

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PALETLİ POMPA KARAKTERİSTİKLERİNİN
İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

Nuri ŞEN

Elazığ , 2007

T.C.
FIRAT ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PALETLİ POMPA KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Nuri ŞEN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

Bu tez,/...../2007 tarihinde aşağıda belirtilen jüri tarafından oybirliği /oy çokluğu ile başarılı /başarısız olarak değerlendirilmiştir.

Danışman: Yrd. Doç. Dr. İsmail TÜRK BAY

Üye: Prof. Dr. Cengiz YILDIZ

Üye: Yrd. Doç. Dr. Celal SARSILMAZ

Bu tezin kabulü, Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun/...../..... tarih vesayılı kararı ile onaylanmıştır.

TEŞEKKÜR

Bu tezin hazırlanmasında desteklerini esirgemeyen ve beni bu konuda çalışmaya teşvik eden hocam, Sayın Yrd. Doç. Dr. İsmail TÜRKBAY' a şükranlarımı sunarım.

Çalışmalarım sırasında beni daima destekleyen ve görüşleriyle de yönlendiren Marmara Üniversitesi Makine Eğitimi Bölümü hocalarından Sayın Yrd. Doç. Dr. Recep YENİTEPE` ye Sayın Yrd. Doç. Dr. Celal SARSILMAZ' a ve Sayın Levent BAŞ' a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TABLolar LİSTESİ.....	IV
ÖZET	V
ABSTRACT.....	VI
1. GİRİŞ	1
2. ROTATİF POMPALAR.....	3
2.1 Rotatif Pompaların Bölümleri.....	3
2.2 Rotatif Pompaların Pompalama İşlemi	4
3- ROTATİF POMPA TİPLERİ.....	5
3.1 Dişli Pompalar	5
3.2 Vidalı Pompalar	6
3.3 Loblu Pompalar.....	7
3.4 Paletli Pompalar	8
3.4.1 Çift odalı paletli pompalar	9
3.4.2 Tek odalı paletli pompalar	13
3.4.2.1 Değişken deplasmanlı paletli pompalar	13
3.4.2.2 Ayarlanabilir deplasmanlı pilot uyarlı paletli pompalar	15
3.4.2.3 Basınç Kontrol Aygıtının Görevi.....	16
3.4.2.4 Basınç kontrol aygıtının tasarımı	17
3. 5. 5 Debi kontrol aygıtı	19
4. HİDROLİK AKIŞKANLAR	21
4.1 Viskozite	21
5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR.....	24
5.1. Deney Düzenekinin Hazırlanması	24
5.2 Deneyin Yapılması	25
5.3 Deney Sonuçları.....	28
5.4. GENEL SONUÇLAR.....	42
EKLER.....	43
KAYNAKLAR	46
ÖZGEÇMİŞ	47

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Arşimet Vidaları	1
Şekil 1.2. Rotatif Pompa Çeşitleri	2
Şekil 3.1. Dış ve İç Dişli Pompa	6
Şekil 3.2. Vidalı Pompa	7
Şekil 3.3.1. Tek ve Çok Loplu Pompa	7
Şekil 3.3.2. İç ve Dış Dairesel Pistonlu Pompa	7
Şekil 3.4. Paletli Pompanın Rotor ve Aletlerden Oluşan Ana Elamanları	9
Şekil 3.5. Çift Odalı Paletli Pompa Stator Halkası	9
Şekil 3.6. Çift Odalı Paletli Pompa	10
Şekil 3.7. Rotor ve Stator Arasındaki Boşluğun En Az Olduğu Bölge	10
Şekil 3.8. Rotor ve Stator Arasındaki Boşluğun En Fazla Olduğu Bölge	11
Şekil 3.9. Pompanın Yağı Basması	11
Şekil 3.10. Palet Şekillerinin Statora Basma Kuvveti	12
Şekil 3.11. Tek Stroklu Paletli Pompa	13
Şekil 3. 12. Ayarlanabilir Strok Hacimli Direkt Uyarılı Paletli Pompa	15
Şekil 3. 13. Direkt Uyarılı ve Pilot Uyarılı Paletli Pompalar	16
Şekil 3.14. Sistem Basıncı Basınç Kontrol Aygıtında Ayarlanmış Maksimum Basınçtan Daha Az Konumda	17
Şekil 3.15. Sistem Basıncı Basınç Kontrol Aygıtında Ayarlanmış Maksimum Basınçla Aynı Konumda	19
Şekil 3.16. Paletli Pompa Üzerinde Debi Kontrol Aygıtı İle Debiyi Sabitleme Konumu	20
Şekil 5.1 Deney Seti	24
Şekil 5.2. PC Ortamındaki Programlama Taslağı	27
Şekil 5.3. PC Ortamında Basınç Görüntüleme Penceresi	27
Şekil 5.4. Shell tellus 37, 68 ve 100 Numaralı Yağların Devir-Basınç Grafiği	28
Şekil 5.5. Shell tellus 37, 68 ve 100 Numaralı Yağların Devir-Debi Grafiği	29
Şekil 5.6. Shell tellus 37, 68 ve 100 Numaralı Yağların Devir-Debi Grafiği	30
Şekil 5.7. Shell tellus 37 Numaralı Yağ Debi-Basınç Grafiği	31
Şekil 5.8. Shell tellus 68 Numaralı Yağ Debi-Basınç Grafiği	32
Şekil 5.9. Shell tellus 100 Numaralı Yağ Debi-Basınç Grafiği	32
Şekil 5.10. Yüksüz Çalışan Elektrik Motorunun Devir-Güç Grafiği	34
Şekil 5.11. Shell tellus 37 Yağa ait Basınç-Güç Grafiği	38
Şekil 5.12. Shell tellus 37 Yağ Debi-Güç Grafiği	38

Şekil 5.13. Shell tellus 68 Yağ Basınç-Güç Grafiği	39
Şekil 5.14. Shell tellus 68 Yağ Debi-Güç Grafiği	39
Şekil 5.15. Shell tellus 100 Yağ Debi-Güç Grafiği	40
Şekil 5.16. Shell tellus 100 Yağ Basınç-Güç Grafiği	40

TABLÖLER LİSTESİ

Tablo 4.1. Standart Viskozite Değerleri	22
Tablo 4.2. Bazı Madeni Yağların Viskozite Değerleri	23
Tablo 5.1. Shell tellus 37, 68 ve 100 Numaralı Yağa Ait Devir-Basınç Değerleri	28
Tablo 5.2. Shell tellus 37, 68 ve 100 Numaralı Yağa Ait Devir-Debi Grafiği	29
Tablo 5.3. Pompanın Bir Devirde İlettiği Yağ Miktarı	30
Tablo 5.4. Yüksüz Çalışan Elektrik Motoruna Ait Devir, Güç ve Gerilim Değerleri ..	34
Tablo 5.5. Shell tellus 37 Yağ Basınç, Debi ve Güç Değerleri	35
Tablo 5.6. Shell tellus 68 Yağ Basınç, Debi ve Güç Değerleri	36
Tablo 5.7. Shell tellus 100 Yağ Basınç, Debi ve Güç Değerleri	37

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

PALETLİ POMPA KARAKTERİSTİKLERİNİN İNCELENMESİ

Nuri ŞEN

Fırat Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Eğitimi Anabilim Dalı

2007, Sayfa : 47

Rotatif pompa çeşitlerinden olan paletli pompalar, tek odalı ve çift odalı olmak üzere iki çeşidi vardır. Pompalanan akışkan paletle stator arasında hareket eder. Paletli pompalar düzgün viskozite eğrilerine sahip akışkanlarla birlikte kullanılabilir.

Bu tez çalışmasında, bir çift odalı paletli pompa karakteristiklerinin incelenmesi amaçlanmıştır. Paletli pompanın ana parçaları rotor, stator ve paletlerden oluşur. Paletli pompa mili bir elektrik motoru ile tahrik edilerek farklı devirlerde çalıştırılarak üç farklı yağ kullanılarak deneyler yapılmıştır. Basınç ve debi ölçümleri için paletli pompa çıkışına bir kısma vanası bağlanmış olup, basınç miktarı kısma vanasından önce bağlanan bir manometre ile ölçülmüştür. Yağın debisi ise bir debi ölçer vasıtasıyla tespit edilmiştir. Farklı devirlerde ölçülen basınç ve debiler tablo halinde verilmiştir. Aynı zamanda her defasında motor üzerinden gerilim ve akım ölçülerek tabloya işlenmiş ve daha sonra hidrolik güç ile elektriksel güç karşılaştırılmıştır.

Viskozite artışıyla elektrik motorunun çekmiş olduğu güç, debi ve basınç artmıştır. Devir sayısının artmasıyla elektrik motorunun çektiği akım artmıştır.

Anahtar Kelimeler: Çift odalı paletli pompa, pompalar, rotatif pompalar

ABSTRACT

Master Thesis

RESEARCHING CHARACTERISTICS OF A VANE PUMP

Nuri ŞEN

Firat University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Machine Education

2007, Page: 47

Vane pumps are one kind of revolving pumps that are two kinds. One-celled and double-celled. Pumped liquid moves between stator and flippers. Vane pump can be used just with the liquids that have regular viscosity curves.

It's intended in this thesis to study double-celled vane pump characteristics. Main parts of vane pump are rotor, stator and flippers. Shaft of vane pump that rotated by electrical motor examined with using there different lubricant and working in different revolutions. For measuring the pressure and flow a reduction valve is tied at the output of the pump and the pressure measurement is achieved with a monometer which is tied before the reduction valve. The flow of the oil is measured with a flow measurer. The results are given in the tables. Besides the pressure and flow, the voltage and the current of the engine is measured for all cycle for calculating the electrical power and compared.

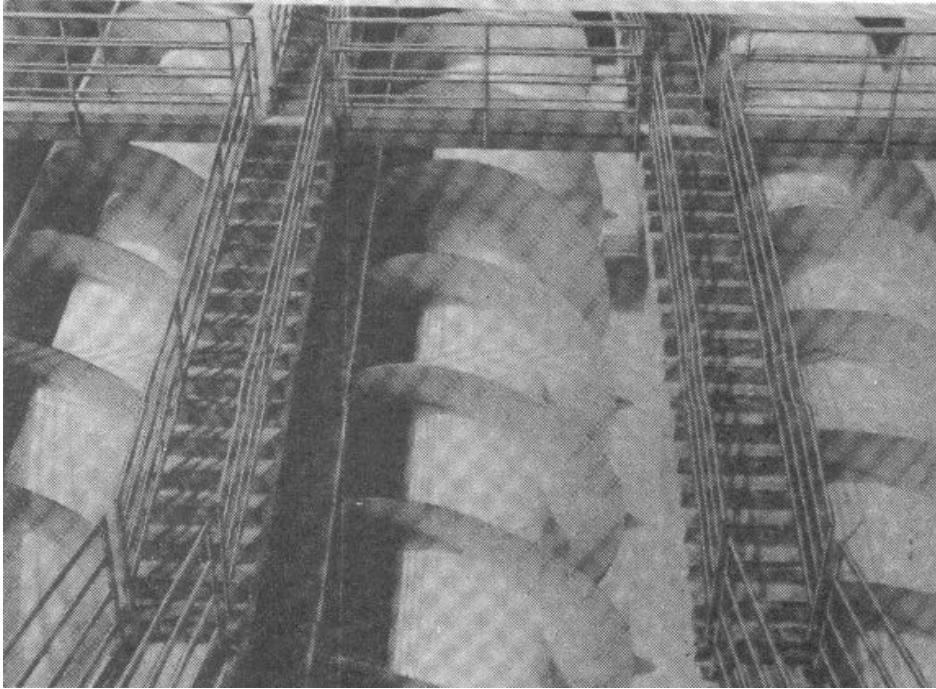
Pressure, flow and power that taken by motor increased with increasing of viscosity. The current that drawn by electrical motor increased with increasing of number of revolution

Key words: Double-celled vane pump, pumps, revolving pump

1. GİRİŞ

Gelişmekte olan ülkemiz endüstrisinin pompalara olan gereksinimi teknolojinin gelişmesiyle birlikte her geçen gün artmaktadır. Hidrolik pompalar, genel olarak mekanik enerjiyi (moment, hız) hidrolik enerjiye (debi, basınç) dönüştürürler [1].

Bilinen en eski tulumbalardan Arşimet vidası da modern zamanlara kadar gelmiştir. Bu, sıvının sık sık atık veya diğer katılarla doldurulduğu alçak irtifa uygulamaları için hala üretilmektedir. Çok ilginç olmasının yanında, gerçek şudur ki, su gücünden nükleer füzyon dahil bütün diğer enerji türlerine dönüşümü de içeren, ilk çağlardan bu zamana kadar olmuş bütün teknolojik gelişmelerle, tulumba belki de hala, sadece elektrik motoruyla sayıca fazla olan kullanımdaki en yaygın ikinci makine olmayı sürdürmektedir.

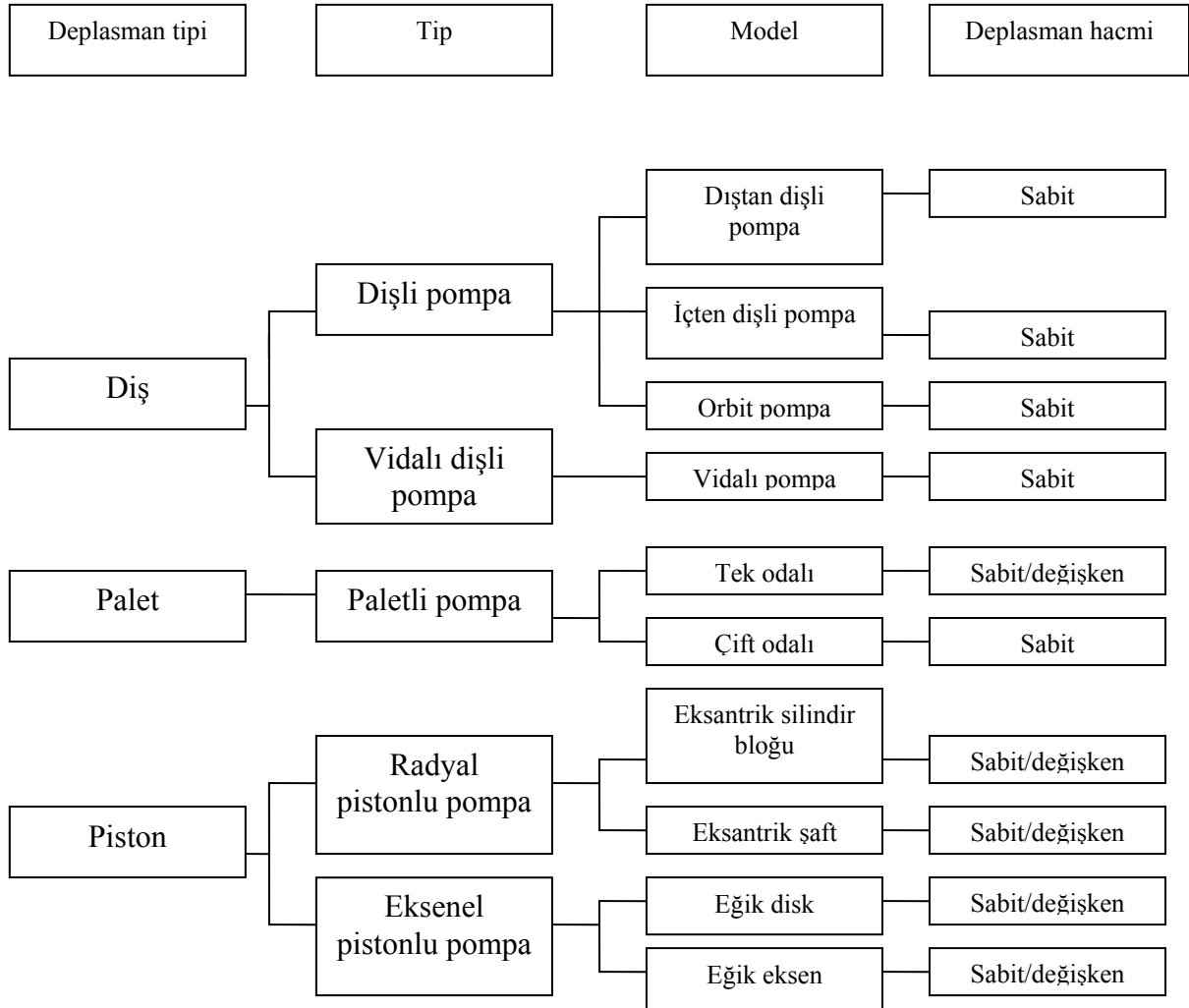


Şekil 1.1 Arşimet vidaları

Doğal enerjinin kullanılabilir güce dönüştürülebilmesi için ilk icatlardan en küçüğü olan tulumba ile ancak yelken rekabet edebilir ve yelkenin öncelikli olduğu şüphelidir. Yelken hiçbir durumda bir makine olarak sınıflandırılmayacağı için, tulumba insan kas gücünün yerine doğal enerjiyi koyan en eski makine formu olarak bilinmektedir.

Varlığı bilinen en eski tulumbalar, Pers çarkları, pers dolapları ya da sudolapları gibi tanımlarını hangi kültürün kaydettiğine bağlı olarak çeşitli biçimlerde bilinmektedirler. Bu aygıtlar, bir ırmağa batırıldıklarında içleri su dolan pistonlar içeren ve dönen çarkla en yüksek noktalarına taşınarak bir toplama oluğuna otomatik olarak boşaltılan, suyu altından akarak işletilen tulumbalardır. Benzer bazı tulumbalar Doğu'nun bazı bölgelerinde yirminci yüzyıla kadar varlığını sürdürmüştür [2].

Çalışması yapılan bu tezde, paletli pompayı elektrik motoruyla tahrik ederek ve elektrik motorunu farklı devirlerde çalıştırıp, viskozitesi farklı üç hidrolik yağı kullanılarak pompanın karakteristikleri incelenmiştir. Alınan sonuçların farklılıkları sebepler halinde sunulmuştur. Rotatif pompalar aşağıdaki gibi sınıflanır;



Şekil 1.2. Rotatif Pompa Çeşitleri

2. ROTATİF POMPALAR

Rotatif pompalar pompalama işlemini pompanın dönen ve sabit kısmının bağıl hareketi ile gerçekleştiği pozitif yer değiştirmeli pompalardır. Dönme hareketinin hareketli elemanın temel hareketi olması bu pompaları pistonlu pozitif yer değiştirmeli pompalardan ayıran en önemli özelliğidir. Rotatif pompaların pompalama hareketinin doğal sonucu olan pozitif yer değiştirme; sıvı yer değiştirmesi ve pompalama hareketinin büyük ölçüde belirlenen akışkan hızına bağlı olması nedeniyle genel santrifüj pompa sınıflandırmasına girmezler.

Pozitif yer değiştirmeli pompaların karakteristiği her bir dönmede aktarılan sıvı miktarının hızdan bağımsız olmasıdır. Pozitif yer değiştirmeli pompaların bir diğer özelliği de pompalama elemanlarının yakın çalışma toleranslarından dolayı emme ve basma portları arasında sürekli çalışma esnasından sızdırmazlık olmasıdır. Böylece rotatif pompalar pistonlu pompalarda olduğu gibi giriş ve çıkış valfi kullanımını gerektirmezler [2].

Belirli genel hareketler tüm rotatif pompa çeşitleri için ortaktır. Aşağıdaki terimler bu hareketleri tanımlamaktadır. Bu terimler Hyrolic Institute standarts ile aynıdır.

2.1 Rotatif Pompaların Bölümleri

Pompalama hücresi pompanın iç kısmındaki boşluk olarak tanımlanır ve pompalama sırasında burada bulunan akışkanı da içermektedir. Sıvı pompalama hücreğine doğru bir veya daha fazla emiş portundan emilir ve bir veya daha fazla çıkış portundan hücreyi terk eder. Tümü dış sıvı sistemleri için sıvı ve hava sızdırmazlık ekipmanları içerirler. Gövde pompalama hücreğini çevreleyen ve sınırlandıran, zaman zaman kılıf veya kovan olarak da adlandırılan parçadır. Rotatif pompalarda gövde çok nadiren dönen eleman durumunda olup çoğunlukla sabittir ve zaman zaman stator olarak adlandırılır. Uç plakalar pompalama hücresinin uç bölümünü sınırlayan gövde parçaları olup bunlara pompa kapakları da denmektedir.

Döner ekipman genellikle pompanın çalışması sırasında dönen tüm parçalarını içerir. Rotor; pompalama hücresi içinde dönen ve döner eleman için belirlenmiş özel bir isimdir. Rotor spesifik rotatif pompalarda örneğin dişli, vidalı vs. ayırt edici bir söylem olarak düşünülebilir. Tüm rotatif pompalarda çalışma torkunu güç kaynağından pompaya ileten bir sürü mil bulunmaktadır. Rotatif pompaların çoğunluğunda güç kaynağı ile aralarındaki

kavrama mekanik olarak, çok çeşitli formlarda kaplin kullanılarak, fakat çok nadir bir uygulama olarak manyetik veya elektro manyetik kavrama da kullanılmaktadır [2].

Pompa sürücü mili kullanımında genel olarak dönme yönü olarak saat yönü veya pompanın; sürücü mil uç noktasına doğru bakıldığındaki görüntüsünde saat yönü tersi kabul edilmiştir.

Rotatif pompalar ile birlikte birçok yardımcı eleman kullanılmakta olup bunlardan bir tanesi neredeyse pozitif yer değiştirmeli pompalarının karakteristik özelliği haline gelmiştir. Pompa çıkış portunda pompa hücresinin bastığı akışkanın önü kesilir veya tıkanma olursa basınç emniyet valfi yardımcı hattı açarak sistem basıncını önceden belirlenmiş değerde limitler. Bu valf gövde veya çıkış plakasıyla tek parça olabileceği gibi dışarıdan da ilave edilebilir [2].

Pompa sızdırmazlık elemanları genel olarak iki tip olup bunlar sabit ve hareketli olarak adlandırılabilir. Sabit sızdırmazlık elemanları pompalama hücresi ile sökülebilir sabit kısım arasında sıvı ve hava sızdırmazlığı sağlamak amacıyla kullanılmaktadırlar. Hareketli sızdırmazlık elemanları pompalama hücresinden hareketli eleman boyunca kullanılır ve bu genellikle pompa mili içindir. Hareketli keçeler bazı tip rotatif pompalarda rotorların arasında olacak formda yapılabilirler [5].

2.2 Rotatif Pompaların Pompalama İşlemi

Tüm pozitif yer değiştirmeli rotatif pompalarda pompalama sıklığı üç temel işlem içermektedir. Pompanın hareketli ve sabit parçaları basma hacmi üzerinde rol oynarlar, pompa çıkışı kapanır ve emiş açılır ve bu döner elemanın dönmesi ile gerçekleşir. Daha sonra akışkan emiş ve çıkışı arasında çok kısa bir süre kalır ki bu sürede akışkanın emiş ve çıkış kısmına geçişi yoktur. Son olarak pompa çıkışına doğru açılan hacim dönen ve sabit kısmın uyumlu hareketi ile daralır ve pompa çıkışı açılır. Tüm rotatif pompalar için pompalanan hacim için bu üç operasyon gerçekleşmelidir; pompa çıkışı kapalı-emiş açık, emiş ve çıkış kapalı, çıkış açık-giriş kapalı. İyi bir pompalama işlemi için emilen hacmin yumuşak ve sürekli bir şekilde emilmesi basılan hacmin de pompalama hareketi süresince sürekli ve yumuşak olması gerekmektedir. Ayrıca pompa pozitif yer değiştirmeli ise pompalama hücresi hiçbir zaman emiş ve çıkışa aynı anda açık olmamalıdır [5].

3. ROTATİF POMPA TİPLERİ

Temel rotatif pompa tipleri aşağıda tanımlandığı gibidir. Bu sıralama tüm pompa tiplerini içermemesine rağmen çok sık kullanılan pompa tiplerinin çalışma prensiplerini göstermektedir [3].

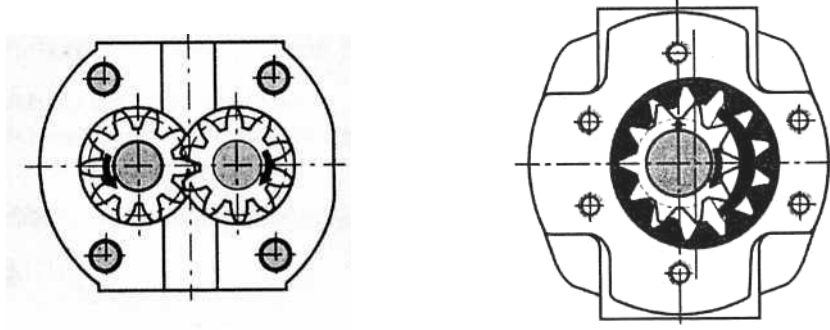
3.1 Dişli Pompalar

Dişli pompalar rotatif pompalarının bir çeşidi olup pompalama işleminin iki veya daha fazla dişlinin birbirleri içine geçerek yapıldığı pompalardır. Pompanın karakteristiği gereği bir dişli diğerlerini döndürme görevini yapmaktadır. Pompalama başlayınca dişliler gövde içindeki havayı basma borusuna atarlar, gövdeden atılan hava pompanın emme tarafında kısmi vakum yaratır. Bu pompalarda dişli formları arasındaki mekanik kontak hareket eden sıvının giriş veya çıkış ile bağlantısını kesmekte ve ara durum için de hem giriş hem de çıkış ile bağlantısını kısa bir süre keserek sızdırmazlığı sağlamaktadır. Dişli diş yüzeylerine geometrik olarak hareket eder ve dişli dönmesi şeklinde sürekli dişten dişe geçer. Bu karakteristikler dişli pompaları loblu pompalardan ayıran en önemli özelliklerdir. Loblu pompalarda rotorların birbirlerini döndürme yeterlilikleri yoktur ve sıvının sızdırmazlığı loblar ve radyal yüzeylerin geometrik çalışması ile elde edilir [3].

Dişli pompalar iç dişli ve dış dişli olmak üzere iki ana gruba ayrılırlar. Genellikle dış dişli pompalar dönme merkezi bitişik çalışan dişlilerin dış çaplarının dışında olacak ve tüm dişliler dış dişli olacak şekilde düzenlenirler [5].

Dıştan dişli pompalar paletli pompalara göre daha yüksek dönüş hızlarına sahip olduklarından ulaşacakları basınç da daha yüksek olacaktır ortaya çıkabilecek oldukça yüksek iç basınçlara basınç dengeleme metoduyla sınırlama getirilebilir. Gelişmiş pompalarda 350 bar basınç ve 3000–6000 dev/dak' ya kadar ulaşılabilir.

Dıştan dişli pompalar hafif olmalarına karşın yüksek basınç üretebilme, düşük maliyet, geniş devir sayısı aralığı ve geniş sıcaklık-viskozite değerlerinde çalışabilmelerinden dolayı mobil sistemlerde sıklıkla tercih edilirler [1].



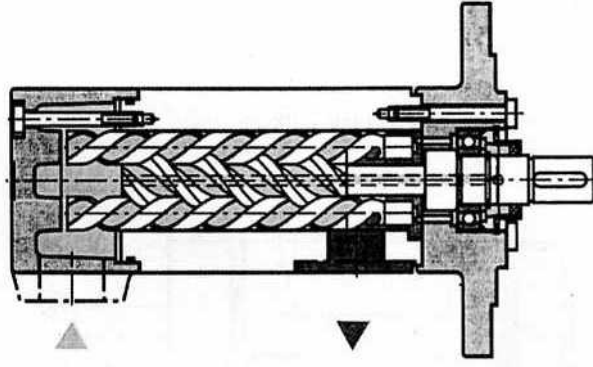
Şekil 3.1 Dış ve iç dişli pompa

İçten dişli pompa tipindeki pompalarda dişli olarak düşünülebilecek döner bir eleman veya rotor bulunur. Rotor gövde içinde konsantrik olarak dönmektedir. Rotor tarafından desteklenen ve serbestçe dönebilen eş dişlisi rotorla döndürülmektedir. Rotor saat ibresinin tersi yönde dönerken girişi geçince çevirici dişlinin dişleri rotor dişlerinden çekilir. Bu olay girişte vakum yaratır. Vakumdan dolayı dişler arasındaki boşluğa sıvı dolar. Rotor dönmeye devam ettiği sürece sıvı dişler yarım ay elemanı ve gövde arasında tutulur. Daha sonra buradan taşınıp rotorla eş çalışan iç dişle elemanınca çakıştan dışarıya atılır [2].

İçten dişli pompaların en önemli özelliği gürültü seviyelerinin çok düşük olmasıdır. Bu özelliklerinden dolayı öncelikle endüstriyel hidrolik sistemlerde (presler, plastik makineleri, takım tezgâhları vs..) ve kapalı ortamlarda çalışan araçlarda kullanılırlar. (elektrikli forklift vs..) endüstriyel sistemlerde en yaygın olarak kullanılan içten dişli pompa tipi gerator pompalarıdır. Ağırlıklı olarak yağlama, sıvı nakli veya hidrolik güç temininde kullanılır [3].

3.2 Vidalı Pompalar

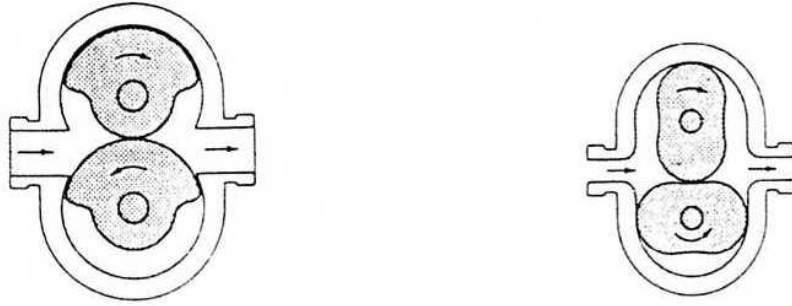
Aynı içten dişli pompalarda olduğu gibi vidalı pompaların da en önemli özelliği oldukça düşük gürültü seviyelerinde çalışabilmeleridir. Vidalı pompaların gövdelerinde iki veya üç adet dişli vardır. Tahrik organına bağlı olan saat ibresi yönünde dişleri olan vida, dönme hareketini her biri saat ibresinin tersi yönde diş profillerine sahip diğer vidalara aktarır bu esnada vidaların dişleri arasında kapalı bir odacık oluşur. Bu odacık, hacminde herhangi bir değişiklik olmaksızın pompanın emiş portundan basınç portuna kadar ilerler. Bu durum sabit, düzgün ve darbesiz bir debi akışı meydana getirerek çok sessiz bir çalışma sağlar [5].



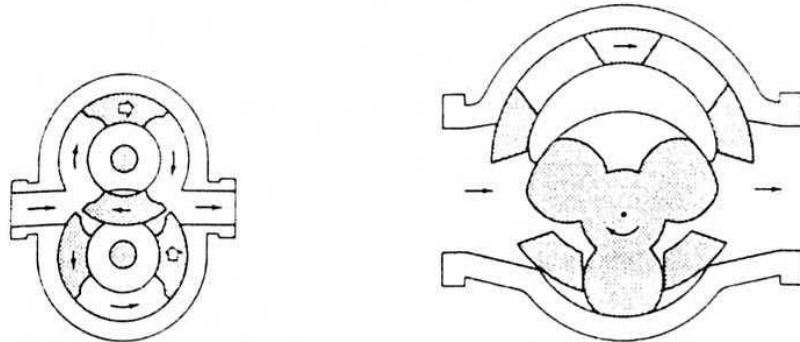
Şekil 3.2 Vidalı pompa

3.3 Loblu Pompalar

Loblu pompa ismini rotorun yuvarlatılmış radyal yüzeylerinden almaktadır. Bu özellik rotorlara çalışma esnasında pompa parçaları ile sürekli temas etme olanağını sağlamaktadır. Şekil 3.3.1 ve 3.3.2’ de loblu pompalar gösterilmektedir.



Şekil 3.3.1 Tek ve çok loblu pompa



Şekil 3.3.2 İç ve Dış dairesel pistonlu pompa

Dişli pompalardan farklı olarak loplu pompalarda lopun şekli bir rotoru diğer bir rotorun tahrikine izin vermez ve bu nedenle tüm loplara ayrı kumanda tertibatı gerekmektedir. Emişe açık hacim gövde yüzeyi, rotor yüzeyleri ve rotor lop uç noktaları ile gövde arasındaki temas ile oluşan bölgede kalan hacim ile belirlenir. Emişe ve basmaya kapalı olan hacim lop uç noktaları ile gövde arasındaki temas eden noktalarla sınırlandırılan ve bu bölge ile ilişkili lop ve gövde yüzeylerinin oluşturduğu hacim olarak belirtilebilir. İki loplu rotora sahip pompalarda tork loplar arasındaki geometrik kontak noktası pozisyonu temel alınarak oransal olarak iki loba paylaştırılmıştır [2].

3.4 Paletli Pompalar

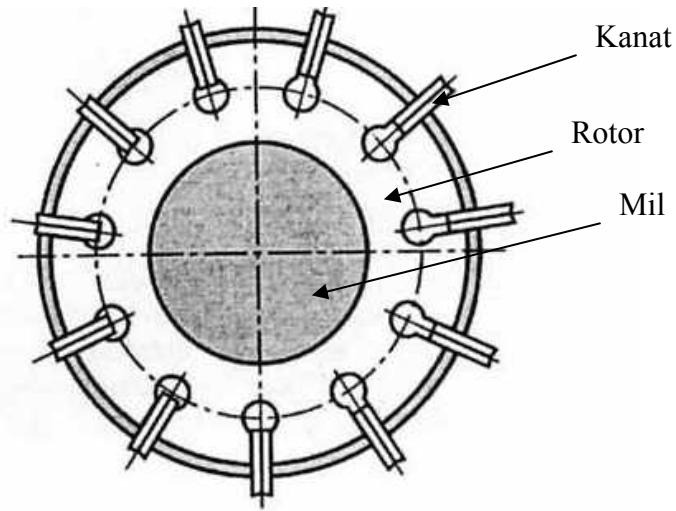
Paletli pompaların tek odalı ve çift odalı olmak üzere iki çeşidi vardır. Bu pompaların ana parçaları rotor, stator ve kanatlardan oluşur. Bu parçalar ön ve arka taraftan emiş ve basma kısımları, sürücü mili ve montaj ekipmanları da içeren döküm kapaklar ile çevrelenmiştir. Rotor içindeki paletler radyal olarak hareket ederler. Bu iki tip arasındaki fark, paletlerin strok hareketini sınırlayan statorun halkasının şeklidir.

Pompa kanatları yarıkların içindeyken stator ve kapaklar takılır ve motor miline bağlı olan pompa mili döndürülür. Dönme hareketi kanatlara merkezkaç kuvveti verir ve kanat uçları statora dokununcaya kadar dışarı savrulur. Rotor döndüğü sürece kanatların uçları statorun üzerindeki eğriyi tarayacak şekilde dönerler. Paletlerin hareketi rotor ile stator tanjant olduğu bir noktada rotordaki yarıklardan dışarıya doğru (rotor dönüşüne 90 derece) ve daha sonra bir diğer tanjant noktasında içeri girme şeklinde olmaktadır. Nitekim tüm paletler bu döngüyü yani yarıklardan kısmen dışarı çıkma ve tekrar içeri girme hareketini gerçekleştirirler. Daha sonra stator eğrisinin merkezi geçildiğinde (180 derecelik dönme tamamlandığında) kanatlar rotordan tekrar savrulurlar ve 360 derecelik dönme tamamlandığında tekrar rotora dönerler.

Kanatların basınç uygulaması:

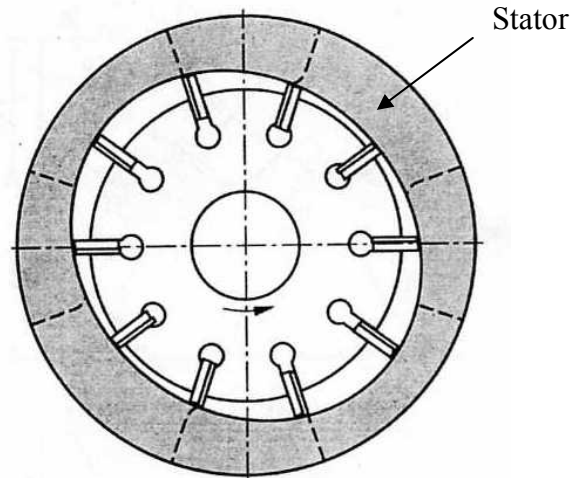
Pompa ilk devreye alındığında rotorun dönmesi ile oluşan merkezkaç kuvveti kanatların stator yüzeyine kadar açılmasını sağlar. Bu durum başlangıç için doğru bir tanımlama olur herhangi bir basınç yükselmesi söz konusu değildir. Basınç oluşmaya başladığında kanatların arka rotor yuvasındaki boşlukları sistem basıncıyla beslenir ve bu sayede kanatları stator yüzeyine basmaya zorlayan bir kuvvet oluşturur. Böylece merkezkaç kuvveti devam ederken

basınç kanatların stator yüzeyine basması için ek bir kuvvet oluşturur. Kanadın bu şekilde hidrolik olarak itilmesi kanat uçlarında çok sıkı bir sızdırmazlık sağlasa da kuvvetin artmasına bağlı olarak kanat ve stator yüzeyi kısa sürede aşınacaktır. Ayrıca kanatlar, hareketi zorlaştıracak şekilde sürüklenme yaratacaklardır. En iyi sızdırmazlık ve daha iyi sürüklenme-aşınma arasında uygun bir çözüm olarak kanatlar kısmi olarak yüklenirler. Kanatların aşırı yüklenmesini önlemek için kanatlar kanallı veya kesik uçlu olarak yapılırlar. Böylece kanadın alt kısmı ve kanadın ucundaki büyükçe bir alan sistem basıncıyla dengelenir. Kanadın stator ile temasta olan kısmı sistem basıncında olmadığı için alttaki basınçla kanat itilir.



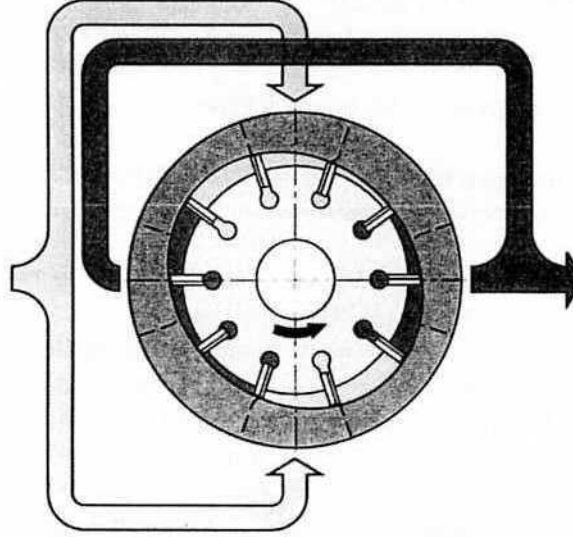
Şekil 3.4 Paletli pompanın rotor ve paletlerden oluşan ana elemanları

3.4.1 Çift odalı paletli pompalar



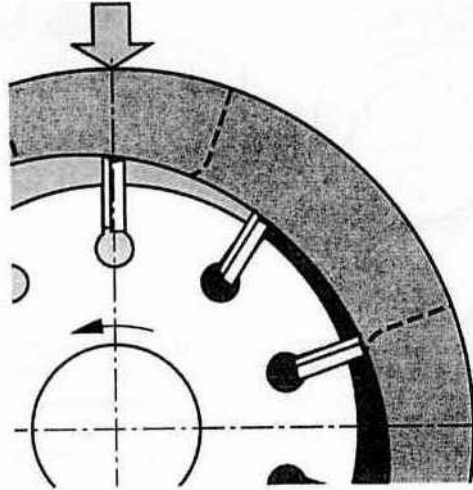
Şekil 3.5 Çift odalı paletli pompa stator halkası

Stator, çift kam oluşturan bir iç yüzeye sahiptir. Bu, her bir paletin, milin her bir dönüşünde iki kez strok yapmasına neden olur. Deplasman odacıkları; iki palet, statorun iç yüzeyi ve yanlardaki kontrol plakaları arasında oluşturulur.



Şekil 3.6 Çift odalı paletli pompa

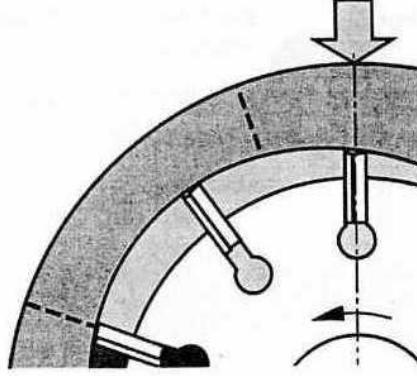
Rotor ve stator arasındaki boşluğun en az olduğu bölgede deplasman odacığının hacmi de en küçük değerindedir. Rotorun dönmesiyle deplasman odacığının hacmi de artar. Paletler, statorun yüzeyi boyunca hareket ettiği için her odacığın sızdırmazlığı tam olarak sağlanır [1].



Şekil 3.7 Rotor ve stator arasındaki boşluğun en az olduğu bölge

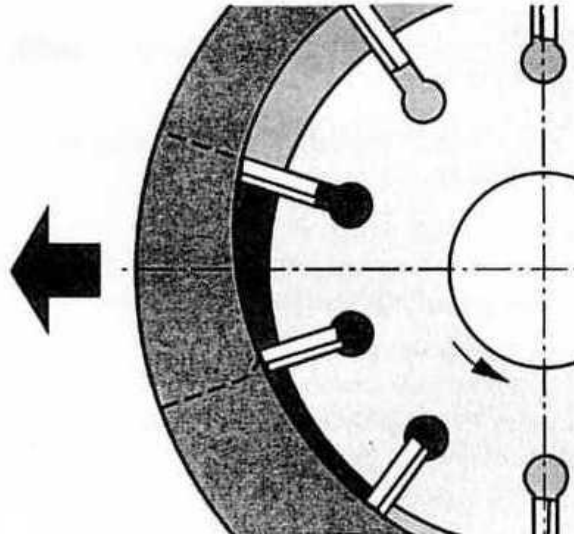
Bu durumda negatif basınç oluşturulur. Deplasman odacığı, yandaki kontrol yarıklarından emiş hattına bağlanır. Negatif basıncın etkisiyle akışkan deplasman odacığına

akar. Deplasman odacığının hacmi aşağıda görüldüğü gibi maksimum değerini alır. Emiş hattına olan bağlantısı kesilir.



Şekil 3.8 Rotor ve stator arasındaki boşluğun en fazla olduğu bölge

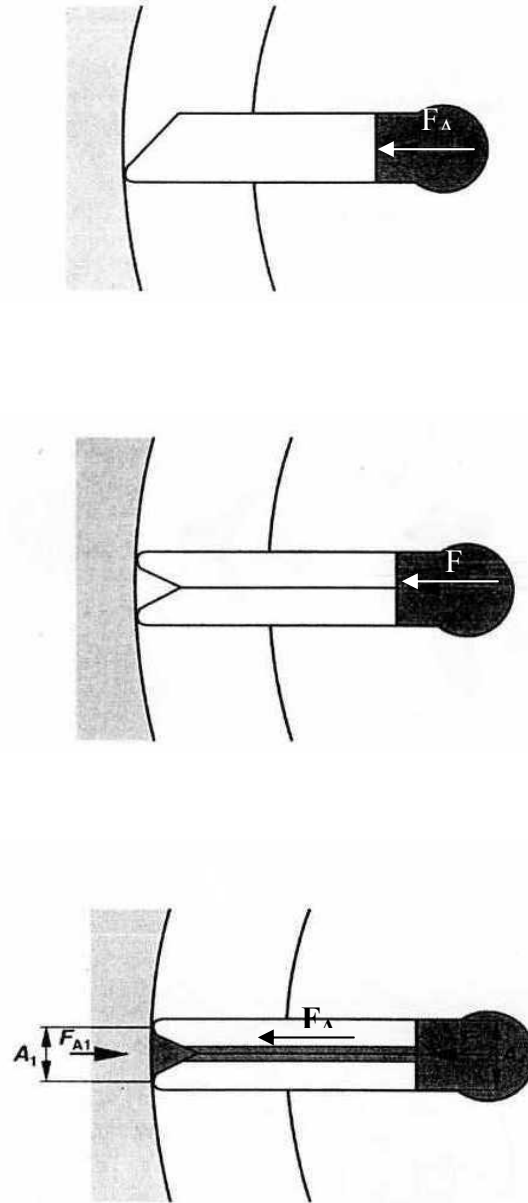
Dönme hareketinin devam etmesiyle deplasman odacığının hacmi küçülür. Yandaki kontrol diskinin üzerindeki yarıklar, akışkanın, bir kanal üzerinden pompanın basınç hattına doğru akmasına yardımcı olurlar. Bu işlem tahrik milinin her bir dönüşünde iki defa gerçekleşir. [1]



Şekil 3.9 Pompanın yağı basması

Paletlerin statorun iç yüzeyine düzgün bir şekilde basması için, paletlerin arkalarındaki odacıkların yağ ile doldurulması gerekmektedir. Bu da toplam sistem basıncının paletlerin

arkasında olması demektir. Bu nedenle paletler, (basınç x palet alanından) oluşan bir kuvvetle statora basar. Belli bir basınç seviyenin üstünde ve akışkanın yağlama karakteristiğine bağlı olarak stator ile paletler arasındaki yağ filmi yırtılabilir. Bu da aşınmaya neden olur, takriben 150 bar'ın üstündeki sistem basınçlarında çalışan paletli pompalar bu baskı kuvvetini azaltmak için çift paletli olarak tasarlanır



Şekil 3.10 Palet şekillerinin statora basma kuvveti

— Maksimum çalışma basıncı ayar vidası

Yayın ön gerilme miktarı maksimum çalışma basıncını belirler.

Değişken debili, basınç kontrollü pompalar, azami sistem basıncını kontrol etmek ve pompa giriş gücünü korumak için kullanılır. Böyle pompalar debilerini, sistem gereksinimine uygun olarak, otomatik olarak ayarlarlar. Böylece devrenin durma kademelerinde akış kesinlikle durdurulur ve hareketlendiricilere basınç sağlanır [7].

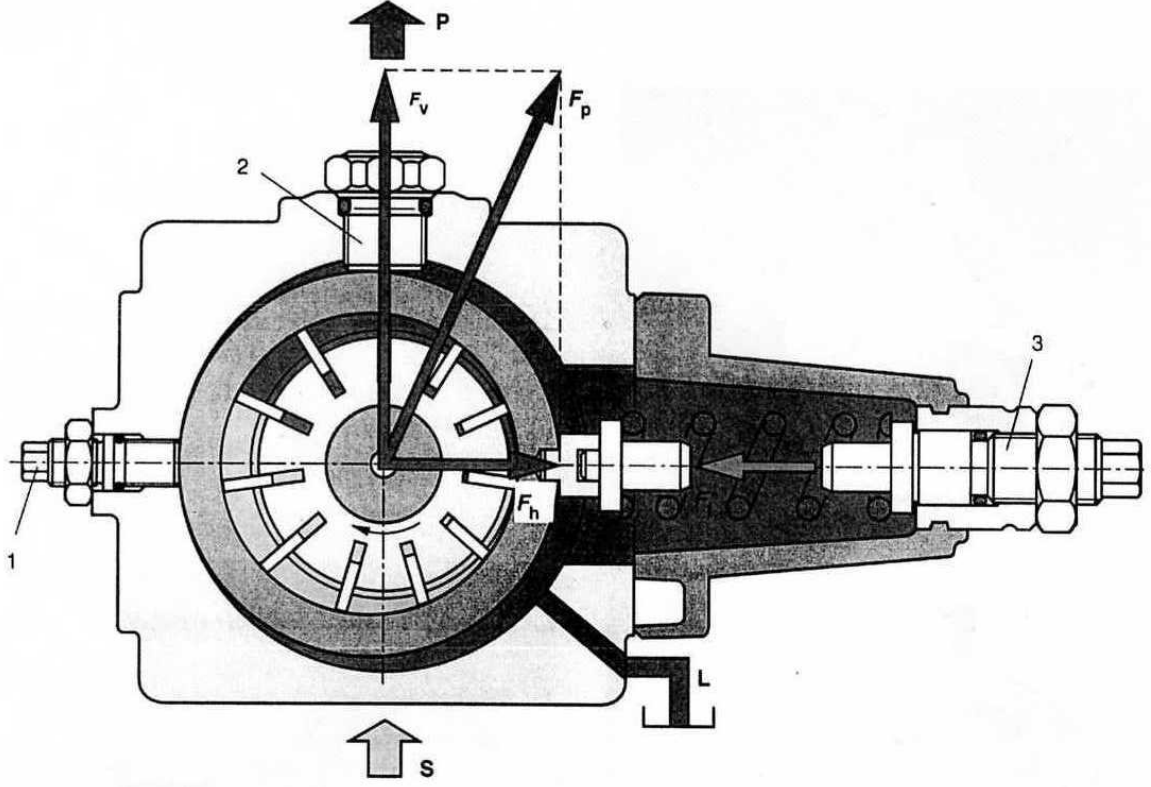
Değişken debili basınç kontrollü pompalar ile sistem basıncının kontrolünün; sistem basıncının korunması, asgari güç kullanımı, yön kontrol valflerine sabit pilot basıncı, asgari ısı oluşumu, kontrol elemanlarının azlığı bir takım önemli üstünlükleri vardır [7].

Hidrolik sistemdeki dirence bağlı olarak bir basınç oluşur. Bu basınç, pompada kırmızı renkle gösterilen bölgede sürekli olarak mevcuttur ve stator halkasının iç yüzeyine etkir. Bu bölgedeki basınç kuvveti kuvvet vektörü (F_p) ile gösterilebilir. Şayet bu vektörel kuvvet, yatay ve dikey bileşenlerine ayrılacak olursa, yükseklik ayar vidası tarafınca alınan büyük bir kuvvet bileşeni (F_v) ile baskı yayı üzerine etki eden küçük bir kuvvet bileşeni (F_h) açığa çıkar. (F_f) baskı yayı kuvveti, (F_h) kuvvetinden büyük olduğu sürece, stator halkası gösterilen konumda kalır. Eğer sistem basıncı yükselirse, (F_p) kuvveti ve buna bağlı olarak (F_v) ve (F_h) kuvvetleri de artar. Şayet (F_h), yay kuvveti (F_f)'yi aşarsa stator halkası eksantrik konumundan neredeyse tam konsantrik konuma geçer. Deplasman odasındaki hacimsel değişim, pompanın çıkışındaki efektif debi sıfır oluncaya kadar azalır bu durumda pompa, sadece pompa toleranslarından dolayı sızan kaçak yağı karşılamaya yetecek kadar yağ basar. Sistem basıncı pompa tarafından aynı değerde tutulur. Basıncın değeri yayın ön gerilmesi değiştirilerek direkt olarak ayarlanabilir [1].

Değişken debiye ve sıfır strok fonksiyonuna ($Q=0$) sahip paletli pompalar ayarlı oldukları maksimum basınca eriştiklerinde, daima tanka bir sızıntı hattı ile bağlanacak şekilde tasarlanmışlardır. Pompanın basınç bölümünden (kırmızı) boşluklar nedeni ile gövdeye sızan (pembe) yağ bu sızıntı portu yardımıyla dışarı alınır. Sürtünme nedeni ile açığa çıkan ısı sızıntı yağ vasıtasıyla tahliye edilir ve sıfır strok çalışması durumunda pompa içerisindeki parçaların yağlanması sağlanmış olur.

Önemli parametreler

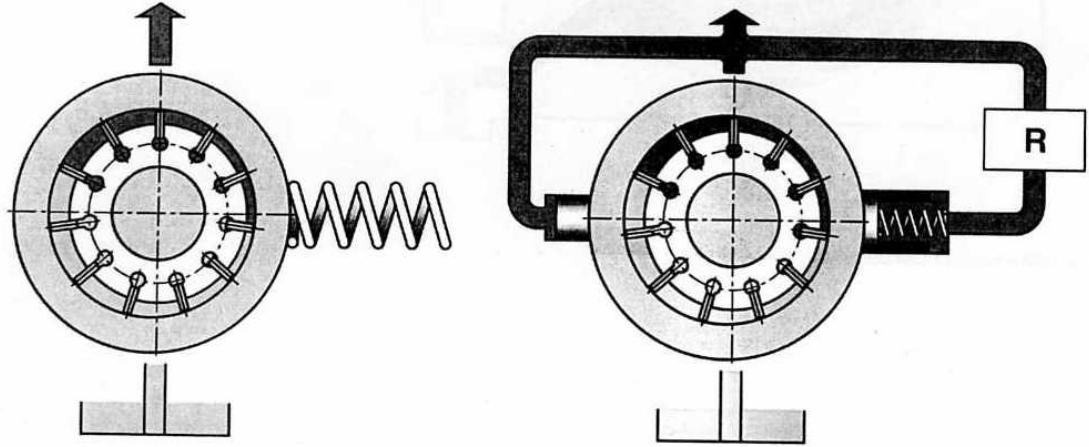
Deplasman hacmi	5 ile 100 cm ³
Çalışma basıncı	100 bar basınca kadar
Devir sayısı aralığı	1000 ile 2000 dev/dak



Şekil 3.12 Ayarlanabilir strok hacimli direkt uyarılı paletli pompalar

3.4.2.2 Ayarlanabilir deplasmanlı pilot uyarılı paletli pompalar

Bu pompanın temel çalışma prensibi, direkt kumandalı pompalarla hemen hemen aynıdır. Aralarındaki fark stator halkasının ayar mekanizmasından kaynaklanır. Stator halkası bir veya birkaç bası yayı tarafından değil de, basınç kuvveti ile itilen pozisyonlama pistonları tarafından hareket ettirilmektedir.



Şekil 3.13 Direkt uyarılı ve pilot uyarılı paletli pompalar

İki pozisyonlama pistonu da farklı çaplara sahiptir (alan oranları yaklaşık 2:1 dir), Büyük çaplı konumlama pistonunun arkasında bir bası yayı vardır, Bu yay, pompanın ilk çalıştırılması esnasında stator halkasının eksantrik konumda olmasını sağlar, Hidrolik sistemde meydana gelen basınç, pompadaki iç kanallar vasıtası ile küçük konumlama pistonunun arkasına, R kontrol aygıtına ve sonra da büyük konumlama pistonuna iletilir, Konumlama pistonlarının arkasındaki basınçlar birbirine eşit olduğu takdirde, pistonlardaki alan farkı nedeniyle strok halkası gösterilen konumda kalır,

3.4.2.3 Basınç Kontrol Aygıtının Görevi

Basınç kontrol aygıtı maksimum sistem basıncını belirler, Basınç kontrol aygıtından istenilen özellikler şunlardır:

— Yüksek dinamik cevap verme özelliği

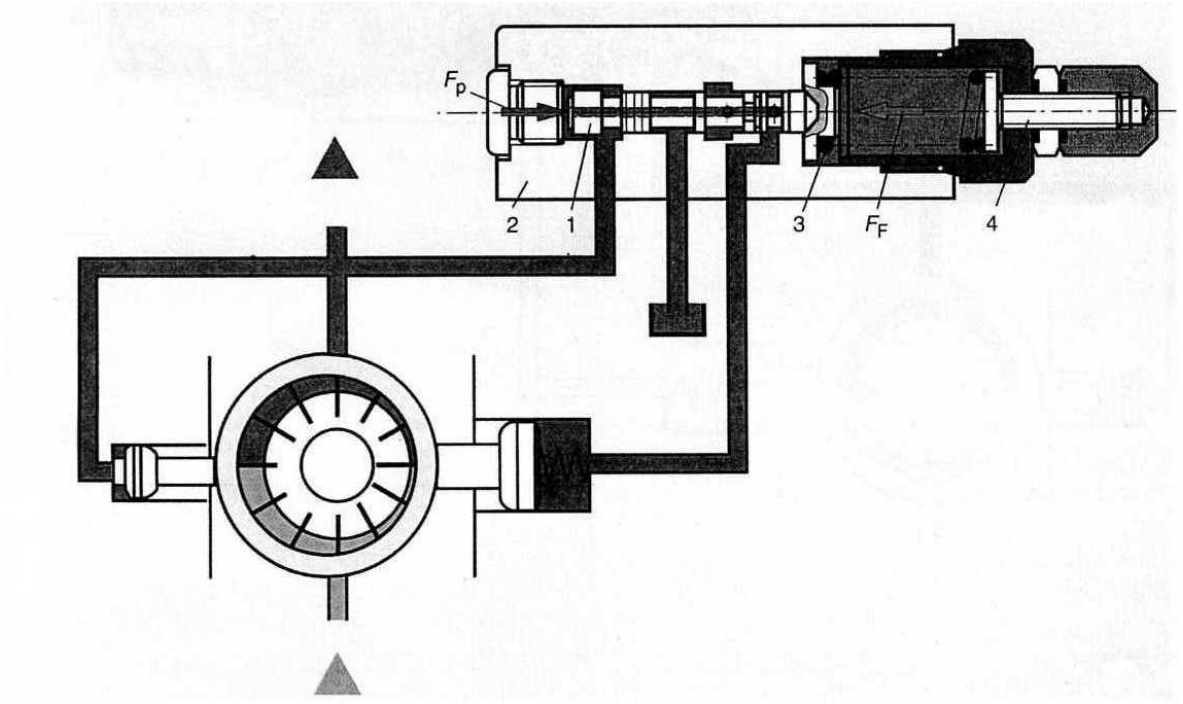
Yani, basınç kontrol işleminin mümkün olan en kısa sürede gerçekleşmesi demektir (50 ile 500 ms), Dinamik cevap verme; pompa tipine, kontrol aygıtına ve hidrolik sistemine bağlıdır,

— Kararlılık

Basıncı kontrol edilen tüm hidrolik sistemler belli bir dereceye kadar basınç dalgalanmasına meyillidir, Dolayısıyla kontrol aygıtının kararlılık ile dinamik cevap verme arasında uygun bir orta yol oluşturması gerekir

— Verim

Kontrol konumunda iken, pompa debisinin belirli bir kısmı kontrol aygıtı üzerinden tanka geri gönderilir, bu kaybın mümkün olduğunca az olması, aynı zamanda da kontrol aygıtının cevap vermesinin ve kararlılığının yeterince sağlanmış olması gereklidir.



Şekil 3.14 Sistem basıncı basınç kontrol aygıtında ayarlanmış maksimum basınçtan daha az konumda

3.4.2.4 Basınç kontrol aygıtının tasarımı

Basınç kontrol elamanı bir kontrol sürgüsü (1), gövde (2), yay (3) ve ayar mekanizmasından (4) meydana gelir. Çıkış konumunda yay kontrol sürgüsünü gösterilen pozisyonundaki gibi kontrol aygıtının gövdesi içine girer.

Hidrolik akışkan, pompanın içindeki kanallar vasıtası ile kontrol sürgüsüne kadar gelir. Kontrol sürgüsü üzerinde uzun aksel bir delik ve iki tane de radyal delik vardır. Bunun dışında kontrol sürgüsünden geçecek olan debiyi sınırlamak için bir orifis mevcuttur. Gösterilen konumda, basınçlı yağ aksel ve radyal delik üzerinden büyük konumlama

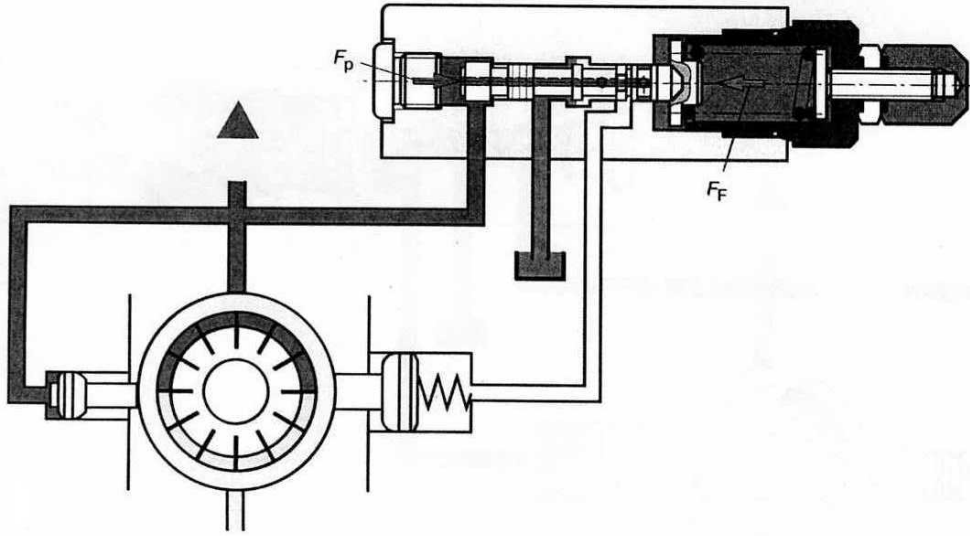
pistonuna gider. Tanka olan bağlantı kontrol sürgüsü ile kapatılmıştır. Hidrolik sistemin gerçek basıncı, kontrol sürgüsünün üst yüzeyine etkir. Bu basıncın oluşturduğu F_p kuvveti, karşı yöndeki F_f , yay kuvvetinden daha az olduğu sürece pompa gösterilen konumda kalır. Her iki konumlama pistonun arkasına da aynı basınç etkilemektedir.

Hidrolik sistemin basıncı arttığı zaman, dolayısıyla artan F_p kuvveti sayesinde kontrol sürgüsü yaya karşı itilir. Kontrol aygıtındaki tank bağlantısı açılır. Buradan tanka giden yağ, büyük konumlama pistonunun arkasındaki basıncın düşmesine neden olur. Küçük konumlama pistonu ise hala sistem basıncının etkisi altında olduğundan, halka hemen hemen orta konuma gelinceye kadar stator halkasını büyük konumlama pistonuna (düşürülmüş basınç etkisindeki) doğru iter [1].

Bu durumda kuvvetler dengelenir. Küçük konumlama pistonu alanı x yüksek basınç = büyük konumlama pistonu alanı x düşük basınç

Debi sıfırlanır ve sistem basıncı sabit tutulur. Bu davranış nedeni ile, maksimum sistem basıncına ulaşıldığında sistemdeki güç kaybı düşük olur. Akışkan çokça ısınmaz ve enerji tüketimi oldukça düşük olur. Hidrolik sistemin basıncı düştüğü zaman, kontrol aygıtındaki yay, kontrol sürgüsünü hareket ettirir. Bunun sonucu olarak tank bağlantısı kapanır ve büyük konumlama pistonunun arkasında sistem basıncı etkimeye başlar. Konumlama pistonlarının kuvvetlerin dengesi bozulur ve büyük konumlama pistonu stator halkasını tekrar eski eksantrik konumuna getirir. Pompa tekrar sisteme yağ basmaya başlar bu şekilde çalışan değişen deplasmanlı pompalar aşağıya sıralanan çeşitli kontrol aygıtları ile donatılabilirler.

- Debi kontrol aygıtı
- Basınç/debi kontrol aygıtı
- Güç kontrol aygıtı

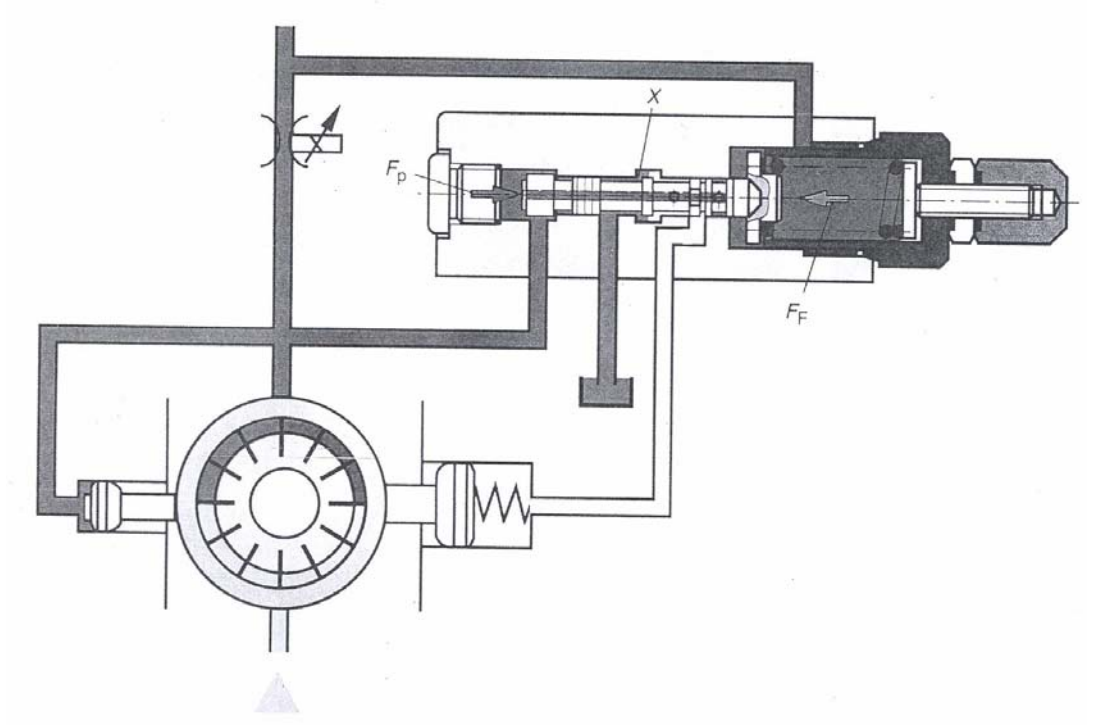


Şekil 3.15 Sistem basıncı basınç kontrol aygıtında ayarlanmış maksimum basınçla aynı konumda

3. 5. 5 Debi kontrol aygıtı

Debi kontrolü ile, pompanın deplasmanının belirlenen bir değerde tutulması sağlanır, Bunu başarmak için, debi bir ölçüsü orifisten (kısmi valf, oransal yön valfi, vs.) geçirilir, Bu ölçücü orifisteki basınç düşümü kontrol parametresi olarak kullanılır, Ölçüsü orifisten alınan basınç, kontrol sürgüsünün üst yüzeyine ulaştırılır, Bu basınç aynı zamanda küçük konumlama pistonunun arkasındaki basınçtır, Ölçüsü orifisten sonraki basınç (orifisin girişindeki basınçtan düşük) bir hat yardımı ile kontrol aygıtının yay odasına iletilir, Kontrol sürgüsündeki kuvvetler dengelenir, Pistonlardaki kuvvetler de dengelenir, Gösterilen konumda, ölçücü orifisteki basınç düşümü kontrol aygıtındaki yay kuvvetine eşittir, büyük konumlama pistonunun arkasındaki basınç belirlenen bir değeri koruyacak şekilde, bu plot yağı kontrol aygıtındaki kontrol eşiği (x) üzerinden tanka gider, Stator halkası kararlı bir konumda tutulur, Mesela, ölçüsü orifisin kesit alanı artırıldığında, basınç düşümü azalır, Dolayısıyla yay kontrol sürgüsünü hareket ettirir, Kontrol eşiğinin açıklığı azalır ve dolayısıyla büyük konumlama pistonunun arkasındaki basınç artar, Halka, daha büyük eksantirisite gerçekleştirebileceği yönde itilir ve böylelikle pompanın debisi artar, Yüksek debi nedeniyle ölçüsü orifisteki Δp , kararlı hale yeniden ulaşmaya kadar artar, (ölçüsü orifisteki $\Delta p = \hat{\Delta p}$ kontrol aygıtındaki yay kuvveti) basınç ve debi kontrol aygıtları çeşitli yollardan (mekanik, hidrolik, elektrik) ayarlanabilir veya kontrol edilebilir, Debi ve basınç

kontrol aygıtlarının kombinasyonu, çok ekonomik hidrolik sistemlerin tasarlanmasını mümkün kılar, [1]



Şekil 3.16 Paletli pompa üzerinde debi kontrol aygıtı ile debiyi sabitleme konumu

4. HİDROLİK AKIŞKANLAR

Bir hidrolik sistemde hidrolik akışkanın temel görevi, kuvvetlerin ve hareketlerin iletilmesidir. Çeşitli uygulama ve kullanım alanlarına bağlı olarak değişik özelliklerde hidrolik akışkanların kullanılması gerekir. Bütün uygulama alanlarında kullanılacak tek bir tür akışkan bulunmadığından, akışkan seçimi kullanım alanına göre yapılmalıdır. Uzun ömürlü ve ekonomik bir çalışma; ancak uygun akışkanın seçilmesiyle gerçekleştirilebilir [5].

4.1 Viskozite

Viskozite, katmanlı (laminer) hareket eden komşu iki sıvı tabakasının birbirlerine gösterdiği direnç olarak tanımlanır. Bir başka deyişle viskozite sıvıların akmaya gösterdiği dirençtir, akışkan kolayca akabiliyorsa, viskozitesi düşük demektir, bu durumda akışkanın ince olduğu söylenebilir. Akışkan güçlkle akabiliyorsa, viskozitesi yüksek demektir, bu durumda da akışkanın kalın olduğu söylenebilir. Bir akışkan seçiminde en önemli fiziksel özellik, viskozitedir. Viskozite akışkanın iyi ya da kötü olduğunu gösteren bir değer değildir. Yalnızca temel olarak alınan belirli bir sıcaklıkta, akışkanın ayırt edici davranışı hakkında bilgi sağlayan bir değerdir. Akışkan, sistemde sızdırmazlığı sağlayacak ve dış sızıntıları önleyecek düzeyde yüksek, aynı zamanda akışın kolay olması için yeterinde düşük bir viskozite değerinde olmalıdır. Viskozitesi çok yüksek olan akışkan kullanıldığında, iç sürtünmenin yenilebilmesi için daha büyük kuvvete gerek duyulur. Bunun sonucu sistemdeki ısı artar. Çok düşük viskoziteli bir akışkanın kullanılması durumunda, sızıntılar artacak ve hacimsel verim azalacaktır [5]. Bir hidrolik yağda bulunması gereken özellikler şu şekilde sıralanabilir;

- Güç aktarabilmesi,
- Yağlama işlemi yapabilmesi,
- Uzun ömürlü olmalı,
- Soğutma işlemi yapabilmeli,
- Sistemi koruyabilmelidir,

Tablo 4.1. Standart viskozite değerleri

ISO Viskozite numarası	40.0°C’de ortalama viskozite değeri (cSt)	40.0°C’de kinematik viskozite sınır değerleri (cSt)	
		En az	En ok
ISO VG 2	2,2	1,98	2,42
ISO VG 3	3,2	2,88	3,52
ISO VG 5	4,6	4,14	5,06
ISO VG 7	6,8	6,12	7,48
ISO VG 10	10	9,00	11,00
ISO VG 15	15	13,50	16,50
ISO VG 22	22	19,80	24,20
ISO VG 32	32	28,80	35,20
ISO VG 46	46	41,40	50,60
ISO VG 68	68	61,20	74,80
ISO VG 100	100	90,00	110,00
ISO VG 150	150	135,00	165,00
ISO VG 220	220	198,00	242,00
ISO VG 320	320	288,00	352,00
ISO VG 460	460	414,00	506,00
ISO VG 680	680	612,00	748,00
ISO VG 1000	1000	900,00	1100,00
ISO VG 1500	1500	1350,00	1650,00

Düşük viskoziteli yağlar daha düşük basınçlarda (basınç düşümünü sınırlamak için) kullanılır. Yüksek viskoziteli yağlar ise daha yüksek basınçlarda (i sızıntıları önlemek için) kullanılır [8].

Hidrolik yağın viskozitesi yüksek ise;

- Sürtünme kayıplarının artması sonucu devrede güç kaybı olur
- Sürtünme kayıplarından dolayı akışkan ısısı artar ve devre, yüksek Sıcaklıklarda çalışmaya zorlanır.
- Devrede basınç kayıpları oluşur.
- Devrenin çalışması sırasında ses artar.

- Sürtünme direncinin artması sonucu basınç artar, emniyet valfi açılarak akışkanı tanka gönderir. Bu durum devre elemanlarının düşük hızda çalışmasına neden olur.
- Pompa akışkanı emerken zorlanır ve pompada kavitasyon oluşur.

Hidrolik yağın viskozitesi düşük ise;

- Valfler ve sızdırmazlık elemanlarındaki sızıntıların artması sonucu silindirlerin konumunda değişmeler olur. Silindir bulunduğu konumdan farklı bir konuma doğru sürüklenir.
- Sızdırmazlık elemanlarında meydana gelen sızıntıların artması sonucu silindir, hidromotor gibi alıcıların hızlarında artma ya da azalma meydana gelir. Hızlardaki değişimin diğer bir nedeni de pompadaki sızıntılardır.
- Basınçlı akışkan görevini tamamlamadan sızıntı yaparak, düşük basınç bölgesine geçer. Sızıntı oranı yüksek ise basınç enerjisi ısı enerjisine dönüştüğü için akışkanın ısısının arttığı gözlenir.
- Bir birleri üzerinde çalışan makine elemanları arasındaki yağ filmi yırtılır ve aşınmalar oluşur [8].

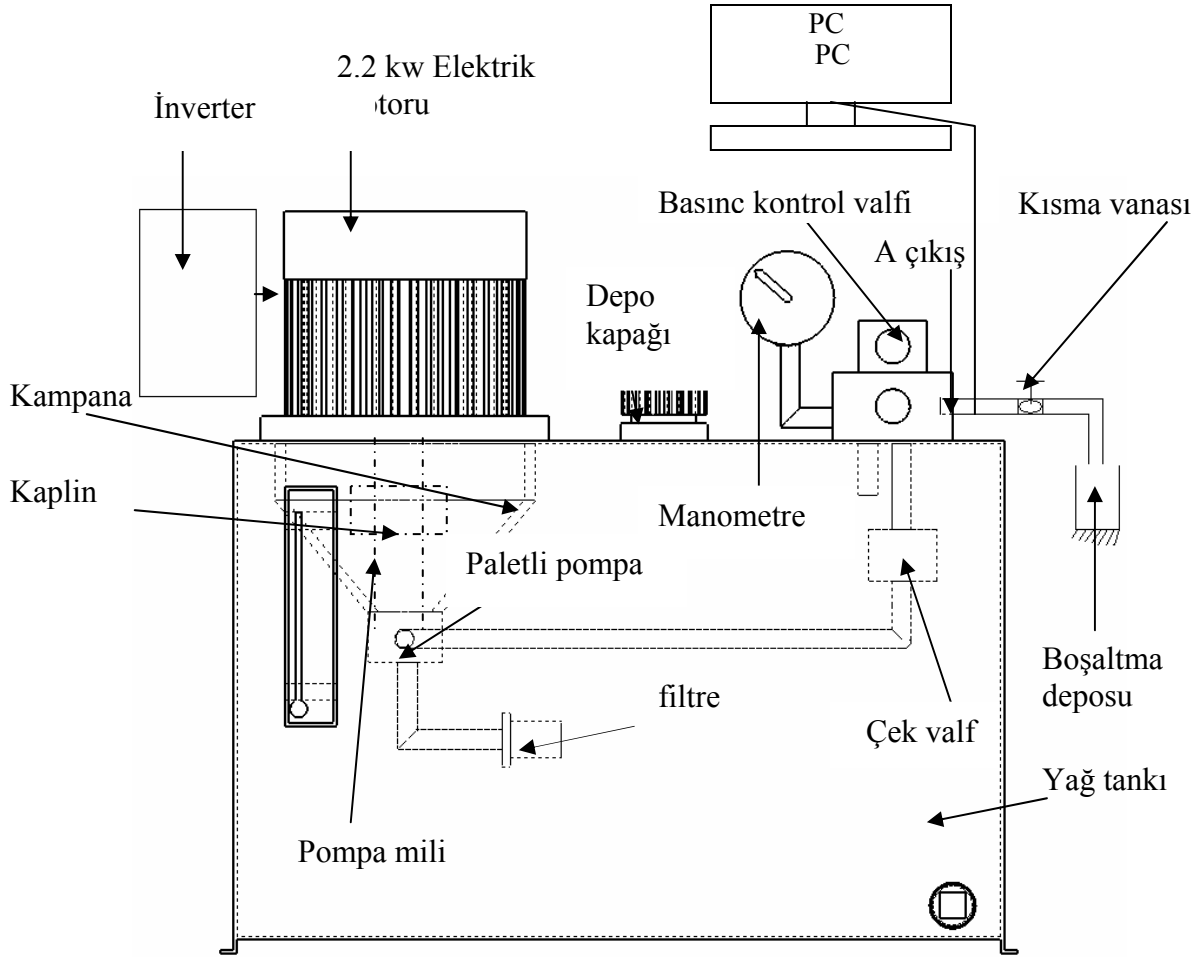
Tablo 4.2 Bazı madeni yağların viskozite değerleri

Shell Tellus		32	37	46	68	100
ISO Sınıfı		HM	HM	HM	HM	HM
Kinematik Viskozite	IP 71					
40 °C cSt		32	37	46	68	100
100 °C cSt		5.4	5.9	6.7	8.6	11.1
Viskozite İndeksi	IP 226	99	99	98	97	96
Yoğunluk 15 °C kg/l	IP 365	0.875	0.875	0.879	0.886	0.891
Parlama Noktası PMCC °C	IP 34	209	212	218	223	234
Akma Noktası °C	IP 15	-30	-30	-30	-24	-24

5. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

5.1. Deney Düzenekinin Hazırlanması

Paletli pompa iletim sistemi karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla şekil 5.1'deki deney seti İstanbul Küçükçekmece organize sanayi bölgesinde imal edilmiştir. Deney seti yağ tankı, çift odalı paletli pompa, elektrik motoru, inverter, PC, manometre, basınç ayar vanası, debi ölçer ve boşaltma deposundan meydana getirilmiştir. Bu deney setinde kullanılan paletli pompanın rotor çapı, mil çapı, palet sayısı ve ölçüleri, kovan çapı, bilezik çapı değerleri belirli olan VQ15-8-F-RAA-01 seri numaralı standart winman paletli pompa kullanılmıştır. Yapılan deneylerde kullanılan paletli pompanın teknik bilgileri aşağıdaki gibidir.



Şekil 5.1 Deney seti

Palet sayısı: 12 Adet çelik.

Palet boyu: 24 mm

Palet eni: 9,45 mm

Palet et kalınlığı: 2 mm

Rotor çapı: 53,4 mm

Tahrik mili çapı: 16,4 mm

Kovan dış çapı: 78 mm

Paletli pompanın ana parçaları rotor, kanatlar ve statordur. Pompanın üst kısmında emme ve basma portları mevcuttur. Rotor milinin iki ucu iki sabit bilyalı yatak ile yataklanmıştır. Pompa ile elektrik motorunu sabitleyen bir kampana kullanıldı. Pompa ve elektrik motorunun birlikte dönmesini sağlayan dişli kaplin kullanılmıştır. Elektrik motorunu farklı devirlerde çalıştırmak ve çektiği akımı ölçmek için Siemens 6SE6440-2UD31-1CA1 tipinde inverter kullanılmıştır. Pompa basıncını PC ortamında ölçmek için PCL812PG DAQ kartı ve visidaq yazılımı kullanılmıştır. Sac levhadan kesilip kaynak edilerek 20 litrelik yağ tankı imal edildi. Deney setinde görüldüğü gibi yağ tankın üst kapağı kampananın motor ile pompayı sabitleyecek şekilde monte edilmesi için dairesel olarak kesilmiştir. Basınç kontrol valfinin monte edilmesi için üst kapak dikdörtgen şeklinde kesilmiştir. Hazır olarak alınan pompa ve imal edilen deney düzeneğinin montajı aşağıda belirtilen şekilde yapılmıştır.

Paletli pompanın emiş kısmına yağı süzmesi için filtre takıldı, daha sonra paletli pompa kampanaya cıvatalar ile sabitlendi. 20 litrelik yağ tankın üst kapağına kampanaya sabitlenmiş paletli pompa monte edildi. Tankın üst kapağına açılmış olan dikdörtgen boşluğa, basınç kontrol valfi ve çek valf cıvatalarla sabitlendi ve basınç kontrol valfine 140 barlık manometre bağlandı. Çek valf ile paletli pompanın basma kısmı bir boruyla birleştirildi. Yön kontrol valfin A çıkış kısmına PC de PCL812PG DAQ kartı ve visidaq yazılımı ile basıncı ölçmek için pompa bilgisayara bağlanmıştır. Daha sonra kısma vanası takıldı. Elektrik motorunun özellikleri Siemens 6SE6440-2UD31-1CA1 tipinde invertere tanıtılarak elektrik motorunun 5 farklı devirde çalıştırılması sağlanmıştır. Elektrik motoru nominal 1400 dev/dak ve 2,2 KW gücündedir.

5.2 Deneyin Yapılması

Bir çift odalı paletli pompada Shell tellus 37, 68 ve 100 hidrolik yağlarının ilettiği debi, basınç, elektrik motorunun çektiği güç, akım, devir sayısı üzerindeki etkileri araştırmak için bir

dizi deneyler yapılmıştır. Deneylerde elektrik motorunun devirleri değiştirilerek elektrik motorunun çektiği akım ve gerilim, pompa debisi, basınç ölçülmüştür. Elde edilen verilerden pompa verimi hesaplanmıştır.

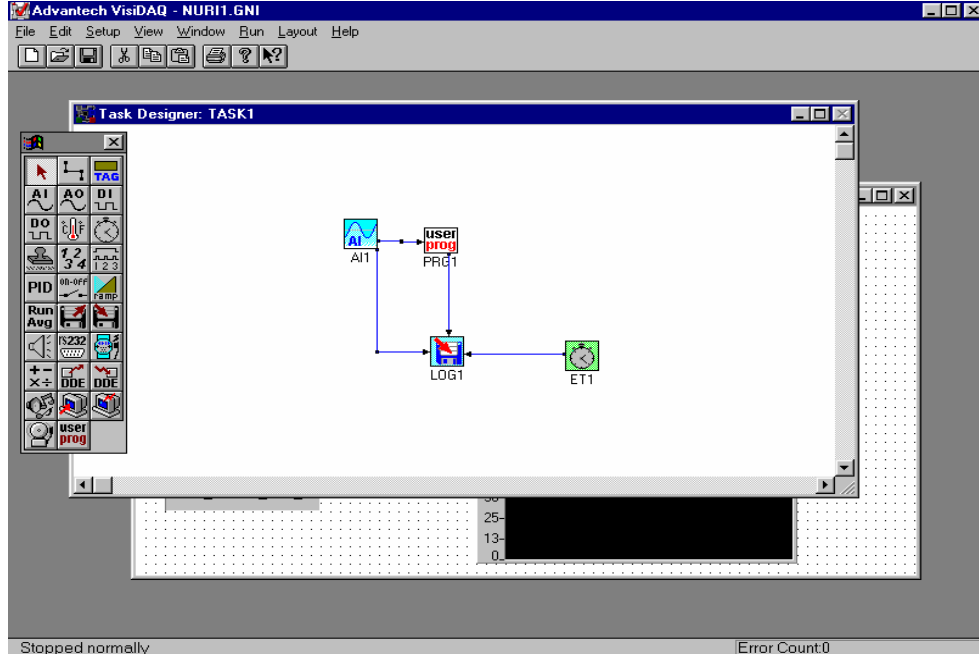
Deneyler Küçükçekmece iktelli organize sanayi bölgesi içinde HİT-TEK firması hidrolik laboratuvarında yapılmıştır. Deneyler de 2,2 KW gücünde ve nominal 1400 dev/dak ile çalışan elektrik motoru kullanılmıştır. Paletli pompada Shell Tellus 37, Shell Tellus 68 ve Shell Tellus 100 numaralı hidrolik yağı kullanılmıştır. Deneyler 5 farklı devirde tekrarlanmıştır.

Deneylerde kısma vanası kullanılarak farklı debi ve basınçlar elde edilmiştir. Vana tam açık, 10 bar, 20 bar, 30 bar, 40 bar, 50 bar, 60 bar ve tam kapalı konumlarda basınç ve debiler ölçülmüştür. Elektrik motorunun çektiği akım amper ve gerilim volt cinsinden ölçülmüştür.

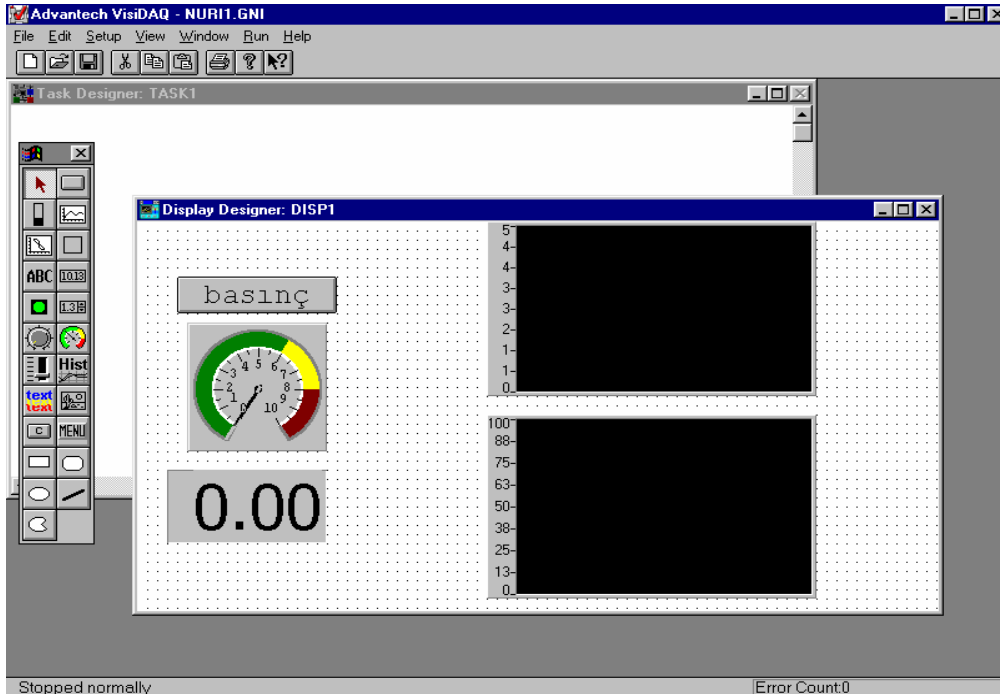
Deney düzeneğindeki 20 litrelik yağ tankı Shell Tellus 37 nolu hidrolik yağdan 16 litre yağla dolduruldu. 24 DC elektrikle çalışan 720 Timer model elektronik zaman ayarlayıcı fişe takıldı. Vana tam açık konuma getirildi, elektrik motoru daha önce ayarlanmış olan 5 farklı devirden biri olan 1000 devirde çalıştırıldı. Pompa bu durumda depodaki yağı paletli pompa vasıtasıyla tekrar yağ tankına iletmektedir. Pompanın çalışmaya başlamasından itibaren 30 saniye sonra açık konuma geçen elektronik zaman ölçer sayacı pompadan çıkan yağı ölçülü bir kaba 10 saniye boşaltarak kapandı. Bu 10 saniye içinde elektrik motorunun çektiği akım inverterden ampermetre ile ölçüldü, voltmetre ile de gerilim ölçüldü. Deneyler 0 bar, 10 bar, 20 bar, 30 bar, 40 bar, 50 bar, 60 bar ve vana tam kapalı konumda olacak şekilde toplam 8 farklı basınçta aynı yağ ve aynı devir sayısı için tekrarlandı. Daha sonra pompa çalıştırıldı ve kısma vanasıyla basınç 10 bara ayarlandı. Bu ayar manometre ve PC den hassas olarak ayarlandı. Pompa durduruldu ve tekrar çalıştırılarak vana tam açık iken yapılan ölçme işlemleri tekrarlandı. Deneyler 1000, 1100, 1200, 1300 ve 1400 dev/dak için tekrarlandı. Shell tellus 37 ile deneyler tamamlandıktan sonra aynı ölçme işlemleri Shell tellus 68 ve Shell tellus 100 yağlar için tekrarlandı. Bu deneylerin bilgisayar ortamında pompa basıncını ölçmek için kullanılan paket programın menüsü Şekil 5-2’de görülmektedir.

24 DC elektrik ile çalışan 720 timer model elektronik zaman ölçer sayacı vasıtasıyla boşaltma deposuna 10 sn süreyle akıtılan yağın hacmi ölçülerek akışkanın debisi hesaplanmıştır. Yağın basıncı sisteme bağlı olan manometre ve PC ile kısma vanası vasıtasıyla 0, 10, 20, 30, 40, 50, 60 bar ve tam kapalı konuma ayarlanmıştır. Yağın basıncı manometre ile birlikte ve PC ortamında daha hassas olarak ölçülmüştür. Pompanın 10 sn’lik çalışma süresinde elektrik

motorunun şebekeden çektiği amper şiddeti ve gerilimi voltmetre ve invertire bağlı bir ampermetre ile ve gerilimi bir voltmetre ile ölçülmüştür.



Şekil 5.2 PC ortamındaki programlama taslağı



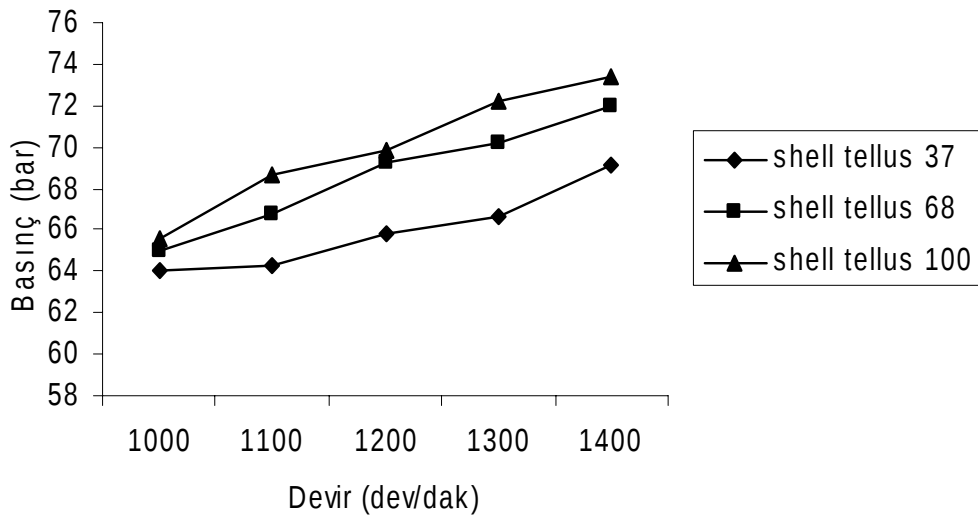
Şekil 5.3 PC ortamında basınç görüntüleme penceresi

5.3 Deney Sonuçları

Şekil 5.4'deki grafik de debi sıfır iken yani kısma vanası tam kapalı konumda iken, devir değişiminin basınca olan etkisi görülmektedir. Bununla birlikte 3 farklı yağdan viskozitesi yüksek olan yağ ile yapılan deneylerde basınç daha yüksek değere ulaşmıştır. Viskozitenin artışı yağın akışını zorlaştırmış, kaçakları azaltmış ve basıncın artmasına neden olmuştur.

Tablo 5.1 Shell Tellus 37, 68 ve 100 numaralı yağa ait devir-basınç değerleri

Devir dev/dak	Basınç Bar (vana kapalı)		
	Shell Tellus 37	Shell Tellus 68	Shell Tellus 100
1000	64,023	64,990	65,635
1100	64,238	66,816	68,643
1200	65,850	69,287	69,824
1300	66,602	70,146	72,188
1400	69,180	71,973	73,369



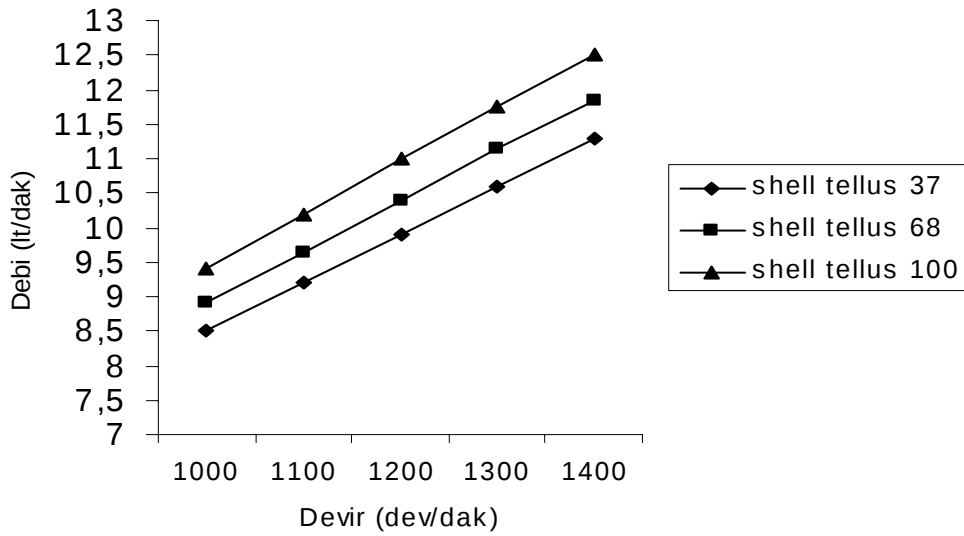
Şekil 5.4 Shell Tellus 37, 68 ve 100 numaralı yağların devir-basınç grafiği

Şekil 5.5'deki grafik de basınç sıfır iken yani kısma vanası tam açık konumdayken devir değişimi ile debi arasındaki ilişkiyi göstermektedir. Grafiklerden de açıkça anlaşılacağı gibi

devir arttıkça pompanın bastığı yağ miktarı yani debide o denli artmıştır. Çünkü stator içindeki rotor ne kadar hızlı dönerse pompanın bastığı yağ miktarı da o kadar artar.

Tablo 5.2 Shell Tellus 37, 68 ve 100 numaralı yağa ait devir-debi değerleri

Devir (dev/dak)	Debi (litre/dak) (vana tam açık)		
	Shell Tellus 37	Shell Tellus 68	Shell Tellus 100
1000	8,500	8,900	9,400
1100	9,200	9,650	10,200
1200	9,900	10,400	11,00
1300	10,600	11,150	11,750
1400	11,300	11,850	12,500

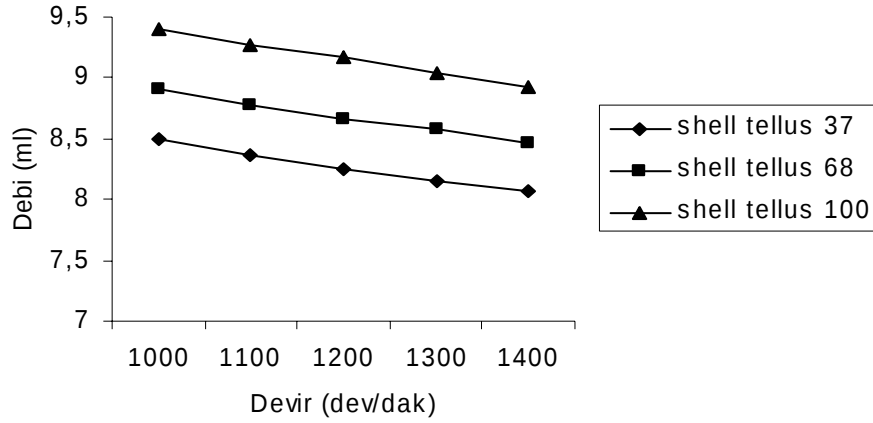


Şekil 5.5 Shell Tellus 37, 68 ve 100 numaralı yağların devir-debi grafiği

Pompa basıncı sıfırken yani kısma vanası tam açık konumdayken elektrik motoru 5 farklı devirde çalıştırıldı ve paletli pompanın bir kez dönmesiyle pompanın ilettiği yağ miktarı hesaplandı. Şekil 5.6'da shell tellus 37, 68 ve 100 numaralı yağlar ile yapılan deneylerin sonuçları grafik halinde gösterilmiştir.

Tablo 5.3 Pompanın bir devirde ilettiği yağ miktarları

Devir (dev/dak)	Paletli pompanın bir devirde ilettiği yağ miktarı (ml)		
	Shell Tellus 37	Shell Tellus 68	Shell Tellus 100
1000	8,500	8,900	9,400
1100	8,363	8,772	9,272
1200	8,250	8,666	9,166
1300	8,153	8,576	9,038
1400	8,071	8,464	8,928

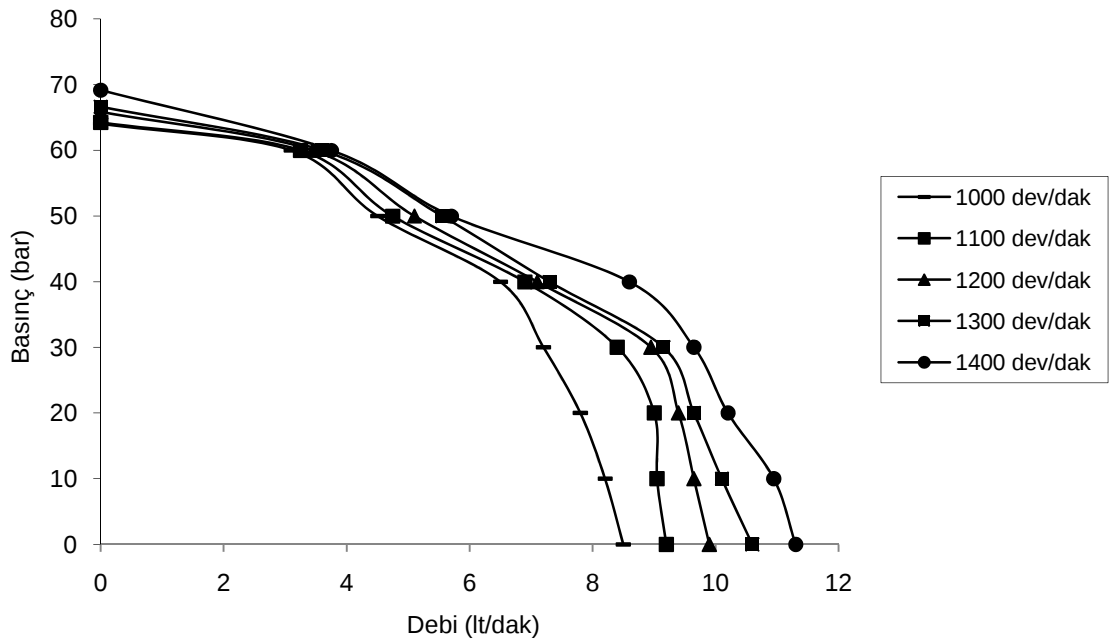


Şekil 5.6 Shell Tellus 37, 68 ve 100 numaralı yağlara ait devir-debi grafiği

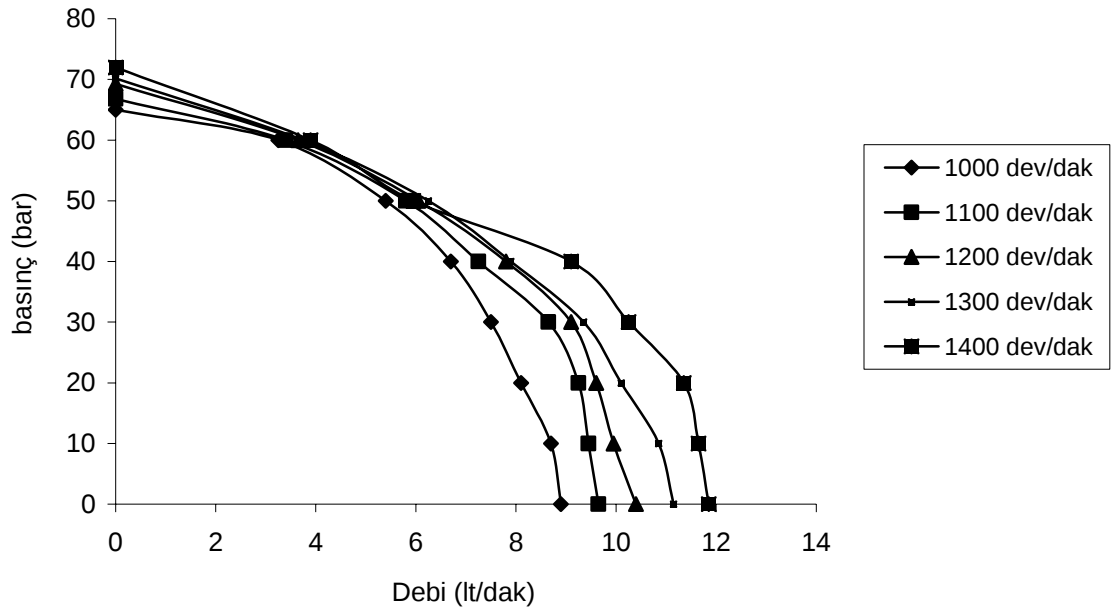
Grafik incelendiğinde paletli pompanın devir sayısı arttıkça devir başına iletilen yağ miktarında çok azda olsa bir azalma görülmüştür. Bu da bize paletli pompanın kaçak veriminin düşük devirlerde daha fazla olduğunu göstermektedir. Debideki bu farklılık yağın viskozite değişiminden kaynaklanmaktadır. Çünkü paletli pompa öncelikle düşük devirlerde daha sonra yüksek devirlerde çalıştırılmıştır. Düşük devirde deneyler yapılırken yağ ısınmıştır. Bu ısınma sonucunda yağın viskozitesi düşmüş olup bu ısınma pompa devrinin artışına paralel olarak artmaya devam etmiştir. Viskozitenin çok azda olsa değişmesi debiyi bir miktar düşürmüştür. Deneylerde de viskozitesi yüksek olan yağın debisi viskozitesi düşük olan diğer yağlara göre daha yüksek çıkmıştır. Yani pompa viskozitesi yüksek olan, yağı daha iyi iletmiştir. Çünkü viskozitesi yüksek olan yağın paletler ile gövde arasından kaçması daha zordur.

Şekil 5.7’de Shell Tellus 37 numaralı hidrolik yağının Şekil 5.8’de Shell Tellus 68 numaralı yağının ve Şekil 5.9’da Shell Tellus 100 numaralı yağının debi-basınç grafikleri verilmiştir.

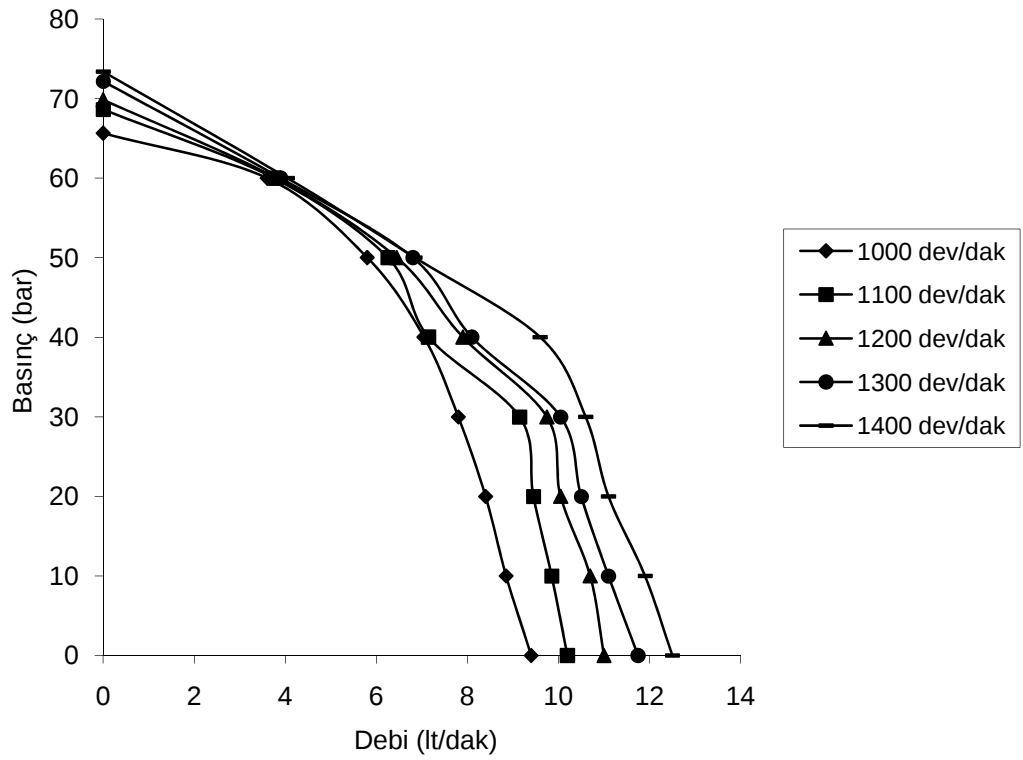
Farklı viskozitedeki yağlarla yapılan deneylerden elde edilen grafikler incelendiğinde; her üç grafikte de yüksek devirlerde yapılan deneylerden elde edilen basıncın ve debinin daha fazla olduğu açıkça görülmektedir. Bu demek oluyor ki devir sayısı basınç ve debiyle doğru orantılıdır. Aynı zamanda sabit devirde çalışan pompanın basıncının azalmasıyla debisinin hızla arttığı görülmektedir. Bu da bize sabit devirde çalışan pompanın basıncı ile debisi arasında ters bir orantının olduğunu açıkça göstermektedir. Çünkü pompa yük altındayken yani kısma vanası kapalı konumdayken debi sıfır olur ve bu konumda basıncın maksimum olduğu görülmektedir. Fakat kısma vanası tamamen kapalı konumdan yani maksimum basınçtan kısma vanası açılarak basınç düşürüldüğünde debinin de o oranda arttığı grafiklerden görülmektedir. Bu da bize akışkanın basıncı ne kadar azalırsa debinin de o oranda arttığı sonucunu verir.



Şekil 5.7 Shell Tellus 37 numaralı yağ debi-basınç grafiği



Şekil 5.8 Shell Tellus 68 numaralı yağ debi-basınç grafiği



Şekil 5.9 Shell Tellus 100 numaralı yağ debi-basınç grafiği

Bir deneysel çalışma yapılırken, deneyleri yapmadan önce sistemin bazı değerlerinin kalibrasyonu yapılır. Paletli pompa, yağ iletiminde çalışırken elektrik motorunun sistemden çektiği enerjinin tümü yağ iletiminde kullanılmaz. Bu enerjinin bir kısmı pompa içerisindeki yatak ve salmastralardaki sürtünmelerden dolayı yok olur. Bu kayıplar mekanik kayıp olarak adlandırılır. Bu sürtünmeler nedeniyle moment de azalır. Bununla birlikte yağın çalkalanmasından ve sürtünmesinden dolayı oluşan hidrolik kayıplar ve yağın paletler ile gövde arasından geri kaçmasından kaynaklanan kayıplarda mevcuttur.

Ayrıca bütün motorlar gibi elektrik motorları da kullandıkları enerjinin tamamını mekanik enerjiye çeviremezler. Motorun mekanik güç çıkışının, çekilen elektrik gücüne oranı motor verimi olarak adlandırılır. Motor verimi, motorun tipi ve büyüklüğüne göre %70 ile %96 arasında değişir. Bu saydığımız tüm olumsuzluklar pompa verimini etkilemektedir.

Şekil 5.7’de yüksüz çalışan elektrik motorunun farklı devirlerde şebekeden çektiği güç görülmektedir. Elektrik motorunun boşta ve yük altında iken çektiği güç, aşağıdaki formüller yardımıyla hesaplanmıştır. Formüllerdeki “ I ” yerine deneyler yapılırken ampermetreden okunan değerler konulmuştur. Deneylerde elektrik motoru beş farklı devirde çalıştırılmıştır. Pompa boşta ve yük altında çalışırken elektrik motorunun sabit devirde şebekeden çektiği gerilim sabittir. Formülde kullanılan bu gerilim değerleri tablo 5.7 de verilmiştir.

$$P_{\text{boş}} = 1,732 \times V \times I \times \cos\phi \quad (5.1)$$

$$P_{\text{yük}} = 1,732 \times V \times I \times \cos\phi \quad (5.2)$$

$$V = \text{Gerilim (volt)}$$

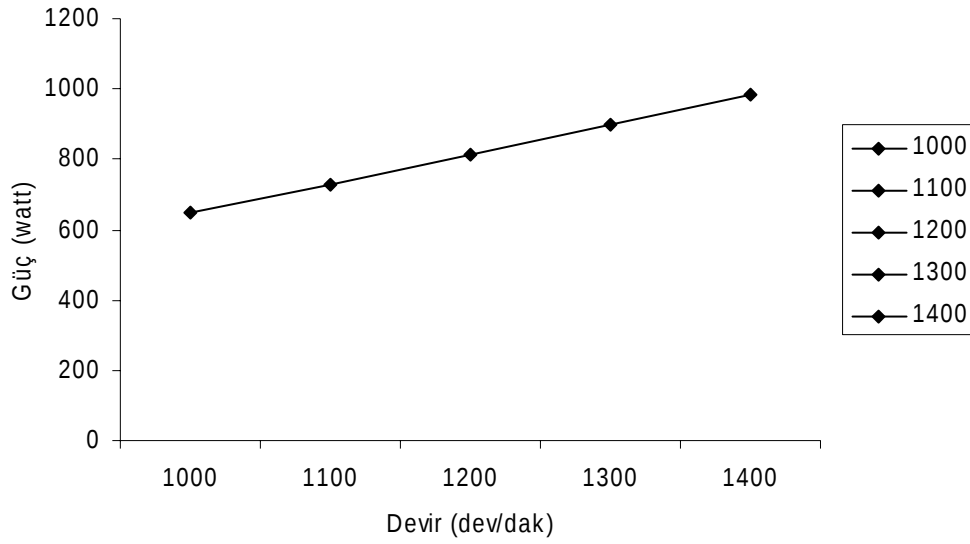
$$\cos\phi = 0,80$$

$$P_{\text{boş}} = \text{Güç (watt)}$$

$$P_{\text{yük}} = \text{Güç (watt)}$$

Tablo 5.4 Yüksüz çalışan elektrik motoruna ait devir-güç ve gerilim değerleri

Devir (dev/dak)	Gerilim (volt)	Akın (amper)	Çekilen Güç (watt)
1000	271	1,72	645,85
1100	298	1,76	726,71
1200	325	1,80	810,57
1300	352	1,84	897,42
1400	380	1,87	984,60



Şekil 5.10 Yüksüz çalışan elektrik motorunun devir-güç grafiği

Daha sonra deneylerde ölçülen basınç ve debi değerleri çarpılarak hidrolik güç elde edilmiştir. Pompanın verimi ise aşağıdaki formüller yardımıyla hesap edilmiştir.

$$\eta_g = P_{hid} / P_{ilet} = P_{hid} / (P_{yük} - P_{boş}) \quad (4.3)$$

$$P_{hid} = p \cdot Q \quad (4.4)$$

$$P_{ilet} = P_{yük} - P_{boş} \quad (4.5)$$

η_g = Pompa verimi

P_{hid} = Hidrolik güç (watt)

P_{ilet} = Pompa miline iletilen güç (watt)

p = Basınç (bar)

Q = Debi (m³/sn)

Tablo 5.5. Shell tellus 37 numaralı yağa ait basınç, debi ve güç değerleri

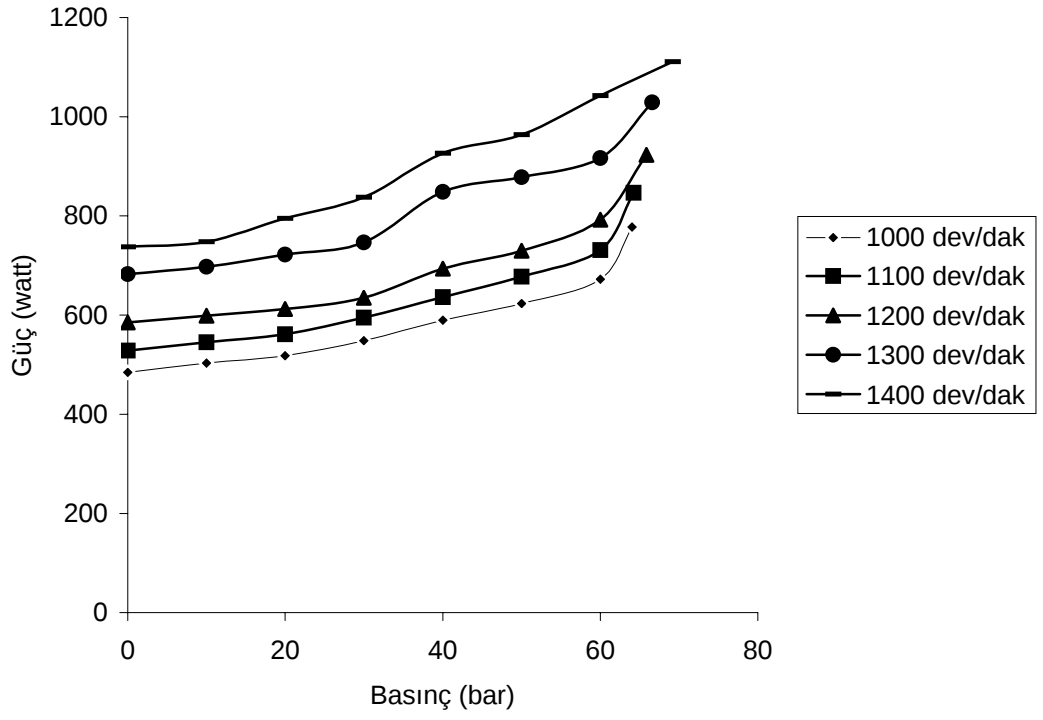
Devir (dev/dak)	Basınç (bar)	Debi (lt/dak)	Hidrolik Güç	Elk.Mot.Çek. Güç (Watt)	Verim	P _{iletlen}	Akım (amper)
1000	64,023	0		1423,13		777,28	3,79
1000	60	3,1	310	1317,99	0,461	672,14	3,51
1000	50	4,5	375	1269,18	0,601	623,33	3,38
1000	40	6,5	433	1235,38	0,734	589,53	3,29
1000	30	7,2	360	1194,08	0,656	548,23	3,18
1000	20	7,8	260	1164,04	0,501	518,19	3,1
1000	10	8,2	136	1149,02	0,270	503,17	3,06
1000	0	8,5		1130,24		484,39	3,01
1100	64,238	0		1573,18		846,47	3,81
1100	60	3,25	325	1457,56	0,444	730,85	3,53
1100	50	4,75	395	1403,88	0,583	677,17	3,4
1100	40	6,9	460	1362,59	0,723	635,88	3,3
1100	30	8,4	420	1321,3	0,706	594,59	3,2
1100	20	9	300	1288,27	0,534	561,56	3,12
1100	10	9,05	150	1271,75	0,275	545,04	3,08
1100	0	9,2		1255,24		528,53	3,04
1200	65,850	0		1733,73		923,16	3,85
1200	60	3,45	345	1603,13	0,435	792,56	3,56
1200	50	5,1	425	1540,09	0,582	729,52	3,42
1200	40	7,1	473	1504,06	0,682	693,49	3,34
1200	30	8,95	447	1445,52	0,703	634,95	3,21
1200	20	9,4	313	1423,01	0,511	612,44	3,16
1200	10	9,65	160	1409,5	0,267	598,93	3,13
1200	0	9,9	-	1395,99		585,42	3,1
1300	66,602	0		1926,53		1029,11	3,95
1300	60	3,6	360	1814,36	0,392	916,94	3,72
1300	50	5,55	462	1775,34	0,526	877,92	3,64
1300	40	7,3	486	1746,07	0,572	848,65	3,58
1300	30	9,15	457	1643,65	0,612	746,23	3,37
1300	20	9,65	321	1619,26	0,444	721,84	3,32
1300	10	10,1	168	1594,88	0,240	697,46	3,27
1300	0	10,6		1580,24		682,82	3,24
1400	69,180	0		2095,58		1110,98	3,98
1400	60	3,75	375	2027,13	0,359	1042,53	3,85
1400	50	5,7	475	1948,15	0,492	963,55	3,7
1400	40	8,6	573	1911,29	0,618	926,69	3,63
1400	30	9,65	482	1821,78	0,575	837,18	3,46
1400	20	10,2	340	1779,66	0,427	795,06	3,38
1400	10	10,95	182,5	1732,27	0,244	747,67	3,29
1400	0	11,3		1721,74		737,14	3,27

Tablo 5.6. Shell tellus 68 numaralı yağa ait basınç, debi ve güç değerleri

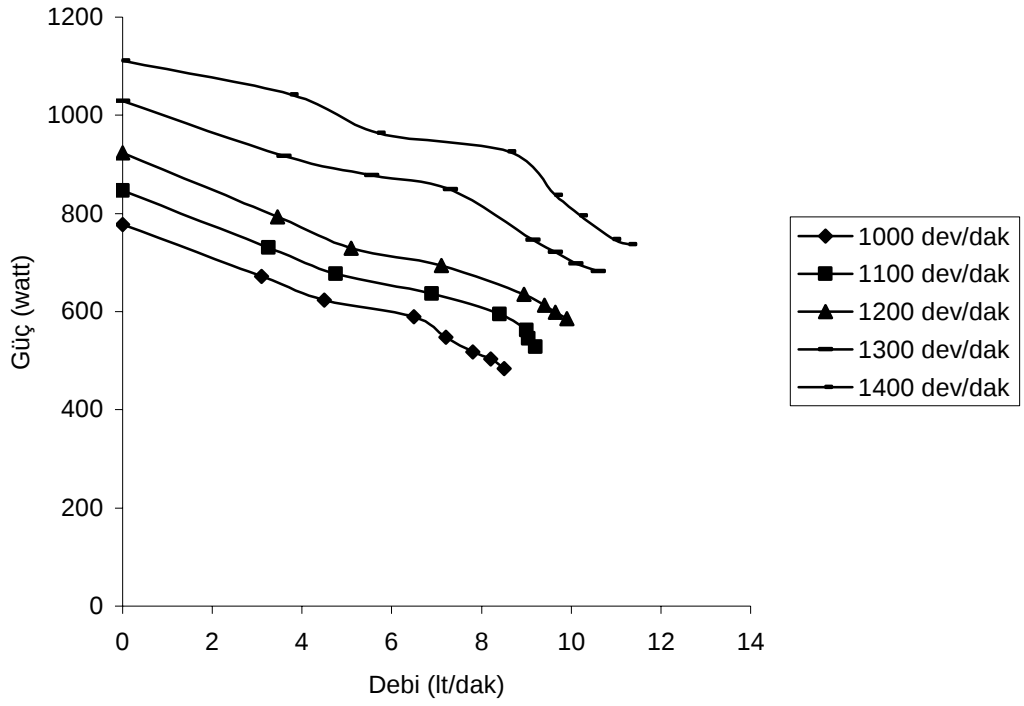
Devir (dev/dak)	Basınç (bar)	Debi (lt/dak)	Hidrolik Güç	Elk.Mot.Çek. Güç (Watt)	Verim	P İletilen	Akım (amper)
1000	64,990	0		1445,66		799,81	3,85
1000	60	3,25	325	1340,52	0,467	694,67	3,57
1000	50	5,4	450	1280,44	0,709	634,59	3,41
1000	40	6,7	446,66	1242,89	0,748	597,04	3,31
1000	30	7,5	375	1201,59	0,674	555,74	3,2
1000	20	8,1	270	1179,06	0,506	533,21	3,14
1000	10	8,7	145	1156,53	0,283	510,68	3,08
1000	0	8,9		1145,26		499,41	3,05
1100	66,816	0		1593,82		867,11	3,86
1100	60	3,4	340	1478,21	0,452	751,5	3,58
1100	50	5,8	483,33	1412,14	0,705	685,43	3,42
1100	40	7,8	520	1370,85	0,807	644,14	3,32
1100	30	8,65	432,5	1333,56	0,712	606,85	3,23
1100	20	9,25	308,33	1300,66	0,537	573,95	3,15
1100	10	9,45	157,5	1284,14	0,282	557,43	3,11
1100	0	9,65		1263,5		536,79	3,06
1200	69,287	0		1751,74		941,17	3,89
1200	60	3,65	365	1616,64	0,452	806,07	3,59
1200	50	6,05	504,16	1558,1	0,674	747,53	3,46
1200	40	7,25	483,33	1517,57	0,683	707	3,37
1200	30	9,1	455	1468,04	0,692	657,47	3,26
1200	20	9,6	320	1432,01	0,514	621,44	3,18
1200	10	9,95	165,83	1418,5	0,272	607,93	3,15
1200	0	10,4		1404,99		594,42	3,12
1300	70,146	0				1043,7	3,98
1300	60	3,75	375	1843,62	0,396	946,2	3,78
1300	50	6,25	520,83	1794,85	0,580	897,43	3,68
1300	40	7,9	526,66	1765,58	0,606	868,16	3,62
1300	30	9,35	467,5	1663,16	0,610	765,74	3,41
1300	20	10,1	336,66	1648,53	0,448	751,11	3,38
1300	10	10,85	180,83	1614,39	0,252	716,97	3,31
1300	0	11,15		1590		692,58	3,26
1400	71,973	0		2111,37		1126,7	4,01
1400	60	3,9	390	2037,66	0,370	1053,0	3,87
1400	50	5,95	495,83	1963,94	0,506	979,34	3,73
1400	40	9,1	606,66	1921,82	0,647	936,72	3,65
1400	30	10,25	512,5	1832,31	0,604	847,71	3,48
1400	20	11,35	378,33	1795,46	0,466	810,86	3,41
1400	10	11,65	194,16	1753,33	0,252	76873	3,33
1400	0	11,85		1748,07		763,47	3,32

Tablo 5.7. Shell tellus 100 numaralı yağa ait basınç, debi ve güç değerleri

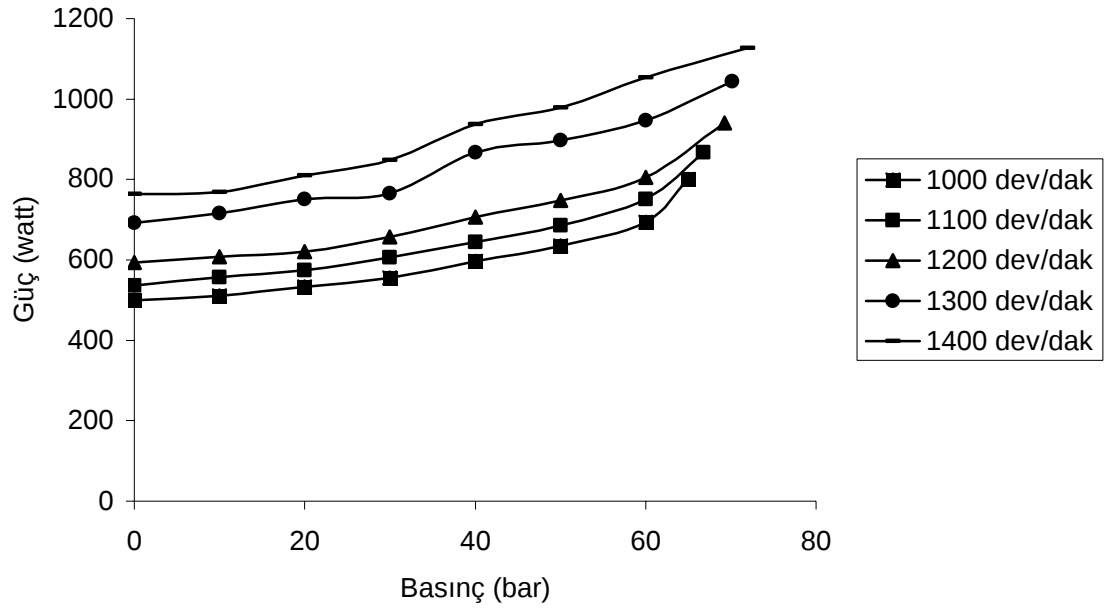
Devir (dev/dak)	Basınç (bar)	Debi (lt/dak)	Hidrolik Güç (Watt)	Elk.Mot.Çek. Güç (Watt)	Verim	P _{İletilen}	Akım (amper)
1000	65,635	0		1456,93		811,08	3,88
1000	60	3,6	360	1351,79	0,509	705,94	3,6
1000	50	5,8	483,33	1295,46	0,744	649,61	3,45
1000	40	7,05	470	1254,16	0,772	608,31	3,34
1000	30	7,8	390	1212,85	0,687	567	3,23
1000	20	8,4	280	1186,57	0,517	540,72	3,16
1000	10	8,85	147,5	1160,28	0,286	514,43	3,09
1000	0	9,4		1152,77		506,92	3,07
1100	68,643	0		1610,34		883,63	3,9
1100	60	3,75	375	1494,72	0,488	768,01	3,62
1100	50	6,25	520,83	1428,66	0,741	701,95	3,46
1100	40	8,15	543,33	1387,37	0,822	660,66	3,36
1100	30	9,15	457,5	1341,95	0,743	615,24	3,25
1100	20	9,45	315	1317,17	0,533	590,46	3,19
1100	10	9,85	164,16	1296,53	0,288	569,82	3,14
1100	0	10,2		1275,88		549,17	3,09
1200	69,824	0		1774,26		963,69	3,94
1200	60	3,8	380	1643,66	0,456	833,09	3,65
1200	50	6,45	537,5	1567,11	0,710	756,54	3,48
1200	40	7,9	526,66	1526,58	0,771	716,01	3,39
1200	30	9,75	487,5	1481,55	0,726	670,98	3,29
1200	20	10,05	335	1450,03	0,523	639,46	3,22
1200	10	10,7	178,33	1436,62	0,284	626,05	3,19
1200	0	11		1427,51		616,94	3,17
1300	72,188	0		1960,67		1063,25	4,02
1300	60	3,9	390	1877,76	0,397	980,34	3,85
1300	50	6,8	566,66	1814,36	0,617	916,94	3,72
1300	40	8,1	540	1780,21	0,611	882,79	3,65
1300	30	10,05	502,5	1682,67	0,639	785,25	3,45
1300	20	10,5	350	1668,04	0,454	770,62	3,42
1300	10	11,1	185	1629,02	0,252	731,6	3,34
1300	0	11,75		1609,51		712,09	3,3
1400	73,369	0		2148,23		1163,63	4,08
1400	60	4,05	405	2053,45	0,378	1068,85	3,9
1400	50	6,05	504,16	1990,27	0,501	1005,67	3,78
1400	40	9,6	640	1937,62	0,671	953,02	3,68
1400	30	10,6	530	1848,11	0,613	863,51	3,51
1400	20	11,1	370	1816,52	0,444	831,92	3,45
1400	10	11,9	198,33	1769,13	0,252	784,53	3,36
1400	0	12,5		1753,33		768,73	3,33



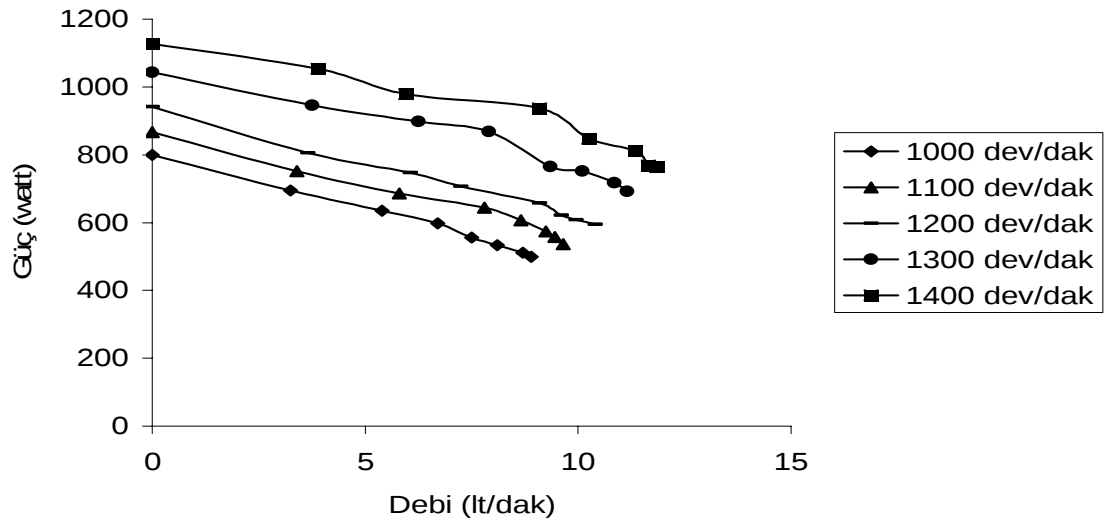
Şekil 5.11. Shell tellus 37 yağda Basınç-Güç Grafiği



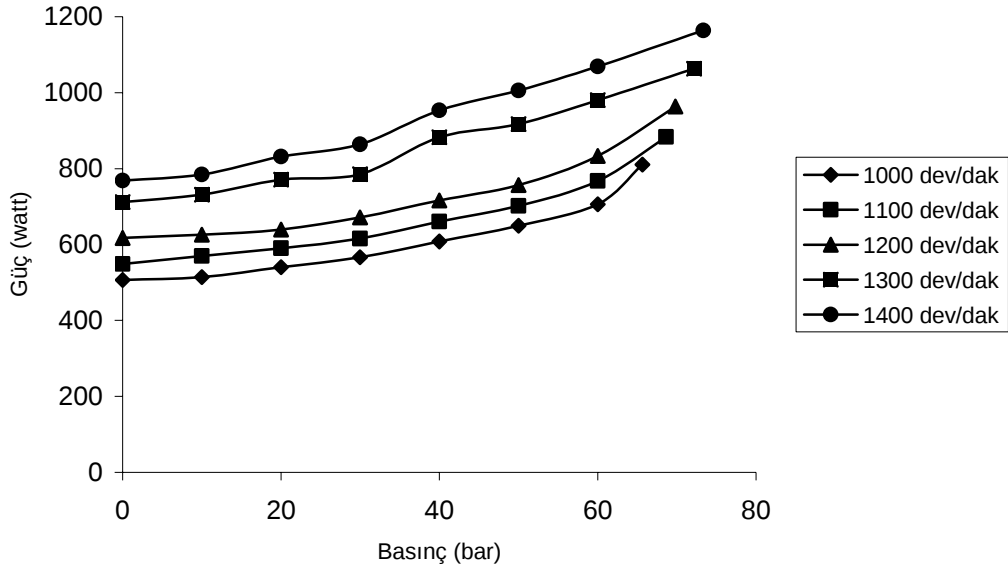
Şekil 5.12. Shell tellus 37 Yağda Debi-Güç Grafiği



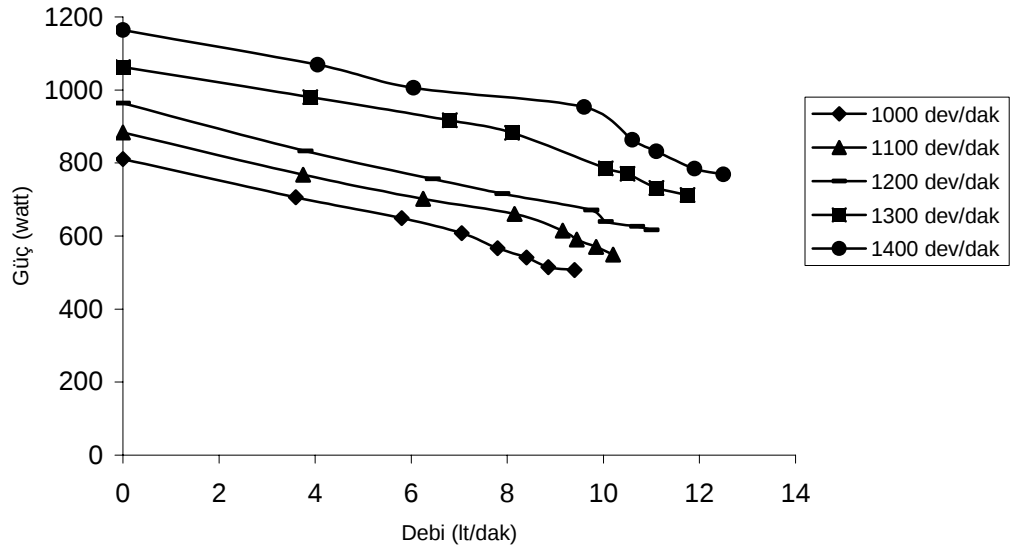
Şekil 5.13. Shell tellus 68 yağda Basıç-Güç Grafiği



Şekil 5.14. Shell tellus 68 Yağda Debi-Güç Grafiği



Şekil 5.15. Shell tellus 100 Yağda Basınç-Güç Grafiği



Şekil 5.16. Shell tellus 100 Yağda Debi-Güç Grafiği

Şekil 5.11, 5.13 ve 5.15’de çift odalı paletli pompanın 5 farklı devirde basınç ve iletilen güç değişim grafikleri görülmektedir. Sabit elektrik motoru devrinde, kısma vanası bir miktar kapatılarak basınç arttırılmaktadır. Bu işlem sonucunda debi azaldığından elektrik motorunun şebekeden çektiği elektrik gücü de doğru orantılı olarak arttığı görülmektedir.

Şekil 5.12, 5.14 ve 5.16’da çift odalı paletli pompanın 5 farklı devirde debi ve iletilen güç değişim grafikleri görülmektedir. Sabit elektrik motoru devrinde kısma vanası bir miktar açılarak debi arttırılmaktadır. Bu işlem sonucunda pompanın basıncı azalacağından elektrik motorunun şebekeden çektiği elektrik gücü de doğru orantılı olarak azaldığı görülmektedir

Sabit pompa devri ve sabit basınçlarda 37, 68 ve 100 numaralı yağlarda yapılan deneyler sonucunda yukarıda sözü edilen grafikler çizilmiştir. Yüksek viskoziteli yağın debisinin, hidrolik gücünün ve veriminin diğer yağlara nispeten daha fazla olduğu görülmektedir. Doğal olarak bu durumda yüksek viskoziteli yağın iletiminde elektrik motorunun şebekeden çektiği güç daha fazla olmaktadır.

5.4. GENEL SONUÇLAR

Bu çalışmada bir çift odalı paletli pompa iletim sisteminin karakteristiklerinin belirlenmesi amacıyla deneysel bir çalışma yapılmıştır.

Deneysel çalışmada elde edilen sonuçlar ana hatlarıyla aşağıda verilmiştir;

1. Çift odalı paletli pompada sızdırmazlık çok önemli olduğundan palet yan yüzeyleri ile kapaklar arasında çok az bir boşluk bırakılmıştır. Pompa boşta çalıştırılırken bile yüksek değerlerde güç gerektiği görülmüştür.
2. Pompada maksimum basınç kısma vanası kapalı iken elde edilmiştir. Kısma vanası tam açık iken basınç sıfır bar olarak ölçülmüştür.
3. Düşük devirlerde debinin daha az, yüksek devirlerde debinin daha fazla olduğu görülmüştür.
4. Düşük devirlerde basınç daha az, yüksek devirlerde daha yüksek basınçlar elde edilmiştir.
5. Sabit devirde pompa çalıştırıldığında pompa basıncı ile pompa debisinin ters orantılı olduğu görülmüştür.
6. Elektrik motorunun çektiği güç ile pompadan elde edilen basıncın doğru orantılı olduğu görülmüştür.
7. Maksimum pompa verimlerinin $P=40$ bar basınç civarında olduğu görülmüştür. Daha yüksek ve daha düşük basınç değerlerinde azaldığı hesaplanan tablolarda görülmüştür.
8. Yüksek viskoziteli az viskoziteli yağlara göre daha yüksek basınçlar, debiler, hidrolik güçler ve verimler elde edilmiştir.
9. Yüksek viskoziteli yağların iletiminde elektrik motorunun çektiği gücün daha fazla olduğu görülmüştür.
10. Yüksek basınçlarda elektrik motorunun çektiği güç (P_{iletken}) doğal olarak daha fazladır.
11. Sabit pompa devrinde yağ basıncı artırıldığında debisi düşmektedir ve elektrik motorunun şebekeden çektiği güç artmaktadır. Yağın debisi arttırıldığında elektrik motorunun şebekeden çektiği güç azalmaktadır ve basınç düşmektedir.

EKLER



Deney Düzeneđi



Deney Düzeneğinin Bilgisayarla Kontrolü



Çift Odalı Paletli Pompa



Basınç Okuyan Kart



Dijital Basınç Ölçer



İnverter

KAYNAKLAR

- [1] Mannesman Rexroth A.Ş., 1998 Hidrolik Eğitimi Cilt 1. “Akışkan Tekniğinin Temel Esasları ve Elemanları” 4. Baskı 390s.
- [2] Karassık, I. J., Kruttsch, W. C., Fraser, W. H., Messina, J. P., 1986 “Pump Handbook”
- [3] Özumar, L., 2001, Palet ağırlığının pompa performansına etkisinin analizi, Yüksek Lisans Tezi, Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 33s.
- [4] Baş, L., 2006, Vidalı pompa iletim sistemi karakteristiklerinin belirlenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 49s.
- [5] Oster, J., 1982, “ Basic Applied Fluid Power Hydrolics” Mc Graw-Hill Book Company.
- [6] Altunok, N. G., 2005, “ Endüstriyel Hidrolik”, Ege Basım, 186s,
- [7] Rohner, P., 1994, “Endüstriyel Hidrolik Kontrol” Evren ofset, 215s.
- [8] Kartal, F., 2007, “Endüstriyel Hidrolik” 1. baskı, 397s.

ÖZGEÇMİŞ

10.02.1981 yılı Nazilli doğumluyum. İlk ve orta öğrenimimi Yalınkuyu Köyü'nde tamamladıktan sonra 1994 yılında Nazilli Endüstri Meslek Lisesi Tesviye Bölümü'ne başladım. 1997 yılında mezun oldum. 2000 yılında Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü'nü kazandım. 2004 yılında mezun olduktan sonra aynı yıl içerisinde yüksek lisans yapmaya hak kazandım.

Nuri ŞEN