T.C.
SELÇUK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEĞİŞKEN DEBİLİ SULAMA POMPAJ TESİSLERİNDE ENERJİ ETKİNLİĞİNİN BELİRLENMESİ

Ender KAYA

DOKTORA TEZİ

Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Eylül - 2014
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

ÖZET

DOKTORA TEZİ

DEĞİŞKEN DEBİLİ SULAMA POMPAJ TESİSLERİNDE ENERJİ ETKİNLİĞİNİN BELİRLENMESİ

Ender KAYA

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Tarım Makinaları Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR

2014, 81 Sayfa

Jüri
Danışman Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR
Prof. Dr. Mustafa KONAK
Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN
Prof. Dr. Haydar HACISEFEROĞULLARI
Doç. Dr. Cemil SUNGUR

Bu çalışmada, sabit basınç ve değişken debili sulama pompaj tesislerinde verimlilik ve özgül enerji tüketimi bakımından üç farklı yöntemin kullanılabilirliği araştırılmıştır.

Yöntemler arasındaki fark, debi ve basınç değiştirmek için kullanılan ekipmanlardan kaynaklanmaktadır. Buna göre; I. Yöntem değişken hızlı pompa (DHP) ve hidrolik basınç yükselticisi (HBY); II. Yöntem DHP ve servo-motorlu ayar vanası (AV); III. Yöntem sabit devirli pompa ve basınç düşürücü vanayı içermektedir.

Araştırmadan elde edilen sonuçlar aşağıda verilmiştir.

I.yöntemde, nominal debinin %70'inde sabit basınç elde edilmiştir ancak nominal değerlere göre %30,49 seviyesinde sistem veriminde azalma ve özgül enerji tüketiminde artış görülmüştür. Bu yöntemde HBY, nominal debinin %60'ında istenilen basıncı geliştirememiştir.

II. yöntemde, nominal debinin %60'ına kadar sabit basınç elde edilmiştir. Nominal debinin %80'inde, %15 seviyesinde sistem veriminde artış ve özgül enerji tüketiminde düşüş görülmüştür.

III. yöntemde, nominal debinin sadece %63,7'sinde sabit basınç elde edilmiştir. Bu debi oranında %6,9 seviyesinde sistem veriminde artış ve özgül enerji tüketiminde düşüş görülmüştür.

Sonuç olarak; sabit basınç ve değişken debili basınçlı sulama sistemlerinde, debi değişkenliği, sistem verimi ve özgül enerji tüketimi bakımından DHP ve AV ekipmanlarını içeren II. Yöntemin kullanılması önerilebilir.

Anahtar kelimeler: Basınç düşürücü vana, değişken debi, değişken hızlı pompa, enerji etkinliği, hidrolik basınç yükselticisi, özgül enerji tüketimi, sulama pompaj tesisi.

ABSTRACT

Ph.D THESIS

DETERMINATION OF THE ENERGY EFFICIENCY IN VARIABLE FLOW IRRIGATION PUMPING PLANTS

Ender KAYA

THE GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE OF SELÇUK UNIVERSITY
THE DEGREE OF DOCTOR
IN AGRİCULTURAL MACHİNERY

Advisor: Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR

2014, 81 Pages

Jury
Advisor Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR
Prof. Dr. Mustafa KONAK
Prof. Dr. Muammer ÖZGÖREN
Prof. Dr. Haydar HACISEFEROĞULLARI
Assoc. Prof. Dr. Cemil SUNGUR

In this study; availability of three different methods in respect to efficiency and specific energy consumption were investigated for constant pressure and variable flow rated irrigation pumping plants.

The difference between the methods is due to equipments which are used for changing the flow rate and pressure. Accordingly, the first method consists of variable speed pump (VSP) and hydraulic pressure booster (HPB); the second method consists of the VSP and servo-motor regulating valve (RV); the third method consists of a fixed speed pump and pressure reducing valve.

The obtained results from the study are given below.

In first method; the constant pressure was obtained at the rate of the 70% of the nominal flow rate. However, the amount of system efficiency between the nominal and the controlled system was decreased as 30.49% while the specific energy consumption ratio was increased with the same amount. In this method, HPB was failed to develop the required pressure at 60% of the nominal flow rate.

In the second method; constant pressure is obtained at 60% of the nominal flow rate during decreasing the flow rate from 100%. At 80% of the nominal flow rate, the level of the system efficiency increased as 15% whereas the level of specific energy consumption was reduced as 15% .

In the third method;the constant pressure is only obtained at 63.7% of the nominal flow rate. At this flow rate, increament of the level of system efficiency and reduction of the level of specific energy consumption were the same as 6.9%.

As a result, according to the flow variability, system efficiency and specific energy consumption amounts, the pressurized irrigation systems with having constant pressure and variable flow rate in the second method can be suggested.

Keywords: Energy efficiency, hydraulic pressure booster, irrigation pumping plant, pressure reducing valve, specific energy consumption, variable flow, variable speed pump

ÖNSÖZ

Sulama, doğal yollarla karşılanamayan ve bitki yetişme döneminde gerekli olan suyun bitki yaşam alanına iletilmesidir. Su kaynakları, bitkisel üretimin yapıldığı alanlardan ya daha uzakta ya da daha derinde bulunmaktadır. Bu yüzden suyu bitki ile buluşturabilmek için bir enerji dönüştürme sistemi olan sulama pompaj tesislerinin kullanılması gerekli hale gelmektedir. Sulamanın yapılabilmesi için su kaynağına, su kaynağından yararlanabilmek için su alt yapısına ve enerjiye, enerji için de yine enerji alt yapısına ihtiyaç vardır. Bitkisel üretimde yüksek verim elde etmek için kullanılan en etkili teknolojilerinin başında sulama gelmektedir

Günümüzde bitkisel üretimde sulama enerjisinin payı giderek artmaktadır. Bu yüzden sulama teknolojilerinin etkin bir şekilde kullanılması gerekmektedir. Ülkemizde arazi toplulaştırması ve bu alanlarda kapalı sulama sistemlerinin kullanılması yaygınlaşmaktadır. Bu nedenle bu çalışmada sabit basınç ve değişken debi koşullarda kullanılabilecek üç farklı yöntem kurgulanarak enerji verimliliği bakımından elverişliliği analiz araştırılmıştır. Umut edilir ki bu konuda çalışma yapmak isteyen kişi ve kurumlara faydalı sonuçlar üretilmiş olsun.

Bu çalışmanın planlanması, analiz ve sonuçların değerlendirilmesinde yardımını esirgemeyen danışman hocam Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR'a, denemelerin yürütülmesinde emeği geçen başta Teknisyen Fevzi DUMAN olmak üzere Tarım Makinaları Bölümünün tüm akademik ve idari personeline teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Beni bu günlere getiren, maddi manevi desteklerini her zaman esirgemeyen değerli annem Emine Kaya ve babam Feyyaz Kaya'ya sonsuz teşekkür ederim.

Ayrıca yoğun iş ve okul hayatında da destek olan eşim Emel Kaya'ya teşekkür ederim.

Ender KAYA

KONYA- 2014

İÇİNDEKİLER

ÖZET ..... **iv**

ABSTRACT ..... **v**

ÖNSÖZ ..... **vi**

İÇİNDEKİLER ..... **vii**

SİMGELER VE KISALTMALAR ..... **ix**

1. GİRİŞ **1**

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **6**

3. MATERYAL VE YÖNTEM **20**

3.1. Materyal 20
3.1.1. Santrifüj sulama pompası 20
3.1.2. Elektrik motoru 20
3.1.3. Hidrolik sistem 20
3.1.4. Basınç yükseltici 23
3.1.5. Basınç düşürücü 24
3.1.6. Boru hattı ve ayar vanaları 25
3.1.7. Kontrol mekanizması 25
3.1.8. Frekans kontrol cihazı 28
3.1.9. Denemelerde kullanılan ölçme cihazları 28
3.2. Yöntem 29
3.2.1. Deneme pompası seçimi 29
3.2.2. Denemelerin planlanması 30
3.2.2.1. Y1 yöntemi 32
3.2.2.2. Y2 yöntemi 32
3.2.2.3. Y3 yöntemi 33
3.2.3. Pompa performans göstergelerinin ölçümü 34
3.2.3.1. Sıcaklık ve bağıl nem ölçümü 34
3.2.3.2. Devir sayısı ölçümü 35
3.2.3.3. Debi ölçümü 35
3.2.3.4. Basınç ölçümü 36
3.1.3.5. Manometre ile vakum metre arasındaki kot farkı ölçümü 36
3.1.3.6. Şebekeden çekilen güç ölçümü 36
3.2.4. Hesaplamalar 37
3.2.4.1. Manometrik yüksekliğin hesabı (H_m) 37
3.2.4.2. Sistem veriminin hesabı 37
3.2.4.3. Özgül hızın hesabı 38
3.2.4.4. Benzerlik yasası 38
3.2.5. Değerlendirmeler 39
3.2.5.1. İstatistik ve grafik 39
3.2.5.2. Enerji etkinliği 40

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA 41

4.1. Çalışma Ortamı Sonuçları 41
4.2. Deney Pompası Deneme Sonuçları 41
4.3. Y1 Yöntemi Sonuçları 48
4.4. Y2 Yöntemi Sonuçları 53
4.5. Y3 Yöntemi Sonuçları 60
4.6. Sistem verimi ve özgül enerji tüketimi 63

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 65

5.1. Sonuçlar 65
5.2. Öneriler 66

KAYNAKLAR 67

EKLER ..... Hata! Yer işareti tanımlanmamış.

ÖZGEÇMİŞ.....73

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

(f)	Elektrik şebekesi frekansı	Hz
(g)	Yer çekimi ivmesi	m/s^2
(h)	Emme ve basma eksenleri arasındaki yükseklik farkı	m
(H_m)	Manometrik yükseklik	m
(H_{mN})	Nominal manometrik yükseklik	m
(n)	Devir sayısı veya hız	d/d
(N)	Güç	kW
(n_1)	Farklı frekanslardaki motor/pompa hızı	d/d
(N_1)	Santrifüj pompanın yuttuğu güç	kW
(n_2)	Farklı frekanslardaki motor devri	d/d
(N_2)	Hidrolik güç kaynağının yuttuğu güç	kW
(n_d)	Elektrik sayacının diskinin devri	d/d
(N_h)	Hidrolik güç tüketimi	kW
(N_m)	Pompa mil gücü	kW
(N_N)	Nominal güç tüketimi	kW
(n_q, n_s)	Özgül hız	d/d
(Ø)	Anma çapı	mm
(p)	Elektrik motorunun kutup sayısı	
(P_1)	Basma hattı basıncı	bar
(P_2)	Basma hattındaki basınç (Debisine müdahale edildikten sonraki)	bar
(P_e)	Emme hattındaki negatif basınç	mmHg
(Q)	Debi	I/s
(Q_N)	Nominal debi	I/s
(Q_t)	Tasarım debisi	I/s
(S_s)	Elektrik sayacının sabitesi	55 d/kWh
(t)	Elektrik sayaç diskinin bir tam turunu tamamlama süresi	s
(T)	Sıcaklık	°C
(v_1)	Basma hattındaki suyun hızı	m/s
(v_2)	Emme hattındaki suyun hızı	m/s
(γ)	Suyun özgül ağırlığı	kp/dm^3
(η_S)	Sistem verimi	%

Kısaltmalar

AC	Alternatif akım elektrik motoru
AV	Ayar vanası
BDV	Basınç düşürücü vana
CH_2O	Karbonhidrat
CO_2	Karbondioksit
CPU	İşlemci
DHP	Değişken hızlı pompa
DN	Anma çapı
EFF1	Yüksek verimli elektrik motorları
EFF2	Orta verimli elektrik motorları
EFF3	Standart elektrik motorları
ENPY	Emmedeki net pozitif yük
FKC	Frekans kontrol cihazı
GGG	Sfero döküm malzeme
H_2O	Su
HBY	Hidrolik basınç yükseltici
M	Elektrik motoru
ÖET	Özgül enerji tüketimi
P	Pompa
PLC	Programlanabilir lojik kontrol
PN	Anma basıncı
PTO	Kuyruk mili
S	Sistem eğrisi
SHP	Sabit devirli pompa
TYKE	Tesis yük kaybı eğrisi
Y1	1. Yöntem
Y2	2. Yöntem
Y3	3. Yöntem

1. GİRİŞ

Bitkisel üretim, doğa koşullarına bağımlı, canlı ile uğraşan, zamanlılık, etkinlik, sürdürülebilirlik ve ekonomiklik gibi kanunlara bağlı olan bir üretim sektörüdür. Artan dünya nüfusuna paralel olarak bitkisel üretimin de artırılması hedeflenir. Bitkisel üretimin artırılabilmesi için de üretim kaynaklarının ve teknolojilerinin daha etkin kullanılması gerekmektedir.

Su (H_2O) ve karbondioksit (CO_2) olmadan bitkisel üretiminden bahsetmek mümkün değildir ($CO_2 + H_2O \longrightarrow CH_2O + O_2$). Kurak ve yarı kurak iklim kuşağında yapılan bitkisel üretimde, en önemli girdi enerjisi, sulama enerjisidir. Sulama, bitkilerin yetişme döneminde ihtiyaç duydukları suyun, yağış yoluyla karşılanamayan kısmının sulama teknolojileri aracılığı ile bitki kök bölgesine ulaştırma işleminin adıdır. Sulama etkinliği, aynı zamanda iklim, su kaynağı, toprak, bitki, teknoloji, enerji ve insan faktörlerinin de fonksiyonudur.

Su kaynakları, kullanım yerinden uzaklaştıkça ve daha derinlere indikçe, suların konum enerjisinden ve basit su yapılarından yararlanmak mümkün olmamaktadır. Bunun için dış enerji kaynaklarına, enerji ve su alt yapılarına gereksinim duyulmaktadır. Bu bağlamda sulama pompaj tesislerinin kullanımı teknik olarak zorunlu hale gelmiştir.

Tipik bir sulama pompaj tesisi; motor, pompa ve iletim borusu ile boru ek parçalarından oluşur. Bu bakımdan sulama pompaj tesislerinin bir enerji dönüşüm sistemi olduğu görülmektedir. Sulama pompaj tesislerinin görevi, istenilen miktardaki sulama suyunu, istenilen zamanda ve en az enerji tüketimi ile sağlamaktır.

Su kaynakları konumunda meydana gelen dalgalanmalar ve sulu tarım alanlarındaki artış da, insanları suyu daha etkin kullanma arayışına sevk etmektedir. Sulama suyunu etkin kullanabilmek için çalışmalar; toprak, bitki, su kaynağı, sulama yöntemi ve sulama yönetimi parametreleri üzerinde yoğunlaşmalıdır.

Bu çalışma sulama yöntemi parametresi ile ilgilidir. Bu parametre enerji kullanımı ve sulama teknolojisi ile doğrudan ilgilidir. Aslında sulamadaki sorunu iyi teşhis etmek gerekir. Sorun gerçekten su azlığı mı? Yoksa yükselen su sağlama enerjisi mi? Günümüz teknolojisi, yeraltı su seviyesi ne kadar düşerse düşsün suyu çıkarabilme, deniz suyunu damıtabilme ve atık suları arıtabilme kabiliyetine sahiptir. Sorun bu işlemler için gerekli enerji ve su kaynağı ile bunların alt yapılarının tesis edilmesinde kullanılan enerji maliyetinin yüksek olmasıdır. Başka bir deyişle su kullanımını etkin hale getirebilmek için daha fazla enerji ve daha hassas sulama mekanizasyonunun

kullanılmasını gerektirmesidir. Sulama pompaj tesisleri ve sulama mekanizasyonu araç ve gereçleri sadece enerji tüketmek için değil enerjiyi daha etkin kullanabilmek üzere tasarlanması gerektiği gerçeği unutulmamalıdır.

Dünyada su potansiyelinin 1,4 milyar km^3 olduğu, bunun da %2.5-3'lük kısmını tatlı suyun oluşturduğu tahmin edilmektedir. Toplam tatlı su potansiyelinin de yaklaşık %90'ının kutuplarda ve yer altında bulunduğu bildirilmektedir. Türkiye 2011 yılı itibariyle 14 milyar m^3/yıl çekilebilir yer altı suyu olmak üzere toplam 112 milyar m^3/yıl net kullanılabilir su potansiyeline sahiptir. Yıllık kullanılabilir su kaynaklarımızın 2011 yılı itibariyle sadece %39'u (44 milyar m^3/yıl) kullanılabilmiştir. Bu tüketim değeri itibariyle Türkiye kişi başına 1,519 m^3/yıl su tüketimi ile su azlığı çeken ülkeler arasında bulunmaktadır. Bu kullanım oranı, yıldan yıla değişiklik göstermekle beraber %72.7'si tarımsal sulama, %15.9'u içme - kullanma ve %11.4'ü ise sanayide tüketilmiştir (Anonim, 2012). Yıllık tüketilen suyun yaklaşık %75'inin tarımsal sulamada kullanılması, tüm dikkatleri tarımsal sulamaya çekmektedir.

Türkiye 28,05 milyon ha tarım alanının 8,5 milyon ha'ını ekonomik sulanabilir alan hedefi olarak belirlemiştir. 2011yılı itibariyle sulanan alanın 5,5 milyon ha olduğu, bunun 3,21 milyon ha'ını DSİ sulama tesisleri ile gerçekleştirildiği bildirilmiştir (Anonim, 2012).

Türkiye'de sulanan alan ve bileşenlerinin istatistik verileri kurumlara göre değişiklikler göstermektedir. Örneğin Anonim (2008)'de sulanan alan miktarı 3,5 milyon ha verilmektedir. Anonim (2008) verilerine göre Türkiye'de sulanan alan, su kaynakları, sulama yapan çiftçi ve sulama yöntemleri hakkında da şu değerlendirmeler yapılabilir. Türkiye'de yaklaşık 3 milyon işletmenin %42.2'i sulu tarım yapmaktadır. Toplam 3,5 milyon ha sulanan alanın %81.7'sinde yüzey sulama, %16.6'sında yağmurlama sulama ve %1.7'sinde damlama sulama yöntemi kullanmaktadır. Toplam sulanan alanın %37,6'sı kuyu suyu ile sulanmaktadır. Toplam 1,275,676 adet sulu tarım işletmesinin, %30.8'inde kuyu suyu sulaması yapılmaktadır. Tarımsal amaçlı elektro-motopomp, termo-motopomp, santrifüj pompa ve derin kuyu pompası toplamının 587,169 adet olduğu, bunların %20.9'unu derin kuyu pompası olduğu istatistiklerde yer almaktadır. Yağmurlama tesisi sayısı da 216,130 adet olarak verilmektedir. Bu rakamların sayısal doğruluğu bir yana, bilgi olabilmesi için amaca uygun olarak işlenmesi gerekmektedir. Başka bir ifade ile pompaların tipleri ve sayıları kendi başlarına ne pompa imalat projeksiyonu ne de enerji planlaması için kullanılabilir

niteliktedir. Bu verilerin anlam kazanabilmesi için motor güçleri ve pompa debileri bakımından kayıt altına alınmasında büyük yarar görülmektedir.

Dünyada elektrik motorlarının enerji tüketimlerinin %22'lik payı pompalama sistemlerinde tüketilmektedir. Kullanılan pompaların da %73'ü rotadinamik pompalar olduğu bildirilmektedir (Frennin ve ark., 2001).

Sulama pompalarının performans deneylerinde elde edilen ortalama özgül enerji tüketimleri dalgıç pompa ve AC elektrik motoru ile tahrik edilen pompalarda ortalama 5 Wh/m^4, PTO ile tahrik edilen pompalarda ise 50 Wh/m^4 düzeyinde olduğu belirlenmiştir. Sulama pompaj tesislerinde kullanılan pompa verimlerinin %40-60 arasında olduğu, ciddi firmaların bu verim değerini %70-80 düzeyine yükselttikleri belirlenmiştir. Sulama pompaj tesislerinde yaygın olarak kullanılan termik motorlarının verimlerinin %30-35, klasik elektrik motorlarının (EFF3) verimlerinin de %80-90 arasında değiştiği, yüksek verimli elektrik motorlarında (EFF1) verimlerinin klasik elektrik motorlarına göre %3-5 daha yüksek olduğu bilinen ortalama değerlerdir (Çalışır, 2008; Çalışır ve Hacıseferoğulları, 2008).

Ülkemizin sulama pompaj tesisi kurulu motor gücünün envanteri çıkarılmamasına karşın 3 milyon kW olduğu tahmin edilmektedir. 2000 h/yıl çalışma süresi ve 0.25 TL/kWh enerji bedeli esas alındığında 1,5 milyar TL/yıl elektrik enerjisi tüketimi gerçekleşmektedir. Pompaj tesislerinin sistem etkinliğinde yapılacak sadece %1'lik bir iyileştirme ile 15 milyon TL/yıl değerinde enerji tasarrufu sağlanabilecektir. Bu değer ülkemiz ekonomisi için azımsanamayacak kadar büyük bir katma değerdir. Doğru sistem tasarımı ve seçimi, iyi bakım ve işletme ile amaca ve tekniğe uygun kombinasyonlara bağlı olarak hala %20-30 düzeyinde etkinlik iyileştirme potansiyelinin varlığı ifade edilmektedir (Serven, 1979, Çalışır ve ark.,2004.)

Uygulamada belli bir debi ve manometrik yükseklik için en yüksek verim noktası civarında çalışacak pompa tasarlanıp imal edilir ya da piyasada mevcut olan pompalardan seçilir. Pompa debisi, dolayısıyla sistem debisi; sulama modülü ve sulanacak alana; sulama modülü de toprak, iklim, bitki özellikleri ile sulama yöntemine bağlıdır. Pompa basıncı dolayısıyla manometrik yükseklik; geometrik yükseklik, sulama yöntemi ve sistem geometrisinin bir fonksiyonudur. Pompa tipi; su kaynağı, sulama yöntemi ve enerji çeşidine göre belirlenir. Motor; pompa büyüklüğü, pompa tipi ve enerji çeşidine göre belirlenir. Böylesine çok sayıda değişkene bağlı bir sulama pompaj tesislerinde amaca uygun özellikte pompa bulmak ya da tasarlamak hem pratik hem de ekonomik olmamaktadır. Bu yüzden optimal büyüklükteki pompalar, değişen şartlara ve

sistemlere göre olabildiğince yüksek verim noktasında uyumlu kalmasına çalışılır. Değişen işletme noktasına, pompayı uyumlu hale getirebilmek için ya pompa işletme karakteristiklerinden pompanın H_m-Q eğrisinin ya da sistem eğrisinin (Tesis Yük Kaybı Eğrisi-TYKE) değiştirilmesi gerekmektedir. Pompanın H_m-Q eğrisi, pratik ve genel olarak devir sayısı ve çark geometrisi ile TYKE ise sistem geometrisi (boru çapı, boru cinsi, armatür sayısı ve çeşidi, sulama yöntemi vs) ve vanalama ile değiştirilmektedir. Ancak bu müdahaleler sonucunda başlangıç koşulları değişebilmekte, teknik ve ekonomik uyum bozulabilmektedir.

Türkiye, tarımsal üretimde etkinliği artırmak amacıyla, arazi toplulaştırma çalışmalarında belli bir mesafe almıştır. Arazilerin toplulaştırılması ile kapalı tip modern basınçlı sulama sistemlerinin yaygınlaştırılması için destek ve teşvik politikaları geliştirilmektedir.

Kapalı sulama sistemleri, verimli pompa seçimi ve ekonomik işletim bakımından sıkıntılar ortaya çıkarmıştır. Çünkü belli bir işletme noktası (belli bir manometrik yükseklik ve sistem debisi) için seçilmiş pompa ve diğer tesis bileşenleri, sabit sistem çıkış basıncında geçerli olmaktadır. Aynı pompa değişken debilerde verimsiz çalışma koşullarını doğurmaktadır. Seçilen pompanın hitap ettiği alanın azalması veya bitki desenindeki değişiklikler nedeniyle pompa, başlangıçtaki çalışma noktasının dışında düşük verim bölgesinde çalışmak zorunda kalmaktadır.

Sulama sistemlerinde debi, farklı yöntemlerle değiştirilebilmektedir (Thorne ve ark., 2006). Bunlar;

-Pompayı ihtiyaç olunca çalıştırarak bir depoya basmak (kesintili çalıştırmak),

- Pompa çıkışındaki debi kontrol vanası ile debiyi ayarlamak,

-Pompayı devamlı çalıştırarak akışkanın bir bölümünü depoya geri döndürmek (by–pass),

-Pompa sayısını değiştirmek (paralel pompalar),

-Sabit devirli elektrik motoru ile pompa arasına mekanik, hidrolik veya elektrikli kavrama koyarak pompa devrini değiştirerek ve

-Elektrik motorunun devrini dolayısıyla pompa devrini frekans kontrol cihazı ile değiştirmek yöntemleridir.

Debi değiştirme yöntemlerine bakıldığında ya vana ile sistem karakteristiği ya da devir sayısı ile pompa karakteristiği değiştirilmektedir. Sistem karakteristiğine veya pompa karakteristiğine müdahale edildiğinde istenen debi ayarlanabilmektedir. Sorun, debiyi isteğimiz değere ayarlayabilmemize karşın sistem basıncının da değişmesidir.

Oysa basınçlı sulama sistemleri - ister yağmurlama sulama ister damlama sulama yöntemi olsun- debi değişse de basıncın sabit olması gerekmektedir. Bütün mesele basınçlı sulama yönteminin istediği sabit basınç değerinde fakat değişken düzeyli debilerde yüksek verim noktası civarında uzlaşabilecek bir yöntem belirlemektir.

Bu çalışmada, su etkinliği için önerilen yağmurlama ve damlama sulama gibi modern basınçlı sulama pompaj tesislerinde, sabit basınçta, değişken debi elde edilebilen, otomasyona uygun olabileceği düşünülen, belirlenmiş üç farklı yöntem üzerinde çalışılarak, enerji etkinliği açısından hangisinin daha elverişli olabileceğinin araştırılması amaçlanmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Baysal (1975), hesaplanan özgül hız değerinin; belli bir devir için verilen sınır özgül hız değerlerinden küçük çıktığında pompanın kademeli yapılmasının uygun olabileceğini bildirmiştir.

Özgür (1977), manometrik yüksekliğin; düşük debili pompalar için 25 m, orta ve büyük debili pompalar için 40~50 metrenin üzerinde olması durumunda, tek kademeli santrifüj pompa ile bu basıncı uygulamada sağlamanın güç olduğunu; bunun çark çapını büyüterek sağlanabileceğini, o zaman da özgül hızın küçüleceği ve buna bağlı olarak da çark kanallarının daralacağını ve verimin düşeceğini ifade etmiştir.

Tezer (1978), pompaj tesislerinin proje, seçim ve işletme yöntemlerini incelemiştir. Santrifüj pompalarda debi, basınç, hız ve güç gibi karakteristik değerlerin çok geniş sınırlar içinde değiştiğini ifade etmiştir. Bu geniş sınırlar içerisinde bir pompanın tanımlanabilmesi, imalat ve seçimi için bazı kıyaslama değerlerinin kullanılması gerektiğini ve bu değerlerin, debi, manometrik yükseklik, devir sayısı ve çark çıkış çapı gibi değişkenler yardımı ile elde edilebileceğini ifade etmiştir.

Clement ve Galand, (1979), değişken hızlı pompalar ile yapılan ayarlamaların; TYKE yüksek eğimli, pompa H_m-Q karakteristiğinin yatay karakterli olduğu, aşırı sulamaya bağlı olarak H_m'in çok değişken olduğu sulama pompaj tesislerinde istenilen faydaların elde edilebileceğini vurgulamışlardır.

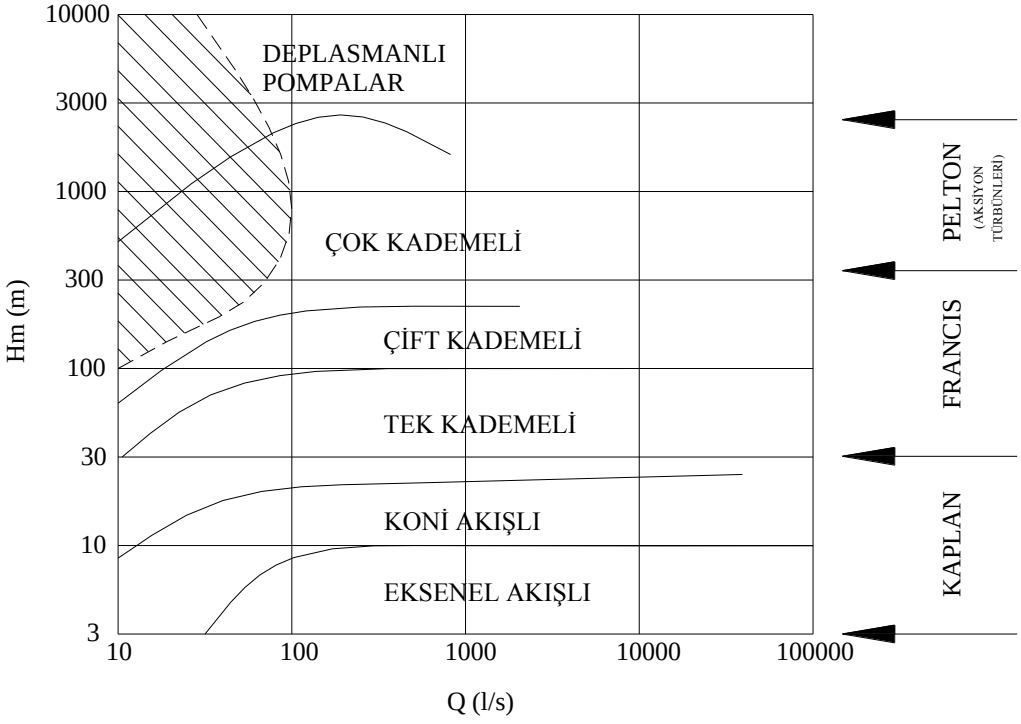
Tezer (1979), sulama pompaj tesislerinde başarı derecesinin imalat, tasarım ve seçim, işletme ve bakımdan doğan nedenlere bağlı olduğunu bildirmiştir.

Şen (1979), santrifüj pompaların nominal debi ile sıfır debi aralığında emme borusundaki akış, buna etki eden pompa dizayn parametreleri ve emme borusundaki akış ile pompa karakteristik eğrileri arasındaki bağlantıları incelemiştir. Dönel ters akışın enerji kaybına, erozyona, titreşime ve gürültüye neden olduğu, bir pompanın güvenli çalışabileceği debi bölgesi yüksek debilerde genel kavitasyonla, küçük debilerde ise ters akış ile sınırlandırıldığını belirtmiştir. Küçük debilerde, pompa mil gücü ve dönel ters akışın yarattığı enerji kaybı arasında doğrudan bir bağlantının olduğu, kritik debinin ve dönel ters akış kaybı büyük olduğunda mil gücünün de yükseldiğini, bunun tersinin de doğru olduğunu vurgulamıştır.

Yazıcı (1979), ölçüm hatalarından ve kabullenmelerdeki standart farklılıklarından bahsetmiştir. KSB firmasına ait bir pompa ile farklı ölçüm metotları

kullanılarak yapılan denemelerde, manometrik yükseklikte %5, efektif güç değerinde %9, genel verimde %6.2 gibi dalgalanmalar tespit etmiştir.

Anderson (1986), pompa tiplerinin çalışma alanlarını Şekil 2.1.'deki gibi sınıflandırmıştır. Buna göre francis tip pompaların manometrik yükseklik aralığının 30 m ile 300 m arasında olduğunu vurgulamıştır.



Şekil 2.1. Pompa tiplerinin sınıflandırması (Anderson, 1986)

Karassik ve ark. (1986), pompaları çalışma esaslarına göre, hacimsel ve santrifüj (rotodinamik) pompalar olarak iki temel guruba ayırarak; santrifüj pompaların hacimsel pompalara göre daha düşük basınçlı ve daha yüksek debili pompalar olduğunu belirtmişlerdir. Ayrıca santrifüj pompaları suya kazandırdıkları enerji yönüne göre radyal, eksenel ve karışık akışlı pompalar esasına göre sınıflandırmışlar ve her sınıf santrifüj pompanın da kademeli olarak üretilebildiğini, bunların endüstrinin çeşitli alanlarında, özellikle yüksek basınç gerektiren uygulamalarda kullanıldığını belirtmişlerdir. Ayrıca yazarlar, birbirinin aynı iki pompanın kademeli yapılması durumunda bir pompanın maksimum verim noktasındaki debisinin sabit kalacağını, ancak basıncın iki katına çıkacağını belirtmişlerdir. Bu tip uygulamaların kademeli düşey milli türbin pompalarda sıkça uygulandığını vurgulamışlardır Yazarlar, pompaların güç ölçümünün, rotordan askıya alınmış sürücülere bağlanan dinamometreler yardımıyla torku ölçmek suretiyle yapılabileceğini ortaya koymuşlardır.

Little ve Mccrodden, (1989), su iletim sistemlerinde oluşan enerji maliyetinin %90'ının pompaj işlemi nedeniyle oluştuğunu bildirmiştir.

Lambeth ve Houston (1991), atık su ön temizleme işleminde değişken hızlı pompaların kullanımı ile sabit hızlı pompalara kıyasla %20 enerji kazanımı sağlanacağını bildirmiştir.

Özgür ve Yazıcı (1994), yüksek basınçlı çarklar veya büyük çevre hızlarına sahip olan küçük özgül hızlı çarkların, büyük emme yüksekliklerinde kullanılamadıklarını, bu gibi durumlarda çok kademeli pompaları veya sistemdeki enerji kayıplarının, her bir kademe için çark ve gövde arasındaki kaçak debinin ve gövdedeki kanallarda geçen akışkanın sürtünme kayıplarının toplamından oluştuğunu ortaya koymuşlardır.

Uz ve Demir (1995), derin kuyularda kullanılan düşey milli türbin pompaların gövde genişliklerinin kuyu çapına bağlı olduğunu bu yüzden çark çapının fazla genişletilemediğini, çark çapı küçülen pompaların basıncını artırmak için kademe sayısının artırıldığını ve çarkların özgül hızlarının büyüdüğünü dolayısıyla çarkların radyal tipten karışık-aksiyal akışlı çark tipine dönüştüğünü tespit etmişlerdir.

Bilgen ve Eralp (1996), pompaların kavitasyon testlerini, minimum debi (Q/Q_t= 0.6), minimum debi ile optimum debi arasındaki bir debi (Q/Q_t= 0.8), optimum debi (Q/Q_t= 1) ve maksimum debi (Q/Q_t= 1.2) olmak üzere dört debi değerinde yapmışlardır.

Bouabe (1996), bir sulama şebekesinin, yükseltilmiş depo yerine değişken hızlı pompa istasyonuna dönüştürülmesi durumunda elde edilen enerji kazanımının; değişken hızlı pompaların kullanımı ile %17 düzeyinde enerji kazanımı sağlandığını ifade etmiştir. Yazar ayrıca, yağmurlama sulama sisteminden, damla sulama sistemine geçiş ile enerji tüketiminde yaklaşık %34 azalma olacağını belirlemiştir.

Hanson ve ark., (1996), arazi şartlarındaki sulama pompaları önce sabit hızda daha sonra pompa hızları azaltılarak ve debiler vana ile kısılarak çalıştırılmıştır. Buna göre azaltılmış pompa hızları ile arzulanan debi ve basınç yükü değerinin tam olarak eşleştiği ve %32 ile %59 arasında daha düşük güç ihtiyacı olduğunu tespit etmişlerdir.

Polat ve Canbazoğlu, (1996), pompaj sistemlerinde akışkana enerji kazandırmak için pompaların genellikle seri bağlandığını, bir pompanın basma yüksekliği H_m ise seri konumdaki birbirinin tamamen aynısı iki pompanın basma yüksekliğinin 2 H_m olmasının beklendiğini, ancak işletme noktasındaki basıncın sistem eğrisine bağlı olarak 2 H_m değerinden bir miktar daha az olabileceğini ortaya koymuşlardır.

Konuralp ve Güneş (1998), pompa testlerinde pompanın yuttuğu güç ölçümünün ya doğrudan güç ölçümünün bir pompa ile sürücü arasına bir torkmetre yerleştirilmek suretiyle yapılabileceğini ya da dolaylı olarak pompanın şebekeden çektiği gücün elektriksel güç ölçme yöntemleri ve elektrik motorunun kataloğundaki verim değerleri yardımıyla hesaplanabileceğini ifade etmiştir.

Uyan (1998), yaptığı araştırmada, bir santrifüj pompaya ait tüm karakteristiklerin ortaya konulması için santrifüj pompa deney seti geliştirmiş ve bir santrifüj pompanın karakteristik eğrilerinin nasıl elde edildiğini açıklamıştır.

Yalçın (1998), pompaya kademe eklenmesiyle devir sayısı değişmeksizin, sistemin işletme noktasının sağa ve yukarıya doğru taşınacağı ve böylelikle basma yüksekliği artarken debinin ve verimin de artacağını, ayrıca geliştirilen enerjinin bir kısmının da kademeler arasında iletilen suyun sürtünmesiyle kaybolacağını belirtmiştir.

Yazıcı (1998), Almanya'da KSB firması tarafından imal edilmiş bir tam santrifüj pompa (ETA 80–26; 85 m^3/h, 20 m, 1450 d/d, n_q=23,56 d/d ve ya n_s =86 d/d) çeşitli üniversite ve firmalara ait standartlara uygun deney ünitelerinde teste tabi tutularak, 1450 d/d dönme hızında H=f(Q); N=f(Q) ve η=f(Q) pompa karakteristik eğrilerini elde etmiştir. Bu eğrilere göre pompanın maksimum verim noktası civarında manometrik yükseklik %5; pompa mil gücü (N) %9 ve pompa etkinliği (η) değerlerinde %6.2 gibi farklar bulunduğunu ifade etmiştir.

Konuralp (1999), bir pompa çarkı dizayn etmiş ve ürettiği prototip çark ile dizaynda ön görülen karakteristikleri karşılaştırmıştır. Debi ve manometrik yüksekliğin prototip çarkta dizaynda ön görülen değerlerden düşük olduğunu ve dolayısıyla veriminde öngörülenden %3'ü kadar düşük çıktığını tespit etmiştir.

Nelik (1999), bir pompa çarkının ürettiği maksimum verim noktasındaki debi ve basıncın çark çapının yaklaşık %10'a kadar tıraşlanarak küçültülmesinin aynı devirde, teorik olarak pompa verimini düşürmeyeceğini, gerçekte ise %2-3'lük bir düşüş olabileceğini rapor etmiştir.

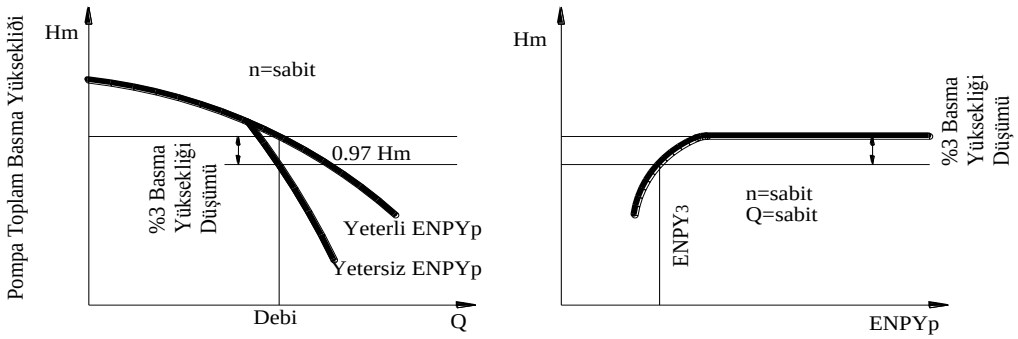
Anonim (2000), Alarko firmasına ait kataloglarda kademeden kaynaklanan verim değişimleri kademe sayısına göre puanlandırılmış ve ilgili kademe sayılarında öngörülen puan kadar pompanın veriminden düşülmesi gerektiği belirtmişlerdir.

King ve Wall, (2000), 392 m uzunluğundaki merkezi pivot sulama sistem üzerinde 4 farklı kontrol sistemi kullanılarak yapılan çalışmada; sabit hızlı pompalara göre sabit debi koşullarında %15.8 ve değişken debi koşullarında %20.2 enerji kazanımı

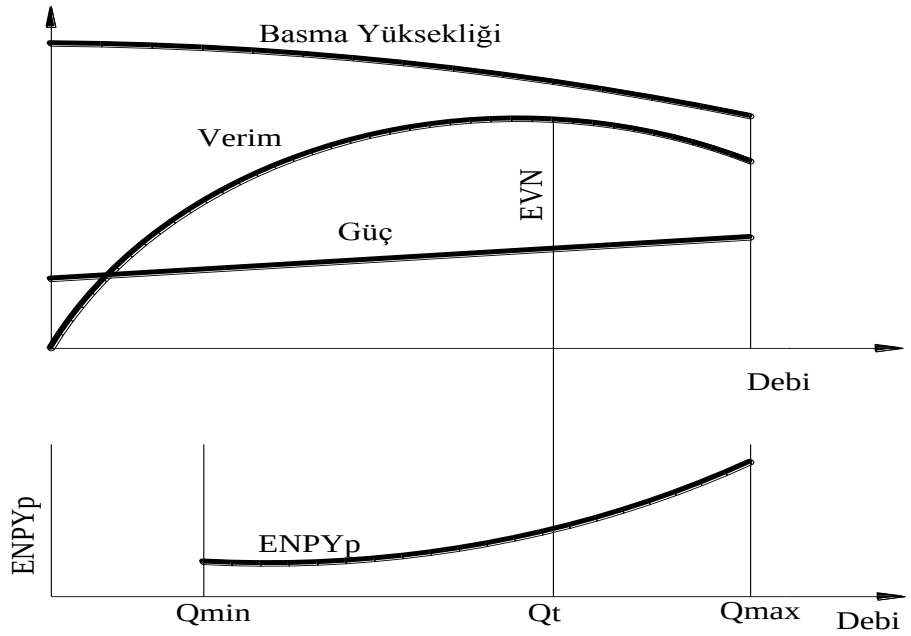
olduğunu saptamışlardır. Ayrıca frekans değiştirici verimine bağlı olarak bu kazanımların sırasıyla %7.5 ve %12.4 düzeyine gerilediğini belirtmişlerdir.

Lamaddalena ve Sagordoy, (2000), basınçlı sulama sistemlerinin performansının belirlenmesi amacıyla Akdeniz iklimi ve çeşitli arazi koşullarında yapılan çalışmada, debi ve basınç ihtiyacındaki değişimlerin, sulama pompaj tesisinin sadece enerji etkinliğini değil ayni zamanda uygulama oranını ve tarla dağılım tekdüzeliğini de olumsuz etkilediğini bildirmişlerdir. Yazarlar ayrıca enerji ve su kullanımı açısından optimum verimin, sistem işletme koşulları süresince hidrantta gerekli minimum basıncın devamlı sağlanmasıyla başarılabileceğini, bunun ise geleneksel pompaların değişken hızlarda işletilmesi ve hız kontrolünün uygun işletme metodolojisinin kurulmasıyla mümkün olduğunu belirtmişlerdir.

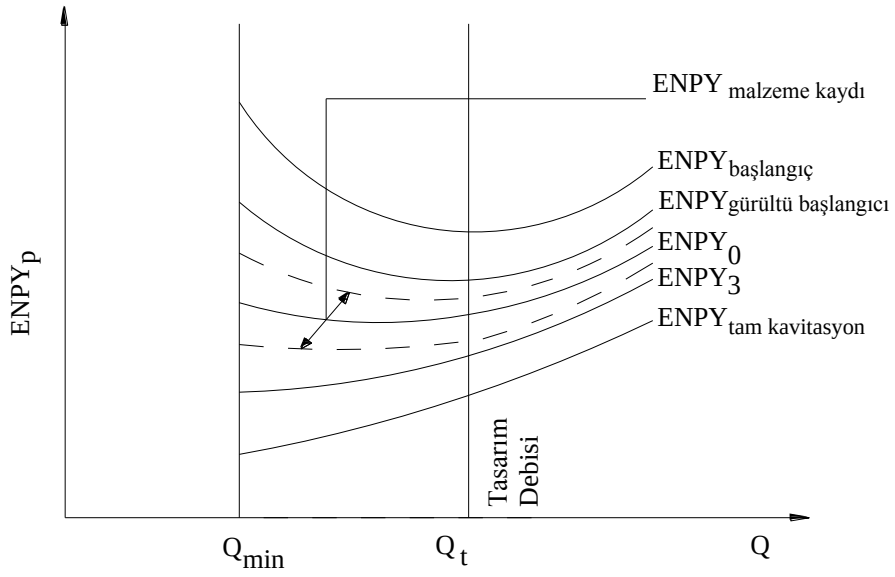
Anonim (2001), $ENPY_P$ için pratikte kullanılmak üzere, pompa endüstrisinde kabul edilen ve $ENPY_3$ olarak tanımlanan bir kriter belirlenmiştir. $ENPY_3$ değeri kavitasyon başlangıcına bir gönderme yapar ve pompanın birinci kademesindeki normal manometrik yüksekliğindeki düşmenin %3'üne ulaştığı andaki $ENPY_p$ değeri olarak tanımlanmaktadır. Normal basma yüksekliği, kavitasyonsuz, yeterli emiş basıncında bulunan değeridir. Belli bir Q debisi için $ENPY_3$ değerinin elde edilişi Şekil 2.2 de , pompalar için tipik bir ya da kavitasyon karakteristiği $ENPY_p$ eğrisi de Şekil 2.3'de gösterilmiştir. Ayrıca, Hm'de belirgin bir düşüş gözlenmeden de kavitasyonun başlayabileceği, bu yüzden de uygulama da $ENPY_P$ için farklı ifade ve kriterler kullanılmaktadır. Bunlar, $ENPY_{başlangıç}$, $ENPY_{gürültü\ başlangıcı}$, $ENPY_{malzeme\ kaybı}$, $ENPY_0$, $ENPY_1$, $ENPY_3$ ve $ENPY_{tam\ kavitasyon}$ gibi simlerle anılmaktadır (Şekil 2.4.).



Şekil 2.2. Belli bir Q debisi için $ENPY_3$ değerinin elde edilişi (Anonim, 2001)



Şekil 2.3. Santrifüj bir pompa için tipik $ENPY_3$ değişimi (Anonim, 2001)



Şekil 2.4. Faklı $ENPY_P$ değerlerinin debi ile değişimi (Anonim, 2001)

Duymuş ve Ertöz (2001), değişken devirli pompa seçiminin teknik ve ekonomik yönlerini analiz etmişlerdir. Değişken hızlı pompaların, değişen debi ihtiyaçlarını karşılamanın yanında bazı teknolojik zorunluluklar için de kullanılabileceğini ifade etmişlerdir. Ayrıca, değişken devirli pompalarda frekans değiştiricilerin tam yükteki kayıplarının %2-6 arasında olduğunu, devir sayısının azalmasıyla yükler de büyük ölçüde azalacağından hem elektrik motorunun hem de frekans değiştirici verimlerinin azalacağını tespit etmişlerdir.

Frenning ve ark., (2001), pompaların tükettiği enerjinin, pompanın tasarımına, montajına ve sistemin nasıl işletildiğine bağlı olduğunu vurgulamışlardır.

Karadoğan, (2001), pompaların karakteristik eğrilerinde sonsuz çalışma noktası varmış gibi görünürse de, gerçekte pompanın titreşimli çalışmaması için debinin bir minimum sınır değeri (optimum debinin 0.7 katında), kavitasyonlu çalışmaması için de bir maksimum sınırı (optimum debinin 1.2 katında) bulunduğunu rapor etmiştir. Yazar ayrıca, minimum debi değeri, radyal pompalarda optimum debinin %20'leri mertebesinde iken, karışık akışlı pompalarda %65 değerlerine çıkabildiğini belirtmiştir. Maksimum debi sınırını, pompanın ENPY değeri ile pompaj tesisinin geometrisinin belirlediğini vurgulamıştır.

Planells ve ark., (2001), geliştirdikleri isteğe bağlı basınçlı sulama sistemi üzerinde; biri değişken hızlı geri kalanlar sabit hızlı ve tüm pompalar değişken hızlı olmak üzere farklı uygulamalar karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda, pompaların hepsinin değişken hızlı olarak çalıştırılması durumunda daha az enerji tüketimi gerçekleştirildiği saptanmıştır.

Nesbitt (2001), pompa istasyonlarında enerji tüketimini etkileyen en yaygın problemin güvenlik payları, gelecek ihtiyaçlar ve yük kayıplarından kaynaklandığını belirtmiştir. Çözüm olarak, pompa eğrisiyle sulama sistem eğrisinin eşleştirilmesi böylece verimin yükseltilmesi gerektiğini bildirmiştir.

Anonim (2002), TS EN ISO 9906 standardında rotodinamik pompaların hidrolik performans kabul deneyleri açıklanmıştır. Bu standardın kabulü ile birlikte TS ISO 2548 ve TS ISO 3555 nolu standartları iptal edilmiştir.

Anonymous (2002), frekans kontrol cihazlarının; istenilen motor-pompa hızlarını eşleştirmek suretiyle, kademesiz kontrol sağlayabildiklerini, motor sistemi üzerinde daha az mekanik ve elektriksel sorunlar oluşturduğu, böylece bakım ve tamir masraflarının azaldığını ve motor ömrünün uzadığını belirtmiştir.

Atılgan (2002), bir pompaj tesisinde kavitasyondan emniyetli bir şekilde uzak çalışması için mevcut $ENPY_m$ değerinin, gerekli $ENPY_P$ değerinden genellikle 0.5-1 m arasında alınması gerektiğini ifade etmiştir. Ancak, pompalanan sıvının içinde gaz varsa (soda gibi) veya jeotermal bir kaynaktan sıcak su pompalanıyorsa o zaman bu emniyet faktörü 2 m'ye kadar çıkartılabileceğini vurgulamıştır.

Smajstrla ve ark., (2002), bir sulama pompaj tesisinin düşük performansla çalışmasının nedenlerini ortaya koymuştur. Bu nedenlerin bazılarını, verimsiz pompa ve güç ünitesi, pompa ve güç ünitesinin kötü eşleştirilmesi, işletme koşullarının değişmesi, işletme debisinin ana vananın kısılmasıyla ayarlanması, pompa emme hattı süzgecinin tıkanması, aşınmış pompa çarkı, derin kuyu pompalarında uygunsuz çark kullanımı, sulama sisteminin farklılaşması olarak ifade etmişlerdir.

Ackermann (2003), bir sulama pompa tesisinin ömür boyu maliyeti içerisinde başlangıç masraflarının %5, bakım-onarım masraflarının %10, enerji maliyetinin ise %85 yer tuttuğunu bildirmiştir.

Walski ve ark. (2003), benzerlik yasalarının, değişken hızlı pompaların gerçek karakteristikleri ile uyumluluğunu belirlemek amacıyla geniş bir debi ve hız aralığında testler yapılmıştır. Bu çalışmada, H_m-Q eğrilerinin benzeşim yasaları ile tam uyumlu olduğu, verim eğrilerinde ise farklılık gözlenmiştir. Bunun nedeni de frekans kontrol cihazının verimine bağlanmıştır.

Anonymous (2004), evsel su iletim sistemlerinde değişken hızlı pompaların kullanımı ile elektrik tüketiminde %17 azalma sağlandığı rapor edilmiştir.

Huang ve Pereira, (2004), yağmurlama sulama sistemlerinde kullanılan elektrik motorlu pompaların sürekli olarak hız, frekans güç kaynağı altında düzenlenmesinden dolayı santrifüj pompanın performansının sık değişen çalışma koşulları içinde verimli kalamayacağını ve sabit bir basınç elde etmek için pompanın dolayısıyla motorun dönme hızını frekans kontrol cihazı ve geri-besleme sensörüyle (PLC) ayarlanabileceğini ifade etmişlerdir. Ayrıca sistem performansı ve ekonomik faydası bakımından frekans kontrol sisteminin kullanılmasını, enerji ve su tasarrufu sağlanmasından dolayı tercih edilmesi gerektiğini vurgulamışlardır.

Kang ve ark., (2004) yağmurlama ve mikro sulama sistemlerinde, sürekli sabit basınç üreten değişken frekanslı sistemlerin tasarımıyla ilgili çalışma yürütmüşlerdir. Bu çalışmada; değişken frekans sisteminin sürekli sabit basınç koşullarında motor ve pompanın ayarlanabilir hızını geri besleme sensör (PLC) sayesinde ayarlanabileceğini aynı zamanda sistem basıncın kademeli olarak kontrol edilebileceğini ifade etmişlerdir.

Yağmurlama ve mikro sulama sistemlerini kullanan çiftçilerin bu yöntemi kullanıma yönelik önyargılarının bu yöntemle giderilebileceğini ifade etmişlerdir. Ayrıca bu metot sayesinde zamanlanma ve uygun miktardaki optimum sulama miktarına ulaşılabileceğini, bu yüzden değişken frekanslı kontrol sisteminin uygulamasının yağmurlama ve mikro sulama sistemlerinde kullanılabileceğini tespit etmişlerdir.

Oliveira ve ark. (2004), çiftçilerin, sulama suyu maliyetini azaltmak için kendi sulama pompaj tesisi yerine eşzamanlı sulama yapan merkezi sulama pompaj tesislerini tercih ettiklerini ifade etmişlerdir.

Anonim (2005), standart elektrik motorlarında (EFF3) motor oranının azalmasıyla motor veriminde düşüşlerin olduğunu, enerji etkin elektrik motoru (EFF1) kullanımında ise motor veriminin, yaklaşık %50 motor yükleme oranına kadar sabit kaldığını belirtmiştir. Ayrıca %50 yükleme oranının altında keskin bir düşüş gösterdiğini bu nedenle değişken hız gerektiren endüstriyel uygulamalarda enerji etkin motor kullanılmasının tercih edilmesi gerektiğini ifade etmiştir.

Barutçu (2005), santrifüj pompaya ait eş verim eğrilerinin nasıl elde edileceğini ortaya koymuştur. Farklı pompa hız değerlerinde sağlanan H_m-Q eğrileri, aynı ölçeğe sahip bir koordinat sistemi üzerinde η-Q eğrileri ile birleştirilirse pompa eş verim eğrilerinin elde edilebileceğini bildirmiştir.

Çalışır ve ark. (2005a), Orta Anadolu koşullarında çalışan düşey milli tip derin kuyu pompaj tesislerinin ortalama özgül enerji tüketim değerinin PTO tahrikli tiplerde 6.33 Mj/m^3; AC elektrik motoru ile tahrik edilen tiplerde ise 1.86 Mj/m^3 düzeyinde belirlendiğini vurgulamışlardır.

Çalışır ve ark. (2005b), Orta Anadolu koşullarında çalışan sulama amaçlı motopomp pompaj tesislerinin ortalama özgül enerji tüketim değerinin 2.85 Mj/m^3 düzeyinde belirlendiğini tespit etmişlerdir.

Çalışır ve ark., (2005c), sulamada kullanılan değişik anma çaplarındaki (Ø75 – Ø150) yatay milli kademesiz santrifüj pompaların ortalama özgül enerji tüketim değerinin PTO tahrikli tiplerde 1.28 Mj/m^3; AC elektrik motoru ile tahrik edilen tiplerde ise 1.02 Mj/m^3 düzeyinde belirlendiğini; pompa çıkış borusu anma çapının artmasıyla özgül enerji tüketiminin PTO tahrikli tiplerde ortalama 1.62 Mj/m^3'den 0.90 Mj/m^3 değerine; AC elektrik motoru ile tahrik edilen tiplerde ise ortalama 1.14 Mj/m^3'den 0.78 Mj/m^3 değerine azaldığını vurgulamışlardır.

Planells ve ark. (2005), pompaj tesislerinin uygun şekilde boyutlandırılmasına yardımcı olması amacıyla geliştirdikleri karar destek sistemi yöntemiyle, işletme

maliyetlerini en aza indirecek ve hizmet kalitesini sağlayacak sabit ve değişken hızlı pompaların sayısını ve tipini tespit etmişlerdir.

Alegre ve ark. (2006), pompaj sistemlerinde bazı performans göstergelerini saptamışlardır. Bu göstergeleri, pompaj kullanım oranı (%), standartlaştırılmış enerji tüketimi ($kWh/m^3/100m$) , reaktif enerji kullanım oranı (%) ve enerji geri kazanım oranı (%) olarak sıralamışlardır. Standartlaştırılmış enerji tüketimi, referans olarak 0.5 kWh/m^3 /100 m veya 5 W/m^4 olarak vermişlerdir.

Bower ve ark (2006), H_m-Q eğrisinin dik karakterde olduğu pompalarda değişken hızlı motor kullanılması durumunda pompa devir sayısının azalması, pompa verimini önemli düzeyde düşürdüğünü vurgulamıştırlar.

Çalışır, (2007), Orta Anadolu koşullarında çalışan değişik motor güçlerindeki (22 kW–45 kW) dalgıç tip derin kuyu pompaj tesislerinin ortalama özgül enerji tüketim değerinin 2.93 Mj/m^3 düzeyinde belirlendiğini; motor gücünün artmasıyla özgül enerji tüketiminin ortalama 1.89 Mj/m^3 den 4.71 Mj/m^3 değerine yükseldiğini; araştırma bölgesinde çalışan dalgıç sulama pompaj tesislerinin %40'ının 37 kW motor gücündeki tesislerden oluştuğunu vurgulamıştır.

Barutçu ve ark. (2007), basınçlı sulama sisteminde, değişken hızlı pompa ile sabit hızlı pompa uygulamalarındaki enerji tüketimleri belirlenmiştir. Enerji kazanım potansiyelinin, değişken hızlı pompaj tesislerinde, sabit hızlı pompaj tesislerine kıyasla %32.9 daha fazla olduğunu bildirmişlerdir.

Moreno ve ark. (2007), PLC ile kontrol edilebilen pompalar sabit 62 m manometrik yükseklikte değişken ve sabit hızla çalıştırmışlardır. Araştırma sonucunda değişken hızlı pompaların sabit hızlı pompalara göre %16'lık ekonomik kazanım elde edildiği tespit edilmiştir.

Rodriguez ve ark. (2009), basınçlı sulama şebekelerinde, çeşitli su talep seviyeleri için dört alternatif yönetim senaryosu kullanılmıştır.

Birinci senaryo: Tüm hidratlarda aynı anda minimum manometrik yüksekliği ifade etmektedir.

İkinci senaryo: Birinci senaryo ile benzerlik göstermekle beraber bu senaryoda sadece işletmede olan hidrant kombinasyonlarında minimum manometrik yükseklik koşulları sağlanmaktadır

Üçüncü senaryo: Sulama şebekesi arazi yükseklik kodlarına göre iki bağımsız hatta ayrılmış, sulama süresi diğer senaryodakilerin aksine 24 saat yerine 12 saat olarak

uygulanırken debi iki katına çıkarılmıştır. Pompa istasyonu seviyesindeki manometrik yükseklik ise en fazla manometrik yükseklik isteyen hidrantlara göre sabitlenmiştir.

Dördüncü senaryo: Üçüncü senaryonun benzeri olup pompaj tesisindeki, manometrik yükseklik dinamik olarak sadece açık olan hidrantlarda minimum manometrik yüksekliği karşılayacak şekilde ayarlanmıştır.

Enerji tüketiminde, üçüncü senaryo ile %20 oranında azalma olduğu, dinamik yükseklik kontrolünün uygulandığı dördüncü senaryo ile enerji kazanımının %30'a kadar arttığı bildirilmiştir.

Moreno ve ark. (2009), çalışama, İspanya'da 170 ha'lık sulama alanını içeren 4 adet 33 kW'lik pompa ve bunların ikisine bağlı frekans kontrol cihazı bulunan pompaj tesislerinde yürütülmüştür. Çalışmanın yürütüldüğü pompa istasyonunda önerilen yöntemin uygulanması halinde, şebekeden çekilen ortalama gücün 69.1 kW'tan 46.8 kW'a düştüğü böylece pompa istasyonunda %32.3 enerji kazanımı sağlandığı vurgulanmıştır.

Barutçu (2011), çalışmasında iki ayrı basınçlı sulama şebekesine servis eden bir pompa istasyonunda enerji kazanım olanakları incelenmiş ve enerji kazanımı sağlayacak bir işletme modeli geliştirilmiştir. Model, değişken debi ihtiyacına göre pompa ve sulama sistem eğrilerini tüm sulama sezonu boyunca eşleştirerek enerji tüketimini optimize etmeyi amaçlamaktadır. Araştırmada, pompa ve sulama sistemi bir bütün olarak ele alınarak pompaj tesisinin mevcut durumu ortaya koyulmuştur. Bu yöntem ile sistemin optimizasyonu yapılmıştır. Klasik uygulamaya kıyasla sağlanan enerji kazanım miktarları değişken hız teknolojisine dayalı çeşitli senaryolara bağlı olarak incelenmiştir. Pompa karakteristik eğrilerini sulama sistem eğrilerine adapte etmenin, değişken hız teknolojisine sahip pompa tesisleriyle ile mümkün olduğunu ve buna bağlı olarak yapılan araştırmada, simülasyon araçları ve değişken hız teknolojisi yaklaşımı birleştirilerek kullanılmıştır. Sabit hızlı pompa işletme modeline kıyasla, üç farklı senaryo altında pompa istasyonunda yıllık %12, %15 ve %30.3 oranında bir enerji kazanımı sağlanabileceği sonucunu tespit etmiştir. Özgül enerji tüketiminin birinci model sulama sistemin 0.4591 kWh/m^3'den 0.2835 kWh/m^3'e, ikinci sulama sisteminde ise 0.3956 kWh/m^3'den 0.3076 kWh/m^3'e düştüğünü ifade etmiştir.

Lamaddalena ve ark., (2011), enerji tüketimini optimize edecek en iyi pompaj tesisinin işletme modelini belirlemek amacıyla farklı iki tarlada bir çalışma yapmışlardır. Değişken hızlı pompalar kullanarak debi ve basınç gereksinimini tüm sulama sezonu boyunca pompa sistemi karakteristik eğrileri ile eşleştirmişlerdir. Pompa

karakteristik eğrileri değişken hız teknolojisine dayanan çeşitli ayarlanabilir tipleri kullanılarak sulama sistem eğrileri ile eşleştirilmiştir. Her bir teknik ile elde edilen enerji kazanımı İtalya'daki iki sulama bölgesinde (564 ha ve 445 ha) test edilmiş ve ölçülmüştür. Pompaj tesisinde, biri yedek olmak üzere ve toplam 4 adet yatay milli santrifüj pompa bulunmaktadır. Pompaj tesisinde, sulama sistem girişinde sabit manometrik yüksekliği sürdürecek şekilde 1. sulama bölgesi için 65 m, 2. sulama bölgesi için 43 m manometrik yükseklik için tesis edilmiştir. Çalışmada, 3 farklı değişken hızlı düzenleme gerçekleştirilmiştir. Birincisinde sadece 1 pompa frekans kontrol cihazına bağlı, diğeri tam hızda çalıştırılmıştır. İkincisinde, her bir pompa ayrı olarak frekans kontrol cihazına bağlanmış ve ardışık olarak çalıştırılmıştır. Üçüncünde ise, her iki pompa ayrı ayrı frekans kontrol cihazına bağlanmış, sistem ihtiyacına göre aynı hızlarda eş zamanlı olarak çalıştırılmıştır. Birincisinde, her iki sulama bölgesinde %24 ve %30, Üçüncüde yaklaşık %27 ve %35'lik enerji kazanımı sağlanmıştır. İkincisinde ise enerji kazanımı açısından birinciye kıyasla aralarında bir fark olmadığı ve bu işletme modelinin uygulanması için çok daha gelişmiş yazılımlara ihtiyaç olduğunu tespit etmişlerdir.

Orhan ve ark., (2012), sulamada kullanılan pompaj amaçlı santrifüj pompanın performans testlerinde kullanılan farklı güç ölçüm yöntemlerinin pompa etkinliğine etkisini araştırmışlardır. Çalışmada 6" anma çapındaki yatay milli santrifüj pompanın üç farklı devir sayısındaki pompa mil gücü değerleri dört değişik yöntemle ölçerek pompa etkinliğinin toplam sistematik bağıl hatalarını hesaplamışlardır. Araştırma sonucuna göre; wattmetre, güç analizörü, sayaç ve torkmetre ile verim hesabındaki sistematik bağıl hataları sırasıyla ±%2.65, ±%4.12, ±%3.85 ve ±%2.26 olarak saptamışlardır. Başka bir ifadeyle doğrudan güç ölçme yöntemi (torkmetre) ile yapılan pompa denemelerinde pompa verimi elektriksel güç ölçme yöntemlerinden %5 ila %19.3 daha yüksek hesaplandığını vurgulamışlardır.

Urrestarazu ve Burt (2012), çalışmada Kaloforniya' da tesis edilmiş 15,000 elektrikli sulama pompasının test değerlerin analiz edilmiştir. Pompaları en iyi ve en kötü karakteristik özelliklerini tespit ederek, enerji tasarrufu elde edebilmenin imkânlarını ortaya çıkarmaya çalışmışlardır. İncelen pompaların garanti edilen manometrik yükseklikten daha düşük ve debilerin verimli bölgede olmadığını ifade etmişlerdir. Kuyu pompalarında 100,000 MWh/ yıl den fazla enerji tasarrufu elde edilebileceğini tespit etmişlerdir.

Fernandez Garcia, ve ark. (2013) tarımsal sulamada, hem suyun hem de enerjinin makul ve verimli seviyede kullanılması gerektiğini ve sürdürülebilir sulu tarım faaliyetinin kullanılması gerektiğini belirtmişlerdir. Su dağıtım organizasyonlarında en önemli dönüşümün dağıtım şebekelerinde enerji kullanımını azaltmaktan geçtiğini ifade etmişlerdir. Araştırmada üç pompaj tesisinde enerji tüketimi ve basınç eksikliği dikkate alınarak dağıtım hesaplamaları geliştirdiklerini ve bu sayede %20 ila 29 arasında yıllık enerji tasarrufu sağlandığını belirlemişlerdir.

Lamaddalena and Khila (2013), sulama pompaj tesisinde talebe bağlı sulama sistemlerinin, verimlilik odaklı maksimum enerji tasarrufunu hedefleyen bir sistem üzerinde çalışma yürütmüşlerdir. Araştırmacılar, manometrik yükseklik ve debinin dağıtım sistemi için ayarlanması gerektiğini ifade etmişlerdir. Araştırmada santrifüj pompaların karakteristik eğrilerini değişken hızlı pompaj tesisinin dağıtım eğrileriyle eşleştirerek değişken hızlı düzenlemeyle ilgili bir çok deneme ve analizler yürütmüşlerdir. Pompaları maksimum verimlilikte maksimum enerji tasarrufunda çalıştırabilmek için değişken hızlı sistemlerin kullanılması gerektiğini tespit etmişlerdir.

Rocamora ve ark. (2013), tarımsal üretimde, basınçlı sulama yönteminin eski yöntemlere enerji göre enerji kullanımında artışlar gözlemlediklerini, resmi otoritelerce, sürdürülebilir tarım ve enerji tasarrufu bakımından birçok resmi düzenleme ve denetim yapıldığını, bunun sonucu bazı düzenlemeler getirildiğini fakat bu kararların çok da başarılı olmadığını belirtmişlerdir. Araştırmacılar, enerji yönetim sistemini önermişlerdir. Bu sistem ise enerji planlarını, enerji politikasının tanımlanması ve kurulması, uygulanması ve doğrulamasından oluştuğunu, bahsi geçen planlamayı yaparak %60'lardan %65'lere varan enerji verimliliğine ulaşıldığını tespit etmişlerdir.

Reca ve ark. (2014), optimum pompalama programının süreçleri üzerine bir çalışma yürütmüşlerdir. Bu çalışmalarında kompleks yapıya sahip su dağıtım sistemi üzerinde model oluşturarak yıl içindeki sulama talepleri, pompa verimleri, elektrik ücret tarifeleri ve enerji ücretleri alınarak analizi yapmışlardır. Mevcut uygulama geliştirilen stratejiye sahip modellerle kıyaslanmışlardır. Optimizasyon sayesinde %20 enerji tasarrufu sağlanabileceğini ifade etmişlerdir.

Stambouli, ve ark. (2014), salma sulama yönteminin yerini basınçlı sulama yönteminin aldığını buna bağlı olarak da enerji maliyetinin önemli miktarda artış gösterdiğini belirtmişlerdir. Yürüttükleri çalışmada, sulama sisteminin ağlarının kontrol mekanizmasını uzaktan kontrolle yani telemetri olarak adlandırılan sistemle yapmışlardır. Bu sistemi de aldıkları dataları analiz ederek elektrik tarifelerin uygun

olduğu zamanlamaya göre ayarlamışlardır. Bu yöntem sayesinde su ve enerji yönetimi geliştirilmiştir. Bu sayede de sulama maliyeti kontrol edilebileceğini ifade etmişlerdir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Materyal

Çalışmada materyal olarak kullanılan ekipmanların özellikleri aşağıda açıklanmıştır.

3.1.1. Santrifüj sulama pompası

Denemede kullanılan santrifüj pompa, Sempa marka yatay milli tek kademeli, devir sayısı 2,900 d/d'dir.

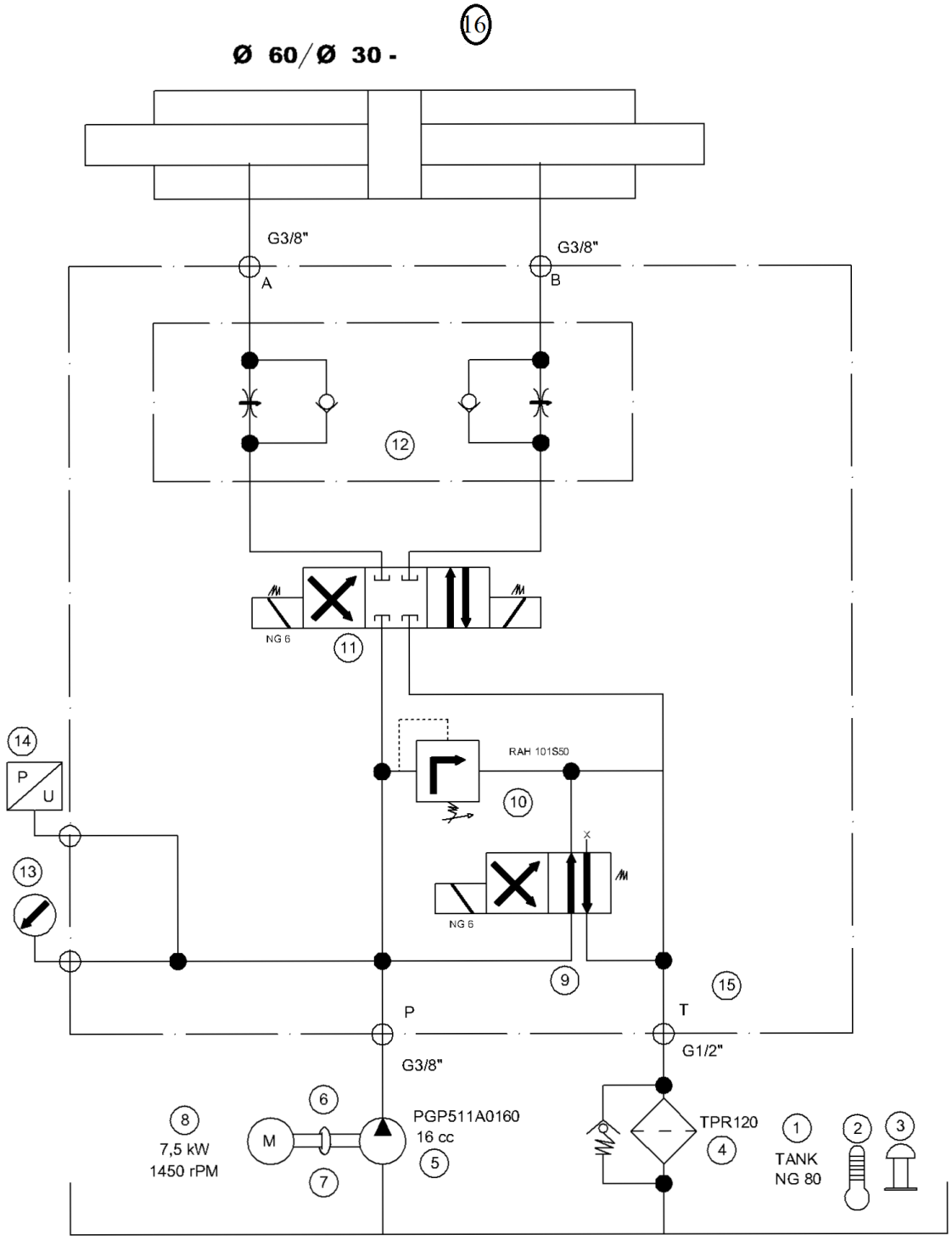
3.1.2. Elektrik motoru

Santrifüj sulama pompasını tahrik eden elektrik motoru, Wat marka EFF2 sınıfında, gücü 11 kW, devir sayısı 2,900 d/d, akım 34 A, 380/660 V, moment 60,9 Nm olup pompa ile bağlantısı bir kaplin aracılığı ile direkt yapılmıştır.

3.1.3. Hidrolik sistem

Hidrolik sitem, Y1 yönteminde kullanılan basınç yükselticiyi kontrol ve kumanda etmek amacıyla oluşturulmuştur. Çalışmanın ön denemeleri sırasında kullanılan hidrolik sistemin devre şeması Şekil 3.1.'de, esas denemelerde kullanılan hidrolik sistemin devre şeması ise Şekil 3.2.'de verilmiştir. Bu iki hidrolik devre şeması arasındaki temel fark, pompa ve akış kontrol valfidir. Ön denemelerde sabit debili hidrolik pompa ve akış kontrol valfi kullanılırken (Şekil 3.1.), ön denemelerde görülen basınç yükseltici piston hız aralığının yetersiz olmasından dolayı daha yüksek ve değişken debili hidrolik pompa, valf ise ayarlanabilir oransal/ikiz akış kontrol valfi kullanılmıştır (Şekil 3.2.). Bu tez çalışmasında revize edilmiş olan Şekil 3.2.'deki hidrolik sistem kullanılmıştır.

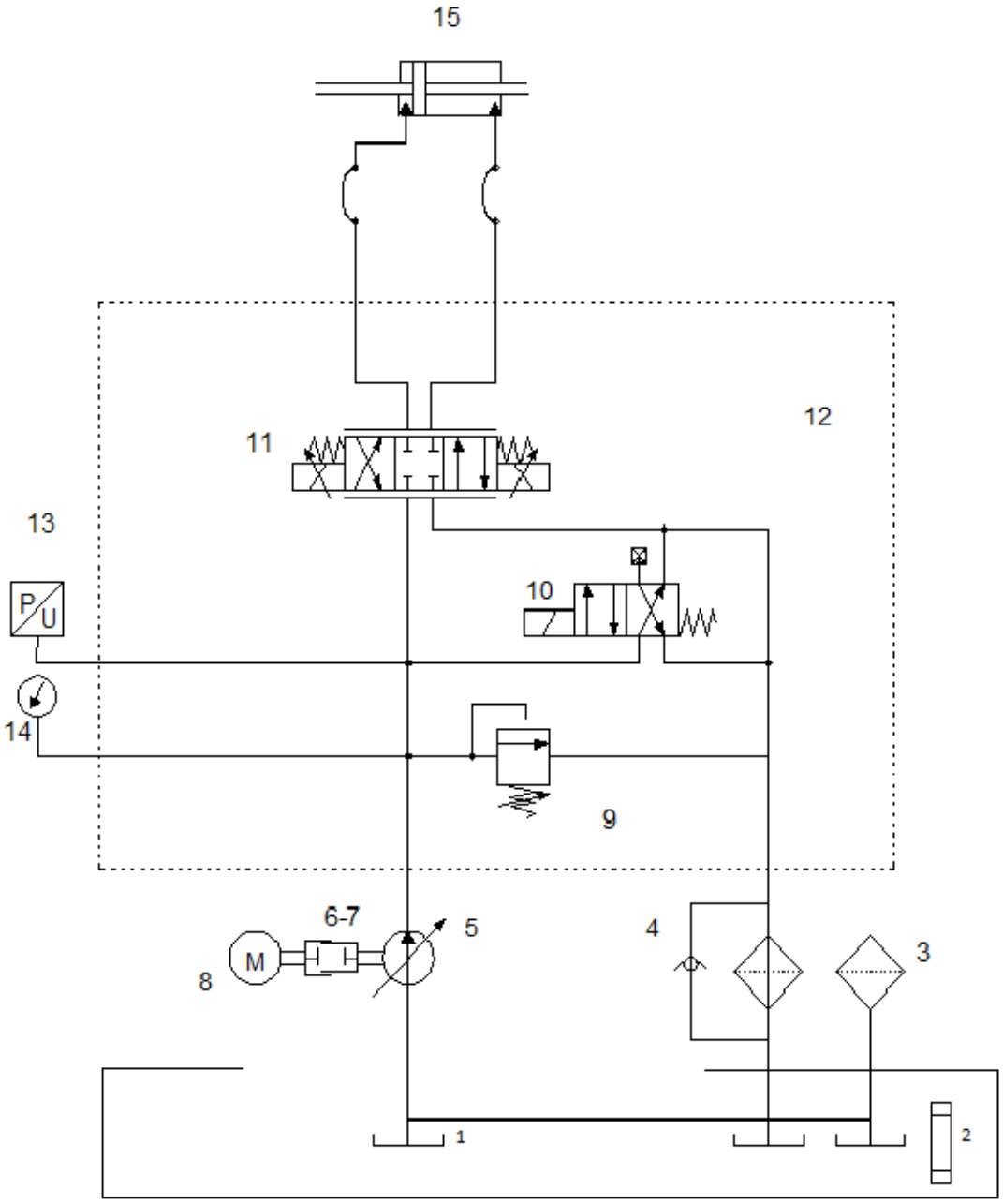
Şekil 3.1.'deki hidrolik sistemdeki hidrolik pompa, dişli pompa olup nominal debisi 8.7 *l*/dk; basıncı 75 bar; gücü 7.5 kW ve devri 1,450 d/d olan elektrik motoru kullanılmıştır. Hidrolik sistemde SAE 46 numaralı yağ kullanılmıştır.



Şekil 3.1. Ön denemelerde kullanılan hidrolik sistem devre şeması

1- Yağ deposu, 2- Sıcaklık ve seviye göstergesi, 3- Depo kapağı ve havalık, 4- Dönüş filtresi 5-) Pompa, 6-) Kampana, 7-) Kaplin, 8-) Elektrik motoru, 9-) 4/2 Yön kontrol valfi, 10-) Basınç emniyet valfi, 11-) 4/3 Yön kontrol valfi 12-) İkiz ayarlanabilir akış kontrol valfi, 13-) Manometre, 14-) Basınç transmitteri, 15-) Hidrolik blok.16-) Hidrolik çift milli silindir.

Şekil 3.2.'deki hidrolik sistemdeki pompa, paletli tip değişken debili, nominal debisi 58 *l*/dk; elektrik motoru gücü 15 kW ve devri 1,450 d/d' dır. Hidrolik sistemde SAE 46 numaralı yağ kullanılmıştır.



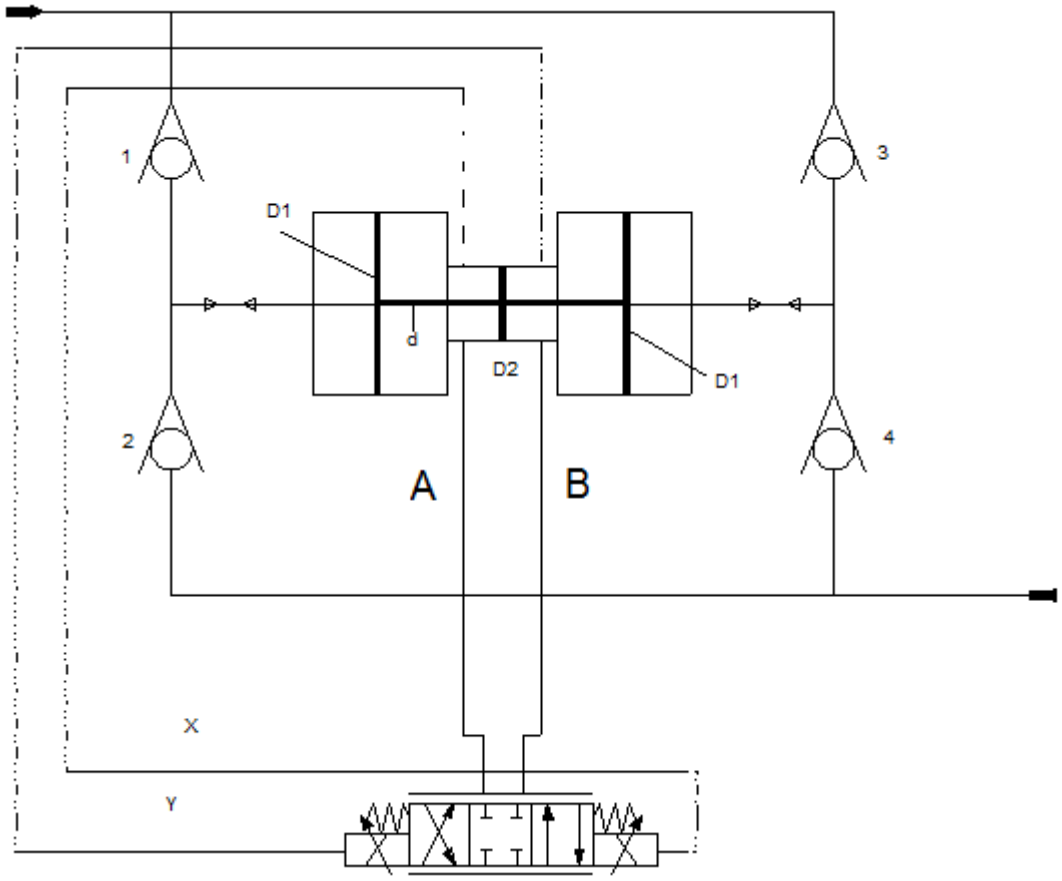
Şekil 3.2. Esas denemelerde kullanılan hidrolik sistem devre şeması

1- Yağ deposu, 2- Sıcaklık ve seviye göstergesi, 3- Depo kapağı ve havalık, 4- Dönüş filtresi 5-) Paletli tip değişken debili pompa, 6-) Kampana, 7-) Kaplin, 8-) Elektrik motoru, 9-) Basınç emniyet valfi, 10-) 4/2 Yön kontrol valfi, 11-) 4/3 Oransal yön kontrol valfi, 12-) Hidrolik blok, 13-) Basınç transmitteri, 14-) Manometre, 15-) Çift milli hidrolik silindir.

3.1.4. Basınç yükseltici

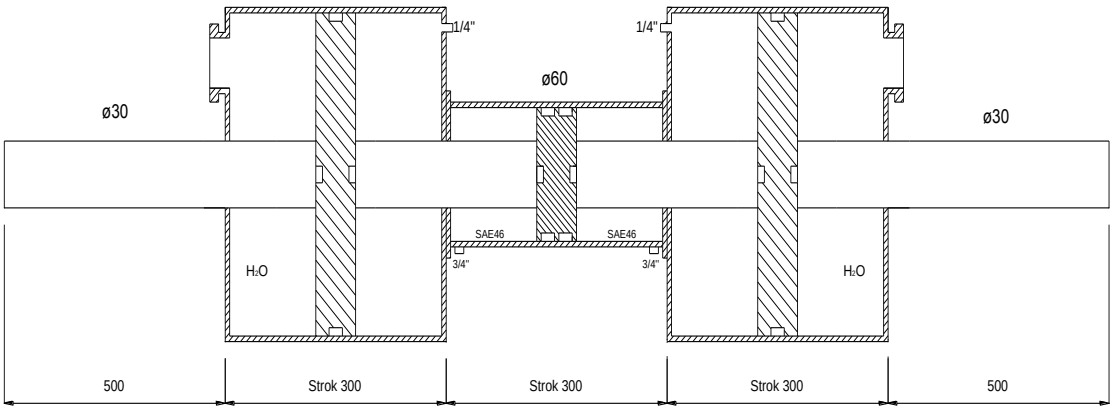
Geren ve Tunç (2000)'den esinlenerek, Y1 yönteminde kullanılmak üzere prototipi geliştirilen basınç yükselticinin devre şeması da Şekil 3.3.'de kesiti ise Şekil 3.4.'de verilmiştir. Sistemde, içleri honlanmış (D1) 250 mm ve (D_2) 60 mm çapında içi paslanmaya karşı kromla kaplatılmış dikişsiz çelik boru ve 3" lik 4 adet çekvalf ile donatılmıştır. Kullanılan çekvalfler GGG 40 sfero döküm malzemeden üretilmiştir.

Basınç yükselticinin tasarımı ve boyutlandırılmasında maksimum 3 bar çıkış basıncı geliştirmesi esas alınmıştır. Her çıkış basıncı için değişik silindir/piston çaplarının kullanılması gerekmektedir.



Şekil 3.3. Basınç yükseltici devre şeması

a-) X ve Y oransal kontrol için elektronik bağlantılar, b-) A ve B hidrolik bağlantı elamanları.

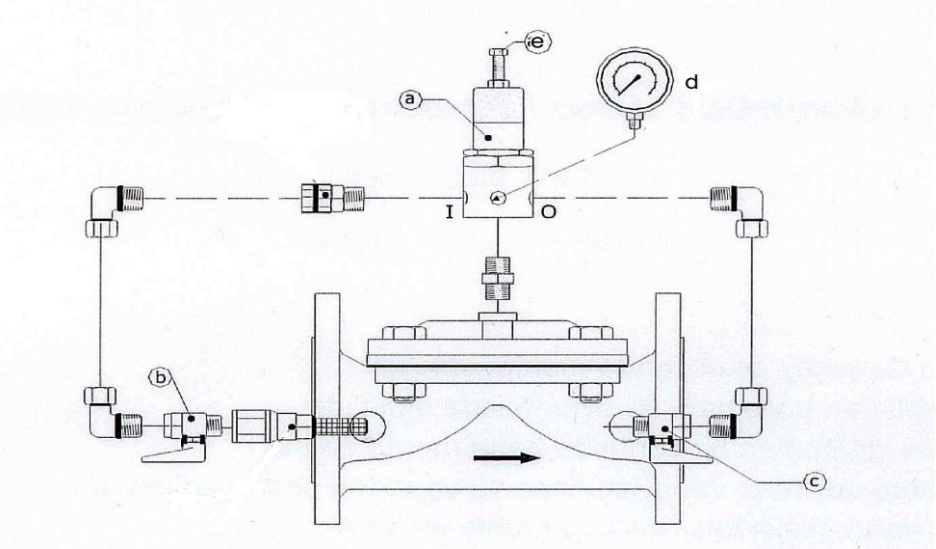


Şekil 3.4. Basınç yükselticisinin kesiti ve boyutları

Basınç yükselticinin çalışma esası kısaca şu şekilde açıklanabilir. Şekil 3.3.'de yer alan basınç yükselticinin 1 ve 3 nolu çekvalfleri üzerinden su silindiri içindeki negatif basıncına bağlı olarak sırasıyla sol ve sağdaki silindir içine dolmaktadır. Hidrolik sistem ile hareketlendirilen çift kollu ve çift etkili hidrolik pistonunun alternatif hareketi ile sisteme sabit debi ve yükseltilmiş sabit basınçla su iletimini sağlamaktadır. Pistonun sola hareketinde silindir içine alınmış su, 2 nolu çekvalf üzerinden sulama sistemine gitmektedir. Bu sırada 1 nolu çekvalf suya geçit vermemekte ve sağ silindire su girişi olmaktadır. Pistonun sağa hareketinde ise su sisteme 4 nolu valf üzerinde verilmektedir. İşlem bu şekilde yinelenmektedir.

3.1.5. Basınç düşürücü

Çalışmanın Y3 yönteminde, Dorot marka 3" lik bir adet basınç düşürücü kullanılmıştır. Kullanılan basınç düşürücü ile ilgili fotoğraf, pilot devresi ve standart sembolü Şekil 3.5.'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Basınç düşürücü vananın kesiti

Basınç düşürücünün parçaları; a-) Basınç düşürücü pilot vana, b-) Küresel vana, c-) İn-line parmak filtre, d-) Manometre, e-) Ayar somunu.

3.1.6. Boru hattı ve ayar vanaları

Denemelerde 3"lik (dış çapı 83 mm, iç çapı 76 mm) dikişsiz çelik boru kullanılmıştır. Boru uzunlukları yöntemlere göre değişiklik göstermiş olup bağlantı elemanı olarak flanş tercih edilmiştir. Amaca uygun olarak da muhtelif 90º'lik dirsekler ve T parçası gibi armatürler kullanılmıştır. İki adet, GGG 50 DIN 1693 sfero döküm malzemeden üretilmiş anma çapı DN80 ve anma basıncı PN16 sürgülü vana, bir adette GGG 25 sfero döküm malzemeden üretilen anma çapı DN80 ve anma basıncı PN16 olan kelebek tipte olmak üzere ayar vanaları kullanılmıştır.

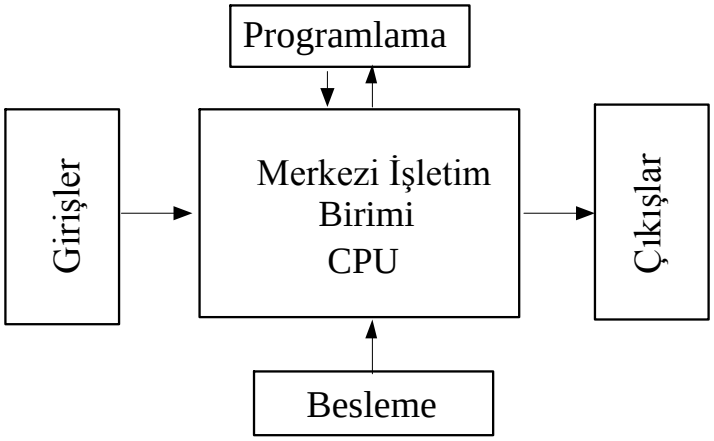
3.1.7. Kontrol mekanizması

Y1 yönteminde PLC yazılımıyla, sulama pompasını tahrik eden elektrik motorunun devir sayısı frekans kontrol cihazı aracılığı ile pompa devri dolayısıyla pompa debisi kontrol edilebilmektedir. Basınç yükselticideki pistonun hızı kontrolü, oransal/ikiz ayarlanabilir akış kontrol valfi ile yapılmaktadır.

Y2 yöntemindeki ayar vananın üzerine servo motor takılmıştır. İstenilen basınç değerine ulaşılması için vananın kısılması için PLC yazılımı ve donanımı oluşturulmuştur. PLC, algılayıcılardan aldığı bilgiyi kendine verilen programa göre işleyen ve sonuçlarını iş elemanlarına aktaran bir mikrobilgisayar sistemidir. Röleli

kontrol sisteminin olumsuz yönlerini gidermek amacıyla geliştirilmiştir. Zamanla özellikleri geliştirilerek ardışık kontrol, hareket denetimi (doğrusal ve döner hareket denetimi), süreç denetimi (sıcaklık, basınç, nem, hız), veri yönetimi (makine veya süreç hakkında veri toplama, izleme ve raporlama) gibi amaçlarla endüstriyel kontrol alanlarında kullanılabilir hale getirilmiştir (Sungur, 2013).

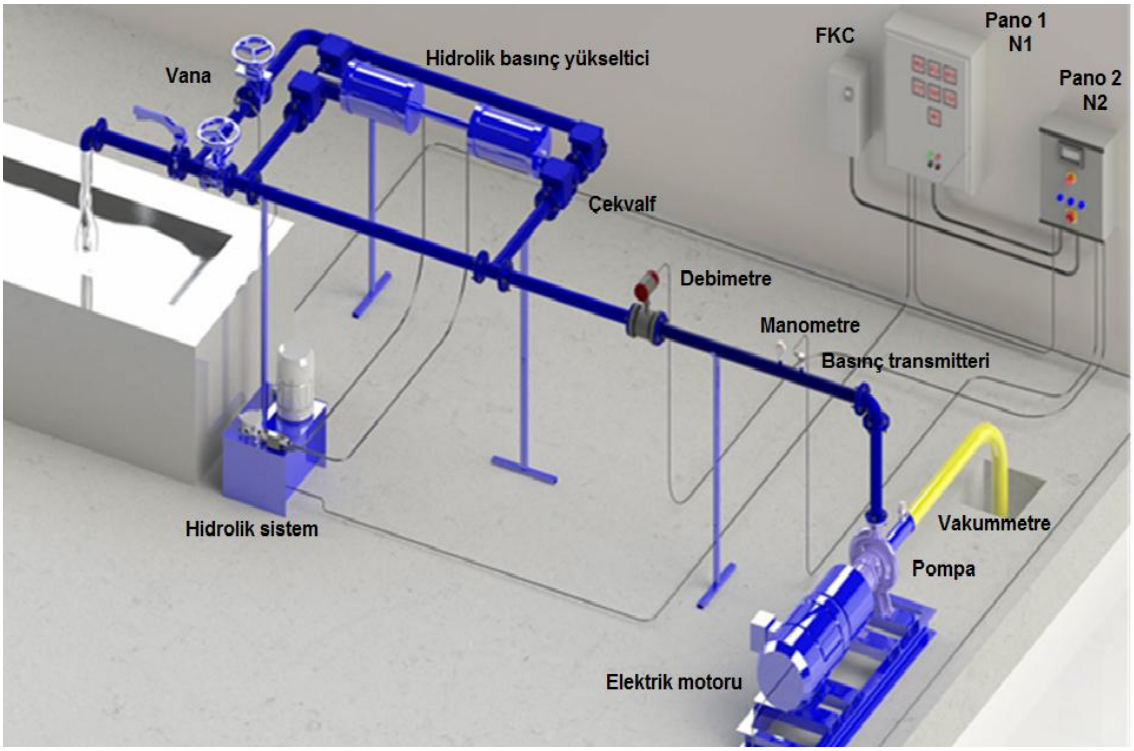
PLC'nin blok diyagramı Şekil 3.6.'da verilmiştir. PLC'nin içerisinde işlemci (CPU), giriş-çıkış ara yüzleri ve hafıza bulunduran bir endüstriyel mikrobilgisayardır. PLC ile kontrolde, programlama konsolundan PLC'ye çeşitli giriş sinyalleri ve kontrol içerikleri gönderilir. Sonuç olarak da çıkış sinyalleri, çıkış elemanlarına yöneltilir. Giriş, çıkış gereçleri ve PLC arasındaki sinyal değişiminde giriş arabirimi ve çıkış arabirimi olarak adlandırılan tekrarlayıcı gereklidir. PLC ile çevre birimleri arasındaki bağlantıyı göstermektedir. Giriş elemanı olarak buton, anahtar, seçici anahtar, dijital anahtar, sınır anahtarı, fotoelektrik anahtar, yaklaşım anahtarı vb. kullanılabilir. Bu elemanlardan gelen sinyaller PLC'nin işlemcisine giriş arabirimi üzerinden gönderilir. CPU, hafızaya kaydedilmiş olan programın içeriğine ve giriş sinyallerine göre çıkış sinyallerini kontrol eder. Çalıştırılması istenen donanımlar çıkış elemanı olarak isimlendirilir. Elektromanyetik valf, lamba, küçük güçlü motor vb. alıcılar elektriksel değerleri uygun olması durumunda doğrudan PLC'ye bağlanabileceği gibi transistör, röle vb. diğer kontrol elemanları üzerinden de kontrol edilebilir (Sungur, 2012)



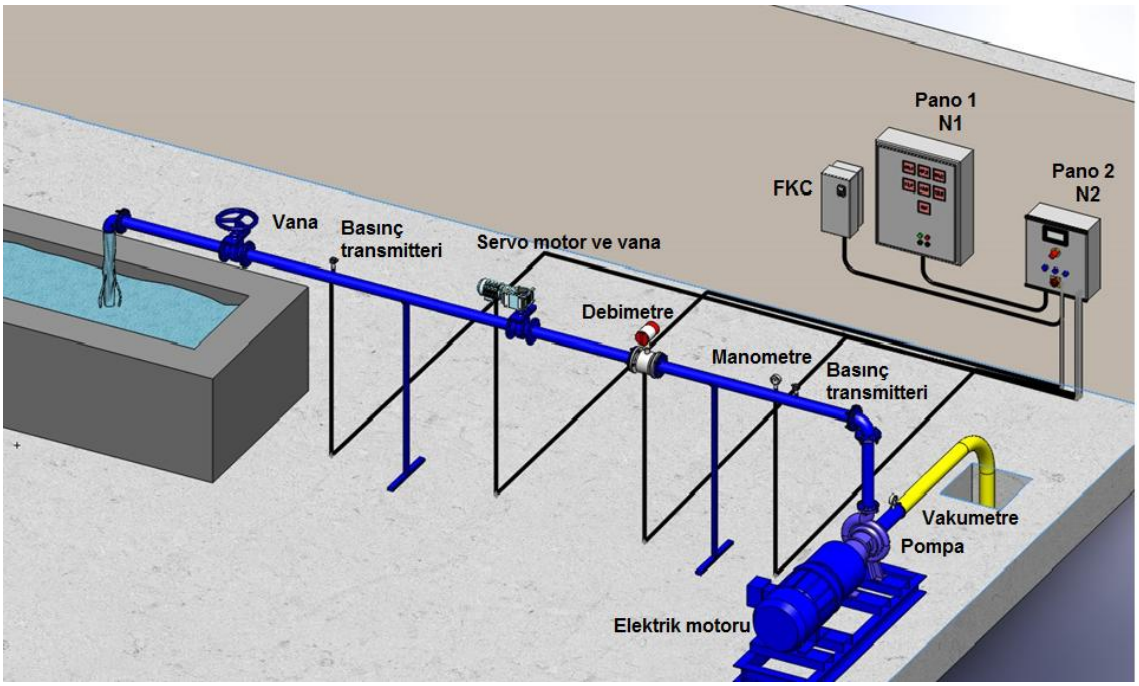
Şekil 3.6. PLC'nin blok diyagramı (Sungur, 2012)

Y3 yönteminde de basınç düşürücü vana üzerinde bulunan ayarlanabilir somun ile basınç ayarlanıp sabitlenebilmektedir

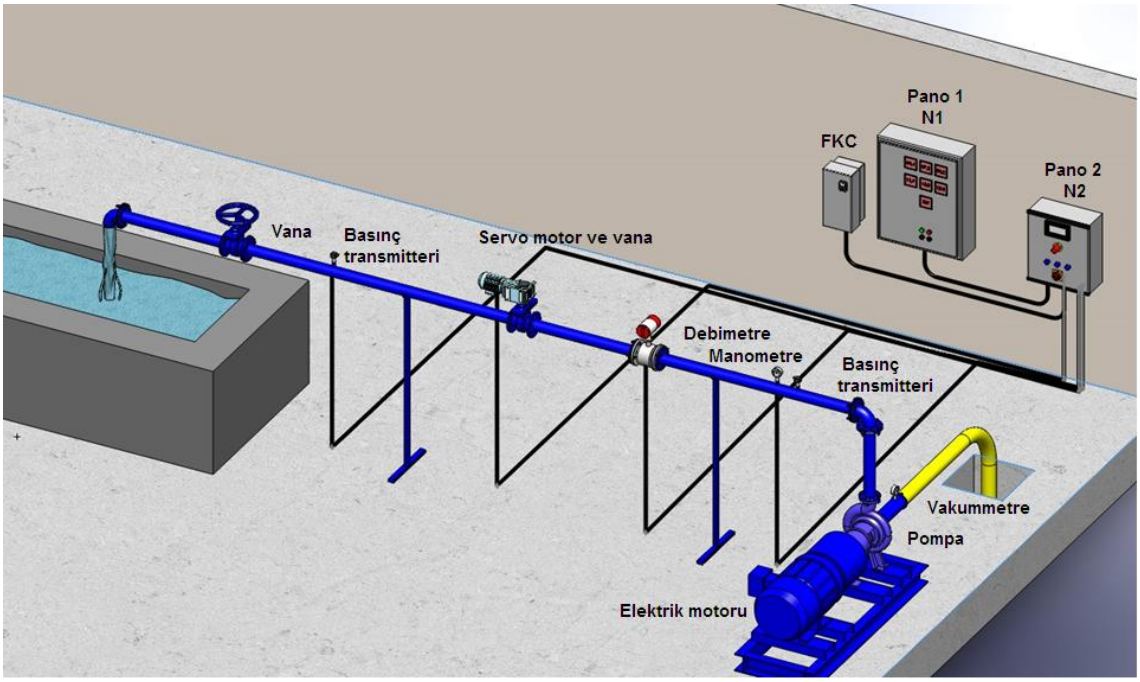
Y1,Y2 ve Y3 yöntemlerinde kullanılan devre elemanlarının yeri ve bağlantıları Şekil 3.7 a., b., c.' de verilmiştir.



a. Y1 Yöntemine ait devre elemanlarının yeri ve bağlantıları



b. Y2 Yöntemine ait devre elemanlarının yeri ve bağlantıları



c. Y3 Yöntemine ait devre elemanlarının yeri ve bağlantıları

Şekil 3.7. Y1, Y2 ve Y3 yöntemlerine ait devre elemanlarının yeri ve bağlantıları

3.1.8. Frekans kontrol cihazı

Sulama pompasını tahrik eden elektrik motorunun devir ayarı, frekans kontrol cihazının (FKC) frekansı değiştirilerek yapılmaktadır. FKC, ATV61, 31 kW, 380/4 80V HD 37 N4 teknik özelliklerini içermektedir.

3.1.9. Denemelerde kullanılan ölçme cihazları

Çalışma kullanılan ölçme cihazlarının bazı teknik özelikleri Çizelge 3.1.'de verilmiştir.

Çizelge 3.1. Ölçme cihazlarının bazı teknik özellikleri

Ölçme Cihazı	**Teknik Özellikleri**
Termometre	Civalı termometre, ölçme aralığı: 0-70 C, 110 ^{o}C ye kadar olan termometrelerde hassasiyet 0.5 ^{o}C
Higrometre	Hygro-Haar-Synth, % 0- 100 kapasite, %1 hassasiyetli.
Debimetre	S MAG 100 TİP, DN 80/HR/316 Elektromanyetik Debimetre, 3" flanş bağlantılı, 220 V beslemeli dijital göstergeli, anlık debi, yüzde akış ve toplam gösterimli. Ayarlanabilir 4-20 m/A plus ve frekans çıkışlı. Çalışma debisi 1 – 280 m^3/h, çalışma basıncı 16 bar, çalışma sıcaklığı max 60 ^{o}C, hata ± % 0.5 ve koruma sınıfı IP 67 olan debimetre.
Manometre ve basınç transmitterleri	Manometre: Ölçüm Aralığı 0-6 bar ve 0-10 bar, Bourdor tipi, gliserinli 100mm çaplı, ½ bağlantılı, %2 hassasiyetli Basınç transmitteri 0-250 bar ve 0-400 bar ölçme aralıklı, çıkış sinyali 4-20 mA, giriş sinyali 0-40V DC, - 25ºC/+85ºC
Vakum metre	Bourdor tipi, gliserinli 100mm çaplı, ½ bağlantılı, 0- 760 mmHg ölçü aralığı, Hassasiyeti %1.6
Güç analizörü	Dijital watmetre Kyotrisu marka, 6,300 model 1,000mA – 3,000A aralığında esnek klamp dahil çeşitli klamp sensörleri mevcuttur. Voltaj Kademesi 600/1,000 V Akım Kademesi /5/10/20/50/100/200/500/1,000/3,000 A. Doğruluk (Test değeri) Voltaj: ±0.2%rdg±0.2%f.s., Akım: ±0.2%rdg±0.2%f.s.+ Klamp sensör doğruluğu, Aktif güç: ±0.3%rdg±0.2%f.s.+ Klamp sensör doğruluğuna sahiptir.
Takometre	Teclock, kapasite 10,000 d/d , %0.02 hassasiyetli ortalama el takometresi.
Servomotor ve Vana	1,370 d/d; 0.75 kW; 50 Hz; 3.6 A; 220 V; Transmisyon oranı (redüktör):1/40; DN80, PN16 sürgülü vana

3.2. Yöntem

Denemeler, S.Ü. Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları bölümü pompaj ünitesinde tesis edilmiş olup Anonim (2002)'ye göre yürütülmüştür.

3.2.1. Deneme pompası seçimi

Deneme pompası seçiminde debi değişimindeki gözlenebilirlik, maliyet, sulama sistemlerinde kullanılabilirlik, taşınabilirlik gibi ilkeler esas alınmıştır.

3.2.2. Denemelerin planlanması

Denemelerde üç değişik yöntem kullanılmıştır. Her üç yöntemde de aynı sulama santrifüj pompası ve elektrik motoru kullanılmıştır. Önce deney pompasının nominal olarak kabul edilen şebeke elektrik frekansı (50 Hz) ve nominal pompa devir sayısı (2,900 d/d) için işletme karakteristikleri elde edilmiştir. Bu elde edilen işletme karakteristiklerine göre en yüksek sistem verim noktasına karşılık gelen debi, manometrik yükseklik ve güç tüketim değerleri sırasıyla nominal debi (Q_N), nominal manometrik yükseklik (H_{mN}) ve nominal güç tüketimi (N_N) olarak tanımlanmıştır. Daha sonra sabit H_{mN} değerinde, değişken debiler elde etmek için Y1, Y2 ve Y3 yöntemleri oluşturulmuştur. Değişken debi oranları [$(Q/Q_N)*100$], her üç yöntemde de nominal debinin sırasıyla %90, %80, %70'i ve %60'ı olarak öngörülmüştür. Bunun nedeni pompanın düşük debilerde çalıştırılmasının kavitasyon ve performans açısından risk taşımasıdır (Şen, 1979; Bilgen ve Eralp, 1996; Şen, 1998; Saban, 2000; Karadoğan, 2001; Atılgan, 2002).

Deneme planı, 3 bar sabit sistem basıncı ve nominal debinin yukarıda verilen değişik debiler için yöntemlerin sistem verimini ve özgül enerji tüketimini belirlemek için kurgulanmıştır.

Deneme yöntemlerine göre deney formu Çizelge 3.2.'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Deney Formu

Deney Formu

Deneme Tarihi	**:**	**Pompa**	**:**
Ortalama Nisbi Nem	**:**	**Emme Hattı boru Çapı**	**:**
Ortalam Sıcaklığı	**:**	**Basma Hattı Boru Çapı**	**:**
Su Sıcaklığı	**:**	**Deneyi yapan**	**:**

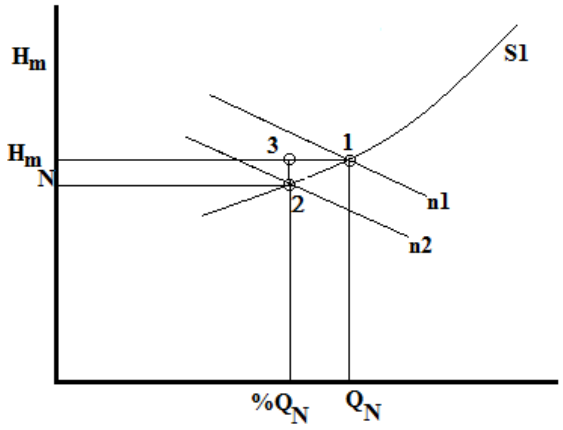
f (Hz) veya Vana Açıklığı	**Q (*l*/s)**	**P_1 (bar)**	**P_2 (bar)**	**P_e (mmHg)**	**N_1 (kW)**	**N_2* (kW)**	**H_m (m)**	**η (%)**
1								
Ortalama								
Standart Hata								
2								
Ortalama								
Standart Hata								
3								
Ortalama								
Standart Hata								
4								
Ortalama								
Standart Hata								
5								
Ortalama								
Standart Hata								
6								
Ortalama								
Standart Hata								

*: N_2 güç ölçümü sadece Y1 yönteminde kullanılmıştır.

3.2.2.1. Y1 yöntemi

Y1 yöntemi; Frekans Kontrol Cihazı (FKC) + Elektrik Motoru (M) + Pompa (P) + Hidrolik Basınç Yükseltici (HBY) temel elemanlarından oluşturulmuştur (Şekil 3.7a.).

Y1 yönteminde kısmi debileri elde edebilmek için, FKC aracılığıyla, motor dolayısıyla pompa devir sayısı n_1'den n_2'ye düşürülmektedir (Şekil 3.8.). Azalan devir sayısı ile pompa H_m-Q eğrisi aynı sistem eğrisi için (s_1), işletme noktası 1'den 2'ye gelmektedir. Böylece istenen kısmi debi elde edilmiş olmakta ancak nominal manometrik yükseklikte azalma ortaya çıkmaktadır. Oysa sulama sisteminin bu kısmi debide çalışabilmesi için işletme noktasının 3 nolu noktaya getirilmesi gerekmektedir. Y1 yönteminde işletme noktasının 2'den 3'e getirilmesi işlemi için HBY devreye alınmaktadır. Bu yöntemde 1, 2 ve 3 numaralı işletme noktalarındaki karakteristik büyüklükler (motor frekansı, pompa devir sayısı, debi, manometrik yükseklik, sulama pompası sisteminin çektiği güç, sistem verimi ve hidrolik basınç yükselticiyi tahrik eden hidrolik sistemin gücü) belirlenmektedir.

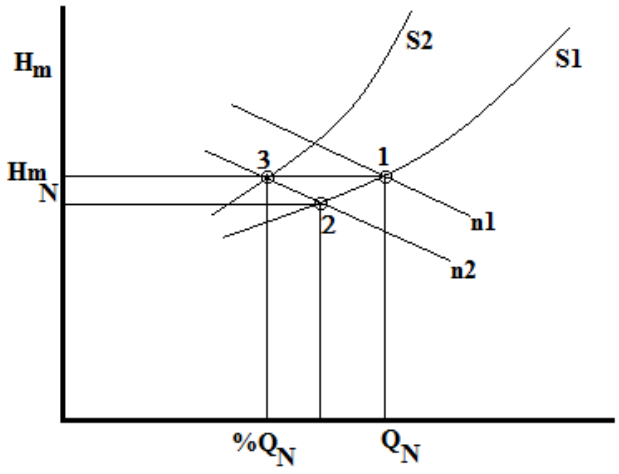


Şekil 3.8. Y1 yönteminde işletme noktası değişimi

3.2.2.2. Y2 yöntemi

Y2 yöntemi; FKC + M + P + Ayar Vanası (AV) temel elemanlarından oluşturulmuştur (Şekil 3.7b.).

Y2 yönteminde kısmi debileri elde edebilmek için de tıpkı Y1 yönteminde olduğu gibi FKC aracılığıyla, motor dolayısıyla pompa devir sayısının n_1'den n_2'ye düşürülmesi gerekmektedir (Şekil 3.9.). Azalan devir sayısı ile işletme noktası 1'den 2'ye kaymaktadır. Bu durumda debi azalmakta ancak nominal manometmik yükseklikte modern basınçlı sulama sisteminin (örneğin yağmurlama sulama sistemi) performansını azaltacak veya çalışamaz düzeyde düşmektedir. İşte Y2 yönteminde istenen işletme noktası olan 3'e taşınabilmesi için ayar vanası, servo motorlu vana ve PLC yardımıyla sistem basıncının 3 bar'a kadar kısılması ile işletme noktası H_m-Q eğrisi üzerinde sola kaydırılarak, sistem eğrisi S_1'den S_2'ye işletme noktasının 2 yerine 3'de gerçekleşmesi sağlanmaktadır. 3 nolu işletme noktasının debi koordinatının apsisi kısmi debiyi (nominal debinin yüzdesini) vermekte, ordinatı ise 3 bar işletme (sistem) basıncını sağlamış olmaktadır. Böylece devir sayısının azaltılması yoluyla elde edilen enerji tasarrufunun bir kısmı vananın kısılmasıyla yeniden sisteme geri verilmektedir. Y2 yönteminde de 1, 2 ve 3 numaralı işletme noktalarındaki karakteristik büyüklükler (motor frekansı, pompa devir sayısı, debi, manometrik yükseklik, sulama pompası sisteminin çektiği güç ve sistem verimi) belirlenmektedir.



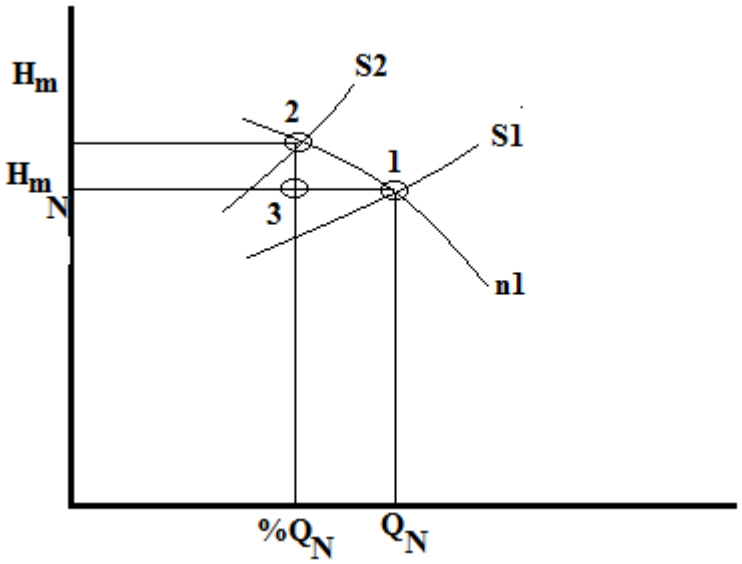
Şekil 3.9. Y2 yöntemi ile işletme noktası değişimi

3.2.2.3. Y3 yöntemi

Y3 yöntemi; M + P + AV + Basınç Düşürücü Vana (BDV) elemanlarından oluşturulmuştur (Şekil 3.7c.).

Y3 yönteminde, FKC kullanılmamaktadır. Nominal pompa devrinde (n_1) oluşan 1 nolu işletme noktası (s_1 sistem eğrisi ile n_1 devirdeki pompanın H_m-Q eğrisinin kesişim noktası) nominal işletme koşullarını içermektedir. Bu yöntemde kısmi debileri elde edebilmek için, basma hattı ayar vanası kısıldığında, işletme noktası n_1 devirdeki pompanın H_m-Q eğrisi üzerinde sola kayarak yeni bir S_2 sistem eğrisi ortaya çıkmakta ve bu durumda işletme noktası 2'de oluşmaktadır (Şekil 3.10.). Böylece istenen kısmi debi elde edilmekte ancak nominal manometrik yükseklikte artış ortaya çıkmaktadır. Y3 yöntemi istenen işletme noktası olan 3 nolu noktaya gelebilmesi için (istenen kısmi debi ve işletme basıncı) basınç düşürücü vana kullanılmaktadır.

Bu yöntemde 1, 2 ve 3 numaralı işletme noktalarındaki karakteristik büyüklükler (motor frekansı, pompa devir sayısı, debi, manometrik yükseklik, sulama pompası sisteminin çektiği güç ve sistem verimi) belirlenmektedir.



Şekil 3.10. Y3 yöntemi ile işletme noktası değişimi

3.2.3. Pompa performans göstergelerinin ölçümü

3.2.3.1. Sıcaklık ve bağıl nem ölçümü

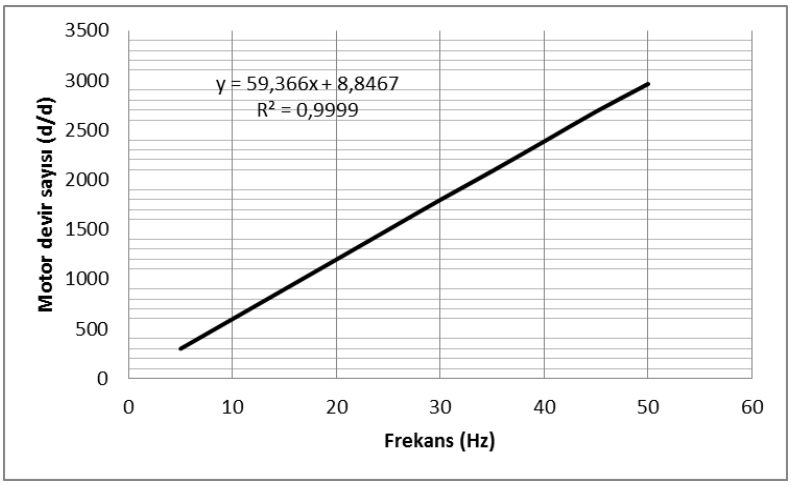
Çalışmanın yapıldığı ortamın ve kullanılan suyun sıcaklığı, cıvalı termometre; ortam bağıl nemi de higrometre yardımıyla her deneme kombinasyonunda birer kez ölçülmüştür.

3.2.3.2. Devir sayısı ölçümü

Pompa devri, elektrik motoru milinden mekanik/optik takometre ile ölçülmüştür. P elektrik kutup sayısı sabit olmak üzere elektrik şebekesi frekansı f (Hz) elektrik motoru devir sayısı n (d/d)) arasında doğrusal bir ilişki bulunmaktadır (Yavuzcan ve ark.1987; Hanson, 2000).

$$n = f * 60 / P \qquad (3.1)$$

FKC ile değiştirilen her frekans değeri için elektrik motorunun boşta çalışırken devri ölçülmüştür. Yapılan ölçümler sonucunda elektrik şebekesi frekansı ile elektrik motoru devir sayısı arasındaki değişim Şekil 3.11.' de gösterilmiştir



Şekil 3.11. FKC ile elektrik motoru (veya pompa) devri arasındaki ilişki

3.2.3.3. Debi ölçümü

Debi ölçümünde birçok yöntem kullanılabilmektedir (Tezer, 1978; Yazıcı, 1996; Balta, 2001). Bu çalışmada debi, elektromanyetik debimetre ile ölçülmüştür. Debi değerleri her ölçme noktasında üç tekerrürlü olarak m^3/h birimleriyle kaydedilmiştir. Gerektiğinde [$(m^3/h)/3,6=l/s$] birim düzeltmesi yapılarak debi *l*/s birimi ile de kullanılmıştır.

3.2.3.4. Basınç ölçümü

Basma hattı basınç ölçümü bar birimiyle hem gliserinli mekanik manometre hem de otomasyon için basınç transmitterleri yardımıyla yapılmıştır. P_1, sulama pompası çıkış pozitif basıncını, P_2 ise sistem çıkış pozitif basıncını ifade etmektedir. Santrifüj pompanın giriş (emme) hattında negatif basıncı P_e vakummetre ile mmHg birimiyle ölçülmüştür. Boru üzerine bağlanan basınç transmitteri, pano içerinde yer alan donanım ve PLC yazılımı sayesinde basınç değerleri ekrandan okunmuştur. Pozitif çıkış basınçları hem anolog manometre hem de basınç transmitteri ile ölçülmüştür.

3.1.3.5. Manometre ile vakum metre arasındaki kot farkı ölçümü

Pompa emme ve basma borusu eksenleri arasındaki yükseklik farkı (h) olup metre ile ölçülmüştür.

3.1.3.6. Şebekeden çekilen güç ölçümü

Deney standı ana panosunda, pompa sisteminin şebekeden çektiği elektriksel gücün ölçülmesinde kullanılan sayaç, watmetre ve güç analizörü olmak üzere toplam üç yöntemde yer almaktadır. Denemelerde şebekeden çekilen (N_1) gücü için sayaç yöntemi kullanılmıştır. Sayaç yöntemi ile şebekeden çekilen güç aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmaktadır (Tezer,1978; Yazıcı, 1996).

$$N_1 = (3{,}600 * n_d)/(S_s * t) \qquad (3.2)$$

Burada, N_1 şebekeden çekilen güç olup kW birimi ile ifade edilmektedir. 3600 (s/h), n_d sayaç diski devrini (devir) , S_s sayaç sabitesini (55 devir/ kWh) ve t ise n_d sayaç diski devrini s olarak tamamlama süresini ifade etmektedir.

Y1 yönteminde yer alan hidrolik güç kaynağının şebekeden çektiği güç ise N_2 kW olarak ayrı bir güç analizörü ile ölçülmüştür.

3.2.4. Hesaplamalar

3.2.4.1. Manometrik yüksekliğin hesabı (H_m)

Pompanın manometrik yüksekliği, pompa çıkışı ile girişi arasındaki enerji bileşenleri (basınç, hız ve konum enerjileri) toplamının farkı olarak tanımlanmaktadır. Buna göre, pompanın manometrik yüksekliği aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır (Tezer 1978; Hanson, 2000).

$$H_m = (10{,}2 \cdot P_1 + v^2_1/2g + h_1) - (-\,0{,}0136 \cdot P_e + v^2_e/2g + h_e) \quad (3.3)$$

Burada konum enerjisi h_1-h_e=h olup manometre ile vakummetre arasındaki kot farkıdır. Pompanın giriş ve çıkış boruları çapları eşit olduğundan süreklilik denklemi gereğince v_1 ve v_2 hızları da eşit olmaktadır. Ayrıca P_e negatif basıncı da ($-P_e$) olduğundan, yukarıdaki eşitlik sadeleştirilerek aşağıdaki forma dönüşmektedir. Burada deney standı iletim hatlarında meydana gelen düz boru sürtünme kayıpları ve armatür kayıpları ihmal edilmiştir.

$$H_m = 10{,}2 \cdot P_1 + 0{,}0136 \cdot P_e + h \quad (3.4)$$

3.2.4.2. Sistem veriminin hesabı

Sistem verimi veya etkinliği (η_s), pompanın suya verdiği hidrolik gücün (N_h), şebekeden çekilen güce (N_1) oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\eta_s = (N_h / N_1) * 100 \quad (3.5)$$

$$N_h = Q * H_m * \gamma / 102 \quad (3.6)$$

Burada, N_h pompa hidrolik gücü hidrolik (kW); H_m manometrik yükseklik (m), Q debi (L/s) ve γ sıcaklığa bağlı suyun özgül ağırlığı (kp/*l*)'dır. Suyun özgül ağırlığı 0-30 ^{0}C sıcaklıkları için 1 kp/*l* olarak kabul edilmektedir (Tezer 1978) .

3.2.4.3. Özgül hızın hesabı

Özgül hız pompa (çark) tipini belirleyen önemli bir parametredir. Özgül hız, belli bir çark geometrisi, devir sayısı için bir adet çarkın ve maksimum verim noktasına karşılık gelen değerlere göre hesaplanır. Kesin bir sınır olmamakla beraber verimlilik ve yapılabilirlilik esas alındığında özgül hız değerlerine göre pompa (çark) tipleri Çizelge 3.3.'e göre sınıflandırılabilir. Özgül hız aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır (Baysal, 1975; Tezer, 1978). Özgül hızı aynı olan pompaların birbirine geometrik ve hidrolik olarak birbirine benzediği ve benzer performans gösterdiği kabul edilir.

Çizelge 3.3. Pompa çarklarının özgül hıza göre sınıflandırılması (Baysal, 1975).

Çark tipi	Özgül hız n_q (d/d)	Özgül hız n_s (d/d)
Radyal akışlı çarklar	12–35	44–129
Karışık akışlı çarklar	36–160	130–584
Eksenel akışlı çarklar	161–400	585–1,460

$$n_q = \frac{n * \sqrt{Q}}{H_m^{3/4}} \tag{3.7}$$

Bazı kaynaklarda özgül hız n_s sembolü de kullanılabilmektedir. Bu iki gösterim arasında $n_s = 3{,}65 * nq$ ilişkisi bulunduğu gözden kaçırılmamalıdır. Burada; pompanın bir çarkı ve en iyi verim noktası için H_m (m) olarak manometrik yükseklik, Q (m^3/s) olarak debi ve n (d/d) olarak pompa mil devridir.

3.2.4.4. Benzerlik yasası

Pompalar değişik nedenlerden dolayı, işletme koşullarında tasarım devrinden farklı devirlerde çalışmak zorunda kalabilir. Tasarım devrindeki işletme karakteristikleri belli olan bir pompanın, değişik devirlerde çalıştırılması halinde karakteristiklerindeki değişim belirli ilişkilere göre (Benzeşim Yasaları) saptanabilir. Bu ilişkiler, devir sayısının %10 değişim sınırları için geçerlidir. Bu değişimlerde verim değerinin sabit kaldığı kabul edilmektedir. Pompa işletme karakteristikleri için benzerlik yasası eşitlikleri aşağıdaki yazılabilir (Baysal, 1975; Tezer, 1978; Serven, 1979; Çalışır,2009).

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Q_1}{Q_2} = \sqrt{\frac{H_{m1}}{H_{m2}}} = \sqrt[3]{\frac{N_{m1}}{N_{m2}}} \qquad (3.8)$$

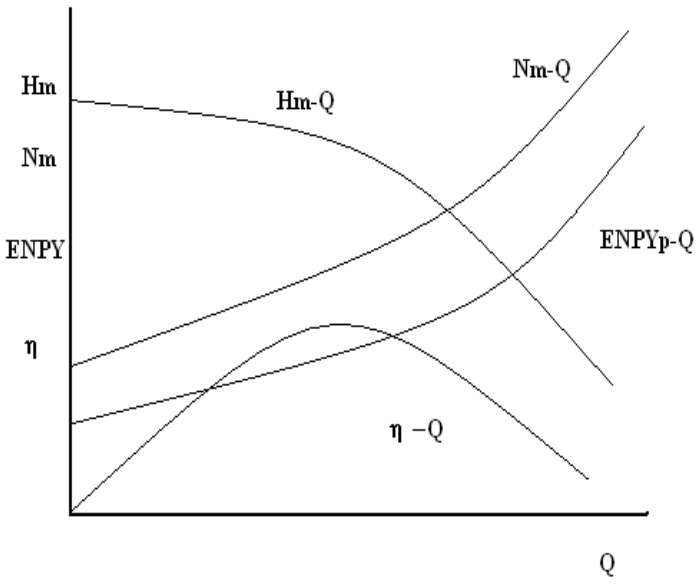
Burada, işletme noktasındaki, (2) ise yeni değeri belirtmektedir. Buna göre, pompalarda debi (Q), devir sayısı (n) ile doğru orantılıdır. Toplam yükseklik (H_m), devir sayısının karesi ile pompa mil gücü (N_m) ise devir sayısının küpü ile orantılı artmaktadır.

3.2.5. Değerlendirmeler

3.2.5.1. İstatistik ve grafik

Grafiklerin çiziminde, deneyler sırasında elde edilen ham rakamların hesaplanması, ortalaması ve standart hatalarının belirlenmesinde Excel ve Minitab paket programları kullanılmıştır (Anonymous, 1991).

Pompa karakteristik eğrileri debinin fonksiyonu olarak H_m, N, η ve $ENPY_p$ olmak üzere dört eğriden oluşmaktadır. Pompa denemeleri sabit pompa geometrisi ve devir sayısında yapılmaktadır. Eğrilerin elde edilmesinde pompa çıkış vanasının tam kapalı konumunda tam açık konumuna kadar en az yedi vana açıklığında ölçülen büyüklüklere göre belirlenmektedir. Tipik bir santrifüj pompanın karakteristik eğrileri Şekil 3.12.'deki gibi gösterilmektedir (Çalışır, 2009).



Şekil 3.12. Tipik bir santrifüj pompanın karakteristik eğrilerinin gösterimi

3.2.5.2. Enerji etkinliği

Deney pompası, 3 bar sistem basıncındaki verimi ve bu verim noktasındaki pompa işletme karakteristikleri, pompanın nominal değerleri olarak kabul edilmiştir.
Bu çalışmada anma değerlerinin dışında, kısmi debilerde (anma debisinin değişik yüzdelerinde) ve sabit işletme basıncında, kurgulanan Y1, Y2 ve Y3 yöntemlerinin uygulanabilirliliklerinin olup olmadığı ve enerji etkinliklerinin ne düzeyde olduğu araştırılmıştır. Başka bir deyişle değerlendirmelerde, nominal debi değerinin değişik yüzde oranlarında (%90, %80, %70 ve %60) sabit 3 bar işletme basıncındaki sistem verimleri esas alınarak, özgül enerji tüketimleri belirlenmiş ve karşılaştırılmıştır.

Özgül enerji tüketimi (ÖET), sabit basınçta istenen işletme noktasında ölçülen güç tüketiminin (kW), m^3/h olarak debiye oranlanarak kWh/m^3 birimi ile hesaplanmıştır (Denklem 3.9). Ayrıca özgül enerji tüketimi, denklem 3.10'da gösterildiği gibi kWh/m^4, $kWh/m^3.m$ veya Wh/m^4 birimleri ile de karakterize edilmektedir (Çalışır ve Hacıseferoğulları, 2008).

$$\text{ÖET } (kWh/m^3) = N\ (kW) / Q\ (m^3/h) \quad \text{(Sabit basınç için)} \tag{3.9}$$

$$\text{ÖET } (kWh/m^4) = N\ (kW) / Q\ (m^3/h) * H_m\ (m) \quad \text{(Genel)} \tag{3.10}$$

Yöntemlerin geliştirebildikleri hidrolik enerji kazanımları ayrıca alansal olarak da değerlendirilmiştir.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

4.1. Çalışma Ortamı Sonuçları

Denemeler süresince ortam sıcaklığı 15-29°C, bağıl nem %51-72 ve pompalanan su sıcaklığı da 13-17°C arasında değişmiştir.

4.2. Deney Pompası Deneme Sonuçları

Araştırmada kullanılan sulama pompası 50 Hz şebeke frekansında 2,963 d/d'daki deneme sonuçları Çizelge 4.1'de işletme karakteristik eğrileri de Şekil 4.1.'de verilmiştir.

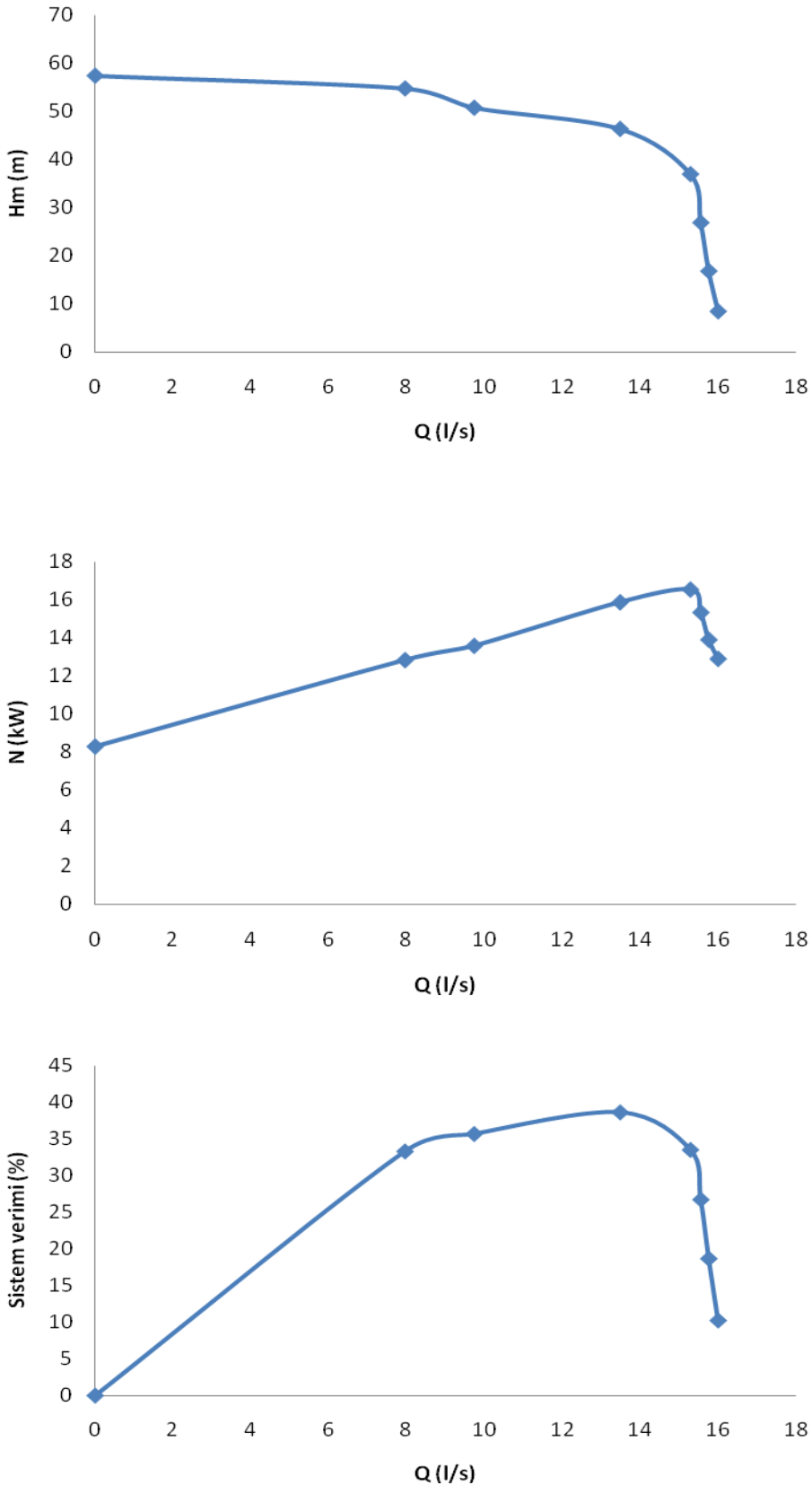
Çizelge 4.1. Deney pompası deneme sonuçları (f=50 Hz, n=2,963 d/d)

Vana açıklığı	Q (*l*/s)	P_1 (bar)	P_e (mmHg)	N_1 (kW)	H_m (m)	η_s (%)
1	0 ± 0.00	5.37 ± 0.02	120.00 ± 0.00	8.30 ± 0.00	57.41 ± 0.03	0.00 ± 0.00
2	7.96 ± 0.01	5.00 ± 0.00	200.00 ± 0.00	12.83 ± 0.03	54.72 ± 0.00	33.28 ± 0.00
3	9.74 ± 0.02	4.50 ± 0.01	280.00 ± 0.00	13.58 ± 0.03	50.71 ± 0.00	35.66 ± 0.00
4	13.49 ± 0.06	4.00 ± 0.00	331.67 ± 1.67	15.87 ±0.03	46.31 ± 0.00	38.59 ± 0.02
5	**15.29 ± 0.05**	**3.00 ± 0.00**	**391.67 ± 1.67**	**16.53 ± 0.03**	**36.93 ± 0.02**	**33.49 ± 0.05**
6	15.56 ± 0.02	2.00 ± 0.01	400.00 ± 0.00	15.33 ± 0.03	26.84 ± 0,00	26.71 ± 0.00
7	15.77 ± 0.01	1.00 ± 0.00	410.00 ± 0.00	13.90 ± 0.00	16.78 ± 0,00	18.66 ± 0.00
8	16.01 ± 0.01	0.17 ± 0.03	420.00 ± 0.00	12.90 ± 0.00	8.45 ± 0.02	10.28 ± 0.07

Çizelge 4.1. incelendiğinde pompanın debisi 13.49 *l*/s, manometrik yüksekliği 46.31 m olmuştur. Bu değerler, pompaj ünitesinin sistemden 15.87 kW güç çekilerek sağlanmıştır. Bu vana açıklığında, %38.59 değeri ile en iyi sistem verimi elde edilmiştir. Pompanın en iyi verim noktası için pompanın özgül hızı n_q=19.4 (n_s=70.8) olarak

hesaplanmıştır. Bu özgül hıza göre pompa, radyal akışlı tipte olduğu belirlenmiştir (Çizelge 3.3.).

Ayrıca çizelge 4.1'in 5. Satırında verilen işletme karakteristikleri nominal karakteristikleri ifade etmektedir. Çünkü deneme pompasının 3 bar çıkış basıncı bu vana açıklığında sağlanmıştır. Buna göre nominal değerlerin; debi, manometrik yükseklik, şebekeden çekilen güç ve sistem verimi olmak üzere sırasıyla 15.29 *l*/s; 36.93 m; 16.53 kW ve %33.49 olduğu görülmektedir.



Şekil 4.1. Deney pompası işletme karakteristik eğrileri (f=50 Hz, n=2,963 d/d)

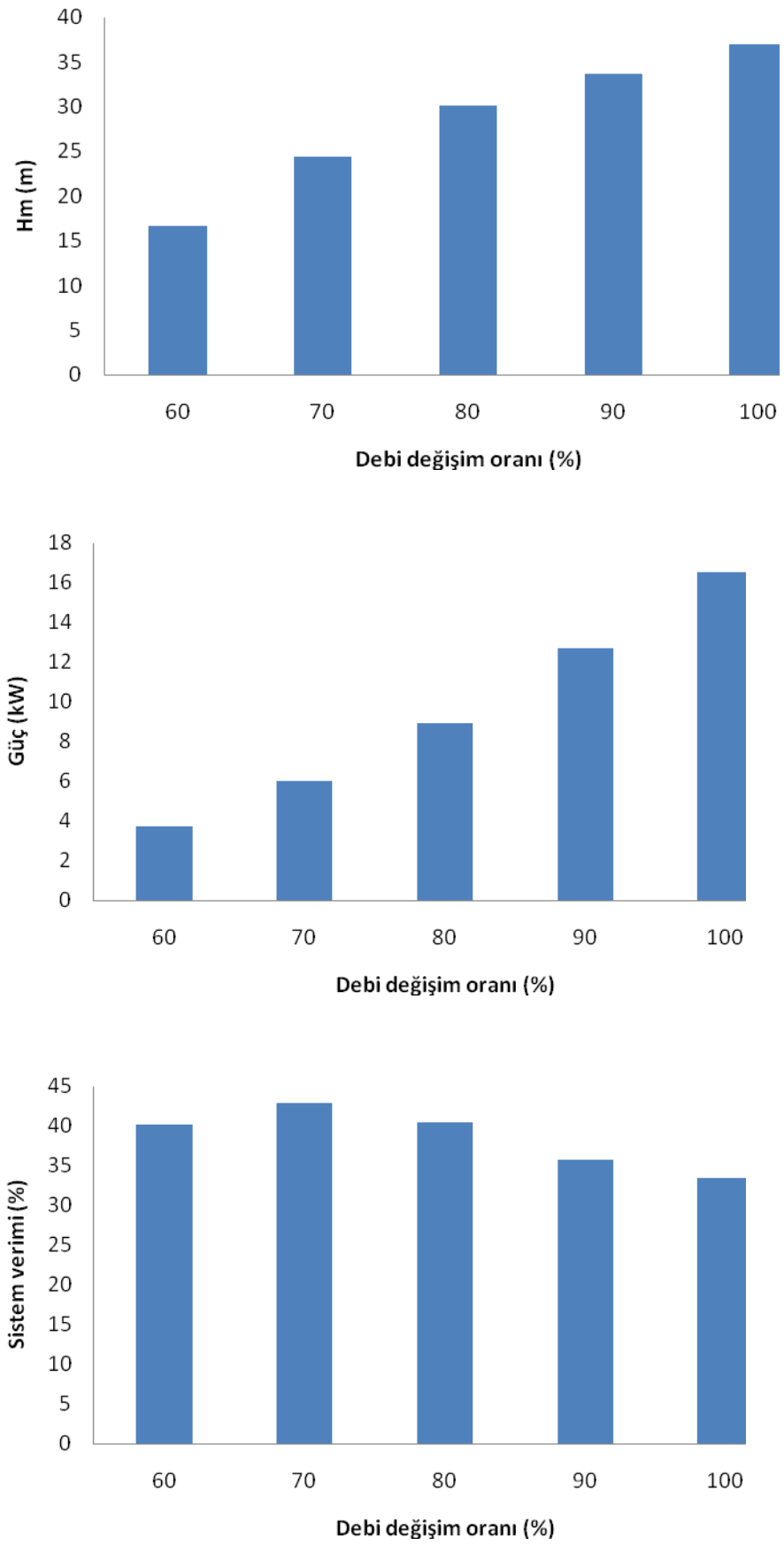
Pompa işletme karakteristik eğrileri incelendiğinde H_m-Q eğrisi yatay, N-Q eğrisi aşırı yüklü, η_s-Q eğrisi de geniş bölgede yüksek verimli seyreden karakterli eğrilere sahip olup tipik bir radyal akışlı pompa özelliği taşıdığı görülmektedir (Şekil 4.1).

Deney pompasının nominal debi [(Q/Q_N) *100] %100 ve nominal debinin %90, %80, %70 ve %60 yüzdelerinin farklı pompa devirlerinde elde edilen karakteristik değerleri Çizelge 4.2.'de, karakteristiklerin sütunsal gösterimi de Şekil 4.2.'de verilmiştir.

Çizelge 4.2. Deney pompası nominal debi ve nominal debinin yüzdelerindeki karakteristik değerleri

f (Hz)	**n (d/d)**	**Q_N göre değişim (%)**	**Q (l/s)**	**H_m (m)**	**$N_ş$ (kW)**	**ηs (%)**
50	2,963± 0.00	100	15.29± 0.05	36.93± 0.02	16.53± 0.03	33.49± 0.05
45	2,686± 0.00	90	13.78± 0.02	33.61± 0.01	12.70± 0.00	35.75± 0.01
40	2,386± 0.00	80	12.20± 0.00	30.10± 0.01	8.90± 0.01	40.46± 0.00
35	2,087± 0.00	70	10.77± 0.01	24.32± 0.00	6.00± 0.00	42.81± 0.01
30	1,798± 0.00	60	9.17± 0.02	16.64± 0.00	3.72± 0.01	40.21± 0.00

Deney pompasının devir sayısı değişimi ile işletme karakteristiklerinin değişimi arasındaki ilişki belli bir devir sayısından sonra benzerlik yasalarına uymamıştır. Bunun nedeni benzerlik yasalarının geçerliliği devir sayısı değişiminin %10 ile sınırlandırılması ve pompa veriminin değişmediği kabulünde söz konusu olmasıdır (Tezer, 1978).

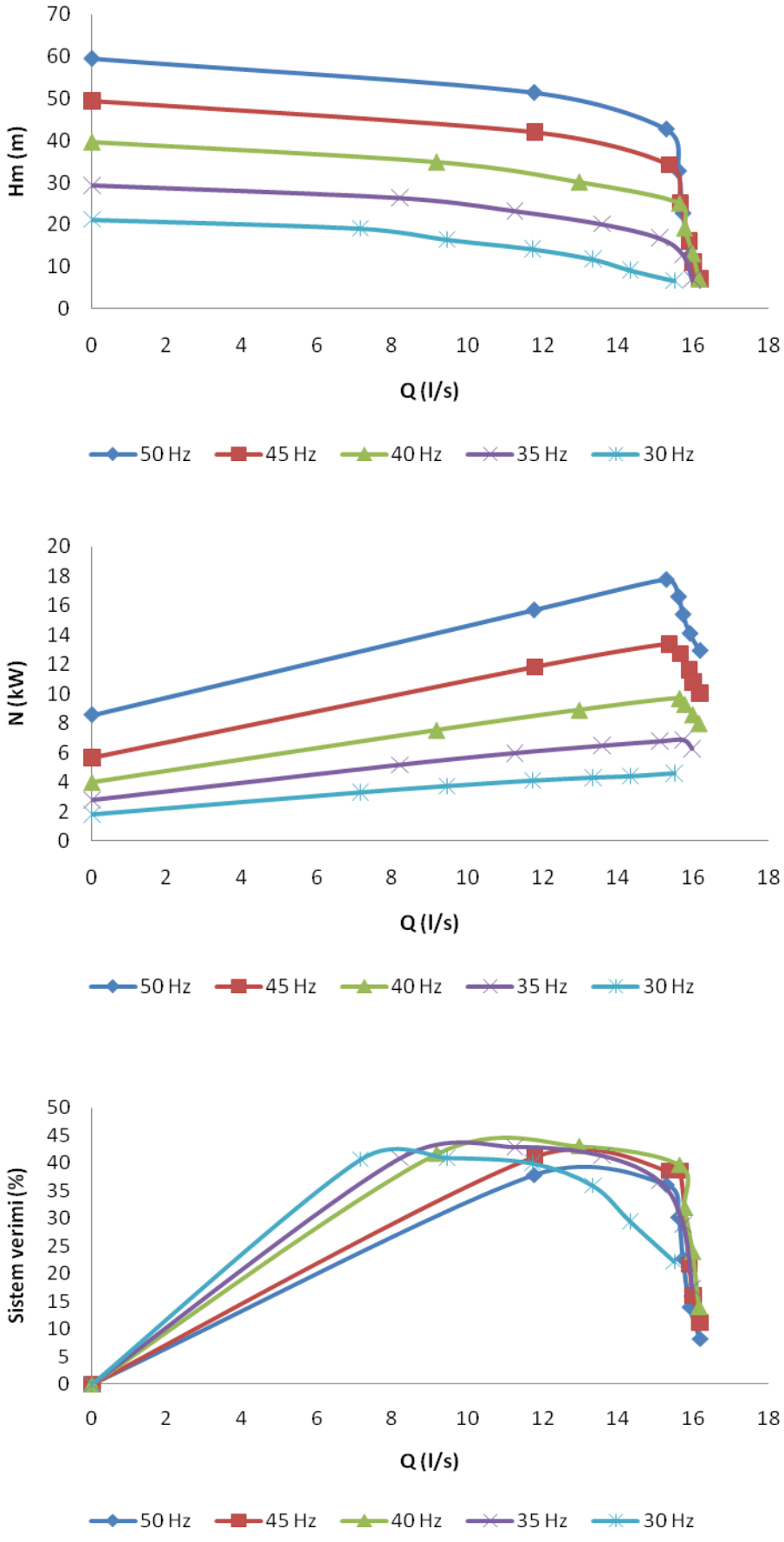


Şekil 4.2. Deney pompasının farklı debi oranlarındaki işletme karakteristiklerinin sütunsal gösterimi

Ayrıca deney pompası 50 Hz ile 30 Hz motor frekanslarında 5 farklı devir sayısında denemeye tabi tutulmuştur. Farklı pompa devri ve pompa işletme karakteristikleri Çizelge 4.3. karakteristik eğrileri ise Şekil 4.3.'de verilmiştir.

Çizelge 4.3. Deney pompasının farklı devir sayılarındaki işletme karakteristikleri

f (Hz)	n (d/d)	Vana Açıklığı	Q (*l*/s)	P_1 (bar)	P_e (mmHg)	N_1 (kW)	H_m (m)	ηs (%)
50	**2,963**	1	0.00	5.37	120.00	8.30	57.41	0.00
		2	7.96	5.00	200.00	12.83	54.72	33.28
		3	13.49	4.00	331.67	15.87	46.31	38.59
		4	15.29	3.00	391.67	16.53	36.93	33.49
		5	15.56	2.00	400.00	15.33	26.84	26.71
		6	15.77	1.00	410.00	13.90	16.78	18.66
		7	16.01	0.17	420.00	12.90	8.45	10.28
45	**2,686**	1	0.00	4.57	140.00	5.63	49.48	0.00
		2	11.80	3.60	315.00	11.80	42.00	41.17
		3	13.70	2.70	373.00	12.70	33.61	35.75
		4	15.37	1.70	420.00	13.37	24.05	27.12
		5	15.91	0.90	435.00	11.60	16.10	21.64
		6	16.01	0.40	440.00	10.80	11.06	16.08
		7	16.19	0.00	445.00	10.03	7.05	11.16
40	**2,386**	1	0.00	3.60	140.00	4.00	39.62	0.00
		2	9.17	3.00	240,00	7.53	34.86	41.62
		3	12.20	2.40	340.00	8.90	30.10	40.46
		4	15.63	1.80	420.00	9.70	25.07	39.61
		5	15.77	1.20	435.00	9.30	19.16	31.84
		6	15.98	0.60	440.00	8.60	13.10	23.87
		7	16.15	0.00	445.00	8.00	7.05	13.96
35	**2,087**	1	0.00	2.60	140.00	2.80	29.42	0.00
		2	8.19	2.20	220.00	5.20	26.43	40.84
		3	10.77	1.90	290.00	6.00	24.32	42.81
		4	13.58	1.40	360.00	6.50	20.18	41.32
		5	15.11	1.00	415.00	6.80	16.84	36.70
		6	15.74	0.60	425.00	6.90	12.90	28.85
		7	15.98	0.00	440.00	6.30	6.98	17.37
30	**1,798**	1	0.00	1.80	140.00	1.80	21.26	0.00
		2	6.12	1.50	210.00	3.30	19.16	34.83
		3	9.17	1.20	250.00	3.72	16.64	40.21
		4	11.72	0.90	300.00	4.10	14.26	39.96
		5	13.33	0.60	345.00	4.30	11.81	35.90
		6	14.32	0.30	380.00	4.40	9.23	29.44
		7	15.50	0.00	420.00	4.60	6.71	22.17



Şekil 4.3. Deney pompasının farklı devir sayılarındaki işletme karakteristik eğrileri

4.3. Y1 Yöntemi Sonuçları

Deneme pompası, Y1 yöntemine göre sisteme bağlanıp 3 bar sistem çıkış basıncında deneye tabi tutulduğunda, nominal debinin yüzdelerinde elde edilen veriler Çizelge 4.4. verilmiştir.

Çizelge 4.4. Y1 Yönteminin değişik debi oranlarında elde edilen sonuçları

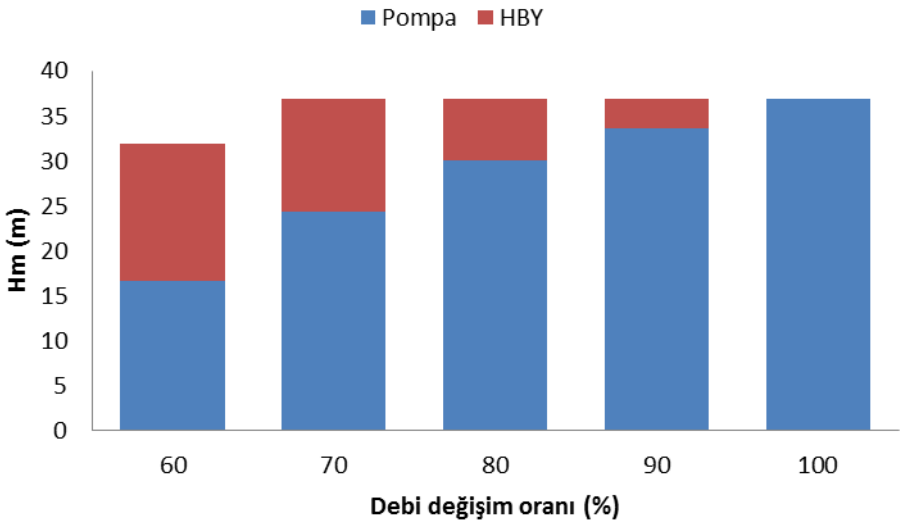
f (Hz)	n (d/d)	%Q_N	Q (*l*/s)	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_e (mmHg)	H_m (m)	HBY H_m (m)	N_1 (kW)	HBY N_2 (kW)	N= $N_1 + N_2$ (kW)	ηs (%)
50	2,963	100	15.29	3.00	3.00	391	36.93	0.00	16.53	0.00	16.53	33.48
45	2,686	90	13.70	2.70	3.00	373	33.61	3.32	12.70	6.38	19.08	26.15
40	2,386	80	12.20	2.40	3.00	340	30.10	6.83	8.90	8.75	17.65	25.03
35	2,087	70	10.77	1.90	3.00	290	24.32	12.61	6.00	10.75	16.75	23.28
30	**1,798**	**60**	**9.17**	**1.20**	**2.50**	**250**	**16.64**	**15.30**	**3.72**	**13.50**	**17.22**	**16.68**

Çizelge 4.4. incelendiğinde nominal debide, pompa devrine müdahale edilmemiş ve hidrolik basınç yükseltici (HBY) devreye alınmamıştır. Nominal debinin %90 değerinde, elektrik motorunun devri FKC ile 50 Hz'den 45 Hz'e azaltıldığında, pompa devri 2,686 d/d'e düşmüştür. Bu koşulda pompa çıkış basıncı 2.70 bar manometrik yükseklik ise 33.61 m olmuştur. Basınçlı sulama sisteminin arzu edilen işletme basıncı 3 bar'ın altına düştüğü için sulama sisteminde istenen performans alınamayacağı için devreye HBY alınmıştır. Böylece %90 sistem debisi (13.70 *l*/s) korunarak sistem basıncı HBY yardımıyla 3 bar'a yükseltilmiştir. Bu durumda HBY sisteme 3.32 m'lik ek basınç sağlamıştır. Buna karşılık, HBY şebekeden 6.38 kW şiddetinde elektriksel güç çekmiştir. Bu durumda %90 sistem debisinde Y1 yöntemi sistem verimi nominal sistem verimine göre %21.89 oranındaki azalmayla %26.15 sistem verimi değerine düşmüştür.

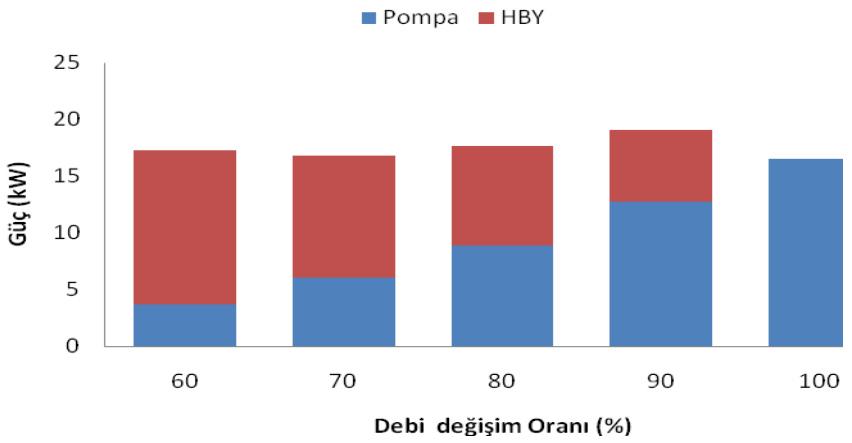
Benzer şekilde nominal debinin %80, %70 ve %60 yüzdelerinde de, HBY aralığıyla ek güç harcanarak, sisteme basınç aktarılmıştır. Buna bağlı olarak da azalan debi düzeylerinde, sistem veriminde de önemli ölçüde düşüşler görülmüştür. Nominal

sistem verimine göre en yüksek sistem verimi düşümü %30.47 ile %70'lik debi değerinde gerçekleşmiştir. Bunun nedeni, bu çalışma noktasında HBY'nin sisteme sağladığı hidrolik güçten, şebekeden daha fazla elektriksel güç çekmesi ile açıklanabilir. Başka bir ifade ile HBY, sulama pompası tarafından gönderilen suyun azalması ve bu suyun HBY silindirine sürekli olarak doldurulabilmesi için yağ hidroliği güç kaynağı daha yüksek yağ debisi ve piston hızında çalışmak zorunda kalmasından kaynaklanmaktadır. Buna kanıt olarak %60 debi oranı için HBY sistemde 36.93 m'lik manometerik yükseklik geliştirememiştir (Şekil 4.4).

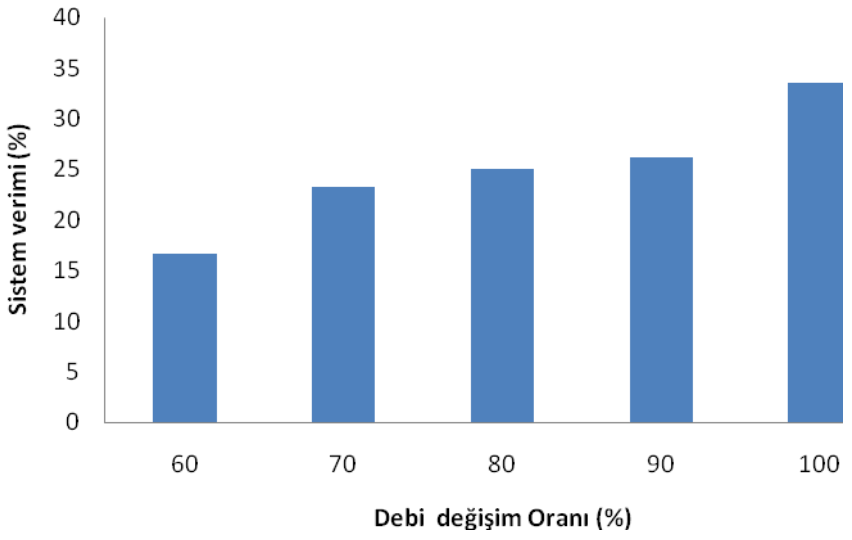
Çizelge 4.4'e göre HBY'nin debinin değişik yüzdelerinde sisteme sağladığı manometrik yükseklik değerleri Şekil 4.4. ilave güç çekimi Şekil 4.5 ve sistem verimi değişimi Şekil 4.6'da verilmiştir.



Şekil 4.4. Değişik kısmi debilerde HBY tarafından sağlanan H_m değerleri



Şekil 4.5. Değişik kısmi debilerde HBY tarafından sağlanan güç değerleri

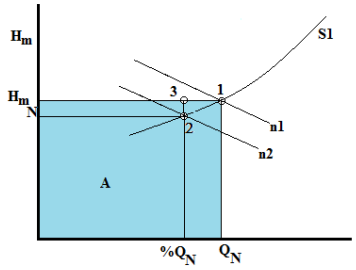


Şekil 4.6. Değişik kısmi debilerde Y1 yöntemi sistem verimi değişimi

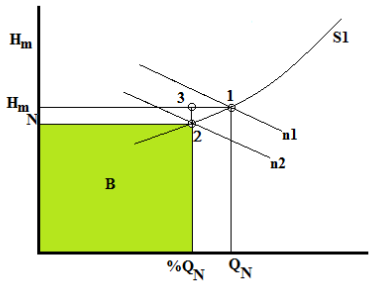
Deney pompası 50 Hz'deki koşullarda 1 nolu işletme noktasında çalışmaktadır. Bu noktada pompa tarafından geliştirilen hidrolik güç 5.54 kW veya A alanı ile ifade edilebilir (Şekil 4.7a.). Nominal debinin %90'a düşürmek için frekans 45 Hz ve pompa devri 2,686 d/d düşürülmesi gerekmektedir. Bu durumda işletme noktası 2 nolu noktada oluşmaktadır. 2 nolu işletme noktasında pompa tarafından geliştirilen hidrolik güç 4.54 kW değerine düşmektedir. Bu hidrolik güç Şekil 4.7b.'de B alanı ile temsil edilmektedir. Pompanın devir sayısı azaltılarak yapılan müdahalede hidrolik güç (A-B) 1 kW şiddetindedir. Ancak bu durumda istenilen kısmi debinin sağlanmasına karşın sulama sisteminin işletme basıncında azalma gerçekleşmiştir. Sulama sisteminin %90'lık kısmi debiyi sabit işletme basıncı olan 3 bar veya 36.93 m manometrik yüksekliğe getirilmesi için HBY devreye alınarak, işletme noktasının 3 nolu noktaya taşınmıştır. Şekil 4.7c.'da gösterilen C alanına karşılık gelen 0.45 kW şiddetinde bir hidrolik güç HBY tarafından yeniden sisteme verilmesi gerekmektedir. Böylece Y1 sistemi sabit basınç ve %90'lık kısmi debide, pompanın başlangıç koşuluna göre A-(B+C)=D alanı kadar ki bu kısmi debide 0.55 kW kadar daha düşük hidrolik güç üretme durumunda kalmaktadır (Şekil 4.7d.).

Benzer şekilde nominal debinin %80, %70 ve %60 yüzdelerinde de alansal hidrolik güç değerlendirilmesi yapılabilir. Ancak burada HBY'nin sisteme sağladığı hidrolik gücün şiddetinden daha çok bu hidrolik güç için sistemden ne kadar ek güç çektiği yani sistemin toplam verimine etkisidir ki bu değerlerde Çizelge 4.4.'de gösterilmiştir.

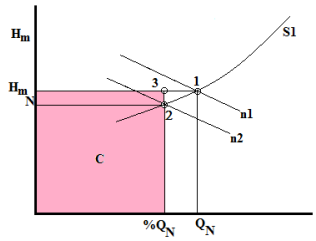
FKC ile ayarlanabilen sulama deney pompası kısmi debiler, Y1 yönteminde kullanılan hidrolik basınç yükselticisi ile istenen basınç değerine çıkarılabilmektedir. Başka bir ifadeyle 3 bar sabit basınç değerinde belli kısmi debi oranları elde edilmiştir.



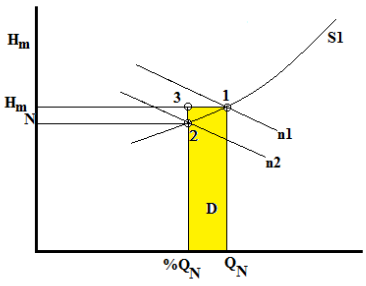
a.



b.



c.



d.

Şekil 4.7. Y1 yönteminde kullanılan basınç yükseltici hidrolik güç değişimi

Bununla beraber hidrolik basınç yükseltici, belirli bir çıkış basıncı için tasarlanması zorunluluğu bulunmaktadır. Modern basınçlı sulama sistemlerinde basınç nispeten düşük buna karşın pompa debileri oldukça yüksektir. Özellikle pompa debisinin daha büyük değerlerinde, HBY'nin piston hızı için mevcut hidrolik devre elemanları yeterliliği tartışılabilir durumdadır. Zira bu bağlamda ön denemelerde kullanılan sabit debili hidrolik pompa ve ayarlanabilir akış kontrol valfli HBY pompa tarafından gönderilen kısmi debiyi sisteme gönderebilmekte yetersiz kalmış, esas çalışmada daha büyük kapasiteli değişken debili pompa ve oransal valf kullanılmak zorunluluğu ortaya çıkmıştır. Bu bakımdan HBY genel olarak daha düşük debileri çok daha yüksek basınçlara yükseltilmesinin teknik ve ekonomiklik bakımından daha elverişli olabileceği söylenebilir. Bu yüzden deney pompası sulamada kullanılan pompaların en küçük debili pompasının seçilmesi yolu tercih edilmiştir.

Sonuç olarak Y1 yöntemi prensipte sulama pompaj tesislerinde verimli ve amaca uygun olarak kullanılabileceği öngörülebilir. Ancak daha büyük debili pompaj tesislerinde HBY tasarımı ve mevcut devre elemanlarının (özellikle hidrolik pompa ve akış kontrol valfi bakımından) kapasiteleri en büyük sınırlandırıcı faktör olarak görülmektedir.

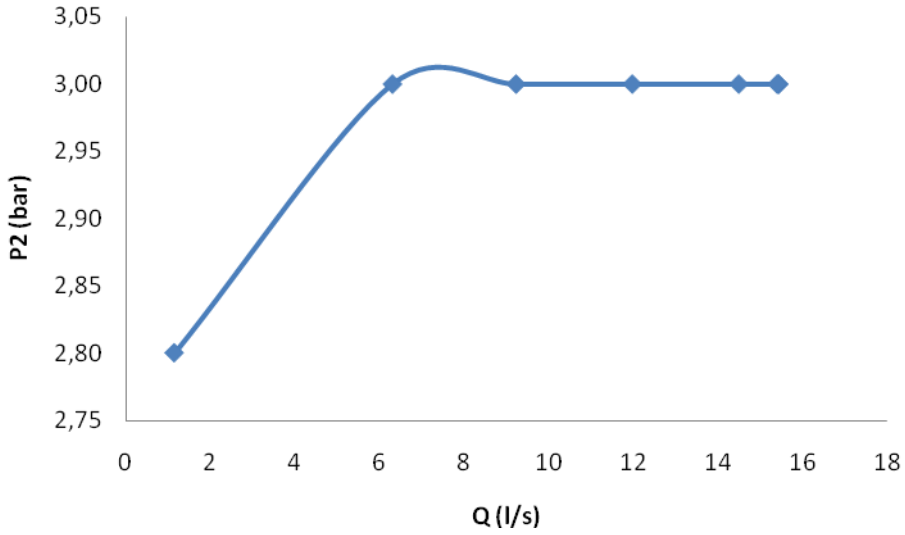
4.4. Y2 Yöntemi Sonuçları

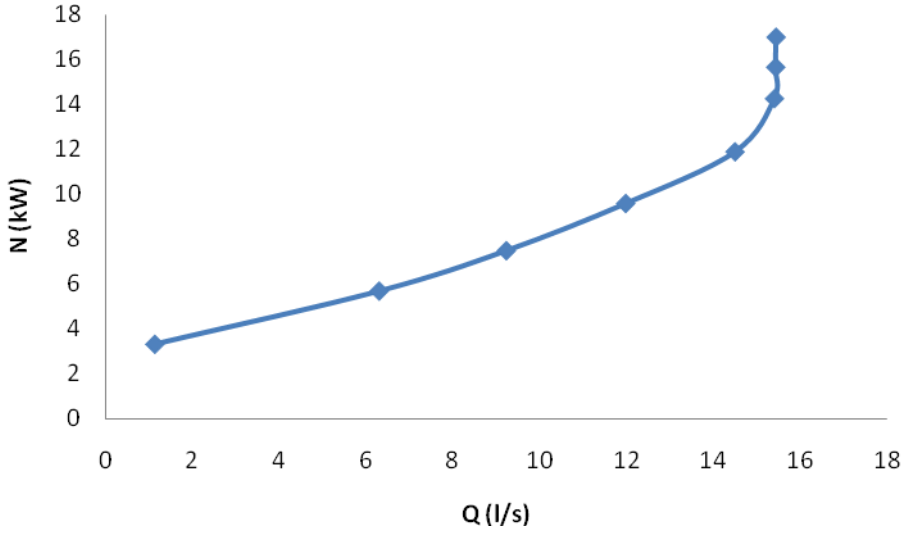
Deney pompası, Y2 yöntemine göre sisteme bağlanıp 3 bar işletme basıncında, denemeye tabi tutulduğunda elde edilen işletme karakteristik değerler Çizelge 4.5.'den elde edilen karakteristik eğrileri de Şekil 4.8.'de verilmiştir.

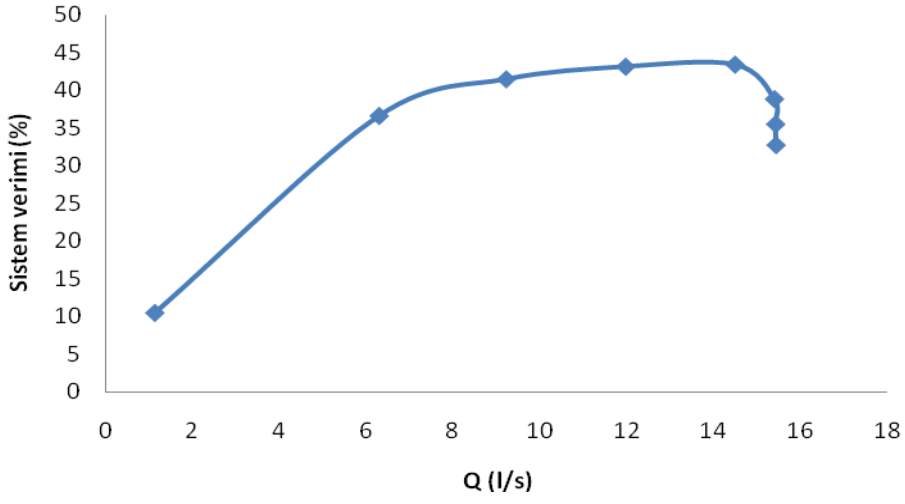
Çizelge 4.5. incelendiğinde, deney pompasının Y2 yönteminde nominal debinin %60 oranına kadar değişen debilerde ayarlandığında sabit işletme basıncını sağladığı görülmektedir. Azalan debiye bağlı olarak tüketilen gücün azaldığı, sistem verimin de nominal sistem verim değerine göre iyileştiği söylenebilir.

Çizelge 4.5. Y2 Yönteminin sabit basınçta elde edilen işletme karakteristikleri

f (Hz)	**Q (*l*/s)**	**P_2 (bar)**	**P_e (mmHg)**	**N_1 (kW)**	**H_m (m)**	**η_s (%)**
50	**15.29 ± 0.05**	**3.00 ± 0.00**	**391.67 ± 1.67**	**16.53 ± 0.03**	**36.93 ± 0.02**	**33.49 ± 0.05**
48	15.45 ± 0.00	3.00 ± 0.00	380.00 ± 0.00	15.67 ± 0.03	36.77 ± 0.01	35.51 ± 0.05
46	15.41 ± 0.01	3.00 ± 0.00	375.00 ± 0.00	14.27 ± 0.03	36.70 ± 0.00	38.86 ± 0.10
44	14.50 ± 0.02	3.00 ± 0.00	350.00 ± 0.00	11.00± 0.00	36.36 ± 0.00	43.44 ± 0.05
42	11.98 ± 0.01	3.00 ± 0.00	270.00 ± 0.00	9.60 ± 0.00	35.27 ± 0.00	43.16 ± 0.03
40	9.23 ± 0.01	3.00 ± 0.00	205.00 ± 0.00	7.50 ± 0.00	34.39 ± 0.00	41.50± 0.17
38	6.31 ± 0.02	3.00 ± 0.00	160.00 ± 0.00	5.70 ± 0.00	33.78 ± 0.00	36.63 ± 0.09
36	1.14 ± 0.02	2.80 ± 0.00	120.00 ± 0.00	3.33 ± 0.03	31.19 ± 0.00	10.45 ± 0.24







Şekil 4.8. Y2 yönteminde farklı debi yüzdelerinde işletme karakteristikleri

Deney pompası nominal koşullarda (50 Hz - 2,963 d/d) çalışırken işletme noktasında 1 no.lu noktada yani n_1 devirdeki pompanın H_m-Q ile s_1 sistem eğrisinin kesişim noktasında oluşmaktadır. Pompa devri FKC ile düşürüldüğünde işletme 2 nolu noktada yani n_2 devirdeki pompanın H_m-Q ile s_1 sistem eğrisinin kesişim noktasına kaymaktadır. 2 nolu işletme noktasında debi ve manometrik yükseklik nominal değere göre azalmaktadır. Modern basınçlı sulama sisteminin nominal basınçta çalışabilmesi için sistem çıkış vanası 3 bar değerini gösterene kadar kısılmaktadır. Bunun sonucunda işletme noktası n_2 devirdeki pompanın H_m-Q eğrisi üzerinde sola kaymakta ve 3 nolu işletme noktası meydana gelmektedir. 3 nolu işletme noktası n_2 devirdeki pompanın H_m-Q ile s_2 sistem eğrisinin kesişim noktasını oluşturmaktadır. Böylece 3 nolu işletme noktasının apsisi nominal debinin yüzdesini, ordinatı ise sabit 3 bar sistem basıncını oluşturmaktadır. n_2 devrine alınan pompada, arzu edilen sistem koordinatının elde edilmesi için servo elektrik motorlu sürgülü vana PLC yazılımı ile 3 bar basınca kadar otomatik olarak kısılmakta, 3 bar basınca erişince, 3 nolu işletme noktası ortaya çıkmış ve ilgili pompa performans değerleri ölçülmüştür. Buna göre Y2 yönteminde kısmi debilerde elde edilen işletme karakteristikleri Çizelge 4.6.'da gösterilmiştir.

Çizelge 4.6. Y2 Yönteminin kısmi debilerde elde edilen sonuçları

f (Hz)	n (d/d)	2 no.lu işletme noktası verileri					3 no.lu işletme noktası verileri				
		$[Q/Q_N]*100$	Q_1 (l/s)	H_{m1} (m)	N_1 (kW)	ηs_1 (%)	$[Q/Q_N]*100$	Q_2 (L/s)	P_2 (bar)	N_2 (kW)	ηs_2 (%)
50	2,963	100	15.29	36.93	16.53	33.49	100	15.29	3.0	16.53	33.49
48	2,844	96	14.7	34.03	16.62	29.51	90	13.70	3.0	13.85	35.81
46	2,726	92	14.1	31.26	12.87	33.58	80	12.20	3.0	11.50	38.41
44	2,607	88	13.5	28.60	11.26	33.62	70	10.77	3.0	10.25	38.04
42	2,489	84	12.9	26.06	9.80	33.63	60	9.17	3.0	8.39	37.35
40	2,370	80	12.2	23.60	8.46	33.37	50	7.65	2.9	7.42	37.33

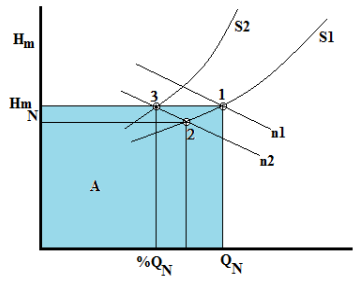
Çizelge 4.6. incelendiğinde FKC ile motor, dolayısıyla pompa devir sayısı düşürüldüğünde debi, manometrik yükseklik ve şebekeden çekilen güç azalmıştır. Buna karşın pompa veriminde önemli düzeyde değişim gerçekleşmemiştir. Bu bağlamda

pompa devir sayısı değişimi ile pompa işletme karakteristik değerler arasındaki ilişki benzerlik yasası çerçevesinde hareket ettiği görülmektedir. Ancak pompa devir sayısını azaltarak istenilen kısmi debiler elde edilebilirken modern basınçlı sulama sistemleri için gerekli işletme basıncı sağlanamaz duruma gelmektedir. Bundan dolayı istenilen işletme basıncını tekrar sağlayabilmek için sistem ayar vanasının kısılması suretiyle sistem eğrisinin eğimi artmıştır. Bunun sonucu olarak istenilen işletme basıncı sağlanmış ancak bu kez de bir önceki kısmi debi değerinde önemli düzeyde azalmalar gözlenmiştir. Örneğin motor frekansı 50 Hz'den 44 Hz'e düşürüldüğünde, pompa devri 2,963 d/d'dan 2,607 d/d'ya, debi nominal debinin %88'ine, manometrik yükseklik 36.93 m'den 28.60 m'ye gerilemiş olup vananın kısılması suretiyle yapılan müdahale sonucu basınç istenilen değere yükseltilirken kısmi debi %88'den %70'e gerilemiştir. Benzeri kısmi debi değişim farkı devir sayısı değişimi artıkça daha da artmıştır. Hatta pompa devir sayısı 2,370 d/d (40 Hz)'ya düşürüldüğünde kısmi debiler arasındaki fark %37.5'e (%80'den %50'ye) çıkmış buna karşın istenen işletme basıncı sağlanamamıştır (Çizelge 4.6.).

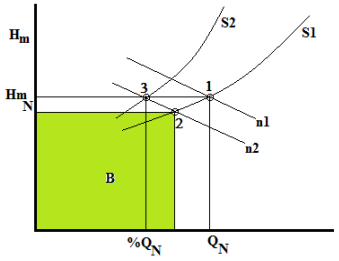
Y2 yöntemi çalışmalarında işletme noktaları arasındaki hidrolik güç değişimlerin alansal olarak bakıldığında örneğin %90 (48 Hz için, Çizelge 4.6.) kısmi debi değişimi için şu açıklamalar yapılabilir. Başlangıçta yani 1 no.lu işletme noktasında pompa tarafından geliştirilen hidrolik güç 5.54 kW veya A alanı ile ifade edilebilir. Bu nokta pompanın n1 devir sayısındaki H_m-Q eğrisi ile S_1 sistem eğrisinin kesişim noktasından oluşmaktadır (Şekil 4.9a.). Pompa devir sayısı n_1'den n_2'ye düşürüldüğünde, S_1 sistem eğrisi üzerinde aşağı doğru kayarak 2 nolu işletme noktası oluşmaktadır. Bu durumda pompa tarafından geliştirilen hidrolik güç 4.90 kW veya B alanı ile ifade edilebilir (Şekil 4.9b.). Azalan işletme basıncını nominal değere yükseltmek için, vana ile yapılan kısma işlemi sonunda işletme noktası pompanın n_2 devrindeki H_m-Q eğrisi üzerinde sola kayarak 3 no.lu işletme noktası meydana gelmiştir. 3 nolu işletme noktası için pompanın geliştirdiği hidrolik güç değeri C alansal ifade ile gösterilebilir ve şiddeti 4.96 kW düzeyinde ölçülmüştür (Şekil 4.9c.). Buna göre Y2 yöntemi ile %90 kısmi debi elde edildiğinde, 1 nolu işletme noktası olan başlangıç koşulunda %100 olan hidrolik güç, işletme noktası devir sayısı azaltılması marifetiyle 2 nolu işletme noktasına alındığında [(5.54-4.90)/5.54]*100= %11.6 düzeyinde azalmıştır. Amaca uygun şekilde ve vana kısılması yoluyla işletme noktası 3 no.lu konuma getirildiğinde; hidrolik güç başlangıç konumuna göre (1 nolu işletme noktası) [(5.54-4.96)/5.54]*100 =%10.5 azalmıştır. Başka bir ifade ile devir sayısı

düşürerek %11.6 düzeyindeki azaltılan hidrolik gücün, vana ile kısma işlemi sonucunda bu kazanımın [(4.96-4.90)/4.96]*100 =%12'i tekrar sisteme geri verilmek durumunda olmuştur. Sistem genelinde görülen hidrolik güç azatlımı 0.58 kW ve %10.5 seviyesinde [(0.58/5.54)*100]=10.5 olmaktadır. Bu durum Şekil 4.9d.'deki D alansal ifadesinden görselleştirilmiştir.

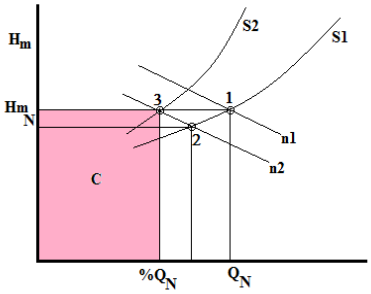
Hidrolik güç yönünden benzeri analizler diğer kısmi debi değerleri için de yapılabilir. Ancak esas değerlendirme hidrolik güç yönüyle değil de sistem verimi yönüyle yapılması gerekmektedir. Çünkü sistem verimi hidrolik güç bileşenlerinin yanı sıra bunun için tüketilen güç değerlerini de kapsamaktadır. Bu nedenle yöntemlerin birbiriyle ve kendi içindeki sistem verimi bakımından değerlendirilmesi 4.6. nolu kısımda ele alınmıştır.



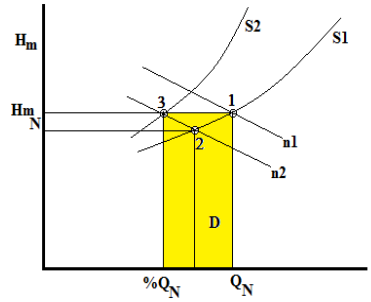
a.



b.



c.



d.

Şekil 4.9. Y2 yönteminde hidrolik güç değişimi

4.5. Y3 Yöntemi Sonuçları

Y3 yönteminde nominal debiden daha düşük kısmi debiler elde etmek istediğimizde vana ile ayarlama yapılmaktadır. Bu şekilde debi istenilen değere getirilmekte, ancak bu kez de basınç yükselmektedir. Yükselen bu basınç değerinin aynı kısmi debi için nominal basınç değerine düşürülmesi gerekmektedir. Bu amaçla kullanılan, ayarlanabilir basınç düşürücü valf devreye sokulmaktadır. İstenen işletme basıncı, basınç düşürücü valf ile ayarlanmaktadır.

Sistem çıkış basıncı (işletme basıncı), ayarlanabilir basınç düşürücü vana yardımıyla 3 bar'a ayarlandığında, deney pompasından Çizelge 4.7.'de verilen değerler elde edilmiştir.

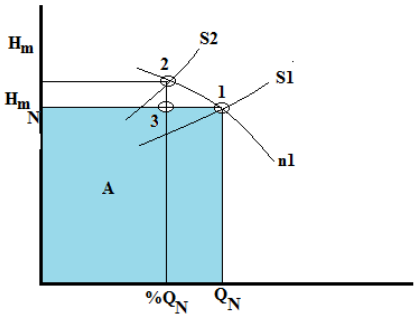
Çizelge 4.7. Y3 yöntemi ile elde edilen veriler

Vana Açıklığı	Q (*l*/s)	P_1 (bar)	P_2 (bar)	P_e (mmHg)	N_1 (kW)	H_m (m)	η_s (%)
1	9.74 ± 0.02	4.80 ± 0.00	3.00 ± 0.00	250.00 ± 0.00	14.23 ± 0.03	53.36 ± 0.00	35.80 ± 0.02
2	9.04 ± 0.01	5.00 ± 0.00	3.00 ± 0.00	215.00 ± 0.00	13.80 ± 0.00	54.92 ± 0.00	35.26 ± 0.04
3	6.81 ± 0.02	5.00 ± 0.00	3.00 ± 0.00	170.00 ± 0.00	12.17 ± 0.03	54.31 ± 0.00	29.78 ± 0.04
4	5.86 ± 0.02	5.13 ± 0.00	3.00 ± 0.00	175.00 ± 0.00	11.60 ± 0.00	55.74 ± 0.34	27.61 ± 0.11
5	4.63 ± 0.01	5.20 ± 0.00	3.00 ± 0.00	140.00 ± 0.00	10.77 ± 0.03	55.94 ± 0.00	23.58 ± 0.11
6	3.83 ± 0.00	5.23 ± 0.03	3.00 ± 0.00	140.00 ± 0.00	10.33 ± 0.03	56.28 ± 0.34	20.47 ± 0.17
7	2.50 ± 0.00	5.40 ± 0.00	3.00 ± 0.00	120.00 ± 0.00	9.60 ± 0.00	57.71 ± 0.00	14.73 ± 0.00
8	1.25 ± 0.00	5.37 ± 0.07	3.00 ± 0.00	120.00 ± 0.00	8.90 ± 0.00	57.37 ± 0.68	7.90 ± 0.05
9	0.00 ± 0.00	5.60 ± 0.00	0.00 ± 0.00	110.00 ± 0.00	8.17 ± 0.00	59.62 ± 0.00	0.00 ± 0.00

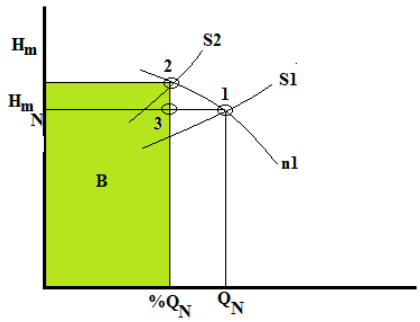
Çizelge 4.7. incelendiğinde, Y3 yönteminden elde edilebilen en büyük debi 9.74 *l*/s olup bu değer nominal debinin %63.7'sine karşılık gelmektedir. Bu bakımından bu yöntemden sabit 3 bar basınçta elde edilebilen diğer tüm debi değerleri pompanın kavitasyon oluşum sınırında debi elde edilmekte ve bu yöntemden ekonomik, sürdürülebilir bir pompaj sağlanamayacağı söylenebilir. Basınç düşürücü sistemlerin

kullanılabilirliği daha yüksek basınçlı pompaj tesislerinde daha elverişli olabileceği ifade edilebilir.

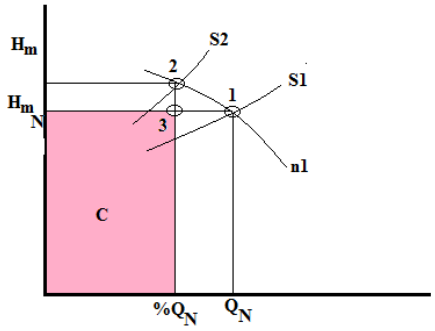
Ayrıca Y3 yöntemi, hidrolik güç alansal gösterilmesi bakımından değerlendirildiğinde şunlar söylenebilir (Şekil 4.10 a,b,c,d). 1 no.lu işletme noktasında yani S_1 sistem eğrisi ile n_1 devrindeki pompanın H_m-Q eğrisinin kesişim noktasında, Y3 yöntemi devrede olmayıp başlangıç koşullarını karakterize etmekte ve Şekil 4.10a.'daki A alanı hidrolik gücü 5.54 kW (%100)'dir. Debi oranlarını elde etmek için, vana kısıldığında n_1 devrindeki pompanın H_m-Q eğrisi üzerinde sola kayarak 2 nolu işletme noktası oluşmaktadır (Şekil 4.10b). Şekil 4.10b'de gösterilen B alanı ve 2. nolu işletme noktasının koordinatları (Çizelge 4.1/3. Satır) 9.74 *l*/s ve 50.71 m olup hidrolik güç olarak karşılığı 4.84 kW olarak hesaplanmıştır. 9.74 *l*/s'lik bu kısmi debi için modern basınçlı sulama sistemi için çok yüksek basınç sağlanmıştır. Bu basınç değerinin nominal işletme basınç değerine düşürülmesi için Y3 yönteminin ikinci ayağını teşkil eden 3 basınç indirgemeli basınç düşürücü devreye alınmış ve böylece 3 nolu işletme noktası oluşmuştur. Şekil 4.10 c.'de gösterilen C alanı hidrolik güç değeri ise 3.53 kW şiddetinde olmaktadır. Şekil 4.10 d.'de gösterilen D alanı hidrolik güç azalımı, 1 no.lu işletme noktasına göre %36.28 [[(5.54-3.53)/5.54]*100], 2 no.lu işletme noktasına göre de %27.1 [[(4.84-3.53)/4.84]*100] düzeyinde olduğu hesaplanmıştır. Başka bir deyişle, basınç düşürücü nominal debinin %63.7'indeki debi için sistem basıncını %27.1 [[(50.71-36.93)/50.71]*100] oranında ancak azaltabilmiştir.



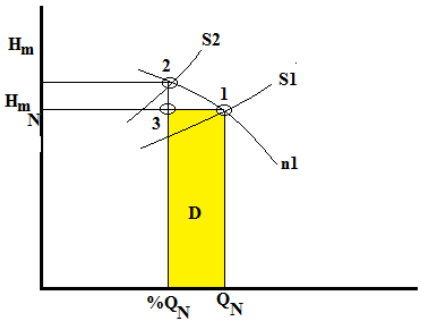
a.



b.



c.



d.

Şekil 4.10. Deneme pompasının vanası kısıldığındaki işletme noktası

4.6. Sistem verimi ve özgül enerji tüketimi

Bu kısımda pompanın nominal koşulu ve Y1, Y2 ve Y3 yöntemleri için elde edilebilen değişik debi yüzdelerindeki sistem verimi ve özgül enerji tüketim değerleri irdelenmiştir. Her üç yönteme ait sistem verimi ve özgül enerji tüketim değerleri toplu olarak Çizelge 4.8.'de gösterilmiştir.

Çizelge 4.8. Nominal ve kısmi debi yüzdelerinde yöntemlere bağlı sistem verimi ve özgül enerji tüketimi (3 bar işletme basıncı veya 36.93 m manometrik yükseklikte)

Yöntem	**Q/Q_N (%)**	**Q (*l*/s)**	**N (kW)**	**η_s (%)**	**ÖET (kWh/m^3)**	**ÖET (Wh/m^4)**
Nominal	100	15.29	16.53	33.49	0.300	8.13
Y1	90	13.70	19.08	26.15	0.387	10.47
	80	12.20	17.65	25.03	0.402	10.88
	70	10.77	16.75	23.28	0.432	11.69
	60	9.17	-	-	-	-
Y2	90	13.70	13.85	35.81	0.281	7.60
	80	12.20	11.50	38.41	0.262	7.09
	70	10.77	10.25	38.04	0.264	7.15
	60	9.17	8.39	37.5	0.254	6.88
Y3	90	-	-	-	-	-
	80	-	-	-	-	-
	70	-	-	-	-	-
	63.7	9.74	14.23	35.80	0.406	10.98

Çizelge 4.8 incelendiğinde; Y1 yöntemi azalan debi oranlarında nominal debiye göre azalan yönde daha düşük sistem verimi ve artan yönde daha yüksek özgül enerji tüketiminde çalışmıştır. Nominal debiye göre %70 debi oranında %30.49'luk bir sistem verimi ve kWh/m^3 birimiyle ifade edilen özgül enerji tüketiminde (ÖET) düşüşü görülmüştür. Ayrıca Y1 yönteminde nominal debinin %60'ında gerekli işletme basıncı da elde edilememiştir.

Bunun dışında deneme pompası, nominal debide ve basıncında 1 m^3/h debiyi 1 m manometrik yüksekliğe pompalamak için 8.13 (Wh/m^4) güç harcarken aynı nominal

basınçta debi %70'e indirildiğinde bu yöntemde gerekli olan güç 11.69 (Wh/m^4)'e yükselmektedir. Bunun anlamı %30.49 düzeyinde daha fazla güç tüketilmesidir.

Modern basınçlı sulama sistemlerinde sabit basınç, değişken debi ilkesi bakımından verimlilik ve kullanılabilirlilik açısından en elverişli yöntemin Y2 yöntemi olduğu söylenebilir. Y2 yöntemi ile nominal debinin %60'ına kadar tüm debi oranlarında nominal debiye göre daha yüksek sistem verimi ve daha düşük özgül enerji tüketimi ile pompaj yapılabileceğini ortaya koymuştur. Y2 yönteminde özellikle %80 debi oranında nominal debiye göre %15 daha yüksek sistem verimi ve daha düşük özgül enerji tüketimi sağlamıştır (Çizelge 4.8).

Y3 yöntemi kurgulanan yöntemler arasında, kullanılabilirlilik bakımından en elverişsiz yöntem olduğu söylenebilir. Çünkü istenen işletme basıncını nominal debinin sadece %63.7'de sağlanabilmiştir. Bu debi oranında, Y3 yönteminin sistem verimi ve özgül enerji tüketimi bakımından da nominal değerlere göre %6.9 düzeyinde avantaj sağladığı söylenebilir (Çizelge 4.8)

5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Günümüz dünyasında "değişken düzeyli tarımsal uygulamalar" cümlesi çok sık kullanılmaktadır. Bu bağlamda tarımsal sulama pompajında debi değiştirmek için birçok yöntemin kullanılabilirliliği söz konusudur. Bu yöntemlerde debi değiştirilince başta basınç olmak üzere diğer işletme karakteristikleri de değişmektedir. Ancak modern basınçlı sulama sistemleri olarak bilinen yağmurlama ve damlama sulama metotları, değişik debilerde fakat belirli ve sabit bir basınçta çalışması gerekmektedir.

Bu çalışmada özellikle otomasyona imkan sağlayabileceği ön görülen üç değişik yöntemin sabit basınç değişken debi koşullarında uygulanabilirliği ve verimliliği araştırılmıştır.

5.1. Sonuçlar

Y1 yönteminde, pompa devir sayısı FKC ile azaltılması sonucu, düşen sistem basıncının, HBY ile yeniden sisteme kazandırılması hedeflenmiştir. Bu amaçla bir HBY tasarlanarak, prototip imalatı yapılmış ve bu çalışmada kullanılmıştır. Y1 yöntemi ile yapılan çalışmada, 3 bar sabit işletme basıncında, nominal debinin %70'ine kadar debi elde edildiği ve azalan debi oranlarında %30.49 düzeyinde sistem veriminde azalma, özgül enerji tüketiminde de artış görülmüştür. Ayrıca aynı işletme basıncında, nominal debinin %60 debi oranı sağlanamamıştır.

Y2 yönteminde, pompa devir sayısı FKC ile azaltılması sonucu, azalan sistem basıncının, basma hattı vanasının kısılması ile yeniden sisteme kazandırılması hedeflenmiştir. Y2 yöntemi ile yapılan çalışmada, 3 bar sabit işletme basıncında, nominal debinin %60'ına kadar debi elde edildiği ve azalan debi oranlarında %15 düzeyinde sistem veriminde artış, özgül enerji tüketiminde de düşüş görülmüştür.

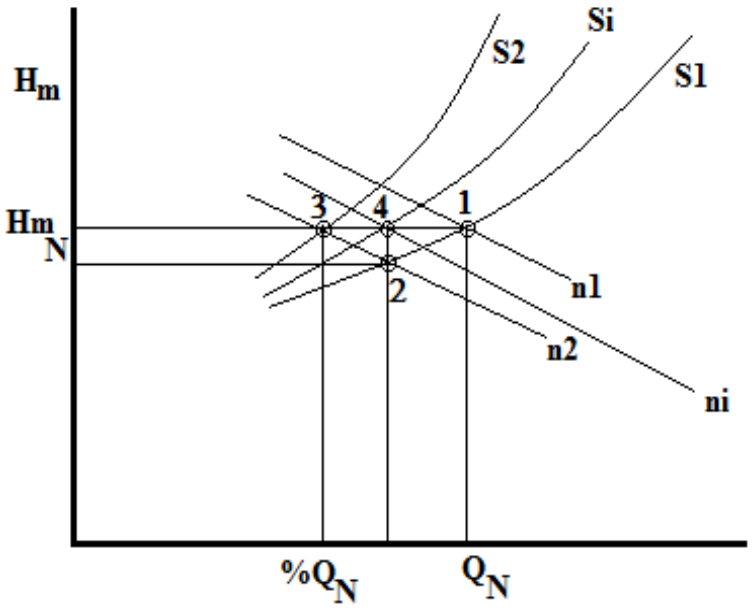
Y3 yönteminde ise pompa devir sayısına müdahale edilmeden debinin vana ile kısılarak azaltılması sonucu, artan sistem basıncının, sisteme bağlanan bir basınç dürücü marifetiyle sistemin istenen basınca düşürülmesi hedeflenmiştir. Y3 yöntemi ile yapılan çalışmada, 3 bar sabit işletme basıncında, nominal debinin ancak %63.7'si elde edilebilmiştir. Y3 yönteminin sistem verimi ve özgül enerji tüketimi bakımından da nominal değerlere göre %6.9 düzeyinde avantaj sağladığı söylenebilir.

Sonuç olarak; sabit basınç ve değişken debili sulama pompaj tesislerinde değişkenlik, kullanılabilirlik, verimlilik ve enerji tüketimi bakımından Y2 yönteminin daha uygun olduğu söylenebilir.

5.2. Öneriler

Y1 yönteminde kullanılacak pompanın çok küçük debili olması gerekmektedir. HBY, belli bir basınç değeri için imal edilmesi gerekmektedir. Hidrolik güç kaynağında değişken debili pompa ve oransal akış kontrol valfi kullanma zorunluluğu vardır. Sabit basınç ve değişken debili sulama pompaj tesislerinde değişkenlik, kullanılabilirlik, verimlilik ve enerji tüketimi bakımından Y1 yönteminin uygun olmadığı söylenebilir.

Y2 yönteminin yazılımını, Şekil 5.1.'de gösterildiği gibi 4 no.lu işletme noktasına ayarlayabilmek için, FKC ve servo motorlu vana ile debi ve basıncın istenen noktada uzlaşmasını sağlayacak sonsuz tekrarlamalı çift yönlü bir PLC yazılımının geliştirilmesi kullanılabilirlik, verimlilik ve enerji tüketimi bakımından çok daha yararlı olabilecektir.



Şekil 5.1. Y2 yönteminin daha yararlı olabileceği işletme noktası önerisi

Y3 yönteminde, debi değişim aralığı çok sınırlı kalmaktadır. Bu yöntemin sabit basınç ve değişken debili sulama sistemlerinde kullanılmasının elverişli olmayacağı söylenebilir.

KAYNAKLAR

Ackermann, K., 2003, Minimizing life cycle cost of wastewater pumps, *Engineering in Life Sciences,* 3(5), 233-236.

Anderson. H., 1986, Submersible pumps and their applicatons, Trade and technical press limited, *Modern Surrey,* SM45EW, First Edition, England.

Anonim, 2000, www.alarko.com.tr [Çevrimiçi Erişim: 18.03.2012].

Anonim, 2001, Rotodinamik Pompalar İçin ENPY (Emmedeki Net Pozitif Yük), *POMSAD Yayınları No:9*, İstanbul.

Anonim, 2002, TS EN ISO 9906 Rotadinamik pompalar-hidrolik performans kabul deneyleri, sınıf I ve sınıf II, Ankara.

Anonim, 2005, AC Induction motors platts, a division of the McGraw-Hill companies, http://www.reliant.com/en_US/Platts/PDF/P_PA_35.pdf, [Çevrimiçi Erişim: 11.05.2012].

Anonim, 2008, www.tuik.gov.tr [Çevrimiçi Erişim: 12.11.2012].

Anonim, 2012, www. dsi.gov.tr [Çevrimiçi Erişim: 26.11.2012].

Anonymous, 1991, Minitab reference manuel (release 10.1), Minitab Inc. State University Michigan.

Anonymous, 2002, KPPC, Energy efficiency for wastewater operations, http://www.kppc.org, [Çevrimiçi Erişim: 12 Ocak 2011].

Anonymous, 2004, CENEF Case studies of successful and replicable success stories of energy efficiency programs on the municipal level, A Report of Work Plan, http://www.munee.org/go.idecs?i=311, [Çevrimiçi Erişim: 15.08.2011].

Alegre, H., Baptista, J.M., Cabrera E., Cubillo, F., Duarte, P.,Hirner, W., Merkel, W. and Parena, R., 2006, Performance indicators for water supply services, *IWA Publishing*, London, 289.

Atılgan, İ., 2002, Santrifüj pompalarda kavitasyon oluşumu, karakteristikleri ve önlenebilmesi, *Türk Tesisat Mühendisleri Derneği Dergisi*, Sayı:20, 32-35.

Balta, Ş., 2001, Geleneksel ve modern debi ölçme yöntemlerinin pompalı düzenler ve pompa deneylerinde kullanımı, *4.Pompa Kongresi*, İstanbul, 154-166.

Barutçu, F., 2005, Energy saving criteria for optimal design of a pumping station serving an on-demand irrigation system, Master Science Thesis, *CIHEAM, Bari Institute*, Italy, 134.

Barutçu, F., Lamaddalena, N., and Fratino, U., 2007, Energy saving for a pumping station serving an on-demand irrigation system: A Study case,water saving in mediterranean agriculture and future research needs, options mediterraneennes, *Bari, Serie B 56(1),* 367-379.

Barutçu, F., 2011, Basınçlı sulama sistemlerinde değişken hızlı pompalarla enerji kazanım olanaklarının araştırılması, Doktora Tezi, *Çukurova Üniversitesi*, Adana.

Baysal, K., 1975, Tam santrifüj pompalar (Hesap çizim ve konstrüksiyon özellikleri), *İTÜ Kütüphanesi Sayı 1038*, İstanbul.

Bilgen, İ.H., ve Eralp, O.C.,1996, Santrifüj pompalardaki kavitasyonun deneysel incelenmesi ve analizi, *2. Pompa Kongresi*, İstanbul 98-107.

Bouabe, Z., 1996, Etude des possibilites d'economie d'energie a travers la conversion de la regulation d'une station de pompage par reservoir sureleve a la vitesse variable, (Master Science Thesis), *CIHEAM, Bari Institute,* 116.

Bower, j., Geoff, B., Houstadius, G., Warren, L., 2006, Değişken hızlı pompalama, *Europump ve Hidrolik Enstitüsü*, *Pomsad Yayınları*, Ankara.

Çalışır, S., Sungur, C., Hacıseferoğulları, H., Yıldız, M.U., 2004, Pompaj tesislerinde enerji etkinliğini iyileştirme yöntemleri, *II. Ulusal Ege Enerji Sempozyumu*, Kütahya, 431-441.

Çalışır S., Hacıseferogullar, H., and Gezer, I., 2005a, Specific energy consumption at vertical turbine deep well irrigation pumping plants, *9 th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture&27 th International Conference of CIGR Section IV: The Efficiency Of Electricity And Renewable Energy Sources*, İzmir, 270-275.

Çalışır, S., Topak, R., ve Acaroglu, M., 2005b, Specific energy consumption of motopumps in irrigation, *9 th International Congress On Mechanization And Energy İn Agriculture&27 the International Conference Of Cıgr Section IV: The Efficiency Of Electricity And Renewable Energy Sources,* İzmir, 276-280.

Çalışır, S., Acaroglu, M., and Hacıseferoğulları, H., 2005c, Determination of specific energy consumption of the centrifugal pumps used in irrigation, *4rd International Advanced Technologies Symposium*, Konya, 527–533.

Çalışır, S., 2007, The evaluation of performance and energy usage in submersible deep well irrigation pumping plants, *Agricultural Mechanization in Asia, Africa, and Latin Amerika* (AMA), Vol. 38, No.1, 9–17.

Çalışır, S., 2008, Sulama pompaj tesislerinde etkinlik, *Konya Kapalı Havzası Yer Altı Suyu ve Kuraklık Konferansı*, Konya, 270-274.

Çalışır, S., ve Hacıseferoğulları, H., 2008, Sulama pompaj tesislerinde enerji tüketimi, *S.Ü. Ziraat Fakültesi Dergisi* 22 (44), Konya, 29-32.

Çalışır, S., 2009, Sulamada pompaj tesisleri, 8.Bölüm Tarım Makineleri, Editör Prof. Dr. Gazanfer Ergüneş, *Nobel Yayın No*:1434, ISBN:978-605-395-231-2, Ankara, 351-415.

Clement, R., and Galand, A., 1979, Irrigation par aspersion et reseaux collectifs de distribution sous pression, *Eyrolles Editeur*,Paris, 182.

Duymus, E., ve Ertöz, A.Ö., 2001, Değişken devirli pompa seçimi, *4. Pompa Kongresi*, İstanbul, 24-32.

Fernandez Garcia, I.,Rodriguez Diaz, J.A., Camacho Poyato, E.and Montesinos, P., 2013, Optimal Operation of Pressurized Irrigation Networks with Several Supply Sources,*Water Resources Management Volume: 27 Issue: 8*, 2855-2869.

Frennig, L., Houstadius, G., Alfredsson, K., and Beekman, B., 2001, Pompalarda ömür boyu maliyet, *Pompsad Yayın Evi*, , XVII – XXİ., Brussels.

Hanson, B., Weıgand, C., and Orloff, S., 1996, Performance of electric ırrigation pumping plants using variable frequency drives, *Journal of Irrigation and Drainage Engineering*, 122(3), 179-182.

Hanson, B., 2000, Irrigation pumping plant (UC ırrigation and drainage specialist), *University Of California, Davis, 21-22.*

Huang, G., and Pereira, L.S., 2004, Application of electric pumpusing variable frequency drives in sprinkler and micro-irrigation, *Land and Water Management*,403-407.

Geren, N., ve Tunç, T., 2000, Su jeti kesme sistemlerinde kullanılan basınç artırıcılarda gerilme analizleri ve tasarım sınırları, *9.Uluslararası Makine Tasarımı ve İmalatı Kongresi*, Ankara.

Kang, S.,Davies, B., and Shan, L., 2004, Application of electricirrigation pumpusing variable frequency drives, *International Conference on Water-Saving Agriculture and Sustainable Use of Waterand Land Resources Location*,491-495.

Karadoğan, H., 2001, Değişken devirli pompa kullanan büyük pompa istasyonlarını bekleyen bazı sorunlar, *4. Pompa Kongresi*, İstanbul, 61-68.

Karassik, I.J., Krutzsch, W.C., Fraser, W.H. and Messina, J.P., 1986, Pumps Handbook, *By The McGraw-Hill Companies*, New York.

King, B.A. and Wall, R.W., 2000, Distributed ınstrumentation for optimum control of variable speed electric pumping plants with center pivots, *Applied Engineering in Agriculture*, 16(1), 45-50.

Konuralp, O. ve Güneş. M.T., 1998, Dik türbin pompaların testleri ve kabul esasları, *3. Pompa Kongresi ve Sergisi*, İstanbul, 16-23.

Konuralp, O., 1999, Dik türbin bir pompanın tasarımı üretimi ve çalışma koşullarının belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Orta Doğu Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Ankara.

Lamaddelena, N. and Sagardoy, J.A., 2000, Performance analysis of on-demand pressurized irrigation systems, *FAO Irrigation and Drainage Paper No* 59, Roma, 132.

Lamaddelena, N. and Khila, S., 2011, Energy saving with variable speed pumps in on-demand irrigation systems, Irrigation Science, Online, http://www.springerlink.com/content/4357mwjt123ml521/fulltext.pdf, [Çevrimiçi Erişim: 26.11.2012].

Lamaddalena, N. and Khila, S., 2013, Efficiency-driven pumping station regulation in on-demand irrigation systems, *Irrigatıon Scıence Volume:31 Issue:3*, 395-410.

Lambeth, J. and Houston, J., 1991, Adjustable frequency drives save energy. *Water Environment and Technology*, 34.

Little, K.W. and Mccrodden, B.J., 1989, Minimization raw water pumping costs using milp, *Journal of Water Resources Planning and Management*, 115(4), 511-522.

Moreno, M.A., Carrıon, P.A., Planells, P., Ortega, J.F. and Tarjuelo J.M., 2007, Measurement and ımprovement of the energy efficiency at pumping stations, *Biosystems Engineering*, 479-486.

Moreno, M.A., Planells, P., Córcoles, J.I., Tarjuelo, J.M. and Carrıon, P.A., 2009, Development of a new methodology to obtain the characteristic pump curves that minimize the total cost at pumping stations, *Biosystems Engineering*, 95-105.

Nelik, L., 1999,Centrifügal and rotary pumps (Fundamentalis with applications), *CRC Pres LLC*, Washington.

Nesbıtt, B., 2001,Variable speed pumps-are they worth the money? *World Pumps*, 26-29.

Olıveıra, D., Rıbeıro, M.C., Mantovanı, E.C., Soares, A.A., and Teıxeıra, C.A., 2004, Energy management of pumping systems in ırrigation districts, *An ASAE Meeting Presentation*, Paper No: 042288.

Orhan N., Kaya E., Çalışır S., 2012, Farklı güç ölçme yöntemlerinin pompa etkinliğine etkisi, *27. Tarımsal Mekanizasyon Ulusal Kongresi*, Samsun, 137-145.

Özgür, C., 1977, Su makineleri dersi, *İ.T.Ü. Kütüphanesi Sayı* 1081, İstanbul.

Özgür, C., ve Yazıcı H.F., 1994, Pompalar vantilatörler kompresörler, *Çeviri İTÜ Makine Fakültesi Ofset Atölyesi*, İstanbul.

Planells, P., Tarjuelo, J.M., Ortega, F. and Casanova, M.I., 2001, Design of water networks for on-demand ırrigation, *Irrigation Science*,189-201.

Planells, P., Carrıon, P.A., Ortega, F., Moreno, M.A. and Tarjuelo, J.M., 2005, Pumping selection and regulation for water distribution networks, *Journal of Irrigation and Drainage Engineering*, 131(3), 273-281.

Polat, M. ve Canbazoğlu, S., 1996, Optimum pompa sistemi seçimi ve yeni çalışma sartlarına uydurulması, *2. Pompa Kongresi ve Sergisi*, İstanbul, 34-43.

Reca, J.,Garcia, M., A.andMartinez, J.,2014, Optimal Pumping Scheduling for Complex Irrigation Water Distribution Systems, *Journal of Water Resources Planning and Management Volume: 140 Issue: 5*, 630-637.

Rocamora, C.,Vera, J. And Abadia, R., 2013, Strategy for Efficient Energy Management to solve energy problems in modernized irrigation: Analysis of the Spanish case, *Irrigation Science Volume:31 Issue:5*, 1139-1158.

Rodriguez, J.A.D, Lopez, R.L, Carrıllo, M.T.C, Montesınos, P., and Camacho, E.P., 2009, Exploring energy saving scenarios for on-demand pressurised ırrigation networks, *Biosystems Engineering*, 104(4), 552-561.

Saban, İ., 2000, Santrifüj pompalarda kavitasyon olayının incelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, *Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü,* Eskişehir.

Serven, E.J., 1979, Pompalar ve enerji tasarrufu, *1. Ulusal Pompa Kongresi*, İstanbul, 295 – 316.

Smajstrla, A.G., Harrıson, D.S. and Stanley, J.M., 2002, Evaluation ırrigation pumping systems, http://edis.ifas.ufl.edu/pdffiles/AE/AE12200.pdf, [Çevrimiçi Erişim:18.03.2012].

Stambouli, T.,Faci, J.M. and Zapata, N. 2014, Water and energy management in an automated irrigation district, *Agrıcultural Water Management Volume: 142*,66-76.

Sungur, C., 2012, Programlanabilir lojik kontrol (PLC) ve Uygulamaları, *Selçuk Üniversitesi Kitabevi,* ISBN:978-605-87478-1-4, Konya.

Şen, M., 1979, Santrifüj pompaların girişindeki ters akış ve buna etki eden dizayn parametreleri, *1. Pompa Kongresi*, İstanbul, 159-175.

Şen, M., 1998, Pompaların kavitasyon performansını iyileştirmek için ön çark uygulaması, *3. Pompa Kongresi*, İstanbul, 32-35.

Tezer, E., 1978, Sulama pompaj tesisleri (Proje seçim ve işletme yöntemleri), *Çukurova Üniversitesi Ziraat Fakültesi*, Adana.

Tezer ,E., 1979, Pompaj sulama tesislerinde basari derecesi, *1.Ulusal Pompa Kongresi*, İstanbul, 247-284.

Thorne, T., Bonn P., Bristow, D., Emnenbach, F., ve ark., 2006, Sistem verimi, *Europump yayınları*, Londra, 29-61.

Urrestarazu, L. P. and Burt, C. M., 2012, Characterization of Pumps for Irrigation in Central California: Potential Energy Savings, *Journal of Irrigation and Drainage Engineering-Asce Volume:138 Issue: 9*, 815-822

Uyan, A., 1998, Santrifüj pompa deney seti geliştirilmesi ve bir santrifüj pompanın karakteristik eğrilerinin elde edilmesi üzerine bir araştırma, Yüksek Lisans Tezi, *Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Adana.

Uz, E. ve Demır, V., 1995, Santrifüj pompalar derinkuyu pompaları dalgıç pompalar ve pompa denemeleri, *Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Ofset Basımevi*, İzmir, 57.

Walskı, T., Zımmerman, K., Dudınyak, M. and Dıleepkumar, P., 2003,Some Surprises in Estimating the Efficiency of Variable – Speed Pumps with the Pump Affinity Laws, *Proceedings of World Water and Environmental Resources Congress, Philadelphia*, 47–65.

Yalçın, K., 1998, Hacimsel ve santrifüj pompalar, *Çağlayan Kitabevi*, İstanbul.

Yavuzcan, G., Erdiler, B., ve Saral A., 1987, Ölçme tekniği, *Ankara üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yayın No:3 Ankara Üniversitesi Basımevi*, Ankara.

Yazıcı, H.F., 1979, Santrifüj pompaların denenmesi, *1.Ulusal Pompa Kongresi*, İstanbul, 247-284.

Yazıcı, H.F., 1996, Santrifüj pompaların denenmesi, *II. Ulusal Pompa Kongresi*, İstanbul, 1-15.

Yazıcı, H.F., 1998, Pompa normları hakkında, *III. Pompa Kongresi*, İstanbul, 1-9.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ender KAYA
Uyruğu : T.C.
Doğum Yeri ve Tarihi : Konya 04/02/1973
Telefon : 0332 2339293
Faks : 0332 2339394
e-mail : enderkaya73@yahoo.com

EĞİTİM

Derece		Adı, İlçe, İl	Bitirme Yılı
Lise	:	Konya Gazi Lisesi, Meram, Konya	1990
Üniversite	:	Selçuk Üniversitesi Ziraat Fakültesi Tarım Makinaları Bölümü	1995
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü Yönetim Organizasyon ABD.	2004
Yüksek Lisans	:	Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Ekonomisi ABD.	2006
Doktora	:	Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makinaları ABD.	2014

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görevi
1997-2008	Gıda, Tarım ve Hayvacılık Bakanlığı	Mühendis
2008-Devam Ediyor	Tarım ve Kırsal Kalkınmayı Destekleme Kurumu	Uzman

UZMANLIK ALANI

Kırsal Kalkınma, Tarım Makinaları ve Teknolojileri

YABANCI DİLLER

İngilizce

YAYINLAR

Kaya, E., 2004, Kamu yönetiminde performans değerlendirmesi, Yüksek Lisans Projesi, *Selçuk Üniversitesi Sosyal Bilimler Enstitüsü*.

Kaya, E., 2005, Tarımsal projeleri değerlendirilmesi, Yüksek Lisans Semineri, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.

Kaya, E., 2006, Türkiye'deki şekerpancarı politikaları ve üreticiye yansımaları; Konya ili Çumra ilçesi örneği, Yüksek Lisans, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.

Kaya, E., 2010, Pompajda değişken debi elde etme yöntemleri, Doktora Semineri, *Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*.

Çalışır, S., Orhan, N., Kaya, E., 2012, Konya bölgesinde sulama pompaj tesisleri ekonomisi, *Tarımsal Ekonomisi Kongresi*, Konya, 646-652.

Orhan N., Kaya E., Çalışır S., 2012, Farklı güç ölçme yöntemlerinin pompa etkinliğine etkisi, *27. Tarımsal Mekanizasyon Ulusal Kongresi*, Samsun, 137-145.