ÖZ

Yüksek Lisans Tezi

DÜŞEY MİLLİ DERİN KUYU SULAMA POMPALARINDA KADEME SAYISININ POMPA İŞLETME KARAKTERİSTİKLERİNE ETKİSİ

Sinan TOPRAK

Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Tarım Makineleri Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Sedat ÇALIŞIR

2007, 70 sayfa

Jüri: Doç. Dr. Sedat ÇALIŞIR
Prof. Dr. Hüseyin ÖĞÜT
Prof. Dr. Mustafa KONAK

ÖZET

Bu çalışmada, üç değişik anma çapındaki (4”, 5” ve 6”) düşey milli derin kuyu pompası, optimum devirde ve 6 farklı kademe sayısında denenmiş ve kademe sayısının pompa verimi ve verim bileşenlerine etkisi araştırılmıştır.

Araştırma sonuçlarına göre, kademe sayısının artışı, pompa genel verimini yükseltmiştir. Verimin artması, kademe sayısı artışına bağlı olarak pompanın yuttuğu güç değerlerinin artış oranının, pompanın ürettiği debi ve basınç değerlerinin artış oranından daha küçük olmasına bağlanmıştır.

Sabit debide 4”, 5” ve 6” pompaların kademe sayısı 1’den 6’ya çıkarıldığında maksimum verim değerleri üç pompada da farklı oranlarda artış göstermiştir. Bu artış oranları 4” 5” ve 6” pompalar için % olarak sırasıyla % 23.3, % 8.4 ve % 20.0 değerlerindedir.

Anahtar kelimeler: Düşey milli derin kuyu pompaları, kademe sayısı, pompa verimi, pompa işletme karakteristikleri.

ABSTRACT

MS Thesis

THE EFFECTS OF STAGE NUMBERS ON PUMP OPERATION CHARACTERISTICS IN VERTICAL LINE SHAFT DEEP WELL IRRIGATION PUMPS

Sinan TOPRAK

Selçuk University

Graduate School of Natural And Applied Sciences

Departman of Agricultural Machinery

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR

2007, Page: 70

Jury: Assoc. Prof. Dr. Sedat ÇALIŞIR

Prof. Dr. Hüseyin ÖĞÜT

Prof. Dr. Mustafa KONAK

ABSTRACT

In this research, three pumps that have different diameters (4", 5" ,6") were tested in 6 different number of stages in the optimum rpm. Effect of variation of stage number on pump efficiency was researched.

According to the results of the research, the increase on the stage number increased the overall efficiency of pumps. The increase in the overall efficiency is based on the fact that the increase in mechanic power, spent by pump, is less than the increase in the values of hydraulic power, produced by pump.

In the stable flow rates, when the stage number of three pumps (4",5",6") were increased from 1 to 6, the best efficiency points had shown different ratio increase in these three pumps. These increase ratios are at the value of, respectively, 23.3%, 8.4%, 20.0% for the pumps 4", 5" and 6".

Key words: Line shaft vertical turbine deep well pumps, stage number, pump efficiency, pumps operation characteristics.

TEŞEKKÜR

Bu çalışmanın, yüksek lisans tezi olarak düzenlenmesinde, yürütülmesinde ve değerlendirilmesinde yardımını esirgemeyen saygı değer hocam
Doç. Dr. Sedat ÇALIŞIR'a, beni bilimsel çalışmaya teşvik eden ve maddi, manevi desteklerini esirgemeyen çok kıymetli dedem
PANÇAOĞLU Mehmet TOPRAK Beyefendiye, babam
PANÇAOĞLU Yavuz TOPRAK Beyefendiye ve tüm PANÇAOĞLU ailesine
sonsuz teşekkürlerimi sunarım…

Sinan TOPRAK
Konya, 2007

İÇİNDEKİLER

ÖZ ..... **i**
ABSTRACT ..... **ii**
TEŞEKKÜR ..... **iii**
İÇİNDEKİLER ..... **iv**
SEMBOLLER ..... **vi**
ŞEKİL DİZİNİ ..... **viii**
ÇİZELGE DİZİNİ ..... **x**
1. GİRİŞ **1**
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI **6**
3. MATERYAL VE METOT **14**
3.1. Materyal **14**
3.1.1. Çalışmada kullanılan pompaların bazı teknik özellikleri **14**
3.1.2. Pompa deney ünitesinin genel özellikleri **16**
3.1.3. Denemede kullanılan cihazların bazı teknik özellikleri **21**
3.2. Metot **22**
3.2.1. Deneme pompalarının seçimi **22**
3.2.2. Kademe sayısının belirlenmesi **22**
3.2.3. Denemelerin yürütülmesi **23**
3.2.4. Ölçümlerin yapılması **29**
3.2.4.1. Devir ölçümü **29**
3.2.4.2. Debi ölçümü **30**
3.2.4.3. Basınç ölçümü **30**
3.2.4.4. Kuvvet ölçümü **30**
3.2.4.5. Statik ve dinamik seviye ölçümü **31**
3.2.4.6. Sıcaklık ve bağıl nem ölçümü **32**
3.2.5. Hesap ve değerlendirme **32**
3.2.5.1 Güç hesabı **32**
3.2.5.2. Manometrik yükseklik hesabı **34**
3.2.5.3. Pompa verim hesabı **35**

3.2.5.4. Özgül hız hesabı 36
3.2.6. Pompa karakteristikleri ve değerlendirme 37
3.2.7. İstatistiksel Analiz 39
4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI 40
4.1. Çalışma Ortamı Sonuçları 40
4.2. Pompaların İşletme Karakteristikleri 40
5. TARTIŞMA 50
5.1. Kademe Sayısının Özgül Hıza Etkisi 52
5.2. Kademe Sayısının Verime Etkisi 54
5.2.1. Kademe sayısının hidrolik güce etkisi 57
5.2.1.1. Kademe sayısının manometrik yüksekliğe etkisi 58
5.2.1.2. Kademe sayısının debiye etkisi 60
5.2.2. Kademe sayısının mekanik güce (N_{pyg}) etkisi 62
6. SONUÇ VE ÖNERİLER 65
7. KAYNAKLAR 67

SEMBOLLER

(AOD)	Amplifikatör okuma değeri	mV
(b_1)	Çark giriş genişliği	mm
(b_2)	Çark çıkış genişliği	mm
(d_g)	Çark göbek çapı	mm
(d_{mil})	Pompa tahrik mili	mm
(D)	Boru Çapı	m
(D_1)	Çark giriş çapı	mm
(D_2)	Çark çıkış çapı	mm
(F)	Kuvvet	N
(g)	Yer çekimi ivmesi	m/s^2
(Hk)	Basınç kaybı	m
(Hm)	Manometrik yükseklik	m
(Hmi)	Kademe başına düşen (Hm)	m
(Hs)	Statik su seviyesi	m
(Hd)	Dinamik kuvvet	m
(i)	Kademe sayısı	Adet
(k)	Şekil kayıp katsayısı	
(Σk)	Şekil kayıp katsayıları toplamı	
(L)	Kuvvet kolu	m
(L_{boru})	Boru uzunluğu	m
(M)	Moment	Nm
(n)	Devir	min^{-1}
(ns)	Özgül hız	min^{-1}
(N)	Güç	kW
(Ni)	Bir kademe başına düşen güç	kW
(N_t)	Tesisin yuttuğu güç	kW
(N_{pyg})	Pompanın yuttuğu güç	kW
(N_m)	Motorun boşta yuttuğu güç	kW
($N_{hidrolik}$)	Hidrolik güç	kW

(Pb)	Pozitif basınç	bar
(Q)	Debi	*l/s*
(Q_A)	Sınır debi	*l/s*
(Q_{opt})	Optimum debi	*l/s*
(r)	Korelasyon katsayısı	
(U_2)	Çark çıkışındaki çevre hızı	m/s
(V)	Hız	m/s
(z)	Kanat sayısı	Adet
(Δ)	Hs ve Hd arasındaki fark	m
(λ)	Sürtünme katsayısı	
(η)	Verim	%
(γ)	Suyun özgül ağırlığı	kp/dm^3
(Ψ)	Boyutsuz basınç katsayısı	

ŞEKİL DİZİNİ

Şekil 1.1. Tipik bir derin kuyu pompaj tesisi ..... (2)
Şekil 2.1. Pompa tiplerinin sınıflandırması ..... (9)
Şekil 2.2. Pompaların akış tipine göre sınıflandırma şeması ..... (10)
Şekil 3.1. Pompa çarkı ..... (15)
Şekil 3.2. Kademeli bir derin kuyu pompası ..... (16)
Şekil 3.3. Deney standı ..... (18)
Şekil 3.4. Deney standı genel görünümü ..... (18)
Şekil 3.5. Pompa başlık grubu ..... (19)
Şekil 3.6. Pompa başlık grubu genel görünümü ..... (19)
Şekil 3.7. Kuvvet ölçüm düzeni ..... (20)
Şekil 3.8. Kuvvet ölçüm düzeninden bir görünüm ..... (20)
Şekil 3.9. Eksenel açıklık ayar mekanizması ve bağlantı zinciri ..... (24)
Şekil 3.10. Dayama yüzüğü ve segman bağlantısı ..... (25)
Şekil 3.11, a, b, c. Kademe sayısının değişim aşamaları ..... (27)
Şekil 3.12. Frekans (hız) kontrol cihazı kalibrasyon eğrisi ..... (29)
Şekil 3.13. Bası dinamometresine ait kalibrasyon eğrisi ..... (31)
Şekil 3.14. Elektrik motorunun boşta çalışırken yuttuğu gücün devir ile değişimi ..... (33)
Şekil 3.15. Pompa çark biçimleri ile özgül hız arasındaki ilişki ..... (37)
Şekil 4.1. 4” Pompanın 3050 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki Hm~Q eğrileri ..... (42)
Şekil 4.2. 4” Pompanın 3050 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki N~Q eğrileri ..... (43)
Şekil 4.3, 4” Pompanın 3050 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki η~Q eğrileri ..... (43)
Şekil 4.4. 5” Pompanın 2400 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki Hm~Q eğrileri ..... (45)
Şekil 4.5. 5” Pompanın 2400 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki N~Q eğrileri ..... (46)

Şekil 4.6. 5" Pompanın 2400 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki η~Q eğrileri..... (46)
Şekil 4.7. 6" Pompanın 1600 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki Hm~Q eğrileri ..... (48)
Şekil 4.8. 6" Pompanın 1600 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki N~Q eğrileri ..... (49)
Şekil 4.9. 6" Pompanın 1600 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki η~Q eğrileri..... (49)
Şekil 5.1. Sabit debide kademe sayısı artışıyla özgül hız değişimi. ..... (53)
Şekil 5.2. Sabit debide, kademe sayısı artışıyla maksimum verim değişimi. ..... (55)
Şekil 5.3. Sabit debide, kademe sayısı artışıyla bir kademe başına düşen manometrik yükseklik değişimi. ..... (58)
Şekil 5.4. Tam açık vana konumunda kademe sayısı artışıyla debi değişimi. ..... (61)
Şekil 5.5. Sabit debide, kademe sayısı artışıyla kademe başına düşen güç değişimi. ..... (63)

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge 1.1 Sulamada Kullanılan Pompa İstatistikleri..... (4)
Çizelge 3.1, Pompa Çarklarının Teknik Ölçüleri..... (15)
Çizelge 3.2, Denemede Kullanılan Ölçüm Cihazlarının Ve
Ekipmanların Bazı Teknik Özellikleri ..... (21)
Çizelge 3.3, Deney Kayıt Formu..... (28)
Çizelge 3.4, Özgül Hıza Göre Pompa/Çark Tipleri ..... (37)
Çizelge 3.5, Deneme Değerlendirme Formu..... (38)
Çizelge 4.1, 4" Pompanın 3050 min^{-1}, 6 Kademe Sayısında
Deneme Sonuçları ..... (41)
Çizelge 4.2, 5" Pompanın 2400 min^{-1}, 6 Kademe Sayısında
Deneme Sonuçları. ..... (44)
Çizelge 4.3, 6" Pompanın 1600 min^{-1}, 6 Kademe Sayısında
Deneme Sonuçları ..... (47)
Çizelge 5.1, Maksimum Verim Noktadaki Karakteristikler ..... (50)
Çizelge 5.2, Maksimum Verim Noktasına En Yakın Sabit
Debideki Pompa Karakteristikleri..... (52)
Çizelge 5.3, Sabit Debide, Kademe Sayısı İle Özgül Hız
Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r). ..... (54)
Çizelge 5.4, Sabit Debide, Kademe Sayısı İle Maksimum Verim
Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r). ..... (55)
Çizelge 5.5, Kademe Sayısının Maksimum Pompa Verimi
Üzerindeki Etkisi İçin Yapılan Varyans Analizi ve
LSD Testi Sonuçları..... (56)
Çizelge 5.6, Sabit Debide, Kademe Sayısı ile H_{mi} Arasındaki
Korelasyon Katsayıları (r)..... (59)
Çizelge 5.7, Kademe Sayısı İle TAVQ Arasındaki Korelasyon
Katsayıları (r). ..... (61)
Çizelge 5.8. Sabit Debide, Kademe Sayısı İle Güç Değişimi
Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r). ..... (63)

1. GİRİŞ

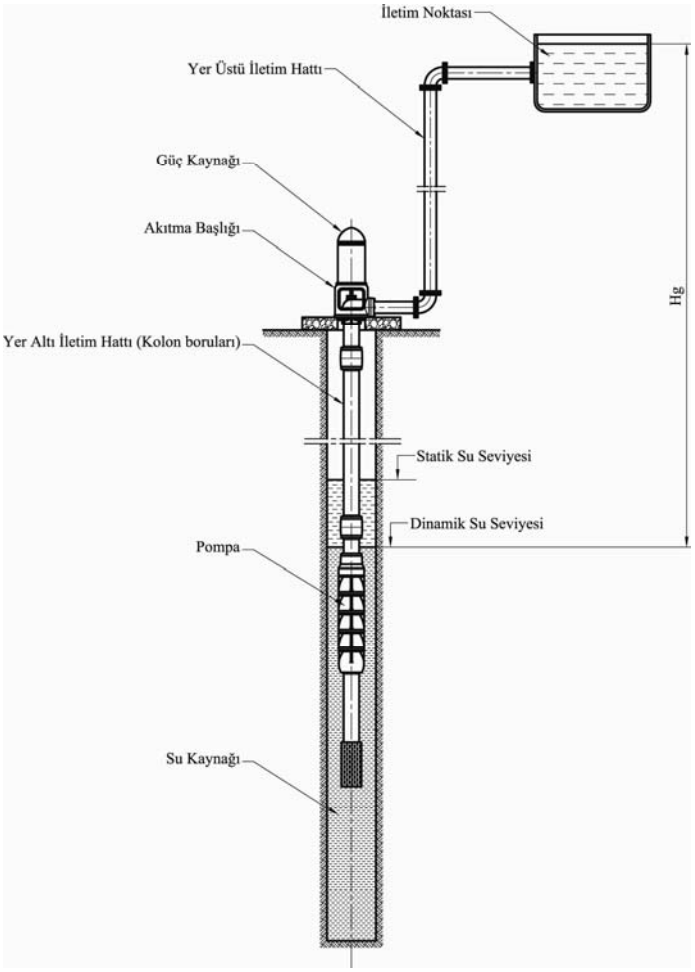
Enerji, ülkemizin öncelikli meselelerinden biridir. Dünyadaki kullanılan enerji kaynakları, artan ihtiyacı yakın bir gelecekte karşılayamayacaktır. Artan nüfusa ve gelişen sanayiye bağlı olarak enerji ihtiyacı hızla artmakta ve yakın bir gelecekte yeni kaynakların keşfedilememesi veya bilinen kaynakların geliştirilememesi halinde enerji ihtiyacının karşılanması imkânsız hale gelecektir. (Acaroğlu 2003, Köse 2002) Bu yüzden, en azından bilinen enerji kaynaklarının verimli ve tasarruflu kullanılması gerekmektedir. Bu yaklaşım, enerji üretimi bakımından en kolay ve ucuz yöntem olarak önerilebilir. Ülkemizde toplam enerji tüketiminin tarım sektörüne düşen kısmı 2 951 MTPE değeriyle %5.1 lik bir paya sahiptir (Anonim, 2006).

Ülkemiz yüzölçümünün yaklaşık 1/3'ü olan 28 milyon ha'ı tarımsal amaçlı kullanılan toprak kaynakları olup ekonomik olarak bunun 8.5 milyon ha'ı sulanabilir niteliktedir. 2004 yılı sonu itibariyle bu alanın ancak 4.9 milyon ha'ı (%53'ü) sulanabilmiştir. Benzer şekilde ülke su kaynaklarımız, 14 milyar m^3/yıl yeraltı suyu olmak üzere toplam 114 milyar m^3/yıl kullanılabilir su potansiyele sahip olmasına karşın, 8 milyar m^3/yıl yeraltı suyu olmak üzere toplam 40 milyar m^3/yıl (%35'i) su tüketilebilmiştir. Bu tüketimin yaklaşık %75'i tarımda kullanıldığı tahmin edilmektedir (Anonim 2007a, Kara 2005, Dumlu ve ark. 2006).

Tarımda, en yoğun enerji tüketimi, sulama için kurulan pompaj tesislerinde ortaya çıkmaktadır. Tarımda kullanılan enerji girdilerinin başında; iklim özellikleri, toprak tipi, bitki cinsi, sulama yöntemi, su kaynağı, pompa ve güç kaynağı gibi etkenlere bağlı olmakla beraber sulama suyu kaynaklı doğrudan enerji girdisi (yakıt, elektrik vs) gelmektedir (Çalışır ve ark. 2004). Konya, özellikle derin kuyu sulama pompaj tesislerinin en yoğun olduğu ilimizdir. 2006 yılı Konya ili toplam elektrik enerjisinin yaklaşık %20'sinin tarımsal sulama amaçlı pompaj tesisleri tarafından tüketilmiş olması bunun en önemli göstergesidir (Başaran, 2007).

Tarımsal sulamada değişik yöntemler (yüzey, yağmurlama ve damla sulama) kullanılmaktadır. Bu yöntemlerden yağmurlama ve damla sulama, basınçlı sulama yöntemleri olup, kullanımlarında mutlaka pompaj tesislerine ihtiyaç duyulur.

Tipik bir derin kuyu sulama pompaj tesisi Şekil1.1'de verilmiştir. Pompaj tesisi, suyun kaynaktan alınarak tarlaya iletilmesinde kullanılan pompa, motor ve iletim hattı donanımları gibi mekanik araç ve gereçleri içermektedir. Pompaj tesisinin tasarımı, seçimi, kurulumu, işletim ve bakımı önemli mühendislik konularıdır. Sulama pompaj tesisinin temel amacı; sulanacak bitkinin yetişme döneminde ihtiyaç duyduğu sulama suyunun, yağışlarla karşılanamayan kısmının yapay yollarla, zamanında, yeterli miktarda, en az enerji tüketimi ile bitki kök bölgesine iletmeyi sağlamaktır.



Şekil 1.1. Tipik bir derin kuyu pompaj tesisi

Artan nüfusa paralel olarak, tarımsal üretimin artırılması gerektiği kaçınılmazdır. Tarımsal üretimin artırılmasında da sulama teknolojisinin etkisi tartışılmaz düzeydedir. Sulanamayan tarımsal alanlarımız ve kullanılabilir su potansiyelimizin oranı önemli boyuttadır. Hem kurulu hem de işletmeye yeni alınacak (kurulacak) olan sulama pompaj tesislerimizin toplam verimlerinin yüksek düzeyli olmasına dikkat edilmesi gerekmektedir. Çünkü sulama amaçlı pompaj tesislerinde kurulu toplam motor gücü, tesislerin yıllık çalışma süresi ve enerji kaynağının birim enerji bedeli dikkate alındığında gerek işletme gerekse ülke bazında çok büyük enerji tüketim değeri ortaya çıkarmaktadır (Çalışır ve Konak, 1998).

Enerji tüketimine etki eden parametrelerden, tesis motor gücü; pompaj debisi, manometrik yükseklik ve tesis toplam veriminin fonksiyonudur. Motor ve pompalar sadece enerji tüketmek için değil, enerji dönüşümünü en iyi şekilde yapmaları için tasarlanıp, imal edilmektedir. Telden suya aktarılan enerji olarak bilinen tesis verimi ya da toplam verim, motor, pompa ve varsa güç aktarma düzeni verimlerinin çarpımından oluşur. Bu tesis elemanlarının her birinin verimlerinin yüksek düzeyli olmasının yanı sıra, sulama sistemi geometrisi ile de iyi bir uyum sağlamalıdır. Uygun bir seçim ve işletim gerçekleştirilemediği durumda, çalışma sırasında tesis verimi önemli düzeyde olumsuz yönde etkilenmektedir. Eğer işletmenin teknik ve ekonomik yapısı uygun ise motor enerji kaynağı olarak elektriğin, motorine tercih edilmesi zorunludur. Bunun nedeni şöyle açıklanabilir. Bir litre dizel yakıt ve yağın enerji eşdeğeri yaklaşık 40,035 Mj/*l* (veya 11,12 kWh/*l*) olduğu bilinmektedir. Başka bir deyişle bir litre dizel motoru yakıtı, 1 kWh'lik elektrik enerjisinin yaklaşık 11,12 katına karşılık gelmektedir. Başlangıçta birim dizel yakıtı lehine olan bu durum, önce motor verimleri bakımından yaklaşık 3 kat, sonra birim enerji satın alma bedeli bakımından ise yaklaşık 15 kat elektrik enerjisi lehine dönüşmektedir. Çünkü ortalama olarak, elektrik motorlarının verimleri %90 iken dizel motorların verimleri %30 düzeyinde bulunmaktadır. Ayrıca 2005 yılı itibariyle ülkemizde birim dizel yakıtının satın alma bedeli 2.25 YTL/*l*, elektrik enerjisinin birim satın alma bedeli ise 0.15 YTL/kWh seviyelerindedir. Sonuçta ise Türkiye koşullarında birim elektrik enerjisi, birim dizel yakıt enerjisinden 4 kat daha avantajlı duruma geçmiştir (Çalışır, 2007a).

Konunun ülkemiz açısından iki boyutu vardır. Birinci boyutu su; ikinci boyutu ise enerji kullanımını etkin hale getirebilmektir. Bu amaçla yeni önlem ve teknikler üzerinde durulması gereklidir. Burada suyun etkin kullanımı konusu değil, tesis enerji etkinliğini etkileyen unsurlardan, pompa üzerinde durulacaktır. Sulamada değişik tipte pompalar kullanılmaktadır. Enerji planlaması ve imalat projeksiyonu bakımından hiçbir anlam ifade etmese de, sayısal gösterge olarak Türkiye İstatistik Kurumu (TUİK) 2005 yılı verilerine göre sulamada kullanılan pompa tipleri ve sayıları Çizelge 1.1'de verilmiştir.

Çizelge 1.1 Sulamada Kullanılan Pompa İstatistikleri (Anonim, 2007b)

Sulamada Kullanılan Pompa Türü	Sayı (adet)
Santrifüj pompa	96572
Motopomp (Termik)	196687
Motopomp (Elektrik)	157873
Derin kuyu pompası	103540
Yağmurlama tesisi	197908
Damla sulama sistemleri	149792

Pompa işletme karakteristiklerine etki eden değişik faktörler üzerinde farklı ve çok sayıda bilimsel çalışmalar yapılmıştır. Ancak, kademe sayısının pompa işletme karakteristiklerine etkisi üzerine, bazı teorik yaklaşımlar ve katalog bilgilerinin dışında herhangi bir bilimsel çalışmaya rastlanmamıştır. Su kaynağının yeraltı suyu olması ve yeraltı su seviyesinin gün geçtikçe derinlere çekilmesinden dolayı derin kuyu sulama pompaj tesislerinde yüksek basınçlı pompalara gereksinim duyulmaktadır. Bu yüksek basıncı karşılamak için pompanın ya çark çapını büyültmek ya da devri yükseltmek gerekmektedir. Çark çapını büyültmeyi, kuyu çapı; devir sayısını yükselmeyi de motor devri sınırlandırdığından; bu basınç gereksinimi ancak kademe sayısı artırılarak sağlanabilmiştir. Kademe sayısının artırılması, aynı karakterli pompaları birbirine seri olarak bağlaması olayıdır da denile bilir.

Çalışmada, üç değişik anma çapındaki düşey milli tip derin kuyu sulama pompasında kademe sayısının, pompa işletme karakteristiklerine etkisinin araştırılması amaçlanmıştır.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Yazıcı (1962), gerekli toplam manometrik basma yüksekliği bir tek çark tarafından temin edilemeyecek kadar büyük ise iki veya daha fazla çarkın seri olarak bağlana bileceğini, böyle durumda ikinci çarkın, emişini birinci çarkın çıkış tarafından yapacağını bildirmişlerdir.

Yazıcı (1966), yaptığı pompaj tesisi hesaplarında, birbirinin aynı iki pompanın seri bağlanması durumunda bir pompanın işletme noktasında sahip olduğu verim ve debiyi değiştirmeksizin manometrik yüksekliği iki katına çıkarmıştır. Yazar aynı kitabında, özgül hız değerleri büyüdükçe verimin büyüyeceğini ve aynı özgül hız değerindeki pompalardan büyük olanının veriminin büyük olacağını belirtmiştir.

Baysal (1975), hesaplanan özgül hız değerinin; belli bir devir için verilen sınır özgül hız değerlerinden küçük çıktığında pompanın kademeli yapılmasının uygun olabileceğini bildirmiştir. Kademeli pompalarda toplam dinamik yüksekliğin kademe sayısına (i) bölünerek özgül hızın hesaplanması gerektiğini, böylece çark başına özgül hızın ($i^{3/4}$) kat artırılabileceğini ifade etmiştir. Ancak, kademeli pompanın, tek kademeli pompaya göre daha pahalı olacağını; ekonomiklik nedeniyle özellikle imal edilecek pompa sayısı az ise ve verimin önemsenmediği durumlarda pompanın her şeye rağmen tek kademeli olarak yapılması gerektiğini vurgulamıştır. Yazar ayrıca, pompanın kademeli olarak yapılması durumunda, iki kademe yerine en az üç kademeli olarak yapılması gerektiğini de ifade etmiştir. Bunun nedenini, ilk kademesinin çıkış koşulları, ikinci kademenin giriş koşullarını olumsuz yönde etkilediği, devreye eklenen üçüncü bir kademenin bu olumsuzluğu ortadan kaldırdığını belirtmiştir.

Özgür (1977), manometrik yüksekliğin; küçük 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 zamanda özgül hızın küçüleceği ve buna bağlı olarak da çark kanallarının daralacağını ve verimin düşeceğini ifade etmiş

ve bu yüzden hidrolik olarak seri bağlı ve aynı mil üzerine tespit edilmiş çarklardan oluşan çok kademeli pompaların yapıldığını rapor etmiştir. Yazar, pompanın kademeli yapılması durumunda, her kademenin girişinde suyun enerjisi bir evvelki kademe çıkışındaki suyun enerjisine eşit olduğu için pompanın manometrik yüksekliği beher kademenin manometrik yüksekliklerinin toplamına eşit olduğunu bildirmiştir. Ayrıca, kademeli pompalarda verimin tek kademeli santrifüj pompaya nazaran daha düşük olacağını; bunun nedenleri arasında kademeden kademeye geçerken oluşan kayıplar ve kademeler arası kaçak debi ve dengeleme diskinin yuttuğu enerjinin sayılabileceğini vurgulamıştır.

Tezer (1978), santrifüj pompalarda tek çarkın sağlayabileceği basıncın sınırlı olduğunu, bunun kıyaslama terimi olarak kullanılan özgül hızın değerinin hesaplandığı eşitlikten de anlaşılacağını, bu eşitlikte belli bir debi ve devir için manometrik yüksekliğin artırılmasının, özgül hız değerini küçülteceğini; özgül hızı küçük olan pompalarda ise verimin düşük değerlerde kaldığını belirtmiştir. Bunun nedenini, çark çapının büyümesi ve kayıpların artmasına bağlamıştır. Bu nedenle pompadan belli sınırlar içinde daha yüksek bir basınç istendiğinde, çarkları birbirine seri bağlı pompaların kullanılması gerektiğini belirtmiştir. Derin kuyu pompalarının çevre hızının 30 m/s ile sınırlı olduğunu, özgül hızın kademeli pompalarda beher çark için ve en yüksek verim noktasındaki değerlere göre hesaplandığını vurgulamıştır. Yazar, özgül hızın (ns); debi ($\frac{m^3}{s}$), her bir kademenin manometrik yüksekliği (m) ve devir (min^{-1}) birimi kullanarak aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanabileceğini ve saniyede 1 metre küp debiyi kademe başına 1 metre toplam yüksekliğe basacak bir modelin maksimum verim sağlayacak şekilde döndüğü dakikadaki devir olarak tanımlanabileceğini ifade etmiştir.

$$ns = 3{,}65 \times \frac{n \times \sqrt{Q}}{\left(\frac{Hm}{i}\right)^{3/4}} \quad \text{..... (1)}$$

Yazar, ayrıca konu ile ilgili olarak şu saptamaları bildirmiştir.

Kademeli pompalarda her ne kadar çarklar arasındaki geçitlerde bir miktar kayıp meydana gelirse de, yüksek basınçların tek kademede sağlanamaması nedeni ile bu kayıpların varlığının zorunlu olarak kabul edilmesi gerektiği,

Derin kuyu pompalarının özel olarak açılan derin kuyularda yeraltı su kaynaklarından su temini için kullanıldığı,

Derin kuyu pompaları türbin –difüzör gövdeden dolayı- pompa olarak da adlandırıldığı,

Derin kuyu pompalarının kademeli yapıldığını,

Derin kuyu pompalarında, en azından kademenin girişindeki ilk çark, çalışırken devamlı suya batık durumda olması gerektiği, böyle olunca da statik emme yüksekliğinin bulunmadığını,

Pompanın kuyu içindeki su düzeyine kadar indirilmesi nedeni ile pompaya güç iletiminin iki yolla yapıldığı,

"1 - Motor ünitesi kuyu dışında ve yeryüzündedir. Düşey bir mil ile güç pompa çarkına iletilir. Bu tip pompalara "düşey milli tip derin kuyu pompaları denilir.

2 - Özel yapılmış elektrik motoru pompaya özel bir elemanla direkt bağlanarak suya indirilir. Bu tip pompalara dalgıç tip derin kuyu pompaları denilir."

Derin kuyu pompalarında kullanılan çarkların genellikle karışık akışlı tipte olduğunu,

Kuyu çapının sınırlı olması ve kademe sayısını artırılabilir olması, çarkların karışık akışlı yapılmasına neden olduğunu,

Derin kuyu pompalarında kademe sayısının, çalışma koşullarına göre 50 ye kadar çıkabileceğini,

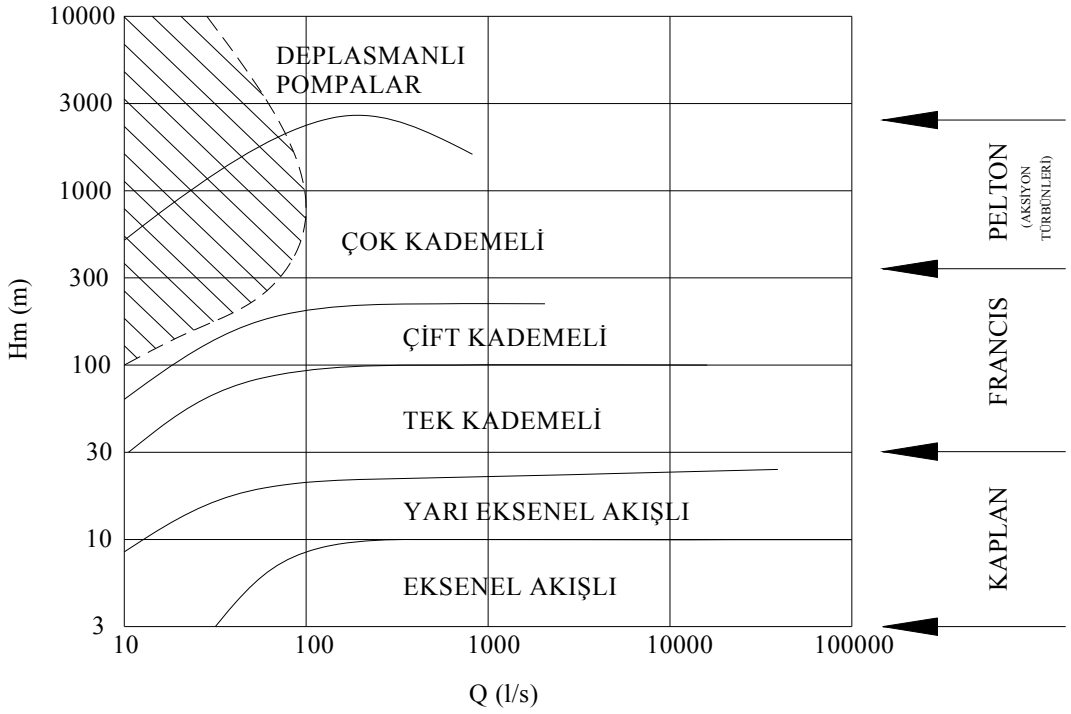
Düşey milli derin kuyu pompalarında ve dalgıç pompalarda çarkların bir mil üzerine seri olarak dizildiğini,

Her bir çarkın dışında suyu yönlendiren ve çarkları birbirinden ayıran difüzör gövdenin bulunduğunu,

Kademe sayısının pompa hesabında, basma yükseğine etki ettiğini, dolayısıyla özgül hız değerine ve pompanın tipinin belirlenmesinde etkili olduğunu belirtmiştir.

Serven (1979), sulama pompaj tesislerinde sistem veriminin doğru sistem tasarımı, uygun pompa ve güç kaynağı seçimi ve iyi bir bakım-işletim ile %30'lar düzeyinde iyileştirilebileceğini vurgulamıştır.

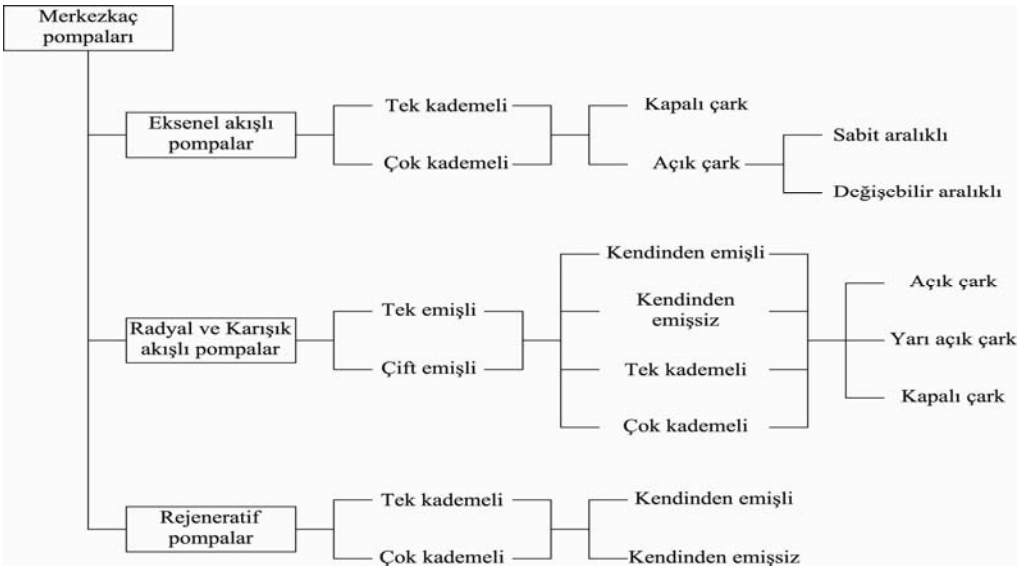
Anderson (1986), pompa tiplerinin çalışma alanlarını Şekil 2.1'deki gibi sınıflandırmıştır. Buna göre francis tip pompaların manometrik yükseklik aralığının 30m ile 300m arasında olduğunu vurgulamıştır.



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 (Şekil 2.2). Ayrıca yazarlar, birbirinin aynı iki

pompanın kademeli yapılması durumunda bir pompanın maksimum verim noktasındaki debisinin sabit kalacağını, ancak basıncın iki katına çıkacağını belirtmişler ve 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 belirtmişlerdir.



Şekil 2.2. Pompaların akış tipine göre sınıflandırma şeması (Karassik ve ark. 1986)

Stepanoff (1993), düşey türbin pompaların çoğunlukla sulama amaçlı olarak derin kuyulardan su temininde kullanıldıklarını ve kademeli yapılmalarının yüksek derecede başarılı ve çok verimli olduğunu belirtmiştir.

Özgür ve Yazıcı (1994), yüksek basınçlı çarklar veya büyük çevre hızlarına sahip olan küçük özgül hızlı çarkların, büyük emme yüksekliklerinde kullanılamadıklarını, bu durumda ekseriyetle çok kademeli pompaları veya çift girişli çarkları kullanmak gerektiğini belirtmişlerdir. Yazarlar, kademeli sistemdeki enerji kayıplarının, her bir kademe için çark ve gövde arasındaki kaçak debinin ve

gövdedeki kanallarda hareket eden akışkanın sürtünme kayıplarının toplamından oluştuğunu vurgulamışlardır.

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 belirtmişlerdir.

Ertöz (1996), yatay milli kademeli pompalarda, eksenel kuvvetleri dengelemek ve pompanın rijitliğini sağlamak için pompaların çok uzun yapılmasından kaçınılarak kademe başına basma yüksekliğinin fazla olmasının tercih edildiğini belirtmiştir. Yatay milli pompalar yerine dik milli pompalar kullanıldığında pompanın rijitliğinin sağlanması ve eksenel kuvvetlerin dengelenmesi problemlerinin ortadan kalktığını vurgulamış, bu tip pompaların kolaylıkla çok kademeli yapılarak istenilen basma yüksekliğini yüksek verimlerde elde etmenin mümkün olduğunu belirtmiştir.

Polat ve Canbazoğlu (1996), pompaj sistemlerinde akışkana enerji kazandırmak yani Hm'i artırmak için pompaların genellikle seri bağlandığını, bir pompanın basma yüksekliği Hm ise seri konumdaki birbirinin tamamen aynısı iki pompanın basma yüksekliğinin 2Hm olmasının beklendiğini, ancak işletme noktasındaki basıncın 2Hm değerinden bir miktar daha az olabileceğini vurgulamışlardır.

Yalçın (1998), kademeli pompalarda, sürtünme kaybı düşünülmediğinde birbirinin tamamen aynı (i) sayıdaki seri kademeli bir santrifüj pompanın, pompa çıkışındaki toplam basınç enerjisini $Hm = i \times Hm_i$ eşitliği ile hesaplanabileceğini belirtmiştir. Yazar, pompaya kademe eklenmesiyle devir sayısı değişmeksizin, sistemin işletme noktasının sağa ve yukarıya doğru taşınacağı ve böylelikle basma yüksekliği artarken debinin ve veriminde artacağını, ayrıca geliştirilen enerjinin bir kısmının da kademeler arasında iletilen suyun sürtünmesiyle kaybolacağını belirtmiştir. Ayrıca, yapılan deneylerde, pompa genel veriminin özgül hızın fonksiyonu olduğunu, küçük özgül hızlı pompalarda önemli ölçüde verimin düştüğünü, özgül hızın doğrudan bir çarkı ilgilendirdiğini, bu yüzden pompa kademeli olarak yapıldığında her bir çarkın sağlayacağı Hm, toplam Hm in kademe sayısına (i) bölünmesiyle elde edilen bir değer olduğunu belirtmiştir. Kademe sayısı arttıkça pompaj tesisinde işletme noktası değişeceğini ve bu değişimin debinin

artması yönünde olacağını, dolayısıyla özgül hız değerinin de artacağını ve verimde artış gözleneceğini belirtmiştir.

Konuralp (1998), pompa testlerinde pompanın yuttuğu güç ölçümünün doğrudan ya da dolaylı yapılabileceğini belirtmiştir. Doğrudan güç ölçümünün bir pompa ile sürücü arasına bir dinamometre yerleştirilmek suretiyle yapılabileceğini ya da dolaylı olarak pompanın şebekeden yuttuğu akım şiddetine ve elektrik motorunun katalogundaki verim değerleri yardımıyla hesaplanabileceğini belirtmiştir.

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 olacağını belirtmiştir.

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 kadar düşük çıktığını belirtmiştir.

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 belirtilmiştir.

Hanson (2000), derin kuyu sulama pompaj tesislerinde karşılaşılabilecek bir çok sorunu, sorunun pratik tespit yöntemlerini, çözüm ve verim iyileştirme yollarını belirtmiştir.

Gökelim (2001), Bir birinin aynı iki pompanın seri bağlanmasıyla pompa Hm~Q eğrisini oluşturan Hm değerlerinin, aynı debi için iki kat artırılarak tespit edileceğini ve bu noktalardan geçen eğrinin iki pompanın toplam Hm değeri olacağını belirtmiş. Sabit bir iletim hattı yük kaybı eğrisi için işletme noktasının sağa kayacağını ve seri bağlı pompaların yeni oluşan işletme noktasındaki Hm ve Q değerlerinin tek pompanınkinden büyük olacağını belirtmiştir.

Richel (2002), bir pompa sisteminde birbirinin aynısı iki pompanın seri veya kademeli yapılmasının debiyi değiştirmeksizin, basıncı iki katına yükselteceğini belirtmiştir. Ayrıca türbin tip pompaların kademeli yapılmak için çok iyi olduklarını vurgulamıştır.

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 (1.76 kWh/m^3); AC elektrik motoru ile tahrik edilen tiplerde ise 1.86 Mj/m^3 (0.52 kWh/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 (0.79 kWh/m^3) düzeyinde belirlendiğini vurgulamışlardır.

Çalışır ve ark. (2005c), sulamada kullanılan değişik anma çaplarındaki (Ø 75 – Ø 150) yatay milli kademesiz santrifüj pompaların ortalama özgül enerji tüketim değerinin PTO tahrikli tiplerde 1.28 Mj/m^3 (0.36 kWh/m^3); AC elektrik motoru ile tahrik edilen tiplerde ise 1.02 Mj/m^3 (0.28 kWh/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.

Çalışır ve ark. (2006), sulama pompaj tesisinde kullanılan elemanların yılda ortalama 2000 saat, günde ise 21 saat çalışabileceği öngörülerek tasarlanması ve seçilmesinin, işletmecilik açısından daha uygun olacağını belirterek; Konya/Çumra bölgesindeki derin kuyu sulama pompaj tesislerinin ortalama yıllık kullanım süresinin 1275.8 h, özgül kullanımın $29 hha^{-1}yıl^{-1}$, özgül kurulu motor gücünün 1.06 $kWha^{-1}$ ve yıllık kullanım oranın %64 olarak saptamışlardır. Ayrıca, sulama pompaj tesisleri, yıllık çalışma sürelerinin yaklaşık % 50'sini Temmuz ve Ağustos aylarında; yıllık kullanım oranı, tesislerin %50,4'ünde %41–80 arasında; %23,6'sında %40'ın altında ve %26'sında ise %81'in üzerinde olduğunu belirlemişlerdir.

Çalışır, (2007b), 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 (0.81 kWh/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.

3. MATERYAL VE METOT

3.1. Materyal

Çalışmada, 4”, 5”ve 6” lik, yerli yapım, yeni durumda, su ile yağlamalı düşey milli tip derin kuyu pompaları materyal olarak kullanılmıştır. Her üç pompada başlangıçta 6 kademeden oluşturulmuş olup, her pompa 6 kademeden 1 kademeye kadar ayrı ayrı denenmiştir.

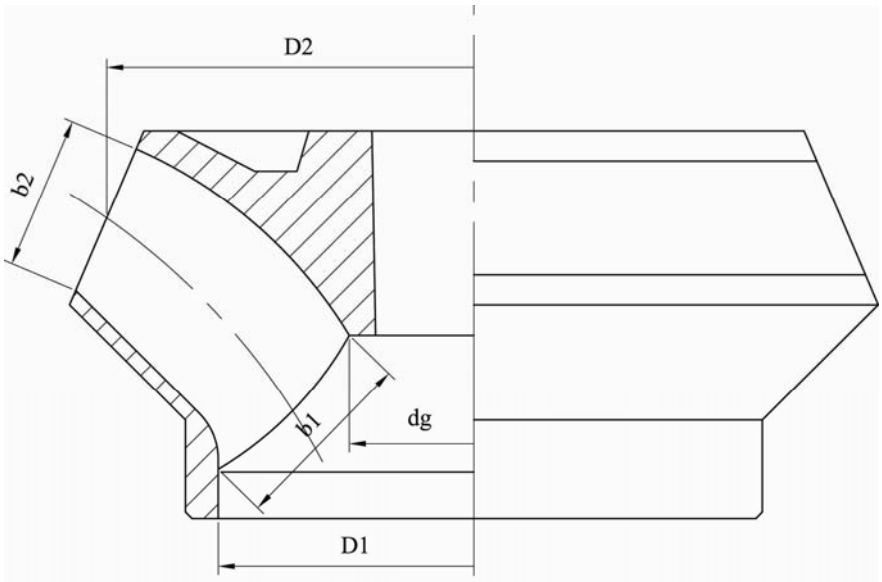
3.1.1. Çalışmada kullanılan pompaların bazı teknik özellikleri

Denemede kullanılan pompa çarklarının teknik boyutları Şekil 3.1’de, teknik ölçüleri de Çizelge 3.1’ de verilmiştir.

Bunun dışında, pompaların difüzör gövde kanat sayısı 7; pompa grubu mili, çarklara 1° konik sıkıştırma bilezikleri ile sabitlenmiş ve gövde yatakları altıgen kesitli ve kauçuk malzemeden yapılmıştır. Denemede kullanılan pompaların genel görünümü Şekil 3.2’de verilmiş olup, pompaların montajının nasıl yapıldığı konusu kısaca şu şekilde özetlenebilir. Kademe alt adaptörüne bir cıvatayla sabitlenen kademe mili üzerine çark geçirilir ve difüzör gövde üzerindeki konik faturalı yuvaya oturtulur. Konik sıkıştırma bileziği mile geçirilir ve mil ile çark göbek deliği arasına çakılır. Sonra, ikinci difüzör gövde mile geçirilir ve alttaki ilk gövde ile vidalı kısımlarından sıkılır. Bu işlem kademe sayısı tamam oluncaya dek devam eder.

Kademe sayısı tamam olunca kademe ve kolon borusunu birbirine bağlayan üst adaptör takılır. Alt adaptörü, mile bağlayan cıvata sökülür.

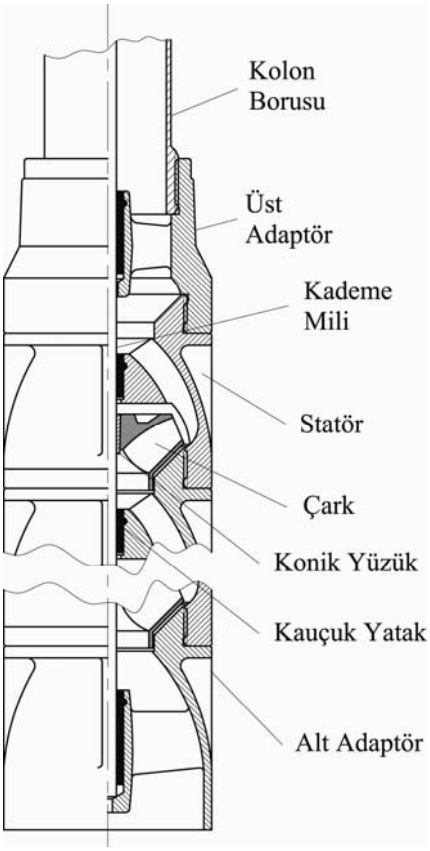
Difüzör gövdeler arasına yerleştirilen ve kademe miline sabitlenen çarklar mil ile beraber bir miktar mil ekseni yönünde hareket eder. Bu hareket pompanın çalışması esnasında çarkla gövde arasındaki eksenel açıklığın (klerens) ayarlanmasına olanak tanır (Çalışır ve Konak 1997)



Şekil 3.1. Pompa çarkı

Çizelge 3.1. Pompa Çarklarının Teknik Ölçüleri.

Pompa mm (“)	D_1 mm	D_2 mm	b_1 mm	b_2 mm	z adet	Dönüş yönü	d_g mm	d_{mil} mm
100 (4”)	76	110	27	22	6	Saat yönünün tersine	35	22
125 (5”)	93	135	33	25	6	Saat yönünün tersine	40	22
150 (6”)	102	170	41	24	6	Saat yönünün tersine	45	22



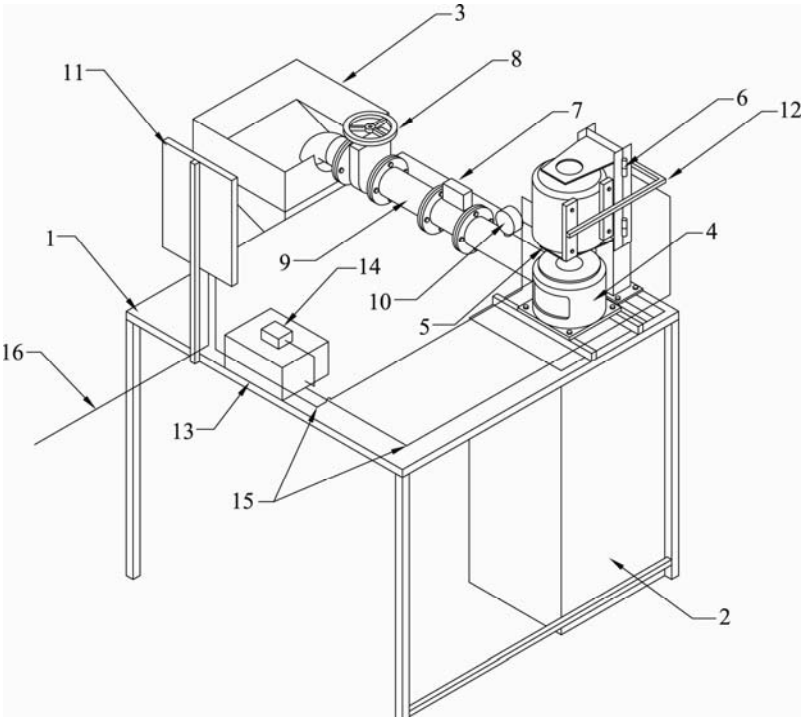
Şekil 3.2. Kademeli bir derin kuyu pompası

3.1.2. Pompa deney ünitesinin genel özellikleri

Bu araştırma çalışmasına has bir deneme standı tasarlanmış ve yapılmıştır. Pompaların denemeleri bu özel yapılmış stant da yürütülmüştür. Deney standının teknik resmi Şekil 3.3, fotoğrafı ise Şekil 3.4'de verilmiştir.

Deney standı (1) tamamen saç, boru ve profillerden oluşturulmuştur. Pompa kademesinin içine gireceği 2 m derinliğinde ve 1,6 m^3 hacme sahip su tankı (2), stant ana şasisi üzerinde sabittir. Denemeler yerden 2 metre yukarda olan stant üst alanında gerçekleştirilmiştir.

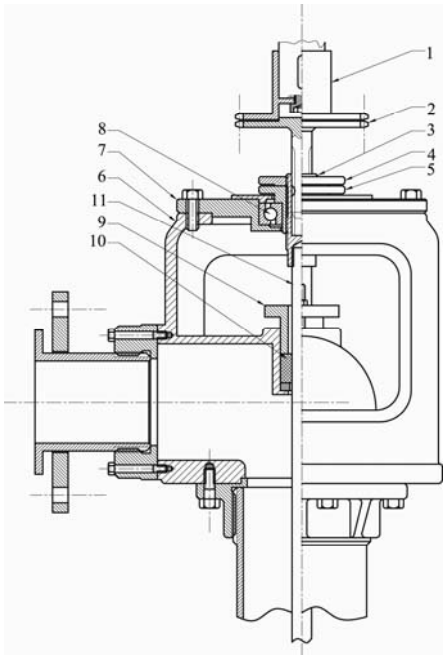
1 m^3 hacimli boşaltma tankı (3), 32 cm çapındaki dönüş borusu ile ana tanka bağlanmıştır. Ana tank üzerindeki sabit bağlantı saplamalarına akıtma başlığı (4) somunlarla tespit edilmiştir. Akıtma başlığından geçen tahrik milinin merkezine, elektrik motorunun (5) mil merkezini çakıştıracak şekilde menteşeli motor bağlantı şasisi (6) mevcuttur. Akıtma başlığı çıkışı ile boşaltma tankı arasına, manometre (10), dijital göstergeli elektromanyetik debimetre (7), sürgülü ayar vanası (8), flanşlı borular (9) yardımıyla birbirine bağlanmıştır. Tüm bağlantılarda sızdırmazlık contası kullanılmıştır. Akıtma borusu gurubu, toplam 2 m uzunluğunda olup, ayar vanası, debimetre ve manometrenin aralarındaki mesafe boru çapının iki katı uzunluğunda tutulmuştur. Deney standında yer alan donanımın boyut ve bağlantılarında Anonim , (1997)'de belirtilen esaslar göz önüne alınmıştır. Elektrik motorunun devrini ayarlamak için hız kontrol cihazı-frekans invertörü- (11) yerleştirilmiştir. Rotordan askıya alınmış elektrik motorunun ayaklarına, kuvvet kolu (12) bağlanmış, kuvvet kolunun basıya çalışacağı dinamometre ve dinamometrenin verilerini algılayacak bir amplifikatör (13) ile amplifikatörün değerlerini kaydedecek bir datalogger-veri toplayıcı- (14) sisteme bağlanmıştır. Motor ile hız kontrol cihazını ve dinamometre ile amplifikatörü birbirine bağlayan kablolar (15) de gösterilmiştir. Elektrik akımı (16), hız kontrol cihazından sonra elektrik motoruna ulaşmaktadır. Pompaların standa takılıp sökülmesinde üç boyutta hareket eden 5 ton kapasiteli elektrikli vinç kullanılmıştır. Pompaların standa yerleştirilip çıkarılmasını kolaylaştırmak, eksenel açıklık ayarını rahat yapabilmek için özel bir bağlantı tasarımı geliştirilmiştir (Şekil 3.5 ve Şekil 3.6).



Şekil 3.3. Deney standı



Şekil 3.4. Deney standı genel görünümü

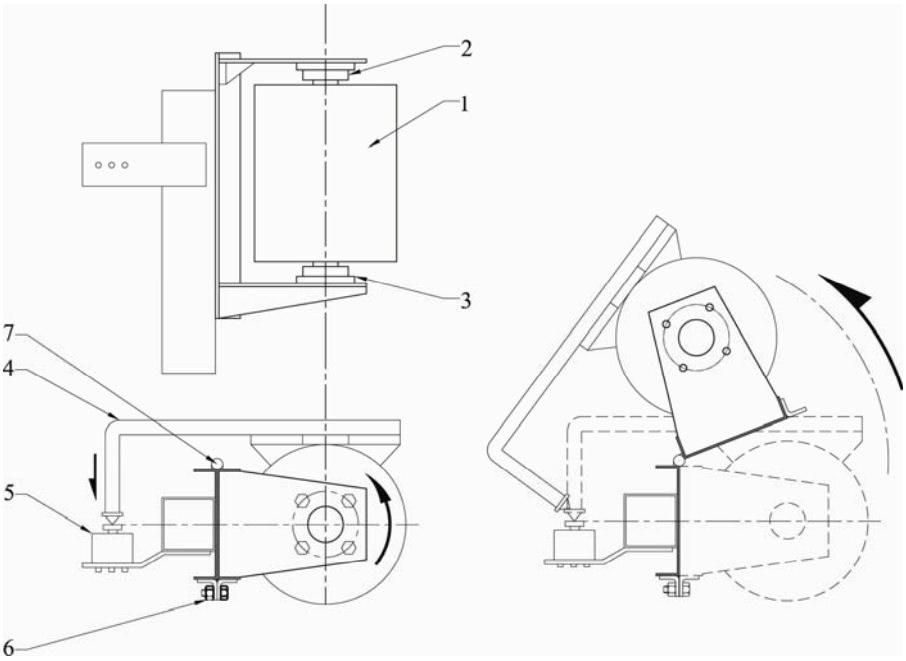


Şekil 3.5. Pompa başlık grubu

(1. motor dişlisi, 2. Freze kanallı, dişli mil, 3. Vidalı dişi freze, 4. Kontra somunu, 5. Vidalı rulman burcu, 6. Akıtma başlığı gövdesi, 7. faturalı rulman yatağı, 8.Rulman (7312), 9. Salmastra baskısı, 10. Yağlı salmastra, 11. Tepe mili (∅25mm)



Şekil 3.6. Pompa başlık grubu genel görünümü



Şekil 3.7. Kuvvet ölçüm düzeni

(1. Elektrik motoru, 2. Üst rulman, 3. Alt rulman, 4. Kuvvet kolu,
5. Dinamometre, 6. Sabitleme cıvataları, 7. Menteşeli motor bağlantı düzeneği)



Şekil 3.8. Kuvvet ölçüm düzeninden bir görünüm

3.1.3. Denemede Kullanılan Cihazların Bazı Teknik Özellikleri

Denemede kullanılan ölçüm cihazlarının ve ekipmanların bazı teknik özellikleri Çizelge 3.2.'de verilmiştir.

Çizelge 3.2. Denemede Kullanılan Ölçüm Cihazlarının ve Ekipmanların Bazı Teknik Özellikleri

Elektrik motoru	WAT, 30kW, 380Δ, 660Y, 380V =56A, 660V=32,3A, 50Hz=2940d/d, Cosφ 0,91, ICI=F, IP=54, IC=41, S=1
Hız kontrol cihazı – Frekans invertörü-	Telemecanique, ATV71, 37kW (50BG), 380/4 80V HD37 N4
Dinamometre	Yibrometersa Friborg – Switzerland, Strengeyç, Eksitasyon max:10V, Tip: LTC-115-0.1, Nominal Yük: 50kp, Nominal Çıkış: 2mV/V, Seri numarası: 2011, Giriş direnci: 350Ω, Çıkış direnci: 352Ω
Amplifikatör	Carrier Frequency Amplifier, Type-8, HPC-1/A1
Datalogger	BM 515 (Brymen), True RMS, 43000 points data
Elektro Manyetik Debimetre	Magmaster, TP:23 AR; Anma çapı:150 mm; Basınç dayanımı: 16 bar, Nominal ölçme aralığı: 10–60 *l*/s
Manometre	Pakkens, ölçüm aralığı 0–10 bar, Bourdor tipi, gliserinli 100mm çaplı, ½ bağlantılı, %2 Hassasiyetli
	Pakkens, ölçüm aralığı 0-4 bar, Bourdor tipi, gliserinli 100mm çaplı, ½ bağlantılı, %2 Hassasiyetli
Takomere	Teclock, Kapasite 10000 min^{-1}, %0.02 hassasiyetli ortalama el takometresi
Termometre	Cıvalı termometre
Higrometre	SLW % HYGRO
Kumpas	WIS marka, ölçüm aralığı 0~25 cm, Hassasiyet 0,05mm
Çelik metre	Fısco marka, Ölçüm aralığı 0~3m, Hassasiyet 1 mm

3.2. Metot

3.2.1. Deneme pompalarının seçimi

Derin kuyuların su verimi, güç gereksinimi, sulama yapılacak tarım arazilerinin büyüklüğü gibi etkenlere bağlı olarak, ülkemiz ve özellikle de Orta Anadolu bölgesinde çoğunlukla 4", 5" ve 6" anma çapındaki derin kuyu sulama pompaj tesisleri kullanılmaktadır (Çalışır ve ark. 2004, Çalışır ve ark. 2005a, Çalışır 2007b).

3.2.2. Kademe sayısının belirlenmesi

Derinkuyu pompaları çalışma koşuluna bağlı olarak değişik kademe sayılarında kullanılmaktadır. Pompaların maksimum kademe sayılarını sınırlandıran en önemli etken mil çapına bağlı olarak çark göbek çapının genişletilebilme sınırıdır. Çünkü pompanın kademe sayısı arttıkça, artan döndürme momentinin fonksiyonu olarak motor gücü ve buna bağlı olarak da mil çapının büyümesi söz konusu olacaktır. Pompa tasarım aşamasında öngörülmesi gereken maksimum mil çapı ve çark göbek çapı arasında mekanik dayanıma elverişli bir et kalınlığı, maksimum kademe sayısını sınırlandırmış olmaktadır (Baysal 1975, Uz ve Demir 1995, Keskin ve Güner 2002).

Denemelerde kullanılan her üç anma çapındaki pompanın da en büyük kademe sayısının altı (6) olarak saptanması, en büyük anma çapına sahip 6" lik pompanın gereksinim duyduğu gücü ile deney standında kullanılan motor gücü arasındaki ilişkiden kaynaklanmaktadır. Aynı motor gücü ile küçük anma çaplı pompaların daha çok kademe sayısında denenebilmesine karşın, kademe sayısının artışıyla artan

pompa boyunun deney standı su tankının derinliğini geçmeme zorunluluğu; pompanın standa montajı/demontajı için kullanılan vincin çalışma aralığı gibi faktörler göz önüne alınarak bütün pompaların kademe sayıları altı ile sınırlı tutulmuştur. Bu çalışmada temel amaç, değişik anma çaplarındaki derin kuyu pompalarının en uygun (optimum) kademe sayısını belirlemek değil, artan kademe sayısı ile pompa işletme karakteristiklerindeki etkileri belirlemektir.

3.2.3. Denemelerin yürütülmesi

Denemelerin yürütülmesinde ISO 2548 ve TS 514 standartları esas alınmıştır. (Anonim 1978, Anonim 1997)

Denemeye alınacak pompalara ait teknik ölçüleri kontrol edildikten sonra her üç pompa için, uzunluğu belirlenen kademe miline çarklar ve difüzör gövdeler Bölüm 3.1.1.'de bahsedildiği şekilde monte edilerek, her üç pompa da altışar kademeli olarak hazırlanmıştır.

İlk olarak denemeye 4"lik pompadan başlanmış sırasıyla 5" ve 6" lik pompalar denenmiştir.

Öncelikle pompalara, montaj bölümünde akıtma başlığı monte edilmiş, pompa-akıtma başlığı ikilisi standa vinç yardımıyla oturtulmuştur. Akıtma başlığının teraziye alınmasına ve monte edilmesine uygun yapılmış bağlantı düzeneğine, başlık-pompa ikilisi, su terazisi ile dengelendikten sonra, dört sabitleme cıvatası ile monte edilmiştir.

Önceden debimetre, ayar vanası ve manometrenin bağlı olduğu ölçme borusu akıtma başlığındaki döner flanşa monte edilmiş ve özellikle manometrenin yer düzlemine dik olması için boru dönderilerek ayarlanmıştır. Sonra, elektrik motoru bağlı bulunduğu menteşeli şasi üzerinde döndürülerek cıvatalarla sıkılmıştır (Şekil 3.8). Elektrik motoru üzerindeki dişliye, akıtma başlığı üzerindeki dişli, freze

kanalları içinde serbest kaydırılarak yaklaştırılmış ve çift sıralı zincir, iki dişli etrafında dolaştırılarak, birleşim noktalarından bir pim ile bağlanmıştır (Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Eksenel açıklık ayar mekanizması ve bağlantı zinciri

Her pompanın standa ilk bağlanışı esnasında, pompa miline bağlı eksenel açıklık somunu, en alt konumdan cetvelle ölçülerek 2mm kadar yükseltilmiş, kontra somunuyla sabitlenmiştir. Pompa çarklarının, vana tam açık konumda basıncın sıfır olduğu noktada, suyun yukarı akış hareketiyle beraber, kontrolsüz yükselip eksenel açıklığın değişmemesi için, freze kanallı mil üzerindeki dayama yüzüğünün ve segmanının bağlantısı yapılmıştır (Şekil 3.10). Çünkü eksenel açıklıktaki küçük değişiklikler verim ve verim bileşenleri üzerinde büyük etki yapmaktadır (Stephanoff 1993, Çalışır ve Konak 1997)



Şekil 3.10. Dayama yüzüğü ve segman bağlantısı

Akıtma borusu ekseni ile statik su seviyesi arasındaki yükseklik her deneme başında ölçülerek kaydedilmiştir.

Pompa çalışmaya, ayar vanasının tam açık konumda ve hız (frekans) kontrol cihazı yardımıyla düşük devirlerde başlatılmış, akıtma borusundan su havuza boşalmaya başlayınca devir yükseltilerek çalışma devrine getirilmiştir.

Pompa çalıştığında, tüm mekanik bağlantılar, ölçüm cihazlarının ve sızdırmazlık elemanlarının durumu kontrol edilerek, güvenli çalışma ortamı sağlanmıştır.

Pompalar yaklaşık 5 dakika serbest çalıştırıldıktan sonra, vana tam kapalı konuma doğru kısılarak manometre göstergesi gözlenmiş, kapalı vana diğer bir ifade ile sıfır debi değerindeki pompanın maksimum basınç düzeyi saptandıktan sonra, ayar vanası yeniden tam açık konuma getirilmiştir. Maksimum basınç düzeyinin belirlenmesindeki amaç, ayar vanasının tam açık ve tam kapalı konumları dâhil 7-11 değişik vana açıklığının - ya da ölçme aralığının-belirlemektir (Anonim 1978). Çünkü ayar vanasının tam açık konumunda manometre basınç değeri sıfır, debi ise maksimum düzeydedir. Maksimum basınç düzeyinin belirlenmesine en geniş ölçme aralığına sahip manometre (0~16 bar) kullanılmıştır. Daha sonra belirlenen

maksimum basınç değerine göre uygun ölçme aralığındaki manometre(0~10 bar ya da 0~4 bar) bağlanmıştır.

Pompalar sadece ilk montaj kademesi olan 6 kademe sayısında, imalatçı firmanın önerdiği devir ve bu devrin %10 yukarısı ve %10 aşağısında olmak üzere üç farklı devirde denenmiştir. Bu üç devrin hangisinde maksimum verim en yüksek çıkmış ise diğer kademe sayıları bu devirde denenmiş ve tüm değerlendirmeler bu devirde yürütülmüştür. Su ve ortam sıcaklığı ile ortam bağıl nemi denemelerin yapıldığı gün içerisinde zaman zaman ölçülerek kaydedilmiştir.

Yukarıdaki tüm işlemlerden sonra ölçmelere başlanmıştır. Vana tam açık konumunda iken hız kontrol cihazıyla motor devri, takometreden ölçülen devire göre ayarlanmış ve pompa bu şekilde yaklaşık 5 dakika çalıştırılmıştır. Motor devri yeniden kontrol edildikten sonra, manometre gösterge basıncı, debi ve kuvvet okumaları sırasıyla beş dakikalık süre içerisinde olmak üzere üç tekerrürlü olarak yapılmış ve deney tutanağına kaydedilmiştir. Daha sonra, ayar vanası kısılarak ikinci konuma/ölçme noktasına geçilmiştir. Bu konum önceden tespit edilen basınç değeri ve manometreden yararlanılarak saptanmıştır. Aynı zaman aralığında ve aynı işlemler vananın tam kapalı konuma kadar olan tüm ölçme noktaları için uygulamıştır. Aynı pompa sökülmeden diğer devir sayılarındaki performans değerleri de benzer şekilde ölçülerek kaydedilmiştir. Daha sonra, zincir bağlantısı sökülerek elektrik motoru menteşeli şasi üzerinde kenara çekilmiş, akıtma borusu grubu akıtma başlığından sökülerek, akıtma başlığı bulunduğu yerden çıkartılmış ve vinç yardımıyla standın dışına alınmıştır. Hiçbir şeye dokunmaksızın, pompanın en altındaki alt adaptör parçası demonte edilmiş, ortaya çıkan kademe miline, özel bir malzeme geçirilmiş ve çarkı mile sabitleyen konik bileziğe çakma yönünün tersine bir kuvvet uygulanmıştır. Bileziğin çıkmasıyla boşa çıkan çark dışarı alınmış ve çıkan çarkın arkasında çalışan difüzör gövde sökülmüştür Difüzör gövde boyu kadar bir mil parçası, kademe milinden, seyyar el fleksi ile kesilmiş ve alt adaptör, tekrar en sondaki difüzör gövdeye monte edilmiştir (Şekil 3.11 a, b, c). Pompa vinç yardımıyla tekrar standa yerleştirilmiştir. Böylece aynı anma çapında beş kademeli pompanın denemesine geçilmiştir. Benzer işlemler kademe sayısının bire düşmesine kadar yinelenmiştir.



(a)



(b)



(c)

Şekil 3.11 a, b, c, Kademe sayısının değişim aşamaları

Bu işlemler üç değişik anma çapındaki pompaya aynen uygulanmış ve üç pompa toplam 18 kez standa takılıp sökülmüştür.

Denemelerde kullanılan kayıt formu Çizelge 3.3'de verilmiştir.

Çizelge 3.3. Deney Kayıt Formu

Deneme tarihi…… **Pompa**……

Ortamın nispi nemi…… **Kademe**……

Ortam sıcaklığı…… **Devir**……

Su sıcaklığı……

Kuvvet kolu 51,5cm dir.

okuma sayısı	Pb (bar)			Q (lt/s)			Amplifikatör değeri (kg x 15)			n (d/d)	hs (cm)	hd (cm)
	I	II	III	I	II	III	I	II	III			
1												
2												
3												
4												
5												
6												
7												
8												
9												
10												
11												
12												

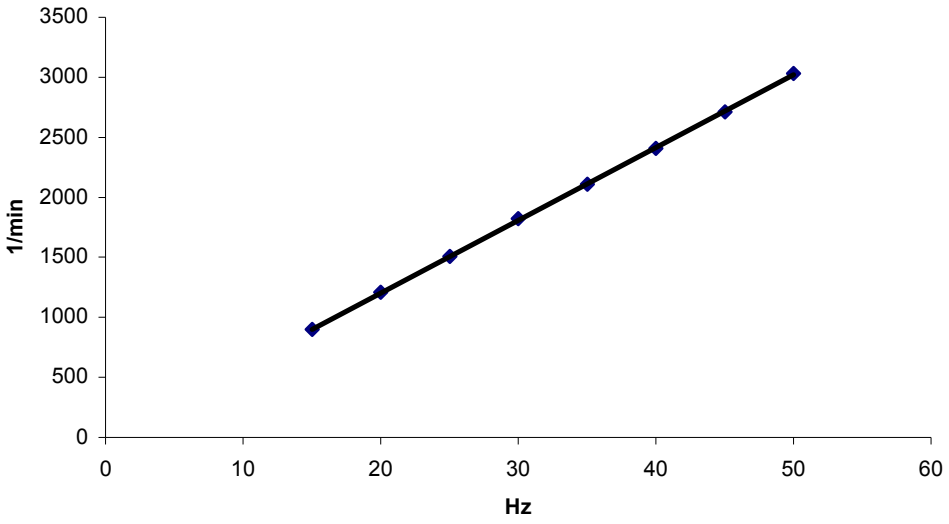
Notlar:

3.2.4. Ölçümlerin yapılması

3.2.4.1. Devir ölçümü

Pompa devri, elektrik motorunun rotoru üzerinden Hasler ortalama devir takometresi ile ölçülmüştür (Yavuzcan ve ark.1987). Devir sayısı her kademe için, vana tam açık, tam kapalı ve birde ara konumunda olmak üzere üç kez ölçülmüştür (Yazıcı 1996; Karadoğan ve ark.1998).

Elektrik motorunun devir değişikliğini sağlayan frekans (hız) kontrol cihazının, motora hangi frekans (Hz) değerinde kaç devir yaptırdığı belirlemek için pompa denemelerinden önce saptanarak kalibrasyon eğrisi ve denklemi elde edilmiştir (Şekil 3.12).



Şekil 3.12, Frekans (hız) kontrol cihazı kalibrasyon eğrisi

3.2.4.2. Debi ölçümü

Debi, kalibre edilmiş elektromanyetik debimetre ile ölçülmüştür (Eryılmaz 2004).

Debi değerleri her ölçme noktasında üç tekerrürlü olarak ve *l*/s birimiyle kaydedilmiştir.

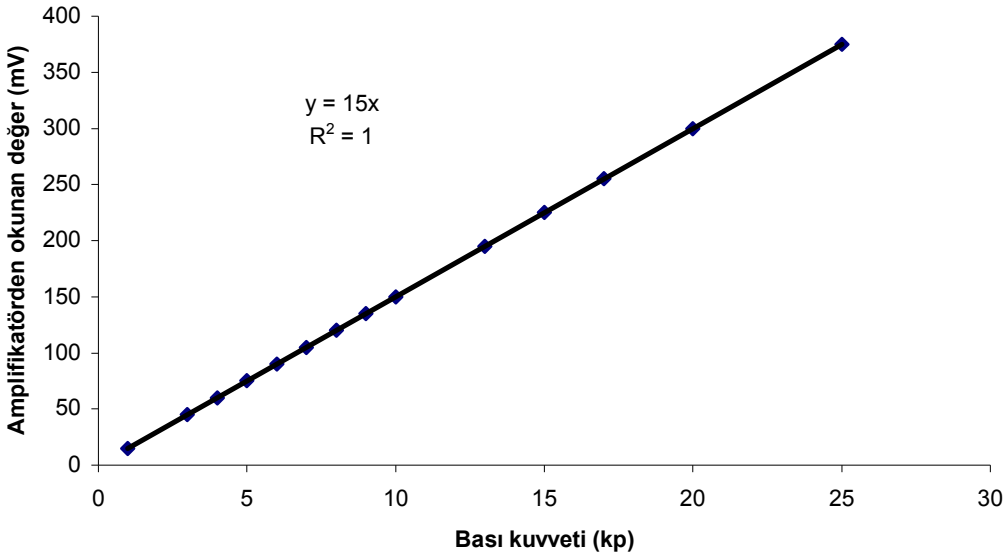
3.2.4.3.Basınç ölçümü

Basınç ölçümü gliserinli mekanik manometrelerle yapılmıştır. Manometreler, ISO 2548 de belirtilen bağlantı talimatına uygun olarak, 150 mm çapındaki akıtma borusuna 5 mm çaplı basınç prizi deliği açılmak suretiyle yarım parmak manşonlu bağlantı yapılmış ve manometre bağlantı noktası ile akıtma başlığı arasındaki mesafenin, boru çapının en az iki katı olmasına dikkat edilmiştir.

3.2.4.4. Kuvvet ölçümü

Kuvvet ölçümünde, elektrik motoru rotoru askıya alınarak, motor statoru çevresine L uzunluğunda bir kuvvet kolu bağlanarak, rotorun tersi yönünde dönen statorda oluşan F çevresel kuvveti, bası dinamometresi ile ölçülmüş ve bu değer amplifikatör ve dataloggar vasıtasıyla elde edilmiştir. Ölçümler, her deneme kombinasyonu ve ölçme noktalarında üç tekerrürlü yapılmış ve kaydedilmiştir. Bu

yöntem, doğrudan güç ölçme yöntemlerinden olup ISO 2548 ve TS 514 standartlarında önerilen bir yöntemdir. Ayrıca kuvvet ölçümü, elektrik motoru pompaya bağlanmadan farklı devirlerde de ölçülerek motorun devire bağlı boşta yuttuğu güç eğrisi oluşturulmuştur. Denemelerde kullanılan bası dinamometresine ait kalibrasyon eğrisi Şekil 3.13'de verilmiştir.



Şekil 3.13. Bası dinamometresine ait kalibrasyon eğrisi

3.2.4.5. Statik ve dinamik seviye ölçümü

Deneme standının statik su seviyesi (Hs); pompa çıkış borusu ekseni ile su tankı üzerine yerleştirilen şeffaf seviye hortumundan tank su seviyesi arasındaki yükseklik farkı olarak metre ile ölçülmüştür.

Pompa çalıştığı zaman statik su seviyesindeki düşme, iletim borularındaki boşluk hamcı kadar olduğu için, bu hacim değeri su tankı yüzey alanına bölünerek düşüm Δ miktarı hesaplanarak; statik seviyeye eklenerek dinamik seviye belirlenmiştir

$$Hd = Hs + \Delta \text{ (m)} \quad (2)$$

3.2.4.6. Sıcaklık ve bağıl nem ölçümü

Ortam ve su sıcaklığı, cıvalı termometre; ortam bağıl nemi de higrometre yardımıyla her kademe denemesinde birer kez ölçülmüştür.

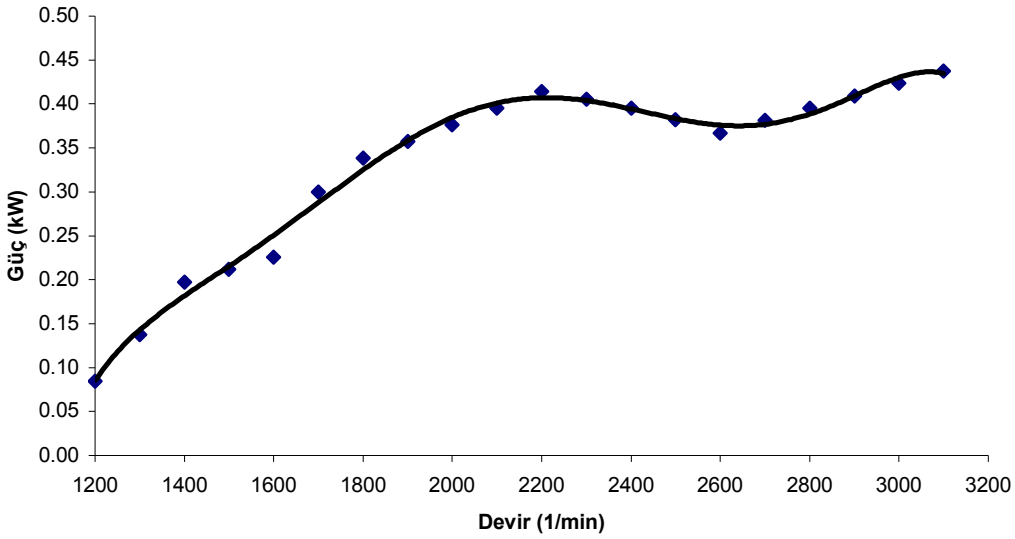
3.2.5. Hesaplamalar ve değerlendirme

3.2.5.1. Güç hesabı

Güç; döndürme momenti ve devrin fonksiyonudur. Pompa mil gücü (N_{pyg}), tesis gücünden (N_t) elektrik motorunun boşta yuttuğu güç (N_m) çıkarılarak belirlenmiştir. Elektrik motorunun boşta çektiği güç-motor rulman ve yatak sürtünmelerinden kaynaklamaktadır- ; pompa mili ile motor mili arasındaki zincirli kaplin bağlantısı sökülerek, sadece elektrik motorunun boşta çalıştırılması ile değişik devirlerde meydana gelen mekanik güç kaybı değerleri saptanmış ve Şekil 3.14'de

bu değerlerin oluşturduğu eğri verilmiştir. Gerek elektrik motorunun boşta çalışırken yuttuğu güç gerekse pompa ile motorun bağlı durumda birlikte yuttuğu güç değerinin belirlenmesinde aşağıdaki işlem sırası takip edilmiştir.

Bası dinamometresi kalibrasyon eğrisinden yararlanarak (ampflikatörden okunan değer, AOD) önce ölçülen kuvvet (F) değeri, sonra kuvvet kolu uzunluğu (L= 0.515 m) ile çarpılarak mil momenti (M) hesaplanmıştır. Daha sonra hesaplanan moment değeri (M) ile ölçülen devir (n) ilgili eşitlikte yerine konularak güç değerleri hesaplanmıştır. Amplifikatörün 15 birimlik bir değerine 1 kp şiddetinde bir kuvvet karşılık geldiğinden AOD 15'e bölünerek kuvvet, kp ve Nm olarak hesaplanmıştır.



Şekil 3.14. Elektrik motorunun boşta çalışırken yuttuğu gücün devir ile değişimi

$$F = \frac{AOD \times 9,81}{15} \text{ (N)} \quad \text{..... (3)}$$

$$M = F \times L \text{ (Nm)} \quad \text{..... (4)}$$

$$N = \frac{M \times n}{9550} \text{ (kW)} \quad \text{..... (5)}$$

$$N_{pyg} = N_t - N_m \text{ (kW)} \quad \text{..... (6)}$$

3.2.5.2. Manometrik yüksekliğin hesabı

Pompanın manometrik yüksekliği (Hm); pompa çıkışı ile girişi arasındaki enerji bileşenleri toplamının (yük) farkı olarak tanımlanmaktadır. Buna göre, pompa girişi su seviyesi altında olan düşey milli derin kuyu pompalarında manometrik yükseklik ya da toplam dinamik yükseklik aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır (Tezer, 1978).

$$Hm = 10.2 \times Pb + Hd + Hk + \frac{v^2}{2g} \quad \text{..... (7)}$$

Burada, Hm manometrik yükseklik (m); Pb pompa çıkışında ölçülen pozitif basınç (bar), Hd deney standı dinamik su yüksekliği (m), Hk deney standı düz boru ve yersel kayıplar toplamı (m) ve $V^2/2g$ pompa hız enerjisidir (m).

Deney standı sürtünme kayıpları aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır (Tezer, 1978).

$$Hk = \left(\lambda \times \frac{L_{boru}}{D} \times \frac{V^2}{2g} \right) + \left(\sum k \times \frac{V^2}{2g} \right) \quad \text{..... (8)}$$

Sürtünme kayıpları, süreklilik denklemi yardımıyla debinin fonksiyonu haline aşağıdaki eşitlik şeklinde dönüşmektedir.

$$Hk = 0.0827 \times (\frac{\lambda \times L_{boru}}{D^5} + \frac{\sum k}{D^4}) \times Q^2 \quad \text{..... (9)}$$

8-9 nolu eşitliklerde birimler metrik sistem temel ve türetilmiş birimler olup, λ sürtünme katsayısı Moody diyagramından belirlenmiş, (*k*) deney standında yer alan armatürlerin şekil katsayısıdır ve kullanılan armatürün cinsi, çapı ve tipine bağlı olarak akışkanlar mekaniği kaynaklarından alınmıştır (Keskin ve Güner 2004).

Denemelerde pompanın çıkış borusu çapı ve ayar vanası açıklığına bağlı olarak hız enerjisi de yine süreklilik denklemi esas alınarak şu eşitlikten hesaplanmıştır.

$$\frac{V^2}{2g} = 0.0827 \times \frac{Q^2}{D^4} \quad \text{..... (10)}$$

3.2.5.3. Pompa verim hesabı

Pompa verimi ya da etkinliği, pompanın suya verdiği hidrolik gücün ($N_{hidrolik}$), pompa miline uygulanan güce (N_{pyg}) oranı olarak tanımlanır ve aşağıdaki eşitlik ile hesaplanmıştır.

$$\eta = \frac{N_{hidrolik}}{N_{pyg}} \quad \text{..... (11)}$$

Pompanın hidrolik gücü $N_{hidrolik}$ (kW); manometrik yükseklik Hm (m), debi Q (*l*/s) ve suyun sıcaklığa bağlı özgül ağırlığına γ (kp/*l*) bağlı olarak (12) nolu eşitlik yardımıyla belirlenmiştir. Suyun özgül ağırlığı denemedeki su sıcaklığına 13-14°C

için 0,9993 kp/*l* olarak (Tezer 1978) belirlenmiş ve işlemlerde 1 kp/*l* olarak kabul edilmiştir.

$$N_{hidrolik} = \frac{Hm \times Q \times \gamma}{102} \quad \text{..... (12)}$$

3.2.5.4. Özgül hız ve pompa tipinin belirlenmesi

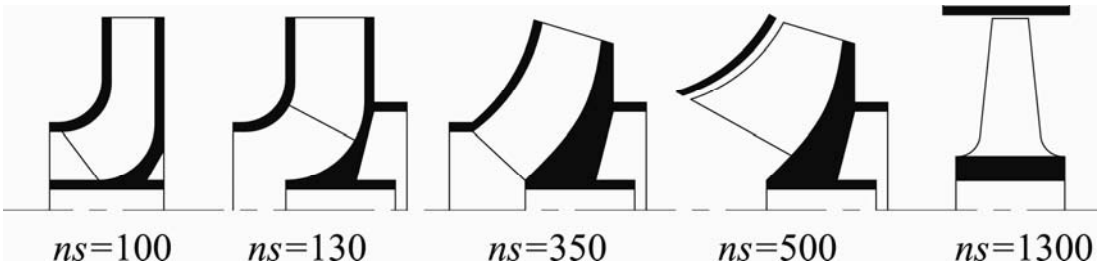
Özgül hız, her deneme kombinasyonunda belirli bir devir sayısı, çark geometrisi ve kademe sayısında; en yüksek pompa verimi noktasındaki değerler esas alınarak bir çark için aşağıdaki eşitlik yardımıyla hesaplanmıştır (Baysal 1975).

$$ns = 3{,}65 \times \frac{n \times \sqrt{Q}}{\left(\frac{Hm}{i}\right)^{3/4}}$$

Santrifüj esasa göre çalışan sulama pompalarının özgül hıza göre tip sınıflamasında kesin bir sınır bulunmamasına karşın, yapılabilirlilik ve uygun verim aralığı bakımından Çizelge 3.4'de verilen değerlere göre tanımlanmaktadır. Ayrıca, bazı pompa çarkı şekli ve sahip olduğu özgül hız değerleri de Şekil 3.15'de gösterilmiştir (Baysal 1975, Özgür 1977, Tezer 1978).

Çizelge 3.4. Özgül Hıza Göre Pompa/Çark Tipleri (Özgür 1977)

Pompa tipi	*ns*
Tam santrifüj (Radyal)	40~120
Heliko santrifüj (Yarı radyal)	120~400
Karışık akışlı (Yarı eksenel)	400~700
Tam eksenel	700~1400



Şekil 3.15. Pompa çark biçimleri ile özgül hız arasındaki ilişki (Özgür 1977)

3.2.6. Pompa karakteristikleri ve değerlendirme

Denemeler sonucunda her deneme kombinasyonu ve vana açıklığındaki ölçülmüş değerlerin veri çizelgesi (Çizelge 3.3), çalışmanın metodunda (Kısım 3.2) açıklanan gerekli hesaplamalar yapılarak, Çizelge 3.5'da verilen, pompa işletme karakteristikleri eğrilerinin çizimine esas olan değerlendirme çizelgesi oluşturulmuştur.

Çizelge 3.5, Deneme Değerlendirme Formu

Deneme tarihi…… Pompa……

Ortamın nispi nemi…… Kademe……

Ortam sıcaklığı…… Devir……

Su sıcaklığı……

Kuvvet kolu 51,5cm dir.

Okuma sayısı	Hm (m)	Q (lt/s)	N pyg (kW)	Verim	ns (d/d)
1					
2					
3					
4					
5					
6					
7					
8					
9					
10					
11					
12					

Notlar:

Buna göre pompa işletme karakteristiklerinin değerlendirilmesinde şu ölçütler esas alınmıştır.

—Debi, manometrik yükseklik ve pompanın yuttuğu gücün hesaplanmasında Çizelge 3.3'de ölçülen değerlerin ortalaması kullanılmıştır.

—Üç değişik anma çapındaki düşey milli tip derin kuyu pompasını; üç değişik devirdeki deneme sonucuna göre elde edilen karakteristiklerden en yüksek pompa verimine sahip devir, o pompa için optimum devir kabul edilmiş ve o devirdeki işletme karakteristikleri üzerinde değerlendirmeler yapılmıştır.

—Her üç pompada da kademe sayısının -6 kademe sayısına kadar- pompa işletme karakteristiklerine etkisi hem karakteristik eğrilerin seyri hem de maksimum verim ve bu çalışma noktasındaki değerler üzerinden analiz edilmiştir.

—Pompa anma çapı ile kademe sayısı arasındaki ilişkinin olup olmadığı incelenmiştir.

—Farklı kademe sayılarında ve pompa anma çaplarındaki özgül hız değişimleri kontrol edilmiştir. Ayrıca, tek ve çift kademe sayısının karakteristiklere etkisi de incelenmiştir.

—Pompaların değişik kademelerde çalıştırıldığında kademe başına düşen değerlerin (işletme noktasında, tam kapalı vana, tam açık vana konumundaki manometrik yükseklik, güç tüketimi, özgül hız, debi ve verim) ortalamaları ve değişim aralıkları saptanmıştır.

—Pompaların her deneme kombinasyonlarındaki pratikte önerilen sınır debi değeri (Q_A) başka bir deyişle çalışma aralığı; maksimum verim noktasına karşılık gelen optimum debi değeri (Q_{opt}) esas alınarak $0.7 \times Q_{opt} \leq Q_A \geq 1.2 \times Q_{opt}$ ilişkisine göre belirlenmiştir (Şen 2003).

3.2.7. İstatistiksel analiz

Pompa işletme karakteristik eğrileri Çizelge 6 esas alınarak Excel programında çizilmiştir. Kademe sayısı ile pompa karakteristikleri arasındaki korelasyon katsayıları dört ayrı model (doğrusal, logaritmik, üs ve üstel) üzerinde belirlenerek, ilişkinin düzeyi ve yönü saptanmıştır. Ayrıca, kademe sayısının pompa verimi üzerine etkisini belirlemek amacıyla Minitab paket programında varyans analizi yapılmıştır. Varyans analizinin önemli çıkması durumunda da MSTAT C paket programında LSD testi uygulanmıştır.

4. ARAŞTIRMA SONUÇLARI

4.1. Çalışma Ortamı Sonuçları

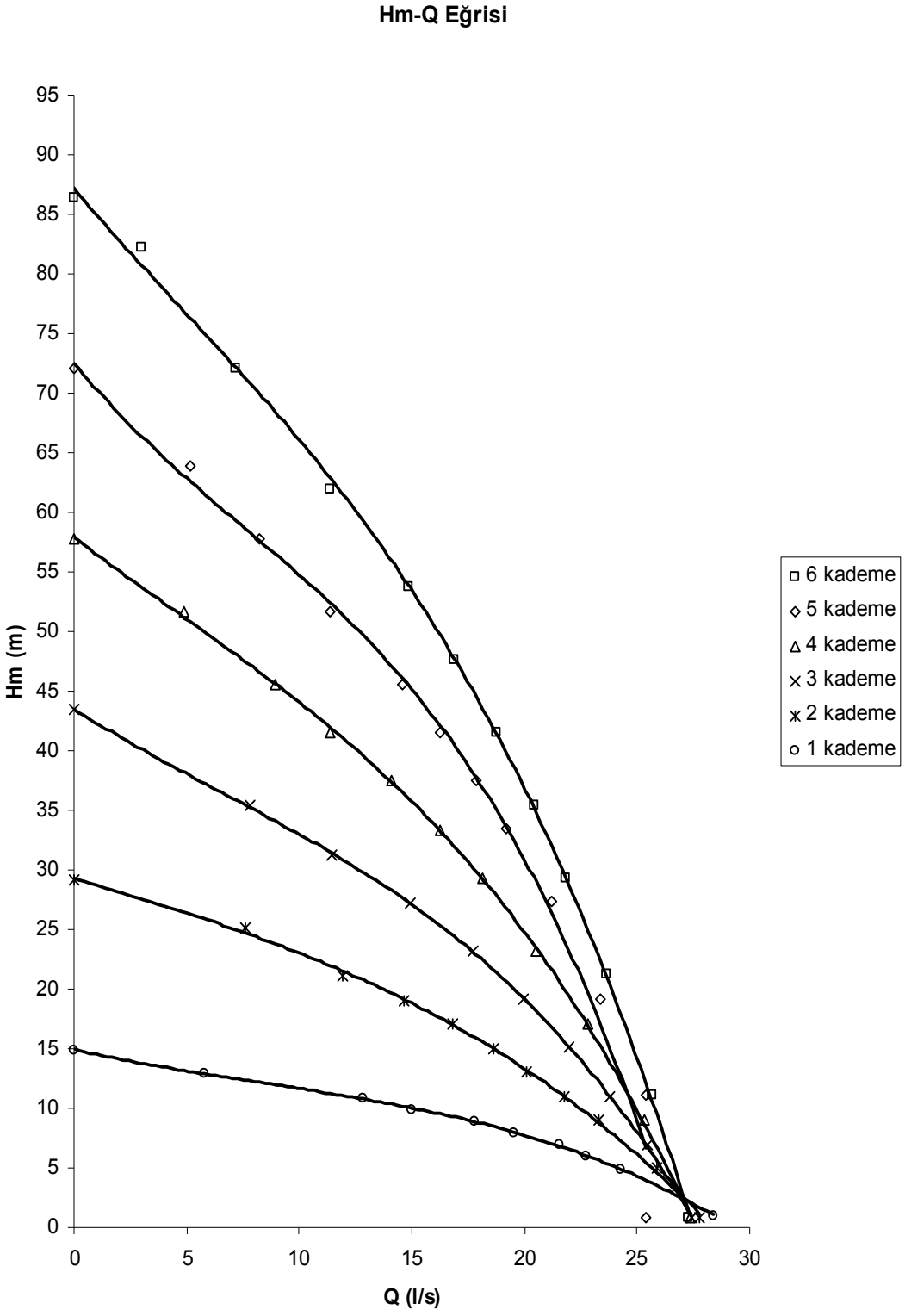
Denemelerin yapıldığı ortam sıcaklığı 9~10°C, ortam bağıl nemi %45~50; deney suyu sıcaklığı 13~14°C arasında değişmiştir. Denemeler, 2007 yılının Şubat ve Mart aylarında Konya Merkez Vatan Sanayinde yürütülmüştür.

4.2. Pompaların İşletme Karakteristikleri

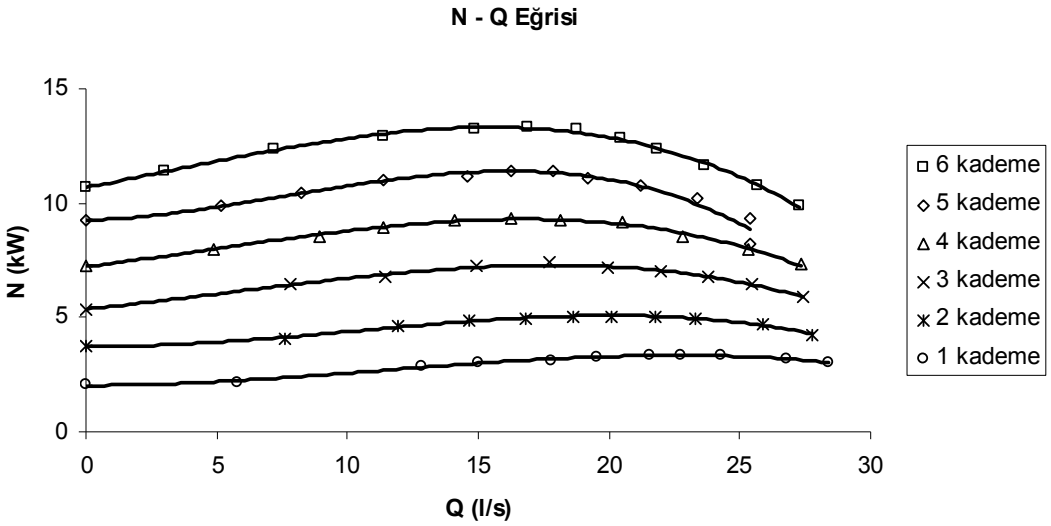
Denemeleri yapılan pompaların optimum devirleri 4", 5" ve 6"lik pompalar olmak üzere sırasıyla 3050 min^{-1}, 2400 min^{-1} ve 1600 min^{-1} olarak belirlenmiştir. Her üç pompanın optimum devrinde ve farklı kademe sayılarındaki işletme karakteristikleri 4", 5" ve 6"lik pompalar olmak üzere sırasıyla Çizelge 4.1, Çizelge 4.2, Çizelge 4.3'de verilmiştir. Ayrıca, pompa işletme karakteristiklerindeki çizgisel değişimleri de görebilmek adına farklı kademe sayılarındaki H_m-Q, N_{pyg}-Q ve η-Q eğriler de 4", 5" ve 6"lik pompalar için sırasıyla Şekil 4.1 ile Şekil 4.9 arasında verilmiştir.

Çizelge 4.1, 4" Pompanın 3050 min^{-1}, 6 Kademe Sayısında Deneme Sonuçları

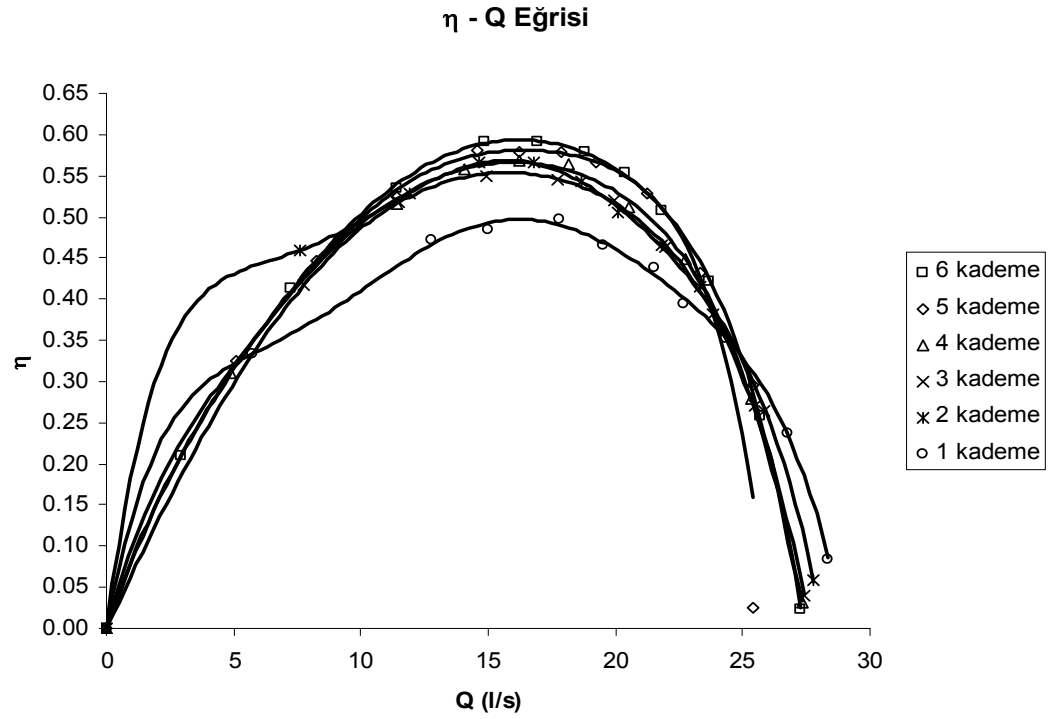
Kademe	Q (l/s)	Hm (m)	N pyg (kW)	η
6	27.260	0.89	9.90	0.024
	25.697	11.06	10.76	0.259
	23.653	21.23	11.66	0.422
	20.410	35.46	12.81	0.554
	18.797	41.56	13.24	0.579
	16.913	47.66	13.34	**0.592**
	14.843	53.76	13.24	0.591
	11.393	61.89	12.91	0.535
	7.220	72.07	12.38	0.412
	0.000	86.33	10.65	0.000
5	25.377	0.86	8.25	0.026
	25.403	11.06	9.33	0.295
	23.347	19.18	10.19	0.431
	21.210	27.31	10.76	0.528
	19.210	33.41	11.12	0.566
	17.893	37.47	11.37	0.578
	16.227	41.53	11.41	0.579
	14.560	45.60	11.19	**0.582**
	11.377	51.69	10.98	0.525
	0.000	72.05	9.22	0.000
4	27.320	0.89	7.32	0.032
	25.333	9.01	8.00	0.280
	22.787	17.14	8.54	0.448
	20.540	23.22	9.15	0.511
	18.150	29.32	9.26	0.564
	16.237	33.37	9.36	**0.567**
	14.097	37.43	9.29	0.557
	11.380	41.49	8.97	0.516
	8.960	45.56	8.54	0.469
	4.890	51.66	8.00	0.310
	0.000	57.77	7.25	0.000
3	27.427	0.89	5.92	0.040
	25.450	6.98	6.46	0.270
	23.807	11.03	6.74	0.382
	21.947	15.08	7.00	0.464
	19.980	19.14	7.21	0.520
	17.743	23.19	7.39	0.546
	14.927	27.24	7.25	**0.550**
	11.450	31.29	6.78	0.518
	0.000	43.49	5.38	0.000
2	27.793	0.90	4.23	0.058
	25.857	4.94	4.74	0.265
	23.307	8.98	4.95	0.415
	21.800	11.00	5.06	0.465
	20.063	13.02	5.06	0.506
	18.630	15.04	5.06	0.543
	16.787	17.06	4.95	**0.567**
	14.673	19.08	4.84	0.567
	11.907	21.10	4.66	0.528
	0.000	29.21	3.77	0.000
1	28.370	0.91	3.01	0.084
	26.783	2.92	3.23	0.237
	24.313	4.92	3.34	0.351
	22.713	5.91	3.34	0.395
	21.530	6.92	3.34	0.438
	19.557	7.91	3.26	0.465
	17.770	8.91	3.12	**0.497**
	15.033	9.90	3.01	0.484
	12.810	10.90	2.91	0.471
	0.000	14.93	2.05	0.000



Şekil 4.1, 4" Pompanın 3050 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki Hm~Q eğrileri



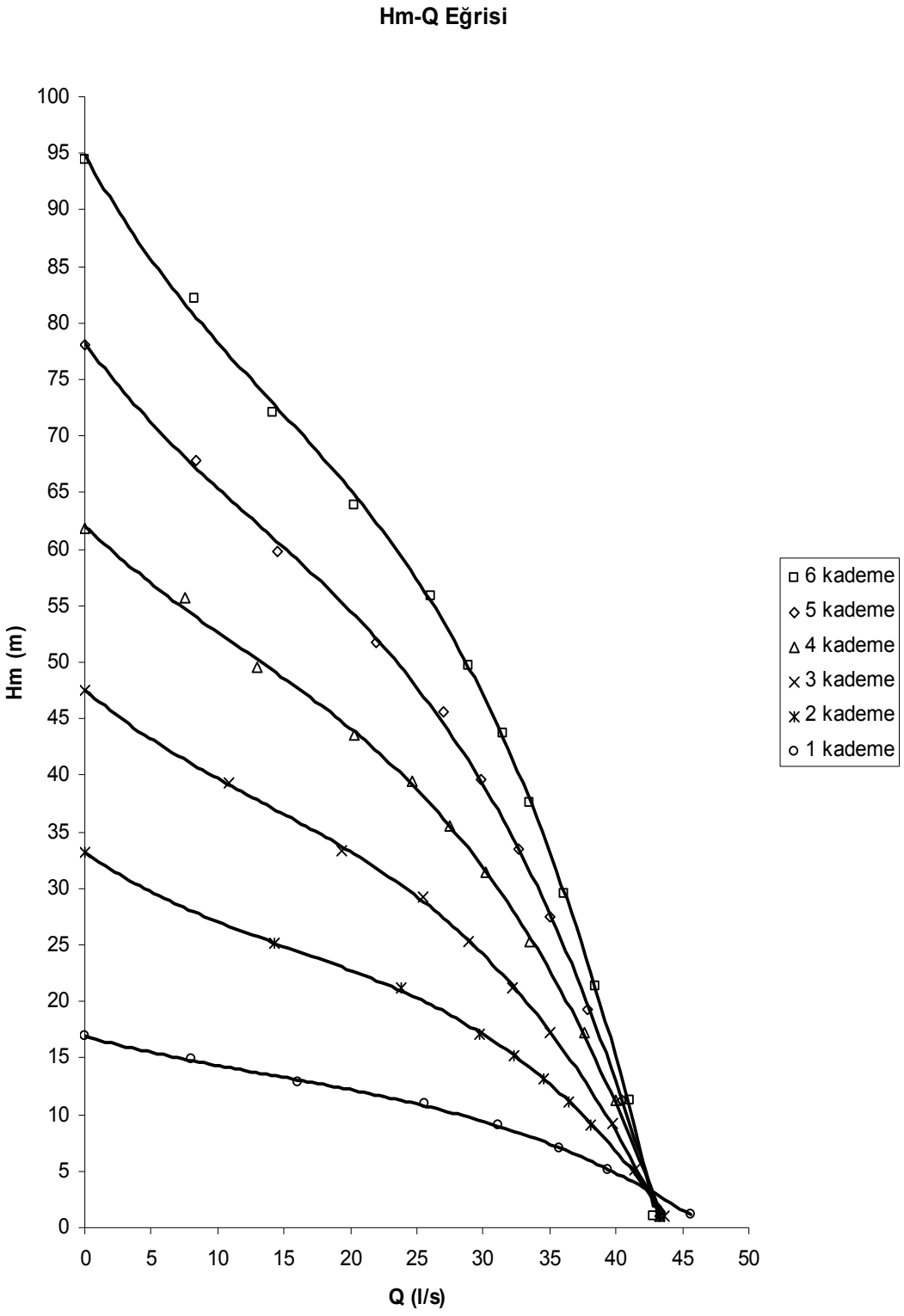
Şekil 4.2, 4" Pompanın 3050 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki N~Q eğrileri



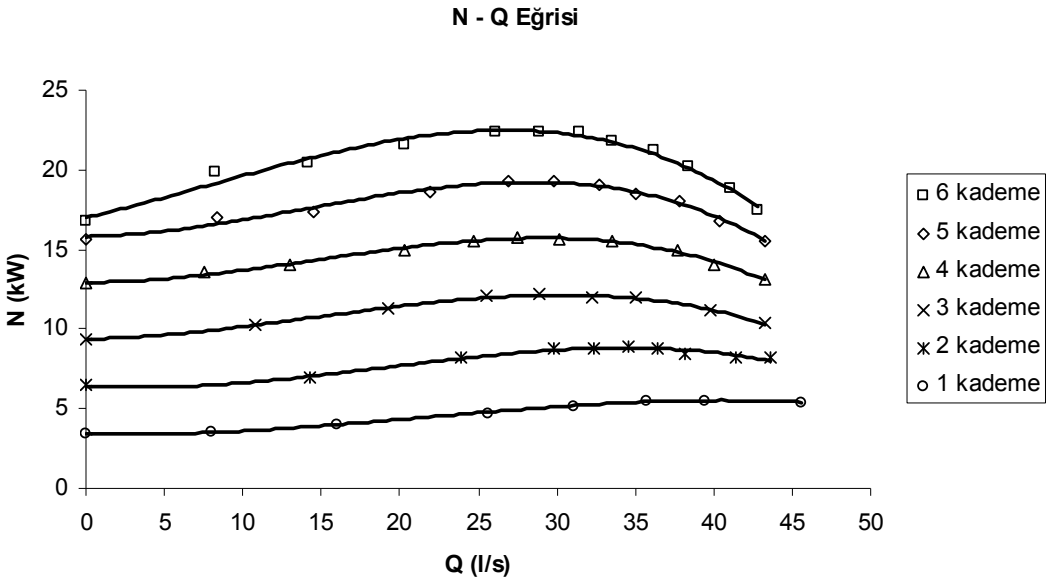
Şekil 4.3, 4" Pompanın 3050 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki η~Q eğrileri

Çizelge 4.2. 5” Pompanın 2400 min^{-1}, 6 Kademe Sayısında Deneme Sonuçları

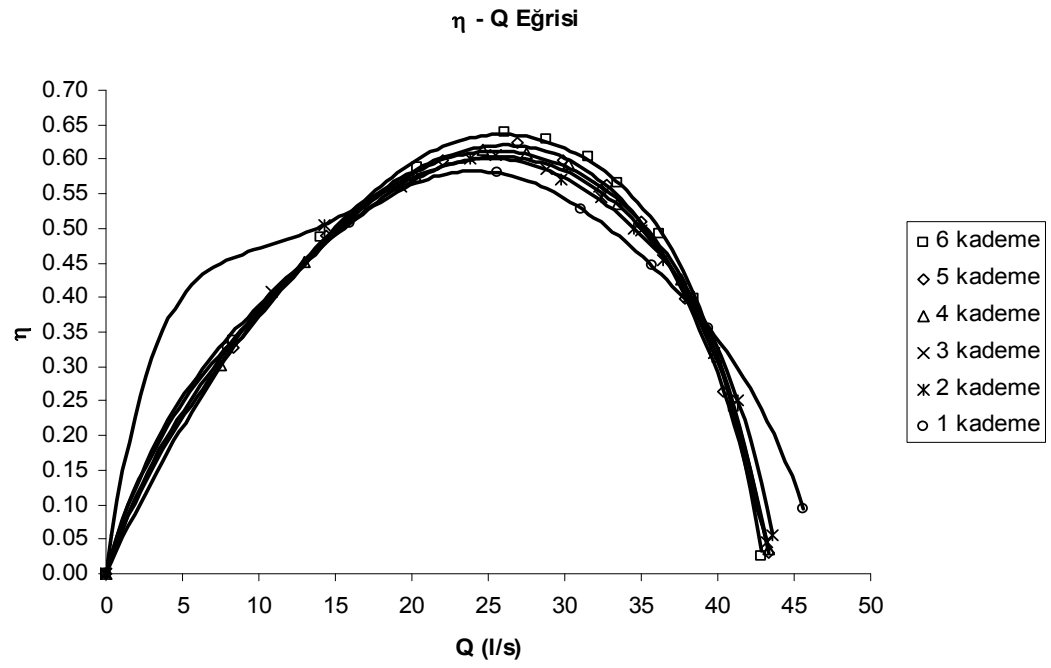
Kademe	Q (l/s)	Hm (m)	N pyg (kW)	η
6	42.863	1.07	17.41	0.026
	38.403	21.37	20.18	0.399
	36.140	29.49	21.19	0.493
	33.477	37.60	21.79	0.566
	31.493	43.68	22.38	0.603
	28.857	49.76	22.38	0.629
	26.047	55.84	22.32	**0.639**
	20.337	63.92	21.62	0.590
	14.100	72.02	20.43	0.487
	8.290	82.19	19.84	0.337
	0.000	94.41	16.79	0.000
5	43.287	1.08	15.58	0.030
	40.410	11.22	16.79	0.265
	37.850	19.32	18.00	0.398
	35.037	27.43	18.51	0.509
	32.693	33.50	19.08	0.563
	29.870	39.57	19.33	0.600
	26.953	45.65	19.33	**0.624**
	21.967	51.70	18.57	0.600
	14.460	59.79	17.33	0.489
	8.383	67.91	17.04	0.327
	0.000	78.09	15.69	0.000
4	43.277	1.08	13.15	0.035
	40.027	11.21	14.00	0.314
	37.660	17.28	15.01	0.425
	33.480	25.36	15.55	0.535
	30.193	31.42	15.69	0.593
	27.520	35.46	15.72	0.609
	24.693	39.50	15.58	**0.614**
	20.257	43.52	15.01	0.576
	13.020	49.58	14.00	0.452
	7.503	55.67	13.57	0.302
	0.000	61.77	12.89	0.000
3	43.270	1.08	10.35	0.044
	39.757	9.16	11.20	0.319
	35.053	17.23	11.93	0.496
	32.250	21.26	11.99	0.560
	28.847	25.28	12.19	0.587
	25.490	29.31	12.08	**0.607**
	19.297	33.31	11.26	0.560
	10.847	39.36	10.27	0.408
	0.000	47.49	9.39	0.000
2	43.600	1.09	8.18	0.057
	41.367	5.12	8.27	0.251
	38.110	9.13	8.49	0.402
	36.467	11.13	8.75	0.455
	34.550	13.14	8.91	0.499
	32.347	15.14	8.80	0.545
	29.757	17.13	8.75	0.572
	23.867	21.13	8.24	**0.600**
	14.247	25.11	6.94	0.505
	0.000	33.21	6.46	0.000
1	45.607	1.14	5.39	0.095
	39.433	5.08	5.53	0.355
	35.710	7.04	5.53	0.446
	31.080	9.00	5.19	0.528
	25.603	10.95	4.74	**0.580**
	15.983	12.88	3.98	0.508
	8.020	14.87	3.58	0.327
	0.000	16.89	3.41	0.000



Şekil 4.4. 5" Pompanın 2400 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki Hm~Q eğrileri



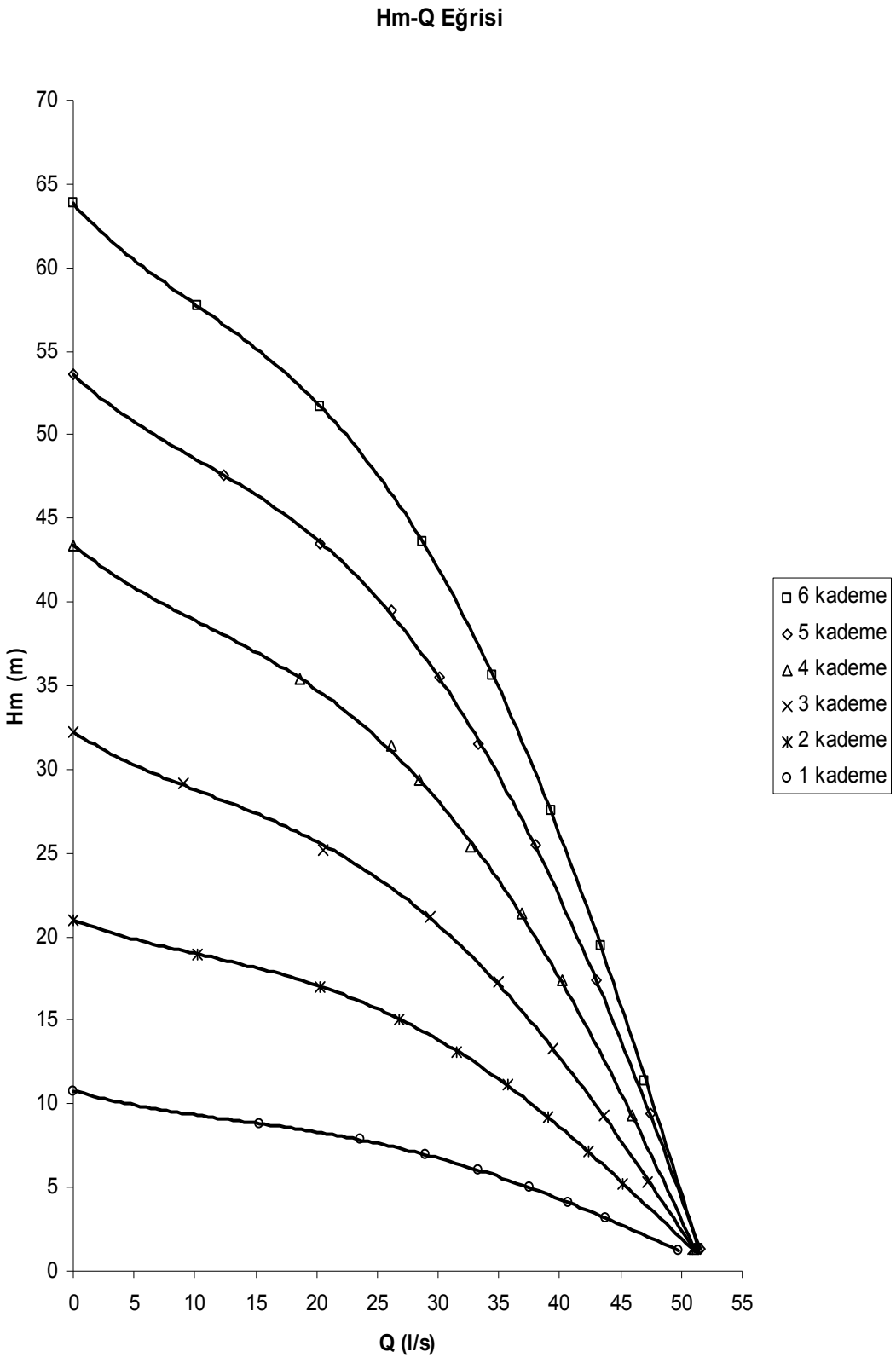
Şekil 4.5. 5" Pompanın 2400 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki N~Q eğrileri



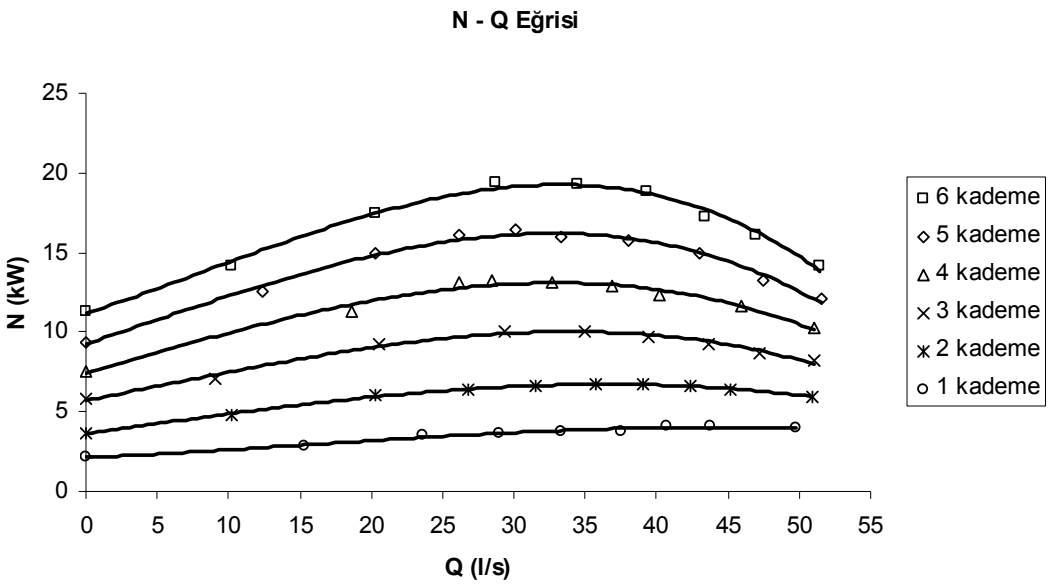
Şekil 4.6. 5" Pompanın 2400 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki η~Q eğrileri

Çizelge 4.3. 6” Pompanın 1600 min^{-1}, 6 Kademe Sayısında Deneme Sonuçları

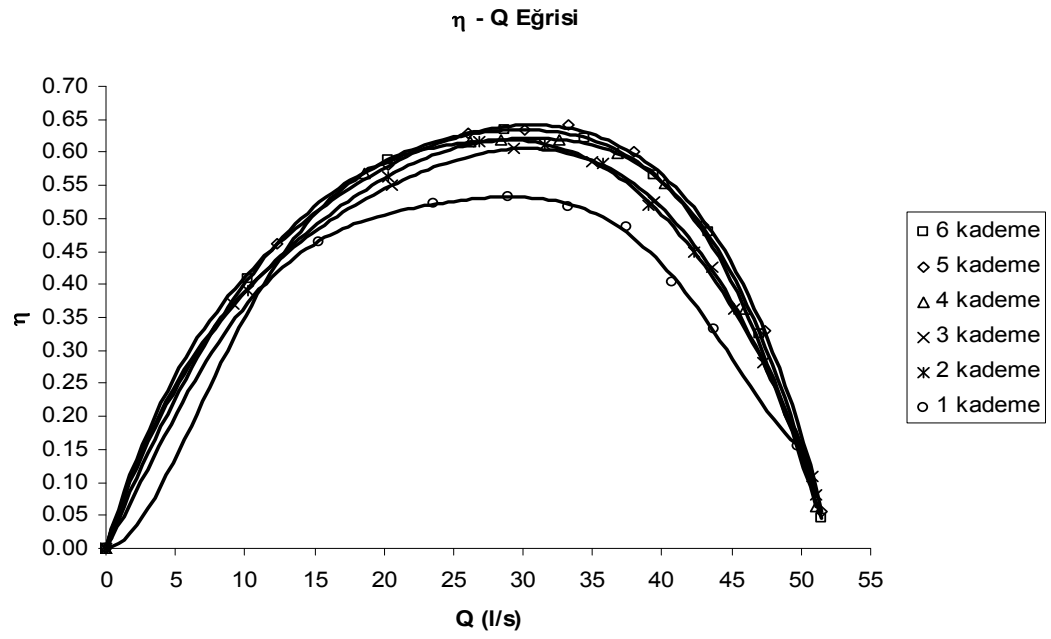
Kademe	Q (l/s)	Hm (m)	N pyg (kW)	η
6	51.423	1.28	14.15	0.046
	47.007	11.37	16.14	0.325
	43.350	19.44	17.27	0.478
	39.360	27.51	18.79	0.565
	34.460	35.58	19.34	0.622
	28.713	43.65	19.36	**0.635**
	20.243	51.70	17.44	0.588
	10.223	57.74	14.18	0.408
	0.000	63.83	11.29	0.000
5	51.513	1.32	12.15	0.053
	47.470	9.37	13.24	0.328
	42.973	17.42	14.95	0.490
	37.993	25.47	15.76	0.601
	33.280	31.49	16.03	**0.641**
	30.060	35.52	16.48	0.635
	26.123	39.54	16.10	0.629
	20.263	43.54	14.90	0.581
	12.360	47.55	12.51	0.461
	0.000	53.63	9.38	0.000
4	51.080	1.31	10.23	0.062
	45.967	9.33	11.62	0.361
	40.150	17.35	12.38	0.551
	36.837	21.36	12.90	0.597
	32.657	25.36	13.11	0.619
	28.437	29.37	13.22	**0.619**
	26.190	31.38	13.09	0.615
	18.573	35.36	11.34	0.568
	0.000	43.43	7.48	0.000
3	51.093	1.31	8.18	0.078
	47.253	5.28	8.69	0.280
	43.623	9.27	9.29	0.426
	39.397	13.26	9.74	0.525
	34.997	17.25	10.08	0.586
	29.360	21.23	10.08	**0.606**
	20.603	25.19	9.25	0.550
	9.120	29.17	7.05	0.370
	0.000	32.21	5.83	0.000
2	50.870	1.30	5.98	0.106
	45.123	5.23	6.37	0.361
	42.333	7.20	6.66	0.448
	39.030	9.17	6.73	0.520
	35.747	11.14	6.69	0.582
	31.537	13.10	6.64	0.610
	26.853	15.07	6.45	**0.615**
	20.260	17.02	6.00	0.564
	10.163	18.98	4.83	0.391
	0.000	20.99	3.65	0.000
1	49.720	1.27	3.97	0.152
	43.747	3.16	4.08	0.329
	40.770	4.11	4.08	0.400
	37.473	5.06	3.81	0.485
	33.320	5.99	3.78	0.517
	28.950	6.94	3.70	**0.531**
	23.617	7.88	3.49	0.522
	15.263	8.81	2.84	0.465
	0.000	10.79	2.14	0.000



Şekil 4.7. 6" Pompanın 1600 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki Hm~Q eğrileri



Şekil 4.8. 6" Pompanın 1600 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki N~Q eğrileri



Şekil 4.9. 6" Pompanın 1600 min^{-1} ve 6 farklı kademe sayısındaki η~Q eğrileri

5. TARTIŞMA

Çizelge 4.1, 4.2 ve 4.3 den elde edilen karakteristik eğrilerin tamamı Şekil 4.1 - 4.9, Excel programında, skala aralık birimleri milimetrik ölçek formatında ayarlanarak, Q-η eğrilerinden her üç pompanın tüm kademe sayılarındaki maksimum verim değerleri (η) ve bu verim değerlerine karşılık gelen debi (Q) değerleri tespit edilmiştir. Bu Q değerinden hareketle diğer iki karakteristik olan Hm ve N_{pyg} değerleri de sırasıyla Hm-Q ve N_{pyg}-Q eğrileri üzerinden tespit edilerek Çizelge 5.1 oluşturulmuştur.

Çizelge 5.1. Maksimum Verim Noktadaki Karakteristikler

Pompa	Devir (min^{-1})	İ (Adet)	Q (*l/s*)	Hm (m)	N (kW)	η
4"	3050	6	16.25	49.70	13.35	**0.593**
		5	16.45	41.50	11.45	0.585
		4	16.25	33.25	9.30	0.570
		3	15.75	26.10	7.20	0.560
		2	15.50	18.30	4.90	0.568
		1	16.25	9.65	3.10	0.496
5"	2400	6	26.00	55.20	22.30	**0.631**
		5	26.00	46.50	19.15	0.619
		4	25.50	37.85	15.35	0.616
		3	25.75	28.70	12.00	0.604
		2	25.25	20.25	8.30	0.604
		1	24.25	11.25	4.60	0.581
6"	1600	6	30.25	41.50	19.25	0.639
		5	30.75	34.65	16.15	**0.647**
		4	30.50	27.60	13.20	0.625
		3	30.25	20.45	9.95	0.610
		2	29.00	14.25	6.55	0.619
		1	29.00	7.00	3.75	0.531

Çizelge 5.1'e göre her üç pompada da kademe sayısı arttıkça, genel olarak verim, manometrik yükseklik ve güç tüketiminin arttığını; debinin ise nerdeyse değişmediğini söylemek mümkündür. Daha net bir değerlendirme için, üç pompanın tüm kademelerinde maksimum verim noktalarına en yakın sabit bir debi belirlenmiştir. Buna göre; 4", 5" ve 6" pompaların maksimum verim noktasındaki debi değerlerinin ortalamaları sırasıyla 16.08±0.17, 25.46±0.30, 29.96±0.34 *l*/s'dir. Bu değerler, işlemlerde rahat kullanılabilmek için sırasıyla 16, 25.5 ve 30 *l*/s değerlerine yuvarlanmıştır. Üç pompa için belirlenen sabit debi değerlerine karşılık gelen Hm ve N_{pyg} değerleri eğriler yardımıyla okunmuş, verim yeniden hesaplanmış ayrıca bir kademeye düşen Hmi, Ni ve ns değerleri hesaplanarak Çizelge 5.2 oluşturulmuştur. Bu şekilde debide yapılan düzenleme sonucunda elde edilen Çizelge 5.2'deki maksimum verim değerlerinde, Çizelge 5.1'deki maksimum verim değerlerine göre önemli değişim görülmemiştir. 4", 5" ve 6" pompaların sırasıyla tüm kademelerinde sabit tutulan 16, 25.5 ve 30 *l/s* debi değerlerine göre tüm kademe sayılarında optimum çalışma aralıkları sırasıyla 11.2–19.2 *l/s*, 17.85–30.6 *l/s* ve 21–36 *l*/s olduğu belirlenmiştir.

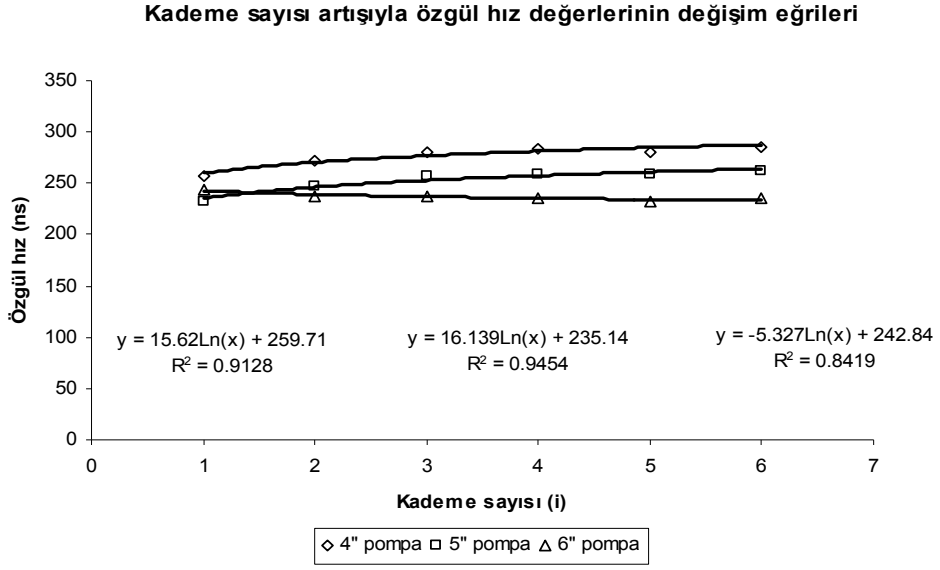
Çizelge 5.2. Maksimum Verim Noktasına En Yakın Sabit Debideki Pompa Karakteristikleri

Pompa	İ (Adet)	Q (l/s)	Hm (m)	Hmi (m)	N (kW)	Ni (kW)	η	ns (min^{-1})
4”	6	16,00	50,30	8,38	13,30	2,22	**0,593**	286
	5	16,00	42,80	8,56	11,40	2,28	0,589	281
	4	16,00	33,75	8,44	9,30	2,33	0,569	284
	3	16,00	25,70	8,57	7,25	2,42	0,556	281
	2	16,00	17,85	8,93	4,95	2,48	0,566	272
	1	16,00	9,65	9,65	3,15	3,15	**0,481**	257
5”	6	25,50	56,00	9,33	22,50	3,75	**0,622**	262
	5	25,50	47,25	9,45	19,20	3,84	0,615	259
	4	25,50	37,85	9,46	15,70	3,93	0,603	259
	3	25,50	28,70	9,57	12,00	4,00	0,598	257
	2	25,50	20,15	10,08	8,40	4,20	0,600	247
	1	25,50	10,90	10,90	4,75	4,75	**0,574**	233
6”	6	30,00	41,80	6,97	19,35	3,23	0,635	235
	5	30,00	35,45	7,09	16,15	3,23	**0,646**	233
	4	30,00	28,00	7,00	13,20	3,30	0,624	235
	3	30,00	20,65	6,88	9,95	3,32	0,610	238
	2	30,00	13,80	6,90	6,60	3,30	0,615	237
	1	30,00	6,65	6,65	3,70	3,70	**0,529**	244

5.1. Kademe Sayısının Özgül Hıza Etkisi

4”, 5” ve 6” pompaların tüm kademe sayılarında ortalama özgül hız değerleri sırasıyla 277±4.8 min^{-1}, 252±4.9 min^{-1}, ve 237±1.7 min^{-1}olduğu saptanmıştır. Bu özgül hız değerleri bakımından her üç pompa da heliko-santrifüj (yarı radyal) tip sınıfında olduğu söylenebilir (Özgür, 1977). Burada pompa anma çapı ve buna bağlı pompa debisi arttıkça özgül hızın teorik olarak yükselmesi gerekirken azaldığı görülmektedir. Bunun nedeni, özgül hızın bileşenlerini oluşturan pompa devri, debi ve bir kademenin manometrik yükseklik değerlerine bakıldığında, pompa devrinden kaynaklandığı söylenebilir. Anma çapına bağlı olarak debinin artmasına karşılık,

büyük anma çaplı pompa küçük (6”-1600 min^{-1}), küçük anma çaplı pompa ise büyük devirde (4”, 3050 min^{-1}) çalışmaktadır. Özgül hızın, sabit devir sayısı ve sabit çark geometrisi koşulunda değişmemesi gerekmektedir. Aynı pompanın değişik kademe sayısındaki özgül hızının değişmesi, devir ve debi sabit tutulduğuna göre, Hmi değerinin farklılaşmasından kaynaklandığı söylenebilir (Çizelge 5.2). Kademe sayısının, her üç pompada da özgül hıza etkisi Şekil 5.1’de verilmiştir. Şekil 5.1’e göre kademe sayısı ve özgül hız değerleri arasındaki ilişkinin değişik modellerdeki korelasyon katsayıları Çizelge 5.3’de verilmiştir. Buna göre, kademe sayısı artışı, 4” ve 5” lik pompaların özgül hızı üzerinde önemli düzeyde ve pozitif yönde etkili bulunmuştur. 6”lik pompanınsa negatif yönde ve diğer iki pompa ile yaklaşık aynı büyüklükte özgül hız değerine bir etkisi görülmüştür.(Çizelge 5.3). Bunun nedeni, 6” pompanın kademe sayısı arttıkça bir kademe başına düşen manometrik yüksekliğinin artmasına bağlanabilir.



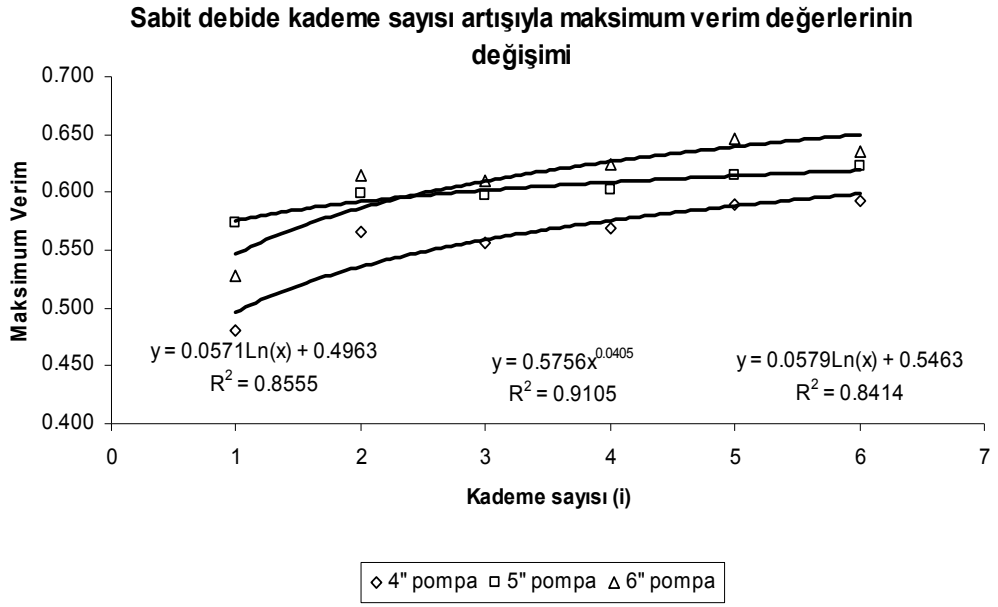
Şekil 5.1. Sabit debide, kademe sayısı artışıyla özgül hız değişimi

Çizelge 5.3. Sabit Debide, Kademe Sayısı İle Özgül Hız Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r)

Pompa	Modeller			
	Doğrusal	Logaritmik	Üs	Üstel
4”	+0.863	**+0.955**	+0.953	+0.859
5”	+0.889	**+0.972**	+0.970	+0.884
6”	-0.833	**-0.917**	-0.917	-0.834

5.2. Kademe Sayısının Verime Etkisi

Pratikte ve bazı kaynaklardaki teorik yaklaşımlara göre, kademe sayısının artmasıyla verimin nasıl değiştiği konusunda çelişkili sonuçlar ifade edilmektedir (Anonim 2000, Yalçın 1998, Özgür ve Yazıcı 1994, Tezer 1978, Özgür 1977). Çizelge 5.2’de verilen, pompaların değişik kademe sayılarının sabit debide elde edilen maksimum verim değerlerinin kademe sayısına bağlı olarak değişimi Şekil 5.2’ de verilmiştir. Şekil 5.2’ ye göre kademe sayısı ve maksimum verim değerleri arasındaki ilişkinin değişik modellerdeki korelasyon katsayıları Çizelge 5.4’de verilmiştir. Kademe sayısı ve maksimum verim değerleri arasındaki korelasyon katsayısı (r) 4”, 5” ve 6” pompalarda sırasıyla +0.924, +0.954 ve +0.912 olarak belirlenmiştir. Buna göre düşey milli derin kuyu pompalarında kademe sayısının artmasıyla pompa veriminin de arttığı söylenebilir (Şekil 5.2 ve Çizelge 5.4). Bunun nedeni, verim hesabında kullanılan ve pay kısmında yer alan hidrolik güç parametrelerinden debi sabitken, manometrik yüksekliğin azalmasına karşın, payda da yer alan mekanik gücün daha çok azalmasına bağlanabilir. Burada bulunan sonuçların, sabit mil çapındaki kademe artışında elde edildiği hususu unutulmamalıdır.



Şekil 5.2. Sabit debide, kademe sayısı artışıyla maksimum verim değişimi

Çizelge 5.4. Sabit Debide, Kademe Sayısı İle Maksimum Verim Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r)

Pompa	Modeller			
	Doğrusal	Logaritmik	Üs	Üstel
4”	+0.844	**+0.924**	+0.919	+0.832
5”	+0.936	+0.953	**+0.954**	+0.933
6”	+0.816	**+0.917**	+0.912	+0.807

Pompaların sabit debideki maksimum verimleri ise % olarak sırasıyla 59.3, 62.2 ve 64.6’dır. Sabit debide 4”, 5” ve 6” pompaların kademe sayısı 1’den 6’ya çıkarıldığında maksimum verimleri % olarak sırasıyla % 23.3, % 8.4 ve % 20.0 oranlarında artmıştır (Çizelge 5.2). Burada ayrıca, 6” lik pompanın optimum kademe sayısını 5 olarak ifade edebilmek için 7. ve 8. kademe sayılarında da deneme yapılması gerekmektedir.

Çizelge 4.1, 4.2 ve 4.3 de verilen hesap edilmiş ham değerleri kullanılarak, üç pompanın da kademe sayısı değişiminin, her bir kademe sayısındaki en yüksek verim değerleri üzerine etkisini belirlemek amacıyla yapılan varyans analizi ve LSD testi sonuçları Çizelge 5.5'de gösterilmiştir.

Çizelge 5.5. Kademe Sayısının Maksimum Pompa Verimi Üzerindeki Etkisi İçin Yapılan Varyans Analizi ve LSD Testi Sonuçları

Varyans Kaynakları	**Serbestlik Derecesi**	**F Değerleri**		
		4" Pompa	**5" Pompa**	**6" Pompa**
Kademe sayısı	5	25.94**	16.77**	28.19**
Hata	12	-	-	-
Genel	17	-	-	-
****p<0.01**		**Pompaların maksimum verim ortalamaları (%)**		
Kademe sayısı		**4" Pompa**	**5" Pompa**	**6" Pompa**
1		49.77^{d}	58.04^{d}	53.14^{d}
2		56.74^{bc}	60.04^{c}	61.5^{bc}
3		55.04^{c}	60.67^{c}	60.64^{c}
4		56.74^{bc}	61.40^{bc}	61.9^{abc}
5		58.17^{ab}	62.44^{ab}	64.07^{a}
6		59.24^{a}	63.87^{a}	63.50^{ab}
p<0.05		**LSD= 2.021**	**LSD= 1.514**	**LSD= 2.299**

Varyans analizi sonuçlarına göre, her üç pompada da kademe sayısının pompa verimi üzerindeki etkisi istatistiksel bakımdan %1 seviyesinde önemli bulunmuştur.

4" lik pompada kademe sayısı artıkça verim değerleri artmakla beraber, kademeler arası verim farkları incelendiğinde 2., 3. ve 4. kademeler ile 5. ve 6.

kademeler arasındaki farklar %5 seviyesinde istatistiksel açıdan önemsiz bulunmuştur.

5” lik pompada kademe sayısı artıkça verim değerleri artmakla beraber, kademeler arası verim farkları incelendiğinde 2., 3. ve 4. kademeler ile 5. ve 6. kademeler arasındaki farklar %5 seviyesinde istatistiksel açıdan önemsiz bulunmuştur.

6” lik pompada kademe sayısı artıkça verim 5. kademede en büyük değere ulaşmaktadır. Kademeler arası verim farkları incelendiğinde 2., 3. ve 4. kademeler ile 4., 5. ve 6. kademeler arasındaki farklar %5 seviyesinde istatistiksel açıdan önemsiz bulunmuştur.

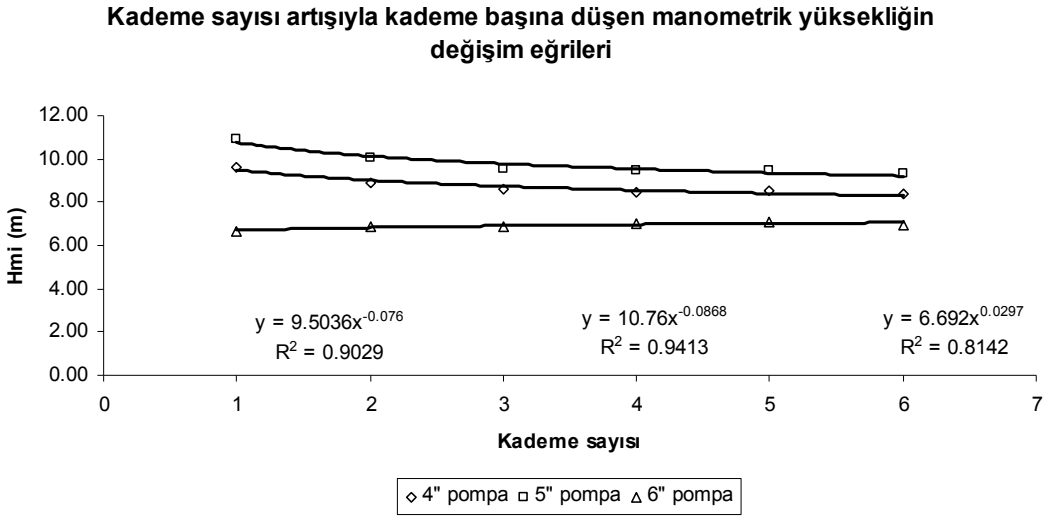
Pompa veriminin kademe sayısına bağlı olarak artmasının nedenini açıklayabilmek için, verim bileşenlerinin de analiz edilmesi gerekmektedir. Buna göre pompaların değişik kademe sayılarındaki bir kademeye düşen hidrolik ve mekanik güç değerleri de aşağıda benzer formatta analiz edilmiştir.

5.2.1. Kademe sayısının hidrolik güce etkisi

Pompalarda hidrolik güç, pompanın ürettiği debi ve manometrik yüksekliğin bir fonksiyonudur. Çizelge 5.2’de verilen pompaların sabit debideki verim değerlerinin artışı debi sabit olduğuna göre sadece manometrik yüksekliğin bir fonksiyonudur denilebilir. Buna göre kademe sayısının artışıyla verim artışını anlamak için kademe satısı artışıyla işletme noktasındaki ve vana tam kapalı konumdaki manometrik yükseklik değerlerinin değişimi incelenmiştir. Ayrıca kademe sayısı artışıyla debideki değişimi de vananın tam açık konumda olduğu değerler üzerinden incelenmiştir.

5.2.1.1. Kademe sayısının manometrik yüksekliğe etkisi

Pratikte kademe sayısı ile manometrik yüksekliğin orantılı olarak değiştiği bilinmektedir (Baysal, 1975; Tezer, 1978). Buna göre pompa çarkının geometrisi, devir sayısı ve ayar koşulları değiştirilmediği sürece, çarkı kaç kademede çalıştırırsak çalıştıralım bir kademe başına düşen manometrik yüksekliğin değişmemesi gerekmektedir. Her üç pompanın sabit debilerindeki bir kademe başına düşen Hmi değerlerinin değişimi Şekil 5.3'de verilmiştir. Burada kademe sayısı artışıyla değişen Hmi değerleri arasındaki, değişik matematiksel modellerin korelasyon katsayıları Çizelge 5.6'da verilmiştir.



Şekil 5.3. Sabit debide, kademe sayısı artışıyla bir kademe başına düşen manometrik yükseklik değişimi

Çizelge 5.6. Sabit Debide, Kademe Sayısı ile H_{mi} Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r)

Pompa	Modeller			
	Doğrusal	Logaritmik	Üs	Üstel
4”	-0.845	-0.947	**-0.950**	-0.850
5”	-0.875	-0.967	**-0.970**	-0.882
6”	+0.810	+0.901	**+0.902**	+0.810

Kademe sayısı ile Hmi değerleri arasındaki korelasyon katsayılarına bakıldığında 4” ve 5” lik pompalarda kademe sayısının artışıyla Hmi değerlerinin önemli düzeyde azaldığı, 6”lik pompada ise arttığı görülmektedir (Çizelge 5.6, Şekil 5.3). Bu sonuç, 4” ve 5” pompalar için sabit debide artan kademe sayısına bağlı olarak hidrolik sürtünme kayıplarının artmasına bağlanabilir. 6” pompanın kademe sayısı artışıyla Hmi değerlerinin artmış görünmesinin nedeni çarkın konstrüktif özelliği ile açıklanabilir. Çizelge 3.1’deki çark ölçülerine ve çalışma devirlerine göre, 4”, 5” ve 6” pompaların çıkış çapındaki (D_2) çevre hızları (U_2) sırasıyla 17.55m/s, 16.95m/s ve 14.23m/s dir. Çevre hızlarına bağlı olarak çarkların hesaplanan boyutsuz basınç katsayıları ise (Ψ) 4”, 5” ve 6” pompa için sırasıyla 0.5, 0.6 ve 0.7 dir. Basınç katsayısının yüksek çarklarda hidrolik kayıplar düşüktür (Stepanoff 1993, Özgür ve Yazıcı 1994). Bu yüzden 6” pompanın hidrolik kaybı en azdır denilebilir.

Ayrıca, tam kapalı vanadaki –sıfır debi- bir kademeye düşen manometrik yükseklik (TKVHmi) değerleri de işletme noktasında –maksimum verim noktası- görülen ilişkiye benzer bir değişim göstermiştir.

4”, 5” ve 6” pompaların tüm kademe sayılarında ortalama bir kademeye düşen TKVHmi değerleri sırasıyla 14.55±0.09, 16.02±0.26 ve 10.71±0.06 mSS olduğu saptanmıştır. Her üç pompanın her kademe sayısında; işletme noktasında bir kademeye düşen manometrik yüksekliğin aynı kademe sayısında tam kapalı vanadaki –maksimum- bir kademeye düşen manometrik yüksekliğine oranı 4”, 5” ve 6” pompalarda sırasıyla ortalama 0.60 (min.0.58- max.0.65), 0.61 (min.0.58-max.0.67) ve 0.65 (min. 0.63- max. 0.68) olarak belirlenmiştir. Bu oranlar, pompanın kapalı vanada ya da sıfır debide geliştirebileceği maksimum manometrik yüksekliğinin ne

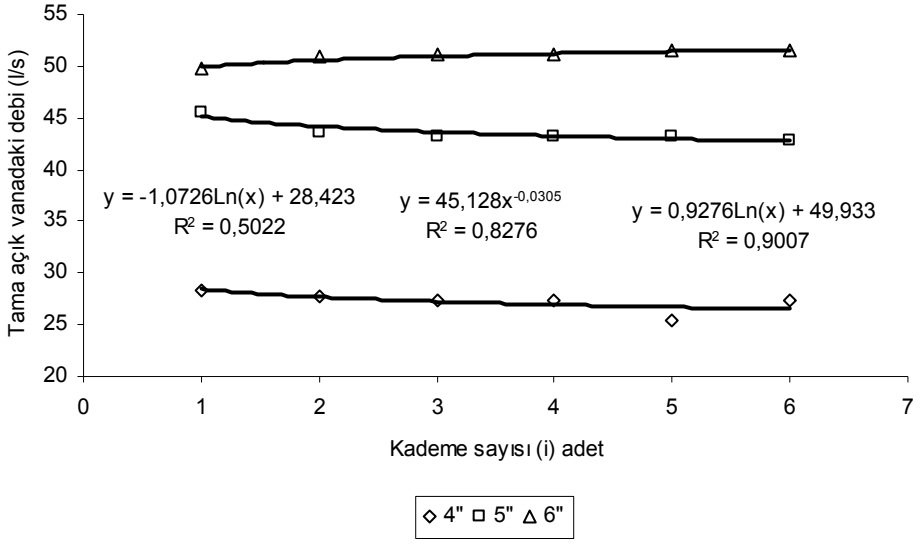
kadarının işletme noktasında yararlanılabileceğini göstermektedir. Ayrıca, bu sonuç, pompanın tasarım aşamasında pompa devri (n) ve çark çıkış çapının (D_2) fonksiyonu olan çark çıkış çevre hızına ($U = \frac{\pi \times n \times D_2}{30}$) bağlı olarak belirlenen kapalı vanadaki manometrik yükseklik değerinden işletme noktasındaki manometrik yükseklik değerinin tahmin edilmesinde kullanılabilir. Teorik olarak çevre hızına bağlı kapalı vanadaki manometrik yükseklik U^2/g, pratik olarak ise $U^2/2g$ eşitliği ile hesaplanabilmektedir (Tezer, 1978). Bu sonuca göre, devir sayısı n, çark çıkış çapı D_2 olan bir pompanın beher kademesinin işletme noktasında geliştirebileceği manometrik yükseklik, $Hmi = (0.6 \sim 0,65) \times \left(\frac{\pi \times n \times D_2}{30 \times 2 \times g} \right)$ eşitliği ile kolaylıkla tahmin edilebilir.

5.2.1.2. Kademe sayısının debiye etkisi

Teorik olarak kademe sayısı değişimiyle debinin değişmediği bilinmektedir (Baysal, 1975; Tezer, 1978). Ancak kademe sayısı artışıyla debi değişiminin olup olmadığına, ayar vanasının tam açık konumunda elde edilen maksimum debi değerlerindeki değişim ışık tutabilir. Çünkü bu konumda tüm kademelerin manometrik yükseklikleri aynı olmakta ve sisteme hidrolik güç bileşenlerinden sadece debi etki etmektedir. Tam açık vana konumunda, kademe sayısına bağlı olarak debi değişimi Şekil 5.4'de verilmiştir. Şekil 5.4'e göre kademe sayısı ve tam açık vana debi (TAVQ) değerleri arasındaki ilişkinin değişik modellerdeki korelasyon katsayıları Çizelge 5.6'da verilmiştir.

Kademe sayısı ve tam açık vanadaki debi değerleri arasındaki korelasyon katsayısı 4", 5" ve 6" pompalarda sırasıyla -0.709, -0.910 ve + 0.949 olarak belirlenmiştir (Çizelge 5.7). Bu ilişkilerin düzeyi istatistiksel olarak önemli olduğu söylenebilir. Buna göre, 4" ve 5" pompalarda artan kademe sayılarında debinin

azaldığı, 6”lik pompada ise artığı görülmektedir. Bunun nedeni, küçük debi, büyük manometrik yüksekliğe ve yüksek devir sayısına sahip pompaların çok kademeli yapılmasında kaçak debinin daha fazla olabileceğine bağlanabilir. Çünkü 4”ve 5”lik pompaların 6. kademesine su giriş basıncı, 6”lik pompanın aynı kademesine göre daha yüksek düzeyde girmektedir. Bu durum pompaların radyal açıklığına bağlı olarak kaçak debinin büyüklüğüne etki edebilecektir. Ayrıca, pompa anma çapı arttıkça debinin de arttığı söylenebilir (Şekil 5.4).



Şekil 5.4. Tam açık vana konumunda, kademe sayısı artışıyla debi değişimi

Çizelge 5.7. Kademe Sayısı İle TAVQ Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r)

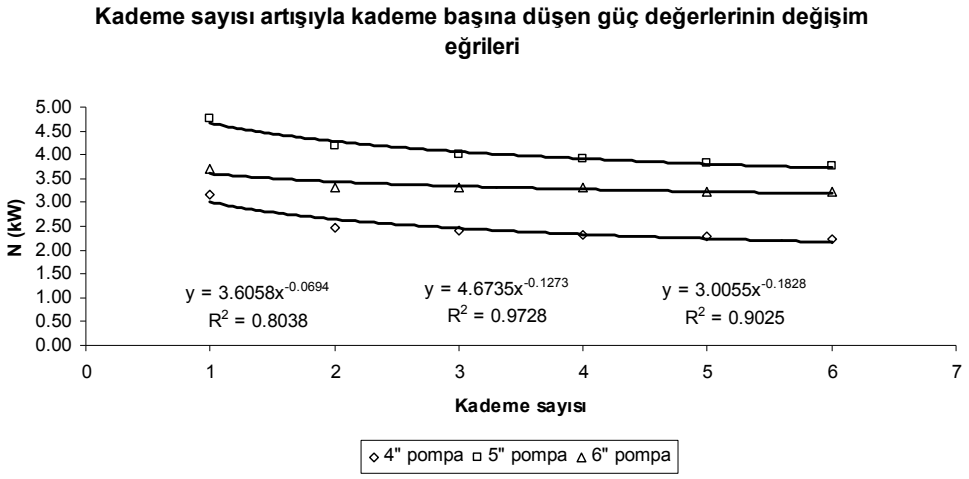
Pompa	Modeller			
	Doğrusal	Logaritmik	Üs	Üstel
4”	-0.678	**-0.709**	-0.697	-0.669
5”	-0.794	-0.908	**-0.910**	-0.797
6”	+0.861	**+0.949**	+0.948	+0.859

4”, 5” ve 6” pompaların tüm kademe sayılarında ve tam açık vanadaki debi TAVQ değerleri ortalama sırasıyla 27.2±0.45 *l/s*, 43.7±0.44 *l/s* ve 50.9±0.29 *l/s* olduğu saptanmıştır.

Her üç pompanın her kademe sayısında, işletme noktasındaki debisinin, tam açık vanadaki –maksimum- debiye oranı 4”, 5” ve 6” pompalarda sırasıyla ortalama 0.59 (min.0.57- max.0.65), 0.58 (min.0.53-max.0.61) ve 0.59 (min. 0.57- max. 0.60) olarak belirlenmiştir. Bu oranlarda, pompa veriminden feragat edilmesi durumunda bir pompanın işletme noktasındaki debinin ne kadar artırılabileceğini tahmin etmek için kullanılabilir. Ancak, bu tip uygulama enerji etkinliği bakımından önerilen bir durum olamaz.

5.2.2. Kademe sayısının mekanik güce (N_{pyg}) etkisi

Pratikte kademe sayısı ile pompanın yuttuğu gücün orantılı olarak değiştiği kabul edilmektedir (Baysal, 1975; Tezer, 1978). Kademe sayısı arttıkça bir kademe başına düşen güç değişimi Şekil 5.5’de verilmiştir. Çizelge 5.8’de ise güç değişimlerine ait matematiksel modellerin korelasyon değerleri verilmiştir.



Şekil 5.5. Sabit debide, kademe sayısı artışıyla kademe başına düşen güç değişimi

Çizelge 5.8. Sabit Debide, Kademe Sayısı İle Güç Değişimi Arasındaki Korelasyon Katsayıları (r)

Pompa	Modeller			
	Doğrusal	Logaritmik	Üs	Üstel
4”	-0.781	-0.892	**-0.896**	-0.787
5”	-0.905	-0.980	**-0.986**	-0.918
6”	-0.834	-0.937	**-0.950**	-0.855

Kademe sayısının artışıyla bir kademeye düşen güç değerlerinin azaldığı Şekil 5.5’de görülmektedir. Bunun sebebi kademe sayısına bağlı olmaksızın tüm kademelerde sabit olan güç kayıplarına bağlanabilir. Her pompanın denenmesinde kullanılan pompa elemanlarının sayıları tüm kademelerin sabit devirde denemeleri süresince sabit tutulmuştur. Kolon borusu sürtünmesi, boru manşonundaki kauçuk yatak sürtünmesi, akıtma başlığı dirsek kaybı, salmastra sürtünmesi gibi kayıplar sabit bir devirde bir kademedeki pompaya ne etkidiyse tüm kademelere aynı

büyüklükte etkimiştir denilebilir. Dolayısıyla bir bölme işleminde, sabit bir bölünenin, bölen sayısının artırılması bölüm değerini küçültecektir ve kademe başına düşen güç değerleri bu şekilde küçülmüştür denilebilir.

Benzer ilişkiler, hem tam kapalı hem de tam açık vana koşullarında maksimum verimde, pompanın yuttuğu güç ile paralel seyir göstermiştir. Ancak kapalı vanada yutulan gücün açık vanada yutulan güçten daha düşük düzeyde olduğu, işletme noktasında yutulan gücün de açık vanada yutulan güçten daha yüksek olduğu belirlenmiştir. Bu heliko-santrifüj tip pompaların N_{pyg}-Q eğrisinin bir özelliği olarak ifade edilebilir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sonuç olarak, uygulamada çok kademeli olarak kullanılan düşey milli derin kuyu pompalarında kademe sayısının 6 kademeye kadar artması pompa genel verimini artırmıştır. Bu verim artışları 4”, 5” ve 6” lik pompalarda % olarak sırasıyla % 23.3, % 8.4 ve % 20.0 oranlarındadır. Pompaların kademe sayısına bağlı olarak sağladığı bu farklı düzeydeki artış oranlarının nedeni yapısal özelliklerine bağlanabilir.

Verim artışında esas etkili faktör, kademe sayısı artışına bağlı olarak pompanın yuttuğu güç değerlerinin artış oranının, pompanın ürettiği debi ve basınç değerlerinin artış oranından daha küçük olmasıdır denilebilir. Başka bir ifade ile verimin artması, 4” 5” ve 6” pompa için kademe sayısı arttıkça bir kademeye düşen hidrolik güç değerinin azalmasının, bir kademeye düşen pompanın yuttuğu güç değerlerinin azalmasından daha az olmasına bağlanmıştır.

Kademe sayısı artışıyla kademe başına düşen güç değerlerinin azalması ise pompanın kademe sayısı değişimine bağlı kalmaksızın değişmeyen, sabit kalan kayıplardır denilebilir. Bu kayıplar denemedeki pompalar için; kolon borusu sürtünmesi, boru manşonundaki kauçuk yatak sürtünmesi, akıtma başlığı dirsek kaybı, salmastra sürtünmesi gibi kayıplardır ki bu kayıplar sabit bir devirde bir kademedeki pompaya ne etkidiyse tüm kademelere aynı büyüklükte etkimiştir denilebilir. Derin kuyu pompajlarında söz konusu sabit kayıplar kuyu derinliği arttıkça artan kolon borusu uzunluğu ve artan transmisyon mili gibi etkenlere bağlı olarak artış gösterecektir. Uygulamada, kuyu derinliği fazla olan tesislerde kademe sayısı yüksek tutulmakta ve buna karşın pompa devri bir miktar azaltılarak tesis verimi yükseltilebilmektedir. Çünkü artan kademe sayısı ile tesisin basınç ve güç tüketimi artmakla beraber, pompa devrinin azaltılma oranının ikinci kuvveti ile basınç, üçüncü kuvveti ile de güç tüketimi azalmaktadır.

Bölüm 2’deki çeşitli kaynaklarda ifade edilen kademeli pompalarda üretilen basıncın her bir kademenin ürettiği basıncın toplamından bir miktar düşük olacağı yaklaşımı 4” ve 5” anma çapındaki pompalarda gözlenirken, 6” pompada bu durum gözlenmemiştir. Bunun nedeni pompaların kademelerini oluşturan çark ve gövdelerin küçük yapısal farklılıklarına bağlanabilir.

Kademe sayılarının tek ya da çift sayıda olması, düşey milli tip derin kuyu pompaları ya da heliko santrifüj tip pompalar açısından, işletme karakteristiklerini herhangi bir şekilde etkilememektedir. Dolayısıyla Baysal (1975), tarafından öne sürülen "radyal akışlı yatay milli santrifüj pompalar için; eğer bir pompa kademeli yapılacaksa, iki değil en az üç kademeli yapılmalıdır" tezi, karışık akışlı milli tip derin kuyu pompaları için geçerli olmadığı söylenebilir. Denemeler sonucunda en kötü verim değerleri her üç pompanın da tek kademe sayısında görülmüştür. Artan kademe sayısına bağlı olarak, verim ve güç iyi yönde, basınç ise kötü yönde etkilenmiştir. Debinin ise geçerli düzeyde etkilenmediği söylenebilir.

Uygulamada pompaj tesislerinde kuyu derinliği arttıkça artan kademe sayısına bağlı olarak pompa maliyeti yükselecektir. Bununla birlikte, "kademe sayısının nereye kadar artması verimi yükseltecektir?", "verimin azalmaya başlayacağı kademe sayısı nedir?", "Herhangi bir pompanın optimum kademe sayısı nedir?" gibi soruların cevabını bulabilmek için pompaları minimum ve maksimum tüm kademe sayılarında denenmesi önerilebilir. Ancak burada da, artan kademe sayısına bağlı olarak, belli bir kademe sayısından sonra mil çapının birkaç kez büyütülme gereği ve buna bağlı olarak da çark kesitinin daralması ve hidrolik gücün azalabileceği hususu göz önünde bulundurulmalıdır.

6. KAYNAKLAR

Acaroğlu, M.,2003. Alternatif Enerji Kaynakları. Nobel Basımevi. Ankara.

Anderson, H., 1986. Submersible Pumps And Their Applications. The Trade & Technical Press Limited, Morden, Surrey, SM45EW. I., Edition. England.

Anonim, 2000. Alarko Dalgıç Pompa 6”-8”-10”-14”, kataloğu

Anonim, 2006. TMMOB Enerji Raporu

Anonim, 2007a, www.dsi.gov.tr

Anonim, 2007b, www.tuik.gov.tr

Anonim, 1978. TS 514, Pompalar (Düşey Milli Türbin). TSE. Ankara.

Anonim, 1997. ISO 2548 Radyal Karışık Akışlı Pompalarda Kabul Deneyleri C Sınıfı. POMSAD Yayınları No:4. İstanbul.

Başaran, A.K., 2007. Elektrik enerjisinin tarımsal sulamada önemi, Konya ve Türkiye ekonomisine katkısı. Konya’da Tarım ve Tarımsal Sanayi Sorunlarının Tespiti Sempozyumu Bildirisi:192-199. Konya.

Baysal, K., 1975. Tam Santrifüj Pompalar (Hesap Çizim Ve Konstrüksiyon Özellikleri). İtü Kütüphanesi Sayı: 1038. İstanbul.

Çalışır, S., ve Konak, M., 1997. Düşey Milli Derin Kuyu Pompalarında Eksenel Açıklığın Pompa Karakteristiklerine Etkisi. 17. Ulusal Tarımsal Mekanizasyon Kongresi. Tokat.

Çalışır, S., Konak M., 1998. Konya bölgesinde bazı derin kuyu pompaj tesislerinde başarı derecesinin saptanması. 3. Pompa Kongresi: 69-76. İstanbul.

Çalışır, S., Sungur, C., Hacıseferoğulları, H., Yıldız, M.U., 2004. Pompaj tesislerinde enerji etkinliğini iyileştirme yöntemleri. II. Ulusal Ege Enerji Sempozyumu. 26-28 Mayıs 2004, Kütahya.

Çalışır, S., Hacıseferoğulları, H. ve Gezer, İ. 2005a. Specific energy consumption at vertical turbine deep well irrigation pumping plants. 9th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture&27th International Conference of CIGR Section IV: The efficiency of electricity and renewable energy sources. (27-29 September 2005). S:270-275. İzmir. Turkey.

Çalışır, S., Topak, R., Ve Acaroğlu, M., 2005b. Specific energy consumption of motopumps in irrigation. 9th International Congress on Mechanization and Energy in Agriculture&27th International Conference of CIGR Section IV: The efficiency of electricity and renewable energy sources. (27-29 September 2005). S: 276-280. İzmir. Turkey.

Çalışır, S., Acaroğlu, M., ve Hacıseferoğulları, H., 2005c. Determınatıon of specific energy consumption of the centrifugal pumps used in irrigation. 4rd International Advanced Technologies Symposium September 28–30, 2005. Cilt1. s:527–533. Konya. Turkey.

Çalışır, S., Aydın, C. ve Mengeş, H. 2006. Derin kuyu pompaj tesislerinde titreşim hızı ve gürültü S.Ü. Ziraat Fakültesi Dergisi 20 (38): 49-54.

Çalışır, S., 2007a. Sulamada Pompaj Tesisleri. Tarım Makineleri Kitabı 8. Bölüm. Editör: Gazanfer Ergüneş. Nobel Yayınevi. (Baskıda). Ankara.

Çalışır, S., 2007b. 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 s. 9–17.

Dumlu, O., Yalçın T.H., Ve Bozkurtoğlu, E., 2006. Yeraltısuyu Jeolojisi ve Hidrolojisi. Literatür Yayınları:485. İstanbul.

Eryılmaz, T., 2004. Sulamada Kullanılan Santrifüj Pompaların Kavitasyon Karakteristiklerinin Belirlenmesi. Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tarım Makineleri Ana Bilimdalı Yüksek Lisans Tezi. Konya.

Ertöz, A.Ö., 1996. Yer Altı Suları Pompaj Ekonomisi Ve Pompa Seçimine Etki Eden Faktörler. 2.Pompa Kongresi Ve Sergisi. İstanbul.

Gökelim, A.T., 2001. Pompalar. Birsen Yayın Evi. İstanbul.

Hanson, B., 2000. İrrigation Pumping Plant (UC İrrigation And Drainage Specialist). University Of California. Davis.

Kara, M., 2005, Sulama Ve Sulama Tesisleri. Selçuk Üniversitesi Basımevi. Konya.

Karadoğan, H., Kavurmacıoğlu, L., Güreken. G., Tekelioğlu, M., Çalıca, A., 1998. ISO 2548'e Göre C Sınıfı Pompa Kabul Deneyleri. 3. Pompa Kongresi Ve Sergisi: 36-45). İstanbul.

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

Keskin, R. ve Güner, M., 2002. Sulama Makineleri. A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınlar No: 1524. Ankara.

Keskin, R. ve Güner, M., 2004. Akışkanlar Mekaniği (2. Baskı). A.Ü. Ziraat Fakültesi Yayınları No:1541. Ankara.

Konuralp, O. ve Güneş. M.T., 1998. Dik Türbin Pompaların Testeleri Ve Kabul Esasları. 3. Pompa Kongresi Ve Sergisi. 16-23. İstanbul.

Konuralp, O., 1999. Dik Türbin Bir Pompanın Tasarımı Üretimi Ve Çalışma Koşullarının Belirlenmesi. Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisas Tezi. Ankara.

Köse, F., 2002. Yenilenebilir Enerji Kaynakları (Ve Sistemleri). Selçuk Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Ders Notları Yayın No: 51. Konya.

Nelik, L., 1999. Centrifügal And Rotary Pumps (Fundamentalis With Applications). CRC Pres LLC. Washington.

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.

Polat, M. ve Canbazoğlu, S., 1996. Optimum Pompa Sistemi Seçimi Ve Yeni Çalışma Şartlarına Uydurulması. 2.Pompa Kongresi Ve Sergisi. İstanbul.

Rishel, B., J., 2002. Water Pumps And Pumping Systems. By The McGraw-Hill Companies. New York.

Serven, E.J., 1979. Pompalar Ve Enerji Tasarrufu. 1.Ulusal Pompa Kongresi. 295-316. İstanbul.

Stepanoff, A.J., 1993. Centrifugal And Axial Flow Pump. Krıeger Publishing Company. 2nd Edition. Florida.

Şen, M., 2003. Santrifüj pompalar ve pompa tesisatları. MAS Pompa Sanayi A.Ş. İstanbul.

Tezer, E., 1978. Sulama Pompaj Tesisleri (Proje Seçim Ve İşletme Yöntemleri). Ç.Ü. Ziraat Fakültesi. Adana.

Uz, E., ve Demir, V., 1995. Santrifüj Pompalar, Derin Kuyu Pompaları, Dalgıç Pompalar Ve Pompa Denemeleri.Ege Üniversitesi Ziraat Fakültesi Basımevi. İzmir.

Yalçın, K., 1998. Hacımsal 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., 1962, Santrifüj Tulumba Soru Ve Cevapları (Çeviri). Matbaa Teknisyenleri Basımevi. İstanbul.

Yazıcı, H. F., 1966. Sulama Makineleri Problemleri. Şirketi Mürettebiye Basımevi. İstanbul.

Yazıcı, H. F. 1996. Santrifüj pompaların performans testleri II. 2. Pompa kongresi:1-15. İstanbul.