



Konferans Bildirisi

Cuo Nanopartikülünün Hidrolik Dişli Pompa Performansına Etkisi

Abdullah Yıldız^{1*}, Halil Aslan²

¹ Uşak Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği, 0000-0003-4831-0975,
abdullah.yildiz@usak.edu.tr,

² Uşak Üniversitesi, aslanhal@yahoo.com

* Sorumlu Yazar: abdullah.yildiz@usak.edu.tr; +905324162756

(First received September 23, 2023 and in final form December 28, 2023)

**3rd International Conference on Design, Research and Development
(RDCONF 2023)
December 13 - 15, 2023**

Reference: Yıldız, A., Aslan, H. Cuo Nanopartikülünün Hidrolik Dişli Pompa Performansına Etkisi. Orclever Proceedings of Research and Development,3(1), 417-431.

Özet

Bu çalışmada, hidrolik pompa testleri için bir deney düzeneği tasarlanmış ve imal edilmiştir. Çalışma akışkanı olarak hidrolik yağ (HO) kullanan hidrolik dişli pompa ile HO içerisine ağırlıkça % 0,1 oranında CuO nano partikül ilave edilerek oluşturulan nano akışkanın (HO+CuO) kullanan hidrolik pompanın mekanik güç, hidrolik güç, mekanik kayıplar, elektriksel kayıplar, hacimsel kayıpları, enerji verimi, izantropik verimi ve volumetrik verimleri deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Deneylerde, dört farklı basınç düşümü (80 bar, 100 bar, 120 bar ve 140 bar) için elektrik tüketimi (kWh) ve hacimsel debisi (lt/dk) ölçülmüştür. Sonuç olarak, nano partikül ilavesi elektrik tüketimini % 5-% 14, enerji verimini yaklaşık %4, volumetrik verimi %4 -%19 ve izantropik verimi %4-%20 artırmıştır. Ayrıca, nano partikül ilavesi volumetrik kayıpları % 68 ile % 172 ve mekanik kayıpları % 20 ile % 50 arasında azaltırken elektriksel kayıpları % 2 ile % 10 arasında artırmıştır.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik dişli pompa, Hidrolik yağ, CuO nano partikülü, Performans



Conference Article

The Effect of CuO Nanoparticle on Hydraulic Gear Pump Performance

Abstract

In this study, an experimental setup for hydraulic pump tests was designed and built. The mechanical power, hydraulic power, mechanical losses, electrical losses, volumetric losses and energy, isentropic and volumetric efficiencies of the hydraulic pump using nano fluid (HO + CuO) obtained by adding 0.1% CuO nano particles into HO with the hydraulic pump using hydraulic oil (HO) as the working fluid were compared experimentally. In the experiments, electricity consumption (kWh) and volume flow rate (lt/min) were measured for four different pressure drops such as 80 bar, 100 bar, 120 bar and 140 bar. As a result, the addition of nanoparticles increased electricity consumption from 5% to 14%, energy efficiency by about 4%, volumetric efficiency from 4% to 19% and isentropic efficiency from 4% to 20%. In addition, the addition of nanoparticles reduced volumetric losses from 68% to 172% and mechanical losses from 20% to 50%, while increasing electrical losses by 2% to 10%.

Keywords: Hydraulic gear pump, Hydraulic oil, CuO nanoparticle, Performance



1. Giriş

Hidrolik sistemler ulaşım taşıtları, iş makineleri, eğlence sektörü, fabrikalar, oto tamirhaneleri yani kısaca her yerde kullanılmaktadır. Hidrolik pompalar bir hidrolik sistemin en önemli parçalarındandır. Bu sebeple oluşabilecek arızaları azaltmak, çalışma verimliliğini ve ömrünü artırmak için hidrolik pompa bakımı ve kullanılan yağ cinsi çok önemlidir. Gelişen teknoloji ile bu yönde çalışmalar yapılmış ve pompaların verimi artırılmış, fakat bunun sonucu olarak dayanımları azalmıştır [1].

Literatürde, hidrolik dişli pompa parametrelerinin performans üzerine etkilerini inceleyen çalışmalar mevcuttur. Torrent vd. (2021) bir dişli pompanın çalışma aralığı boyunca akışkan dinamiği davranışını tahmin etmek için bir yöntem ortaya koymuşlardır. Tüm pompa parametreleri standart testler ile yapılmış ve bu parametreler, ünitenin davranışını simüle etmek için bir bağ grafiği modeli oluşturmak için kullanılmıştır. Model, saha çalışma koşulları altında deneysel olarak doğrulanmıştır. Doğrulama için, bir sondaj makinesinin yardımcı hareketlerini tahrik eden bir pompa kullanılmış ve deneysel veriler, aynı koşullar altında hacimsel davranışın bir simülasyonu ile karşılaştırılmıştır. Sonuç olarak, pompa tahriki ile test edilen ünite arasına bir tork dönüştürücü takılarak mekanik kayıplarla benzer testlerin yapılması önerilmiştir [2]. Li vd. (2020) diyaframalı bir pompanın performansını, pompa imalatçısı tarafından verilen mevcut performans çizelgelerine dayanarak pompa dönüş hızı ve soğuk su için sıvı giriş basıncı açısından belirlemiştir. Gerekli net pozitif emme yüksekliği, 480 rpm dönüş hızında bir ORC sisteminde evaporatöre pompa organik R245fa'yı beslediğinde kavitasyondaki termodinamik etki dâhil edilerek tahmin edilmiştir. Mevcut net pozitif emme yüksekliği, 100 kPa ve 141 kPa giriş sıvı basınçlarında hesaplanmış ve karşılık gelen kavitasyon güvenlik toleransları ele alınmıştır. Gerekli net pozitif emme yüksekliği ve mevcut net pozitif emme yüksekliği için aşırı soğutma ve güvenlik toleransları hesaplanmıştır. Emme valfinin hareketi için iki adet tek boyutlu (1D) mekanik model oluşturulmuş ve 480 rpm ve 100 kPa ve 141 kPa giriş basınçlarında çözümlenmiş ve analitik sonuçları doğrulamak için bir ön deney yapılmıştır [3]. Kumar vd. (2020) hidrostatik transmisyon sistemindeki son gelişmeler ve uygulamaları hakkında bir inceleme yapmıştır. Sistemin performansını incelemek için basitleştirilmiş bir model Matlab Simulink ortamında gerçekleştirilmiştir. Simülasyon sonucunda, bir akümülatör kullanılarak toplam verimliliğin arttığı ve iç sızıntılar dikkate alınmadığında maksimum %94,2'ye ulaşıldığı ifade edilmiştir [4]. Zardin vd. (2019) harici dişli makinelerinin hidro-mekanik verimliliğini değerlendirmek için bir model önermişlerdir. Model, diş ucu boşluğundaki, yatak blokları-dişli boşluklarındaki, muylu yataklarındaki viskoz sürtünme kayıpları dâhil olmak üzere makinelerdeki ana



sürtünme kayıpları ve ağ kaybı dikkate alınarak ve değerlendirilerek oluşturulmuştur. Hidromekanik verimlilik sonuçları yazarlar tarafından daha önceki bir çalışmada deneysel olarak karakterize edilen ticari pompalara atıfta bulunularak farklı çalışma koşulları ve iki akışkan viskozite değeri dikkate alınarak her bir kayıp kaynağının rolü tartışılmıştır. Sonuç olarak, analiz edilen pompa ve dağıtım basıncı değerlerinin çalışma aralığı ve dönüş hızı değerleri göz önüne alındığında, ağ bağlantısı kaybı, mekanik verimliliğin $\pm$ %7 oranında değişmesine neden olurken, yanıl kayıpların da yaklaşık $\pm$ %15 aralığında değişmesine neden olmuştur [5]. Sliwinski (2020) su ve mineral yağ gibi önemli ölçüde farklı viskozite ve yağlama özelliklerine sahip olan iki sıvı ile beslenen bir hidrolik motordaki mekanik kayıplar için matematiksel bir model geliştirmiş ve deney sonuçları ile karşılaştırmıştır. Deneysel testler, bir hidrolik uydu motorunun özel bir tasarımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalar, suyla beslenen motordaki mekanik kayıpların, yağla beslenen motordakinden 2,8 kat daha fazla olduğunu göstermiştir. Yüksek hızda çalışan yüklü motor için simülasyon sonuçlarının deneysel olanlardan yağ için % 3 ve su için % 4'ten fazla farklılık göstermediğini saptamıştır [6]. Yang vd. (2018) R123 kullanan bir hidrolik diyaframalı ölçüm pompasının performans testlerini çoğunlukla çıkış basıncından bağımsız 0,23-2,06 t/h kütleli debi aralığında gerçekleştirmişlerdir. Pompa güç girişi ve gerçek verimliliğinin strok ile arttığını ve maksimum gerçek verimliliği % 88.27 olarak bulmuşlardır. Çıkış basıncının artmasıyla özgül hız ve ORC sisteminin gerçek net güç çıkışı ve termal verimliliği, buharlaşma sıcaklığı ile artarken termal verim özgül hızın artmasıyla doğrusal olmayan hızlı bir düşüş eğilimi göstermiştir. Geri çalışma oranı (BWR) maksimum 0,93'e kadar ulaşmıştır [7]. Zhang vd. (2018) yüksek hızlı elektro-hidrostatik aktüatörlü (EHA) pompanın termal-hidrolik modelinde kontrol hacmi yöntemini ile pistonlu pompanın ısı transferi analizi ve çalkalama kayıpları ile üretilen pistonlu pompanın içindeki ısı akışını detaylı olarak incelemişlerdir. Yüksek hızlı EHA pompasının kararlı durum kaçak sıcaklıkları, deneylerle simüle edilmiş ve doğrulanmıştır. Deneysel sonuçlar, EHA pompasında kaçak sıcaklığının tahmini için iyi performans sağlamak için çalkalama gücü kayıplarının termal-hidrolik modelde dikkate alınması gerektiğini göstermiştir [8]. Zeleny vd. (2017) net çıkış gücü 1-10 kW olan Organik Rankine çevrimi (ORC) için bir pompa tasarlamışlardır. Mekanik, elektriksel, hacimsel ve iç kaçaklar sonucu ortaya çıkan kayıpların önemini vurgulamışlar ve hesaplamışlardır. Yüksek basınçtaki çalışmalarda hacimsel kayıpların küçük bir etkisi olurken düşük basınçlarda mekanik kayıpların pompa çalışmasını etkilediğini ortaya koymuşlardır. En büyük kayıpların özellikle düşük çalışma hızlarında motor ve değişken frekanslı sürücünün elektriksel verimlerinden kaynaklandığını ifade etmişlerdir. Motorla birlikte pompanın çalışma koşullarının da optimize edilmesinin pompa güç tüketimini azaltması açısından en önemli unsur olduğunu belirlemişlerdir [9]. Michael vd. (2012) Stribeck değerlerinin analizine dayalı olarak harici dişli pompa verimliliğine ilişkin deneysel bir çalışma



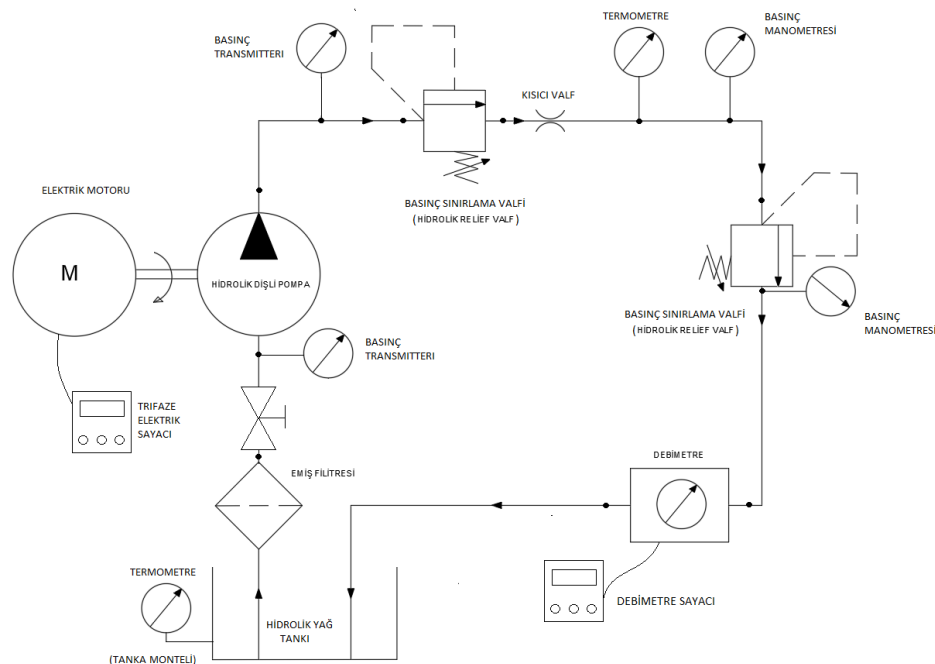
yapmışlardır. Çeşitli harici dişli pompaların hacimsel, mekanik ve genel verimlerini kararlı koşullar altında test etmişlerdir. Düz dereceli aşınma önleyici hidrolik sıvılar, 50 °C ve 80 °C'de değerlendirilmiştir. Mekanik, hacimsel ve genel verimlilik için Stribeck değerleri, klasik pompa verimlilik eğrileriyle karşılaştırılmıştır ve tutarlı olduğu ortaya konulmuştur. Düşük Stribeck sayılarında mekanik verimlilik model davranışından uzaklaşmış; temas koşulları hidrodinamikten karışık film yağlama rejimine geçerken düşük hızlarda ve yüksek basınçlarda azalmıştır. Stribeck sayısını hacimsel ve mekanik verimle ilişkilendirmek için basit bir eşitlik ortaya koymuşlardır [10]. Ünlü (2005) tarım traktörlerinde kullanılan hidrolik pompaların karakteristiklerini incelemiştir. Aynı basınç değerlerinde motor devir sayıları azaldıkça hidrolik sistemden elde edilen gücün giderek azaldığını ve ölçülen güç değerleri üzerinde, motor devir sayıları ve basınç kademelerinin değişiminin önemli olduğunu istatistiksel olarak ortaya koymuştur [11]. Nano partikül ilavesinin hidrolik pompa verimine ve sürtünmeye etkisinin deneysel olarak araştırıldığı çalışmalar ise kısıtlıdır. Chavda vd. (2015) çeşitli konsantrasyonlarda Al₂O₃ nano dispersiyon ve CuO nanopartiküllerinin baz sıvı olarak su içinde karıştırılmasının santrifüj pompanın verimliliği üzerindeki etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Al₂O₃ ve CuO nano akışkanı, iki aşamalı yöntem kullanarak hacimsel olarak % 0.001, % 0.002, % 0.003 ve % 0.004 konsantrasyonlarında hazırlamışlardır. Santrifüj pompa veriminin, suya nazaran Al₂O₃ nano dispersiyon ve CuO nanopartiküllerinin hacim konsantrasyonundaki artışla azaldığını ortaya koymuşlardır [12]. Martorana (2011) etanol bazlı sıvı içerisine ince grafit pul, karbon nanotüp ve karbon nano fiber katkılarının kapalı hidrolik bir döngüde çalıştırılan harici bir dişli pompanın verimliliği üzerindeki etkisi deneysel olarak araştırmıştır. 194-1500 ppm arasında değişen konsantrasyonlarda etanolde bir dizi grafit, karbon nanotüp (CNT) ve karbon nanofiber (CNF) dispersiyonları hazırlamış ve bu akışkanları maksimum 100 psi çalışma basıncında çalışan bir dişli pompada incelemiştir. Pompa giriş basıncı, hacimsel debi ve elektrik gücü tüketimi değerlerini ölçmüştür. Belirli bir diferansiyel pompa basıncında motor tarafından tüketilen gücün, tüm katkı maddesi konsantrasyonları için yaklaşık olarak sabit kaldığını bulmuştur. Saf etanol, koloid süspansiyonlarla değiştirildiğinde hem hacimsel debi hem de genel pompa veriminde artışların olduğunu gözlemlemiştir [13]. Rizzo vd. (2016) nano kaplamalı ve standart kaplamalı eksenel pistonlu pompa kayıcı pabuçlarını aynı çalışma koşullarında teste tabi tutmuşlardır. Değişken basınçta ve sabit dönme hızında bir test, sabit basınçta ve değişken dönme hızında bir test olmak üzere toplam iki test yapmıştır. Her iki çalışma koşulu için de standart ve nano kaplamalı pabuçlar arasındaki karşılaştırma sonucu önerilen nano kaplama metodolojisi ile % 20'den fazla sürtünme azalması elde etmiştir [14]. Rizzo vd. (2015) eksenel pistonlu pompa kayıcı pabuçlarını nano kaplama yaparak test etmişlerdir. Kaplama olan pompalarda sürtünmenin azaldığını ve böylece nano kaplı pompanın mekanik veriminin artacağını ve buna bağlı olarak makinenin genel veriminin de artacağı kanısına

varmışlardır [15]. Nasiri-Khuzani vd. (2012) nano yağın tarım motorları üzerindeki etkisini incelemek için İran'da üretilen sekiz Massey Ferguson model 399 traktörün performansı incelemiştir. Tarımsal traktör motorlarında nano elmas yağı katkı maddesinin kullanılmasının silindirler, contalar, tahrik milleri, dişliler, eksantrik mili ve valf mekanizmalarındaki aşınmayı % 68 oranında azalttığını, ayrıca piston segmanı, yatak, contalar ve egzoz valflerinde % 64 oranında daha az aşınma görüldüğünü ve yakıt tüketiminin, geleneksel yağ kullanımına kıyasla % 21'lik bir azalma sağladığını ortaya koymuşlardır [16].

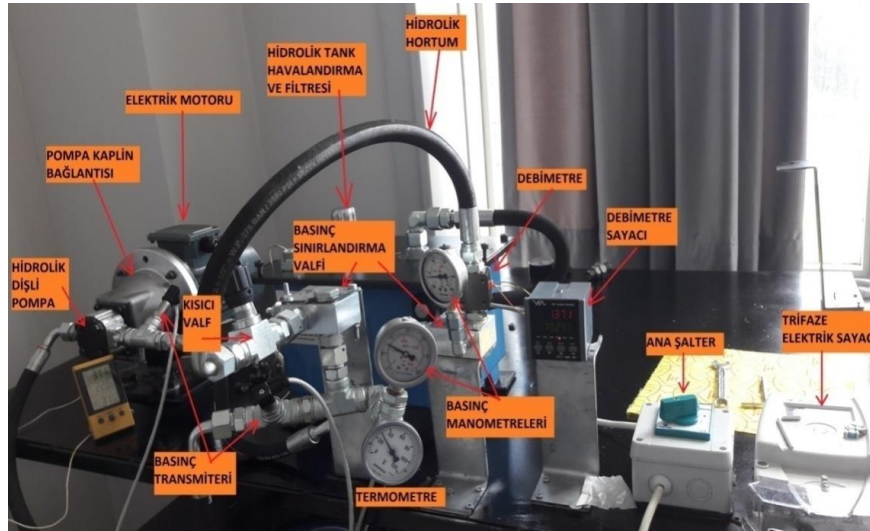
Literatürde görüldüğü gibi, genel olarak farklı metal ve metal oksitleri içeren nano partiküllerin hidrolik dişli pompalarda sadece enerji verimi ve malzeme aşınmaları üzerine etkileri deneysel incelenmiştir. Bu çalışmada, yaygın olarak kullanılan 46 numara hidrolik yağ (HO) ile ve bu yağ içerisine ağırlıkça % 0,1 oranında CuO nano partikül ilave edilerek oluşturulan nano akışkanın (HO+CuO) kullanıldığı hidrolik pompaların mekanik güç, hidrolik güç, mekanik kayıplar, elektriksel kayıplar, hacimsel kayıpları, enerji verimi ve volumetrik verimleri deneysel olarak karşılaştırılmıştır.

2. Deney Düzenegi ve Nano Akışkanın Hazırlanması

HO ve HO+CuO nano akışkan kullanan hidrolik pompa kayıp ve verimlerinin karşılaştırılması amacı ile Şekil 1’de hidrolik test ünitesi devre şeması ve Şekil 2’de görülen test düzeneği tasarlanmıştır.



Şekil 1. Hidrolik test ünitesi devre şeması [1]



Şekil 2. Test düzeneği [1]

Şekil 1 ve 2’de görüldüğü gibi kapalı devre olarak kurulan düzenekte, çalışma akışkanı olarak kullanılan yağ ortam basıncındaki bir tanktan hidrolik pompaya 0,55 kW gücündeki bir elektrik motoru ile getirilmiştir. Hidrolik devrede sistem basıncını ölçmek 2 adet basınç sensörü ve basıncı kontrol etmek amacıyla 1 adet manometre kullanılmıştır. Pompa çıkış basıncı 1 adet basınç sınırlama kısma valfi ve opsiyonel olarak 2 adet basınç sınırlama valfi ile ayarlanmıştır. Akışkanın hacimsel debisi 1 adet debimetre, tanktaki yağ sıcaklığı termometre ve elektrik tüketimi dijital bir elektrik sayacı ile ölçülmüştür.

Deneyler iki aşamalı olarak gerçekleştirilmiştir. Birinci aşamada; Tablo 1’de teknik özellikleri verilen 7 lt 46 no hidrolik yağ kullanılmıştır. İkinci aşamada, 46 no hidrolik yağ içerisine ağırlıkça % 0,1 oranında Tablo 2’de özellikleri verilen CuO nano partikülü ilave edilerek Şekil 3’de gösterilen HO+CuO nano akışkan yağ hazırlanmıştır. Hazırlanmış olan HO+CuO nano akışkan yağ manyetik karıştırıcıda 24 saat 50 rpm değerinde karıştırılmıştır (Şekil 4).

Her iki deney 80 bar, 100 bar, 120 bar ve 140 bar gibi dört farklı basınç farkında gerçekleştirilmiştir. Deneylerde, basınç farkı (bar), elektrik tüketimi (kWh), hidrolik yağ debisi (lt/dk) ve pompanın önerilen çalışma sıcaklığı aralığında çalıştığının kontrolü için hidrolik yağın sıcaklık değeri ölçülmüştür. Deneyler 8 saat boyunca gerçekleştirilmiş ve her bir basınç farkı için 5’er defa tekrarlanmıştır.

Tablo 1. 46 no hidrolik yağın özellikleri [1]

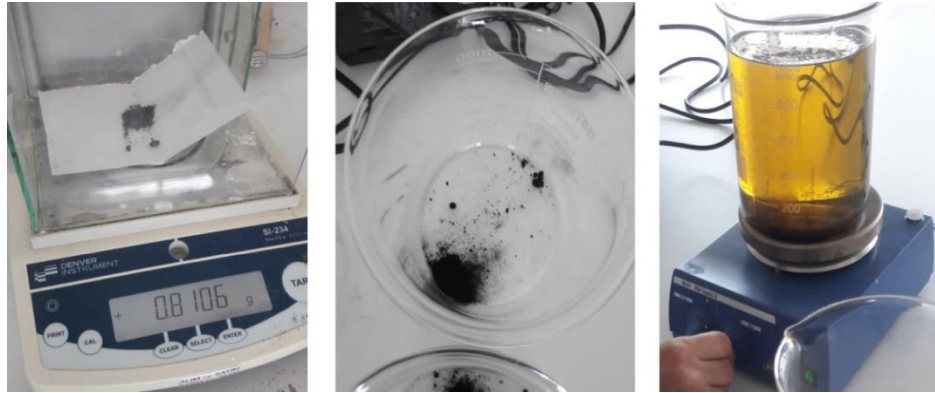
Görünüm	Sarı berrak sıvı
Renk	Sarı
Bağıl yoğunluk@ 15°C	0,875 g/cm ³
Yoğunluk @15°C, g/ml	0,879 g/cm ³



Viskozite @40°C, mm ² /s	46,0
Viskozite @100°C, mm ² /s	6,8
Akma Noktası	-24°C
Parlama noktası	210°C

Tablo 2. CuO nano partikülünün özellikleri [1]

Saflık (%)	99.995				
Renk	koyu kahverengi				
Biçim	küresele yakın				
Ortalama Parçacık Boyutu (nm)	15-45				
Özgül Yüzey Alanı (m ² /g)	15.0				
Kitle Yoğunluğu (g/cm ³)	0,8				
Gerçek Yoğunluk (g/cm ³)	6,5				
Element Analizi (%)	Fe	Ca	Mg	Mn	Co
	0.008	0.004	0.003	0.007	0.004



Şekil 3. HO+CuO nano akışkan hidrolik yağın hazırlanması [1]



Şekil 4. HO+CuO nano akışkan hidrolik yağın manyetik karıştırıcıda karıştırılması [1]

3. Analiz

Dişli pompalar sabit debili pompalardır. Bu tip pompalarda birbirleriyle uyum içerisinde çalışan 2 adet diş bulunmaktadır. Dişli pompalar, en basit ve en dayanıklı pozitif deplasmanlı pompalardır. Dişli pompalar birbirlerine akuple olmuş dişlilerin dönme hareketiyle birlikte pompa emiş tarafında bulunan diş boşluklarında bir vakum oluşur ve bu sayede yağ emilir. Emilen yağ dönen dişliler arasında sıkıştırılarak sisteme basınçlandırarak iletilir [1].

Teorik akış, dişlilerin geometrisi, diş sayısı ve dönme hızı ile veya sadece üreticinin bilgilerine göre tanımlanır. Teorik akış hesaplamalarında üretici tarafından verilen değerler Tablo 3’de verilmiştir.

Tablo 3. Hidrolik dişli pompa teknik özellikleri [1]

Parametre	Değeri
m	1,814 mm
n	1365 dev/dk
b	3,8 mm
z	12
dt	25,4 mm
$\dot{V}_{teorik}$	1.50 lt/dk

Hidrolik dişli pompasının, pratik durumlarda hidrolik işi ($\dot{W}_h$) Eş. (1) ile hesaplanır [9].

$$\dot{W}_h = \dot{V} \Delta P \quad (1)$$

Eş. (1)’de $\dot{V}$ hacimsel debi (lt/dk) ve ΔP basınç farkı (bar) dır.

Pompa mekanik giriş gücü ($\dot{W}_{mek}$) aşağıdaki eşitlik ile belirlenebilir [9].



$$\dot{W}_{mek} = \frac{2\pi nT}{60} \quad (2)$$

Eş. (2)'de, n pompa devir sayısı (1365 dev/dk), T (Nm) motor şaft torkudur ve Eş. (3) ile bulunabilir [9].

$$T = \frac{\dot{V} \times \Delta P}{62.8 \times \eta_{teorik,p}} \quad (3)$$

Eş. (3)'de $\eta_{teorik,p}$ üretici teorik pompa verimidir ve 0,95 olarak alınmıştır [1].

Hidrolik dişli pompasının verimi Eş. (4) ile hesaplanabilir [9].

$$\eta_p = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_{elk}} \quad (4)$$

burada, $\dot{W}_{elk}$ (kW) ölçülen elektrik tüketimidir.

Volumetrik verim Eş.(5) ile hesaplanabilir [9].

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{V}_{ölçülen}}{\dot{V}_{teorik}} \quad (5)$$

burada, $\dot{V}_{ölçülen}$ (lt/dk) deneylerde ölçülen hacimsel debi ve $\dot{V}_{teorik}$ hidrolik pompa teknik özelliklerine göre Eş. (5)'den hesaplanan teorik hacimsel debidir [9].

$$\dot{V}_{teorik} = FQ \times n = \frac{\pi \times d_t^2 \times 2 \times m \times b \times n}{1000} \quad (6)$$

Eş. (6)'da, FQ (cm³) pompanın bir devirde bastığı teorik akışkan miktarıdır ve Eş. (7) ile hesaplanır. d_t (mm) taksimat dairesi yarı çapı, m (mm) modül, b (mm) diş genişliğidir [9].

$$FQ = 2 \times z \times FV \quad (7)$$

burada, z diş sayısı (adet) ve FV bir dişin içine dolan akışkan hacmi (cm³) Eş. (8) ile hesaplanır [9].

$$FV = \frac{\pi \times d_t^2 \times m \times b}{z} \quad (8)$$

Hacimsel kayıplar Eş.(9) ile hesaplanabilir [9].

$$\dot{W}_{vol,kayıp} = \dot{V}_{iç kaçak} \Delta P = (1 - \eta_{vol}) \dot{V}_{teorik} \Delta P \quad (9)$$

Mekanik kayıplar Eş.(10) ile hesaplanabilir [9].

$$\dot{W}_{mek,kayıp} = \dot{W}_{mek} - \dot{W}_h - \dot{W}_{vol,kayıp} \quad (10)$$

Elektriksel kayıplar Eş.(11) ile hesaplanabilir [9].

$$\dot{W}_{elk,kayıp} = \dot{W}_{elk} - \dot{W}_{mek} \quad (11)$$

Pompanın izantropik verimi, hacimsel ve mekanik (yani sürtünme) kayıplarından etkilenir. Pompa izantropik (η_{is}) verimi Eş. (12) ile hesaplanabilir [9].

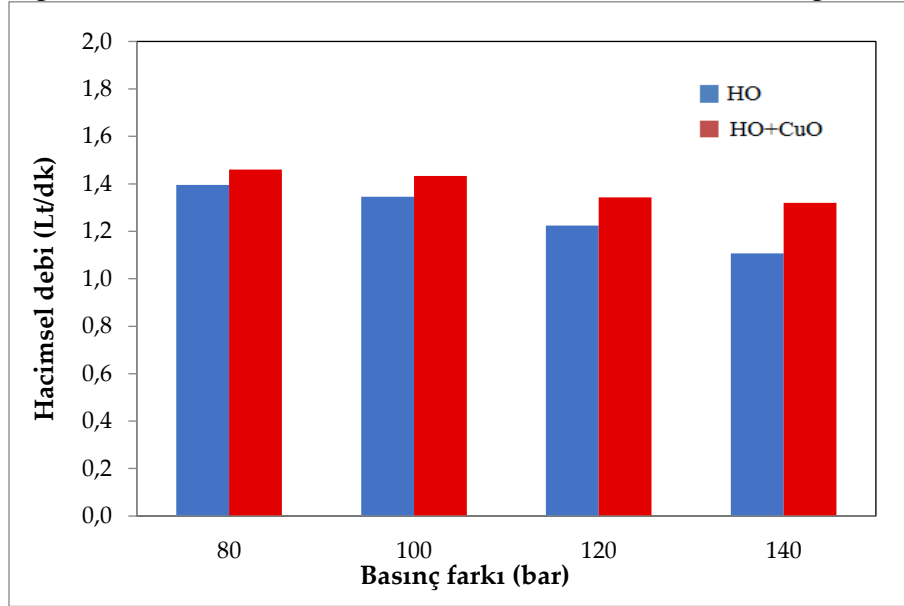
$$\eta_{is} = \frac{\dot{W}_h}{\dot{W}_{mek}} \quad (12)$$

4. Sonuçlar

Bu çalışmada, 46 no hidrolik yağ (HO) kullanan hidrolik dişli pompa ile HO içerisine ağırlıkça % 0,1 oranında ilave edilen CuO nano partikül ilave edilerek hazırlanan HO+CuO nano akışkan yağ kullanan hidrolik dişli pompanın 4 farklı basınç düşümü için hacimsel debi, elektrik tüketimi, hidrolik iş, pompa mekanik güç, hidrolik dişli pompa

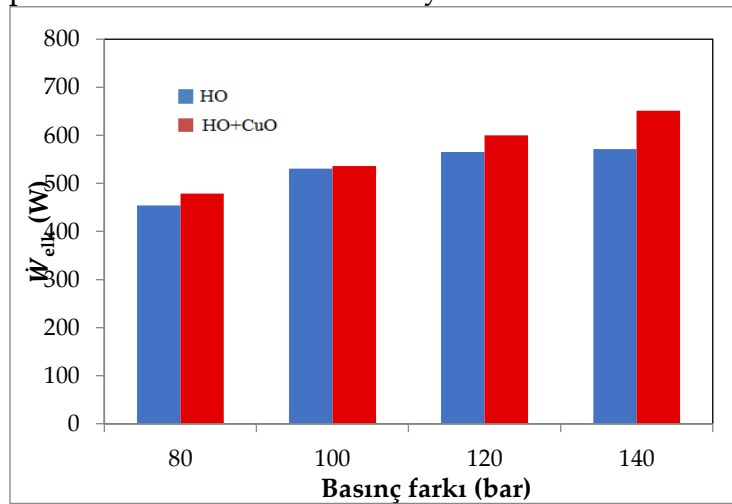
verimleri, volumetrik verimler, hacimsel kayıpları, mekanik kayıpları ve elektriksel kayıpları deneysel olarak karşılaştırılmıştır.

Şekil 5 ve 6'da, HO ve HO+CuO nano akışkan kullanılan sistemde sırasıyla basınç düşümüne bağlı olarak ölçülen hacimsel debi ve elektrik tüketimi değerleri verilmiştir.



Şekil 5. Basınç düşümüne bağlı olarak ölçülen hacimsel debi değerleri

Şekil 5'de görüldüğü gibi, HO ve HO+CuO nano akışkanlı pompalarda basınç düşümü arttıkça hacimsel debi değerleri azalmaktadır. Ayrıca, nano partikül ilavesinin akışkan yoğunluk değişiminden dolayı hacimsel debi değerini artırmıştır. HO çalışma akışkanlı pompanın hacimsel debisi 1.11 lt/dk ile 1.39 lt/dk arasında değişirken nano akışkan çalışma akışkanlı pompanın hacimsel debisi 1.32 ile 1.46 lt/dk arasında değişmiştir. Dolayısıyla, nano partikül ilavesi hacimsel debiyi %5 ile % 22 arasında artırmıştır.

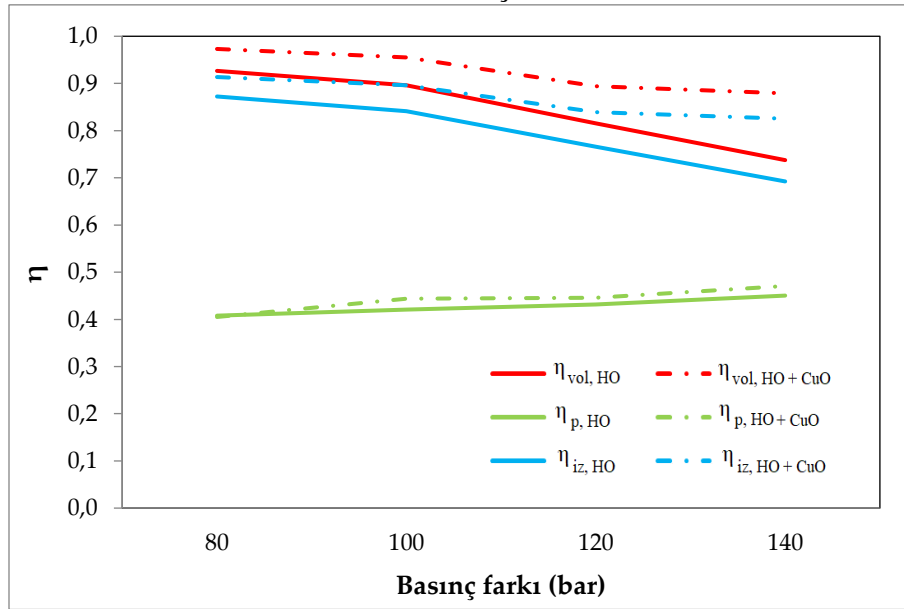


Şekil 6. Basınç düşümüne bağlı olarak ölçülen elektrik tüketim değerleri

Şekil 6'da görüldüğü gibi, basınç farkı arttıkça elektrik gücü artmıştır. HO akışkanlı pompanın elektrik tüketimi 454.17 W ile 571.20 W arasında değişirken nano akışkanlı sistemin elektrik tüketimi 478.87 W ile 651.43 W arasında değişmiştir. Dolayısıyla, nano partikül ilavesi elektrik tüketimini % 5 ile % 14 arasında artırmıştır.

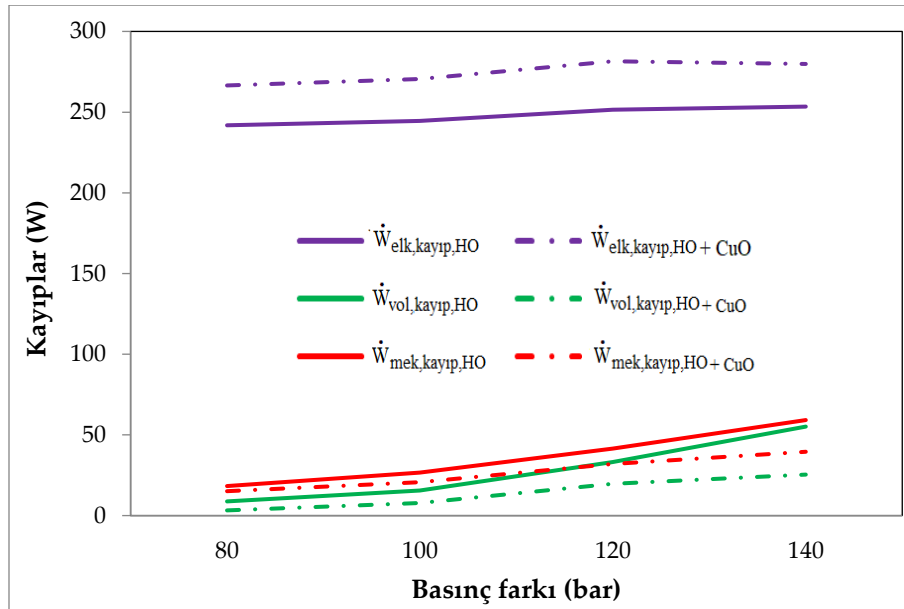
Şekil 7'de, basınç farkına bağlı volumetrik, pompa verimi ve izantropik verim değerleri verilmiştir.

Şekil 7'de görüldüğü gibi, basınç farkı arttıkça pompa verimi artarken volumetrik ve izantropik verim değerleri düşmektedir. HO çalışma akışkanlı sistemin pompa verimi 0.41 ile 0.45 arasında değişirken nano akışkanlı sistemin pompa verimi 0.41 ile 0.47 arasında değişmiştir. Ayrıca, HO çalışma akışkanlı sistemin izantropik pompa verimi 0.69 ile 0.87 arasında değişirken nano akışkanlı sistemin izantropik pompa verimi 0.83 ile 0.91 arasında değişmiştir. Bununla birlikte, HO çalışma akışkanlı sistemin volumetrik pompa verimi 0.74 ile 0.93 arasında değişirken nano akışkanlı sistemin volumetrik pompa verimi 0.88 ile 0.97 arasında değişmiştir. Sonuç olarak, nano partikül ilavesi pompa verimini ortalama % 4 artırırken, volumetrik verimi % 4 ile %19 arasında ve izantropik verimi % 4 ile % 20 arasında artırmıştır.



Şekil 7. Basmañ farkına bağı volumetrik verim, pompa verimi ve izantropik verim değerleri

Basmañ düşümüne bağı olarak hidrolik sistemde meydana gelen mekanik, volumetrik kayıplar ve elektriksel kayıplar Şekil 8'de verilmiştir.



Şekil 8. Basınç farkına bağlı hidrolik sistemde meydana gelen mekanik, volumetrik ve elektriksel kayıplar

Şekil 8’de görüldüğü gibi, hidrolik sistemde oluşan en büyük kayıp elektriksel kayıplar iken en düşük kayıp volumetrik kayıplardır. HO çalışma akışkanlı sistem için volumetrik kayıplar 8.80-55.13 W arasında, mekanik kayıplar 18.29-59.19 W arasında ve elektriksel kayıplar 199.62-241.83 W arasında değişirken nano çalışma akışkanlı sistem için volumetrik kayıplar 3.23-25.41 W arasında, mekanik kayıplar 15.13-39.54 W arasında ve elektriksel kayıplar 266.53-279.85 W arasında değişmiştir. Dolayısıyla, nano partikül ilavesi volumetrik kayıpları %68 ile %172 oranında ve mekanik kayıpları %20 ile %50 arasında azaltırken elektriksel kayıpları %2 ile %10 arasında artırmıştır. Sonuç olarak, CuO nano partikül ilavesi pompa performansını artırmıştır.

Bu çalışmada, elektrik motorunun performansını artırmaya yönelik herhangi bir çalışma yapılmamıştır. İlerleyen çalışmalarda elektrik motorunun performansını artırmaya yönelik çalışmalar ve farklı yağ ve nano partiküllerin hidrolik dişli pompalar üzerindeki etkileri termoeconomik açıdan da araştırılabilir.

Referanslar

- [1] Aslan H., 2019, Hidrolik pompalarda CuO nanopartikül kullanımının enerji performansına etkisinin araştırılması, Yüksek Lisans Tezi, Uşak Üniversitesi, Uşak, Türkiye.
- [2] Torrent, M., Gamez-Montero, P.J., Codina, E., 2021, Parameterization, Modeling, and Validation in Real Conditions of an External Gear Pump, Sustainability, 13 (6), 3089.
- [3] Li, W., Mckeown, A., Yu, Z., 2020, Correction of cavitation with thermodynamic effect for a diaphragm pump in organic Rankine cycle systems, Energy Reports, 6 (3), 2956-2972.



- [4] Kumar N., Sarkar B.K., Maity S., 2020, Recent Development and Application of the Hydrostatic Transmission System, *Advances in Mechanical Engineering. Lecture Notes in Mechanical Engineering*. Springer, Singapore, 1613-1625.
- [5] Zardin, B., Natali, E., Borghi, M., 2019, Evaluation of the Hydro–Mechanical Efficiency of External Gear Pumps, *Energies*, 12(13), 2468.
- [6] Sliwinski, P., 2020, The Influence of Water and Mineral Oil on Mechanical Losses in a Hydraulic Motor for Offshore and Marine Applications, *Polish Maritime Research*, 27(2 (106)),125-135.
- [7] Yang, Y., Zhang, H., Xu, Y., Zhao, R., Hou, X., Liu, Y., 2018, Experimental study and performance analysis of a hydraulic diaphragm metering pump used in organic Rankine cycle system, *Applied Thermal Engineering*, 132, 605-612.
- [8] Zhang, J., Li, Y., Xu, B., Chen, X., Pan, M., 2018, Churning losses analysis on the thermal-hydraulic model of a high-speed electro-hydrostatic actuator pump, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 127, 1023-1030.
- [9] Zeleny Z., Vodicka V., Novotny V., Mascuch J., 2017, Gear pump for low power output ORC – an efficiency analysis”, *Energy Procedia* 129, 1002-1009.
- [10] Michael, P., Khalid, H., and Wanke, T., 2012, An Investigation of External Gear Pump Efficiency and Stribeck Values, *SAE Technical Paper*, 2012-01-2041, <https://doi.org/10.4271/2012-01-2041>.
- [11] Ünlü A., 2005, Traktörlerin Hidrolik pompa karakteristiklerinin incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Ankara Üniversitesi, Ankara, Türkiye.
- [12] Chavda N. K, Patel G. V. , Bhadauria M. R., M. Makwana N., 2015, Effect of Nanofluid on Efficiency of Centrifugal Pump”, *International Journal of Research in Engineering and Technology* , 4 (4), 701-705.
- [13] Martorana P.J., 2011, Effect of carbon based nano additives on external gear pump performance, Degree of Master, University of Illinois at Urbana-Champaign, Aerospace Engineering, Urbana USA.
- [14] Rizzo G., Bonanno A., Paolo G., Massarotti G. P., Pastorello L., Raimondo M., Veronesi F., Magda Blosi M., 2016, Energy efficiency improvement by application of nano structured coatings on axial piston pump slippers”, *Institute for Agricultural and Earthmoving Machines – IMAMOTER – C.N.R., Italy 10th International Fluid Power Conference, Dresden*, 313-328.
- [15] Rizzo G., Massarotti G. P., Bonanno A., Paoluzzi R., Raimondo M., Blosi M., Veronesi F., Caldarelli A., Guarin G., 2015, Axial piston pumps slippers with nanocoated surfaces to reduce friction. *International Journal of Fluid Power*, 16 (1), 1–10.
- [16] Nasiri-Khuzani Gh., Asoodar M. A., Rahnama M., Sharifnasab H., 2012, Evaluation of engine parts wear using nano lubricant oil in agricultural tractors nano lubrication, *Global Journal of Science Frontier Research Agriculture and Veterinary Sciences*, 12 (8), 36-41.

Simge ve Kısaltmalar

b	diş genişliği [mm]
CuO	bakır oksit
d _t	taksimât dairesi yarı çapı [mm]
FV	bir dişin içine dolan akışkan hacmi [cm ³]
FQ	pompanın bir devirde bastığı teorik akışkan miktarı [cm ³]
HO	hidrolik yağ
m	modül [mm]



n	pompa devir sayısı [dev/dk]
ORC	organik Rankine çevrimi
T	tork [Nm]
$\dot{V}$	hacimsel debi [lt/dk]
$\dot{W}$	iş, güç [W]
z	diş sayısı
ΔP	basınç düşümü [bar]
η	verim

Alt İndisler

elk	elektrik
h	hidrolik
is	izantropik
mek	mekanik
p	pompa
vol	volumetrik