

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR ABKANT PRESTE DEĞİŞKEN HIZLI TAHRİK
SİSTEMİ UYGULAMASI: ENERJİ VERİMLİLİĞİ
VE EKONOMİK ANALİZİ**

OLGUN ÇALIŞKAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. ALİ VOLKAN AKKAYA**

İSTANBUL, 2018

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BİR ABKANT PRESTE DEĞİŞKEN HIZLI TAHRİK
SİSTEMİ UYGULAMASI: ENERJİ VERİMLİLİĞİ
VE EKONOMİK ANALİZİ**

OLGUN ÇALIŞKAN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ENERJİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. ALİ VOLKAN AKKAYA**

İSTANBUL, 2018

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR ABKANT PRESTE DEĞİŞKEN HIZLI TAHRİK SİSTEMİ UYGULAMASI:
ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE EKONOMİK ANALİZİ**

Olgun ÇALIŞKAN tarafından hazırlanan tez çalışması 21.06.2018 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr.Üyesi Muharrem BOĞOÇLU
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Mustafa YILMAZ
Marmara Üniversitesi

ÖNSÖZ

Meslek hayatımda edindiğim tecrübeleri akademik bir platforma taşıma imkanı bulduğum bu çalışmada güncel bir tasarım konseptinin ülkemizde çok yüksek adetlerde üretilen ve kullanılan bir makine uygulamasına uyarlandığı zaman elde edilebilecek faydaları incelemeye çalıştım. Bunu yapmaktaki temel amaçlarımdan bir tanesi de sanayi üniversite işbirliğine katkı sağlayabilecek bir çalışma ortaya koyabilmektir. Bu çalışma sonucunda elde edilen bulguların ve çalışma esnasında kullanılan metodolojinin benzer bir amacı olan başka çalışmalarda kaynak olarak değerlendirilmesini umuyorum.

Bu çalışma sırasında beni ilham, öneri ve tecrübeleri ile destekleyen ve bana rehberlik eden değerli hocam Sn. Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA'ya teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca deney düzeniğinin kullanımı konusunda verdiği destekten dolayı Sn.Dr.Öğr.Üyesi Muharrem Erdem BOĞOÇLU'ya teşekkür ederim.

Özellikle deneysel çalışmalarımız için gereken malzeme ve teçhizatın temini için yardımlarını esirgemeyen başta Repkon Makine AŞ olmak üzere Eaton Corporation, Hidronet Ltd. Şti., Entek Otomasyon AŞ firmalarına da teşekkürlerimi sunarım.

Çalışma hayatının getirdiğı yoğunlukla eş zamanlı olarak yürüttüğüm bu çalışmada kendilerini zaman zaman ihmal etmeme rağmen benden manevi desteğini hiç esirgemeyen kıymetli eşim Meliha ÇALIŞKAN'a ve çocuklarım Nehir Ela ve Kerem Uras'a ayrıca teşekkür ederim.

Haziran, 2018

Olgun ÇALIŞKAN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vi
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ	x
ÖZET	xi
ABSTRACT.....	xii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Hipotez	6
BÖLÜM 2	
SABİT/DEĞİŞKEN HIZLI SÜRÜLEN HİDROLİK SİSTEMLER.....	7
2.1 Temel Kavramlar	7
2.2 Tahrik Hızının Pompa Debisine Etkisi.....	10
2.3 Sabit Hızlı Sürülen Hidrolik Sistemler (SHTS)	11
2.4 Değişken Hızlı Sürülen Hidrolik Sistemler (DHTS).....	12
2.4.1 Açık Devreli Değişken Hızlı Hidrolik Sistemler	13
2.4.2 Kapalı Devreli Değişken Hızlı Hidrolik Sistemler	15
BÖLÜM 3	
DENEYSEL ÇALIŞMALAR	16
3.1 Deney Düzeneği	16
3.1.1 Hidrolik Sistem.....	16
3.1.1.1 Dıştan Dişli Hidrolik Pompa.....	18
3.1.1.2 AC Asenkron Elektrik Motoru	19
3.1.2 Elektrik Panosu ve Kontrol Sistemi	21
3.1.3 Motor Sürücüsü	22

3.1.4	Veri Toplama Cihazı	23
3.1.5	Basınç ve Debi Sensörleri.....	24
3.2	DeneySEL Çalışmaların Yapılması.....	26
3.2.1	Deney Metodu ve Parametrelerin Ayarlanması.....	26
3.2.2	Ölçümlerin Yapılması ve Kaydedilmesi.....	28
3.2.3	Deney Sonuçları ve Değerlendirme	29
BÖLÜM 4		
UYGULAMA ÇALIŞMASI: 500 kN CNC Abkant Pres		33
4.1	Hidrolik Abkant Presler	33
4.1.1	Abkant Pres Çevrimi ve Çevrim Parametreleri	35
4.1.2	Abkant Pres Hidrolik Sistemi	37
4.1.2.1	Hidrolik Silindirler ve Temel Hesaplamalar	37
4.1.2.2	Hidrolik Devre Şeması ve Deney Modeli.....	39
4.2	Uygulama Çalışması	42
4.2.1	Abkant Pres Özelliklerinin Belirlenmesi.....	42
4.2.1.1	Abkant Pres Teknik Özellikleri ve Sabit Parametreler	42
4.2.1.2	Çevrim Değişkenleri ve İşletme Kabulleri	43
4.2.1.3	Makine Çevrim Zamanlarının Bulunması	44
4.2.2	Enerji Tüketim Analizleri ve İki Sistemin Karşılaştırılması	46
4.2.2.1	Çevrim Fazları ve Enerji Tüketim İlişkisi	46
4.2.2.2	Çevrimsel ve Yıllık Enerji Tüketimlerinin Bulunması	48
BÖLÜM 5		
EKONOMİK ANALİZ		54
5.1	Ekonomik Analizde Kullanılan Yöntemleri	54
5.1.1	Net Bugünkü Değer Yöntemi	54
5.1.2	Geri Ödeme Süresi Yöntemi	55
5.1.3	İç Verimlilik (Karlılık) Yöntemi.....	55
5.2	Ekonomik Analiz Yapılabilmesi İçin İlgili Unsurların Belirlenmesi.....	56
5.2.1	Kabul Edilen/Alınan Teknik ve Ekonomik Parametreler	56
5.2.2	Yatırım Maliyeti	56
5.2.3	Çalışma Senaryolarının Belirlenmesi	58
5.2.4	Birinci Yıl Sonunda Elde Edilen Net Gelirler	59
5.3	Ekonomik Analiz Sonuçları	62
5.4	Duyarlılık Analizi.....	65
BÖLÜM 6		
SONUÇ VE ÖNERİLER		68
KAYNAKLAR		73
ÖZGEÇMİŞ		75

SİMGE LİSTESİ

A_h	Toplam Halka Alanı [cm^2]
A_p	Toplam Piston Alanı [cm^2]
B_t	Herhangi Bir Yıldaki Gelirler [TL]
C_t	Herhangi Bir Yıldaki Giderler [TL]
E_ϕ	Bir Çevrimde Tüketilen Elektrik Enerjisi [kWs/ ϕ]
E_n	Her bir Fazdaki Enerji Tüketimi [kws]
f	Motor Frekansı (Hz)
F	Kuvvet [N]
F_i	Hidrolik Silindir İleri Baskı Kuvveti [N]
F_p	Presleme Kuvveti [N]
G	DHTS Kazancı [%]
I	Elektrik Motorunun Çektiği Akım [A]
I_n	Her bir Fazdaki Çekilen Akım Miktarı [kws]
I_{DHT}	Değişken Hızlı Tahrikte Motorun Çektiği Akım [A]
I_{SHT}	Sabit Hızlı Tahrikte Motorun Çektiği Akım [A]
i	İskonto (Faiz) Oranı (%)
L	Piston Kolu Uzunluğu [cm]
M_{pk}	Piston Kolu Ağırlığı [kg]
M_T	Tabla Ağırlığı [kg]
n	Silindir sayısı [adet]
n_e	Ekonomik Ömür (yıl)
n_0	Kutup Sayısı
N	Pompa Devri [d/dk]
p_e	Elektriksel Güç [kW]
p_h	Hidrolik Güç [kW]
p_m	Mekanik Güç [kW]
p_w	Faydalı Mekanik Güç [kW]
P_{gd}	Geri Dönüş Basıncı [bar]
P_1	Pompa Hattı Ölçüm Basıncı [bar]
P_2	İş Hattı Ölçüm Basıncı [bar]
Q_p	Pompa Debisi [l/dk]
Q_1	Ölçülen Sistem Debisi [l/dk]
r	İç Karlılık Oranı (%)

s	Deney Koşulu Numarası
S	Strok [mm]
$S_{\text{ç}}$	Çevrim Stroğu [mm]
S_1	Serbest Düşme Stroğu [mm]
S_2	Presleme Stroğu [mm]
$t_{\text{ç}}$	Toplam Çevrim Süresi [s]
$t_{1,2,3,4,5,6}$	Her Bir Çevrim Fazı Süresi [s]
v	Hız [m/s]
V	Şebeke Gerilimi [V]
V_d	Pompa Deplasman Hacmi [cm^3/d]
V_g	Hidrolik Silindir Geri Hızı [mm/s]
V_{gd}	Pres Tablası Geri Dönüş Hızı [mm/s]
V_i	Hidrolik Silindir İleri Hızı [mm/s]
V_{sd}	Serbest Düşme Hızı [mm/s]
W	Ağırlıklandırma Oranı [%]
ΔP	Basınç Düşümü [bar]
η	Hidrolik Sistem Verimi
η_m	Mekanik Verim
τ	Tork [Nm]
$\varnothing D$	Piston Çapı [mm]
$\varnothing d$	Piston Kolu Çapı [mm]
$\rho_{\text{ç}}$	Çelik Özgöl Ağırlığı [gr/cm^3]
%D	Bir Parametrenin Yüzdesel Değişimi

KISALTMA LİSTESİ

AD	GÖS Aralığı Alt Değeri [TL]
AO _{EB}	Elektrik Fiyatı Artış Oranı
BD	Bugünkü Değer [TL]
BG	Geri Ödeme Süresi Aralığı [TL]
BM	Bakım Maliyeti [TL]
CNC	Computer Numeric Control
DDP	Değişken Deplasmanlı Pompa
DHTS	Değişken Hızlı Tahrik Sistemi
DK	Döviz Kuru [Euro/TL]
DO	Doluluk Oranı [%]
EBF	Elektrik Birim Fiyatı [TL/kWh]
GÖS	Geri Ödeme Süresi
GÖS _D	Dinamik Geri Ödeme Süresi
HCS	High Speed Counter (Yüksek Hızlı Sayıcı)
IPC	Industrial Personal Computer (Endüstriyel Bilgisayar)
İM	İşletme Maliyeti [TL]
İO	İskonto Oranı
İVO	İç Verimlilik Oranı (%)
NBD	Net Bugünkü Değer [TL]
PLC	Programmable Logic Controller (Programlanabilir Lojik Denetleyici)
SDP	Sabit Deplasmanlı Pompa
SHTS	Sabit Hızlı Tahrik Sistemi
ÜD	GÖS Aralığı Üst Değeri [TL]
YÇS	Yıllık Çevrim Sayısı [adet]
YET	Yıllık Enerji Tüketimi [kWh/yıl]
YET _a	Ağırlıklandırılmış Yıllık Enerji Tüketimi [kWh/yıl]
YM	Yatırım Maliyeti [TL]
YTM	Yıllık Tasarruf Miktarı [TL]

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 Hidrolik sistemlerde enerji kayıpları	9
Şekil 2. 2 Hidrolik pompa deplasmanı	10
Şekil 2. 3 Sabit debili sistemde kısma valfi ile debi ayarı	12
Şekil 2. 4 Değişken hızlı pompa tahrikinin ana prensibi ve devre sembolü	13
Şekil 2. 5 Değişken hızlı açık devreli sistemde debi ayarı.....	14
Şekil 2. 6 Değişken hızlı kapalı devre hidrolik sistem	15
Şekil 3. 1 Hidrolik güç ünitesi ve üzerinde bulunan devre elemanları	17
Şekil 3. 2 Hidrolik devre şeması.....	17
Şekil 3. 3 Dıştan dişli pompanın içyapısı.....	19
Şekil 3. 4 Sincap kafesli AC elektrik motorunun temel yapısı	20
Şekil 3. 5 Elektrik panosu ve arayüz	21
Şekil 3. 6 Elektrik motoru sürücüsü (frekans invertörü)	22
Şekil 3. 7 Veri toplama cihazı, ölçüm kanalları, veri giriş-çıkış portları	24
Şekil 3. 8 Deney düzeneğinde kullanılan sensörler	25
Şekil 3. 9 Veri toplama cihazı-sensör bağlantıları	25
Şekil 3. 10 Deney metodu ve parametrelerin ayarlanması.....	27
Şekil 3. 11 100 bar, 32 l/dk deney koşullarında veri toplama cihazı ekran görüntüsü .	28
Şekil 3. 12 100 bar, 32 l/dk deney koşullarında hidrolik devre şeması	29
Şekil 3. 13 Her bir deney şartı için verim ve DHTS kazancı.....	31
Şekil 4. 1 Bir CNC Hidrolik Abkant Pres'in genel görünümü.....	34
Şekil 4. 2 Örnek iş parçası ve kalıplar	34
Şekil 4. 3 Abkant pres çalışma çevrimi	35
Şekil 4. 4 Hidrolik silindirlerin anma ölçüleri ve abkant preslerde baskı kuvveti.....	38
Şekil 4. 5 Abkant pres hidrolik devre şeması.....	40
Şekil 4. 6 Deney düzeneği ile abkant pres hidrolik sisteminin modellenmesi	41
Şekil 4. 7 Hidrolik silindir temel büyüklükleri ve alanları	43
Şekil 4. 8 Pres çevrimi için hesaplanmış DHTS kazançları	53
Şekil 5. 1 Elektro-hidrolik yük algılama metodu.....	57
Şekil 5. 2 Senaryo 1 için duyarlılık analizi sonuçları	65
Şekil 5. 3 Senaryo 2 için duyarlılık analizi sonuçları	65
Şekil 5. 4 Senaryo 3 için duyarlılık analizi sonuçları	66
Şekil 5. 5 Senaryo 2, İVO ve GÖS için duyarlılık analizi sonuçları	67

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 3. 1	Hidrolik güç ünitesi malzeme listesi	18
Çizelge 3. 2	Elektrik motoru sürücüsünün teknik özellikleri	22
Çizelge 3. 3	Her bir deney şartı için kaydedilmiş motor akım ve hız değerleri	29
Çizelge 3. 4	Her bir deney şartı için hesaplanmış güç ve verim değerleri	30
Çizelge 4. 1	Abkant pres teknik özellikleri	42
Çizelge 4. 2	%100, %75, %50 basınç ve debi için kuvvet ve hız değerleri	43
Çizelge 4. 3	Çevrim ve işletme kabulleri	44
Çizelge 4. 4	%100, %75, %50 debi değerleri için presleme hızları ve zamanları	45
Çizelge 4. 5	%100, %75, %50 debi değerleri için makine çevrim süreleri	46
Çizelge 4. 6	Presleme fazı dışındaki fazlardaki elektrik motoru akımları	48
Çizelge 4. 7	100 bar yük ve her iki sistem için çevrimsel enerji tüketim değerleri	49
Çizelge 4. 8	150 bar yük ve her iki sistem için çevrimsel enerji tüketim değerleri	50
Çizelge 4. 9	200 bar yük ve her iki sistem için çevrimsel enerji tüketim değerleri	51
Çizelge 4. 10	Her koşul için abkant pres yıllık enerji tüketim değerleri	52
Çizelge 5. 1	Ekonomik analiz için alınan veya kabul edilen parametreler	56
Çizelge 5. 2	DHTS revizyonu için yapılacak toplam yatırım	58
Çizelge 5. 3	Üç farklı senaryo için ağırlıklandırma ve çalışma rejimleri	59
Çizelge 5. 4	Senaryo 1 için bulunan yıllık tasarruf miktarı	60
Çizelge 5. 5	Senaryo 2 için bulunan yıllık tasarruf miktarı	60
Çizelge 5. 6	Senaryo 3 için bulunan yıllık tasarruf miktarı	61
Çizelge 5. 7	Her bir senaryo için ilk yılın sonunda elde edilecek net gelir	61
Çizelge 5. 8	Senaryo 1 için yıllık gelir-giderler ve bulunan sonuçlar	62
Çizelge 5. 9	Senaryo 2 için yıllık gelir-giderler ve bulunan sonuçlar	63
Çizelge 5. 10	Senaryo 3 için yıllık gelir-giderler ve bulunan sonuçlar	63
Çizelge 5. 11	Her bir senaryo için bulunan GÖS _D 'ler	64
Çizelge 5. 12	Her bir senaryo için bulunan GÖS _D , İVO ve NBD değerleri	64

BİR ABKANT PRESTE DEĞİŞKEN HIZLI TAHRİK SİSTEMİ UYGULAMASI: ENERJİ VERİMLİLİĞİ VE EKONOMİK ANALİZİ

Olgun ÇALIŞKAN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Ali Volkan AKKAYA

Yapılan bu çalışmada, hidrolik sistemlerde değişken hızlı pompa tahrik sistemleri (DHTS) ele alınmıştır. Klasik sabit deplasmanlı bir pompanın kullanıldığı bir hidrolik sistemde pompa hızını sistemin debi talebine göre kontrol ederek elde edilebilecek enerji tasarruf miktarını ortaya koymak amaçlanmıştır.

Bu amaçla, bir deney düzeneğinde, farklı yük ve debi koşullarında elektrik motorunun enerji sarfiyatını bulmak için bir dizi deneyler yapılmıştır. Sonuçlar örnek çalışma olarak bir abkant pres çalışma çevrimine uygulanmış ve değişken hızlı ile sabit hızlı tahrik konseptlerinin farklı çalışma şartları altında bir çevrim sonucunda elektrik tüketimleri belirlenmiştir. Ayrıca, sabit hız tahrikli (SHTS) bir abkant presin değişken hızlı sisteme dönüştürülmesi durumu için ekonomik analiz yapılmıştır. Ekonomik analizde, farklı çalışma koşullarını temsil eden 3 farklı senaryo oluşturulmuş ve analizler her senaryo için tekrar edilmiştir.

Sonuçta, pres çevrimi için DHTS'nin %4 ila %19 enerji tasarrufu sağladığı bulunmuştur. DHTS'nin sağladığı enerji tasarrufunun en az olduğu senaryoda geri ödeme süresi 38 Ay, iç verimlilik oranı %45 ve net bugünkü değer 23.090 TL olarak bulunmuştur.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik sistem, değişken hızlı tahrik, abkant pres, enerji verimliliği

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ABSTRACT

VARIABLE SPEED DRIVE APPLICATION ON A PRESS BRAKE: ENERGY EFFICIENCY AND ECONOMIC ANALYSIS

Olgun ÇALIŞKAN

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Ali Volkan AKKAYA

In this study, the variable speed drive in hydraulic systems (VSDS) has been investigated. It was purposed to determine the amount of the energy that will be saved when the drive speed is controlled as per flowrate demand of the system in a traditional hydraulic system in which a fixed displacement pump is used.

For this purpose, several tests were performed on a test rig to find the electricity consumption of the motor under variable load and flowrate conditions. Results were implemented to a press brake's cycle as a case study. Besides, economic analysis were made for a case that a press brake with fixed speed drive system (FSDS) is modified to VSDS and were repeated for 3 different annual operation scenerios.

In conclution, it was found that energy saving ratio of VSDS is between %4 and %19 for one press cycle. In the scenario that the VSDS gain is least, pay-back time, rate of repayment and present value worth were calculated as 38 months, %45 and 23.090 TL respectively.

Keywords: Hydraulic system, variable speed drive, press brake, energy efficiency

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES**

1.1 Literatür Özeti

Günümüzde enerji hiç şüphesiz insanoğlunun en önemli gündem maddelerinden birisidir. İnsanlık, güç geçtikçe artan enerji talebinin neden olduğu birçok problemle yüz yüzedir. Teknolojik ve endüstriyel kazanımlarından taviz vererek geri adım atmasının mümkün olmadığını bilen insanoğlu, çareyi enerjiyi doğaya daha az zarar vererek üretmenin ve sonrasında bu enerjiyi daha verimli kullanmanın yollarını aramaya başlamıştır. Böylece son yıllarda enerjinin evsel ve endüstriyel amaçlarla daha verimli kullanılmasının yöntemlerini bulmaya ve geliştirmeye yönelik birçok çalışma sahası açılmıştır.

Bu bağlamda, hareket kontrolü ve güç iletiminde çok yoğun olarak kullanılan hidrolik sistemler de bu çalışma sahalarından bir tanesini teşkil etmektedir [1]. Hidrolik sistemlerde enerji verimliliği üzerinde uzun yıllar boyunca çalışmalar yapılmış ve buna bağlı olarak devamlı öncekilerden daha verimli komponentler ve sistem tasarımları ortaya konmuştur.

Hidrolik sistem tasarımcılarının veya sahadaki uygulayıcıların daha akıllı devre tasarımları yaparak, daha verimli devre elemanları kullanarak sistem verimini iyileştirmeleri mümkündür. Ayrıca komponent ve sistem imalatçısı firmalar, ürettikleri ürün ve sistemlerin verimlerini ve performanslarını arttırmak için yoğun bir çaba sarf etmektedirler. Dahası, elektronik ve kontrol mühendisliği gibi farklı disiplinlerden de faydalanarak daha akıllı, daha verimli sistem konseptleri ve çözümleri geliştirmek için devamlı araştırma ve geliştirme çalışmaları yürütmektedirler. Tarihsel olarak, enerji

verimini iyileştirmek amacıyla hidrolik sistemlerde by-pass valfleri, hidrolik akümülatörler, çok pompalı sistemler, değişken deplasmanlı pompalar gibi birçok ürün, metot kullanılmış ve hala kullanılmaya devam etmektedir. Son yıllarda en güncel konsept olarak yüksek enerji tasarrufu iddiası ile “değişken hızlı tahrik sistemleri” (DHTS) kullanıma girmiş ve yaygınlaşmaya başlamıştır.

Hidrolik sistemlerde DHTS metodunun giderek yaygınlaşması ve birçok makine uygulanmasında kullanılmaya başlanması nedeniyle hidrolik komponent ve sistem üreticileri bu konuda birçok çalışma yapmakta, bu çalışmalar sonucunda ürettikleri ürün ve sistemlerin güncel kataloglarını yayınlamaktadırlar. Yapılacak olan bu çalışmanın özel sektördeki gelişmelerle uyumlu olması açısından bu gelişmelerin incelenmesi gerekmektedir. Dünyanın önde gelen üretici firmalarının katalogları ve internet sayfaları incelendiği zaman, firmaların konuyla ilgili farklı yaklaşımları olduğu görülmektedir. Örneğin bazı firmalar DHTS’ne uygun komponent imalatına odaklanmaktayken [2], bazı firmaların da bünyelerinde bulunan elektronik ve kontrol sistemleri ile ilgili departmanlarındaki bilgi ve tecrübeleri kullanarak hidrolik sistem, elektronik komponent ve yazılım algoritmalarını kombine ederek uygulamaya göre değişiklikler içerebilen hibrit teknolojiler geliştirdikleri görülmektedir [3],[4].

Diğer taraftan konuyla ilgili yapılan akademik çalışmalar incelendiği zaman, konunun genellikle iki farklı açıdan ele alındığı görülmektedir.

Bunlardan birincisi DHTS’nin sistem dinamik performansına olan etkisidir. Literatürde de DHTS’nin sistem dinamiği ve performans üzerindeki etkilerini inceleyen veya bu etkileri iyileştirmeye yönelik öneriler sunan çalışmalar mevcuttur [5],[6],[7].

İkinci olarak DHTS’nin enerji verimliliği üzerindeki etkisini irdeleyen çalışmalar da vardır [8],[9],[10]. Zaten enerji verimliliğindeki artış, DHTS’nin uygulanmasındaki temel amaçtır. DHTS’nin, sistem tarafından talep edilen kadar debi üretmesi, sistemin debiye ihtiyacı olmadığı zamanlarda minimum enerji tüketimi olacak şekilde motor devrinin düşürülebilmesi hatta bazı uygulamalarda motorun tamamen durdurulabilmesi gibi avantajları sayesinde uygulama tipine bağlı olarak değişik oranlarda enerji tasarrufu sağlayabildikleri görülmektedir.

DHTS, direk olarak pompa tahrik motorunun devri ile kapalı devre olarak çift yönlü debi kontrolü yapmak suretiyle valfleri elemine edecek şekilde kullanılabileceği gibi, DHTS ile klasik valfleri kombine ederek performans, verimlilik, maliyet parametrelerini optimize etmek de mümkündür. Bu çalışmada da benzer bir optimizasyon yapılması hedeflendiği için klasik yöntemin DHTS ile kombine edilmesi yöntemi ile ilgili kaynaklar bilhassa araştırılmıştır. Özellikle Manasek'in [11] devir kontrolü ile yük algılama metodunu gerçekleştirdiği çalışma, bu çalışmada ortaya konan hipotezi desteklemesi açısından oldukça önemlidir.

Ayrıca Lovrec ve çalışma arkadaşlarının çalışmasında [14] DHTS ile yapılan yük algılama metodunun bir form presi uygulamasında dinamik performansı iyileştirecek stratejiler geliştirildiği görülmektedir. Lovrec ve Kastrevc'in başka bir çalışması [15] ise DHTS yöntemi kullanılan bir abkant presi kontrol ve mekatronik disiplinleri açılarından ele almaktadır. Bu çalışmanın da konusu olan ancak enerjetik olarak ele alınan abkant pres uygulamasının kontrol sistemi yönüyle ele alınması bu çalışmada ortaya konan teorelin uygulanabilirliğini göstermesi açısından önemlidir.

Sonuç olarak bu çalışmada, literatürdeki bilgi birikimini mümkün olan en üst düzeyde kullanmak ancak literatüre pozitif bir katkı sağlayacak özgün bir yaklaşım geliştirmek hedeflenmektedir. Yukarıdaki literatür araştırması ışığı altında gerçekleştirilen çalışmanın literatüre katkıları şu şekilde sıralanabilir:

- Gerekli performans sınır değerleri dikkate alarak, bir abkant pres çevrimini temsil edecek şekilde çalıştırılan deney sisteminde, SHTS ile DHTS'yi enerji verimliliği açısından farklı yük ve debilerde karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.
- DHTS ile çalıştırılan abkant pres uygulamasının, SHTS ile çalışan abkant presine göre enerji tasarrufu, çevrimsel olarak belirlenmiştir. Ayrıca, farklı çalışma kapasitelerini temsil eden 3 farklı senaryo oluşturularak yıllık tasarruflar hesaplanmıştır.
- Mevcut SHTS'li bir abkant presinin, performans kaybı olmadan DHTS'ne dönüştürülmesi durumu için oluşturulan senaryolara göre ekonomik analiz yapılmıştır. Ekonomik analizde, paranın zaman değeri de dikkate alınarak şimdi değer, iç karlılık ve geri ödeme süreleri belirlenmiştir. Ayrıca, duyarlılık analiziyle etkin parametreler belirlenmiştir.

1.2 Tezin Amacı

DHTS'nin makine uygulamalarında sağlayabileceği enerji tasarruf miktarlarının gerçek çevrim parametreleri ve işletme rejimlerine bağlı olarak belirlenmesine yönelik çalışmalar yapılması, günümüzün toplam verimlilik anlayışına hizmet edecektir.

Bu çalışmada makine uygulaması olarak "hidrolik abkant pres" seçilmiştir. Bunun sebeplerinden biri, abkant preslerin metal işleme sanayisinde çok yoğun olarak kullanılmasıdır. Abkant preslerin, imalat süreçlerinde çokça kısmi yüklerde çalıştırılması ve DHTS'nin de kısmi yüklerde yüksek bir enerji tasarruf potansiyeline sahip olması çalışmanın önemini arttırmaktadır.

Konuyu önemli kılan diğer bir sebep ise ülkemizin sac işleme makinaları imalatı konusunda dünya lideri olmasıdır. Türkiye bugün, üretim adeti, üretici firma profili ve üretilen makinaların teknolojik seviyeleri göz önüne alındığı zaman çok başarılı bir konuma sahiptir [12],[13]. Ancak üretici firmalar için bu başarıyı geleceğe taşıyabilmenin yolu pazardan gelen talepleri iyi okumak, anlamak ve buna karşılık araştırma geliştirme faaliyetlerini hız kesmeden sürdürmektir. Global rekabet koşullarında pazarın, daha akıllı, daha hassas, daha verimli makinaları ekonomik fiyatlarla tedarik etme talebi, üretici firmaları buna zorlamaktadır ve zorlamalıdır.

Bu tezin amacı, imalat sektöründe yaygın olarak ve genellikle kısmi yüklerde çalıştırılan klasik (sabit hızlı tahrik sistemli) abkant preslerin, performans sınır değerlerini koruyarak, gerekli en az donanım ve yazılım ile değişken hızlı tahrik sistemine dönüştürülmesi durumunda farklı çalışma koşullarındaki enerji tüketimlerini ve ekonomik olarak uygulanabilirliğini araştırmaktır.

Dolayısıyla öncelikle, hidrolik sistemlerde DHTS kullanımının sahip olduğu enerji tasarruf potansiyeli ortaya konmuştur. Çalışmanın bu kısmı deneysel olarak yapılmış ve Yıldız Teknik Üniversitesi, "Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Laboratuvarı"nda bulunan ve üzerinde hidrolik pompa tahrik motorunu değişik hızlarda sürebilen bir kontrol sisteminin bulunduğu bir hidrolik güç ünitesi deney sistemi olarak kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalar, değişik pompa debisi ve sistem basıncı (yük) koşullarında gerçekleştirilmiştir. Parametreler, bir veri toplama cihazı ile ölçülerek ve doğrulama

yapılarak ayarlanmıştır. Her bir deney koşulunda elektrik motorunun çektiği akım değerleri ölçülmüştür. Bulunan sonuçlar tasarım özellikleri ve performans sınırları belirlenmiş bir hidrolik abkant pres çevrimine uygulanmıştır. Böylece SHTS ile çalışan bir hidrolik sistemle donatılmış klasik bir abkant preste, hidrolik sisteme bir AC motor sürücüsü ekleyerek ve gerekli yazılım revizyonlarını yaparak oluşturulan DHTS'nin değişik yük ve hız koşullarında sağlayabileceği enerji tasarrufu çevrimsel ve yıllık olarak hesaplanmıştır.

Daha sonra, SHTS'ye sahip bir abkant presin hidrolik sistemini DHTS'ne çevirmek için yapılması gereken işlemler ve yatırım kalemleri belirlendikten sonra, şimdiki değer, iç verimlilik, geri ödeme süresi gibi metotlar kullanılarak ekonomik analizler gerçekleştirilmiştir. Böylece ortaya konulan yöntemin ekonomik olarak uygulanabilirliği incelenerek sonuçlar değerlendirilmiştir.

Ayrıca bu çalışma esnasında, gelecekte aynı deney düzeneğini kullanarak yapılacak benzer çalışmaların daha hassas ve daha otomatize olabilmesi için yapılabilecek revizyon ve modifikasyonlar belirlenerek “gelecek çalışmalar için öneriler” başlığı altında yorumlanmıştır.

Bu çalışma, yapılacak araştırma geliştirme faaliyetlerinde kullanılabilecek kaynaklardan birisi olma potansiyeli nedeniyle önemlidir. Bu çalışmada önerilen sistemin teknik olarak uygulanabilirliğini göstermek ve revize edilmiş sistemin dinamik performansını doğrulamak için ilave çalışmalara ihtiyaç vardır.

1.3 Hipotez

Endüstrinin her alanında olduğu gibi hidrolik sistemler de dahil olmak üzere bütün hareket kontrol ve güç aktarımı sistemlerinde devamlı olarak teknolojik gelişmeler olmakta, yeni yöntem ve çözümler pazarın hizmetine sunulmaktadır. Bir yandan gelişen malzeme teknolojileri diğer yandan elektronik ve kontrol sistemlerindeki gelişmeler daha akıllı, daha verimli, daha güvenilir hareket kontrol konseptlerinin geliştirilmesine yardımcı olmaktadır. Günümüzde, bundan 20-30 yıl öncesine kadar var olan teknolojilerden çok daha verimli ve akıllı çözümler mevcuttur. Ancak teknolojik üstünlük tek başına bu yöntemleri uygulanabilir kılmamaktadır. Bunun temel sebebi günümüzün artan rekabet koşulları ve firmaların teknolojik avantajlarla beraber ekonomiklik beklentisi olmasıdır. Bu nedenle, verim, performans ve ekonomiklik parametrelerinin optimize edildiği çözümler kullanıcılar için daha cazip olmaktadır.

Bu çalışmada, pompasının sabit sürüş hızıyla tahrik edildiği klasik bir abkant pres uygulamasında böyle bir optimizasyon yapmak amaçlanmıştır. Günümüzde, klasik hidrolik sistemin sahip olduğu düşük enerji verimliliğini arttırmak için oldukça yenilikçi ve gelişmiş hidrolik sistem konseptleri önerilebilir. Örneğin, tahrik motoru olarak servo motor, pompa olarak 4-bölgeli pompa kullanılan ve özel yazılımlarla çalışan kapalı devre hidrolik sistemler de bir abkant preste uygulanabilmektedir. Bu yöntem oldukça da yüksek enerji verimliliği sağlamaktadır. Ancak bu yöntemin pahalı komponentler içermesi, ilk yatırım maliyetinin yüksek olması ayrıca ileride meydana gelebilecek arızaların neden olacağı maliyetlerin veya periyodik bakım maliyetlerinin daha yüksek olması gibi ekonomik nedenlerle henüz tam manasıyla yaygınlaşamamıştır.

Bu çalışmanın çıkış noktası, karmaşık ve pahalı yöntemler kullanarak enerji verimliliğini arttırmak yerine klasik hidrolik devrede ve güç ünitesinde herhangi bir değişiklik yapmadan, sisteme düşük yatırım maliyetine sahip bir hız kontrol cihazı (motor sürücüsü) ekleyerek ve basit bir yazılım revizyonu yaparak makul bir enerji verimliliği artışı sağlanabileceği hipotezine dayanmaktadır. Bu metod yeni imal edilecek makinalara uygulanabileceği gibi klasik yöntemle imal edilmiş mevcut makinalara revizyon yöntemiyle de uygulanabileceği için ayrı bir öneme sahiptir.

SABİT/DEĞİŞKEN HIZLI SÜRÜLEN HİDROLİK SİSTEMLER

2.1 Temel Kavramlar

Hidrolik akışkan gücü sistemleri, yüksek güç yoğunluğu, gücün kolaylıkla dağıtılabilmesi, emniyet özellikleri (basınç sınırlama, şok emicilik vb.), yüksek gücün kolay kontrol edilebilmesi, düşük kayıpla ve hızlı bir şekilde hareket yönünün değiştirilebilmesi gibi avantajları nedeniyle birçok endüstriyel ve mobil makina uygulamasında yaygın olarak kullanılmaktadır. Mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çevirmek ve sistemi beslemekten sorumlu olan hidrolik pompalar genellikle, endüstriyel uygulamalarda (plastik enjeksiyon makinası, hidrolik pres vb.) AC asenkron elektrik motorları tarafından ve mobil uygulamalarda (ekskavatör, kazıcı-yükleyici, mobil vinç vb.) içten yanmalı motorlar tarafından tahrik edilmektedir. Hidrolik akış üretildikten sonra, kontrol valfleri tarafından debisi, basıncı ve yönü kontrol edilir. Kontrol edilen bu güç, son kullanıcı iş elemanlarına (hidrolik silindir ya da hidrolik motor) iletilerek bu elemanlar tarafından yeniden mekanik enerjiye (faydalı işe) dönüştürülür.

Endüstriyel bir hidrolik sistemde, kuvvet makinası olarak çokça elektrik motorları kullanılmaktadır. Elektrik motoru, kendisine gelen elektrik enerjisini mekanik enerjiye yani dönme hareketine çevirir. Elektrik motorunda kullanılan elektriksel güç şebeke gerilimi (V) [V AC] motorun çektiği akım (I) [A], faz sayısı ve motorun güç faktörü ($\cos\phi$) ile orantılıdır. AC (alternatif akım) olan şebekelerde faz sayısı 3'tür. Elektriksel güç Eşitlik (2. 1)'deki gibi hesaplanır.

$$p_e = \frac{I_x V_x \cos \phi \times \sqrt{3}}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (2.1)$$

Elektrik motorunun türettiği mekanik enerji, motor  aftı dönme hızı (N) [d/dk] ve aktarılan tork ( ) [Nm] ile orantılıdır ve Eşitlik (2.2) ile hesaplanır.

$$p_m = \frac{N_x \tau}{9550} \quad [\text{kW}] \quad (2.2)$$

Elektrik motorundan mekanik enerjiyi alan pompa bu enerjiyi hidrolik enerjiye dönüştürür. Hidrolik enerjinin miktarı hidrolik yağın debisi (Q) [l/dk] ve sistem içerisinde oluşan basınç (P) [bar] ile orantılıdır ve Eşitlik (2.3) ile hesaplanır.

$$p_h = \frac{P \times Q}{600} \quad [\text{kW}] \quad (2.3)$$

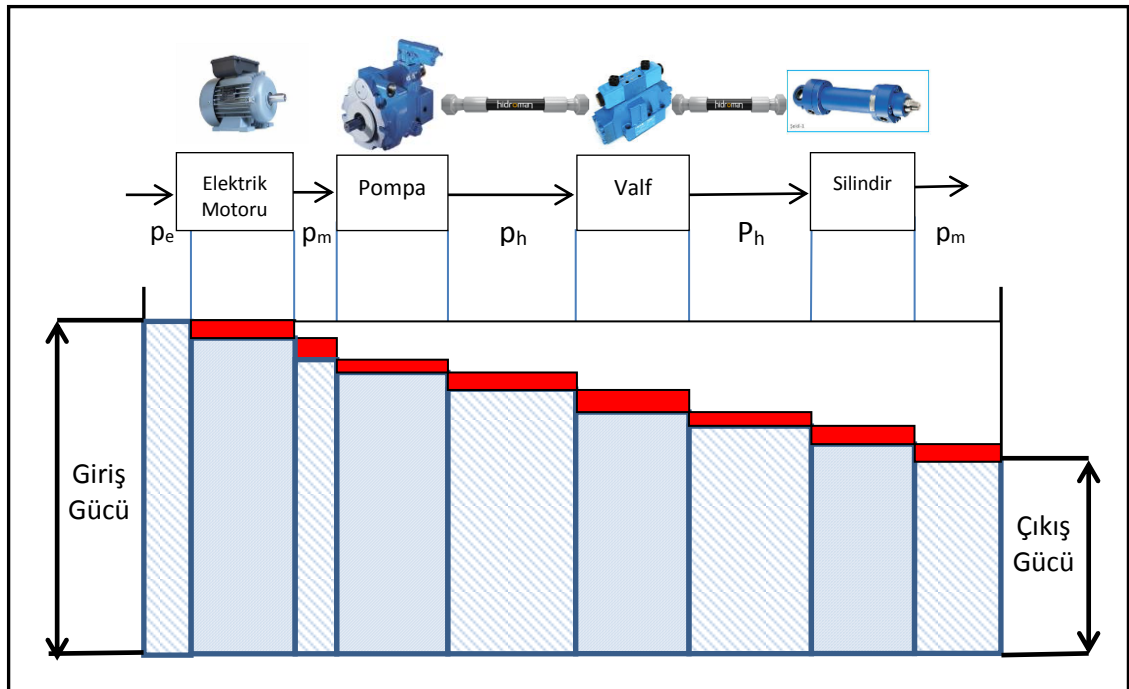
Hidrolik enerji hidrolik devre elemanları ve kontrol sistemi tarafından uygun şekilde kontrol edilip, gerekli olan basınç, debi ve y n denetimi yapılarak son kullanıcı dediğimiz dönel veya doğrusal i  elemanlarına (hidrolik motor veya hidrolik silindir) aktarılır. Bu i  elemanları tarafından hidrolik enerji yeniden mekanik enerjiye yani faydalı i e dönüştürülür. Bu faydalı için miktarı da, örneğin i  elemanı bir hidrolik silindirse elde edilen kuvvet (f) [N] ve lineer hız (v) [m/s] ile orantılıdır ve Eşitlik (2.4) ile hesaplanır.

$$p_w = \frac{F \times v}{1000} \quad [\text{kW}] \quad (2.4)$$

Sonuçta elde edilen çıkış gücünün giriş gücüne oranı da Eşitlik (2.5)'te görüldüğü gibi sistem toplam verimini vermektedir. Hidrolik sistemlerde toplam verimin %40'ı pek geçmediği bilinmektedir [1].

$$\eta = \frac{p_w}{p_e} \times 100 \quad [\%] \quad (2.5)$$

Bu enerji dönüşümleri esnasında, Şekil 2. 1’de görüldüğü gibi her bir sistem bileşeni üzerinde bir miktar enerji kaybı gerçekleşir. Örneğin pompalar mekanik enerjinin tamamını hidrolik enerjiye çeviremezler. Çünkü dönme hareketi esnasında oluşan sürtünme kayıpları, sıvı sürtünmesinden kaynaklı kayıplar ve iç kaçaklar neticesinde oluşan volümetrik kayıplar vardır. Bir hidrolik sistemin toplam verimini iyileştirmek için her bir komponentin verimi tek tek ele alınmalıdır. Buna ek olarak hidrolik aktarma elemanları içerisinde gerçekleşen lineer ve lokal akış kayıpları, kumanda valfleri üzerinde gerçekleşen basınç düşümleri toplam verimi azaltan diğer bazı kayıplardır [16]. Ayrıca sistemin bütününden, devre mimarisinden ve çalışma rejiminden etkilenen kayıplar vardır. Hidrolik sistemin tasarımı, çalışma çevrimiyle ve ihtiyaçla uyumlu olmalıdır. Aksi halde sistem performansı ve verimliliği istenilen düzeylerde olmayabilir. Örneğin bazı makina uygulamalarında değişken hız kademeleri ihtiyacı varken bazı makina uygulamalarında uzun baskı süreleri ihtiyacı olabilir. Bu değişken ihtiyaçlar farklı farklı devre konseptleri ve çözümleri geliştirilmesine neden olmuştur. Bu çok farklı çalışma senaryolarında en optimum devreyi uygulamak için by-pass metodu, çok pompalı sistemler, hidrolik akümülatörler, değişken deplasmanlı pompalar, yük algılama valfleri gibi çeşit çeşit metotlar, ürünler geliştirilmiş ve kullanılmıştır.



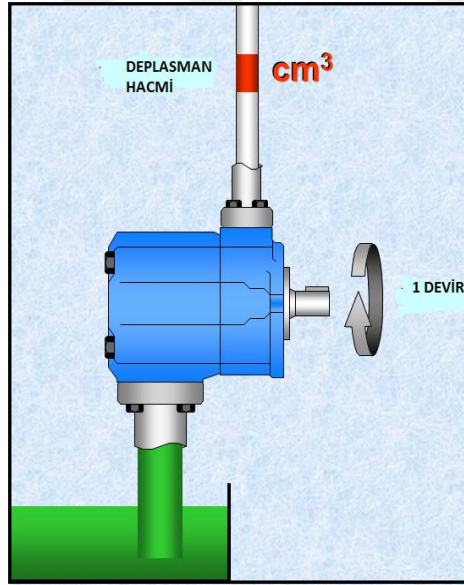
Şekil 2. 1 Hidrolik sistemlerde enerji kayıpları

2.2 Tahrik Hızının Pompa Debisine Etkisi

Hidrolik sistemlerde yüksek basınçlara ulaşma ihtiyacı olduğu için pozitif deplasmanlı pompalar kullanılır. Kullanılan pompa tipleri içten veya dıştan dişli pompalar, paletli pompalar ve pistonlu pompalardır.

Değişik pompa tiplerinin farklı konstrüksiyonları olsa da temelde çalışma prensipleri aynıdır. Pompa içerisinde dönen bir mekanizma vasıtasıyla pompanın her bir turunda pompa içerisinde artan ve azalan hacimler oluşturulur. Artan hacim bölgesi pompanın emiş tarafı ile ilişkilendirilir ve oluşturulan vakum yardımıyla hidrolik yağ emilerek pompa içerisine alınır. Azalan hacim tarafı ise pompanın basma hattına açıktır ve mekanik sistem tarafından enerjilendirilen yağ sisteme gönderilir. Pozitif deplasmanlı pompaların en büyük avantajı yüksek basınç mertebelerine ulaşabilmeleridir.

Pompa deplasmanı Şekil 2. 2’de görüldüğü gibi pompanın bir tek tur döndürüldüğü zaman sisteme gönderilen yağ miktarının cm^3 (cc) cinsinden ifadesidir. Pompa deplasmanı ve pompa şaftının dönüş hızı pompanın sisteme gönderdiği yağ debisini belirler.



Şekil 2. 2 Hidrolik pompa deplasmanı

Pompa deplasmanı ve pompa debisi ilişkisi Eşitlik 2. 6'da gösterilmiştir.

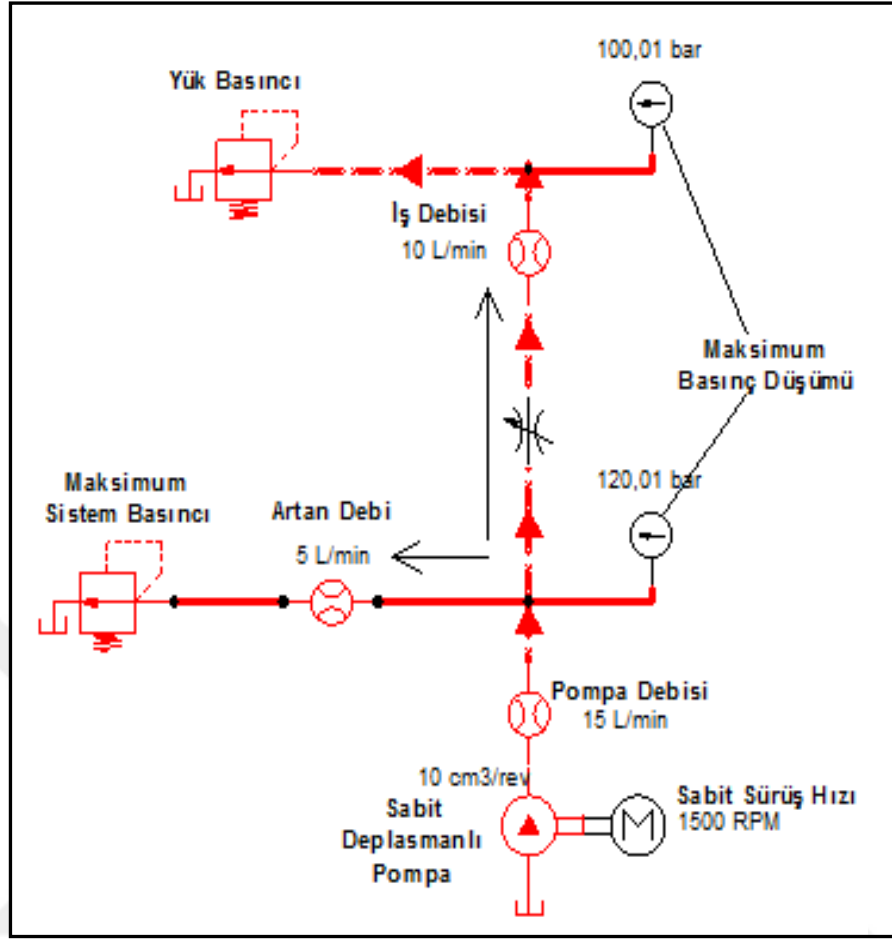
$$Q_p = \frac{N \times V_d}{1000} \quad [l/dk] \quad (2.6)$$

Burada, Q_p pompa debisini (l/dk), N pompa devrini (d/dk) ve V_d pompa deplasman hacmini (cm³/d) göstermektedir.

2.3 Sabit Hızlı Sürülen Hidrolik Sistemler (SHTS)

Sabit hızlı hidrolik sistemlerde, hidrolik pompa elektrik motoru tarafından sabit bir hızla döndürülür. Şebeke frekansının 50 Hz olduğu ülkelerde bu sabit dönüş hızı genellikle 1500 d/dk'dır. Sabit deplasmanlı pompa kullanılan SHTS'de akış sistem tarafından talep edilen miktarın ayarlanması için bir kısma valfi tarafından kısıldığı zaman, toplam pompa debisi sabit olmak zorunda olduğu için artan fazla yağ sistem maksimum basıncını sınırlayan basınç emniyet valfi üzerinden depoya geri döner. Emniyet valfinin açılabilmesi için de pompa hattı basıncının ayar basıncına kadar yükselmesi gerekir. Depo basıncının "0" bar olduğu düşünülürse iş hattına gönderilmeyen fazla yağ maksimum basınç düşümünde depoya gider. İşe dönüştürülemeyen ve basınç düşümüne maruz kalan her akış kayıp demektir ve kayıp enerji ısıya dönüşür.

Hidrolik devre şemalarında, semboller üzerinde bulunan ok işaretleri bir ayarlanabilirlik veya değiştirilebilirliği ifade ederler. Sabit hızlı tahrik sistemlerinde motor-pompa çiftinin sembolü Şekil 2. 3'teki devre şemasında görüldüğü gibidir. Görüldüğü gibi ne motor ne de pompa sembolü üzerinde bir ok işareti bulunmamaktadır. Bu pompanın sabit deplasmanlı pompa, motorun da sabit hızlı bir motor olduğunu gösterir. Ayrıca iş hattına giden debi, bir akış kontrol (kısma) valfi ile ayarlanır. Görüldüğü gibi yük basıncı ne olursa olsun debi kısıldığı zaman pompa basıncı emniyet valfi ayar değerine kadar yükselmekte, fazla yağ emniyet valfi üzerinden depoya tahliye olmakta ve işe dönüştürülemeyen debi ve basınç enerji kaybı olarak ısıya dönüşmektedir.

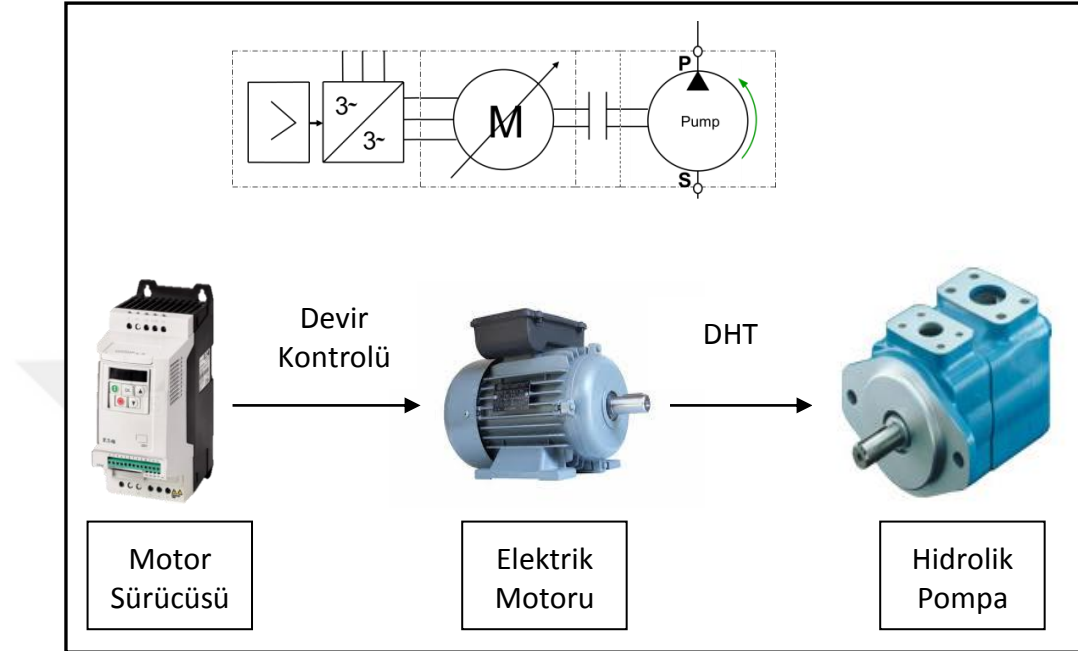


Şekil 2. 3 Sabit debili sistemde kısma valfi ile debi ayarı

2.4 Değişken Hızlı Sürülen Hidrolik Sistemler (DHTS)

Değişken hızlı pompa tahrik sistemi, pompa dönüş devrinin tahrik motoru ile değiştirilmesi prensibine dayanır. Bu nedenle devre şemalarında motor sembolünün üzerinde değişkenliği ifade eden bir ok işareti bulunmaktadır. Motor devri, bir motor sürücüsü (frekans invertörü) ile kontrol edilir. Tahrik motoru bir AC asenkron motor ise sürücü AC motor sürücüsüdür. AC motorlu değişken hızlı pompa tahrik sisteminde kullanılan komponentler ve bu komponentlerin şematik gösterimi Şekil 2. 4'te verilmiştir. Bazı uygulamalarda ise bir servo motor ve servo motor sürücüsü kullanılabilir. Pompa devrinin değiştirilmesinin amacı sistem tarafından talep edildiği kadar debi üretmektir. Böylece bazı akış kayıplarının ve mekanik sürtünmelerin önüne geçilerek enerji verimliliğini arttırmak hedeflenmektedir.

Değişken hızlı pompa tahrik metodunun da kendi içerisinde açık devreli ve kapalı devreli olmak üzere iki farklı uygulama yöntemi vardır. Bu yöntemler farklı uygulama ihtiyaçlarına (enerji tüketimi, dinamizm, hassasiyet vb.) ve maliyet beklentisine yönelik olarak geliştirilmiştir.



Şekil 2. 4 Değişken hızlı pompa tahrikinin ana prensibi ve devre sembolü

2.4.1 Açık Devreli Değişken Hızlı Hidrolik Sistemler

Açık devreli hidrolik sistemler klasik olarak hidrolik pompanın ve motorun tek bir yöne döndüğü, pompanın emiş hattının hidrolik depoya bağlı olduğu ve sistemde kullanılıp dönen yağın da hidrolik depoya geldiği sistemlerdir. Bu sistemlerde kullanılan elektrik motoru bir sürücü kullanılarak değişken hızlı (devirli) yapıldığı zaman sistem açık devreli değişken hızlı sistem olmaktadır.

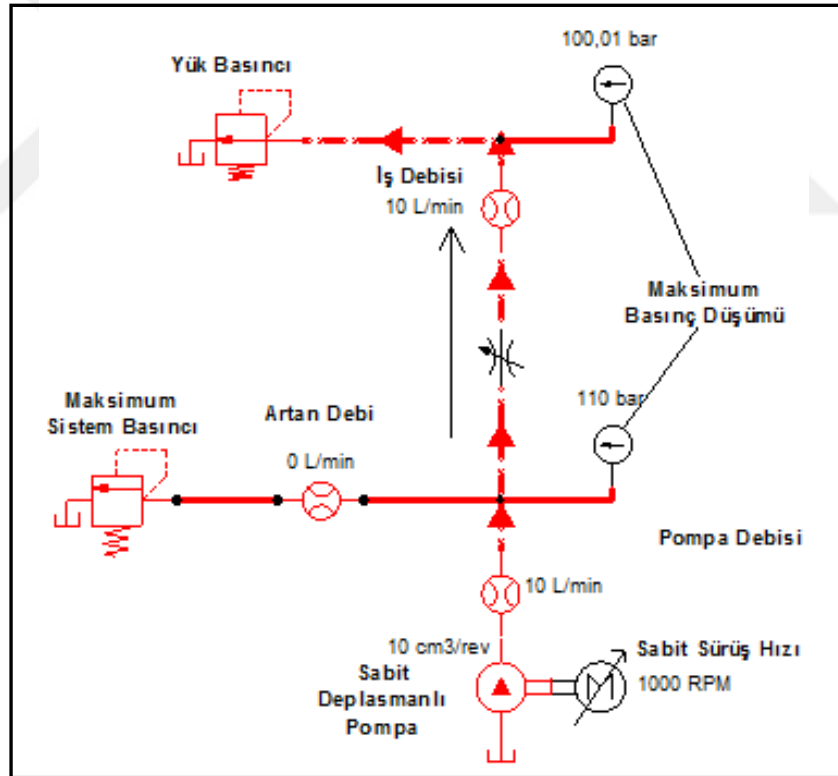
Burada motor olarak AC asenkron motor kullanılabileceği gibi bazı uygulamalarda servo motor da kullanılabilmektedir. AC motorlar yapıları gereği daha çok sabit devirlerde dönmeye müsait olduğu ve dinamik özellikleri yeterli olmadığı için AC motorla hassas bir debi kontrolü yapmak pek mümkün olamamaktadır. Daha hassas debi kontrolü yapmak için yüksek dinamizme sahip olan servo motorlar kullanılmaktadır. Servo motorun tahrik ettiği pompa birden fazla hidrolik kullanıcıya sıra ile kontrollü debi gönderebilir.

Bu sistemin avantajları şunlardır:

- Düşük kurulum maliyeti.
- Bir pompa-motor grubu ile birden fazla hidrolik kullanıcıya sıralı debi kontrolü.
- Servo motor kullanıldığı zaman ihtiyaç olmaması halinde motoru durdurabilme.

Şekil 2. 5'te AC motor kullanılan ve servo motor kullanılan açık devreli hidrolik sistemlere örnek devre şemaları görülmektedir.

Eğer, uygulama geri beslemeli, çok hassas hız, pozisyon veya kuvvet kontrolü ihtiyacı olan bir uygulama ise bu metot tek başına kullanılamamaktadır. Bu tip uygulamalarda değişken hızlı tahrik sisteminin enerji tasarruf potansiyelinden yararlanmak isteniyorsa uygulamanın dinamik ihtiyaçlarını karşılamak üzere sistem mutlaka geleneksel servo veya oransal valflerle kombine edilmelidir.

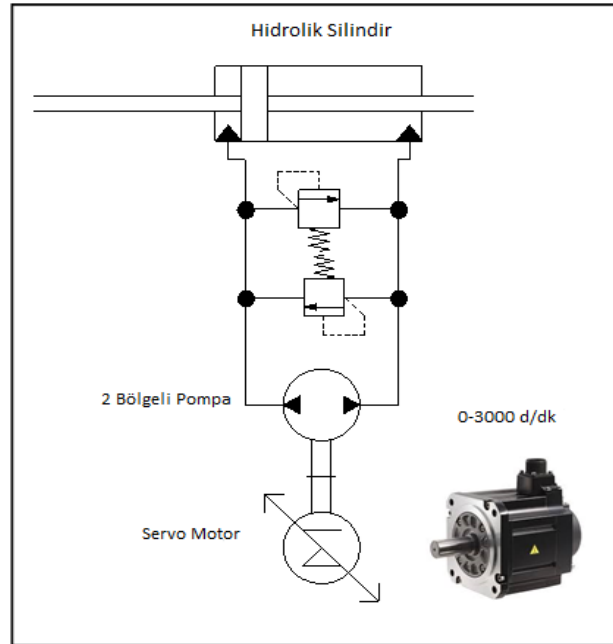


Şekil 2. 5 Değişken hızlı açık devreli sistemde debi ayarı

2.4.2 Kapalı Devreli Değişken Hızlı Hidrolik Sistemler

Kapalı devre hidrolik sistemler, hidrolik pompa-motor çiftinin tek bir kullanıcıya bağlı olduğu, sistemden dönen yağın pompa emişine geri verildiği sistemlerdir. Burada da tahrik motoru hızı değişkense kapalı devreli değişken hızlı sistem olmaktadır.

Bu yöntemle hidrolik silindir kontrolü yapmanın temel amacı, hem hassas eksen kontrolü yapmak hem de enerji tasarrufu sağlamaktır. Bu nedenle kapalı devre silindir kontrolünde yüksek dinamizme sahip servo motorlar kullanılmaktadır. Yağ yönünü değiştirmek için motorun ve dolayısıyla pompanın ters yöne dönmesi gerekmektedir. Servo motorlar yüksek dur-kalk performansları, kolayca ve kayıpsız ters yöne de dönebilmeleriyle bu uygulamalarda kaçınılmaz olarak kullanılmaktadır. Aynı şekilde hidrolik pompanın da iki farklı yöne dönebilme kabiliyeti olması şarttır. Her iki yöne de sürülebilir ve emiş-basınç portları yer değiştirebilen bu tip pompalara “2 bölge pompa” ya da “kapalı devre pompa” denir. Bu tip uygulamalarda kullanılan pompaların geniş bir hız aralığında verim ve performans kaybetmeden çalışmaları beklenir. Örneğin hızlı hareketler için 3000 d/dk’da çalışması istenirken, yavaş ve hassas hareketlerde örneğin 50 d/dk’ya kadar devir düşürülebilmektedir. Şekil 2. 6’da kapalı devre değişken hızlı hidrolik uygulamasına bir örnek gösterilmektedir.



Şekil 2. 6 Değişken hızlı kapalı devre hidrolik sistem

DENEYSEL ÇALIŞMALAR

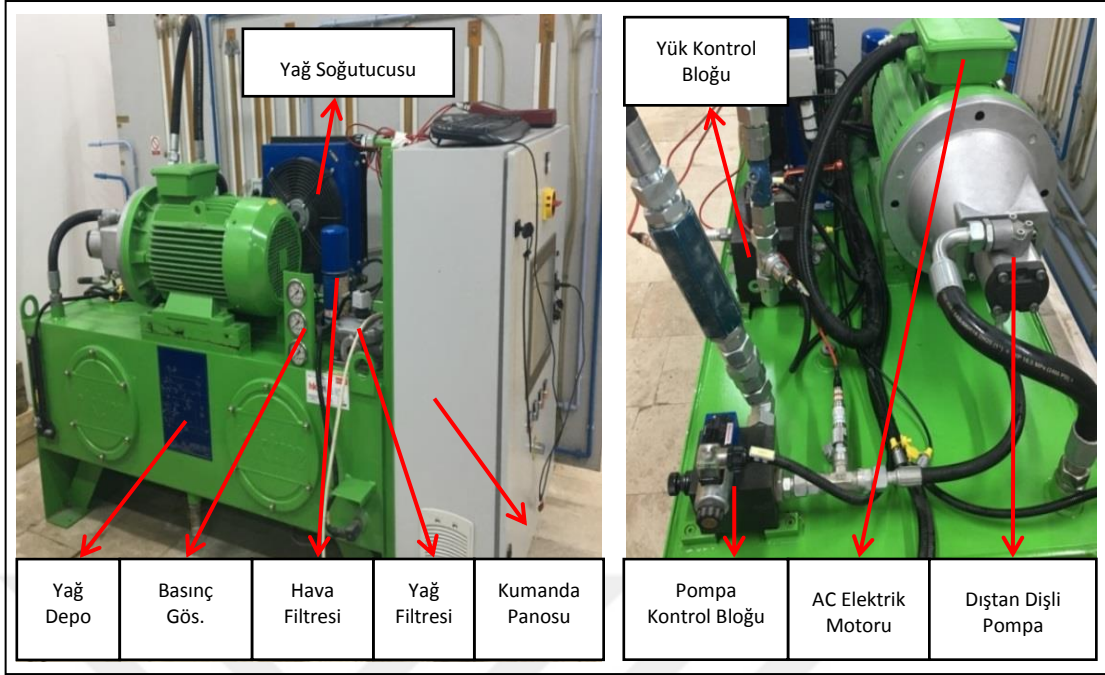
Karşılaştırmalı deneysel bir çalışma yapabilmek için, Yıldız Teknik Üniversitesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Laboratuvarı'nda bulunan bir hidrolik güç ünitesi, üzerinde bazı modifikasyonlar yapılarak kullanılmıştır.

3.1 Deney Düzenegi

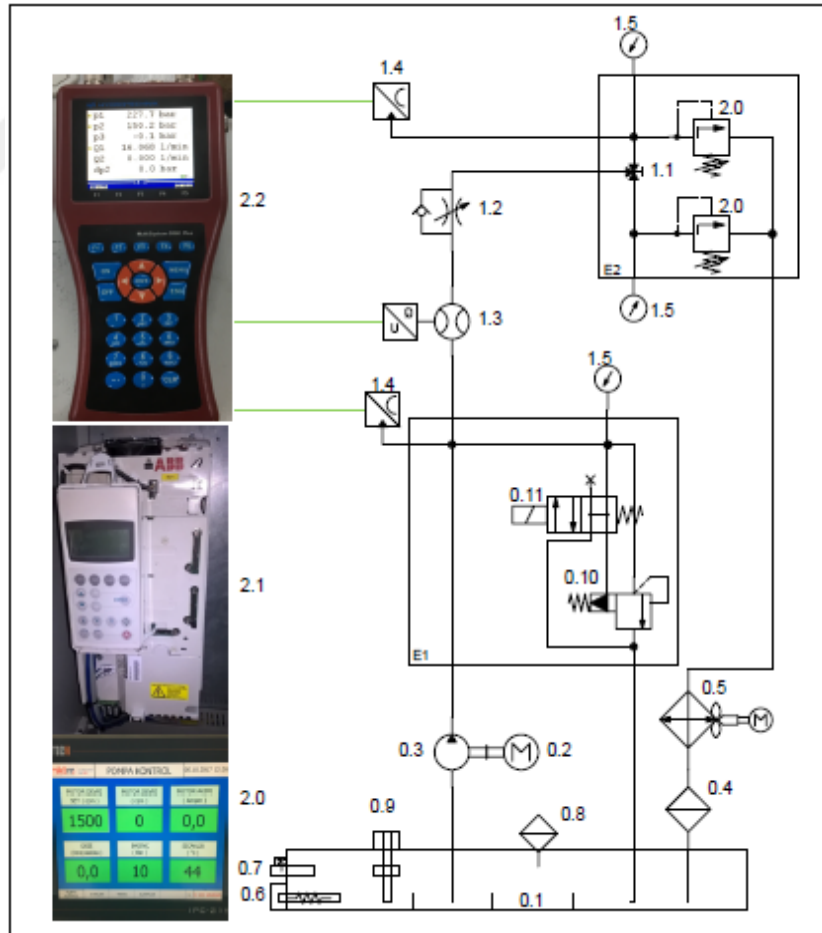
3.1.1 Hidrolik Sistem

Deneylerde kullanılan hidrolik güç ünitesi 400 L hidrolik yağ deposu kapasitesine sahiptir. Depo 46 cSt mineral hidrolik yağ ile doldurulmuştur. 15 kW AC asenkron elektrik motoru ve 22,5 cm³ deplasmana sahip dıştan dişli pompanın kullanıldığı bu sistemde hidrolik kontrol için bir pompa kontrol bloğu, bir de yük kontrol bloğu bulunmaktadır. Debi ayarı için bir akış kontrol valfi bu iki blok arasına hat tipi olarak yerleştirilmiştir.

Şekil 3. 1'de hidrolik güç ünitesi ve üzerinde bulunan komponentler mevcuttur. Şekil 3. 2'de hidrolik devre şeması görülmektedir. Devre şeması üzerinde her bir devre elemanının pozisyon numarası (poz. no) verilmiştir. Çizelge 3. 1'de de her bir pozisyon numarasına karşılık gelen isim ve açıklamaların bulunduğu hidrolik malzeme listesi bulunmaktadır. Devre şemasında aynı zamanda sistemde bulunan motor sürücüsü, PC ekranı ve sonradan sisteme akuple edilen veri toplama cihazının da bulunduğu görülmektedir.



Şekil 3. 1 Hidrolik güç ünitesi ve üzerinde bulunan devre elemanları



Şekil 3. 2 Hidrolik devre şeması

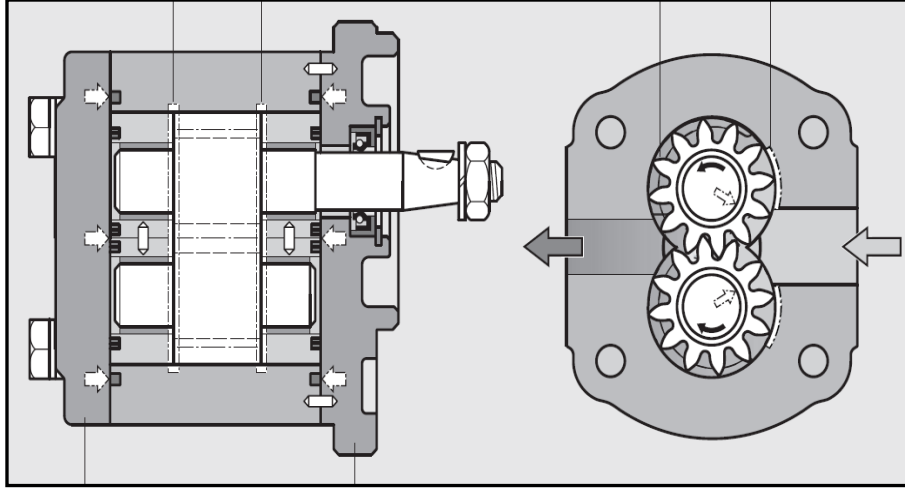
Çizelge 3. 1 Hidrolik güç ünitesi malzeme listesi

Poz.No	Ürün	Açıklamalar	Adet
0.1	Hidrolik Depo	400L, Kaynaklı Tip	1
0.2	Elektrik Motoru	15kW, 400VAC	1
0.3	Dıştan Dişli Pompa	22,5 cc, 210 bar maks.	1
0.4	Dönüş Filtresi	100 Mikron	1
0.5	Yağ Soğutucusu	0,75 kW	1
0.6	Yağ Isıtıcısı	Rezistans Tipi, 3kW	1
0.7	Sıcaklık Sensörü	PT100	1
0.8	Hava Filtresi	Yağ Dolum Kapağı	1
0.9	Seviye Sensörü	300mm, Şamandıra Tip	1
0.10	Pompa Basınç Emniyet Valfi	Pilot Kontrollü (NG10)	1
0.11	Solenoid Boşaltma Valfi	NG6, 4/2, sol.(24VDC)	1
1.0	Basınç Kontrol Valfi	NG10, direk, yük kontrol	2
1.1	3-Yollu Küresel Vana	Yük Hattı Seçim Vanası	1
1.2	Akış Kontrol Valfi	3/8" hat tipi	1
1.3	Debi Sensörü	0-600 l/dk, HSC	1
1.4	Basınç Sensörü	0-600 bar, 0-10 V	2
1.5	Basınç Göstergesi	0-400 bar, Alttan Çıkışlı	3
2.0	Yük Hattı Basınç Kontrol Valfleri	Direk Uyarılı, NG10	
3.0	PC ve Dokunmatik Panel	IPC-215	1
3.1	Motor Sürücüsü	0-300 Hz, 40 A Maksimum	1
3.2	Veri Toplama Cihazı	8 kanal, 6 analog, 2 HSC	1

3.1.1.1 Dıştan Dişli Hidrolik Pompa

Dıştan dişli pompalar yapılarının basitliği ve maliyetinin ucuz olması nedeniyle hidrolik sistemlerde adet olarak en çok kullanılan pompa tipidir. Bu pompalar sabit deplasmanlıdır. Birbirine temas eden ve ters yönlere hareket eden iki dişlinin dişleri arasında oluşan emme hattındaki artan ve basma hattındaki azalan hacimler prensibi ile çalışır. Döküm veya alüminyum gövde olabilen dişli pompaların en büyük dezavantajı basma hattındaki yüksek basıncın tek yönlü olarak shaft üzerinde oluşturduğu büyük radyal kuvvet sebebiyle maksimum basınç değerlerinin sınırlı olması ve yüksek gürültü düzeyleridir.

Dıştan dişli hidrolik pompanın konstrüksiyon yapısı şematik olarak Şekil 3.3’de verilmiştir.



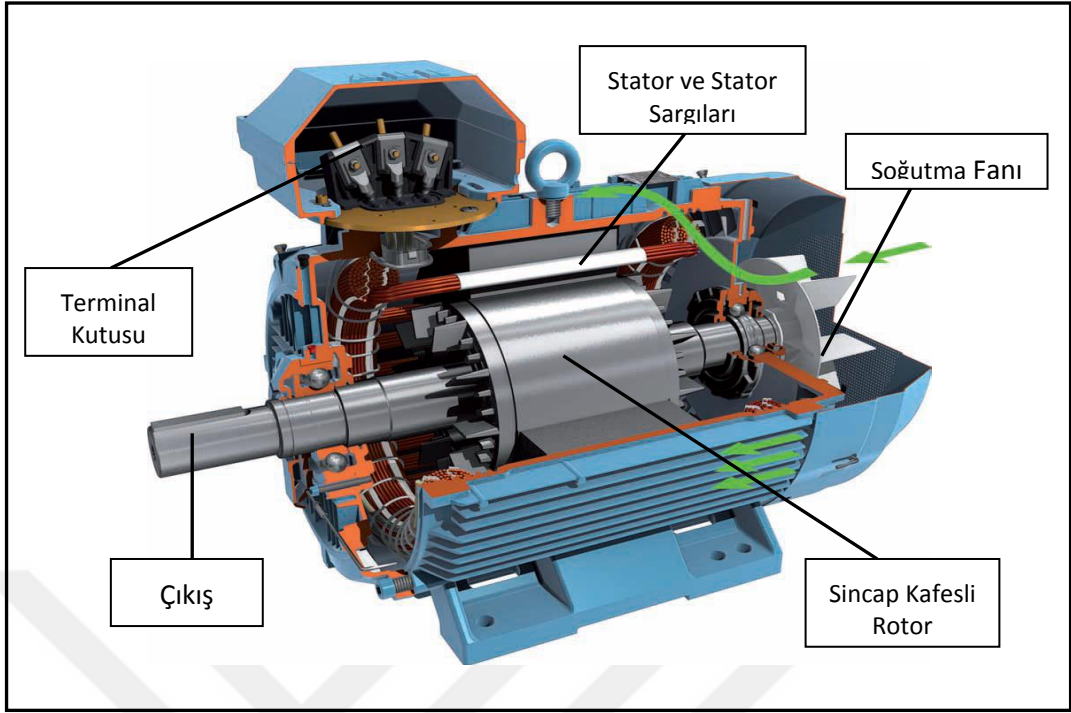
Şekil 3. 3 Dıştan dişli pompanın içyapısı [17]

Deney düzeneğimizde kullanılan pompa, 22,5 cc deplasmana sahip, alüminyum gövdeli dıştan dişli bir pompadır. Pompanın önerilen maksimum sürekli basınç değeri 210 bar olup çalışma hızı aralığı 500-3000 d/dk'dır.

3.1.1.2 AC Asenkron Elektrik Motoru

Hidrolik sistemlerde hidrolik pompaya mekanik enerji girişini sağlayacak bir kuvvet makinası olmalıdır. Bu içten yanmalı bir motor, bir türbin, insan veya hayvan gücü olabilir. Günümüzde endüstriyel amaçlı olarak imal edilen hidrolik sistemlerin neredeyse tamamında elektrik motorları kuvvet makinası olarak kullanılır. Elektrik motorları elektrik enerjisini mekanik enerjiye dönüştüren makinelerdir. Bu motorlar çalışma gerilimlerine göre, alternatif ve doğru akımla çalışan motorlar olmak üzere ikiye ayrılır. Alternatif akım (AC) motorları bir veya çok fazlı olarak yapılmaktadır. Endüstride kullanılan elektrik makinelerinden en sağlam ve en ucuz olanı, en az arıza yapanı ve en çok kullanılanı AC asenkron motorlardır. Çalışmada kullanılacak deney düzeneğinde kullanılan elektrik motoru da 15 kW kurulu güce sahip 380 V besleme gerilimi ile sürülen 0,81 güç faktörüne sahip bir AC asenkron motordur.

Asenkron motorlar Şekil 3. 4'te gösterildiği gibi sabit duran stator ve kendi çevresinde dönen rotor basta olmak üzere çıkış şaftı, soğutucu fan, terminal kutusu, gövde, yataklama elemanları gibi parçalardan oluşur.



Şekil 3. 4 Sincap Kafesli AC Elektrik Motorunun Temel Yapısı [18]

Asenkron motorun çalışma ilkesi, bir döner alan varlığına dayanır. Çok fazlı bir stator sargısında aynı faz sayısında çok fazlı bir akım geçerse hava aralığında sabit genlikte bir döner alan oluşur. Bu döner alan rotor sargısı iletkenlerinde gerilim indükler, bu gerilim bir döndürme momenti oluşturur. Bu moment etkisiyle rotor, döner alan yönünde hızlanarak çalışma sekline göre N devir sayısına ulaşır. Eğer statora belli frekanslı sinüzoidal 3 fazlı gerilimler uygulanırsa dengeli akımlar oluşur. Bu akımlar hava aralığında genliği sabit ve senkron hız adı verilen sabit bir hızda dönen akı yoğunluğunu oluşturur.

Bir elektrik motorunun dönüş hızı Eşitlik (3.1) ile hesaplanır.

$$N = \frac{60 \times f}{n_0} \quad [d/dk] \quad (3.1)$$

Burada f, motora uygulanan besleme frekansını [Hz], n_0 ise motorun kutup sayısını göstermektedir.

3.1.3 Motor Sürücüsü

Eşitlik (3.1)'de görüldüğü gibi bir AC elektrik motorunun dönüş devri, motorun kutup sayısına ve motora uygulanan gerilimin frekansına bağlıdır.

Motor sürücüsü sincap kafesli asenkron motorun hızını frekansı değiştirmek suretiyle kademesiz olarak ayarlayan güç elektroniği komponentlerinden oluşan cihazdır. Sürücü, frekans konvertörü, invertör, hız kontrol ünitesi gibi isimler ile anılmaktadır.

Sistemde kullanılan ve pano içerisinde bulunan motor sürücüsünün resmi Şekil 3. 6'da ve teknik özellikleri de Çizelge 3. 2'de bulunmaktadır.



Şekil 3. 6 Elektrik motoru sürücüsü (frekans invertörü)

Çizelge 3. 2 Elektrik motoru sürücüsünün teknik özellikleri [19]

	Min.	Maks.	Birim
Frekans	48	63	Hz
Giriş Voltajı	380	415	VAC
Faz Sayısı		3	
Çıkış Akımı		40	A
Çıkış Gücü (ağır iş)		15	kW
Çıkış Gücü (nominal)		22	kW

Çok fazla teknik detay içeren bir konu olmakla beraber, yapılan bu çalışma için motor sürücüsünün önem arz eden noktaları şunlardır:

- Hidrolik sistemi tahrik eden elektrik motorunun devrini yani hidrolik pompanın devrini ve buna bağlı olarak da sisteme giden yağ debisini kontrol etmemizi sağlar.
- Üzerinde bulunan analog çıkış sayesinde PLC'ye motor akım bilgisini gönderir ve böylece motorun yükünü izlememize olanak sağlar.

Bunların dışında sistemlerde sürücü kullanmanın aşağıda sıralanan birçok ilave avantajları vardır:

- Aşırı akım koruması
- Teşhis ve alarm fonksiyonları
- Endüstriyel haberleşme (field BUS) olanakları
- Aktif, reaktif enerji tasarrufu
- Duruş kalkışlarda oluşan mekanik ve elektriksel zorlanmaların azaltılması

3.1.4 Veri Toplama Cihazı

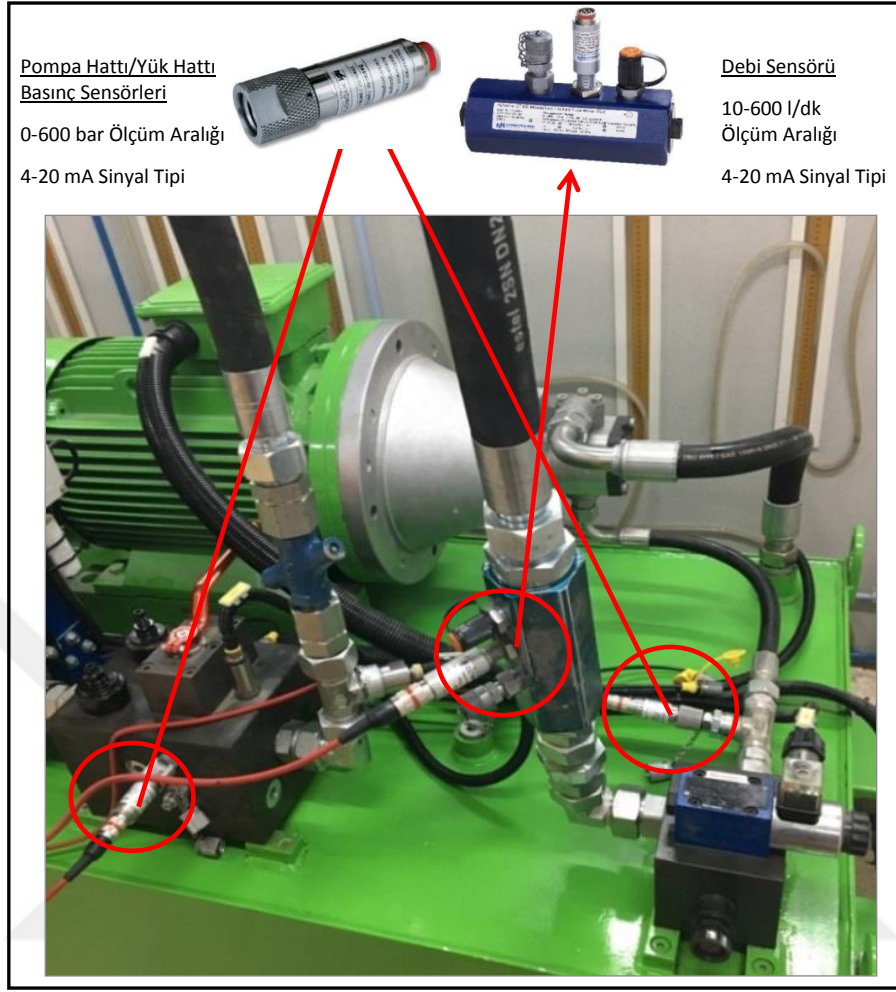
Deneyisel çalışmaları yapmak için bir veri toplama ve izleme cihazı kullanılmıştır [20]. Şekil 3. 7'de görülmekte olan bu cihaz, hidrolik sistemlerde kondisyon görüntüleme, veri toplama, sistem doğrulama, geliştirme, kestirimci bakım planlamaları yapmak gibi bir çok amaç için özel sektör şirketleri ve akademiler tarafından sıkça kullanılmaktadır. Cihaz seyyar, el tipi bir cihaz olup Şekil 3. 7'de görüldüğü gibi üzerinde sensörlerden gelen verileri toplamak amacı ile dijital, analog, PT100 ve hızlı sayıcı sensör girişleri bulunmaktadır. Böylece sahadan eş zamanlı olarak basınç, debi, sıcaklık, yağ kirliliği gibi sistem parametrelerinin aynı anda izlenmesi sağlanabilmektedir. Bu cihaz istenirse veri kaydetme, kaydedilen verileri bilgisayar ortamına aktarma, özel yazılımı sayesinde grafik alma ve raporlama için de kullanılabilir. Veri çıkışı için cihazın üzerinde bulunan USB veya seri haberleşme portu kullanılmaktadır.



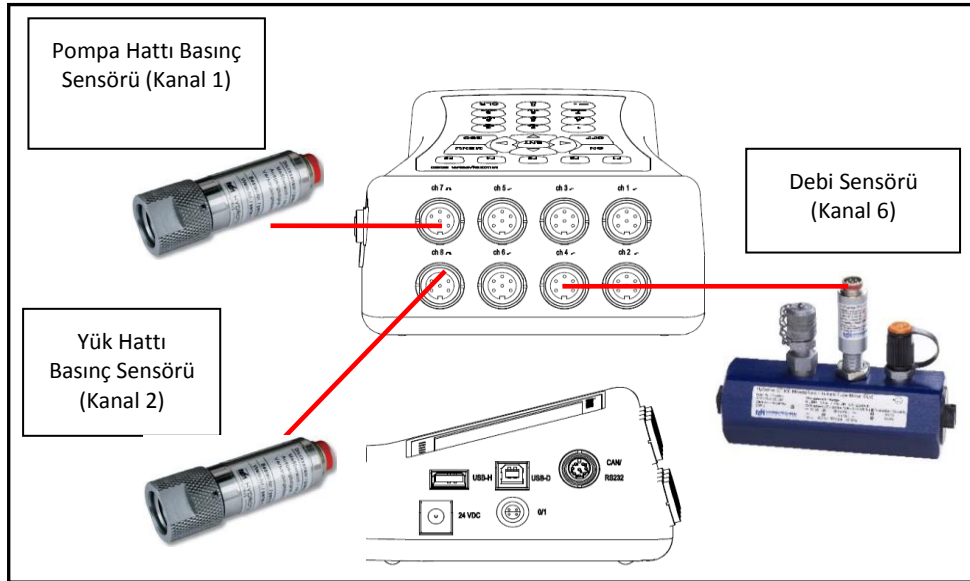
Şekil 3. 7 Veri toplama cihazı, ölçüm kanalları, veri giriş-çıkış portları [20]

3.1.5 Basınç ve Debi Sensörleri

Sistem, deneylerin yapılmasından önceki kurulum aşamasında veri toplama cihazına gerekli verileri sağlaması amacıyla iki adet analog basınç sensörü ve bir adet debimetre ile donatılmıştır. Basınç sensörleri Şekil 3. 2'deki devre şemasında görüldüğü gibi pompa hattına ve akış kontrol (kısmı) valfi sonrasındaki yük hatlarına, manifold bloklarındaki test noktası rakorları üzerine bağlanmıştır. Debi sensörü de pompa kontrol manifold bloğu ve yük kontrol manifold bloğu arasına, akış kontrol valfi öncesine hat tipi olarak bağlanmıştır. Sensörlerin sistem bağlantıları ve teknik özellikleri ilgili firma kataloğundan [21],[22] alınmış ve Şekil 3. 8'de gösterilmiştir. Basınç sensörleri 4-20 mA aralığında analog çıkış veren tip sensörlerdir. Pompa hattı basınç sensörü veri toplama cihazının 1. Kanalına P1 parametresi olarak, yük hattı basınç sensörü cihazın 2. kanalına P2 parametresi olarak ve debi sensörü de cihazın 6. Kanalına Q1 parametresi olarak bağlanmış ve tanıtılmıştır. Sensörlerin veri toplama cihazı ile olan bağlantısı Şekil 3. 9'da gösterilmiştir.



Şekil 3. 8 Deney düzeneğinde kullanılan sensörler



Şekil 3. 9 Veri toplama cihazı-sensör bağlantıları

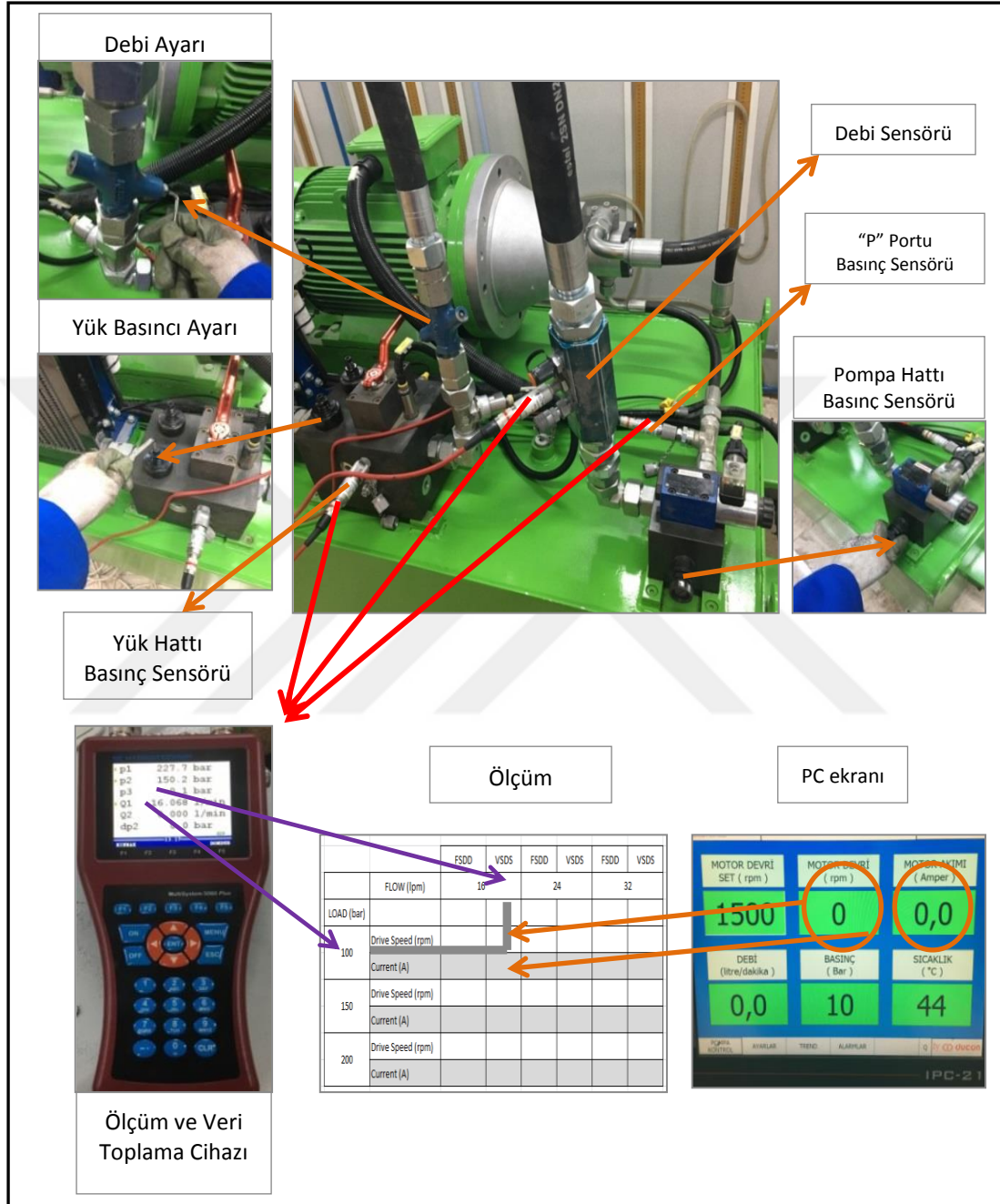
3.2 Deneysel Çalışmaların Yapılması

3.2.1 Deney Metodu ve Parametrelerin Ayarlanması

Deneylere başlamadan önce sınır koşullar belirlenmiştir. Sistem maksimum koşulları yük için 200 bar ve debi için 32 l/dk debi olarak ayarlanmıştır. Deneyler 9 farklı yük ve debi koşulunda gerçekleştirilmiştir. Bu 9 koşul, 3 yük kademesi (maksimum yükün %100, %75, %50'si olacak şekilde) ve 3 debi kademesinin (maksimum debinin %100, %75, %50'si olacak şekilde) kombinasyonları ile oluşturulmuştur. Yük, iş hattındaki basınç emniyet valfi (poz. 2.0) tarafından ayarlanan iş hattı basıncı ile simüle edilmiştir. Bu iş hattına giden yağ debisi ise akış kontrol valfi (poz. 1.2) tarafından ayarlanmıştır. Her bir deney koşulunda, yük ve debi değerleri Şekil 3. 10'da gösterildiği gibi manuel olarak yapılmıştır. Yapılan ayarlar her seferinde veri toplama cihazının ekranı üzerinden kontrol edilip doğrulandıktan sonra sabitlenmiştir.

Sabit hızlı sistemde, sürüş hızı ekran üzerinden şebeke geriliminin 50 Hz olduğu yerlerdeki geleneksel endüstriyel uygulamalarda olduğu gibi 1500 d/dk'ya ayarlanmıştır. (poz. no 3.0, Şekil 3.2). Ana basınç kontrol valfi (poz. no 0.10) sistem maksimum basıncı 220 bar olacak şekilde ayarlanıp sabitlenmiştir. Bu çalışmada hipotez olarak da belirtildiği gibi değişken hızlı tahrikle hassas debi kontrolü yapmak amaçlanmamıştır. Amaç hassas debi kontrolü yapacak olan hidrolik valften geçecek kadar bir debi üretmek ve bunu yaparken de hidrolik valf üzerinde makul bir kontrol marjini oluşturacak kadar basınç düşümü oluşturmaktır. Basınç düşümü miktarını belirlemek için modellenen makina uygulamasında kullanılan veya kullanılmaya uygun bazı oransal valf modellerinin katalogları taranmış [23] ve performans eğrileri incelenip ortalama bir değer olarak basınç düşümü 10 bar olarak kabul edilmiştir. Bu değer gerçek uygulamalarda yapılması gereken yazılımsal revizyonun gerçekleşmesini kolaylaştırmak için ortalama bir değer olarak alınmıştır. Basınç düşümü, yük ve hız yani bütün deney parametreleri belli olduktan sonra değerler, basınç emniyet valfleri ve debi kontrol valfi üzerindeki manuel ayarlar ve ekran üzerindeki motor hızı ayarları yapılarak ve deneme yanılma yoluyla veri toplama cihazı üzerinden doğrulanmak suretiyle ayarlanarak sabitlenmiştir. Deney parametrelerinin ayarlanma metodu Şekil 3. 9'da görseller üzerinde anlatılmıştır.

Bu haliyle denilebilir ki oransal valfin dinamiklerinden ve değişken hızlı pompa tahrik sisteminin enerji tasarrufu potansiyelinden faydalanılan hibrit bir sistem simüle edilmiştir.

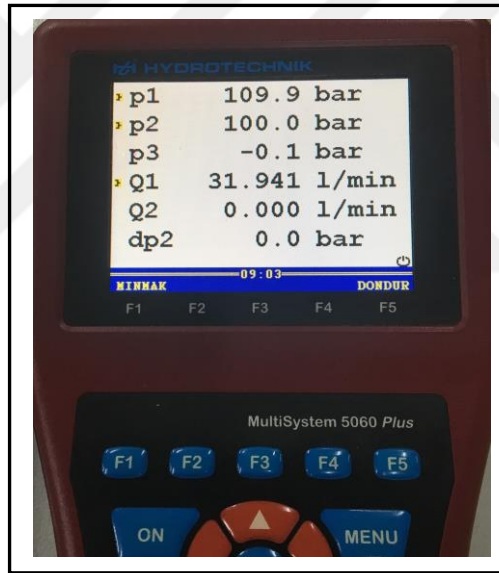


Şekil 3. 10 Deney metodu ve parametrelerin ayarlanması

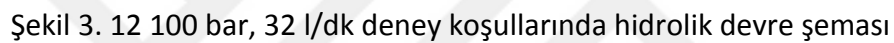
3.2.2 Ölçümlerin Yapılması ve Kaydedilmesi

Her deney koşulu için parametreler ayarlandıktan sonra, kumanda panosu üzerindeki bilgisayar ekranından elektrik motorunun çektiği akım miktarı ve motor devri veri toplama cihazının üzerindeki ekrandan okunarak ölçüm tablosuna kaydedildi. Bütün ölçümler 45°C yağ sıcaklığı ve çevresel olarak oda sıcaklığı koşullarında gerçekleştirildi.

Deney parametreleri ayarlanırken hassasiyet, basınç değerlerinde 0,1 bar ve debi değerlerinde 0,1 l/dk olacak şekilde ayar yapıldı. Şekil 3.11’de 100 bar (%50) yük koşulu ve 32 l/dk (%100) debi koşulları için ayar yapıldıktan sonra veri toplama cihazından alınmış bir ekran görüntüsü örnek olarak verilmiştir. Şekil 3.12’de ise bu parametreler için devre şeması görülmektedir.



Şekil 3. 11 100 bar, 32 l/dk deney koşullarında veri toplama cihazı ekran görüntüsü



Çizelge 3. 3'te deneyler esnasında kaydedilen motor akımı ve devir değerleri görülmektedir.

			SHTS	DHTS	SHTS	DHTS	SHTS	DHTS
		Debi (l/dk)	16		24		32	
Basınç (bar)	100	Motor hızı (d/dk)	1500	810	1500	1100	1500	1485
		Basınç Düşümü (bar)	120	10	120	10	120	10
		Motor akımı (A)	29,6	18,3	29,4	18,4	28,9	17,7
	150	Motor hızı (d/dk)	1500	765	1500	1090	1500	1490
		Basınç Düşümü (bar)	70	10	70	10	70	10
		Motor akımı (A)	29,6	21,6	29,6	21,7	28,8	22,4
	200	Motor hızı (d/dk)	1500	770	1500	1100	1500	1485
		Basınç Düşümü (bar)	20	10	20	10	20	10
		Motor akımı (A)	29,7	25,6	29,6	25,7	29,2	27,1

Sonuçların daha iyi anlaşabilmesi için akım, debi, yük basıncı değerleri kullanılarak önce Eşitlik (2.1) ve Eşitlik (2.2) ile her bir deney koşulunda DHTS ve SHTS için ayrı ayrı elektriksel güç ve hidrolik güç değerleri hesaplandı. Daha sonra her bir sistem ve koşul için (3.2) numaralı eşitlik kullanılarak sistemlerin verimi (çıkış hidrolik gücünün giriş elektriksel güce oranı) bulundu. Elde edilen sonuçlar Çizelge 3. 4'te gösterilmiştir.

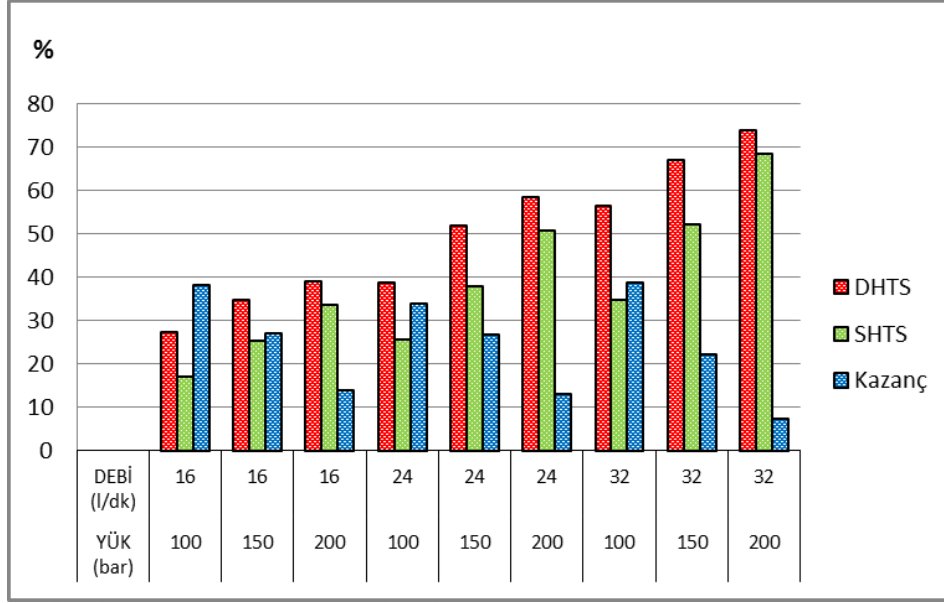
DHTS'nin her bir koşul için ne kadar enerji tasarrufu sağladığını hesaplamak ve DHTS kazancını (G) bulmak için Eşitlik (3.3) kullanıldı. Bulunan sonuçlar Şekil 3. 11'deki grafiğe aktarıldı.

$$\eta = \frac{P_h}{P_e} \times 100 [\%] \quad (3.2)$$

$$G = \frac{I_{SHT} - I_{DHT}}{I_{SHT}} \times 100 [\%] \quad (3.3)$$

Çizelge 3. 4 Her bir deney şartı için hesaplanmış güç ve verim değerleri

Yük (bar)	Debi (l/dk)	Hidrolik Güç P_h (kW)	SHTS			DHTS		
			Motor Akımı I (A)	Elektriksel Güç P_e (kW)	Verim η	Motor Akımı I (A)	Elektriksel Güç P_e (kW)	Verim η
100	16	2,67	29,6	15,76	16,92	18,3	9,74	27,37
100	24	4,00	29,4	15,66	25,55	19,4	10,33	38,72
100	32	5,33	28,9	15,39	34,66	17,7	9,43	56,59
150	16	4,00	29,6	15,76	25,38	21,6	11,50	34,78
150	24	6,00	29,6	15,76	38,07	21,7	11,56	51,93
150	32	8,00	28,8	15,34	52,17	22,4	11,93	67,07
200	16	5,33	29,7	15,82	33,72	25,6	13,63	39,12
200	24	8,00	29,6	15,76	50,76	25,7	13,69	58,46
200	32	10,67	29,2	15,55	68,60	27,1	14,43	73,92



Şekil 3. 13 Her bir deney şartı için verim ve DHTS kazancı

Elde edilen sonuçları değerlendirildiği zaman DHTS'nin her koşul altında bir miktar enerji tasarrufu sağlayabildiği görülmektedir. Bu tasarrufun miktarı ölçüm parametrelerine (yük ve debi değerlerine) göre değişmektedir.

Hidrolik pompa, debi talebini farklı yüklerde ve valf üzerindeki 10 bar basınç düşümünü de karşılayabilecek şekilde değişken hızlarda tahrik edildiği zaman, yapılan DHTS kazancı hesaplarına göre DHTS en az %8 ve en fazla %38 bir enerji tasarrufu sağlamaktadır. Her iki sistemde de beklendiği gibi verim, artan debi ile beraber yükselmektedir. SHTS'de azalan debi yani emniyet valfi üzerinden maksimum basınç altında depoya tahliye olan artan (fazla) debinin artması ve akış ayar (kısmı) valfi üzerindeki yüksek basınç düşümü dolayısıyla verim dramatik olarak azalmaktadır. Ancak aynı şekilde DHTS'inde de azalan debi ile beraber sistem verimi beklentilere uyumsuz olarak düşmektedir. Ancak bu düşüş emniyet valfi ve basınç düşümü kayıpları ile değil elektrik motoru ve pompanın düşük hızlarda azalan verimleri ile açıklanabilir. Çünkü hem pompa hem de motor tasarımları itibari ile yüksek hızlarda daha verimli çalışmaktalar. Tabii DHTS prensibi uygulanmış olsa da hassas debi ayarını kısma valfi üzerinden yaptığımız için burada da bir miktar kayıp olmaktadır. Eğer hassas debi kontrolü akış kontrol valfi kullanmadan direk olarak pompa devri ile yapılmış olsaydı sistemin verimi bir miktar daha yüksek olacaktı. Ancak gerçek bir makine uygulamasında standart bir AC motorun düşük dinamik performansı böyle bir hassas

debi kontrolünü mümkün kılmamaktadır. Bu yüzden AC elektrik motoru ile açık çevrim olarak yapılan DHTS yöntemini bir kısma valfi ile kombine etmek elde edilecek sonuçların gerçek bir makine uygulamasına adapte edilebilmesi için gerekmektedir. Diğer taraftan yük (basınç) azaldıkça iki sistemin de verimliliğin azaldığı gözlemlenmektedir. Ancak verimdeki bu azalma SHTS kullanılan uygulamada daha belirgindir. Çünkü sistem yükü yani yük basıncı azaldıkça kısma valfi üzerindeki basınç düşümü SHTS’de artmaktadır. Ancak DHTS’de bu değer sabit tutulmaktadır. Yani DHTS’de kısma valfi üzerindeki kayıp yük basıncından etkilenmemektedir.

İki sistemde 32 l/dk ve 200 bar yük koşullarında (maksimum koşullarda) verimliliğin SHTS’de bir miktar düşük olduğu görülmektedir. Bu farkın iki temel sebebi vardır. Birincisi SHTS’de pompa emniyet valfi 220 bar değerine ayarlanmıştır. Ancak DHTS’de sistem maksimum basıncı 200 bar üzerine 10 bar kontrol marjini ile beraber 210 bar olmaktadır. Bu da DHTS’de kısma valfi üzerinde daha küçük bir basınç düşümü olmasına dolayısı ile daha az enerji kaybına neden olmaktadır. Onun ötesinde 22,5 cm³ deplasmanlı pompanın 1500 d/dk ile tahrik edilmesi durumunda sistem maksimum debisi 34 l/dk olmaktadır. Yani 2 l/dk fazla debi 220 bar’a ayarlanmış emniyet valfi üzerinden tanka tahliye olarak enerji kaybına neden olmaktadır. Ancak DHTS’de fazla debi olmadığı için böyle bir kayıp olmamaktadır.

Yapılan bu deneyler ve elde edilen sonuçlar bu çalışmanın bir sonraki aşamasında yapılacak olan gerçek bir makine çevrim uygulaması için temel teşkil etmektedir. Ancak bu sonuçlar sadece bir makine uygulaması için değil, her türlü uygulama için okuyucuya fikir verir niteliktedir. Çünkü bir AC motor ile yapılan açık çevrimli DHTS’nin sağladığı kazançların hangi şartlarda artmaya veya azalmaya eğilimli olduğu ve ne tip uygulamalarda daha belirgin bir enerji tasarrufu sağlama potansiyeli olduğu açıkça ortaya konmuştur.

UYGULAMA ÇALIŞMASI: 500 kN CNC ABKANT PRES

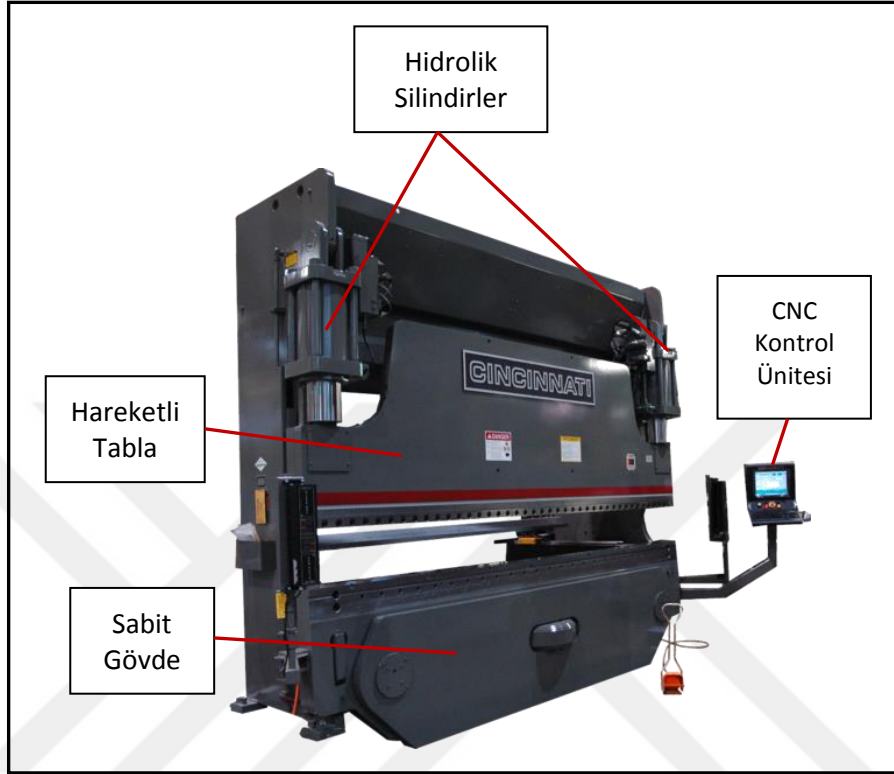
Bu bölümde, yapılan deneylerde elde edilen sonuçlar bir makine çevrimine uyarlanmıştır. Uygulama olarak sanayii üretiminde çok sık kullanılan abkant presler seçilmiş ve DHTS'nin bir abkant pres çevrimine uygulanmasıyla elde edilebilecek enerji tasarruf miktarı hem çevrimsel hem de yıllık olarak hesaplanmıştır.

4.1 Hidrolik Abkant Presler

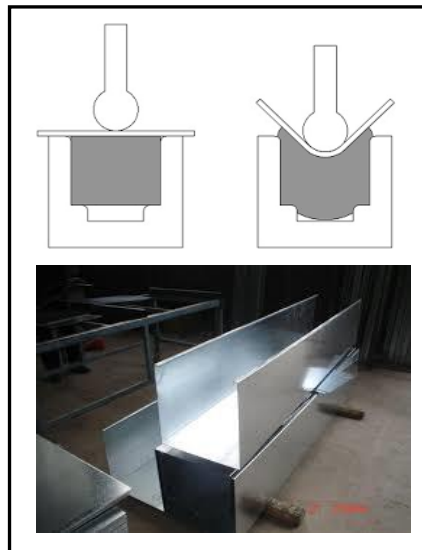
Abkant presler sac levhaların hassas bir şekilde bükülmesi için endüstride yoğun bir şekilde kullanılan hidrolik preslerdir. Temel olarak birbirine senkron çalışan iki hidrolik silindir, bu silindirlerin piston kollarına bağlı bir hareketli gövde (koç), bir sabit gövde, hareketli ve sabit gövdeye bağlı kalıp setleri, hidrolik sistem, elektrik ve kontrol sistemlerinden oluşur. Bir hidrolik abkant presin görünümü ve temel bölümleri Şekil 4. 1'de gösterilmektedir.

Abkant preslerde sac levha büküm işleri gerçekleştirilir. Bükülecek levhanın malzeme cinsi, mukavemet özellikleri ve et kalınlığı presin baskı kuvvetini belirler. Şekil 4. 2'de görüldüğü gibi presin sabit gövdesine ve hareketli gövdesine (alt-üst çeneler) bağlı kalıp setleri bulunmaktadır. Büküm işlemi sonunda ortaya çıkan şekil, kalıp setlerinin tasarım geometrisi ve presleme stroku ile belirlenir. Bu da abkant presin hassas geometrili bir parça üretebilmek için üst çene pozisyonunun, hızının ayarlanabilir olmasını gerektirmektedir. Ayrıca pres çenesinin orta eksenine eksantrik bir yük bağlandığı zaman üst çene bir yöne doğru eğilmeye zorlanır. Ancak prosesin başarılı olabilmesi için alt kalıp ve üst kalıp arasındaki paralelliğin kesinlikle bozulmaması gerekir. Onun

için CNC abkant preslerde iki hidrolik silindir pozisyonu arasında izin verilen maksimum pozisyon farkı pres tipine ve büyüklüğüne bağlı olarak 0,001-0,01 mm'dir. Bir CNC abkant presin hidrolik sistemi ve kontrol sistemi bu ihtiyaçları karėılayabilmelidir.



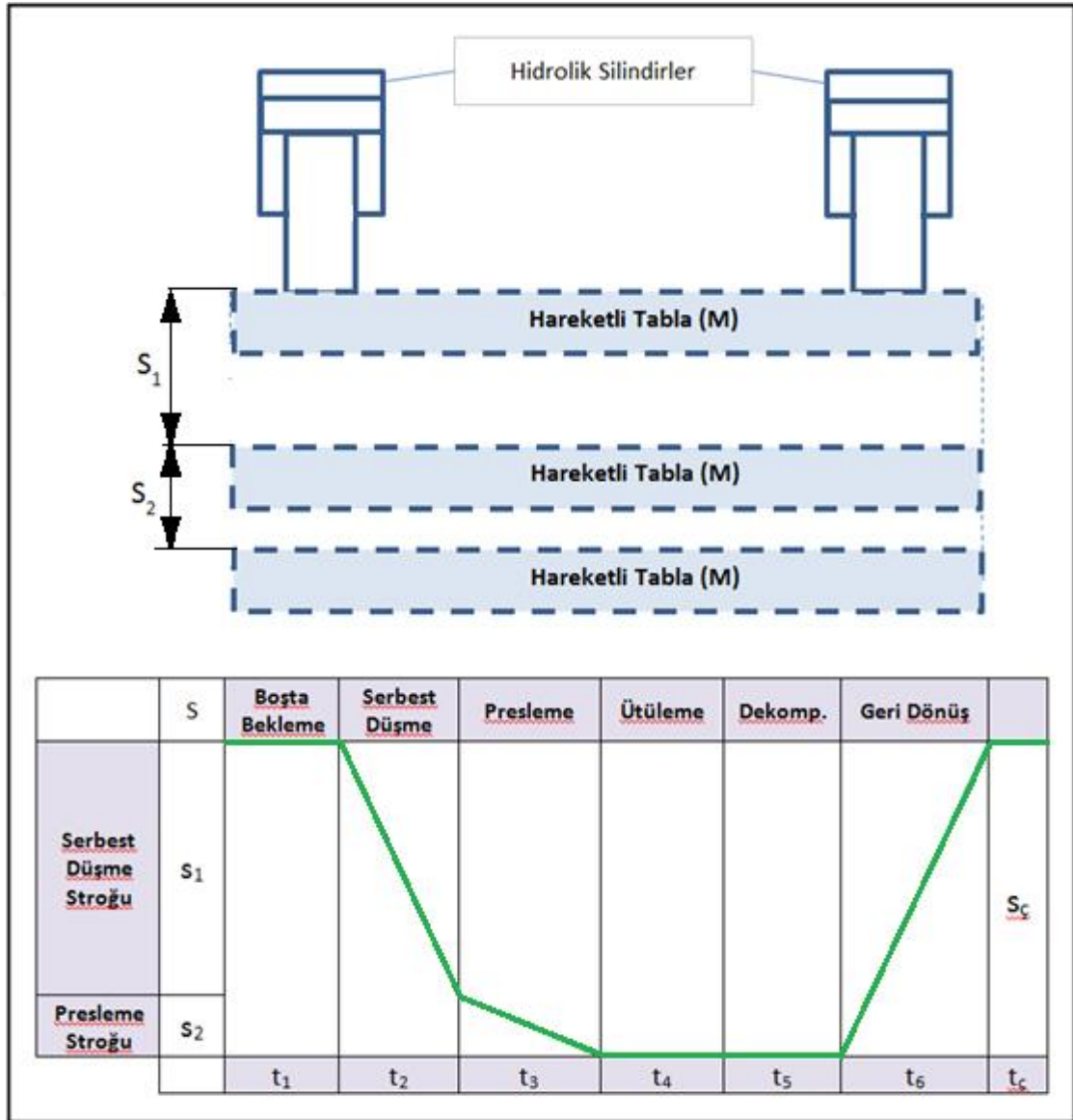
Şekil 4. 1 Bir CNC Hidrolik Abkant Pres'in genel görünümü



Şekil 4. 2  rnek iş parçası ve kalıplar

4.1.1 Abkant Pres Çevrimi ve Çevrim Parametreleri

Bir abkant pres çevrimi şematik olarak Şekil 4. 3’de pozisyon-zaman grafiği (yol-adım diyagramı) olarak verilmiştir. Yol-adım diyagramında görüldüğü gibi çevrim fazları şu adımlardan oluşmaktadır.



Şekil 4. 3 Abkant pres çalışma çevrimi

Makinanın çevrim adımları şunlardır:

- En üst pozisyonda bekleme (t_1) : Makine iş parçasının yüklenmesi için beklemektedir.
- Serbest düşme (t_2) : Bu aşamada iş parçası makinaya yüklenmiştir. Operatör veya otomasyon sisteminin makineye “başla” komutu vermesi ile birlikte pres tablası, tabla ağırlığının hidrolik silindir mil alanında yarattığı statik olarak basınçlandırılmış yağ sütununun bir valf vasıtasıyla depoya açılması neticesinde yerçekimi etkisi ile serbest düşme hareketi yapar. Serbest düşme esnasında hidrolik silindirlerin piston tarafı hacminde vakum oluşmaması için gerekli olan yağ, ön dolum valfi üzerinden silindirlere aktarılır. Serbest düşme fazının amacı hareketli tablanın boş stroku hızlıca geçmesi ve mümkün olan en kısa zamanda iş bölgesine gelmesidir. Bu sayede çevrim süresinin azaltılması sağlanır.
- Presleme (t_3) : Kalıpların iş parçasına temasından hemen önce serbest düşme fazı sonlandırılır, hidrolik silindirlerin depo ile bağlantısı kesilerek piston alanları basınçlandırılır ve böylece büküm için gerekli olan itme kuvveti sağlanır. Bu aşama tabla bükme işini bitirinceye kadar devam eder.
- Basınçta tutma (Ütüleme) (t_4) : Bükülmüş parçanın geri yaylanma (spring back) yapmaması için bir süre yüksek basınç altında bekletilmesi gerekmektedir. Bu sayede iş parçası plastik olarak şekillendirilmiş olur.
- Dekompresyon (t_5) : Büküm işlemi tamamlandıktan sonra hareketli tablanın en üst pozisyonuna geri gitmesi gerekir. Yukarı yönlü hareket başlamadan önce, silindir piston alanlarındaki yüksek basınç şoklarını ve darbeleri önlemek için yavaş bir şekilde tahliye edilmelidir. Bu işleme dekompresyon denir ve uygun dekompresyon süresi basınç seviyesi ve yüksek basınç altındaki yağ hacminin miktarı ile orantılıdır.
- Geri dönüş (t_6) : Dekompresyon sonrasında hareketli tabla yukarı yönlü hareketine başlar ve en üst pozisyonuna geri gider. Tablanın iş pozisyonuna değil de en üst pozisyona gitmesindeki amaç iş parçasının yükleme ve boşaltma işlemlerinin kolayca yapılabilmesi için gerekli olan açıklığı sağlamaktır.

Presin toplam çevrim süresi her bir fazda geçen sürelerin toplamıdır.

$$t_{\text{ç}} = (t_1+t_2+t_3+t_4+t_5+t_6) \quad (4.1)$$

Presin stroku (S) da serbest düşme stroğu (S₁) ve presleme stroğunun (S₂) toplamıdır.

$$S_{\text{ç}} = S_1+S_2 \quad (4.2)$$

4.1.2 Abkant Pres Hidrolik Sistemi

Hidrolik abkant preslerde makinanın tahrik unsuru olan hidrolik sistemin makinanın çevrim, performans ve emniyet ihtiyaçlarına cevap verecek şekilde tasarlanması gerekmektedir.

- Hidrolik sistemden beklentiler şunlardır:
- Presleme kuvveti ihtiyacını karşılamak üzere uygun basınç seviyelerine ulaşmak
- Hidrolik presler toplam baskı kuvvetleri ile isimlendirilir ve anılırlar.
- Pres maksimum hız kapasitesini (anma hızını) sağlayacak miktarda yağ debisi sağlayabilmek
- Hassas hız ve pozisyon kontrolü yapılmasına imkân sağlamak
- Dengesiz yüklerle çalışılırken tabla paralellliğini korumak

4.1.2.1 Hidrolik Silindirler ve Temel Hesaplamalar

Hidrolik silindirler, hidrolik enerjiyi mekanik enerjiye çeviren doğrusal hareket elemanlarıdır. Hidrolik silindirler temel olarak bir silindir gömleği, bir piston, piston kolu ve sızdırmazlık elemanlarından oluşur. Bir hidrolik silindirin anma ölçüleri Şekil 4. 4'te görüldüğü gibi piston çapı, piston kolu çapı ve stroktur.

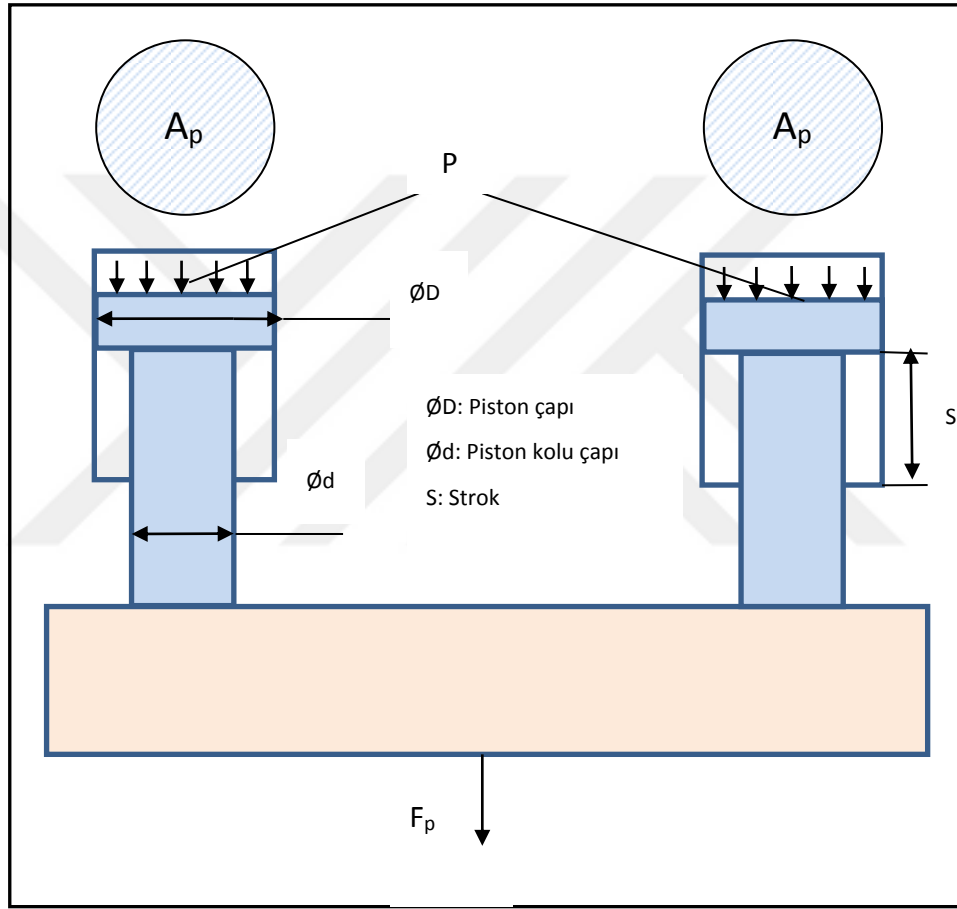
Hidrolik silindirlerin itme kuvveti (F_i) piston alanının büyüklüğüne (A_p) ve bu alana etki eden basınç miktarına (P) bağlıdır.

$$F_i = P \times A_p \text{ [N]} \quad (4.1)$$

$$A_p = \frac{\pi \times D^2}{4} [\text{cm}^2] \quad (4.2)$$

Toplam baskı kuvveti (presin anma kuvveti)(F_p) her bir silindirin maksimum itme kuvveti ve silindir adedinin (n) çarpımına eşit olur.

$$F_p = F_i \times n \quad [\text{N}] \quad (4.3)$$



Şekil 4. 4 Hidrolik silindirlerin anma ölçüleri ve abkant preslerde baskı kuvveti

Abkant preslerde Şekil 4. 5'te görüldüğü gibi minimum ve genelde iki adet hidrolik silindir bulunur.

Hidrolik silindirlerin doğrusal ilerleme hızı ise ileri yönde piston alanına (A_p) ve bu alana etki eden yağ debisine (Q), geri yönde ise piston mili tarafı alanına (halka alanı) (A_h) ve bu alana etki eden debiye (Q) eşittir.

Silindirlerin iki yöndeki doğrusal hızları iki tarafa da aynı Q debisi etki ettiği varsayılırsa Eşitlikler (4.5) ve (4.6) ile hesaplanır.

$$A_h = A_p - \frac{\pi d^2}{4} \quad [\text{cm}^2] \quad (4.4)$$

$$V_i = \frac{Q_p}{A_p} \quad [\text{cm/s}] \quad (4.5)$$

$$V_g = \frac{Q_p}{A_h} \quad [\text{cm/s}] \quad (4.6)$$

Abkant preslerde minimum iki adet hidrolik silindir olduğu için:

$$V_i = \frac{Q_p}{A_p \times n} \quad [\text{cm/s}] \quad (4.7)$$

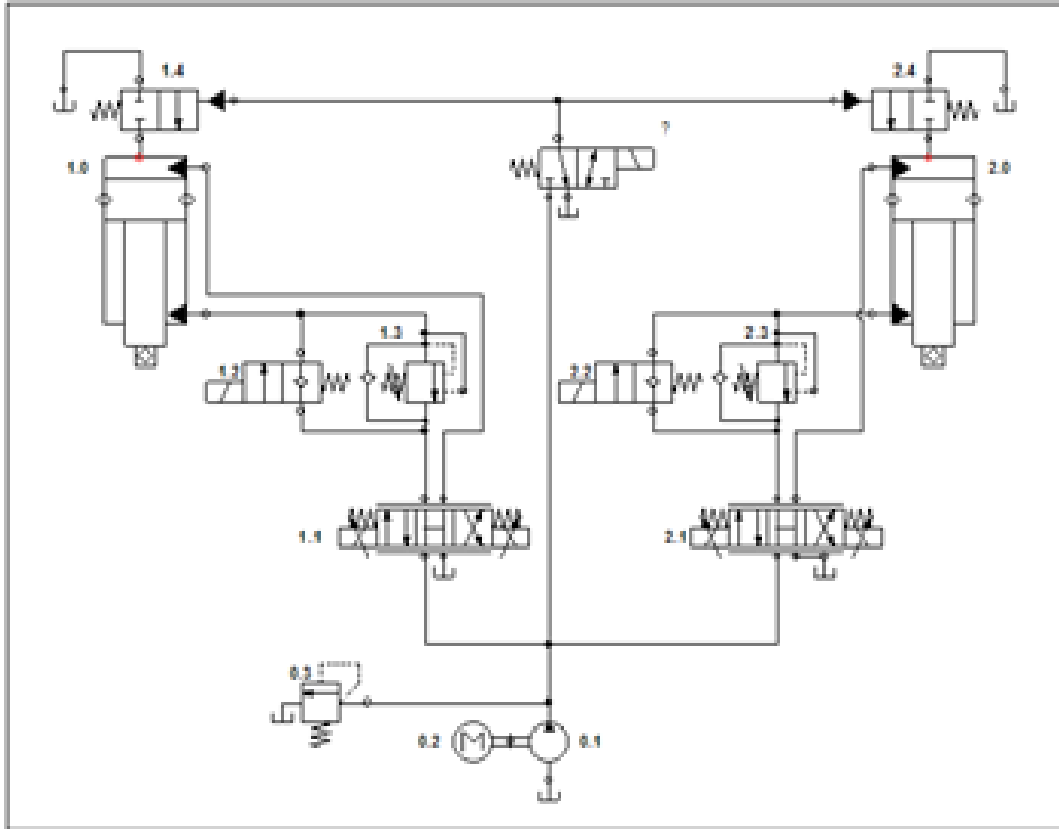
$$V_g = \frac{Q_p}{A_h \times n} \quad [\text{cm/s}] \quad (4.8)$$

Bu eşitliklerde V_i ileri (aşağı) yönde hızı [cm/s], V_g geri (yukarı) yönde hızı [cm/s] göstermektedir.

4.1.2.2 Hidrolik Devre Şeması ve Deney Modeli

İki hidrolik silindirli abkant preslerin devre tasarımları genel hatlarıyla Şekil 4. 5'te gösterildiği gibidir. Kullanılan devre elemanları incelenecek olursa, genellikle 1000 kN baskı kuvvetinden daha küçük baskı kuvvetine sahip preslerde sabit deplasmanlı dişli veya paletli pompa (poz. no 0.2) kullanılmaktadır. Pozisyon numarası (1.4) ve (2.4) olan valfler ön dolum valfleridir. Bu valflerin fonksiyonu serbest düşme esnasında vakum oluşmaması için depoda silindire yüksek debide yağ sağlamak ve geri dönüş esnasında piston alanından çıkan büyük yağ debisinin depoya tahliye edilmesini sağlamaktır. Pozisyon numarası (1.2) ve (2.2) olan 2/2 solenoid popet valfler ise serbest düşme

hareketini başlatmak için kullanılmaktadır. Devre şemasında en önemli fonksiyonu (1.1) ve (2.1) pozisyon numaralarına sahip olan oransal valfler yapmaktadır. Bu ana yön valflerinin yüksek hassasiyetli oransal valfler olmasının sebebi, iş için ihtiyaç duyulan hız kontrolü, pozisyon kontrolü ve paralellik (senkronizasyon) kontrolü fonksiyonlarının yüksek hassasiyetle gerçekleştirilmesidir.

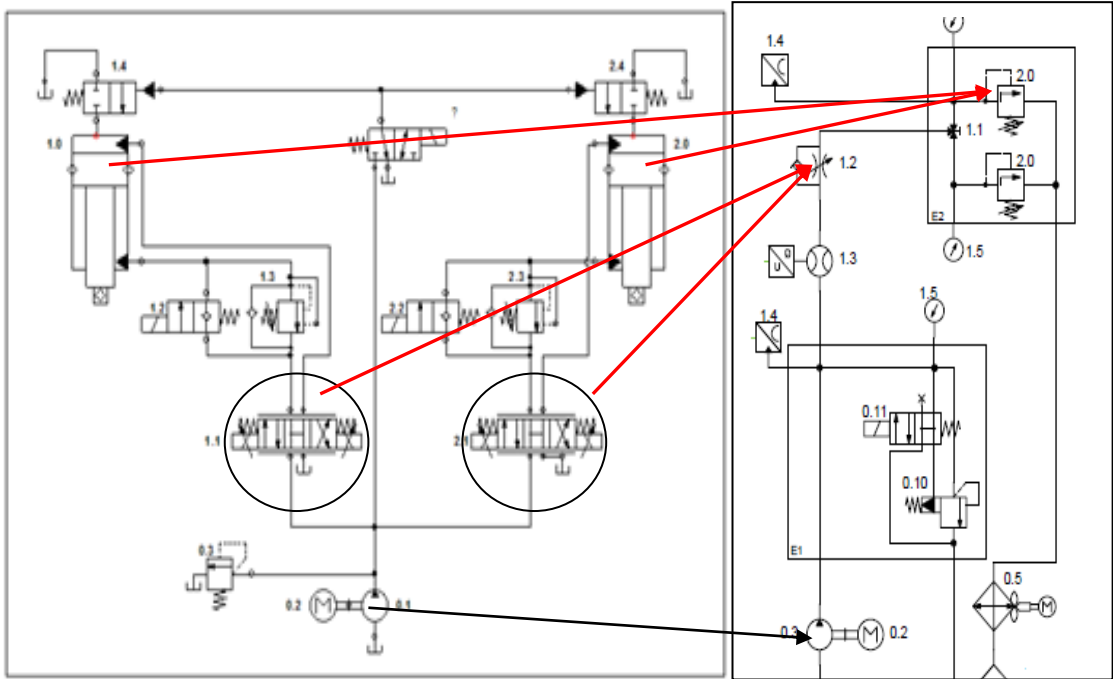


Şekil 4. 5 Abkant pres hidrolik devre şeması

Çalışmanın amacı deney düzeneği ile abkant pres devresini simüle ederek farklı kondisyonlarda her bir çalışma fazı için enerji tüketimi değerlerini belirlemek olduğu için kullandığımız deney düzeneğinin özellikleri ile uygulama için belirlenen abkant presin hidrolik sistem özellikleri benzer olmalıdır.

Deney düzeneği bu devre şemasını simüle edebilmektedir. Deney düzeneğindeki hangi devre elemanı ile abkant pres hidrolik sistemindeki hangi fonksiyonun simüle edildiği Şekil 4. 6'da gösterilmektedir. Seçilen teknik özelliklerdeki abkant presin pompa deplasmanı deney düzeneğindeki ile aynıdır. (22,5 cc) Abkant pres devre şemasında

bulunan iki adet oransal valfi (poz. no 1.1,2.1) deney düzeneğindeki manuel akış kontrol (kısmı) valfi (poz. no 1.2) simüle etmektedir. İki paralel valften silindir hızları her koşulda eşit olduğu için eşit miktarda debi geçmektedir. Abkant preslerde sistem yükü iş parçasını bükmek için gerekli olan baskı kuvvetidir. Bu yükü simüle etmek için bu kuvveti sağlayacak silindir basıncı deney düzeneğindeki basınç emniyet valfi (poz.no 2.0) tarafından oluşturulmaktadır.



Şekil 4. 6 Deney düzeneği ile abkant pres hidrolik sisteminin modellenmesi

4.2 Uygulama Çalışması

4.2.1 Abkant Pres Özelliklerinin Belirlenmesi

Deney düzeneğinde yapılan çalışmaların bir Abkant Pres çevrimini simüle edebilmesi için deney düzeneğindeki büyüklüklerle (pompa debisi, motor gücü vb.) belirlenecek presin teknik özelliklerin uyumlu olması gerekmektedir. Bu amaçla bazı üretici firmaların katalogları incelenmiş ve yapılan deneysel çalışmaların gerçekçi bir makine çevrimiyle örtüşmesi sağlanmıştır.

4.2.1.1 Abkant Pres Teknik Özellikleri ve Sabit Parametreler

Deney sonuçlarını uyarlayacağımız abkant presin tasarım özellikleri Çizelge 4. 1’de verilmiştir. 500 kN baskı kuvvetine sahip olan pres iki adet hidrolik silindirden oluşmaktadır.

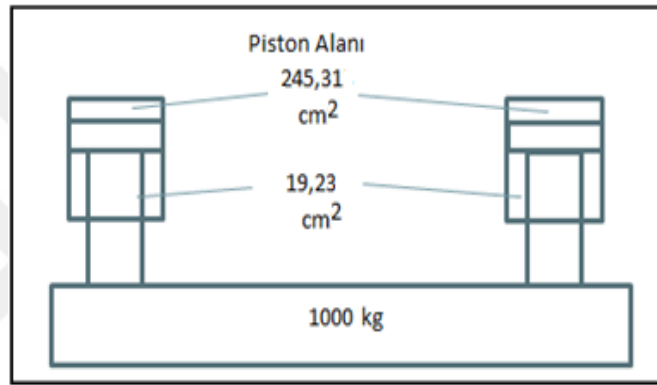
Çizelge 4. 1 Abkant pres teknik özellikleri

Teknik Özellik	Simge	Değer	Birim
Piston Çapı	$\emptyset D$	125,00	mm
Piston Kolu Çapı	$\emptyset d$	120,00	mm
Silindir Sayısı	SS	2,00	adet
Çalışma Basıncı (%100)	P	200,00	bar
Presleme Kuvveti (%100)	F_A	500	kN
Pompa Debisi (%100)	Q_p	32,00	l/dk
Toplam Strok	S	220,00	mm
Maks. Presleme Hızı	V_a	21	mm/s
Dikey Yük Kütlesi	M	1000	kg

Bu büyüklükler tasarım büyüklükleri olup sistemin gerçek kapasitesi bir miktar emniyetli olarak bu değerlerden biraz daha büyüktür. Örneğin hidrolik pompa debisi %100 hız için 32 l/dk kabul edilirken gerçekte maksimum pompa debisi 1500 d/dk dönüş hızında 34 l/dk civarındadır. Aynı şekilde %100 presleme kuvveti olan 500 kN için sistem basıncı 200 bar olduğu halde sistem basıncı 220 bar civarına kadar yükseltilebilmektedir. Zaten pompa hattındaki maksimum emniyet valfi de 220 bar değerine ayarlıdır.

4.2.1.2 Çevrim Değişkenleri ve İşletme Kabulleri

Hidrolik abkant preslerde enerji tüketim analizi yapmak için makinanın tasarım parametrelerini belirlemekle beraber çevrimsel ve işletme parametrelerinin de belirlenmesi gerekmektedir. Baskı kuvveti, hız, strok, ütüleme zamanı, doluluk oranı gibi birçok parametre değişkendir. İşletme şartları sonsuz farklı varyasyonla oluşturulabilir. Bu çalışmada gerçekçi bir yaklaşımda bulunmak için deney sistemindeki basınç ve debi değerleri yani abkant pres çevrimindeki baskı kuvveti ve hız değerleri %100, %75 ve %50 olarak belirlendi. Hidrolik silindir alanları Eşitlik (4.2) ve (4.4) kullanılarak hesaplandı ve Şekil 4. 7'deki sonuçlar bulundu.



Daha sonra her bir işletme koşulu için baskı kuvvetleri Eşitlik (4.3) ve hızlar Eşitlik (4.7) kullanılarak bulunmuştur. Çizelge 4. 2'deki sonuçlar her bir deney koşulunun abkant presin hangi baskı kuvveti ve hız değerini simüle ettiğini göstermektedir.

Çizelge 4. 2 %100, %75, %50 basınç ve debi için kuvvet ve hız değerleri

BASINÇ (bar)	DEBİ (l/dk)	Presleme Kuvveti (kN)	Presleme Hızı (mm/s)
100	16	245	10,87
150	16	368	10,87
200	16	491	10,87
100	24	245	16,31
150	24	368	16,31
200	24	491	16,31
100	32	245	21,74
150	32	368	21,74
200	32	491	21,74

Diğer çevrim parametreleri için yapılan kabuller Çizelge 4. 3’de verilmiştir.

Çizelge 4. 3 Çevrim ve işletme kabulleri

Parametre	Simge	Birim	Değer
Serbest Düşme Hızı	V_{sd}	mm/s	160
Serbest Düşme Stroğu	S_1	mm	120
Presleme Stroğu	S_2	mm	100
Geri Dönüş Hızı	V_{gd}	mm/s	277
İşletme Faktörü	DO	%	95
Boşta bekleme süresi	t_1	s	15
Ütüleme Süresi	t_4	s	2
Dekompresyon zamanı	t_5	s	2

Abkant presin iş parçasını büktüğü presleme fazındaki hız değerleri değişken iken, pres tablasının üst pozisyonuna geri dönüşü maksimum hızda olmaktadır. Bu değer de Eşitlik (4. 8) kullanılarak hesaplanmıştır.

Presleme stroku iş parçasına verilmek istenen formun geometrisine ve kalıp geometrisine bağlıdır. Bu çalışmada presleme stroku 100 mm olarak alınmıştır.

Ütüleme süresi iş parçasının fiziksel özellikleri ve bükme geometrisine bağlı bir değer olmakla beraber ortalama bir değer olarak belirlenmiştir.

İşletme faktörü (doluluk oranı) 7 gün/24 saat esasına göre çalışan bir fabrikada arıza, bakım, kalıp değişimi gibi sebeplerden kaynaklanacak duruşları simüle etmek için belirlenen bir değerdir. Bu çalışmada bu değer %95 (0,95) olarak belirlenmiştir.

4.2.1.3 Makine Çevrim Zamanlarının Bulunması

Boşta bekleme süresi (t_1), ütüleme süresi (t_4) ve dekompresyon süresi (t_5) Çizelge 4. 3’te gösterildiği gibi kabul edilmiştir. Çevrim süresi Eşitlik (4.1)’de gösterildiği gibi bütün faz sürelerinin toplamıdır. O halde t_2 serbest düşme zamanı, t_3 presleme zamanı ve t_6 geri dönüş zamanının bulunması gerekmektedir.

Serbest düşme süresi (t_2) Eşitlik (4.9) ile hesaplanır.

$$t_2 = \frac{V_{sd}}{S_1} \text{ [s]} \quad (4.9)$$

Pres tablası işlem bittikten sonra maksimum pompa debisiyle ulaşılan hızla bütün pres stroğunu geçerek en üst konumuna geri döner. Bu geri dönüş süresi (t_6) bütün çevrimlerde aynıdır ve Eşitlik (4.10) ile hesaplanır. geri dönüş hızı (V_{gd}) ve pres strokuna bağlıdır. Geri dönüş hızı Eşitlik (4.11) ile hesaplanır.

$$t_6 = \frac{V_{gd}}{S} \text{ [s]} \quad (4.10)$$

Burada V_{gd} geri dönüş hızı olup Eşitlik (4.11) ile hesaplanır.

$$V_{gd} = \frac{Q_p}{A_h \times n} \times \frac{1000}{6} \text{ [mm/s]} \quad (4.11)$$

Kabul edilen (t_1, t_4, t_5) ve hesaplanan (t_2, t_6) zaman değerleri bütün çevrimler için aynı olmaktadır. Yalnız presleme zamanı (t_3) farklı pompa debilerinde farklı olmaktadır.

16 l/d, 24 l/dk, 32 l/dk için pres hızları Eşitlik (4.7)'ye göre hesaplanmaktadır. Daha sonra presleme zamanını bulmak için Eşitlik (4.12) kullanılmalıdır. Sonuçta bulunan presleme hızı ve presleme süresi değerleri Çizelge 4. 4'te verilmiştir.

$$t_3 = \frac{V_p}{S_2} \text{ [s]} \quad (4.12)$$

Çizelge 4. 4 %100, %75, %50 debi değerleri için presleme hızları ve zamanları

Pompa Debisi	Presleme Stroku	Presleme Hızı	Presleme Süresi
Q_p (l/dk)	S_2 (mm)	V_p (mm/s)	t_3 (s)
16	100	10,87	9,2
24	100	16,31	6,1
32	100	21,74	4,6

Her fazın süreleri hesaplandıktan sonra toplam çevrim süreleri Eşitlik (4.1) ile hesaplanabilir. Üç farklı debi koşulunda kabul edilen veya hesaplanan makina çevrim süreleri ve makina çevrimi diyagramı Çizelge 4. 8'de verilmiştir.

Çizelge 4. 5 %100, %75, %50 debi değerleri için makine çevrim süreleri

		t ₁ (s)	t ₂ (s)	t ₃ (s)	t ₄ (s)	t ₅ (s)	t ₆ (s)	t _ç (s)
Q (l/dk)	16	15	0,75	9,20	2	2	1,73	= 30,68
	24	15	0,75	6,10	2	2	1,73	= 27,58
	32	15	0,75	4,60	2	2	1,73	= 26,08
	S	Boşta Bekleme	Serbest Düşme	Presleme	Ütüleme	Dekomp	Geri Dönüş	
Serbest Düşme Stroğu (mm)	120							220
Presleme Stroğu (mm)	100							

4.2.2 Enerji Tüketim Analizleri ve İki Sistemin Karşılaştırılması

4.2.2.1 Çevrim Fazları ve Enerji Tüketim İlişkisi

Presin her bir çalışma fazı esnasında elektrik motorunun yüklenme miktarı farklıdır.

Pres boşta bekleme süresince elektrik motoru yüksüz oklarak minimum akım miktarını çekecektir. Bu yüksüz durum serbest düşme esnasında da devam eder çünkü serbest düşme esnasında pres tablası kendi ağırlığı ile düşeceği için elektrik motoru yüklenmeyecektir.

Presin bükme işlemi yaparken yani presleme fazında elektrik motoru ,daha önceki deneylerde hız ve yüke bağlı olarak bulunan ve Çizelge 3. 4'te verilen akım miktarlarını çekecektir.

Ütüleme esnasında elektrik motoru o basınç değerinde en az akımı çekecek hıza alınacaktır.

Dekompresyon esnasında elektrik motoru tekrar yüksüz duruma geçer.

Geri dönüş esnasında maksimum debi yani motor hızı kullanılırken sistemde oluşan basınç (P_{gd}) Eşitlik (4.13) ile hesaplanabilir.

$$P_{gd} = \frac{M_t + (2 \times M_{pk})}{A_h \times \eta_m} \text{ [bar]} \quad (4.13)$$

Burada M_t tabla ağırlığını göstermekte olup 1000 kg olarak kabul edilmiştir. M_{pk} ise hidrolik silindirlerin piston kolları ağırlığını göstermekte olup Eşitlik (4.14) ile hesaplanmaktadır. L piston kolu ağırlığını bulmak için kullanılır ve piston kolu uzunluğunu göstermektedir. 20 cm stroka sahip hidrolik silindirler için 25 cm olarak kabul edilebilir. η_m değeri mekanik verimi göstermektedir ve %90 olarak kabul edilmesi uygundur.

$$M_{pk} = \frac{d^2 \times \pi \times L \times \rho_{\text{ç}}}{4 \times 1000} \text{ (kg)} \quad (4.14)$$

Geri dönüşte ihtiyaç duyulan yük basıncının 60 bar olduğu bulunmuştur. Geri dönüşte de valf üzerindeki basınç düşümünün 10 bar olduğu kabul edilerek geri dönüş fazındaki hidrolik yük 32 l/dk debi ve 70 bar basınç olarak alınmıştır.

Görüldüğü gibi bir abkant presin bir çevrimindeki enerji tüketimini belirlemek için sadece presleme fazındaki motor akım değerlerini bilmek yeterli olmamaktadır. Bununla beraber, boşta çalışma, serbest düşme ve dekompresyon anında çekilen akımı bulmak için motorun yüksüz akımını bulmak gerekmektedir. Ayrıca geri dönüş esnasındaki motor akımını bulmak için de geri dönüş yükünü ve oluşan basıncı hesaplamak ve bu sonuca göre motor akımını deney düzeneğinde ölçmek gerekmektedir.

Deney düzeneği üzerinde sistemin yüksüz halinde (boşta bekleme, serbest düşme, dekompresyon), geri dönüş için gerekli olan 70 bar yükte ve presleme için kullandığımız 100 bar, 150 bar ve 200 bar yüklerde ve değişik tahrik hızlarında (ütüleme akımlarını bulmak için) çekilen motor akımlarını bulmak için ilave ölçümler yapılmış ve sonuçlar Çizelge 4. 6'da gösterilmiştir. SHTS'de tek hız seçeneği olduğu için her zaman 1500 d/dk hızda ölçülen değerler o fazın akım değeri olarak kabul edilmiştir. DHTS'de ise hangi hızda minimum akım çekiliyorsa o fazın akım değeri olarak o kabul edilmiştir.

Çizelge 4. 6 Presleme fazı dışındaki fazlardaki elektrik motoru akımları

Basınç (bar)	Yüksüz	70	100	150	200	
Hız (d/d)	I (A)	I (A)	I (A)	I (A)	I (A)	
1500	13,2	15,6	17,2	21,7	27,2	Yüksüz Akım
1000	14,1	16,3	18,3	21,5	25,4	Geri Dönüş Akımı
750	14,2	16,1	17,8	21,1	24,7	Ütüleme Akımı (DHTS)
500	14,2	16,3	18,2	21,2	24,8	Ütüleme Akımı (SHTS)

4.2.2.2 Çevrimsel ve Yıllık Enerji Tüketimlerinin Bulunması

Pres çevriminin her fazında tüketilen enerji miktarı E_n (kW) eşitlik (4.15) ile hesaplanmaktadır.

$$E_n = I_n \times V \times \cos \phi \times V \times \sqrt{3} \times t_n \times 10^{-3} \quad [\text{kWs}] \quad (4.15)$$

Presleme fazında deneysel olarak bulunan ve Çizelge 3. 3'te bulunan akım değerleri, diğer fazlarda Çizelge 4. 8'de verilen akım değerleri kullanıldı. Burada t_n faz süresini (s), I_n de herhangi bir faz esnasında elektrik motorunun çektiği elektrik akımını (A) göstermektedir. Şebeke gerilimi 380 V AC ve elektrik motorunun da güç faktörü $\cos \phi$ 0,81'dir.

Her bir faz için bulunan enerji tüketim değerleri Eşitlik (4.16) ile toplanarak presin bir çevriminin enerji tüketimi bulunmuştur.

$$E_{\text{ç}} = E_1 + E_2 + E_3 + E_4 + E_5 + E_6 \quad [\text{kWs}/\text{çevrim}] \quad (4.16)$$

Bulunan sonuçlar, 100 bar yük için Çizelge 4. 7'ye, 150 bar yük için Çizelge 4. 8'e, 200 bar yük için Çizelge 4. 9'a eklenmiş ve aşağıda verilmiştir.

Çizelge 4. 7 100 bar yük ve her iki sistem için çevrimsel enerji tüketim değerleri

Q (l/dk)		Boşta Bekleme	Serbest Düşme	Presleme	Ütüleme	Dekom.	Dönüş	=	Eç (kWs/ç)
16	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	18,30	17,20	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	29,60	17,20	13,20	15,60		
	Eç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	89,65	18,32	14,06	6,56	=	239,29
	Eç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	145,01	18,32	14,06	6,56	=	294,65
	t (s)	15	0,75	9,20	2	2	0,79	=	29,74
24	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	18,40	17,20	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	29,40	17,20	13,20	15,60		
	Eç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	59,77	18,32	14,06	6,56	=	209,41
	Eç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	95,50	18,32	14,06	6,56	=	245,14
	t (s)	15	0,75	6,10	2	2	0,79	=	26,64
32	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	17,70	17,20	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	28,90	17,20	13,20	15,60		
	Eç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	43,36	18,32	14,06	6,56	=	193,00
	Eç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	70,79	18,32	14,06	6,56	=	220,43
	t (s)	15	0,75	4,60	2	2	0,79	=	25,14

Çizelge 4. 8 150 bar yük ve her iki sistem için çevrimsel enerji tüketim değerleri

Q (l/dk)		Boşta Bekleme	Serbest Düşme	Presleme	Ütüleme	Dekom.	Dönüş	=	E/çevrim (kWs/ç)
16	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	21,60	21,10	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	29,60	21,70	13,20	15,60		
	E _ç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	105,82	22,47	14,06	6,56	=	259,61
	E _ç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	145,01	23,11	14,06	6,56	=	299,44
	t (s)	15	0,75	9,20	2	2	0,79	=	29,74
24	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	21,70	21,10	13,20	17,20		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	29,60	21,70	13,20	17,20		
	E _ç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	70,49	22,47	14,06	15,60	=	233,32
	E _ç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	96,15	23,11	14,06	15,60	=	259,62
	t (s)	15	0,75	6,10	2	2	0,79	=	26,64
32	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	22,40	21,10	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	28,80	21,70	13,20	15,60		
	E _ç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	54,87	22,47	14,06	6,56	=	208,67
	E _ç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	70,54	23,11	14,06	6,56	=	224,98
	t (s)	15	0,75	4,60	2	2	0,79	=	25,14

Çizelge 4. 9 200 bar yük ve her iki sistem için çevrimsel enerji tüketim değerleri

Q (l/dk)		Boşta Bekleme	Serbest Düşme	Presleme	Ütöleme	Dekom.	Dönüş	=	E/çevrim (kWs/ç)
16	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	25,60	24,70	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	29,70	27,20	13,20	15,60		
	E _ç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	125,41	26,31	14,06	6,56	=	283,04
	E _ç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	145,50	28,97	14,06	6,56	=	305,79
	t (s)	15	0,75	9,20	2	2	0,79	=	29,74
24	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	25,70	24,70	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	29,60	27,20	13,20	15,60		
	E _ç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	83,48	26,31	14,06	6,56	=	241,11
	E _ç (SHTS) (ws)	105,43	5,27	96,15	28,97	14,06	6,56	=	256,44
	t (s)	15	0,75	6,10	2	2	0,79	=	26,64
32	I (DHTS) (A)	13,20	13,20	27,10	24,70	13,20	15,60		
	I (SHTS) (A)	13,20	13,20	29,20	27,20	13,20	15,60		
	E _ç (DHTS) (kWs)	105,43	5,27	66,38	26,31	14,06	6,56	=	224,01
	E _ç (SHTS) (kWs)	105,43	5,27	71,52	28,97	14,06	6,56	=	231,82
	t (s)	15	0,75	4,60	2	2	0,79	=	25,14

Çevrimsel enerji tüketim değerlerinin bulunmasının ardından yıllık enerji tüketim (YET) değerleri de hesaplanmıştır. Öncelikle her bir çevrim için yıllık çevrim sayısı (YÇS) hesaplanmıştır. Yıllık çevrim süresi bir yılın çevrim süresine oranının belirlenen bir doluluk oranıyla çarpımına eşittir. Yıllık çevrim sayısı eşitlik (4.17)'deki gibi hesaplanır. Doluluk oranı (DO), arıza, bakım, kalıp değişimi gibi nedenlerle meydana gelebilecek duruşların olacağı öngörülerek kabul edilmiş ve bu şekilde hesaba eklenmiştir.

$$YÇS = \frac{365 \times 24 \times 60 \times 60}{t_{\text{ç}}} \times DO \quad [\text{adet}] \quad (4.17)$$

Doluluk oranı (DO) %95 olarak kabul edilmiştir.

YET değerleri ise yıllık çevrim sayısı (YS) ile çevrimsel enerji tüketim (E) değerlerinin çarpımına eşittir ve Eşitlik (4.18) ile hesaplanır. Bulunan sonuçlar izelge 4.10 ile verilmiştir.

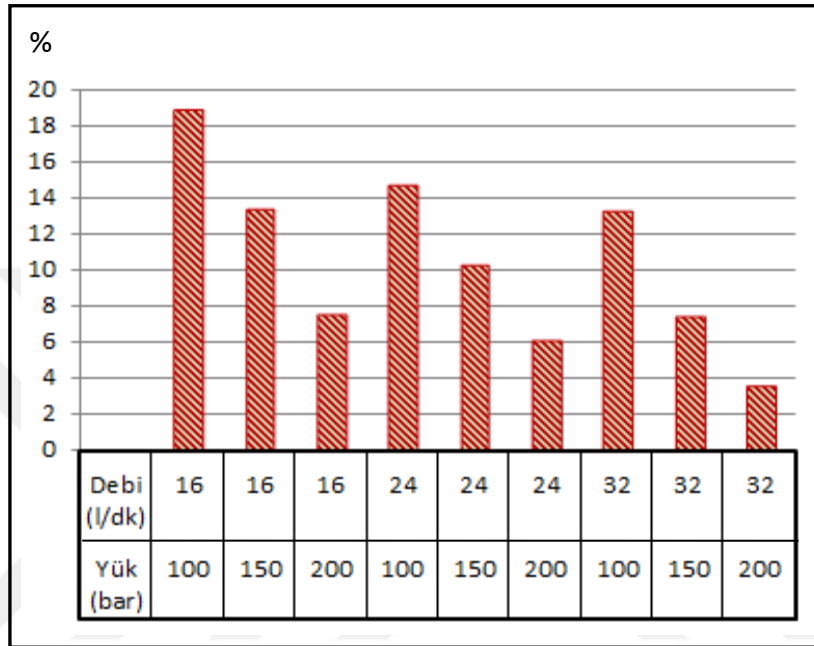
$$YET = \frac{YS \times E}{3600} \quad [\text{kWh/yıl}] \quad (4.18)$$

Çizelge 4. 10 Her koşul için abkant pres yıllık enerji tüketim değerleri

Q (l/dk)	P (bar)	Tahrik Tipi	t (s)	E (kWs/)	DO (%)	YS (adet)	YET (kwh/yıl)
16	100	SHTS	29,74	294,65	95	1.007.371	82.450
16	100	DHTS	29,74	239,29	95	1.007.371	66.959
24	100	SHTS	26,64	245,14	95	1.124.595	76.579
24	100	DHTS	26,64	209,41	95	1.124.595	65.417
32	100	SHTS	25,14	220,43	95	1.191.695	72.968
32	100	DHTS	25,14	193,00	95	1.191.695	63.888
16	150	SHTS	29,74	299,44	95	1.007.371	83.791
16	150	DHTS	29,74	259,61	95	1.007.371	72.645
24	150	SHTS	26,64	259,62	95	1.124.595	81.102
24	150	DHTS	26,64	233,32	95	1.124.595	72.886
32	150	SHTS	25,14	224,98	95	1.191.695	74.474
32	150	DHTS	25,14	208,67	95	1.191.695	69.075
16	200	SHTS	29,74	305,79	95	1.007.371	85.568
16	200	DHTS	29,74	283,04	95	1.007.371	79.202
24	200	SHTS	26,64	256,44	95	1.124.595	80.109
24	200	DHTS	26,64	241,11	95	1.124.595	75.320
32	200	SHTS	25,14	231,82	95	1.191.695	76.739
32	200	DHTS	25,14	224,01	95	1.191.695	74.153

Sonuç olarak her bir çevrim koşulunda çevrimsel ve yıllık enerji tüketim değerleri hesaplanmış ve iki sistem arasındaki fark ortaya konmuştur.

Daha önce belli bir deney koşulu için hesaplanan DHTS kazancı değerleri pres çevrimi sonuçları için tekrar hesaplandığında ulaşılan sonuçlar Şekil 4. 8’de grafik olarak verilmiştir.



Şekil 4. 8 Pres çevrimi için hesaplanmış DHTS kazançları

Grafik incelendiğinde, DHTS’nin bir çevrim için en az %4 ve en çok %19 bir enerji tasarrufu sağladığı görülmektedir. Bu sonuçlar değerlendirildiğinde, sonuçların daha önce Bölüm 3’te bulunan sonuçlarla benzer olduğu ancak kazanç değerlerinin oransal olarak azaldığı görülmektedir. Bunun sebebi DHTS kazancının presleme fazında daha çok ortaya çıkması ama özellikle boşta bekleme, dekompresyon ve geri dönüş fazları için iki sistem enerji tüketimleri arasında fark olmamasıdır. Gene de DHTS’nin anlamlı miktarda enerji tasarrufu sağlama potansiyeli olduğu çok net gözükmemektedir.

DHTS’nin bu abkant presin işletmesinde sağladığı enerji tasarrufunu daha net verilerle tam olarak anlayabilmek için bir sonraki bölümde bir ekonomik analiz yapılacaktır.

BÖLÜM 5

EKONOMİK ANALİZ

Bir abkant pres tahrik sisteminin SHTS'den DHTS'ye dönüştürülmesi, işletme verimini arttırmaya yönelik bir modernizasyon yatırımı olarak ele alınmıştır ve bu durum için ekonomik analizler yapılarak yatırımın fizibilitesi araştırılmıştır.

Bunun için önce ekonomik analizde kullanılacak yöntemler belirlenmiştir. Bu analizi yapmak için iki temel girdi gerekmektedir.

İlk olarak SHTS ile çalışan bir abkant presin DHTS'ye dönüştürülebilmesi için yapılması gereken yatırımın değeri bulunmalıdır. Daha sonra, bir önceki bölümde bulunan DHTS ile sağlanan enerji tasarruf değerlerini kullanarak ekonomik analizi gerçekçi kılacak uygun senaryolar oluşturulması ve DHTS kazancının farklı çalışma rejimlerinde bulunması gerekmektedir.

5.1 Ekonomik Analizde Kullanılan Yöntemler

SHTS ile çalışan bir abkant presin DHTS'ye uygun hale getirilmesi durumu için yapılacak ekonomik analizlerde aşağıdaki yöntemler kullanılacaktır.

5.1.1 Net Bugünkü Değer Yöntemi

Net bugünkü değer (NBD) analizinde, projenin gelecek yıllar içindeki gelir akışı, belirlenen iskonto oranına göre güncel değerine çevrilir. Bir yatırımın net bugünkü değeri (NBD), belirli bir iskonto oranına göre indirgenmiş giderlerin toplamı ile indirgenmiş gelirlerin toplamı arasındaki farktır ve Eşitlik (5.1) ile hesaplanır.

$$NBD = \sum_{t=0}^{n_e} \frac{B_t - C_t}{(1+i)^t} \quad [TL] \quad (5.1)$$

Burada NBD net bugünkü değeri (TL), B yıllık gelirleri (TL), C yıllık giderleri (TL), n_e ekonomik ömrü (yıl), i ise iskonto oranını göstermektedir.

Bugünkü değer, bir yatırımın veya projenin karlılığını analiz etmeye yarayan bir ölçüttür. NBD pozitif ise yapılması düşünülen yatırım karlı demektir. Yani yatırımın sağlayacağı getirinin yatırım için katlanılan sermaye maliyetinden yüksek olduğu anlaşılır.

5.1.2 Geri Ödeme Süresi Yöntemi

Geri ödeme süresi (GÖS), proje ilk yatırım maliyetinin geri kazanılması için gerekli olan süredir. Diğer bir deyişle bir proje için yapılacak yatırımların söz konusu projeden sağlanacak gelirler ile ne kadar sürede ödeneceğinin belirlenmesi işlemidir. Eğer, yıllık karlar bugünkü değere getirilip, maliyetin bugünkü değerinden çıkarılarak eşitlendiği zaman dilimi geri ödeme süresi olarak bulunuyorsa, bu durumda dinamik geri ödeme süresi (GÖS_D) kullanılmış olur ve Eşitlik (5.2) kullanılarak hesaplanır.

$$0 = \sum_{t=0}^{GÖS_d} \frac{B_t - C_t}{(1+i)^t} \quad [yıl] \quad (5.2)$$

5.1.3 İç Verimlilik (Karlılık) Yöntemi

Bu yöntemde yatırımın para giriş ve çıkışlarını eşitleyen iskonto oranı hesaplanmakta ve bu oran, yatırımın iç karlılık oranı (r) şeklinde ifade edilmektedir ve Eşitlik (5.3) ile hesaplanır.

$$0 = \sum_{t=0}^{n_e} \frac{B_t - C_t}{(1+r)^t} \quad [\%] \quad (5.3)$$

5.2 Ekonomik Analizin Yapılabilmesi için İlgili Unsurların Belirlenmesi

5.2.1 Kabul Edilen/Alınan Teknik ve Ekonomik Parametreler

Ekonomik analiz hesaplamalarına başlamadan önce bazı parametrelerin güncel değerlerinin bulunması ve bazı parametrelerin de kabul edilmesi gerekmektedir.

Hesaplamalarda kullanılacak bu parametreler ve kabul edilen değerler Çizelge 5. 1’de verilmektedir.

Çizelge 5. 1 Ekonomik analiz için alınan veya kabul edilen parametreler

Parametre	Açıklamalar	Kısaltma	Değer	Birim
Elektrik Birim Fiyatı	Sanayi tipi, 3 faz, 380V	EBF	0,403	TL/kWh
Elektrik Fiyatı Artış Oranı	Son 10 yıllık veri ortalaması	AO_{EF}	10	%
Euro - TL Paritesi	TCMB döviz satış kuru		4,99	Euro/TL
İskonto Oranı	Yıllık mevduat	$\dot{I}O (i)$	12	%
Ekonomik Ömür	Kabul	$E\ddot{O} (n_e)$	15	yıl

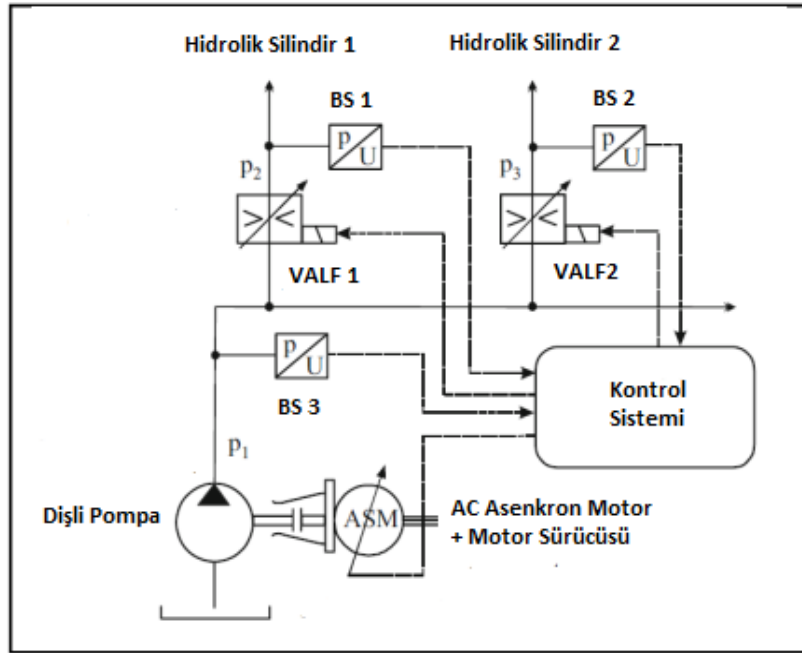
Elektrik enerjisi birim fiyatı (EBF) [24], döviz kuru (DK)[25], elektrik birim fiyatı artış oranı (AO_{EBF}) [26], iskonto oranı ($\dot{I}O$) [27], güncel internet kaynaklarından temin edilmiş, yatırımın ekonomik ömrü (n_e) kabul edilmiştir.

İşletme ($\dot{I}M$) ve bakım maliyetlerinin (BM) her iki sistem içinde aynı olacağı ve hesaplama sonuçlarına etki etmeyeceği düşünülerek, bu parametreler hesaplamalarda dikkate alınmamıştır.

5.2.2 Yatırım Maliyeti

Lovrec, Kastrevc ve Ulaga’nın da tasarladığı [14] ve Şekil 5. 1’de gösterildiği gibi bir elektro-hidrolik yük algılama devresi kurmak için sisteme bazı komponentler eklemek gerekmektedir. Şekil 5. 1’de görüldüğü gibi iş hatlarına birer adet ve pompa hattına da bir adet olmak üzere 3 adet analog basınç sensörü kullanılmalıdır. Ekonomiklik açısından analog sinyalin 0-10 V olması tercih edilebilir. Bu sensörlerden alınacak geri besleme sinyallerinin kontrolör tarafından değerlendirilmesi için mevcut kontrolöre 3 adet analog giriş modülü eklenmelidir. Pano içerisine yerleştirilecek bir frekans invertörü (15 kW) sayesinde yapılacak hız kontrolü ile hem kullanıcılara operatör

panelinden ayarlanan hız değerini karşılayacak kadar debi gönderilecek, hem de iş hattında olan maksimum basınç değeri ile pompa hattı basınç değeri arasındaki basınç farkı (ΔP) sabit tutulacaktır. İnvertöre gönderilecek kumanda sinyali mevcut kontrolöre ilave edilecek bir analog çıkış modülü ile sağlanmalıdır.



Şekil 5. 1 Elektro-hidrolik yük algılama metodu

Bu çalışmada elektro-hidrolik yük algılama yönteminin teknik olarak uygulanabilir ve dinamik performans olarak başarılı olduğu kabul edilmiş ve konu yalnızca enerjetik açıdan ele alınmıştır. Dolayısı ile bu uygulamanın sistem dinamiği, kontrol veya yazılımsal açılardan ele alınacağı ilave çalışmaların yapılması da önerilmektedir.

Ancak ekonomik analizlerin daha sağlıklı olması açısından bu yazılım çalışmasının bir kere yapıldığı ve bu çalışmanın maliyetinin de revizyon maliyetine eklenebilmesi için bir birim değer kabul edilmiş ve her bir pres revizyonuna bu değer maliyet kalemi olarak eklenmiştir.

Revizyon işlemi için gerekli ürün ve işçilik bedellerinin bugünkü fiyatları piyasada faaliyette bulunan bazı firmalardan bilgi toplanarak yaklaşık olarak belirlendi. Fiyatı Euro cinsinden olan ürünlerin TL cinsinden bugünkü değerleri Çizelge 5. 1'deki döviz kuru kullanılarak bulundu. Yatırım kalemlerinin fiyatları ve toplam yatırım bedeli (YM) Çizelge 5. 2'de gösterilmektedir.

Çizelge 5. 2 DHTS revizyonu için yapılacak toplam yatırım

		Birim Fiyat	Toplam Fiyat	Parite	Toplam Fiyat
Ürün/Hizmet	Adet	Euro	Euro	Euro/TL	TL
Frekans İnvertörü	1	600	600	4,99	2982
Basınç Sensörü	3	125	375	4,99	1863,75
İlave Kontrol Modülü	1	200	200	4,99	994
Kablo ve Şalt Malzemeleri	1	50	50	4,99	248,5
Montaj İşçiliği Payı	1	50	50	4,99	248,5
Yazılım Mühendisliği Payı	1	150	150	4,99	745,5
		Toplam	1425		7082,25

5.2.3 Çalışma Senaryolarının Belirlenmesi

DHTS'nin sağladığı enerji tasarruf miktarları makinanın yük ve hızına bağlı olarak değişmektedir. Dolayısı ile ekonomik analiz sonuçları da makinanın çalışma rejimine göre değişecektir.

Abkant presler sanayi koşullarında, çok fazla kısmi yüklerde çalıştırıldıkları için 3 farklı yıllık çalışma rejimi senaryosu belirlendi. Bu senaryolar, Çizelge 5. 3'te gösterildiği gibi 9 farklı deney koşulunu belirli oranlarda ağırlıklandırarak yüksek yüklü rejim, orta yüklü rejim ve düşük yüklü rejim şeklinde belirlenmiştir.

Yüksek yüklü rejimde de düşük yüklü çalışma çevrimleri veya tam tersi de olabileceğini göz önüne alarak her senaryoda her çalışma çevrimi değerleri belli oranlarda kullanılmıştır.

Çizelge 5. 3 Üç farklı senaryo için ağırlıklandırma ve çalışma rejimleri

Deney Koşulu	Basınç (P)	Debi (Q)	Senaryo 1 Yüksek Yük	Senaryo 2 Orta Yük	Senaryo 3 Düşük Yük
s	bar	lpm	W1 (%)	W2 (%)	W3 (%)
1	200	32	21	12	3
2	200	24	20	11	3
3	200	16	20	11	3
4	150	32	10	11	10
5	150	24	10	11	10
6	150	16	10	11	10
7	100	32	3	11	20
8	100	24	3	11	20
9	100	16	3	11	21

5.2.4 Birinci Yıl Sonunda Elde Edilen Net Gelirler

Her bir çalışma rejimi için ağırlıklandırılmış yıllık enerji tüketim değerleri (YET_a) şu şekilde hesaplanır.

$$YET_a = \sum_{s=1}^9 \frac{YET_s \times W_s}{100} \quad [\text{kWh/yıl}] \quad (5.1)$$

Burada s her bir deney (yük&hız) koşulunu, YET_s o deney koşuldaki tüketimin toplam yıllık tüketimdeki payını, W de yüzde cinsinden ağırlık değerini göstermektedir.

Bir önceki bölümde bulunan ve Çizelge 4.10'da her iki sistem için verilen yıllık enerji tüketim değerleri Senaryo 1'e göre ağırlıklandırıldı ve Eşitlik (5.1)'e göre YET_a değerleri hesaplandı. Ayrıca çalışma senaryosu için iki sistem arasındaki enerji tüketim farkı yani "Yıllık Tasarruf Miktarı" (YTM) Eşitlik (5.2) ile hesaplandı.

$$YTM = YET_a \text{ (SHTS)} - YET_a \text{ (DHTS)} \quad [\text{kWh/yıl}] \quad (5.2)$$

Her bir senaryo için bulunan sonuçlar sırasıyla Çizelge 5. 4, Çizelge 5. 5 ve Çizelge 5. 6'da gösterilmektedir.

Çizelge 5. 4 Senaryo 1 için bulunan yıllık tasarruf miktarı

Koşul	Yük	Debi	Senaryo 1 (Yüksek Yük)				
s	P	Q	W	SHTS		DHTS	
				YET	YET _s	YET	YET _s
no	bar	l/dk	%	kwh/yıl	kwh	kwh/yıl	kwh
1	200	32	21	76.739	16.115	74.153	15.572
2	200	24	20	80.109	16.022	75.320	15.064
3	200	16	20	85.568	17.114	79.202	15.840
4	150	32	10	74.474	7.447	69.075	6.908
5	150	24	10	81.102	8.110	72.886	7.289
6	150	16	10	83.791	8.379	72.645	7.265
7	100	32	3	72.968	2.189	63.888	1.917
8	100	24	3	76.579	2.297	65.417	1.963
9	100	16	3	82.450	2.474	66.959	2.009
				YET _a	80.147	-	73.825
				YTM	=	6.322	kWh/y

Çizelge 5. 5 Senaryo 2 için bulunan yıllık tasarruf miktarı

Koşul	Yük	Debi	Senaryo 2 (Orta Yük)				
s	P	Q	W	SHTS		DHTS	
				YET	YET _s	YET	YET _s
no	bar	l/dk	%	kwh/yıl	kwh	kwh/yıl	kwh
1	200	32	12	76.739	9.209	74.153	8.898
2	200	24	11	80.109	8.812	75.320	8.285
3	200	16	11	85.568	9.412	79.202	8.712
4	150	32	11	74.474	8.192	69.075	7.598
5	150	24	11	81.102	8.921	72.886	8.017
6	150	16	11	83.791	9.217	72.645	7.991
7	100	32	11	72.968	8.026	63.888	7.028
8	100	24	11	76.579	8.424	65.417	7.196
9	100	16	11	82.450	9.070	66.959	7.365
				YET _a	79.283	-	71.091
				YTM	=	8.192	kWh/y

Çizelge 5. 6 Senaryo 3 için bulunan yıllık tasarruf miktarı

v	Yük	Debi	Senaryo 3 (Düşük Yük)				
s	P	Q	W	SHTS		DHTS	
no	bar	l/dk	%	YET	YET _s	YET	YET _s
				kwh/yıl	kwh	kwh/yıl	kwh
1	200	32	3	76.739	2.302	74.153	2.225
2	200	24	3	80.109	2.403	75.320	2.260
3	200	16	3	85.568	2.567	79.202	2.376
4	150	32	10	74.474	7.447	69.075	6.908
5	150	24	10	81.102	8.110	72.886	7.289
6	150	16	10	83.791	8.379	72.645	7.265
7	100	32	20	72.968	14.594	63.888	12.778
8	100	24	20	76.579	15.316	65.417	13.083
9	100	16	21	82.450	17.315	66.959	14.061
				YET _a	78.433	-	68.243
				YTM	=	10.190	kWh/y

Bu tasarruf değerlerinin TL cinsinden para karşılığı yani ilk yıl sonunda elde edilecek net gelirler (YTM_{TL}) Eşitlik (5.3) kullanılarak hesaplanmış ve bulunan sonuçlar Çizelge 5. 7 ile verilmiştir.

$$YTM_{TL} = YTM \times EBF \text{ [TL]} \quad (5.3)$$

Çizelge 5. 7 Her bir senaryo için ilk yılın sonunda elde edilecek net gelir ¹

	YTM _{kwh}	YTM _{TL}	EBF
	kWh/yıl	TL/yıl	TL/kWh
Senaryo 1	6.322	2.548	0,4030
Senaryo 2	8.192	3.301	0,4030
Senaryo 3	10.190	4.107	0,4030

¹ 1 Nisan 2018'den itibaren geçerli olan vergiler, fon ve dağıtım bedeli dahil sanayi elektriği birim fiyatı.

5.3 Ekonomik Analiz Sonuçları

Her bir senaryo için gelir-gider çizelgeleri kullanılarak GÖS_D, İVO (r) ve NBD Eşitlik (5.1), (5.2) ve (5.3) kullanılarak bulunmuştur. Bulunan sonuçlar Çizelge 5. 8, Çizelge 5. 9 ve Çizelge 5. 10 ile verilmiştir.

Çizelge 5. 8 Senaryo 1 için yıllık gelir-giderler ve bulunan sonuçlar

SENARYO 1									
Yıllar	AO _{EF}	B _t	C _t	İO	r	B _t -C _t	NBD	BD	BD _(r)
n _e	%	TL	TL	%	%	TL	TL	TL	TL
0	10	0	-7.082	12	45,4	-7.082	-7.082	-7.082	-7082
1	10	2.548	0	12	45,4	-4.534	-4.807	2.275	1752
2	10	2.803	0	12	45,4	-1.731	-2.573	2.234	1325
3	10	3.083	0	12	45,4	1.352	-378	2.194	1002
4	10	3.391	0	12	45,4	4.743	1.777	2.155	758
5	10	3.731	0	12	45,4	8.474	3.894	2.117	573
6	10	4.104	0	12	45,4	12.577	5.973	2.079	434
7	10	4.514	0	12	45,4	17.091	8.015	2.042	328
8	10	4.965	0	12	45,4	22.057	10.020	2.005	248
9	10	5.462	0	12	45,4	27.519	11.990	1.970	188
10	10	6.008	0	12	45,4	33.527	13.924	1.934	142
11	10	6.609	0	12	45,4	40.135	15.824	1.900	107
12	10	7.270	0	12	45,4	47.405	17.690	1.866	81
13	10	7.997	0	12	45,4	55.402	19.523	1.833	61
14	10	8.796	0	12	45,4	64.198	21.323	1.800	46
15	10	9.676	0	12	45,4	73.874	23.090	1.768	35
Toplam							23.090	0	

Burada boyalı hücrelerin renkleri şunları ifade etmektedir:

	Net Bugünkü Değer (NBD) [TL]
	Dinamik Geri Ödeme Süresi Aralığı (GÖS _D)
	İç Verimlilik Oranı (İVO) [%]

Çizelge 5. 9 Senaryo 2 için yıllık gelir-giderler ve bulunan sonuçlar

SENARYO 2									
Yıllar	AO _{EF}	B _t	C _t	İO	r	B _t -C _t	NBD	BD	BD _(r)
n _e	%	TL	TL	%	%	TL	TL	TL	TL
0	10	0	-7.082	12	56,4	-7.082	-7.082	-7.082	-7082
1	10	3.301	0	12	56,4	-3.781	-4.135	2.947	2111
2	10	3.631	0	12	56,4	-150	-1.240	2.895	1485
3	10	3.994	0	12	56,4	3.844	1.603	2.843	1045
4	10	4.394	0	12	56,4	8.238	4.395	2.792	735
5	10	4.833	0	12	56,4	13.071	7.138	2.742	517
6	10	5.316	0	12	56,4	18.387	9.831	2.693	364
7	10	5.848	0	12	56,4	24.235	12.476	2.645	256
8	10	6.433	0	12	56,4	30.668	15.074	2.598	180
9	10	7.076	0	12	56,4	37.744	17.626	2.552	127
10	10	7.784	0	12	56,4	45.527	20.132	2.506	89
11	10	8.562	0	12	56,4	54.089	22.594	2.461	63
12	10	9.418	0	12	56,4	63.508	25.011	2.417	44
13	10	10.360	0	12	56,4	73.867	27.385	2.374	31
14	10	11.396	0	12	56,4	85.263	29.717	2.332	22
15	10	12.536	0	12	56,4	97.799	32.007	2.290	15
Toplam							32.007	0	

Çizelge 5. 10 Senaryo 3 için yıllık gelir-giderler ve bulunan sonuçlar

SENARYO 1									
Yıllar	AO _{EF}	B _t	C _t	İO	r	B _t -C _t	NBD	BD	BD _(r)
n _e	%	TL	TL	%	%	TL	TL	TL	TL
0	10	0	-7.082	12	68,9	-7.082	-7.082	-7.082	-7082
1	10	4.107	0	12	68,9	-2.975	-3.415	3.667	2446
2	10	4.518	0	12	68,9	1.543	186	3.601	1603
3	10	4.969	0	12	68,9	6.512	3.724	3.537	1050
4	10	5.466	0	12	68,9	11.979	7.198	3.474	688
5	10	6.013	0	12	68,9	17.992	10.610	3.412	451
6	10	6.614	0	12	68,9	24.606	13.961	3.351	295
7	10	7.276	0	12	68,9	31.882	17.252	3.291	194
8	10	8.003	0	12	68,9	39.885	20.484	3.232	127
9	10	8.804	0	12	68,9	48.689	23.659	3.175	83
10	10	9.684	0	12	68,9	58.373	26.777	3.118	54
11	10	10.653	0	12	68,9	69.026	29.839	3.062	36
12	10	11.718	0	12	68,9	80.743	32.847	3.008	23
13	10	12.890	0	12	68,9	93.633	35.801	2.954	15
14	10	14.178	0	12	68,9	107.811	38.702	2.901	10
15	10	15.596	0	12	68,9	123.408	41.552	2.849	7
Toplam							41.552	0	

GÖS_D'leri, Çizelge 5. 8, Çizelge 5. 9 ve Çizelge 5. 10'da belirtilen geri ödeme süresi aralıklarının (BG), 12 ay'a orantılanması yöntemiyle Eşitlik (5.4) ve (5.5) kullanılarak bulunan ilave ay değerleri ile tam yılların toplamı kadardır.

$$BG = |AD| + |ÜD| \quad [TL] \quad (5.4)$$

$$iA = (|AD| \times 12) / BG \quad [ay] \quad (5.5)$$

Burada AD, aralığın alt değerini (TL), ÜS ise aralığın üst değerini göstermektedir.

Bulunan GÖS_D'ler Çizelge 5. 11'de verilmiştir.

Çizelge 5. 11 Her bir senaryo için bulunan GÖS_D'ler

Parametre	Kısaltma	Birim	Senaryo 1	Senaryo 2	Senaryo 3
Alt Değer	AD	TL	-378	-1240	-3415
Üst Değer	ÜD	TL	1777	1603	186
GÖS Aralığı	BG	TL	2155	2843	3601
İlave Ay	iA	Ay	2	5	11
Tam yıl	TY	Yıl	3	2	1
Toplam	GÖS _D	Yıl+ay	3 Yıl 2 Ay	2 Yıl 5 Ay	1 Yıl 11 Ay

Sonuç olarak her bir senaryo için bulunan GÖS_D, İVO ve NBD değerleri Çizelge 5. 12'de verilmektedir.

Çizelge 5. 12 Her bir senaryo için bulunan GÖS_D, İVO ve NBD değerleri

	GÖS _D	İVO	NBD
		%	TL
Senaryo 1	3 Yıl 2 Ay	45,4	23.090
Senaryo 2	2 Yıl 5 Ay	56,8	32.007
Senaryo 3	1 Yıl 11 Ay	67,9	41.552

Sonuçlardan da anlaşılacağı gibi DHTS'nin en az avantaja sahip olduğu 1. Senaryo'da bile yatırımın oldukça karlı ve verimli olduğu görülmektedir.

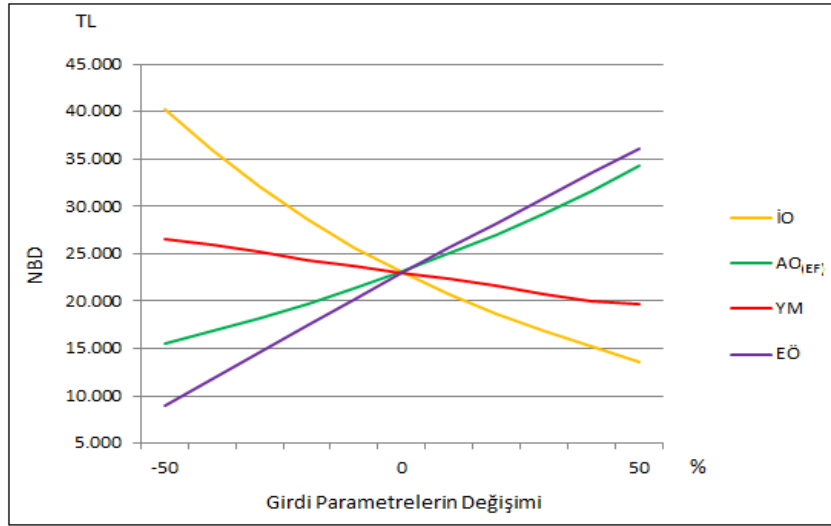
Özellikle abkant preslerin imalat şartlarında sıklıkla kısmi yüklerde çalıştırıldıkları düşünülürse, kısmi yüklerde çalışmanın yoğun olduğu çalışma rejimini temsil eden 3. senaryoda DHTS revizyon yatırımı %68 iç verimlilik oranı, 23 ay geri ödeme süresi ile son derece cazip bir yatırım olarak görülmektedir.

5.4 Duyarlılık Analizi

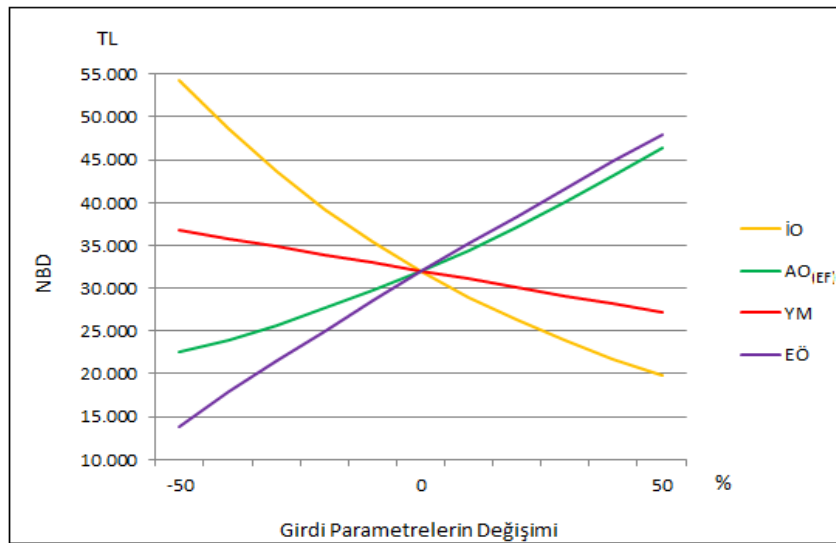
Duyarlılık analizi, bir çıktı parametrenin hangi girdi parametrelerinin değişiminden daha fazla etkileneceğini belirlemek, böylece parametre değişimine bağlı oluşabilecek risk ve fırsatları öngörebilmek için kullanılan bir yöntemdir.

Bu çalışmada yapılan duyarlılık analizinde girdi parametreleri olan AO_{EF} , IO (i), $EÖ$ (n_e) ve YM değerlerinin sırayla %50 alt ve %50 üst miktarları arasında NBD'ler yeniden hesaplanmıştır.

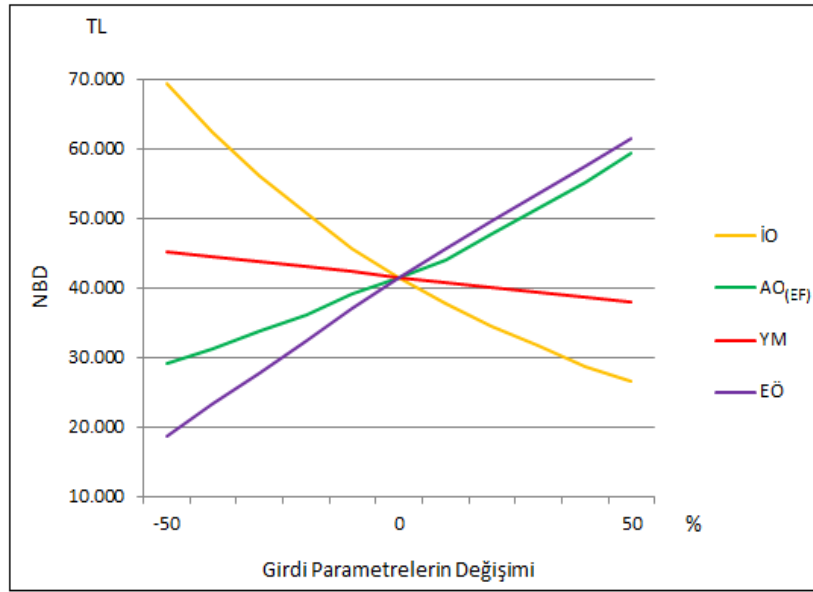
Duyarlılık analizi sonuçları her bir senaryo için ayrı ayrı olmak üzere Şekil 5. 2, Şekil 5. 3, Şekil 5. 4'te verilmektedir.



Şekil 5. 2 Senaryo 1 için duyarlılık analizi sonuçları



Şekil 5. 3 Senaryo 2 için duyarlılık analizi sonuçları



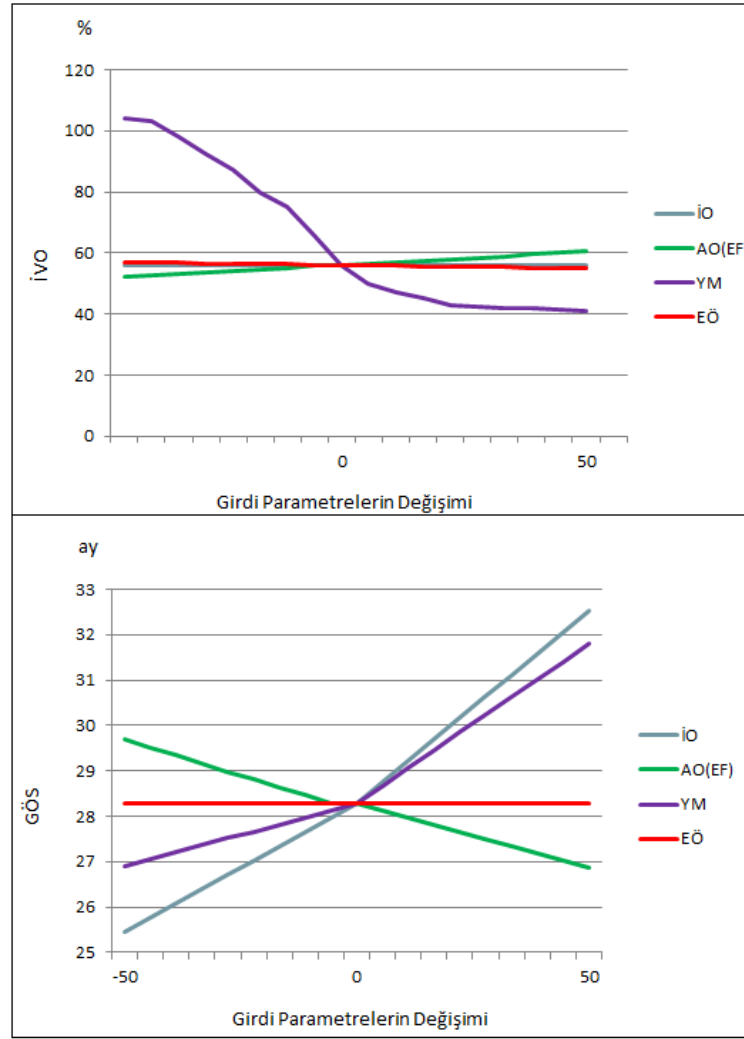
Şekil 5. 4 Senaryo 3 için duyarlılık analizi sonuçları

Birinci senaryo için ekonomik ömrün 15 yıldan 22,5 yıla çıkması durumunda (%50 artış), tasarruf miktarının bugünkü değerinin (NBD'nin) 23.090 TL'den 40.248 TL'ye çıktığı görülmektedir. Ekonomik ömrün 7,5 yıla düşmesi durumunda ise NBD 13.657 TL'ye düşmektedir. Her 3 senaryo için NBD değişimleri benzer oranlardadır. Bu durum ekonomik ömür süresinin ekonomik analizde oldukça etkili olduğunu göstermektedir. Dolayısıyla sistemin ekonomik ömrünün doğru belirlenmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır.

Elektrik Fiyat Artış Oranı (AO_{EF}) açısından değerlendirildiğinde ise, artış oranının %10'dan % 15'e çıkması bütün senaryolarda tasarrufun NBD'sini %50'ye yakın arttırmaktadır. Bu durum elektrik fiyatlarının hızla arttığı durumlarda uygulanan sistemin daha fazla tasarruf sağladığını göstermektedir.

Yatırım maliyetinin diğer parametreler ile kıyaslandığında NBD üzerindeki etkisinin daha az olduğu anlaşılmaktadır. Bunun tersine iskonto oranının en etkili parametre olduğu görülmektedir.

Girdi parametrelerin NBD dışındaki İVO ve GÖS gibi diğer çıktı parametreler üzerindeki etkisi 2. senaryo için incelendiği zaman bulunan sonuçlar Şekil 5. 5'te verilmektedir.



Şekil 5. 5 Senaryo 2, İVO ve GÖS için duyarlılık analizi sonuçları

İç Verimlilik Oranı (İVO) için tek ve en etkin parametrenin Yatırım Maliyeti (YM) olduğu görülmektedir. YM değişiminin İVO'nun dramatik olarak değişmesine neden olması YM için yapılacak iyileştirmelerin önemini arttırmaktadır.

Geri Ödeme Süresi (GÖS) açısından değerlendirme yapıldığı zaman, hiçbir parametrenin dramatik bir değişime yol açmadığı ve girdi parametrelerdeki değişimin GÖS üzerindeki etkilerinin kısıtlı olduğu görülmektedir.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Hidrolik sistemlerde uygulanan “Değişken Hızlı Pompa Tahriki” (DHTS) uygulamasının, hidrolik debinin kontrolü için valf kullanımının veya pompa deplasmanının kontrol edilmesinin yerine veya bunlara ilave olarak pompa tahrik hızının kontrol edilmesi prensibine dayalı, enerji verimliliğini arttırmaya yönelik bir kontrol yöntemidir.

Bu çalışmada DHTS’nin farklı çalışma koşullarında enerji verimliliği üzerindeki etkileri incelenmiş ve bu metodun gerçek bir makine uygulanmasında kullanılması durumu ele alınmıştır.

Çalışma iki aşamalı olarak planlanmıştır. Önce laboratuvar şartlarında bir dizi deneyler yapılmış, daha sonra deney sonuçları bir hidrolik abkant pres çalışma çevrimine uygulanarak enerjetik ve ekonomik analizler yapılmıştır.

Uygulama çalışması olarak hidrolik abkant presin seçilmesinin nedenleri şunlardır:

- Türkiye hidrolik abkant presi imalatı konusunda dünyanın önde gelen üretici ülkelerinden bir tanesidir. Bugün Türkiye’de irili ufaklı bir çok imalatçı firma bulunmakta ve bu firmalar yılda 5.000 ila 10.000 adet arasında olduğu tahmin edilen miktarlarda, çeşitli tonaj ve özelliklerde hidrolik abkant pres imalatı yapmaktadırlar. Bu firmalar, artan küresel rekabet şartlarında AR-GE çalışmalarına hız vermiş, daha ekonomik, verimli ve akıllı makine tasarımları yaparak pazardaki yerlerini koruma ve güçlendirme mücadelesi vermektedirler.
- Abkant presler, endüstrinin hemen her alanında metal sacların bükümü için çok yoğun olarak kullanılmaktadır. Bu makinaları kullanan firmalar tek bir model değil

birçok farklı iş parçası imalatı yapmaktadırlar. Firmalar her iş parçasına %100 uygun bir makine satın alamayacakları için çokça performans sınırları (tonaj, hız vb) uygun bir makineyi kısmi yüklerde (daha düşük basınç, daha düşük hız) çalıştırmak suretiyle imalatlarına devam etmektedirler. DHTS'nin kısmi yüklerde sağlayacağı enerji tasarrufunun daha yüksek olacağı beklentisi, abkant presi bu çalışma için uygun bir uygulama örneği yapmaktadır.

- Hidrolik abkant preslerde (özellikle anma baskı kuvveti değeri 1000 kN'dan düşük olanlarda) büyük oranda sabit deplasmanlı pompanın sabit hızda tahrik edildiği klasik yöntem kullanılmaktadır. Bu preslerde enerji verimliliğine yönelik olarak değişken deplasmanlı pompa veya başka herhangi bir yöntem de kullanılmamaktadır. Bu da, uygulanacak bir enerji tasarruf metodunun verimlilik üzerindeki etkisinin daha belirgin olması anlamına gelmektedir.

Çalışmanın ilk aşamasında, AC elektrik motorunun hızının frekans değişimiyle kontrol edildiği DHTS ve tahrik hızının sabit olduğu SHTS'nin farklı çalışma koşulları için enerji tüketim değerlerini bulmak amacıyla bir dizi deneysel çalışmalar yapılmıştır.

Bu amaçla Yıldız Teknik Üniversitesi Hidromekanik ve Hidrolik Makinalar Laboratuvarında bulunan bir hidrolik güç ünitesi deney düzeneği olarak kullanılmıştır. Bu deney düzeneğinin hidrolik devresi temel olarak bir hidrolik depo, bir AC elektrik motoru-sabit deplasmanlı dişli pompa çifti, pompa kontrol manifoldu, iş hattında oluşacak yük basıncını simüle eden bir basınç kontrol manifoldu, pompa debisini değiştirmek için kullanılan hat tipi bir akış kontrol (kısmi) valfi ve filtre, soğutucu gibi yardımcı donanım ve aksesuarlardan oluşmaktadır. Hidrolik sistemin kontrolü için bulunan elektrik panosu üzerinde bir arayüz ekranı, içerisinde ise elektrik motorunun hızını kontrol eden ve aynı zamanda motorun çektiği akım miktarının izlenmesini sağlayan bir motor sürücüsü ve bir PLC bulunmaktadır. Deneylerin yapılması aşamasında sisteme, pompa ve iş hatlarındaki basınç değerlerini algılamak için birer adet analog basınç sensörü ve iş hattına giden debi miktarını algılamak için hat üzerine seri bağlı hızlı sayıcı tip bir debimetre ilave edilmiştir. Deneyler esnasında oluşan aktüel değerleri algılayan bu sensörlerden gelen verileri takip edebilmek için bir veri toplama cihazı kullanılmıştır.

Deneyler, yük basıncı ve debi için sistem maksimum değerlerinin %100, %75 ve %50'si için olmak üzere 9 (3x3) farklı kombinasyonda ve her bir deney koşulunda DHTS ve SHTS için ayrı ayrı yapılmıştır.

Her bir deney koşulunu oluşturmak için pompa hattı ve iş hattı basınç değerleri ilgili yerlerde bulunan basınç kontrol valfleri ile ayarlanmıştır. Debi değeri ise SHTS için kısma valfi ile DHTS için ise kısma valfi ve elektrik motor devrinin değiştirilmesi kombine edilerek ayarlanmıştır. Her bir deney esnasında koşullar ayarlandıktan sonra o koşullarda çalışan elektrik motorunun çektiği akım değeri ve aktüel motor devri kaydedilmiştir. DHTS uygulamasının her bir koşul için sağladığı kazanç değerleri yüzdesel olarak hesaplanmış ve bulunan sonuçlar değerlendirilmiştir. İki sistemin aynı çalışma koşullarında çalıştırılması durumunda DHTS kazancının beklendiği gibi yük ve hız değerleri azaldıkça arttığı tespit edilmiş ve kazanç miktarının %8'den %38'e kadar değiştiği bulunmuştur.

Deneyler esnasında ölçümler yapılırken basınç ve debi değerleri sabittir. Ancak gerçek makine uygulamalarında, sistemin şartları yapılan prosese göre çevrim boyunca devamlı değişebilmektedir. O nedenle bir makine uygulaması analiz edilirken gerçekçi sonuçlar elde etmek için makine çevriminin fazları belirlenmeli ve her bir fazda çalışma şartlarının nasıl değiştiği öngörülmalıdır.

Çalışmanın ikinci aşamasında, önce analiz edilecek hidrolik abkant presin teknik özellikleri ve performans sınırları belirlenmiştir. Bunu yaparken deney düzeneği ve abkant pres teknik özellikleri mümkün olduğu kadar özdeşleştirilmiştir. Daha sonra bazı kabuller de yapılarak makinanın bir çevrimi tanımlanmıştır. Deney sonuçlarında bulunan enerji tüketim değerleri makinanın bir çevrimine uygulanarak makinanın bir çevrim için tükettiği enerji miktarı bulunmuştur. Ardından yıllık çalışma çevrimi sayısı hesaplanarak yıllık enerji tüketim değerleri hesaplanmıştır. Böylece her bir deney koşulu için DHTS ve SHTS arasındaki yıllık enerji tüketim farkı tespit edilmiştir. Bu aşamada bulunan sonuçlar değerlendirildiğinde DHTS kazancının yıllık enerji tüketimi bazında % 4 ila % 19 arasında değiştiği görülmüştür. İkinci aşamada bulunan DHTS kazancının, deneylerde elde edilen kazanç değerlerinden düşük çıkmasının sebebinin

boşta çalışma gibi bazı fazlarda iki sistemin aynı enerji tüketim değerlerine sahip olmasından kaynaklandığı değerlendirilmiştir.

Çalışma, SHTS'ne sahip bir makinanın DHTS'ye dönüştürülmesi durumu için bir ekonomik analiz yapılarak sonlandırılmıştır. Önce bu dönüşümün yapılabilmesi için gerekenler belirlenmiş ve bu yatırımın bedeli bulunmuştur. Daha sonra 3 farklı çalışma senaryosu belirlenmiştir. 1. Senaryo yüksek yüklerin, 2. Senaryo orta yüklerin, 3. Senaryo düşük yüklerin yoğun olduğu çalışma rejimini temsil etmektedir. Bir önceki bölümde bulunan enerji tasarruf değerleri de girdi parametresi olarak kullanılmıştır. Ekonomik analiz metotları olarak, Bugünkü Değer Yöntemi, Geri Ödeme Süresi Yöntemi ve İç Verimlilik Oranı Yöntemi kullanılmıştır. 15 yıl ekonomik ömür, %12 iskonto oranı ve %10 elektrik fiyatı artış oranı değerleri belirlenerek gerekli hesaplamalar yapılmış ve 1., 2., ve 3. senaryolar için net bugünkü değer, geri ödeme süresi ve iç verimlilik oranları bulunmuştur. Özellikle kısmi yüklerin daha fazla temsil edildiği 3. Senaryo için bulunan 21 ay geri ödeme süresi, % 68 iç verimlilik oranı ve 41.552 TL net bugünkü değer ekonomik analizin en parlak sonuçları olmuştur. Bununla beraber 1. ve 2. Senaryolar için yapılan hesaplamalarda sırasıyla bulunan %45 ve %59 iç verimlilik oranları da yatırımın yapılmasını destekleyen diğer sonuçlar olmuştur.

Gelecek Çalışmalar için Öneriler:

- Veri toplama cihazı sisteme kalıcı olarak adapte edilebilir. Bu sayede deney düzeneği ile hazırlık yapmaksızın her an yeni bir deney yapılabilir.
- Deney düzeneği, oransal basınç ve debi kontrol valfleri ile donatılabilir. Böylece yapılacak yazılım revizyonu ile deney düzeneğinde herhangi bir makinanın otomatik çevrimi simüle edilebilir. Veri toplama cihazına otomatik çevrim boyunca devamlı ölçüm yaptırılırsa çalışma fazları aralarındaki geçişler esnasında oluşacak enerji dalgalanmaları cihaz tarafından algılanacağı için daha gerçekçi sonuçlar elde etmek mümkün olacaktır.
- Deney düzeneğinde bulunan pompa tipi sabit deplasmanlı dıştan dişli pompadır. Sabit deplasmanlı pompaların değişken hızlarda verimliliklerini karşılaştırabilmek için deneyler içten dişli veya paletli sabit deplasmanlı pompalarla tekrarlanabilir.

- Sisteme, sabit deplasmanlı pompa yerine değişken deplasmanlı (basınç kompanzasyonlu, yük algılamalı veya güç regülasyonlu) pistonlu pompa (DDP) ilave edilebilir. Böylece, DHTS'nin dinamik ve enerjetik performansını DDP'lı SHTS'nin performansı ile karşılaştırmak DDP kullanılan birçok makine uygulaması olduğu düşünülürse önemli sonuçlar verecektir.
- Sistemde oluşacak yükün basınç emniyet valfiyle simüle edilmesi yerine sistem gerçek mekanik aktüatörlerle donatılabilir. Örneğin sistemin iş hattına ilave edilecek hidromotor, torkmetre ve dinamometre gibi komponentlerle yük mekanik olarak oluşturulabilir ve ölçülebilir. Bu ilaveler deney düzeneğinin hassasiyetini ve kabiliyetini arttıracaktır.
- AC Motor ve AC Motor sürücüsünün kullanıldığı ve değişken hızlı tahrik yönteminin kısma valfleri ile kombine edildiği uygulamalar için dinamik performans limitlerinin belirleneceği ilave çalışmalar, bu çalışmada ortaya konan hipotezin uygulanabilirliği noktasında tamamlayıcı bir nitelikte olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] Stelson K., (2011). "Saving the World's Energy with Fluid Power", Proc of the 8th JFPS International Symposium on Fluid Power, 25-28 October 2011, Okinawa.
- [2] Parker Hannifin, (2012). Firma Kataloğu, "Energy Saving Technologies for Motor-Driven Hydraulics - Variable Speed Drive Solutions", HA473113 Issue 2 Mar 2012.
- [3] Bosch Rexroth AG, (2015). Firma Kataloğu, "Sytronix,Variable Speed Pump Drives", R999000332,2015-08.
- [4] Kawasaki, (2016). Firma Kataloğu, "Electro-Hydraulic Hybrid System-Eco Servo", Cat. No. KPM1624 Aug. '16.
- [5] Yang,X., Gong,G., Yang,H., Jia, L. ve Zhou, J., (2016). "An Investigation in Performance of Variable-speed-displacement Pump Controlled Motor System", IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 22(2):647-656.
- [6] Çalışkan, H., (2009). Modeling and Experimental Evaluation of Variable Speed Pump and Valve Controlled Servo Drives, Master Thesis, Middle East Technical University, Natural and Applied Sciences, Ankara.
- [7] Lovrec,D., Tic, V. ve Tasner, T. (2017). "Dynamic Behavior of Different Hydraulic Drive Concepts-Comparison and Limits", International Journal of Simulation Modelling, 16(3):448-457.
- [8] Quan, Z., Quan, L. ve Zhang, J., (2014). "Review of Energy Efficient Direct Pump Controlled Cylinder Electro-Hydraulic Technology", Renewable and Sustainable Energy Reviews, 35:336–346.
- [9] Willkomm, J., Wahler, M. ve Weber, J., (2014). "Model Predictive Control of Speed-Variable Variable-Displacement Pumps to Optimize Energy Efficiency", 9th International Fluid Power Conference, 24-26 March 2014, Aachen.
- [10] Ming Xu, M., Jin, B., Chen, G. ve Ni, J., (2013). "Speed-Control of Energy Regulation Based Variable-Speed Electrohydraulic Drive", Journal of Mechanical Engineering, 59(7):433,442.
- [11] Manasek, R., (2000). "Simulation of an Electro-hydraulic Load-sensing System with AC Motor and Frequency Changer", Proceeding of the 1st FPNI-PhD Symposium, 20-22 September 2010, Hamburg.

- [12] Makine İmalatçıları Birliği (MİB) Dergisi, Sac İşleme ve Şekillendirme Makineleri Sektörün Marka Gücünü Artırıyor, <http://www.mibdergisi.com/sac-isleme-ve-sekillendirme-makineleri-sektorun-marka-gucunu-artiriyor/> , 8 Şubat 2018.
- [13] Makine Magazin, Türkiye'nin Parlayan Yıldızı Metal İşleme Sektörü <http://www.makinamagazin.com.tr/haber/turkiyenin-parlayan-yildizi-metal-isleme-sektoru/5001>, 25.03.108.
- [14] Lovrec D., Kastrevc M. ve Ulaga S., (2008). "Electro-hydraulic Load Sensing with a Speed-controlled Hydraulic Supply System on Forming Machines", The International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 41(11):1066-1075.
- [15] Lovrec,D. ve Kastrevc M, (2011). "Modelling and Simulating a Controlled Press-brake Supply System", International Journal of Modelling and Simulation, 10(3): 133-144.
- [16] Obut, İ., (2009). "Hidrolik Sistemlerde Enerji Kayıpları ve Yük Duyarlı Sistemlere Geçiş", 1. Ulusal Hidrolik&Pnömatik Kongresi, 3-5 Aralık 1999, İzmir.
- [17] Bosch Rexroth AG, (2011). Firma Kataloğu, "External Gear Pumps", RA 10089/08.11 Replaces: RA 10097.
- [18] ABB Group, (2008). Firma Kataloğu, "3-Phase Asynchronous Motors", 1SDC007106G0201 July '08.
- [19] ABB Group, (2013). Firma Kataloğu, "Low Voltage AC Drives", 3AFE68375126 REV O EN 7.5.2013 #16710.
- [20] Hydrotechnik GMBH, (2016). Firma Kataloğu, "MultiSystem 5060 Plus", Rev. 07, 2016-02-11.
- [21] Hydrotechnik GMBH, (2017). Firma Kataloğu, "HySense PR 100 E5", Rev. 07, 2017-01-10.
- [22] Hydrotechnik GMBH, (2017). Firma Kataloğu, "HySense QT 5xx", Rev.00, 20170502.
- [23] Eaton Vickers, (2009). Firma Kataloğu, "Proportional Valves, KBFD/TG4V-3", V-VLPO-MC007-E1, April 2009.
- [24] Enerji Enstitüsü, Elektrik Fiyatları, <http://enerjiinstitutusu.com/elektrik-fiyatlari/>, 10 Nisan 2018.
- [25] Türkiye Cumhuriyeti Merkez Bankası, Döviz Kurları, <http://www.tcmb.gov.tr/kurlar/today.xml>, 10 Nisan 2018.
- [26] Akıllı Tarife, Elektrik Fiyatları, <https://akillitarife.com/rehber/elektrik-fiyatlari-2018>, 10 Nisan 2018.
- [27] En Uygun Kredi, Kredi Faiz Oranları, <https://www.enuygun.com/kredi> , 10 Nisan 2018.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı :Olgun ÇALIŞKAN
Doğum Tarihi ve Yeri :02.04.1983 / İstanbul
Yabancı Dili :İngilizce
E-posta :olguncaliskan@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Lisans	Makina Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2005
Lise	Sayısal	Bağcılar Lisesi	2000

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2018-Halen	Parker Hannifin	Distritör Satış Yöneticisi
2014-2018	Eaton Corporation	Kıdemli Uygulama Müh.
2010-2014	Repkon Makina A.Ş.	Hidrolik Bölüm Sorumlusu
2005-2010	Hidro-tek Hidrolik Ltd. Şti.	Proje ve Satış Mühendisi