



**GEROTOR TİPİ POMPALARDA ROTOR-STATOR  
GRUBU İLE GÖVDE EŞLEŞME OPTİMİZASYONU  
YAPILARAK POMPA VERİMLİLİĞİNİN  
ARTTIRILMASI**

**Elif KEYİF ARAS**



T.C.  
BURSA ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEROTOR TİPİ POMPALARDA ROTOR-STATOR GRUBU İLE GÖVDE  
EŞLEŞME OPTİMİZASYONU YAPILARAK POMPA VERİMLİLİĞİNİN  
ARTTIRILMASI**

**Elif KEYİF ARAS**  
0000-0003-0944-1593

Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ  
0000-0002-7442-2746  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA – 2019

## TEZ ONAYI

Elif KEYİF ARAS tarafından hazırlanan “ GEROTOR TİPİ POMPALARDA ROTOR-STATOR GRUBU İLE GÖVDE EŞLEŞME OPTİMİZASYONU YAPILARAK POMPA VERİMLİLİĞİNİN ARTTIRILMASI” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Bursa Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman** : Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

**Başkan** : Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ  
0000-0002-7442-2746  
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Üye** : Prof. Dr. Habib UMUR  
0000-0002-8732-5283  
Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye** : Dr. Öğr. Üyesi Celalettin Yüce  
0000-0003-1387-907X  
Bursa Teknik Üniversitesi, Mühendislik ve Doğa  
Bilimleri Fakültesi,  
Mekatronik Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza



**Yukarıdaki sonucu onaylarım**

**Prof. Dr. Hüseyin Aksel EREN**  
**Enstitü Müdürü**

.....



**U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;**

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı **beyan ederim.**

**30/09/2019**

**Elif KEYİF ARAS**



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### GEROTOR TİPİ POMPALARDA ROTOR-STATOR GRUBU İLE GÖVDE EŞLEŞME OPTİMİZASYONU YAPILARAK POMPA VERİMLİLİĞİNİN ARTTIRILMASI

**Elif KEYİF ARAS**

Uludağ Üniversitesi  
Fen Bilimleri Enstitüsü  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

İçten dişli pompaların bir çeşidi olan gerotor pompalar, rotor (dış dişli) ve stator (iç dişli) adı verilen 2 alt elemandan oluşan basit yapılı, küçük ve sessiz çalışan pompalardır.

Bu çalışmada gerotor tipi pompalarda, pompa verimi üzerinde rotor-stator grubu ve gövde arası boşluğun (paket boşluğu) etkisi araştırılmıştır.

Rotor-stator grubu ve gövde arasında 30-40µm, 40-50µm, 50-60µm ve 60-70µm boşluk olacak şekilde, boyutları aynı olan 10'ar adet pompa için eşleşmeler yapılmış ve toplam 40 adet pompa montajı yapıldıktan sonra debi ve tork testlerine tabi tutulmuştur. Yapılan testler 20 bar sabit basınçta ve 600-1000-1500 ve 2000 dev/dk hızlar için yapılmıştır.

Elde edilen veriler ile pompa hacimsel, mekanik ve toplam verimleri hesaplanmıştır. Sonuçlar her bir paket boşluğu için kıyaslanmış ve optimum performans için uygun paket boşluğu belirlenmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Pompa, Dişli Pompa, Gerotor, Rotor, Stator  
**2019, vii + 49 sayfa.**

## ABSTRACT

MSc Thesis

### IMPROVING THE EFFICIENCY ON GEROTOR TYPE PUMPS BY OPTIMIZATION BETWEEN ROTOR-STATOR SET AND PUMP BODY

**Elif KEYİF ARAS**

Uludağ University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering

**Supervisor:** Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ

Gerotor pumps, which are a kind of internal gear pumps, are consisting of 2 sub-parts which are rotor (external gear) and stator (internal gear). Gerotor pumps are simple, small and work with low noise.

In this study, the effect of the clearance between rotor-stator group and pump body on pump efficiency was investigated in gerotor type pumps.

The clearance between the rotor-stator group and the pump body was defined as 30-40 $\mu\text{m}$ , 40-50 $\mu\text{m}$ , 50-60 $\mu\text{m}$  and 60-70  $\mu\text{m}$  and were matched for same sized 10 pumps for each clearance and a total of 40 pumps were produced and subjected to flow and torque tests. The tests were carried out at a constant pressure of 20 bar and for speeds of 600-1000-1500 and 2000 rpm.

Pumps volumetric, mechanical and total efficiencies were calculated with the obtained data. The results were compared for each package gap and the appropriate package gap was determined for optimum performance.

**Key words:** Pump, Gear Pump, Gerotor, Rotor, Stator  
**2019, vii + 49 pages.**

## ÖNSÖZ

Yüksek lisans sürecimde değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın planlanmasından yazılmasına kadar tüm aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, teşvik eden, aynı titizlikte beni yönlendiren değerli danışman hocam Prof. Dr. İrfan KARAGÖZ'e teşekkürlerimi sunarım.

Bu süreçte bana destek olan ekip arkadaşlarıma, çalışma konumuyla ilgili teknik anlamda bana destek olan Cüneyt KURNAZ, Bircan BAŞARAN ve Emre BİLGİN' e teşekkürlerimi sunarım.

Tüm eğitim hayatımda bana destek olan sevgili aileme ve eşime teşekkürlerimi sunarım.

Elif KEYİF ARAS

30/09/2019

## İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET .....	i
ABSTRACT .....	ii
ÖNSÖZ.. .....	iii
SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ .....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	vii
1. GİRİŞ .....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI .....	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM .....	5
3.1. Pompa.....	5
3.1.1. Hidrolik Pompa .....	7
3.1.1.1. Dişli Pompalar .....	8
3.1.1.1.1. İçten Dişli Pompalar .....	10
3.1.1.1.1.1. Gerotor Tipi İçten Dişli Pompalar .....	11
3.2. Pompa Montajı .....	15
3.2.1. Ölçü Aletleri.....	16
3.3. Debi Ölçümü .....	17
3.3.1. Test Düzenegi.....	17
3.4. Tork Ölçümü .....	18
4. BULGULAR .....	19
4.1. Debi Test Değerleri ve Hacimsel Verim .....	19
4.2. Tork Ölçüm Değerleri ve Mekanik Verim.....	31
4.3. Pompa Toplam Verim Hesapları.....	39
4.4. Hata Hesabı .....	44
5. TARTIŞMA VE SONUÇ .....	46
KAYNAKLAR .....	48
ÖZGEÇMİŞ .....	49



## SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simgeler	Açıklama
D	Pompa Kapasitesi
N	Pompa Açısal Hızı
P	Basınç
$Q_T$	Teorik Debi
$Q_A$	Gerçek Debi
$T_T$	Teorik Tork
$T_A$	Gerçek Tork
$\eta_M$	Mekanik Verim
$\eta_{TOP}$	Toplam Verim
$\eta_V$	Hacimsel Verim
$\Delta\eta$	Verim Hatası
$\Delta P$	Basınç Ölçüm Hatası
$\Delta Q$	Debi Ölçüm Hatası
$\Delta T$	Tork Ölçüm Hatası
$\Delta N$	Hız Ölçüm Hatası
$\frac{\partial f}{\partial P}$	Fonksiyonun Basınca Göre Kısmi Türevi
$\frac{\partial f}{\partial Q}$	Fonksiyonun Debiye Göre Kısmi Türevi
$\frac{\partial f}{\partial T}$	Fonksiyonun Torka Göre Kısmi Türevi
$\frac{\partial f}{\partial N}$	Fonksiyonun Hıza Göre Kısmi Türevi

## ŞEKİLLER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Şekil 3. 1. Hidrolik dişli pompanın yapısı .....	7
Şekil 3. 2. Pompa çeşitleri.....	8
Şekil 3. 3. Dişli pompanın çalışma şekli .....	9
Şekil 3. 4. İçten dişli pompalar .....	10
Şekil 3. 5. Hilal tipi içten dişli pompanın yapısı .....	11
Şekil 3. 6. Gerotor tipi içten dişli pompa basit şematik gösterimi .....	11
Şekil 3. 7. Gerotor pompa .....	12
Şekil 3. 8. Gerotor pompa çalışma aşamaları.....	13
Şekil 3. 9. Pompa paket boşluğu .....	14
Şekil 3. 10. Boşluk ölçüm cihazı.....	14
Şekil 3. 11. Pompa montajı .....	15
Şekil 3. 12. Boşluk ölçüm cihazı.....	16
Şekil 3. 13. Test düzeneği .....	18
Şekil 4. 1. 30-40µm paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği .....	21
Şekil 4. 2. 30-40µm paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği .....	22
Şekil 4. 3. 30-40µm paket boşluğundaki pompada arızalanan rotor.....	23
Şekil 4. 4. 40-50µm paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği .....	24
Şekil 4. 5. 40-50µm paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği .....	25
Şekil 4. 6. 50-60µm paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği .....	27
Şekil 4. 7. 50-60µm paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği .....	28
Şekil 4. 8. 60-70µm paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği .....	29
Şekil 4. 9. 60-70µm paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği .....	30
Şekil 4. 10. Paket boşluklarında ortalama hacimsel verim dağılımı .....	31
Şekil 4. 11. 30-40µm paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği.....	33
Şekil 4. 12. 40-50µm paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği.....	35
Şekil 4. 13. 50-60µm paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği.....	36
Şekil 4. 14. 60-70µm paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği.....	38
Şekil 4. 15. Paket boşluklarında ortalama mekanik verim dağılımı .....	38
Şekil 4. 16. 30-40µm paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği.....	40
Şekil 4. 17. 40-50µm paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği.....	41
Şekil 4. 18. 50-60µm paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği.....	42
Şekil 4. 19. 60-70µm paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği.....	43
Şekil 4. 20. Paket boşluklarında ortalama toplam verim dağılımı .....	44

## ÇİZELGELER DİZİNİ

	<b>Sayfa</b>
Çizelge 3. 1. Pompaların genel özellikleri .....	6
Çizelge 3. 2. Pompa elemanları.....	16
Çizelge 4. 1. 30-40µm paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri .....	20
Çizelge 4. 2. 30-40µm paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri .....	20
Çizelge 4. 3. 30-40µm paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%).....	222
Çizelge 4. 4. 40-50µm paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri .....	23
Çizelge 4. 5. 40-50µm paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri .....	244
Çizelge 4. 6. 40-50µm paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%).....	25
Çizelge 4. 7. 50-60µm paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri .....	26
Çizelge 4. 8. 50-60µm paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri .....	26
Çizelge 4. 9. 50-60µm paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%).....	27
Çizelge 4. 10. 60-70µm paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri .....	28
Çizelge 4. 11. 60-70µm paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri .....	29
Çizelge 4. 12. 60-70µm paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%).....	30
Çizelge 4. 13. 30-40µm paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri.....	32
Çizelge 4. 14. 30-40µm paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%) .....	33
Çizelge 4. 15. 40-50µm paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri.....	34
Çizelge 4. 16. 40-50µm paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%) .....	34
Çizelge 4. 17. 50-60µm paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri.....	35
Çizelge 4. 18. 50-60µm paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%) .....	36
Çizelge 4. 19. 60-70µm paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri.....	37
Çizelge 4. 20. 60-70µm paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%) .....	37
Çizelge 4. 21. 30-40µm paket boşluğunda toplam verim değerleri (%).....	40
Çizelge 4. 22. 40-50µm paket boşluğunda toplam verim değerleri (%).....	41
Çizelge 4. 23. 50-60µm paket boşluğunda toplam verim değerleri (%).....	42
Çizelge 4. 24. 60-70µm paket boşluğunda toplam verim değerleri (%).....	43

## 1. GİRİŞ

Akışkan güç sistemleri, her alanda yaygın olarak kullanılan ve gücün akışkan aracılığı ile iletilmesi prensibi ile çalışan sistemlerdir. Pompalar bir elektrik veya dizel motor yardımıyla hidrolik devreye yağ basar ve güç iletimini sağlayıp, mekanik enerjiyi hidrolik enerjiye çevirirler. Dişli pompalar, dönen dişliler vasıtasıyla akışkanı taşıyan elemanlardır. Dişliler vasıtasıyla güvenilir ve kontrollü bir akış sağlanır. Hidrolik pompaların kullanımı tarihte çok eskilere dayanırken dişli pompalar II. Dünya Savaşı sonrasında gelişme göstermiştir.

Gerotor kelimesi Myron Hill tarafından “Generated Rotor” ifadesinden türetilmiştir. Bu, bileşenlerden birinin şeklinin diğerinin şekli tarafından oluştuğu anlamına gelmektedir.

Gerotor, rotor ve stator adı verilen 2 ana elemandan oluşur. Rotor eksenine statorun eksenine göre kaçıktır. Milden gelen tahrik kuvveti ile dönen rotor, stator da dönüş meydana getirir. Bu dönüş, emiş ve çıkış hacimlerini meydana getirir. Akışkan dişli boşlukları yardımı ile taşınır ve bu boşluğu oluşturmak için rotorun diş sayısı statorun diş sayısından 1 adet eksiktir. Diş sayısı ve şekli gerotorun kullanım alanına göre değişebilmektedir.

Günümüzde enerji kaynaklarının giderek azalması, enerji maliyetlerinin artmasıyla enerjinin verimli kullanımı da önemli hal almıştır. Hemen her alanda kullanılan pompa sistemlerinde pompaların sahip olduğu verim değerleri, enerji tüketimini direkt etkilediğinden pompa seçiminde dikkat edilmesi gereken önemli hususlardan biri de pompanın enerji tüketiminin göstergesi olan verim değeridir.

## 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Fazıl Canbulut (1986), “Yüksek basınçlı pompalarda iç akışkan kaçağı, tahrik momenti ve elastik deformasyonların teorik analizi” isimli yüksek lisans tezinde farklı dizayn ve diş sayısındaki pompa ve motorların gürültü seviyelerinin farklı olduğu ve sistem basıncının büyük seçilmesinin gürültüyü artırıcı, düşük seçilmesi ise azaltıcı rol oynadığını belirtmiştir ve aynı geometrik büyüklüğe sahip dişli pompada, sistem basıncını artması moment kaybını da arttırdığını; dişli devir sayısının artmasının moment kaybını arttırdığını belirtmiştir Sistem basıncının artması ile kaçağın arttığını, kullanılan yağın viskozitesinin yüksek olmasının kaçağı azalttığını aktarmıştır. Sonuç olarak sistemin volumetrik ve dolayısıyla genel veriminin artırılabilmesi için hassas toleranslı yüzey işlenmesine gerek olduğu ve bu toleransların eş çalışan yüzeylerde nasıl verileceği, optimum tasarımının nasıl sağlanabileceğini incelemiştir.

Alp Ünlü (2005), “Traktörlerin hidrolik pompa karakteristiklerinin incelenmesi” isimli yüksek lisans tezinde ölçülen basınç, verdi ve yağ sıcaklığı ve hesaplanan hidrolik güce ilişkin değerlendirmeler yapmıştır ve motor devir sayısının hidrolik sistemden elde edilen güç ile doğru orantılı olduğunu, basıncın elde edilen güç ile doğru orantılı olduğunu belirtmiştir.

Bekir Karagül (2010), “Gerotor profillerin optimizasyonu” isimli yüksek lisans tezinde öncelikle zarf teorisi yardımıyla gerotor profili analitik olarak elde etmiş, bu formülasyon yardımıyla profildeki minimum eğrilik yarıçapının nasıl bulunacağını göstermiştir. Gerotor geometrisi de göz önüne alınarak debi hesabına esas teşkil eden alan formülasyonu da yapılmıştır ve hem debinin istenilen seviyelerde olmasını sağlamak, hem de Hertz basıncının makul seviyelerde tutulmasını sağlamak için yapılan bu optimizasyon çalışmasında öncelikle gerotorun temel boyutsal parametreleri belirlenmiştir. Daha sonra gerotor profillerinin minimum eğrilik yarıçapları ve debiye esas teşkil eden alan hesapları yapılmış ve bunların değişimi üç boyutlu grafiklerde üç boyutlu yüzeyler olarak gösterilmiştir. Debi değişimini ve minimum eğrilik yarıçapı değişimini gösteren bu iki yüzeyin kesişimi ile oluşan arakesit eğrisinin optimum çözüm eğrisi olduğu belirlenmiştir.

Y. Shivraj Narayan ve ark. (2014), “Productivity improvement in a hydraulic pump manufacturing unit” isimli makalesinde makinelerin, ekipmanların malzemelerin en düşük maliyetle, ürünün hammadde aşamasından bitim işlemine kadar en az işleme maruz kalacak sistematik şekilde düzenlenmesini sağlayarak hidrolik bir pompa üretim biriminde verimliliği iyileştirme çalışması yapmıştır. Bu çalışma ile mevcut yerleşim planı detaylı bir şekilde çalışılmış, gerçek zamanlı veri toplanmış ve mevcut yerleşim düzeninin simülasyon modeli Flexsim simülasyon yazılımında tesisten toplanan girdiler kullanılarak modellenmiştir. Tasarımdaki darboğazlar ve diğer problemler tespit edilmiş ve üç alternatif teklif (simülasyon modeli) geliştirilmiştir. Mevcut düzen, bileşenlerin kat ettiği mesafeyi% 29-41 arasında bir seviyeye indirerek optimize edilmiş ve bu da üretim oranını büyük ölçüde artırdığı görülmüştür. Bu nedenle, optimize edilmiş bir düzen, yani 3 tekliften biri seçilerek uygulanması önerilmiştir.

Lozica T. Ivanović (2016), “The Selection of Optimal Parameters of Gerotor Pump by Application of Factorial Experimental Design” isimli makalesinde faktöriyel deneysel tasarım yöntemi, gerotor pompanın akış hızı ve hacimsel verim üzerindeki değişken parametre etkisini incelemek için uygulanmıştır. Dikkate alınan değişken parametreler, trokoid yarıçapının katsayısı, bir pompa tahrik milinin devir sayısı ve çalışma basıncıdır; burada birinci faktör, geometrik bir parametredir ve diğerleri, çalışma parametreleridir. Bu kapsamda faktörel deneysel tasarımın uygulanmasıyla Gerotor pompanın optimal parametrelerinin seçimi çalışması yapılmıştır. Bu çalışma, faktöriyel deneysel tasarım yaklaşımının mükemmel bir araç olduğunu ve tahmin için ampirik denklemi geliştirmek ve gerotor pompanın optimum parametre değerlerini keşfetmek için başarıyla kullanılabileceğini göstermiştir. Yapılan analizlere dayanarak, devir sayısı akış hızındaki değişimi en çok etkileyen faktör olduğu sonucuna varılmıştır. Görüntülenen kontur yüzey noktalarına dayanarak, gerotor pompanın tüm basınç değerlerinde devir sayısı arttıkça akış hızındaki değişimin de arttığı belirtilmiştir. Hacimsel verim için verileri analiz ederek, gerotor pompanın basıncının en büyük etkiye sahip olduğu sonucuna varılmıştır. Hacimsel verimin, basınç azalırken devir sayısı arttıkça arttığı sonucuna varılmıştır.

Andrea De Martin (2017), “Development of a novel gerotor pump for lubrication systems of aeronautic engines” isimli doktora tez çalışmasında sunulan çalışma, İtalyan Hükümeti

tarafından teşvik edilen ve GE Avio Aero'nun Secondo Mona S.p.A. ve BSim s.r.l. gibi çeşitli sanayi ortaklarının katılımıyla liderlik ettiği “İtici Gücü” araştırma programının bir parçasıdır. Bu projenin temel amacı, sivil uygulamalar için gelecek nesil uçak motorları için yeni teknolojiler geliştirmektir. Aynı zamanda araştırma programının temel amaçlarından biri de, havacılık motorlarının yağlanması için yeni bir gerotor pompanın geliştirilmesine yardımcı olacak teorik bir çerçeve sağlamaktır. İlk önce, gerotor pompaların teknolojisinin durumu, cihaz hakkında teorik bir bilgi oluşturmak ve bu pompa tipini piyasaya yerleştirmek için incelenmiştir. Bunu yapmak için, özel basitleştirilmiş boyutlandırma araçlarına dayanan katalog çalışmaları ve analitik karşılaştırmalar yoluyla derinlemesine bir kıyaslama etkinliği gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonucunda havacılık motorlarının yağlama sistemleri için yeni bir gerotor pompa öneri paketi sunulmuştur.

Cüneyt Kurnaz (2017), “Dişli pompa kapağının bilgisayar destekli kalınlık optimizasyonu” isimli yüksek lisans tezinde yapılan sonlu elemanlar analizi ve optimizasyon çalışmasının ardından statik ömür ve fonksiyon testleri yapmış, ömür testi öncesi ve sonrası yapılan performans testlerinde elde edilen verim değerlerini karşılaştırmıştır ve verim kaybının izin verilen maksimum %10 fark değerleri arasında olduğu görülmüştür. Değişen kapak kalınlığının, ürünün ömür testi sonrası performansına olan etkisi kabul edilen sınırlar içerisinde kalmış ve deneysel testlerden sonra görsel ve sıvı penetrant yöntemiyle fiziksel kontroller ile optimizasyon çalışması doğrulanmıştır.

### 3. MATERYAL VE YÖNTEM

#### 3.1. Pompa

Bir akışkanı bir yerden başka bir yere transfer eden sistemlere pompa denir.

Pompalar hidrolik devreye yağ basan ve devrenin güç ihtiyacını karşılayan elemanlardır. Hidrolik güç iletiminde pozitif iletimli pompalar kullanılır ve bu tip pompalar, geometrik yapıları sayesinde emdikleri yağın tamamını çıkışa kadar süpürerek basabilirler. Pozitif deplasmanlı pompalarda küçük hacimdeki akışkan itici (dişler, kanatlar, piston) ile gövde arasına sıkışıp girişten çıkışa iletilmektedir. Bu çeşit pompalarda eğer çıkışta bir sınırlama bulunmuyorsa basınç farkı genel olarak sıfırdır. Çıkış hattında herhangi bir sınırlama (kesit daralması veya vana aracılığıyla sıkıştırma) varsa, sistem yapısı gereği ve aynı zamanda akışkan sıkıştırılmaz olduğundan basınç oluşur (Canbulut, 1986).

Pompaların iki temel görevi vardır.

- Vakum yaratmak, akışkanı emmek
- Akışkanı sisteme basmak

Pompalar üreticiler tarafından;

- En yüksek çalışma basıncı (kPa veya Bar)
- Pompa devri (dev/dak)
- Bastığı debi  $Q$  (l/dak)
- Bastığı hacim  $V$  (l,  $m^3$ )

Parametreleri tespit edilerek üretilirler. Bu parametrelerin aşılması durumunda pompanın ömrü kısalmış ve sonucunda pompa hasar görür.

Pompa seçerken dikkat edilecek noktalar (Çizelge 3.1):

- İstenilen debi/iletim hacmi nedir?
- Pompa dış hacmi için ayrılan alan nedir?
- Maksimum devir nedir?



- Maksimum basınç nedir?
- Maksimum-Minimum çalışma sıcaklığı nedir?
- Pompanın bağlantı elemanları tipleri nedir?
- Pompa gürültü seviyesi nasıldır? Alış fiyatı ne kadardır?
- Çalışma güvenilirliği, bakımı nasıldır? (Ay, 2019)

**Çizelge 3. 1.** Pompaların genel özellikleri (Ay, 2019)

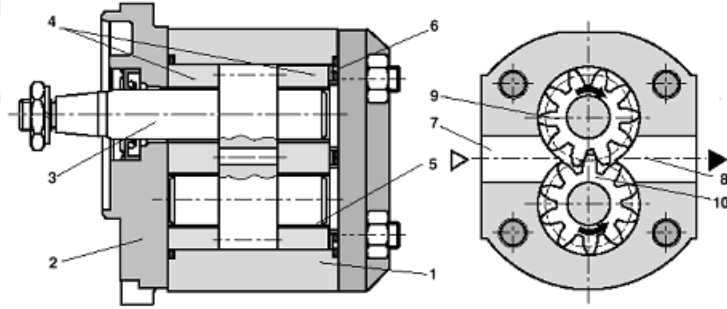
Pompa Esasları	Basınç (bar)	Hız (d/dak)		Q <sub>max</sub> (l/dak)	Basınç Dalgalanması	Gürültü Seviyesi (dB)	Toplam Verim
	P <sub>max</sub>	d <sub>min</sub>	d <sub>max</sub>				
Dişli	40-100	500	3000	300	darbeli	90	50-80
Dişli Hidrolik Dengelemeli	100-200	500	6000	200	darbeli	90	80-90
İçten Dişli (Gerotor)	20-70	500	2000	100	düşük darbeli	85	60-80
İçten Dişli (Hilal)	150-300	500	2000	50	düşük darbeli	65	70-90
Vidalı	50-140	500	3000	100	darbesiz	75	60-80
Kanatlı	50-100	500	3000	100	düşük darbeli	80	65-80
Kanatlı Hidrolik Dengelemeli	140-175	500	3000	300	düşük darbeli	85	70-90
Değişken Kanatlı	40-100	1000	2000	200	düşük darbeli	80	70-80
Sabit Kanatlı	100-140	500	2000	100	düşük darbeli	80	70-85
Kamlı	30-50	-	-	200	düşük darbeli	-	-
Eksenel Pist. (MH)	200-250	200	2000	3000	darbeli	90	80-90
Eksenel Pist. (MZ)	250-350	200	2000	500	darbeli	90	80-90
Radyal Pist.	350-650	200	2000	100	darbeli	90	80-90
Sıralı Pist.	350-500	50	1000	300	darbeli	-	-

### 3.1.1. Hidrolik Pompa

Hidrolik pompalar mekanik enerjiyi (moment, hız) hidrolik enerjiye (debi, basınç) çeviren mekanik aksamlardır ve bir akışkanın taşınması için gerekli kuvveti sağlar ve güç iletilmesine neden olur (Narayan, 2014).

Pompa dişlilerini döndürmek için gereken dairesel hareket, dizel veya elektrikli motorlar yardımıyla sağlanmaktadır. Pompa seçiminde etkili en önemli etkenler, çalışma basıncı ve sisteme basılacak akışkanın debisidir ve viskozite değeri yüksek olan yağlar pompanın emişini güçleştirir ve verimini düşürmektedir (Karacan, 1984).

Hidrolik sistemde, değişik yapıdaki pistonlu ve dişli pompalar kullanılır. Çokça kullanılan pistonlu pompaların yerini, günümüz traktörlerinde dişli pompalar almıştır (Şekil 3.1).



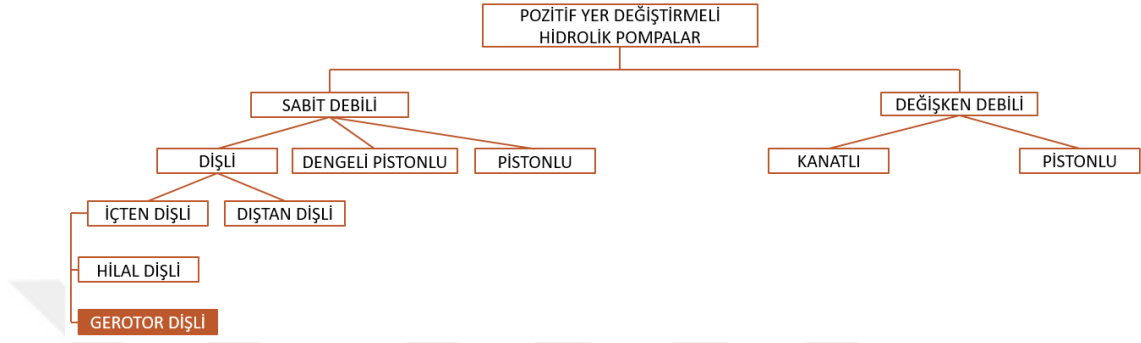
**Şekil 3. 1.** Hidrolik dişli pompanın yapısı (Ünlü, 2005)  
(1: Gövde, 2: Flanş, 3: Şaft, 4,5: Yataklama burçları, 6: Sızdırmazlık elemanları, 7: Giriş hattı, 8: çıkış hattı, 9,10: Dişliler)

Hidrolik pompalar, iletim hacmi prensibine göre çalışmaktadırlar. Pompa iletim hacmi; komsu iki diş arasındaki akışkanın hacmine ve dişli tasarımına (diş sayısı, diş uzunluğu ve diş formuna) bağlıdır.

Pompaların her dönüsünde ilettiği sıvı miktarı sabittir. Ancak çıkış basıncı sistemin geri kalan kısmı tarafından belirlenmektedir. Dişli pompalarda iletim hacmi; diş üstü çapları, diş uzunluğu ve dişli eksenleri arası mesafe kullanılarak kolayca bulunabilmektedir (Ünlü, 2005).

Hidrolik pompalar yapılarına göre 3 e ayrılır. ( Şekil 3.2)

- Dişli pompalar
- Paletli pompalar
- Pistonlu pompalar



Şekil 3. 2. Pompa çeşitleri (Rohner, 1994)

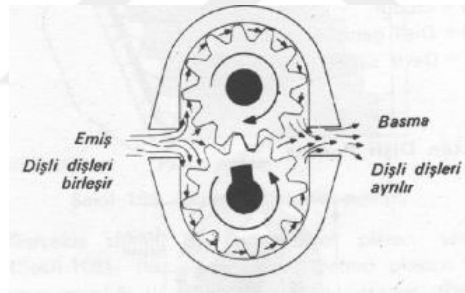
### 3.1.1.1. Dişli pompalar

Pozitif deplasmanlı, döner hareketli pompalar içerisinde yer alan dişli pompalar hidrolik pompalar arasında en basit yapıya sahip pompalardır. Temelde dıştan dişli pompalar ve içten dişli pompalar olmak üzere iki gruba ayrılmaktadırlar. Dıştan dişli pompalar ise kullandıkları dişli tipine göre düz dişli, helis dişli ve V (çavuş/ok) dişli şeklinde üç tipe ayrılmaktadır. Helis ve çavuş dişliler, düz dişlilerden daha pürüzsüz ve düzgün bir güç iletimi sağlayarak daha düzgün bir akışkan akımı oluşturmaktadır. Fakat birçok uygulama için daha basit bir yapıya sahip olmasından dolayı düz dişli çarklar yeterli görülmektedir. Üretim ve bakım maliyeti diğer tiplere göre daha düşüktür. Bunun gibi birçok avantajlarından dolayı hidrolik güç iletim devrelerinde dıştan düz dişli yüksek basınç pompaları tercih edilmektedir.

Bir dişli pompa basit olarak üzerinde giriş – çıkış delikleri bulunan gövde ve biri tahrik motoruna bağlı döndüren diğeri ise döndürülen dişlilerden oluşmaktadır ( Şekil 3.3). Dişli pompada, dişlerin birbirinden ayrıldığı bölge (genişleyen hacim) emiş bölgesidir. Burada dişlerin ayrılması ile pompa içerisinde bir vakum oluşur ve akışkan içeriye hücum ederek diş boşluklarını doldurur. Diş boşlukları ile gövde arasında hapsolan akışkan çıkış

bölgesine kadar süpürülür. Burada dişlilerin birleşmesi (daralan hacim) ile akışkan, eğer önünde bir kısıtlama varsa basıncı artmış olarak hidrolik hatta gönderilir. Hidrostatik enerjiye sahip olan bu akışkan, diğer hidrolik devre elemanlarının yardımı ile yeniden mekanik enerjiye dönüştürülebilmektedir (Çınar, 2014).

Traktörlerde kullanılan dişli pompalarda, ucuz ve basit yapılarından dolayı genellikle düz dişliler kullanılır. Sessiz çalışmalarına karşın helisel dişlilerin kullanımı yok denecek kadar azdır. Traktörlerde, iki ayrı hidrolik elemanına tek bir tahrik motoruyla iki veya üç ayrı verici ve basınçta hidrolik enerji gerekebilmektedir. Dişli pompalar bu durumda arka arkaya monte edilip tandem yapıda kullanılabilirler. Burada dikkat edilecek en önemli nokta; önde bulunan pompanın arkada bulunandan daha büyük verici ve daha yüksek basınca sahip olmasıdır, aksi durumda ön pompa tahrik dişlisi, arka pompayı da tahrik ettiğinden aşırı zorlanır ve sonucunda kırılabilir. Bu çalışma biçiminde her iki pompa, akışkanı aynı depodan alarak ayrı yerlere hidrolik güç şeklinde iletebilir (Ünlü, 2005).



Şekil 3. 3. Dişli pompanın çalışma şekli (Ünlü, 2005)

Avantajları :

- Hızları yüksektir, normal basınca sahiptirler,
- Nispeten normal seste çalışırlar
- Tasarımda malzeme kısıtlaması yoktur.

Dezavantajları :

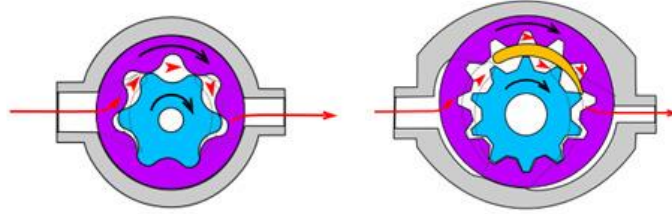
- Sıvının nakledildiği alanda 4 yatak gereklidir,
- Viskozitesi düşük maddeleri basamazlar,
- Boşluk gerektiren değerleri sabitlik gerektirirler.

Uygulama alanları :

- Çeşitli yakıt ve madeni yağların taşınmasında,
- Kimyasal katkı ve polimerlerin aktarılmasında,
- Asit ve kostiklerin taşınmasında,
- Düşük hacimlerin naklinde,
- Araçlarda yağ pompalarında,
- Hidrolik iletim sistemlerinde,
- Makinelerde yağlama için,
- İç dişli pompaları, gıda endüstrisinde çikolata, dolgu maddeleri ve kakao yağı gibi akışkanları pompalamak için kullanılır (Khot, 2014).

#### 3.1.1.1. İçten dişli pompalar

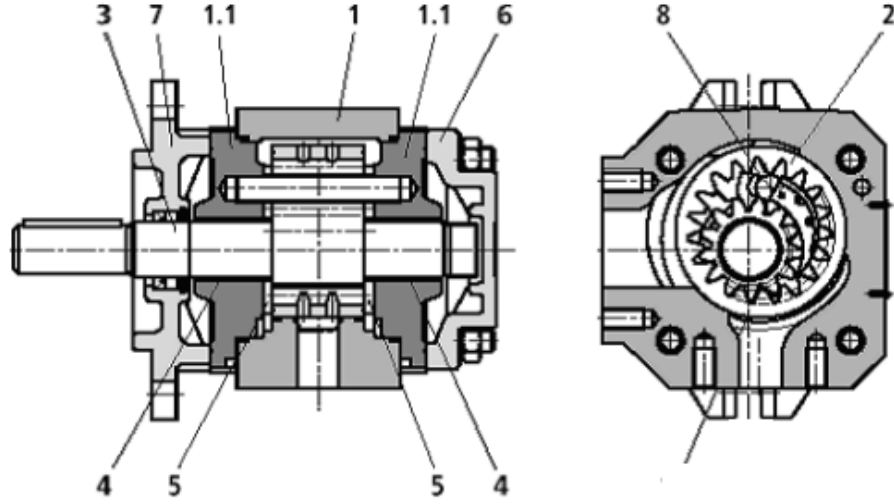
İçten dişli pompa, nispeten düşük hız ve giriş basıncı gereklilikleri nedeniyle çok çeşitli uygulamalar için uygun olan, döner akışlı bir pozitif yer değiştirme pompası tasarımıdır. Sadece iki hareketli parçaya sahiptir ve bu nedenle güvenilir, kullanımı basit ve bakımı kolay olduğu kanıtlanmıştır. Genellikle viskozite arttıkça santrifüj bir pompaya göre daha verimli bir alternatiftir. Bu sistemde döndüren dişli ortadaki küçük dişli, dönen dişli ise dıştaki dişlidir ( Şekil 3.4). İki dişli arasında yarım ay şeklinde bir ayırma elemanı vardır. Bu elemanın görevi, dönme hızları farklı olan çevre dişlisi ile göbek dişlisinin diş boşluklarına dolan yağı emme ve basma odalarının sınırladıkları aralıkta birbirinden ayırmaktır.



Şekil 3. 4. İçten dişli pompalar (Khot, 2014)

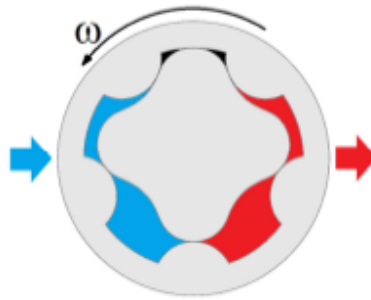
İçten dişli pompalar, büyük dişlinin içten, küçük dişlinin dıştan dişli olduğu pompalardır (Şekil 3.5). Akışkan bu hilal şeklindeki bölgede sıkıştırılır ve çıkış tarafına iletilir.

Ortadaki dişli ile dıştaki dişlinin eksenleri kaçıktır. Çalışma prensibi temel olarak dıştan dişli pompalarla aynıdır, ancak en önemli fark bütün dişlilerin aynı yönde dönmesidir. İçten dişli pompaların en önemli özelliklerinden biri de gürültü seviyelerinin düşük olmasıdır. Bu tip pompalar büyük verim ve düşük basıncın gerektiği yerlerde kullanılır.



**Şekil 3. 5.** Hilal tipi içten dişli pompanın yapısı (Ünlü, 2005)  
(1: Gövde, 1.1: Rulman kapağı, 2: İçten dişli, 3: Şaft, 4: Yatak, 5: Eksenel disk, 6: Kapak, 7: Flanş, 8: Ayırıcı plaka)

### 3.1.1.1.1. Gerotor tipi içten dişli pompalar

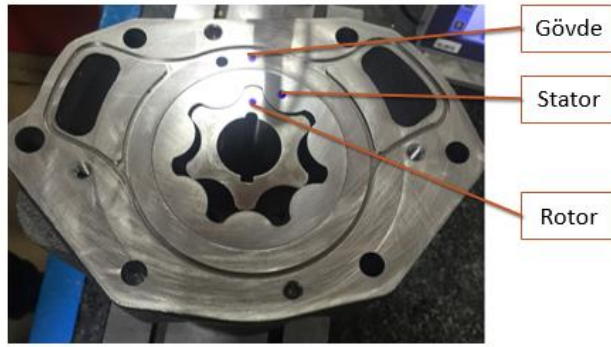


**Şekil 3. 6.** Gerotor tipi içten dişli pompa basit şematik gösterimi (Martin, 2017)

Gerotor pompa kompakt, basit yapı ve farklı uygulamalara uygunluğu ile karakterize edilen döner pompa grubundandır. Farklı yük kapasitelerine sahip iç ve dış dişlilerden oluşan içten dişli mekanizmayı temsil eder. Rotor ve statordan oluşan bir mekanizmadır

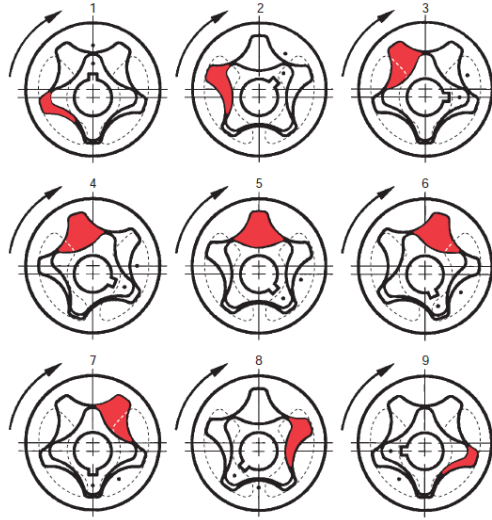
ve rotor diş sayısı, stator diş sayısından 1 adet daha azdır ( Şekil 3.6 ). Giriş portundan gelen akışkan rotor ve statordan geçtiğinde, gerotor bir pompalama mekanizması olarak işlev görür. Gerotor pompanın çalışma prensibi birçok avantaja sahiptir ve bu nedenle dış ve iç dişli veya pistonlu pompalara sahip dişli pompaların kullanıldığı alanlarda tam olarak uygulanabilir (Ivanovic, 2017).

Gerotor pompaları, iki paralel eksantrik eksen etrafında dönen geleneksel olarak sikloidal geometrili iki dişlinin birleştirilmesiyle elde edilir. İki dişli arasındaki boşluklar tarafından üretilen değişken hacim odaları, sıvı emilmesinden ve geri verilmesinden sorumludur. Bu pompalarda hilal tipli dişli pompalardaki gibi ayırıcı yoktur ( Şekil 3.7) (Martin, 2017).



Şekil 3. 7. Gerotor pompa

Rotorlar kendi eksenleri etrafında döndükçe, akışkan genişleme odasına maksimum hacme girerler ve dönme devam ettikçe oda hacmi azalır ve sıvıyı odadan dışarı çıkışa zorlar. İşlem her oda için sürekli olarak gerçekleşir ve lineer bir akışkan iletimi sağlar (Şekil 3.8).



**Şekil 3. 8.** Gerotor pompa çalışma aşamaları ( Anonim, 2019a)

Avantajları:

- Yüksek hızlarda çalışır,
- Daha az işleme ve daha az bileşenden oluşur,
- Boyutu ve geometrisi performans için optimize edilebilir,
- Sessiz çalışır ve her yönde çalışması iyidir,
- İç ve dış eleman arasındaki nispi hız çok düşük olduğundan uzun hizmet ömrüne sahiptir.

Dezavantajları:

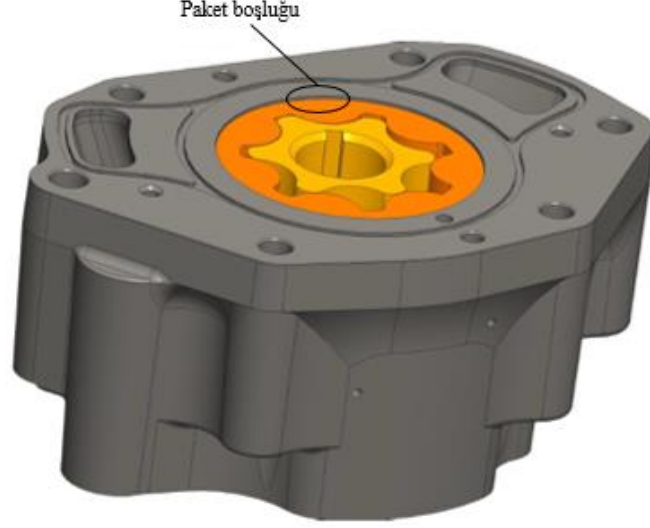
- Katı maddeleri basamazlar
- Basınçları orta seviyelerdedir,
- Ürün pompalanırken tek yatak çalışır (yatak yükü yüksektir) (Ay, 2019)

Uygulama alanları:

- Benzin, dizel, biyodizel ve diğer yakıt pompaları,
- Motor yağlama için yağ pompaları,
- Otomatik şanzımanlar ve durdur / başlat transfer durumları ve diferansiyelleri,
- Sabit güç aktarımı,
- Off-highway motor ve şanzıman pompaları,
- Hidrostatik şarj pompaları.

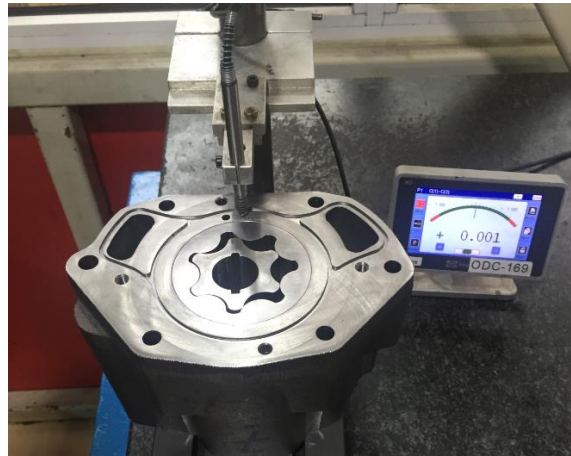


Paket boşluğunun (Şekil 3.9) (rotor-stator grubu ve gövde arası boşluğun/ aksenal boşluk) pompa verimine etkisinin incelemesi ile ilgili tezin yöntemi aşağıdaki gibidir:



**Şekil 3. 9.** Pompa paket boşluğu

- Belirlenen paket boşluklarına ait aynı boyutta toplam 40 gövde - gerotor set Şekil 3.10 'da görülen boşluk ölçüm cihazı ile ölçülüp eşleştirilmiştir.
- 10 adet 30 -40 $\mu$ m paket boşluğunda numune
- 10 adet 40 -50 $\mu$ m paket boşluğunda numune
- 10 adet 50 -60 $\mu$ m paket boşluğunda numune
- 10 adet 60 -70 $\mu$ m paket boşluğunda numune

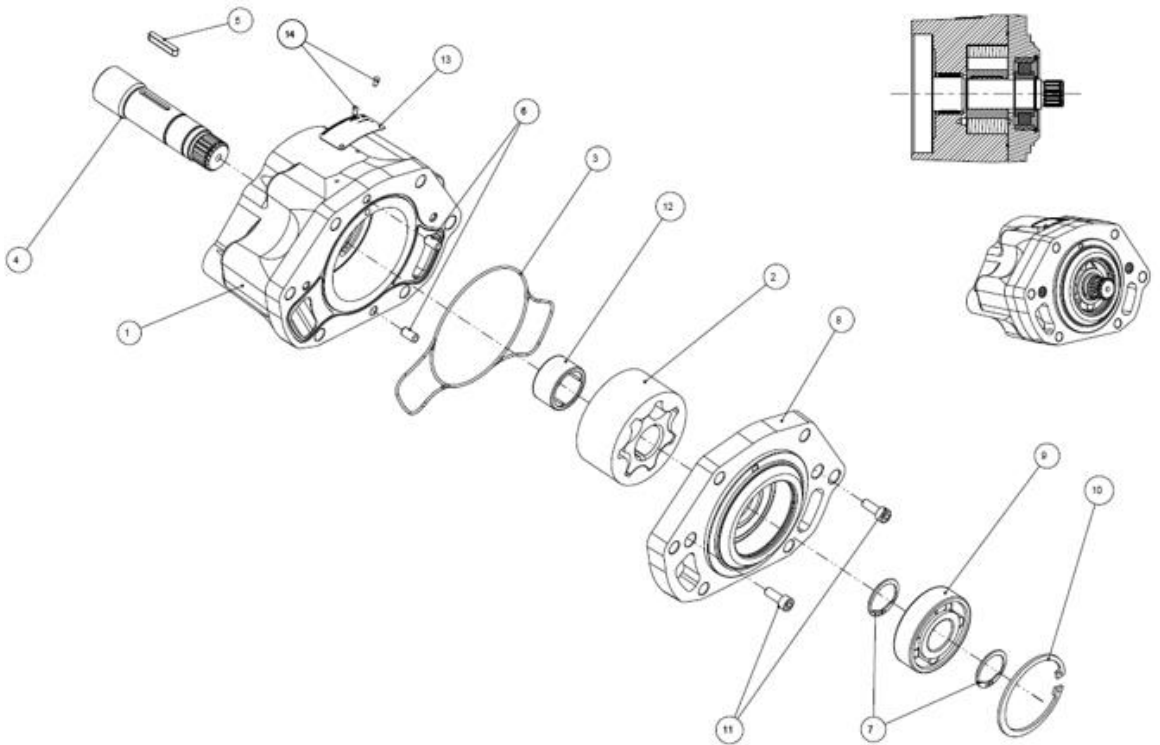


**Şekil 3. 10.** Boşluk ölçüm cihazı

- Seçilen eşleşmedeki gövde-gerotor setler ile pompaların montajı yapılmıştır.
- Pompalar test tezgahına bağlanmıştır.
- Test cihazında debimetreden debi değerleri ile hacimsel verim hesaplanmıştır.
- Torkmetreden tork değerleri elde edilmiş
- Toplam verim ve hacimsel verim hesaplanıp
- Grafikler ve hesaplanan veriler yardımı ile pompa verimi yorumlanmıştır

### 3.2. Pompa Montajı

Gövdeye ve kapağa pres yardımı ile rulman çakılır, segman takılır. Sonra boşluk ölçüm cihazı ile pompa gövdesi- rotor stator grubu arası optimum aksel boşluk belirlenip eşleşme gerçekleştirilir. Tahrik miline kama takılıp, mil rotora monte edilir, segman ile sabitlenir. O ring yerleştirilir. Kapak ve gövde pim ve civartalar ile birleştirilip Segman ile sabitlendikten sonra pompa montajı tamamlanmış olur (Şekil 3.11- Çizelge 3.2).



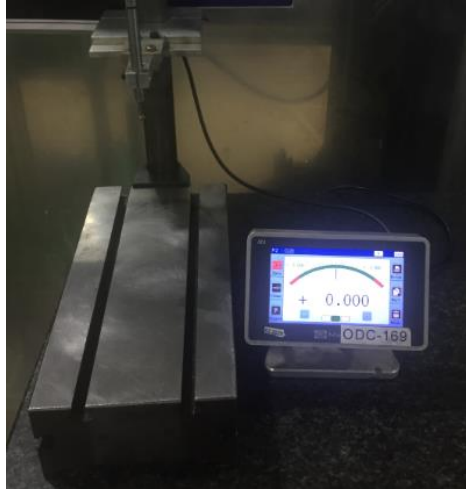
Şekil 3. 11. Pompa montajı

**Çizelge 3. 2.** Pompa elemanları

NO	PARÇA ADI	ADET
14	Çentikli Perçin	2
13	Etiket	1
12	İğneli Rulman	1
11	Soket Başlı Cıvata	2
10	Segman	1
9	Silindirik Rulman	1
8	Kapak	1
7	Segman	2
6	Dowel Pim	2
5	Düz Kama	1
4	Tahrik Mili	1
3	O Ring	1
2	Rotor-Stator	1
1	Gövde	1

### 3.2.1. Ölçü Aletleri

Pompa paket boşluğunun ölçümünde kullanılan cihaz Şekil 3.12'deki gibidir. Ölçü aleti ucu önce pompa gövdesine sonra rotor ve statora dokundurulur ve ekranda okunan değer paket boşluğunu gösterir.



**Şekil 3. 12.** Boşluk ölçüm cihazı

Debimetre, sistemde debi ölçümü yapan cihazdır. Ölçüm aralığı: 16-600 l/dk, viskozite ölçüm aralığı: 1-100 cst , izin verilen maksimum çalışma basıncı: 350 bar ve hata limitleri:  $\pm \% 0,7$  'dir.

Torkmetre, sistemde tork değerini ölçen cihazdır. Maksimum ölçüm hızı: 8500 dev/dk , tork aralığı: 1-6700 Nm ve hata limitleri:  $\pm \% 2,5$  'dir.

### **3.3. Debi Ölçümü**

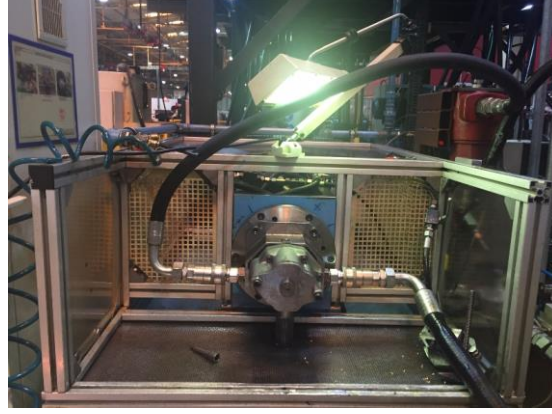
Montajı tamamlanan ve hava testini geçen pompalar debi testine tabi tutulur. Test tezgahına bağlanan pompaya yağ kaçağının görsel kontrolü sağlanması için çatlak spreyi sıkılır ve teste başlanır. Test süresi tamamlandığında ölçüm verileri test ekranından alınır.

Test Şartları:

- Basınç: 2000 kpa ( $\pm 200$  kpa)
- Hız: 600 $\pm$ 1, 1000 $\pm$ 1, 1500 $\pm$ 1, 2000 $\pm$ 1 dev/dk
- Yağ : ISO VG32
- Hidrolik Yağ Kirliliği : 18/14 (ISO 4406)
- Sıcaklık : 70°C  $\pm$  3°C
- Debi ölçümü için gereken süre: 15dk
- Uzun süreli test ( yüksek devirde): 1 saat

#### **3.3.1. Test Düzeneği**

Elektrik motoru tarafından tahrik edilen pompa hidrolik tankta statik halde bulunan yağı emer ve çıkış portuna ileterek burada bulunan basınçlandırma valfi aracılığıyla basınçlandırarak debi ölçümü gerçekleştirilir. Sistemde bulunan emniyet valfi ise ani basınç yükselmelerinde sistemin emniyette olmasını sağlar (Şekil 3.13).



**Şekil 3. 13.** Test düzeneği

### **3.4. Tork Ölçümü**

Test tezgahına bulunan torkmetre yardımıyla pompaların mekanik olarak değerlendirilmesi için tork değerleri ölçülmektedir.

Tezgaha bağlanan pompalar için sabit basınçta 600-1000-1500 ve 2000 devirler için tork değerleri torkmetre üzerinden okunur.

Test Şartları:

- Basınç: 2000 kpa ( $\pm 200$ )
- Hız: 600 $\pm 1$ , 1000 $\pm 1$ , 1500 $\pm 1$ , 2000 $\pm 1$  dev/dk
- Yağ : ISO VG32
- Hidrolik Yağ Kirliliği : 18/14 (ISO 4406)
- Sıcaklık : 70°C  $\pm$  3°C
- Test Süresi: 1 saat

## 4. BULGULAR

Numune pompalar için önce debi ölçümü yapılmış ve 600-1000-1500-2000 dev/dk hızları için elde edilen debi değerleri ile hacimsel verim hesaplanmıştır.

Daha sonra 600-1000-1500-2000 dev/dk hızları için torkmetreden elde edilen tork değerleri ile mekanik verim hesaplanmıştır.

Elde edilen debi ve tork değerleri ile toplam verim hesaplanmıştır.

### 4.1. Debi Test Değerleri ve Hacimsel Verim

Pompa Kapasitesi (D) 39 cm<sup>3</sup>/dev olan numune 40 adet pompa montaj edilip debi testine alınmıştır.

Debi testi 600-1000-1500 ve 2000 dev/dk hızları için kabul edilen min ve max debi değerleri sırasıyla 14,5; 27; 45,5; 66 l/dk – 24; 37; 55,5; 75 l/dk'dır.

Her bir pompa için teorik debi değeri pompa kapasitesi ve pompa dönüş hızları ile denklem 4.1 yardımı ile hesaplanmıştır.

$Q_T$ = Teorik debi (l/dk)

D= pompa kapasitesi (cm<sup>3</sup>/dev)

N= pompa dönüş hızı (dev/dk)

$$Q_T = \frac{D \times N}{1000} \text{ (l/dk)} \quad (4.1)$$

N=600 dev/dk için:

$$Q_T = \frac{39 \times 600}{1000} \text{ (l/dk)}$$

$$Q_T = 23,4 \text{ (l/dk)}$$

10 adet 30-40 $\mu$ m paket boşluğunda numune pompa için debimetre test ekranından alınan değerler Çizelge 4.1'deki gibidir:

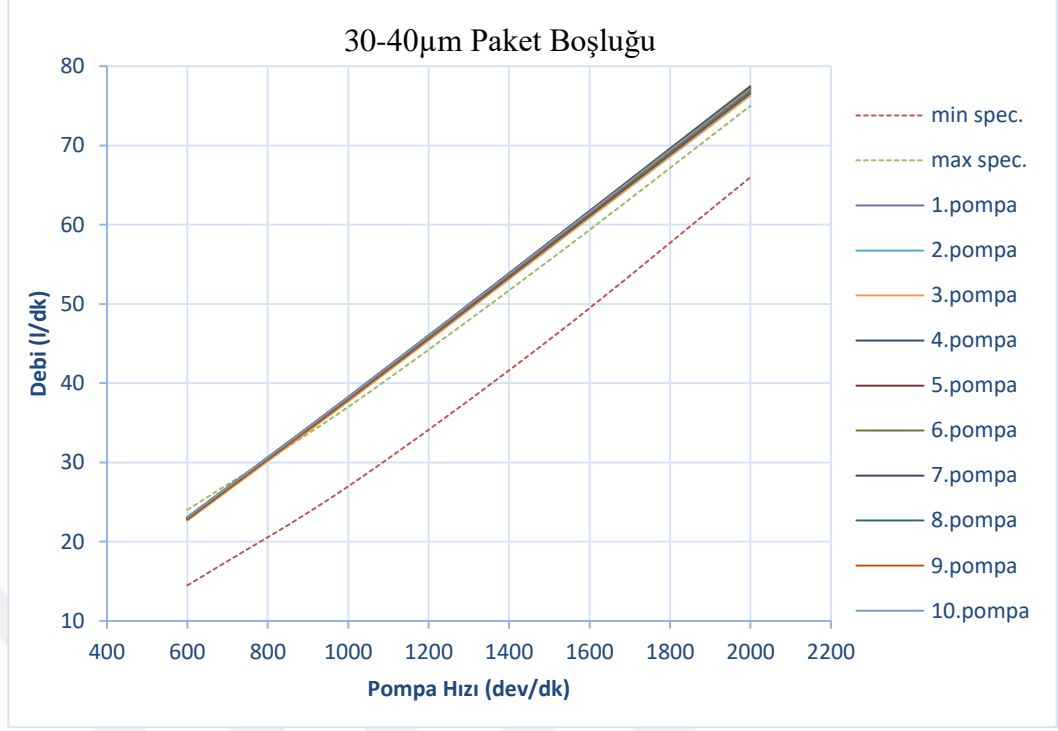
**Çizelge 4. 1.** 30-40 $\mu$ m paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	Paket Boşluğu ( $\mu$ m)
min debi (l/dk)	14,5	27	45,5	66	
max debi (l/dk)	24	37	55,5	75	
1.pompa	23,0	38,1	57,6	77,0	36
2.pompa	22,7	37,8	57,3	76,8	37
3.pompa	22,7	37,7	57,0	76,3	38
4.pompa	23,0	38,2	57,7	77,2	39
5.pompa	23,1	38,2	57,7	77,2	33
6.pompa	22,8	38,1	57,8	77,5	33
7.pompa	23,1	38,3	57,8	77,3	33
8.pompa	22,9	37,9	57,3	76,6	35
9.pompa	22,9	38,0	57,5	76,9	30
10.pompa	23,1	38,2	57,7	77,2	31

Test ekranından alınan debi değerleri SI birim sistemine çevrilmiştir (Çizelge 4.2).

**Çizelge 4. 2.** 30-40 $\mu$ m paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri

HIZ (rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33	Paket Boşluğu ( $\mu$ m)
min debi ( $m^3/s$ )	0,000242	0,00045	0,000758	0,0011	
max debi ( $m^3/s$ )	0,0004	0,000617	0,000925	0,00125	
1.pompa	0,000383	0,000635	0,000959	0,001283	36
2.pompa	0,000378	0,000631	0,000955	0,001280	37
3.pompa	0,000378	0,000628	0,000950	0,001272	38
4.pompa	0,000383	0,000636	0,000961	0,001287	39
5.pompa	0,000385	0,000637	0,000962	0,001287	33
6.pompa	0,000380	0,000635	0,000963	0,001292	33
7.pompa	0,000385	0,000638	0,000963	0,001288	33
8.pompa	0,000382	0,000632	0,000954	0,001277	35
9.pompa	0,000382	0,000634	0,000958	0,001282	30
10.pompa	0,000385	0,000637	0,000962	0,001287	31



Şekil 4. 1. 30-40µm paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği

Şekil 4.1.'e göre 30-40µm paket boşluğundaki pompalar için debi değerleri kabul edilen maximum debi değerine yakınsamış ve hatta bu değer üzerine çıkmıştır.

Debimetreden alınan veriler ile pompalar için hacimsel verim denklem 4.2 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.3'te tüm pompalar için hacimsel verim değerleri bulunmaktadır.

$Q_A$ = Gerçek Debi (l/dk)

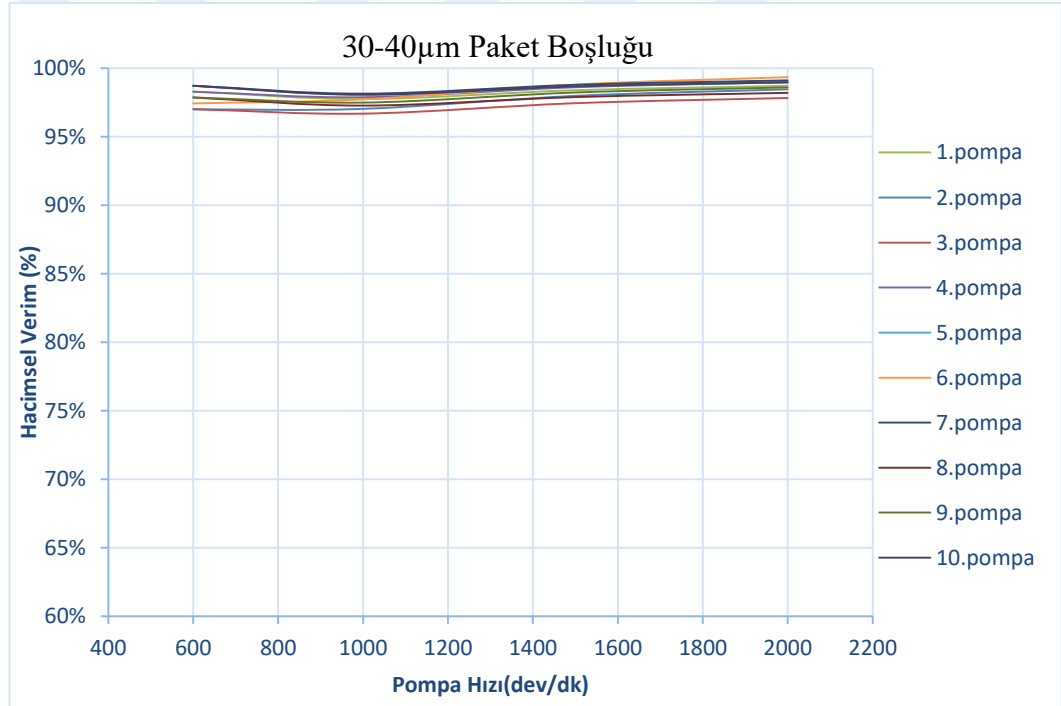
$Q_T$ = Teorik Debi (l/dk)

$$\eta_V = \frac{Q_A \times 100}{Q_T} (\%) \quad (4.2)$$



**Çizelge 4. 3.** 30-40 $\mu$ m paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%)

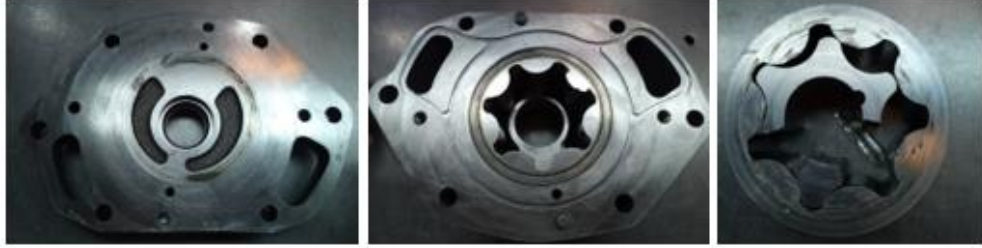
HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Debi (l/dk)	23,4	39	58,5	78
1.pompa	98	98	98	99
2.pompa	97	97	98	98
3.pompa	97	97	97	98
4.pompa	98	98	99	99
5.pompa	99	98	99	99
6.pompa	97	98	99	99
7.pompa	99	98	99	99
8.pompa	98	97	98	98
9.pompa	98	97	98	99
10.pompa	99	98	99	99



**Şekil 4. 2.** 30-40 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği

30-40 $\mu$ m boşluk için hesaplanan hacimsel verim değerlerinin %97-%99 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin de arttığı görülmektedir (Çizelge 4.3 – Şekil 4.2).

Ayrıca seçilen 10 adet numuneden 2 adedinde uzun süreli teste tabi tutulduğunda pompada arıza görülmüştür (Şekil 4.3).



**Şekil 4. 3.** 30-40µm paket boşluğundaki pompada arızalanan rotor

10 adet 40-50µm paket boşluğunda numune pompa için debimetre test ekranından alınan değerler Çizelge 4.4'teki gibidir:

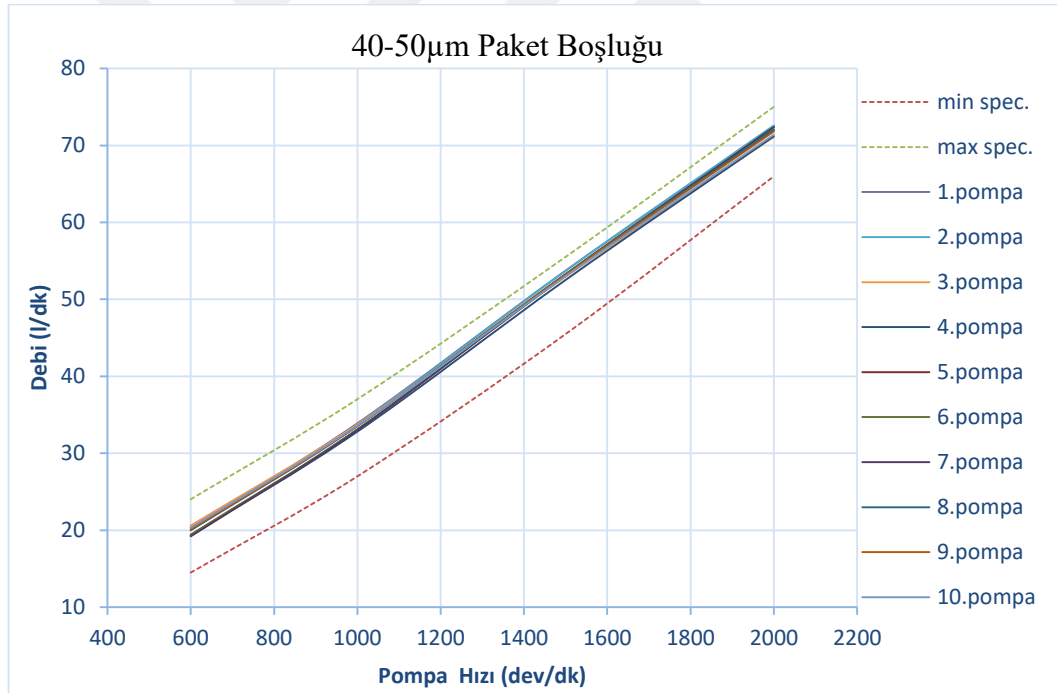
**Çizelge 4. 4.** 40-50µm paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	<b>Paket Boşluğu (µm)</b>
min debi (l/dk)	14,5	27	45,5	66	
max debi (l/dk)	24	37	55,5	75	
1.pompa	20,3	33,9	53,7	72,5	47
2.pompa	20,1	33,8	53,7	72,6	47
3.pompa	20,6	33,7	52,9	71,1	45
4.pompa	19,3	32,8	52,5	71,2	42
5.pompa	19,4	33,1	53,1	72,0	44
6.pompa	19,3	33,1	53,2	72,3	48
7.pompa	19,2	33,0	53,2	72,4	46
8.pompa	20,0	33,5	53,3	72,0	44
9.pompa	20,1	33,5	53,2	71,8	44
10.pompa	20,3	33,6	53,0	71,4	44

Test ekranından alınan debi değerleri SI birim sistemine çevrilmiştir ( Çizelge 4.5).

**Çizelge 4. 5.** 40-50µm paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri

HIZ (rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33	Paket Boşluğu
min debi ( $m^3/s$ )	0,000242	0,00045	0,000758	0,0011	
max debi ( $m^3/s$ )	0,0004	0,000617	0,000925	0,00125	
1.pompa	0,00034	0,00056	0,00090	0,00121	47
2.pompa	0,00034	0,00056	0,00090	0,00121	47
3.pompa	0,00034	0,00056	0,00088	0,00119	45
4.pompa	0,00032	0,00055	0,00088	0,00119	42
5.pompa	0,00032	0,00055	0,00088	0,00120	44
6.pompa	0,00032	0,00055	0,00089	0,00121	48
7.pompa	0,00032	0,00055	0,00089	0,00121	46
8.pompa	0,00033	0,00056	0,00089	0,00120	44
9.pompa	0,00034	0,00056	0,00089	0,00120	44
10.pompa	0,00034	0,00056	0,00088	0,00119	44



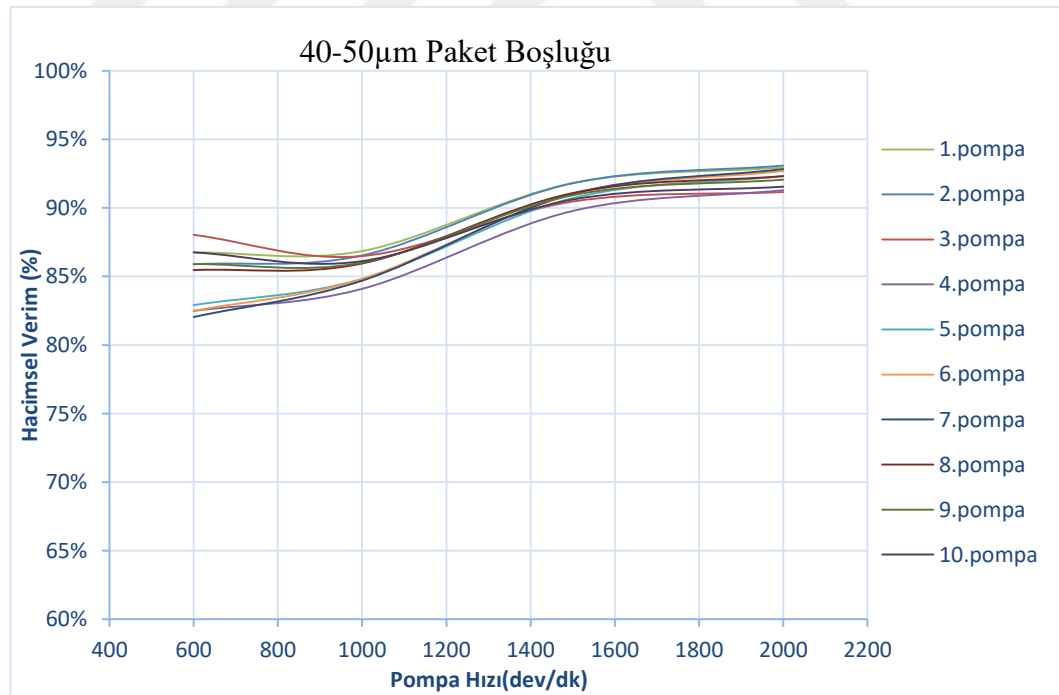
**Şekil 4. 4.** 40-50µm paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği

Şekil 4.4'e göre 40-50µm paket boşluğundaki pompalar için debi değeri maksimum ve minimum olarak kabul edilen debi değerleri arasında bulunmakta ve maksimum değere yakınsaktır.

Debimetreden alınan veriler ile pompalar için hacimsel verim denklem 4.2 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.6'da tüm pompalar için hesaplanan hacimsel verim değerleri bulunmaktadır.

**Çizelge 4. 6.** 40-50 $\mu$ m paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%)

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Debi (l/dk)	23,4	39	58,5	78
1.pompa	87	87	92	93
2.pompa	86	87	92	93
3.pompa	88	86	90	91
4.pompa	82	84	90	91
5.pompa	83	85	91	92
6.pompa	82	85	91	93
7.pompa	82	85	91	93
8.pompa	85	86	91	92
9.pompa	86	86	91	92
10.pompa	87	86	91	92



**Şekil 4. 5.** 40-50 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği

40-50 $\mu$ m boşluk için hesaplanan hacimsel verim değerlerinin %82-%93 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin de arttığı görülmektedir (Çizelge 4.6 – Şekil 4.5).

10 adet 50-60 $\mu$ m paket boşluğunda numune pompa için debimetre test ekranından alınan değerler Çizelge 4.7'deki gibidir:

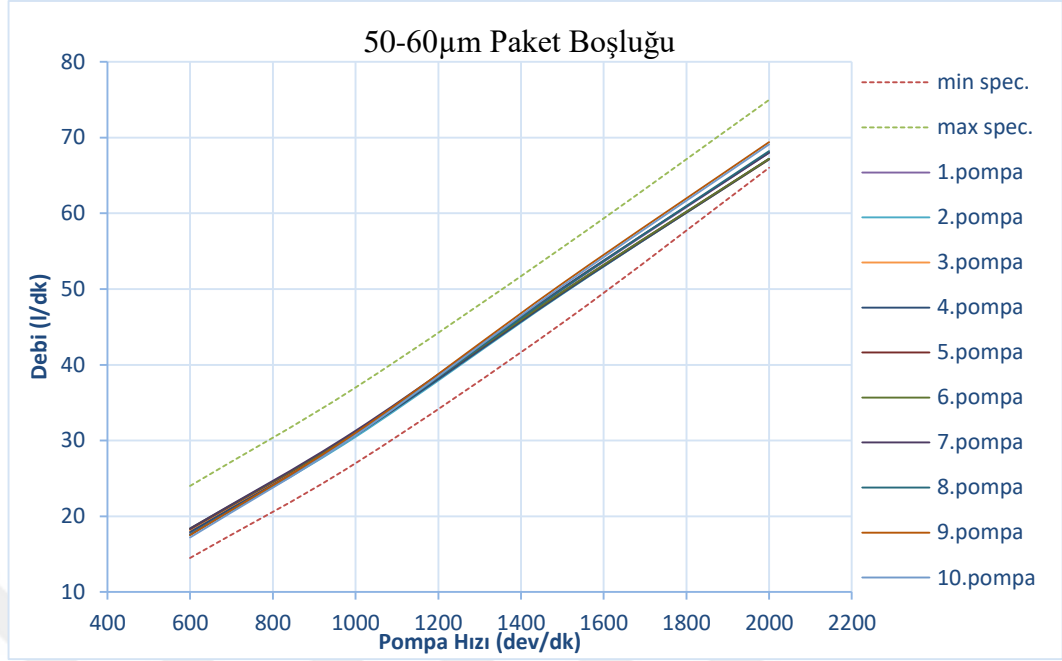
**Çizelge 4. 7.** 50-60 $\mu$ m paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	Paket Boşluğu ( $\mu$ m)
min debi (l/dk)	14,5	27	45,5	66	
max debi (l/dk)	24	37	55,5	75	
1.pompa	17,8	30,9	49,9	68,0	57
2.pompa	17,6	30,5	49,3	67,2	50
3.pompa	18,1	30,8	49,5	67,1	55
4.pompa	17,9	30,7	49,4	67,1	54
5.pompa	18,3	31,0	49,6	67,2	53
6.pompa	18,4	31,1	49,6	67,2	52
7.pompa	18,4	31,3	50,1	68,0	56
8.pompa	17,6	30,8	50,0	68,2	58
9.pompa	17,5	31,0	50,7	69,4	53
10.pompa	17,2	30,7	50,4	69,1	51

Test ekranından alınan debi değerleri SI birim sistemine çevrilmiştir ( Çizelge 4.8).

**Çizelge 4. 8.** 50-60 $\mu$ m paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri

HIZ (rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33	Paket Boşluğu ( $\mu$ m)
min debi ( $m^3/s$ )	0,000242	0,00045	0,000758	0,0011	
max debi ( $m^3/s$ )	0,0004	0,000617	0,000925	0,00125	
1.pompa	0,00030	0,00051	0,00083	0,00113	47
2.pompa	0,00029	0,00051	0,00082	0,00112	47
3.pompa	0,00030	0,00051	0,00082	0,00112	45
4.pompa	0,00030	0,00051	0,00082	0,00112	42
5.pompa	0,00031	0,00052	0,00083	0,00112	44
6.pompa	0,00031	0,00052	0,00083	0,00112	48
7.pompa	0,00031	0,00052	0,00084	0,00113	46
8.pompa	0,00029	0,00051	0,00083	0,00114	44
9.pompa	0,00029	0,00052	0,00085	0,00116	44
10.pompa	0,00029	0,00051	0,00084	0,00115	44



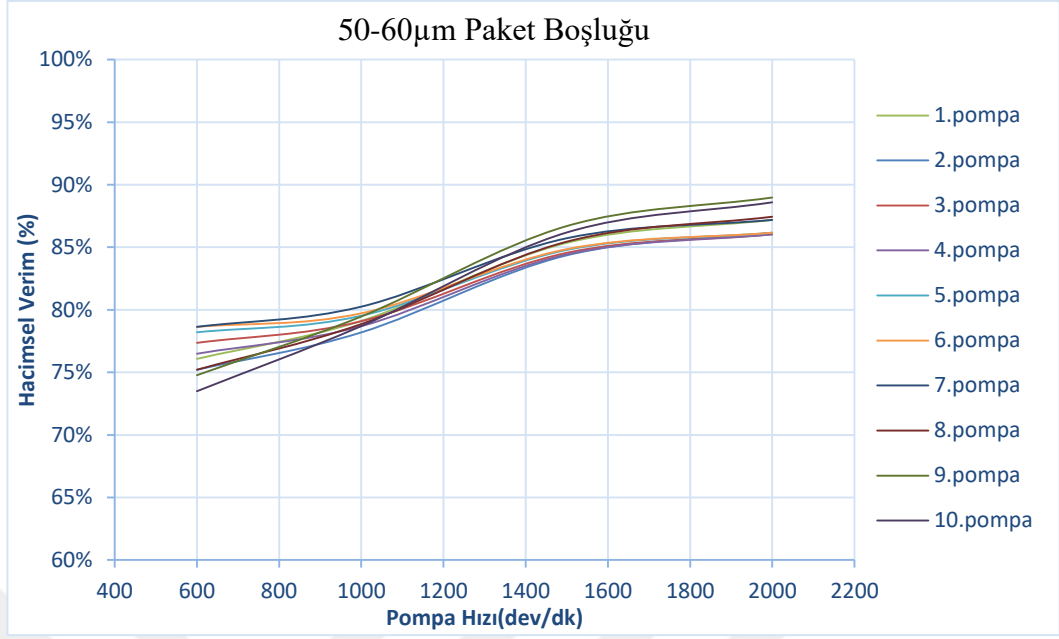
Şekil 4. 6. 50-60µm paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği

Şekil 4.6'e göre 50-60µm paket boşluğundaki pompalar için debi değeri max ve min olarak kabul edilen debi değerleri arasında bulunmakta ve minimum değere yakınsaktır.

Debimetreden alınan veriler ile pompalar için hacimsel verim denklem 4.2 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.9'da tüm pompalar için hesaplanan hacimsel verim değerleri bulunmaktadır.

Çizelge 4. 9. 50-60µm paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%)

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Debi (l/dk)	23,4	39	58,5	78
1.pompa	76	79	85	87
2.pompa	75	78	84	86
3.pompa	77	79	85	86
4.pompa	76	79	84	86
5.pompa	78	80	85	86
6.pompa	79	80	85	86
7.pompa	79	80	86	87
8.pompa	75	79	85	87
9.pompa	75	79	87	89
10.pompa	74	79	86	89



**Şekil 4. 7.** 50-60µm paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği

50-60µm boşluk için hesaplanan hacimsel verim değerlerinin %74-%89 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin de arttığı görülmektedir (Çizelge 4.9- Şekil 4.7).

10 adet 60-70µm paket boşluğunda numune pompa için debimetre test ekranından alınan değerler Çizelge 4.10'daki gibidir:

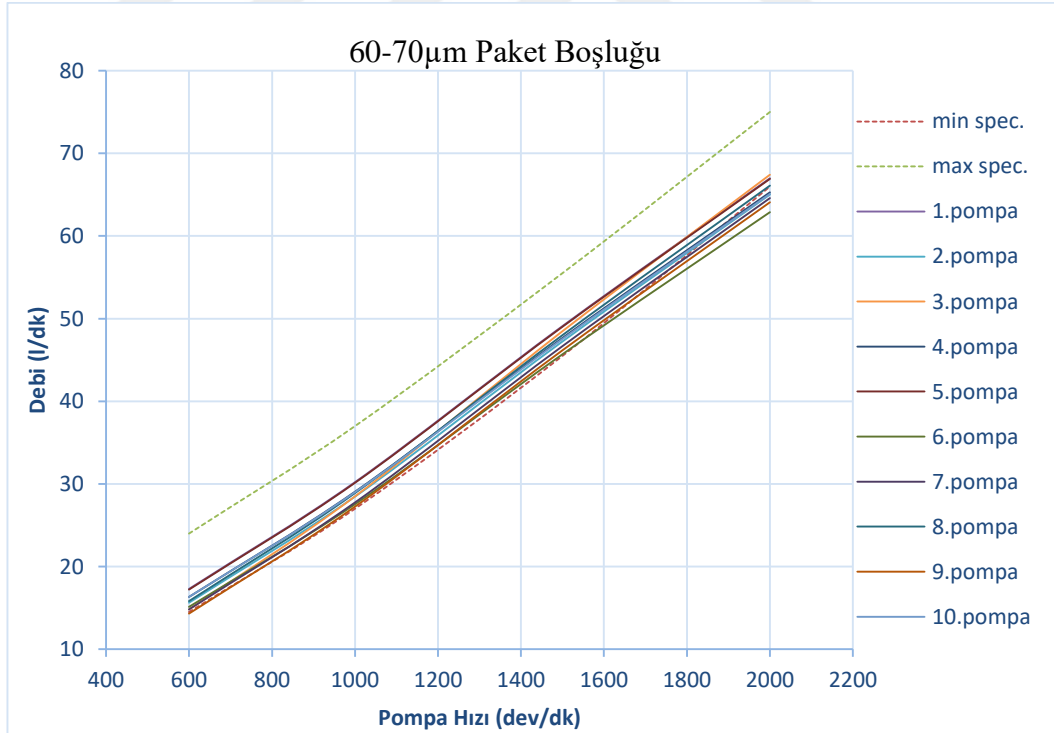
**Çizelge 4. 10.** 60-70µm paket boşluğunda debimetre ölçüm değerleri

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	Paket Boşluğu (µm)
min debi (l/dk)	14,5	27	45,5	66	
max debi (l/dk)	24	37	55,5	75	
1.pompa	17,3	30,2	49,1	67,0	66
2.pompa	15,6	28,4	47,2	65,0	67
3.pompa	14,8	28,5	48,5	67,4	68
4.pompa	16,3	29,0	47,7	65,3	69
5.pompa	17,2	30,1	49,0	66,9	63
6.pompa	15,1	27,5	45,7	62,9	63
7.pompa	14,8	27,7	46,7	64,6	63
8.pompa	15,8	28,9	48,0	66,1	65
9.pompa	14,3	27,2	46,2	64,1	60
10.pompa	16,3	29,0	47,5	65,1	61

Test ekranından alınan debi değerleri SI birim sistemine çevrilmiştir (Çizelge 4.11).

**Çizelge 4. 11.** 60-70 $\mu$ m paket boşluğunda SI birim sistemine göre debi değerleri

HIZ (rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33	Paket Boşluğu ( $\mu$ m)
min debi ( $m^3/s$ )	0,000242	0,00045	0,000758	0,0011	
max debi ( $m^3/s$ )	0,0004	0,000617	0,000925	0,00125	
1.pompa	0,00029	0,00050	0,00082	0,00112	47
2.pompa	0,00026	0,00047	0,00079	0,00108	47
3.pompa	0,00025	0,00047	0,00081	0,00112	45
4.pompa	0,00027	0,00048	0,00079	0,00109	42
5.pompa	0,00029	0,00050	0,00082	0,00112	44
6.pompa	0,00025	0,00046	0,00076	0,00105	48
7.pompa	0,00025	0,00046	0,00078	0,00108	46
8.pompa	0,00026	0,00048	0,00080	0,00110	44
9.pompa	0,00024	0,00045	0,00077	0,00107	44
10.pompa	0,00027	0,00048	0,00079	0,00109	44



**Şekil 4. 8.** 60-70 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre ölçülen debi grafiği

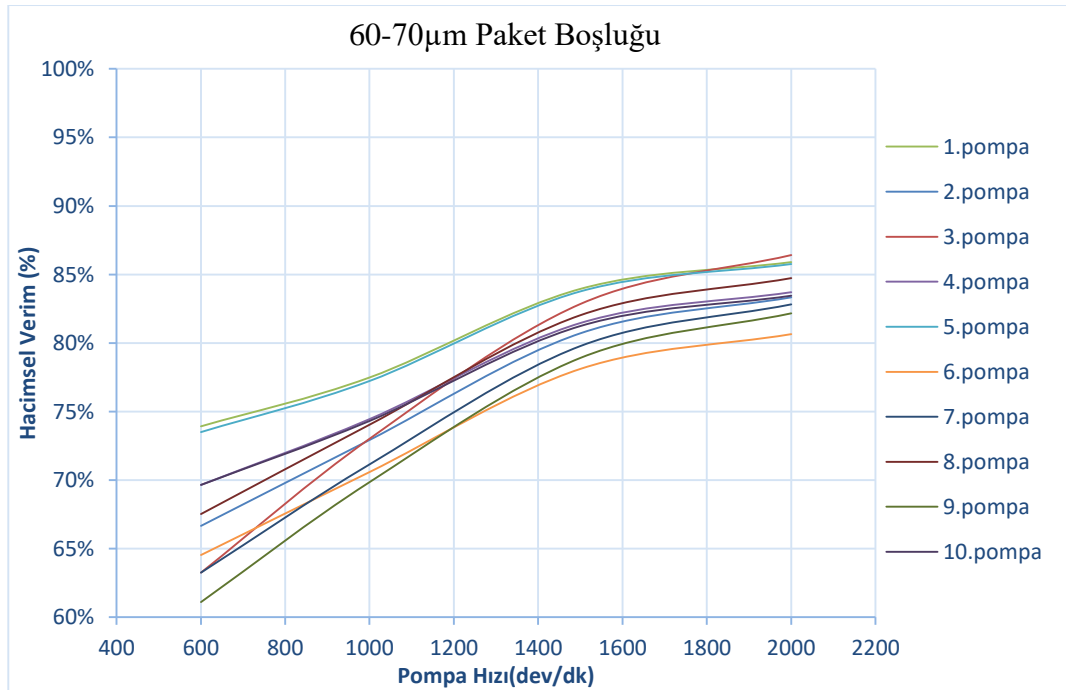


Şekil 4.8'e göre 60-70µm paket boşluğundaki pompalar için debi değerleri kabul edilen min debi değerine yakınsamış, hatta bazı minimum değerın altında gelmiştir.

Debimetreden alınan veriler ile pompalar için hacimsel verim denklem 4.2 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.12'de tüm pompalar için hesaplanan hacimsel verim değerleri bulunmaktadır.

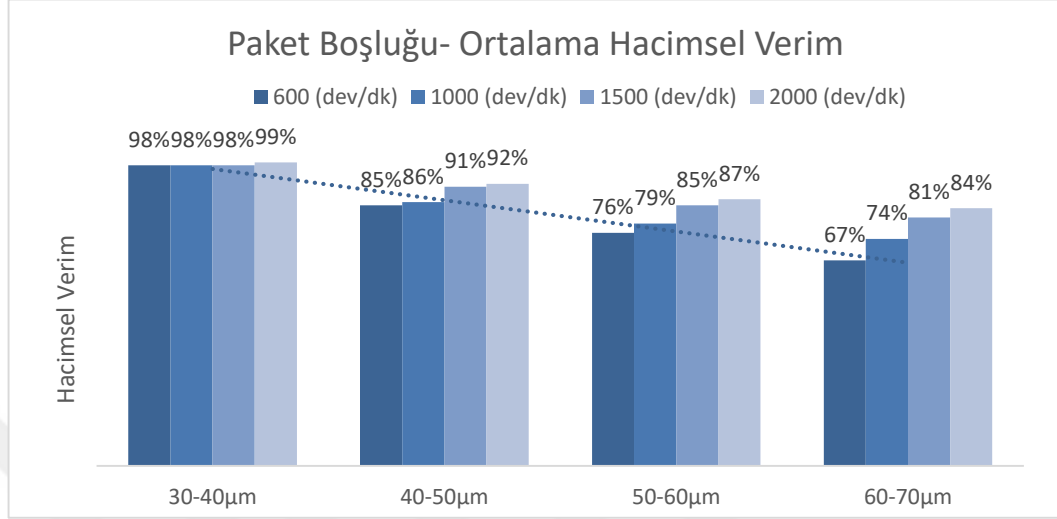
**Çizelge 4. 12.** 60-70µm paket boşluğunda hacimsel verim değerleri (%)

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Debi (l/dk)	23,4	39	58,5	78
1.pompa	74	77	84	86
2.pompa	67	73	81	83
3.pompa	63	73	83	86
4.pompa	70	74	81	84
5.pompa	74	77	84	86
6.pompa	65	71	78	81
7.pompa	63	71	80	83
8.pompa	68	74	82	85
9.pompa	61	70	79	82
10.pompa	70	74	81	83



**Şekil 4. 9.** 60-70µm paket boşluğunda hızlara göre hacimsel verim grafiği

60-70µm boşluk için hesaplanan hacimsel verim değerlerinin %61-%86 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin de arttığı görülmektedir (Çizelge 4.12 – Şekil 4.9).



Şekil 4. 10. Paket boşluklarında ortalama hacimsel verim dağılımı

Paket boşluğu bazında ortalama hacimsel verim değerleri Şekil 4.10'daki gibidir. Grafikten de açıkça görüleceği üzere düşük paket boşluğunda verim değeri en yüksek iken, boşluk büyüdükçe verim azalmaktadır. Ayrıca pompa hızı artışı da verimi artırıcı yönde etki etmektedir.

#### 4.2. Tork Ölçüm Değerleri ve Mekanik Verim

Test tezgahında bulunan torkmetre yardımıyla her bir hız değeri ve boşluk aralığı için elde edilen tork değerleri ve hesaplanan teorik tork değeri ile denklem 4.3 yardımı ile mekanik verim hesaplanmıştır.

$T_T$ = Teorik Tork (Nm)

D= pompa kapasitesi (cm<sup>3</sup>/dev)

P= Basınç (bar)

$$T_T = \frac{DxP}{20x\pi} \text{ (Nm)} \quad (4.3)$$

$$T_T = \frac{39 \times 20}{20 \times \pi}$$

$$T_T = 12,4 \text{ Nm}$$

10 adet 30-40µm boşluğunda numune pompa için torkmetre ekranından alınan değerler Çizelge 4.13'teki gibidir:

**Çizelge 4. 13.** 30-40µm paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	Paket Boşluğu (µm)
1.pompa	17,0	18,0	19,0	20,5	36
2.pompa	16,5	17,5	19,5	20,5	37
3.pompa	16,5	17,0	18,5	20,5	38
4.pompa	17,0	17,5	19,0	20,5	39
5.pompa	17,5	17,5	19,0	21,0	33
6.pompa	16,5	18,5	20,0	21,0	33
7.pompa	17,5	18,0	19,0	20,5	33
8.pompa	17,0	18,0	19,0	21,5	35
9.pompa	17,0	18,0	19,5	21,0	30
10.pompa	17,5	18,5	19,0	20,5	31

Torkmetreden alınan veriler ile pompalar için mekanik verim denklem 4.4 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.14'te tüm pompalar için hesaplanan mekanik verim değerleri bulunmaktadır.

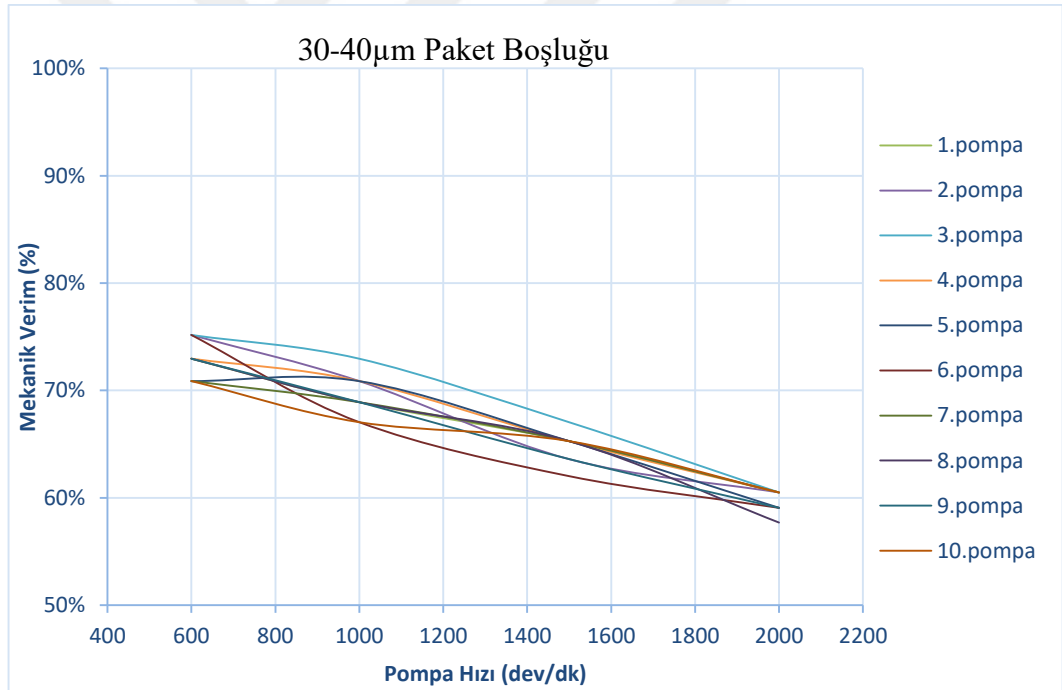
$T_T$ = Teorik Tork (Nm)

$T_A$ = Gerçek Tork (Nm)

$$\eta_m = \frac{T_T \times 100}{T_A} (\%) \quad (4.4)$$

**Çizelge 4. 14.** 30-40µm paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%)

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Tork (Nm)	12,4	12,4	12,4	12,4
1.pompa	73	69	65	60
2.pompa	75	71	64	60
3.pompa	75	73	67	60
4.pompa	73	71	65	60
5.pompa	71	71	65	59
6.pompa	75	67	62	59
7.pompa	71	69	65	60
8.pompa	73	69	65	58
9.pompa	73	69	64	59
10.pompa	71	67	65	60



**Şekil 4. 11.** 30-40µm paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği

30-40µm boşluk için hesaplanan mekanik verim değerlerinin %58-%75 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin azaldığı görülmektedir (Çizelge 4.14- Şekil 4.11).

10 adet 40-50 $\mu$ m boşluğunda numune pompa için torkmetre ekranından alınan değerler Çizelge 4.15'teki gibidir:

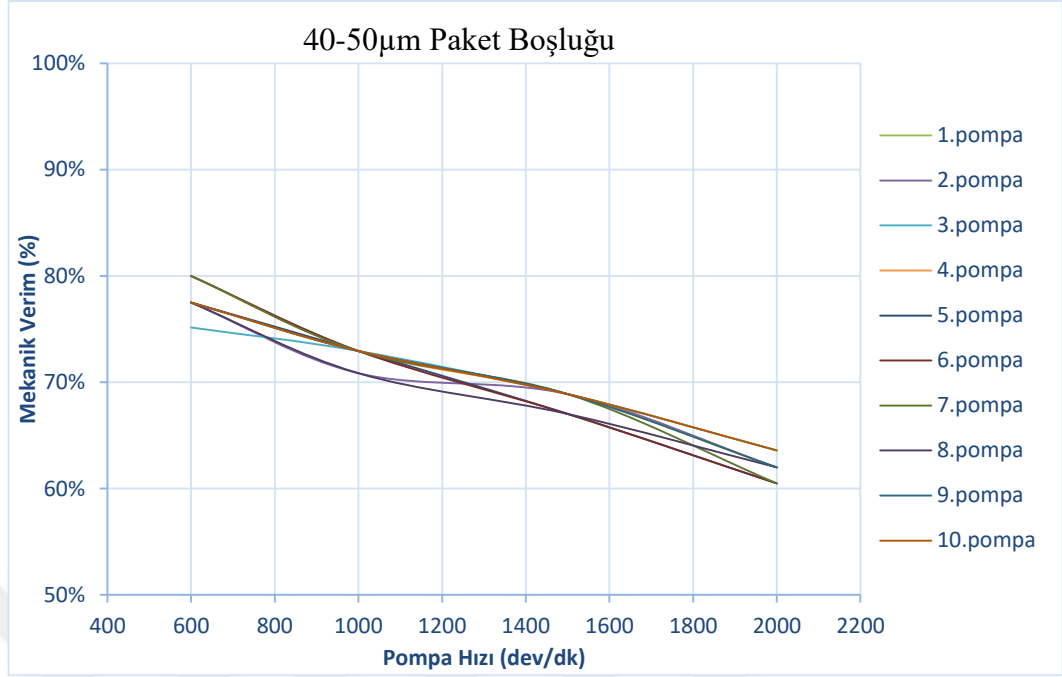
**Çizelge 4. 15.** 40-50 $\mu$ m paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	Paket Boşluğu ( $\mu$ m)
1.pompa	16,0	17,0	18,0	19,5	47
2.pompa	16,0	17,5	18,0	20,0	47
3.pompa	16,5	17,0	18,0	19,5	45
4.pompa	15,5	17,0	18,0	20,0	42
5.pompa	16,0	17,0	18,5	20,5	44
6.pompa	15,5	17,0	18,5	20,5	48
7.pompa	15,5	17,0	18,0	20,5	46
8.pompa	16,0	17,5	18,5	20,0	44
9.pompa	16,0	17,0	18,0	20,0	44
10.pompa	16,0	17,0	18,0	19,5	44

Torkmetreden alınan veriler ile pompalar için mekanik verim denklem 4.4 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.16'da tüm pompalar için hesaplanan mekanik verim değerleri bulunmaktadır.

**Çizelge 4. 16.** 40-50 $\mu$ m paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%)

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Tork (Nm)	12,4	12,4	12,4	12,4
1.pompa	78	73	69	64
2.pompa	78	71	69	62
3.pompa	75	73	69	64
4.pompa	80	73	69	62
5.pompa	78	73	67%	60
6.pompa	80	73	67	60
7.pompa	80	73	69	60
8.pompa	78	71	67	62
9.pompa	78	73	69	62
10.pompa	78	73	69	64



Şekil 4. 12. 40-50µm paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği

40-50µm boşluk için hesaplanan mekanik verim değerlerinin %60-%80 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin azaldığı görülmektedir ( Çizelge 4.16- Şekil 4.12 ).

10 adet 50-60µm boşluğunda numune pompa için torkmetre ekranından alınan değerler Çizelge 4.17'deki gibidir:

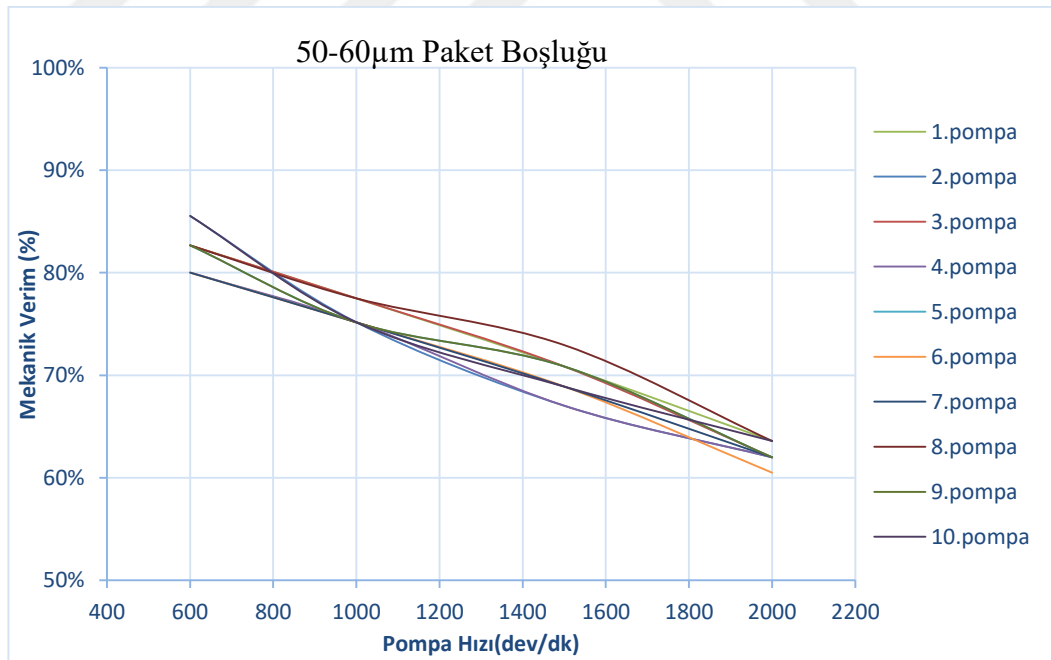
Çizelge 4. 17. 50-60µm paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	Paket Boşluğu (µm)
1.pompa	15,0	16,0	17,5	19,5	57
2.pompa	14,5	16,5	18,5	20,0	50
3.pompa	15,0	16,0	17,5	20,0	55
4.pompa	15,5	16,5	18,5	20,0	54
5.pompa	15,0	16,5	17,5	20,0	53
6.pompa	15,5	16,5	18,0	20,5	52
7.pompa	15,5	16,5	18,0	20,0	56
8.pompa	15,0	16,0	17,0	19,5	58
9.pompa	15,0	16,5	17,5	20,0	53
10.pompa	14,5	16,5	18,0	19,5	51

Torkmetreden alınan veriler ile pompalar için mekanik verim denklem 4.4 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.18’de tüm pompalar için hesaplanan mekanik verim değerleri bulunmaktadır.

**Çizelge 4. 18.** 50-60 $\mu$ m paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%)

HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Tork (Nm)	12,4	12,4	12,4	12,4
1.pompa	83	78	71	64
2.pompa	86	75	67	62
3.pompa	83	78	71	62
4.pompa	80	75	67	62
5.pompa	83	75	71	62
6.pompa	80	75	69	60
7.pompa	80	75	69	62
8.pompa	83	78	73	64
9.pompa	83	75	71	62
10.pompa	86	75	69	64



**Şekil 4. 13.** 50-60 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği

50-60 $\mu$ m boşluk için hesaplanan mekanik verim değerlerinin %60-%86 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin azaldığı görülmektedir (Çizelge 4.18 – Şekil 4.13).

10 adet 60-70 $\mu$ m boşluğunda numune pompa için torkmetre ekranından alınan değerler Çizelge 4.19'deki gibidir:

**Çizelge 4. 19.** 60-70 $\mu$ m paket boşluğunda torkmetre ölçüm değerleri

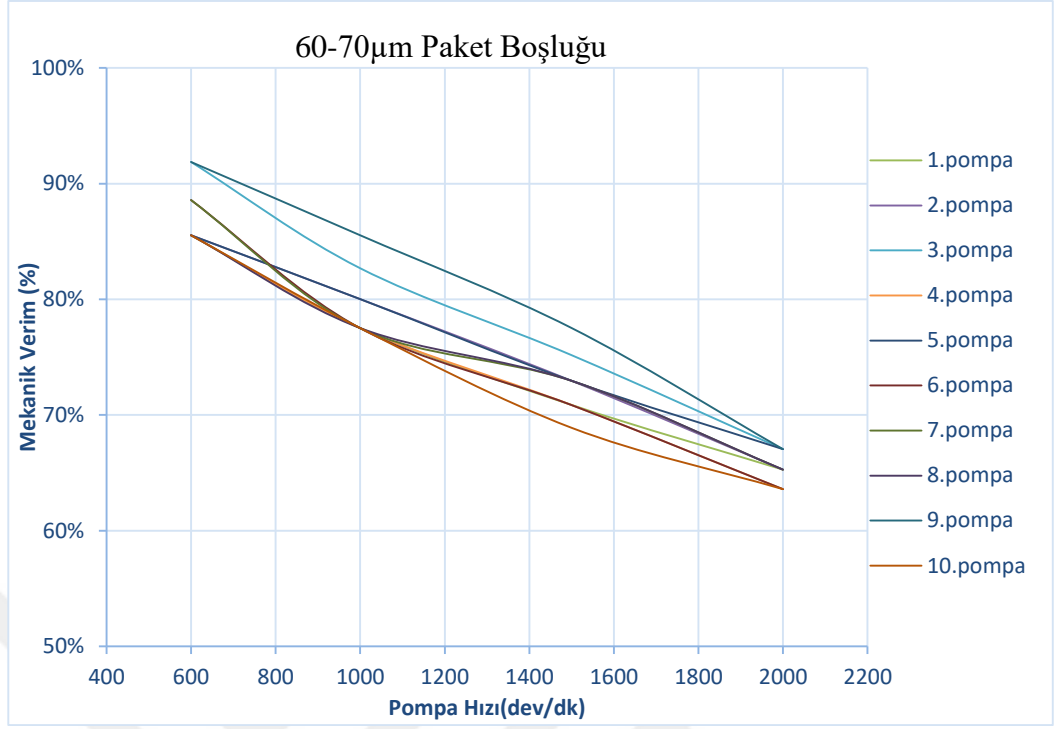
HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000	Paket Boşluğu ( $\mu$ m)
1.pompa	14,5	16,0	17,5	19,0	66
2.pompa	14,5	15,5	17,0	19,0	67
3.pompa	13,5	15,0	16,5	18,5	68
4.pompa	14,5	16,0	17,5	19,5	69
5.pompa	14,5	15,5	17,0	18,5	63
6.pompa	14,0	16,0	17,5	19,5	63
7.pompa	14,0	16,0	17,0	19,0	63
8.pompa	14,5	16,0	17,0	19,0	65
9.pompa	13,5	14,5	16,0	18,5	60
10.pompa	14,5	16,0	18,0	19,5	61

Torkmetreden alınan veriler ile pompalar için mekanik verim denklem 4.4 ile hesaplanmıştır. Çizelge 4.20'de tüm pompalar için hesaplanan mekanik verim değerleri bulunmaktadır.

**Çizelge 4. 20.** 60-70 $\mu$ m paket boşluğunda mekanik verim değerleri (%)

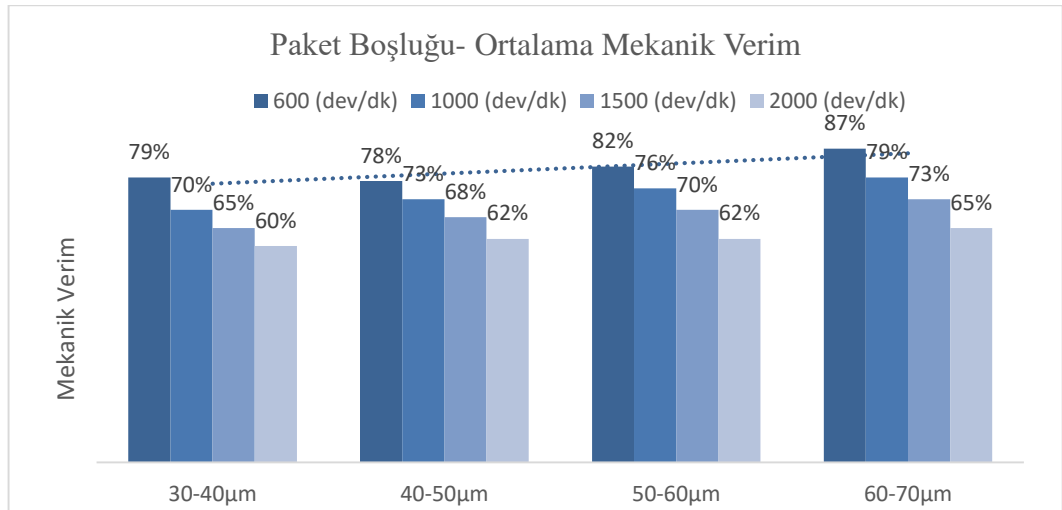
HIZ (dev/dk)	600	1000	1500	2000
Teorik Tork (Nm)	12,4	12,4	12,4	12,4
1.pompa	86	78	71	65
2.pompa	86	80	73	65
3.pompa	92	83	75	67
4.pompa	86	78	71	64
5.pompa	86	80	73	67
6.pompa	89	78	71	64
7.pompa	89	78	73	65
8.pompa	86	78	73	65
9.pompa	92	86	78	67
10.pompa	86	78	69	64





Şekil 4. 14. 60-70µm paket boşluğunda hızlara göre mekanik verim grafiği

60-70µm boşluk için hesaplanan mekanik verim değerlerinin %64-%92 aralığında olduğu ve hız arttıkça verimin azaldığı görülmektedir (Çizelge 4.20 – Şekil 4.14).



Şekil 4. 15. Paket boşluklarında ortalama mekanik verim dağılımı

Paket boşluğu bazında ortalama mekanik verim değerleri Şekil 4.15'deki gibidir. Grafikten de açıkça görüleceği üzere sürtünme kuvveti etkisiyle düşük paket boşluğunda

verim değeri en düşük iken, boşluk büyüdükçe verim artmaktadır. Ayrıca pompa hızı artışı da verimi azaltıcı yönde etki etmektedir.

### 4.3. Pompa Toplam Verim Hesapları

Hacimsel verim ve mekanik verim hesaplandıktan sonra, veriler SI birim sistemine çevrilerek pompa genel verim hesabı yapılmıştır (Denklem 4.5).

P= Basınç (N/m<sup>2</sup>)

Q<sub>A</sub>= Gerçek Debi (m<sup>3</sup>/s)

T<sub>A</sub>= Gerçek Tork (Nm)

N= pompa dönüş hızı (rad/s)

N<sub>1</sub>=600 dev/dk = 62,8 rad/s ,

N<sub>2</sub>=1000 dev/dk = 104,67 rad/s ,

N<sub>3</sub>=1500 dev/dk = 157 rad/s ,

N<sub>4</sub>=2000 dev/dk = 209,33 rad/s ,

P=20 bar = 20x10<sup>5</sup> N/m<sup>2</sup> için:

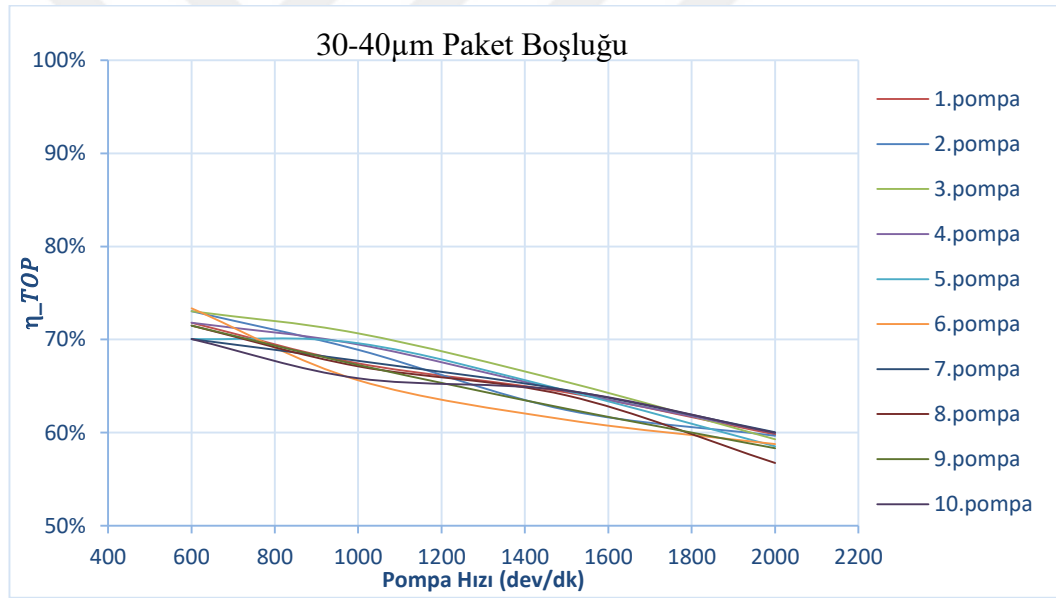
$$\eta_{TOP} = \frac{\text{Alınan Güç}}{\text{Pompaya Verilen Güç}} (\%) \quad (4.5)$$

$$\eta_{TOP} = \frac{P \times Q_A}{T_A \times N} (\%) \quad (4.5.a)$$

10 adet 30-40µm paket boşluğunda numune pompa için toplam verim Çizelge 4.21'deki gibidir (Şekil 4.16).

**Çizelge 4. 21.** 30-40 $\mu$ m paket boşluğunda toplam verim değerleri (%)

HIZ(dev/dk)	600	1000	1500	2000
HIZ(rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33
1.pompa	72	67	64	60
2.pompa	73	69	62	60
3.pompa	73	71	65	59
4.pompa	72	69	64	60
5.pompa	70	70	65	59
6.pompa	73	66	61	59
7.pompa	70	68	65	60
8.pompa	71	67	64	57
9.pompa	71	67	63	58
10.pompa	70	66	65	60

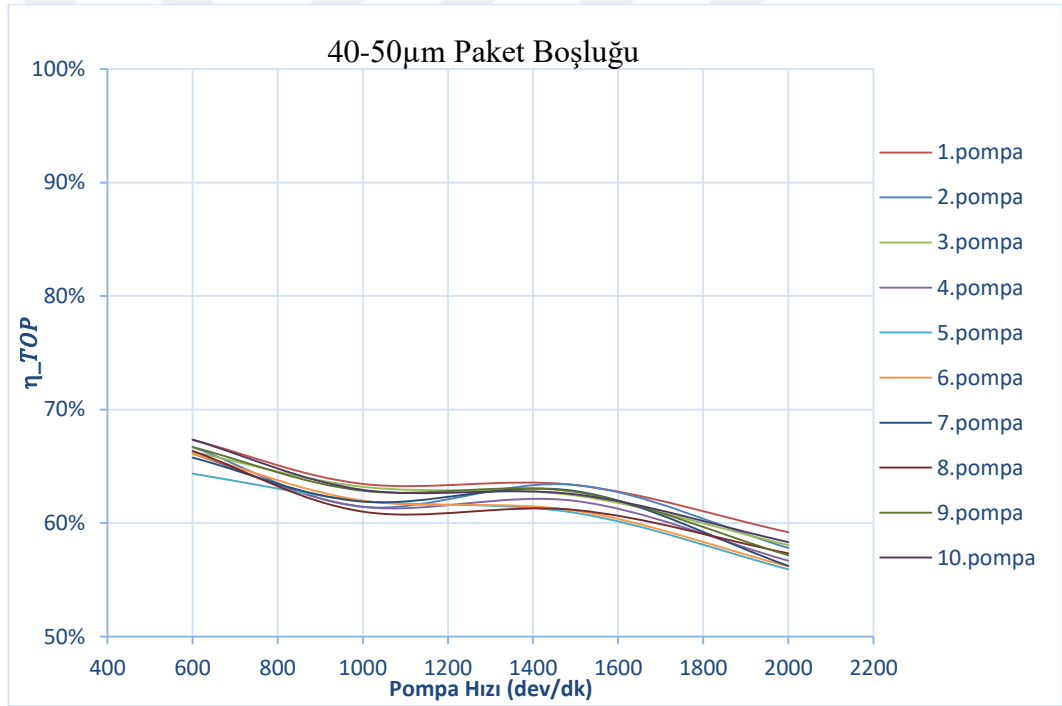


**Şekil 4. 16.** 30-40 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği

10 adet 40-50 $\mu$ m boşluğunda numune pompa için toplam verim Çizelge 4.22'deki gibidir (Şekil 4.17).

**Çizelge 4. 22.** 40-50 $\mu$ m paket boşluğunda toplam verim değerleri (%)

HIZ(dev/dk)	600	1000	1500	2000
HIZ(rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33
1.pompa	67	63	63	59
2.pompa	67	61	63	58
3.pompa	66	63	62	58
4.pompa	66	61	62	57
5.pompa	64	62	61	56
6.pompa	66	62	61	56
7.pompa	66	62	63	56
8.pompa	66	61	61	57
9.pompa	67	63	63	57
10.pompa	67	63	63	58

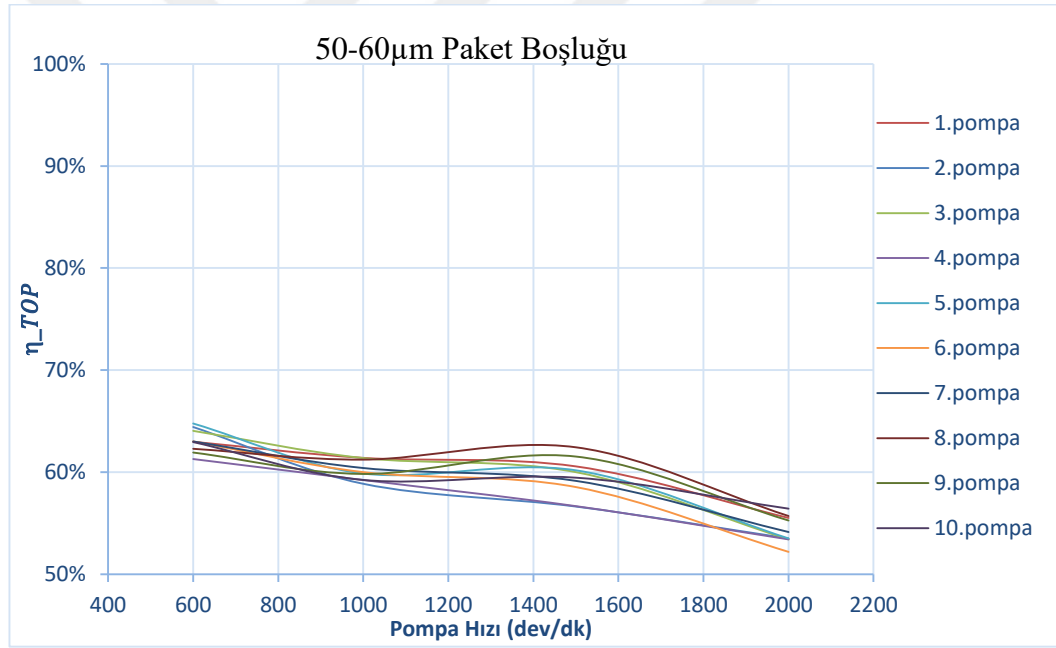


**Şekil 4. 17.** 40-50 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği

10 adet 50-60 $\mu$ m boşluğunda numune pompa için toplam verim Çizelge 4.23'teki gibidir (Şekil 4.18).

**Çizelge 4. 23.** 50-60 $\mu$ m paket boşluğunda toplam verim değerleri (%)

HIZ(dev/dk)	600	1000	1500	2000
HIZ(rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33
1.pompa	63	61	61	56
2.pompa	64	59	57	54
3.pompa	64	61	60	53
4.pompa	61	59	57	53
5.pompa	65	60	60	54
6.pompa	63	60	59	52
7.pompa	63	60	59	54
8.pompa	62	61	62	56
9.pompa	62	60	62	55
10.pompa	63	59	59	56

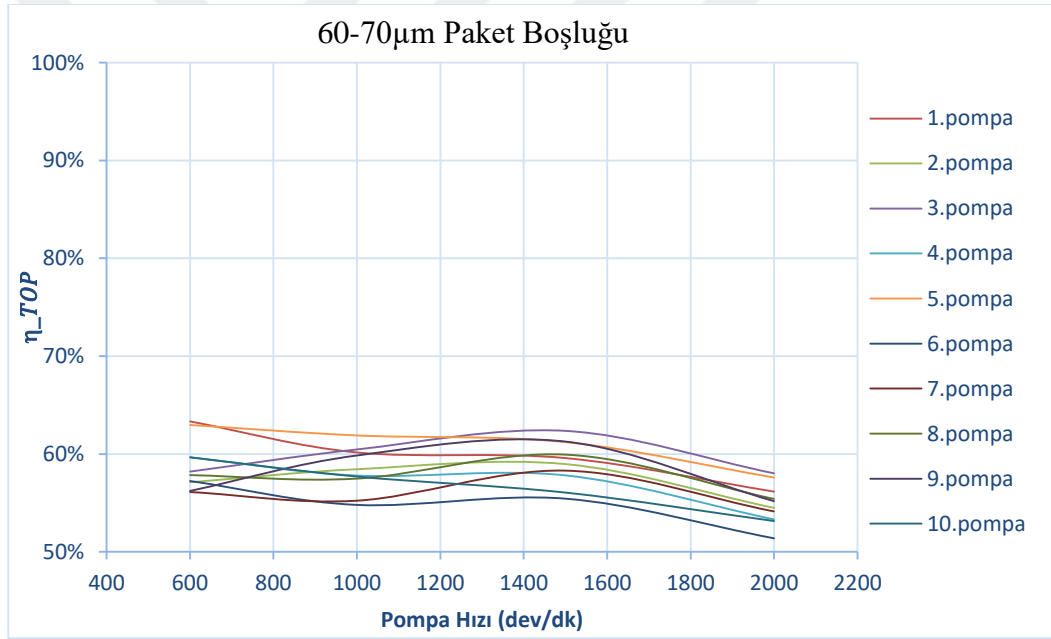


**Şekil 4. 18.** 50-60 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği

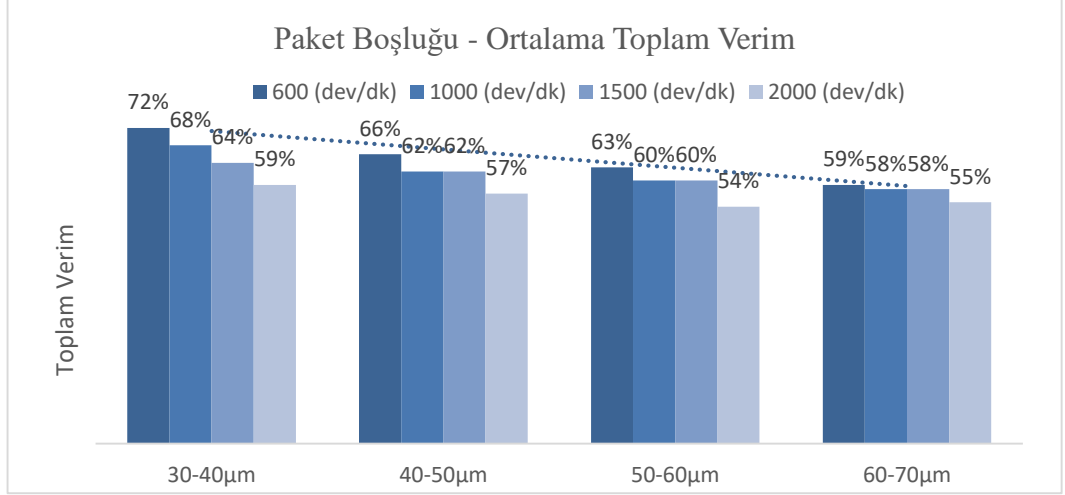
10 adet 60-70 $\mu$ m boşluğunda numune pompa için toplam verim Çizelge 4.24'teki gibidir ( Şekil 4.19)

**Çizelge 4. 24.** 60-70 $\mu$ m paket boşluğunda toplam verim değerleri (%)

HIZ(dev/dk)	600	1000	1500	2000
HIZ(rad/sn)	62,80	104,67	157,00	209,33
1.pompa	63	60	60	56
2.pompa	57	58	59	54
3.pompa	58	60	62	58
4.pompa	60	58	58	53
5.pompa	63	62	61	58
6.pompa	57	55	55	51
7.pompa	56	55	58	54
8.pompa	58	57	60	55
9.pompa	56	60	61	55
10.pompa	60	58	56	53



**Şekil 4. 19.** 60-70 $\mu$ m paket boşluğunda hızlara göre toplam verim grafiği



**Şekil 4. 20.** Paket boşluklarında ortalama toplam verim dağılımı

Paket boşluğu bazında ortalama toplam verim değerleri Şekil 4.20'deki gibidir. Grafikten de açıkça görüleceği üzere düşük paket boşluğunda verim değeri en yüksek iken, boşluk büyüdükçe verim azalmaktadır. Ayrıca pompa hızı artışı da verimi azaltıcı yönde etki etmektedir.

#### 4.4. Hata Hesabı

Pompa genel verim denklemi için fonksiyon hata hesabı denklem 4.6 yardımı ile hesaplanmıştır.

Hata hesaplanırken sıcaklık, pompa kapasitesi parametrelerinin etkisi küçük olduğundan ihmal edilmiştir.

$$\eta_{TOP} = \frac{P \times Q}{T_A \times N} \quad (\%) \quad (4.5.a)$$

$$\Delta\eta = \frac{\partial f}{\partial P} \Delta P + \frac{\partial f}{\partial Q} \Delta Q + \frac{\partial f}{\partial T} \Delta T + \frac{\partial f}{\partial N} \Delta N \quad (4.6)$$

$$\Delta\eta = \left| \frac{Q_A}{T_A \times N} \right| \Delta P + \left| \frac{P}{T_A \times N} \right| \Delta Q + \left| -\frac{P \times Q}{T_A^2 \times N} \right| \Delta T + \left| -\frac{P \times Q}{T_A \times N^2} \right| \Delta N \quad (4.6.a)$$

P=20 bar sabit basınçta 30-40µm paket boşluğu, N=600 dev/dk 1. Pompa değerleri için:

$\Delta P=200\text{kpa}=2\text{bar}$ ;  $\Delta Q=23 \times 0,007=0,16 \text{ l/dk}$ ;  $\Delta T=0,025 \text{ Nm}$ ;  $\Delta N=1 \text{ dev/dk}$

$Q_A= 23 \text{ l/dk}$ ;  $T_A= 17 \text{ Nm}$ ;

$$\Delta\eta = \left(\frac{23}{17 \times 600}\right)^2 + \left(\frac{20}{17 \times 600}\right) 0,16 + \left(\frac{20 \times 23}{17^2 \times 600}\right) 0,025 + \left(\frac{20 \times 23}{17 \times 600^2}\right) 1$$

$$\Delta\eta = 0,0049$$

$$\eta_{TOP} = 0,72 \pm 0,0049 (\%)$$

Ölçüm hataları dikkate alındığında, 30-40µm paket boşluğundaki 600 dev/dk hızındaki 1. Pompa için verim değeri %71,51 ve %72,49 değerleri arasındadır.



## 5. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, yapılan aksenal eşleşme sonrasında üretilen toplam 40 adet pompa için yapılan testler ile debi ve tork değerleri ölçülmüş ve sonuçlar analiz edilmiştir. Elde edilen değerler yardımıyla hacimsel, mekanik ve toplam verim hesaplanmış ve belirlenen 30-40 $\mu\text{m}$ , 40-50 $\mu\text{m}$ , 50-60 $\mu\text{m}$  ve 60-70 $\mu\text{m}$  paket boşluklarının pompa performansı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Hacimsel verim için pompa açılma hızının artışı verimi artırırken bu artışın mekanik verimde azaltıcı etki ettiği görülmüştür.

Paket boşluğu minimum seviyede tutulduğunda (30-40  $\mu\text{m}$ ) pompa hacimsel veriminin en yüksek olduğu görülmüştür. Ancak buna karşılık mekanik verimin ise en düşük olduğu görülmektedir. Mekanik verimdeki düşüş, toplam verimi de aşağı yönde etkilemiştir.

Bu durumda pompada dönen parçalar arası yeterli boşluk oluşmadığından dolayı rotor-stator alın yüzeyi ve gövde/kapak yüzeyi arasında yağ filmi oluşumu yetersiz kalmıştır. İnce oluşan yağ filmi kırılabilen ve kırılan yağ filmi ile rotor-stator grubunun dairesel hareketi sonucunda metal-metal yüzeyin birbirine sürtünmesinden dolayı yüzeyde aşınmalar meydana geldiğinde pompanın arızalandığı gözlenmiştir. Bu koşullarda teste devam edilen arızalanan pompa için aşınan yüzey parçaları dönen rotor-stator ve gövde/kapak arasına girip kilitlenme meydana getirdiğinden rotorda kırılma gözlenmiştir.

Paket boşluğu maksimum seviyede tutulduğunda ise (60-70  $\mu\text{m}$ ) rotor-stator grubu ile gövde/kapak arasındaki boşluklarda oluşan iç kaçaktan dolayı hacimsel verim düşmüştür. Bu aralıktaki pompalar için paket boşluğunun fazla olması sürtünme kuvvetini azalttığından mekanik verim en yüksek değerlerini bu boşlukta almıştır. Ancak ölçülen debi değerleri minimum kabul edilen değerde ve altında olması sebebiyle pompaların performanları uygun görülmemiştir.

40-50 $\mu\text{m}$  ve 50-60 $\mu\text{m}$  paket boşluklu pompaların verim değerlerinin yakın olduğu görülmüştür. Ölçülen debi değerlerinin ise maximum ve minimum olarak kabul edilen debi değerleri arasında olduğu ve hesaplanan hacimsel-mekanik verimler ile pompa performansının uygun olduğuna karar verilmiştir.

Sonuç olarak pompa paket boşluğunun az ya da çok olması pompa performansını olumsuz yönde etkilediği görülmüştür. 30-40 $\mu$ m ve 40-50 $\mu$ m paket boşluklarının ise verim değerleri ve pompa performansı açısından uygun olduğu görülmüştür. Hız artışı ise hacimsel verimi arttırıcı etki gösterirken, mekanik verimi azaltıcı yönde etki yapmıştır.

Bu çalışmadan sonra, bir analiz programı yardımı ile testlerin doğrulama çalışması yapıp sonuçların kıyası yapılabilir.



## KAYNAKLAR

- Anonim, 2019a.** Gerotor Selection and Pump Design. Doerpen / Germany www.nicholsportland.com, -(Eriřim tarihi:15.05.2019).
- Anonim, 2019b.** The largest selection of standart geometry gerotors in the world. Doerpen / Germany, www.nicholsportland.com -(Eriřim tarihi:15.05.2019).
- Ay, İ. 2019.** Hidrolik Pompalar. *Hidrolik-Pnömatik Ders Notu*, Balıkesir Üniversitesi http://w3.balikesir.edu.tr/~ay/lectures/hp/lecture4.pdf -(Eriřim tarihi:08.06.2019).
- Canbulut, F. 1986.** Yüksek Basınçlı Dişli Pompalarda İç akışkan Kaçağı, Tahrik Momenti ve Elastik Deformasyonların Teorik Analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, EÜ. Fen Bilimleri Entstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Kayseri.
- Çamhyurt, G., Tok, Ö., Şenyandar, M. 2019.** Pompalar, Ders Notu, web.itu.edu.trkusogluPOMPALAR.ppt-(Eriřim tarihi:15.05.2019).
- Çelik, H. 2006.** Dişli pompalarda dişli çark ve pompa gövdesinin sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizi, *Yüksek Lisans Tezi*, KÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Ana Bilim Dalı, Konya.
- Ivanović, L. T. Veličković, S. N. Stojanović, B. Ž. 2017.** The Selection of Optimal Parameters of Gerotor Pump by Application of Factorial Experimental Design. FME Transactions (2017) 45, 159-164.
- Karagül, B. 2010.** Gerotor profillerinin optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, KSÜ. Fen Bilimleri Entstitüsü, Makina Anabilim Dalı, Konya.
- Khot M. A. Shaikh, T.B. Dagade, P.C. 2014.** Design of epi-cyclic internal gear pump for maximum discharge. International journal of innovations in engineering research and technology, volume 1, issue 1, nov-2014.
- Kurnaz, C. 2017.** Dişli pompa kapağının bilgisayar destekli kalınlık optimizasyonu, *Yüksek Lisans Tezi*, SÜ. Fen Bilimleri Entstitüsü, Makina Mühendisliğı Anabilim Dalı, Sakarya.
- Manco, S., Nervagne, N., Rundo, M. 2001.** Variable flow internal gear pump, Proceedings of 2001 ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition, November 11-16, 2001, New York.
- Martin, A. D. 2017.** Development of a novel gerotor pump for lubrication systems of aeronautic engines, Doctoral thesis, Politecnico di Torino.
- Narayan, Y. S., Chaitanya, M. 2014.** Productivity Improvement in a Hydraulic Pump Manufacturing Unit. Vallurupalli Nageswara Rao Vignana Jyothi Institute of Engineering & Technology.
- Olguner, S. 2014.** A study on the design of asymmetric gears for application in gear pumps, *Yüksek Lisans Tezi*, G.Ü Fen Bilimleri Entstitüsü, MAKine Mühendiliğı Anabilim Dalı, Gaziantep.
- Rohner, P., 1994.** Hidrolik pompalar: Endüstriyel hidrolik kontrol, Editörler: Mahiroğlu, A., Ankara, s.33-59.
- Temiz, V. 2019.** Hidrostatik Güç İletimi, Ders Notu, İstanbul Teknik Üniversitesi https://web.itu.edu.tr/temizv/Sunular/Hidrostatik%20Guc.pdf -(Eriřim tarihi:12.04.2019).
- Ünlü, A. 2005.** Traktörlerin hidrolik pompa karakteristiklerinin incelenmesi. *Yüksek Lisans Tezi*, AÜ. Fen Bilimleri Entstitüsü, Tarım Makinaları Anabilim Dalı, Ankara.

## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Elif KEYİF ARAS  
Doğum Yeri ve Tarihi : BURSA / 18.05.1992  
Yabancı Dil : İngilizce

Eğitim Durumu  
Lise : Bursa Anadolu Erkek Lisesi 2006-2010  
Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği 2010-2014  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliği 2015-...

Çalıştığı Kurum/Kurumlar : HKS Has Asansör AŞ – Proje Mühendisi - 2015-2016  
Hema Endüstri AŞ – Satış Mühendisi - 2017-...

İletişim (e-posta) : elifkeyif@gmail.com