoritmaya dahil edilmiştir. Ardından, NSGA-II ve MOPSO algoritmalarına ait optimizasyon parametreleri (popülasyon büyüklüğü, mutasyon oranı, grid yapısı vb.) belirlenmiştir. Ana tasarım parametrelerinin sınırları şu şekilde belirlenmiştir: servomotor torku $T_m \in [2,25] N.m$, dış dişli pompa deplasmanı $D_p \in [2,20] cm^3/rev$ ve mil çapı $d_r \in [15,35] mm$.

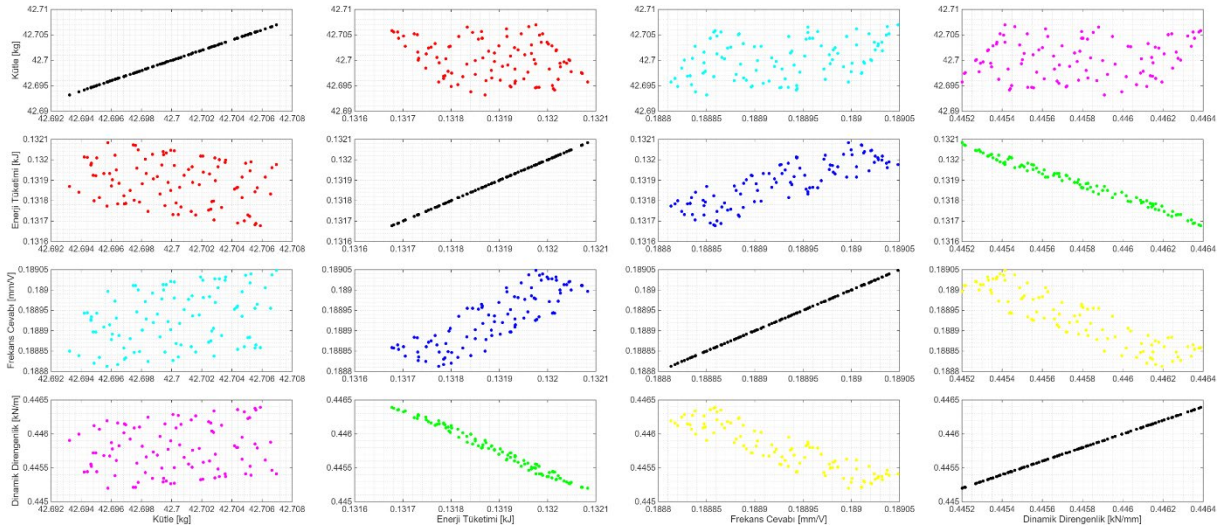
Bu sınırlar, çok sayıda deneme-yanılma çalışması sonucunda elde edilmiştir. Başlangıçta, rastgele seçilen ana tasarım parametreleri ile ilk popülasyon oluşturulmuş, her birey için hedef ve kısıt fonksiyonları Tablo 1'de belirtilen gereksinimlere göre hesaplanmıştır. Daha sonra, baskınlık sıralaması uygulanarak popülasyon iki gruba ayrılmıştır. Daha iyi çözümleri içeren grup NSGA-II ile optimize edilirken, diğer grup MOPSO'ya yönlendirilmiştir. Her iki algoritma ayrı ayrı uygulanarak yeni bireyler üretilmiş, sonrasında bu bireyler birleştirilmiş ve yeniden baskınlık sıralaması yapılmıştır. Elde edilen baskın çözümler "repository" olarak adlandırılan arşivde tutulmuştur. Bu döngü, arşiv

boyutu popülasyon boyutuna ulaşana kadar tekrarlanmıştır. Sonuç olarak, ana tasarım parametreleriyle ilişkilendirilmiş bir kriter uzayı ve bu uzaya ait bir Pareto-cephesi elde edilmiştir (Şekil 11 ve 12).



Ardından, Şekil 13'te Pareto-cephesine ait hedef değerler arasındaki ilişkiler analiz edilmiştir:

- Ağırlık arttıkça enerji tüketimi azalmaktadır; çünkü daha büyük motor-pompa çiftleri gerekli akışı daha verimli üretmektedir.
- Daha iyi frekans yanıtı, genellikle daha ağır bir tasarıma yol açmaktadır.
- Benzer şekilde, yüksek dinamik rijitlik değerleri daha büyük ve ağır bileşenleri gerektirmektedir.
- Frekans yanıtındaki iyileşme enerji tüketimini azaltırken, yüksek dinamik rijitlik daha fazla enerji tüketimine neden olmaktadır.
- Frekans yanıtı ile dinamik rijitlik ters orantılıdır.



Şekil 13. Pareto-Cephesine Ait Hedef Değerler Arasındaki İlişkiler

Bu çelişkili hedefler arasında bir ödünleşme sağlanarak nihai tasarım parametrelerine ulaşmak gerekmektedir. Bu noktada, karar verme süreci olarak Analitik Hiyerarşi Süreci (AHP) uygulanmıştır. AHP, kararları hedefler, kriterler ve seçenekler olmak üzere hiyerarşik düzeylere ayırarak analiz etmeye imkân tanıyan bir yöntemdir. Hem nitel hem nicel değerlendirmeleri birleştirerek az veriyle etkin kararlar alınmasını sağlar. Bu çalışmada, ağırlık, enerji tüketimi, frekans cevabı ve dinamik rijitlik hedefleri için elde edilen Pareto çözümleri arasından seçim yapılabilmesi amacıyla AHP uygulanmıştır.

AHP yöntemi kapsamında ilk adım karşılaştırma (judgement) matrisinin oluşturulmasıdır. Bu matris, her hedefin diğerlerine göre görece önemini yansıtmaktadır. Bu çalışmada kullanılan yargı matrisi şu şekildedir:

$$J_{EHA} = \begin{bmatrix} 1 & 2 & 1/4 & 1/3 \\ 1/2 & 1 & 1/7 & 1/6 \\ 4 & 7 & 1 & 2 \\ 3 & 6 & 1/2 & 1 \end{bmatrix} \#(33)$$

Bu matrisin tutarlılığı aşağıdaki ifadelerle doğrulanmıştır:

$$\text{tutarlılık indeksi} \rightarrow c_i = \frac{\lambda_{\max} - n}{n - 1} = 0.0099 \#(34)$$

$$\text{tutarlılık oranı} \rightarrow c_r = \frac{c_i}{r_i} = 0.011 < 0.1 \#(35)$$

Bu sonuç, yargı matrisinin tutarlı olduğunu göstermektedir. Ardından, ağırlık katsayıları şu şekilde hesaplanmıştır:

$$\text{Geometrik Ortalamalar Vektörü} \rightarrow m = \prod_{i=1}^n J_{EHA}(i, j) = \begin{bmatrix} 0.168 \\ 0.012 \\ 56 \\ 9 \end{bmatrix} \#(36)$$

$$\text{Normalize Edilmiş Ağırlık Vektörü} \rightarrow w = \frac{\sqrt[n]{m_i}}{\sum_{i=1}^n \sqrt[n]{m_i}} = \begin{bmatrix} 0.118 \\ 0.061 \\ 0.503 \\ 0.319 \end{bmatrix} \#(37)$$

Bu ağırlıklar, hedef fonksiyonlarla çarpılarak dört boyutlu uzayda orijine en yakın çözüm belirlenmiştir. Ancak algoritma sonucu elde edilen değerlerin ticari olarak bulunabilirliği sınırlı olduğundan, alt bileşenler ürün kataloglarından en yakın uygun değerlerle eşleştirilmiştir (Tablo 3 ve 4).

Tablo 3. Ana Tasarım Parametre Sonuçları

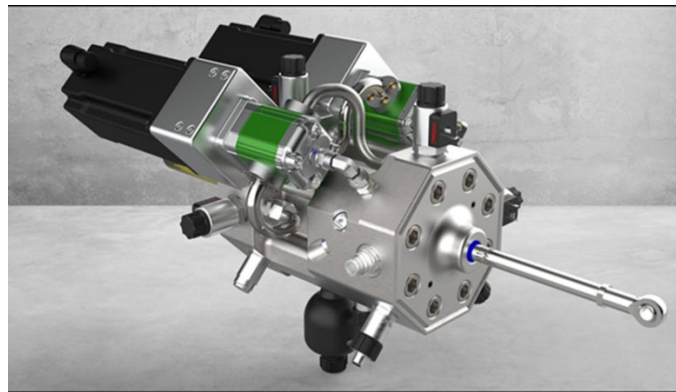
Ana Tasarım Parametreleri	Sembol	Bulunan Değer	Seçilen Değer
Servomotorun Nominal Torku	T_m	8.32 <i>N.m</i>	8.35 <i>N.m</i>
Dış Dişli Pompanın Deplasmanı	D_p	4.09 <i>cm³/rev</i>	4.16 <i>cm³/rev</i>
Mil Çapı	d_r	21.45 <i>mm</i>	21.45 <i>mm</i>

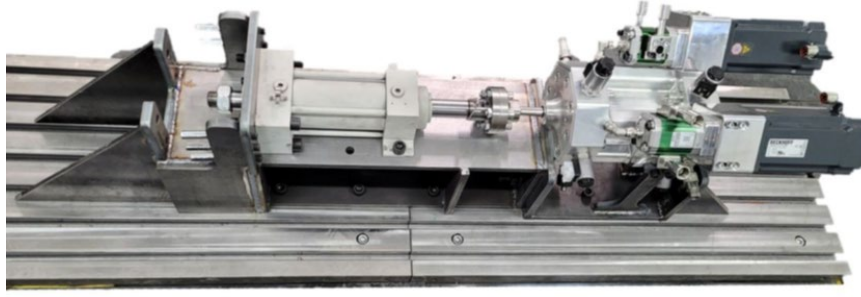
Tablo 4. Elden Edilen Hedef Sonuçları

Hedef	Sembol	Bulunan Değer	Seçilen Değer
Kütle	m_{EHA}	42.62 <i>kg</i>	42.95 <i>kg</i>
Enerji Tüketimi	E	13.57 <i>kJ</i>	13.78 <i>kJ</i>
10 Hz'deki Frekans Cevabı	$P(s)$	8.4×10^{-5} <i>mm/V</i>	8.6×10^{-5} <i>mm/V</i>
1, 2, ... 10 Hz Boyunca Dinamik Direngenlik	k_{ds}	0.46 <i>kN/mm</i>	0.45 <i>kN/mm</i>

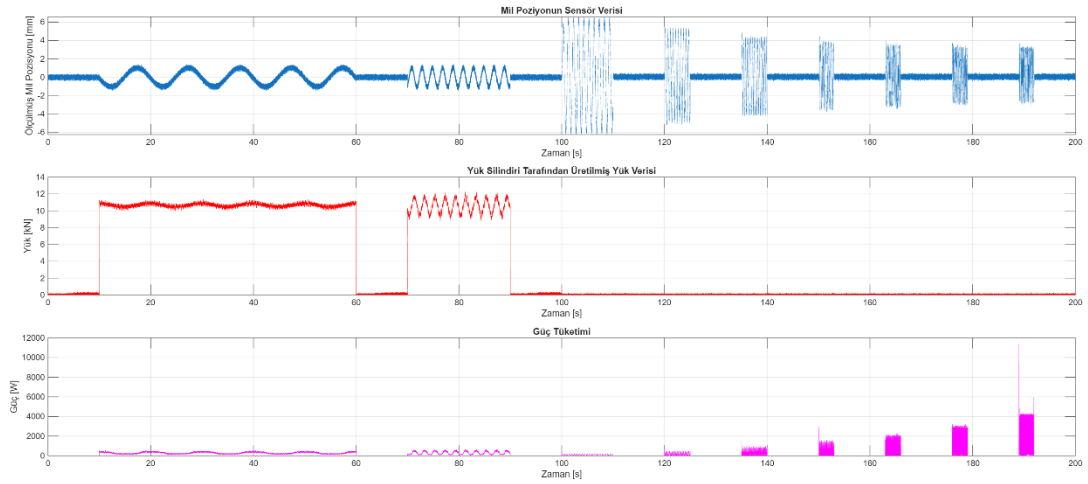
5. ÖN TASARIM SONUÇLARININ DOĞRULANMASI

Bu bölümde, çok amaçlı optimizasyon sonucunda elde edilen tasarım parametreleri ile üretilen sistemin performans doğrulaması sunulmaktadır. Seçilen tasarım parametrelerine karşılık gelen bileşenler, ürün kataloglarından temin edilmiştir (bkz. Tablo 3). Geliştirilen simülasyon modeli ile doğrulama ölçütleri tanımlanmış ve sistemin görev döngüsündeki performansı analiz edilmiştir. Görev döngüsü sırasında konum takibi, yük taşıma yeteneği, enerji tüketimi ve sistem dinamiği değerlendirilen başlıca kriterlerdir. Daha önceden mühendislik deneyimleri ile fiziksel prototip üretilmiş ve aynı görev döngüsü gerçek sistem üzerinde uygulanmıştır. Şekil 15'te deneysel test düzeneği ve sistemin genel görünümü sunulmuştur. Testler sırasında sistemin çıkış konumu, akım tüketimi, basınç değerleri ve çıkış kuvveti ölçülmüştür.


Şekil 14. EHA'nın Katı Modeli

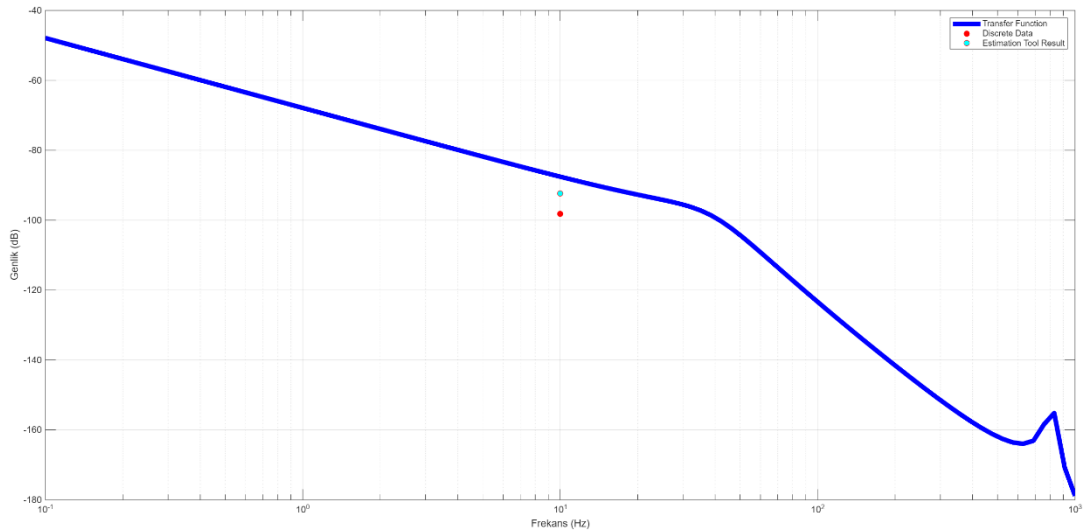


Şekil 15. EHA Test Sistemi



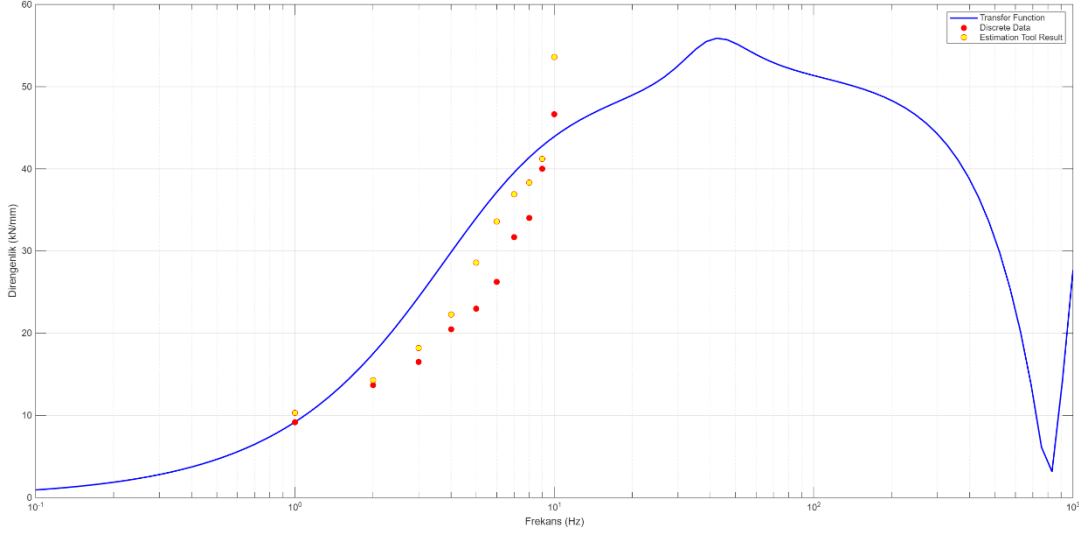
Şekil 16. EHA Testlerinin Görev Döngüsü

Şekil 17'de görüldüğü üzere sistemin frekans cevabı simülasyon ve tahmin modeli ile yakın değerler çıkmaktadır. Bu durum tahmin modelinin doğru çalıştığını göstermektedir.



Şekil 17. 10 Hz Frekans Cevabı Bode Diyagramı

Şekil 18'de aynı şekilde farklı frekanslardaki dinamik dirençlik değerleri simülasyon ve tahmin modeli için de uyumludur.



Şekil 18. Dinamik Direngenlik Sonuçları

Tablo 5. Genel Sonuçların Karşılaştırılması

Hedefler	Sembol	Üretilen EHA Test Sonuçları	Üretilen EHA'ya Göre Hazırlanmış Simscape Modeli		Tahmin Modellerine Göre EHA	
			Value	Error	Value	Error
Kütle	m_{EHA}	58.45 kg	-	-	55.28 kg	5 %
Enerji Tüketimi	E	38.11 kJ	40.82 kJ	7 %	35.21 kJ	8 %
10 Hz'de Frekans Cevabı	$P(s)$	$1.2 \times 10^{-5} \text{ mm/V}$	$11.3 \times 10^{-5} \text{ mm/V}$	-	$3.6 \times 10^{-5} \text{ mm/V}$	-
1, 2, ... 10 Hz Boyunca Dinamik Direngenlik	k_{ds}	0.43 kN/mm	0.48 kN/mm	12 %	0.46 kN/mm	7 %
Band Genişliği (PID)	ω_b	8.7 Hz	9.6 Hz	10 %	-	-

Sonuçlar, tahmin modelleri ve simülasyon yöntemlerinin geçerli olduğunu, çok amaçlı optimizasyonla elde edilen tasarım parametrelerinin sistem performansını doğru şekilde temsil ettiğini göstermektedir. Böylelikle, önerilen ön tasarım metodolojisinin hem sanal analiz hem de fiziksel prototipleme aşamalarında başarılı bir şekilde uygulanabilir olduğu doğrulanmıştır.

SONUÇ

Bu çalışmada, endüstriyel bileşenlerle donatılmış özgün bir sekizgen mimariye sahip çift yedekli bir elektro-hidrostatik eyleyicinin (EHA) çok amaçlı optimizasyon yaklaşımı ile ön tasarımı gerçekleştirilmiştir. Dört farklı hedef (kütle, enerji tüketimi, frekans cevabı, dinamik rijitlik) için geçerli ve fiziksel temelli tahmin modelleri geliştirilmiştir; kavitasyon ve burkulma gibi sistem güvenliğini etkileyen önemli kısıtlar da modele entegre edilmiştir. Optimizasyon problemi, NSGA-II ve MOPSO algoritmalarının avantajlarını birleştiren özgün bir NSPSO algoritmasıyla çözülmüş ve geniş kapsamlı bir Pareto-cephesi elde edilmiştir. Elde edilen çözümler Analitik Hiyerarşi Süreci (AHP) ile

değerlendirilerek nihai tasarım parametreleri belirlenmiştir. Tasarım sonuçları, önceden endüstriyel bileşenlerle üretilmiş bir EHA prototipi üzerinden doğrulanmıştır. Bu kapsamda geliştirilen tahmin modelleri ve simülasyon sonuçlarının deneysel verilerle uyumlu olduğu görülmüş, modelin geçerliliği teyit edilmiştir. Sonuç olarak, önerilen yöntem, yüksek doğrulukla çalışan, güvenli ve verimli elektro-hidrostatik eyleyicilerin sistematik ön tasarımı için uygulanabilir bir çerçeve sunmaktadır. Geliştirilen optimizasyon yaklaşımının farklı EHA uygulamaları ve konfigürasyonlarına da başarıyla uyarlanabileceği değerlendirilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Charrier, J.-J., and Kulshreshtha, A., 2007, "Electric Actuation for Flight and Engine Control; Evolution and Current Trend," 45th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Reno, Nevada.
- [2] Inc, M., "Aircraft EHA" [Online]. Available: <https://www.moog.com/products/actuators-servoactuators/actuation-technologies/electrohydrostatic/aircraft-eha.html>. [Accessed: 13-Jul-2024].
- [3] Zhang, C., Han, X., Minav, T., and Fu, Y., 2020, "Multi-Objective Optimization Design of a 30 kW Electro-Hydrostatic Actuator," The 1st International Electronic Conference on Actuator Technology: Materials, Devices and Applications, MDPI, p. 5.
- [4] Wang, H., Wang, S., and Tomovic, M. M., 2009, "Electrohydrostatic Actuator Collaborative Optimization Considering Control Performance and Reliability," 2009 8th International Conference on Reliability, Maintainability and Safety, IEEE, Chengdu, China, pp. 58-62.
- [5] Fraj, A., Budinger, M., El Halabi, T., Mare, J., and Negoita, G.-C., 2012, "Modelling Approaches for the Simulation-Based Preliminary Design and Optimization of Electromechanical and Hydraulic Actuation Systems," 53rd AIAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics and Materials Conference & 20th AIAA/ASME/AHS Adaptive Structures Conference & 14th AIAA, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Honolulu, Hawaii.
- [6] Wu, S., Yu, B., Jiao, Z., Shang, Y., and Luk, P., 2017, "Preliminary Design and Multi-Objective Optimization of Electro-Hydrostatic Actuator," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering, 231(7), pp. 1258-1268.
- [7] Yu, B., Wu, S., Jiao, Z., and Shang, Y., 2018, "Multi-Objective Optimization Design of an Electrohydrostatic Actuator Based on a Particle Swarm Optimization Algorithm and an Analytic Hierarchy Process," Energies, 11(9), p. 2426.
- [8] Xue, L., Wu, S., Xu, Y., and Ma, D., 2019, "A Simulation-Based Multi-Objective Optimization Design Method for Pump-Driven Electro-Hydrostatic Actuators," Processes, 7(5), p. 274.
- [9] Guo, T., Han, X., Minav, T., and Fu, Y., 2022, "A Preliminary Design Method of High-Power Electro-Hydrostatic Actuators Considering Design Robustness," Actuators, 11(11), p. 308.
- [10] Çalışkan, H., 2015, "Development and Control of a Single Rod Electro-Hydrostatic Actuator," Middle East Technical University.
- [11] Gausemeier, J., and Moehring, S., 2002, "VDI 2206- A New Guideline for the Design of Mechatronic Systems," IFAC Proceedings Volumes, 35(2), pp. 785-790.
- [12] Narvydas, E., 2017, "Buckling Strength of Hydraulic Cylinders - Engineering Approach and Finite Element Analysis," mech, 22(6), pp. 474-477.
- [13] Antoniuk, P., and Stryczek, J., 2018, "Visualization Study of the Flow Processes and Phenomena in the External Gear Pump," Archives of Civil and Mechanical Engineering, 18(4), pp. 1103-1115.
- [14] Navarro, R., 1997, "Performance of an Electro-Hydrostatic Actuator on the F-18 Systems Research Aircraft," Systems Research.
- [15] Negoit, G.-C., Maré, J.-C., Budinger, M., and Vasiliu, N., "SCALING-LAWS BASED HYDRAULIC PUMPS PARAMETER ESTIMATION."
- [16] "Frameless Spindle Motors - HKW Series | Türkiye" [Online]. Available: <https://ph.parker.com/tr/tr/product-list/frameless-spindle-motors-hkw-series>. [Accessed: 15-Jul-2024].
- [17] "AKM2G Servo Motor - Increased Torque, Smaller Size - Kollmorgen" [Online]. Available: <https://www.kollmorgen.com/en-us/products/motors/servo/akm-series/akm2g/akm2g-servo-motor>. [Accessed: 15-Jul-2024].

- [18] Germany, B. A. G. & C. K., Hülshorstweg 20, 33415 Verl, “AM8000 | Synchronous servomotors,” Beckhoff Automation [Online]. Available: <https://www.beckhoff.com/tr-tr/products/motion/rotary-servomotors/am8000-servomotors/>. [Accessed: 15-Jul-2024].
- [19] “Reversible Hydraulic Pumps (Bidirectional), Gear Type • Vivoil,” Vivoil Hydraulics.
- [20] “Gear Pumps | Manufacturer” [Online]. Available: <https://ph.parker.com/gb/en/series/gear-pumps1>. [Accessed: 15-Jul-2024].
- [21] “Lumi Aluminum Gear Pumps” [Online]. Available: <https://powersource.danfoss.com/products/pumps/mobile-pumps/gear-pumps/lumi-aluminum-gear-pumps>. [Accessed: 15-Jul-2024].
- [22] “Hydraulic Fluid Power. Method for Evaluating the Buckling Load of a Hydraulic Cylinder.”
- [23] Dresden, T., and Dresden, T., “ANALYTICAL ESTIMATION OF AN EXTERNAL GEAR PUMP’S SPEED LIMIT.”
- [24] Kunkis, M., and Weber, J., 2016, “Experimental and Numerical Assessment of an Axial Piston Pump’s Speed Limit,” BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control, American Society of Mechanical Engineers, Bath, UK, p. V001T01A048.
- [25] 14:00-17:00, “ISO/TS 13725:2021,” ISO [Online]. Available: <https://www.iso.org/cms/render/live/en/sites/isoorg/contents/data/standard/08/11/81163.html>. [Accessed: 08-May-2022].
- [26] Santos Ballesteros, H. M., das Neves Calvo, R., and Filho, A. A., 2017, “Dynamic Stiffness Enhancement of a Flight Control Actuator Using Control Techniques,” 2017 IEEE International Conference on Mechatronics (ICM), pp. 260-265.
- [27] Li, X., 2003, “A Non-Dominated Sorting Particle Swarm Optimizer for Multiobjective Optimization,” Genetic and Evolutionary Computation – GECCO 2003, E. Cantú-Paz, J.A. Foster, K. Deb, L.D. Davis, R. Roy, U.-M. O’Reilly, H.-G. Beyer, R. Standish, G. Kendall, S. Wilson, M. Harman, J. Wegener, D. Dasgupta, M.A. Potter, A.C. Schultz, K.A. Dowsland, N. Jonoska, and J. Miller, eds., Springer, Berlin, Heidelberg, pp. 37-48.
- [28] TURHAN, Ö.F. “Sekizgen Mimariye Sahip Elektro-Hidrostatik Eyleyicilerin Çok Amaçlı Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Ankara, 2024

ÖZGEÇMİŞ

Ömer Faruk TURHAN

1994 yılı Konya doğumludur. 2021 yılında ODTÜ Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü’nü bitirmiştir. Aynı üniversiteden 2024 yılında Yüksek Mühendis ünvanını almıştır. 2021-24 yılları arasında ArGe mühendisi olarak çalışmıştır. 2024’ten bu yana Uzman ArGe mühendisi olarak çalışmaktadır. Savunma sanayinde havacılık hidroliği üzerine uzmanlaşmaya çalışan bir firmada çeşitli görevler almaktadır.

Hakan ÇALIŞKAN

2006 ODTÜ Makina Mühendisliği Bölümü’nden lisans derecesini almıştır. Aynı bölümde araştırma görevlisi olarak çalışmış, pompa denetimli akışkan gücü kontrol sistemleri konularında yaptığı çalışmalar ile 2009 ve 2015 yıllarında Y. Lisans ve Doktora derecelerini almıştır. 2018’den bu yana ODTU Makina Mühendisliği Bölümünde öğretim üyesi olarak çalışmaktadır, araştırma konuları sistem dinamiği, kontrol, akışkan gücü kontrolü ve akıllı CNC sistemleri üzerine yoğunlaşmaktadır.