



**DÜZ DİŞLİ PROFİL VE İSTİKAMET
SAPMALARININ POMPALARDA SES VE
VERİM ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN
İNCELENMESİ**

Cihan ASAL

Yüksek Lisans Tezi

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Danışman: Doç. Dr. Bahar UYMAZ
2021**

T.C.
TEKİRDAĞ NAMIK KEMAL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**DÜZ DİŞLİ PROFİL VE İSTİKAMET SAPMALARININ POMPALARDA
SES VE VERİM ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ**

Cihan ASAL

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

DANIŞMAN: Doç. Dr. Bahar UYMAZ

TEKİRDAĞ-2021

Her hakkı saklıdır

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

DÜZ DİŞLİ PROFİL VE İSTİKAMET SAPMALARININ POMPALARDA SES VE VERİM ÜZERİNDEKİ ETKİLERİNİN İNCELENMESİ

Cihan ASAL

Tekirdağ Namık Kemal Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Doç. Dr. Bahar UYMAZ

Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı Yüksek Lisans Tezi olarak hazırlanan bu çalışmada, dişlilerdeki profil ve istikamet sapmalarının düz dişli geometrisine sahip bir dişli pompanın çalışma sesine ve verimine olan etkisi incelenmiştir. Bir pompa tasarımından yola çıkılarak; pompanın boyutlandırılmasında kullanılan tasarım girdileri, tasarım formülleri ve tasarımın şekillendirilmesi ile ilgili temel bilgiler verilecektir. Tez çalışması sırasında, dişli kalite parametreleri olan dişli profil ve istikamet hataları detaylı olarak incelenecektir. İmalat sonrasında ölçüm cihazıyla ölçülen numune dişliler, bu sapma aralığına, yani kalitelerine göre kategorize edilecektir. Farklı kalitelere sahip dişlilerden meydana gelen pompalar ses odasında test edilerek, pompaların hem çalışma sesi hem de çalışma verimleri incelenecektir. Bu sayede dişli profil ve istikamet sapmalarının etkileri ile ilgili bir sonuca varılacaktır.

Anahtar kelimeler: Dişli pompa, dişli kalite hataları, dişli pompalarda çalışma sesi ve verim

2021, 80 sayfa

ABSTRACT

MSc. Thesis

INVESTIGATION OF THE EFFECTS OF SPUR GEAR TOOTH PROFILE AND LEAD DEVIATIONS ON PUMP SOUNDS AND EFFICIENCY

Cihan ASAL

Tekirdag Namık Kemal University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof.Dr.Bahar UYMAZ

In this study, which has been prepared as Mechanical Engineering Master's Thesis, the effect of profile and tooth flank deviations on gears on the operating sound and efficiency of a gear pump with spur gear geometry has been investigated. Based on a pump design; the design inputs used in the dimensioning of the pump, the design formulas and the basic information about the design of the design will be given. During the thesis, gear profile and flank errors, which are determined gear accuracy, will be examined. The sample gears measured with the measuring device after manufacture will be categorized according to this deviation range, that is, gear accuracy. Pumps consisting of gears of different qualities will be tested in the sound chamber, and both the operating sound and operating efficiency of the pumps will be examined. In this way, a conclusion about the effects of gear profile and flank deviations will be reached.

Key words: External Gear Pump, Gear Accuracy, Sound and Efficiency on External Gear Pump

2021, 80 pages

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	i
ABSTRACT	ii
İÇİNDEKİLER.....	iii
ÇİZELGE DİZİNİ.....	iv
ŞEKİL DİZİNİ.....	v
SİMGELER ve KISALTMALAR.....	vii
TEŞEKKÜR.....	viii
1. GİRİŞ	9
1.1. Hidrolik Pompalar	10
1.1.1. Dişli Pompalar	12
1.1.2. Hidrolik Hesaplamalar.....	18
1.2. Dişli Çarklar ve Mekanik Hesaplamalar.....	30
1.2.1. Dişli Kalitesi	38
2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI	48
2.1. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı	52
3. MATERYAL ve YÖNTEM	54
3.1. Dişli Pompa Parametrelerinin Belirlenmesi	54
3.2. Test Odası ve Özellikleri	58
4. ARAŞTIRMA BULGULARI.....	62
5. BULGULAR ve TARTIŞMA	73
6. SONUÇ ve ÖNERİLER	74
KAYNAKLAR.....	75
ÖZGEÇMİŞ	Hata! Yer işareti tanımlanmamış.

ÇİZELGE DİZİNİ

Çizelge 1.1. Düz dişli pompa alt parçaları.....	13
Çizelge 1.2. Hidrolik sistemlerde önerilen akış hızı.....	25
Çizelge 1.3. Burç malzemeleri ve özellikleri	28
Çizelge 1.4. Kullanım yerine göre dişli kalite önerileri	39
Çizelge 1.5. Çevre hızına göre dişli kalite önerileri	40
Çizelge 1.6. İmalat usulüne göre dişli kaliteleri	40
Çizelge 4.1. Döndüren pompa dişlisi ölçüm sonuçları.....	62
Çizelge 4.2. Pompa dönen dişli ölçüm sonuçları	63



ŞEKİL DİZİNİ

Şekil 1.1. Yapılarına göre hidrolik pompalar	12
Şekil 1.2. Düz dişli pompa alt parçaları.....	14
Şekil 1.3. Klasik dıştan düz dişli tip pompa ve çalışma prensibi	15
Şekil 1.4. Pompa güç şeması	16
Şekil 1.5. Pompa gövdesi içerisinde yatak yükleri ve basınç bölgelerinin gösterimi	17
Şekil 1.6. Standart ve çok kontaklı dual flank pompaların basınç dalgalanmaları.....	18
Şekil 1.7. Bir dişli profilinin taradığı düzensiz alan	19
Şekil 1.8. Pompada döndüren ve dönen dişli geometrisi.....	20
Şekil 1.9. Bir t anında dişlilerin temas noktası	21
Şekil 1.10. Akış dalgalanmaları.....	23
Şekil 1.11. Tek kademeli bir dişli çifti	30
Şekil 1.12. Daire evolventin oluşumu	31
Şekil 1.13. Evolvent fonksiyonu	31
Şekil 1.14. Alın dişlisinde tanımlamalar	32
Şekil 1.15. Kavrama oranını oluşturan değerlerin gösterimi.....	33
Şekil 1.16. Referans kremayeri	34
Şekil 1.17. Diş boşluklarının gösterimi	37
Şekil 1.18. Yanak boşluklarının gösterimi	38
Şekil 1.19. Tekil adım hatası ve kümülatif adım hatası.....	41
Şekil 1.20. Profil sapmaları	43
Şekil 1.21. İstikamet sapmaları.....	44
Şekil 1.22. Toplam teğetsel ve dişten dişe teğetsel kompozit hata.....	44
Şekil 1.23. Dişli hatalarının diş üzerinde gösterimi	45
Şekil 1.24. Dişli profil ve istikamet (helis) ölçüm değerleri raporu	46
Şekil 1.25. Dişli adım ve salgı hatası ölçüm değerleri raporu.....	47
Şekil 1.26. Dişli profil ve istikamet hata eğrilerinin detay incelemesi.....	47
Şekil 3.1. Dişli pompa kuvvet ve sınır şartları	55
Şekil 3.2. Sonlu elemanlar ağ yapısı	56
Şekil 3.3. Toplam Deformasyon.....	56
Şekil 3.4. Dişli pompa gövde, mil ve burç analizleri	57
Şekil 3.5. Kisssoft programı ile dişli tasarımı	57
Şekil 3.6. Tasarımı tamamlanan pompanın izometrik görünümü	58

Şekil 3.7. Tasarımı tamamlanan pompanın izometrik görünümü	59
Şekil 3.8. Testlerde kullanılan altı kanallı analizör	59
Şekil 3.9. Mikrofonlardan alınan ses verileri	60
Şekil 3.10. Testlerde basınç dalgalanması ölçüm sensörü	60
Şekil 3.11. Basınç dalgalanmaları (ripple) ölçümü	61
Şekil 4.1. Numune pompaların 1000 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri.....	64
Şekil 4.2. Numune pompaların 1000 d/d 'daki debi - basınç grafikleri	64
Şekil 4.3. Numune pompaların 1000 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri ...	65
Şekil 4.4. Numune pompaların 1500 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri.....	65
Şekil 4.5. Numune pompaların 1500 d/d 'daki debi - basınç grafikleri	66
Şekil 4.6. Numune pompaların 1500 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri ...	66
Şekil 4.7. Numune pompaların 1800 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri.....	67
Şekil 4.8. Numune pompaların 2500 d/d 'daki debi - basınç grafikleri	67
Şekil 4.9. Numune pompaların 1800 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri ...	68
Şekil 4.10. Numune pompaların 2500 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri.....	68
Şekil 4.11. Numune pompaların 2500 d/d 'daki debi - basınç grafikleri	69
Şekil 4.12. Numune pompaların 2500 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri .	69
Şekil 4.13. Numune pompaların 2800 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri.....	70
Şekil 4.14. Numune pompaların 2800 d/d 'daki debi - basınç grafikleri	70
Şekil 4.15. Numune pompaların 2800 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri .	71
Şekil 4.16. Numune pompaların 3000 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri.....	71
Şekil 4.17. Numune pompaların 3000 d/d 'daki debi - basınç grafikleri	72
Şekil 4.18. Numune pompaların 3000 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri .	72

SİMGELER VE KISALTMALAR

V_0	: Bir dişin içine dolan akışkan hacmi (cm ³),
V	: Pompanın bir devirde bastığı teorik akışkan miktarı (lt/dk),
Q_T	: (Teorik debi) Pompanın belirli bir devirde teorik olarak bastığı akışkan miktarı (lt/dk),
Q_v	: (Efektif debi) Pompanın belirli bir devirde bastığı gerçek akışkan miktarı (lt/dk),
η	: volümetrik verim,
η_T	: Toplam verim,
n	: Devir sayısı (d/d) ,
m	: Modül (mm),
b	: Diş genişliği (mm),
z	: Diş sayısı,
r	: Pompa tahvil oranı
d_t	: Bölüm dairesi yarı çapı (mm),
d_a	: Diş üstü yarı çapı (mm),
α_0	: Kavrama açısı (°)
Δ_p	: Çalışma basıncı (bar),
P	: Pompa gücü (kw)

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans tez danışmanlığımı üstlenen, çalışmalarım boyunca değerli görüş ve katkılarıyla yol gösteren danışman hocam sayın Doç. Dr. Bahar UYMAZ' a teşekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans programına katılabilmemiz için bizlere her türlü desteği veren Hema Endüstri A.Ş ailesi adına Genel Müdürümüz Sn. Tunç DOĞAN' a, karşılaştığım zorlukları kolay hale getiren Genel Müdür Yardımcımız Sn. Erdal DENİZ'e, çalışmalarım sırasında bilgi ve tecrübelerini esirgemeyen Hema Endüstri Pompa Tasarım Müdürü Sn. Ahmet SUCU' ya; ARGE Proje Yöneticisi Sn. Nusret BAYSAL' a; testler sırasındaki gayretinden ötürü Sn. Özgür MERTOL' a; dişli kalite ölçümleri sırasında yoğun iş temposuna rağmen özveriyle çalışarak bana yardımcı olan dişli fabrikası kalite ekibi adına Sn. Şener KIRLI' ya, tez yazımı ve düzenleme konularında bana destek veren Sn. İrem KIRAN, Sn. Asude HACIOGLU, Sn. Tarık AKBULUT' a ve emeği geçen tüm mesai arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Son bir paragraf olarak, yüksek lisans eğitimim sırasında gösterdiği anlayıştan ve aşıladığı özgüvenden ötürü sevgili eşim Esra ASAL' a; yüksek lisans eğitimim devam ederken ailemize katılan ve dünyamızı aydınlatan biricik kızım Ada Lina' ya; son olarak da, bugüne kadar maddi ve manevi desteklerini benden hiçbir zaman esirgemeyen ASAL, DEDELİ ve ŞAHİNDUR ailelerine şükranlarımı sunarım.

Temmuz, 2021

Cihan ASAL
Makine Mühendisi

1. GİRİŞ

Katı cisimlere kıyasla akışkanlar, birbirinden bağımsız hareket edebilen yapıları sayesinde kolayca şekil değiştirebilirler. Bu şekil değişimi sırasında, içeriğinde bulunan partiküller kimyasal özelliklerini korumaya devam ederler.

Hidrolik sistemler adı altında toplanan uygulamalarda güç iletim akışkanı olarak sıvı kullanılır. Sıvılar pratikte sıkıştırılmaz olduğundan mekanik enerji hidrolik enerjiye dönüştürülebilir (Kutoğlu, 1980).

Dişli pompalar, muadillerine göre küçük, hafif ve uygun maliyetli olmaları, yağ kirliliğine karşı daha toleranslı olmaları ve verim kaybına uğrama konusunda daha dirençli olmaları gibi özellikleri nedeniyle yüksek oranda tercih edilmektedir (Haidong, Zhiqiang , Lele, ve Qiao, 2018; Wang ve Du, 2011).

Buna karşın, önemli eksikliklerinden biri çalışma sırasındaki gürültü değerleridir (Li, Song, Wang , Zheng, ve Ning, 2016). Gürültünün, işitme kaybından kansere kadar insan sağlığı üzerinde ciddi sorunlara neden olduğu, yapılan araştırmalar ve testler ile ortaya konmuştur (Bilski, 2013; Hofstetter ve Müller-Wenk , 2005).

Bu nedenle, hem müşteri talepleri hem de yasal düzenlemelere bağlı olarak bu sistemlerin gürültü seviyeleri üzerine çalışmalar aratarak devam etmektedir. Ayrıca, bir verim kaybı göstergesi olan gürültü üzerinde yapılan iyileştirmeler, dişli pompa sektöründeki talebi doğrudan etkilemekte ve satış rakamlarına olumlu yönde yansımaktadır (Huang ve diğerleri, 2019).

Dişli pompalarda gürültü oluşumunun nedenleri genel olarak aşağıdaki şekilde sıralanabilir (Rodionov ve Rekadze, 2017):

- Akışkanın pompadaki emme (giriş) haznesi ve tahliye (basınç, çıkış) haznesi arasındaki akışı sırasındaki hacim değişikliğinden kaynaklanan akış ve basınç değişimi
- Çalışma sırasında birbiriyle eşleşen dişliler arasında sıkışan akışkandan kaynaklanan basınç şoku ve kavitasyon;
- Birbiriyle çalışan dişlilerin imalat hatalarından kaynaklanan mekanik gürültü;

Hidrolik sistemlerin büyük çoğunluğunda kullanılan yağda hacimsel olarak yaklaşık % 10 oranında çözünmüş halde hava bulunur. Sistem içinde belirli vakum şartlarında bu hava yağdan ayrışır ve hava kabarcıkları oluşturur (Hema Endüstri, 2012). Kavitasyon, genel olarak pompada bulunan basıncın, mevcut akışkan buhar basıncı altına düşerek hava kabarcıkları oluşturması ve bu kabarcıkların ani olarak patlaması sonucu meydana gelmektedir. Aslında bir faz değişimi olarak da nitelendirebileceğimiz kavitasyon, pompalar için oldukça tehlikelidir. Kavitasyon sorununun önüne geçebilmek için, pompa emiş portunda bulunan basıncın minimize edilmesi gerekir. Kavitasyon sırasında oluşan patlamalar pompanın gürültülü çalışmasına, veriminin düşmesine, darbeli çalışması neticesinde de ömrünün azalmasına neden olur.

Dişli pompaların çalışması esnasında, ihtiva ettikleri dişlilerin diş üstü, diş dibi ve diş yan boşluğu arasında sıkışan akışkanın artan basıncı, şok etkisi yaratır ve bunun sonucunda gürültüye neden olur. Bu durumun önüne geçilebilmesi amacıyla, pompa dişlilerinde çalışmaboşlukları olabildiğince azaltılmalıdır.

Diğer bir gürültü nedeni de, pompanın içerisinde bulunan parçaların imalat sırasında hatalı işlenmesine bağlı olarak ortaya çıkan gürültüdür. Özellikle dişlilerde tasarım başlangıç parametreleri ya da imalat hataları olması, çalışma sırasında temas noktalarının doğru olmamasına neden olur. Hatalı çalışma sonucu dişliler gürültüye neden olur ve zamanla çalışamaz duruma gelebilirler.

1.1. Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar, temelde tahrik sisteminden aldıkları mekanik enerjiyi (moment, hız), hidrolik enerjiye (debi, basınç) dönüştüren sistemlerdir. Pratikte istenen gereksinimler daha çeşitlidir. Bir pompanın, hidrolik devreye ilettiği akışkanın basıncı ile akış debisi yeterli seviyede olmalıdır. Bir hidrolik sistemdeki pompa, yeterli basıncı ve debiyi sağlayamaz ise sistem fonksiyonlarını yerine getiremez. Bu sebeple, hidrolik pompa seçiminde aşağıdaki noktaların göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

- Kullanılacak akışkan
- İstenilen basınç aralığı
- İstenilen devir sayısı
- Minimum ve maksimum çalışma sıcaklığı

- Minimum ve maksimum viskozite değerleri
- Montaj (borulama vs.)
- Tahrik tipi (akuplaj vs.)
- Beklenen servis ömrü
- Maksimum gürültü seviyesi
- Kolay bakım imkanı
- Maliyet

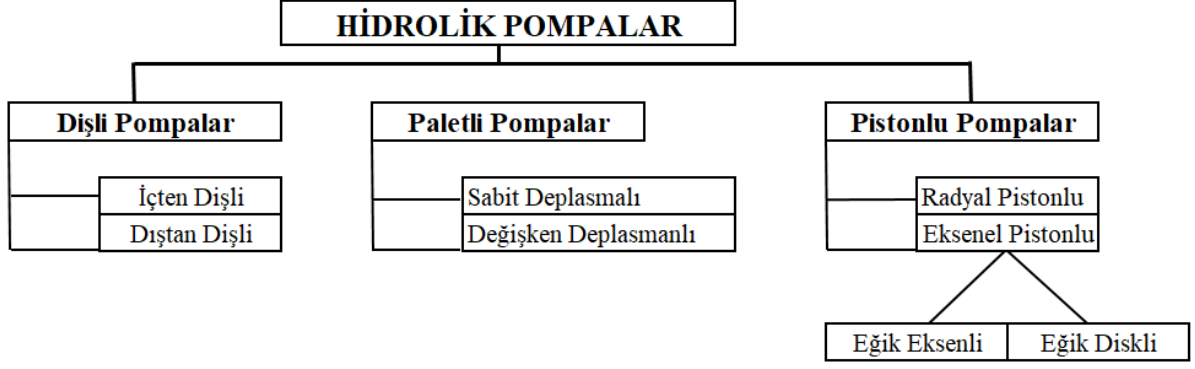
Tüm pompaların ortak özelliği, hepsinin bir hacmi taraması prensibine göre çalışmasıdır. Başka bir deyişle pompalar, emiş tarafında hacim büyümesi ve çıkış tarafında hacim küçülmesi sağlayarak basınç arttırma ilkesiyle çalışmaktadırlar. Bu doğrultuda, pompa içinde mekanik olarak sızdırmazlığı olabildiğince sağlanarak iç kaçakları minimize edilmiş odacıklar oluşturulur. Bu odacıklardaki akışkan, pompanın girişinden (emiş portu), çıkışına (basınç portu) aktarılır. Pompadaki bu iki port arasında doğrudan bir bağlantı olmaması, bu pompaları yüksek sistem basınçlarında çalışmaya elverişli hale getirir (Kurnaz, 2017).

Emiş ağzında artan hacim (emme boşluğu) ve basınç portu bölgesinde azalan hacim (sıkıştırma) oluşturarak akışkanı pozitif iletimle itmesi şeklindedir. Pompa çıkışından, hidrolik sisteme iletilen akışkan bir direnç ile karşılaşır, basınç da oluşur.

Sabit akışlı ve ayarlanabilir akışlı olarak iki ana pompa grubu vardır. Pompaları birbirinden ayıran özellikler arasında; pompa yapısı ve şekli, genel boyutları, akış hızı, çalışma basıncı, verimlilik, özel bileşen maliyetleri, işletme ve bakım, güvenilirlik, maksimum dönüş hızı, basınç seviyesi, geometrik hacim (kapasite), azaltılmış akış atımları, birim güç başına düşen maliyetler sayılabilir. Giriş ve çıkış basınçları, dönüş hızları gibi özellikler pompanın çalıştığı sistemin gereksinimlerine karşılık gelen, geniş sınırlar içinde belirlenebilen parametrelerdir. Bu nedenle, pompalar standart katalog bazında imal edilmeye uygundur.

Hidrolik pompa çeşitleri Şekil 1.1 de gösterildiği gibi yapılarına göre üç kısma ayrılır.

- Dişli Pompalar
- Paletli Pompalar
- Pistonlu Pompalar



Şekil 1.1. Yapılarına göre hidrolik pompalar

1.1.1. Dişli Pompalar

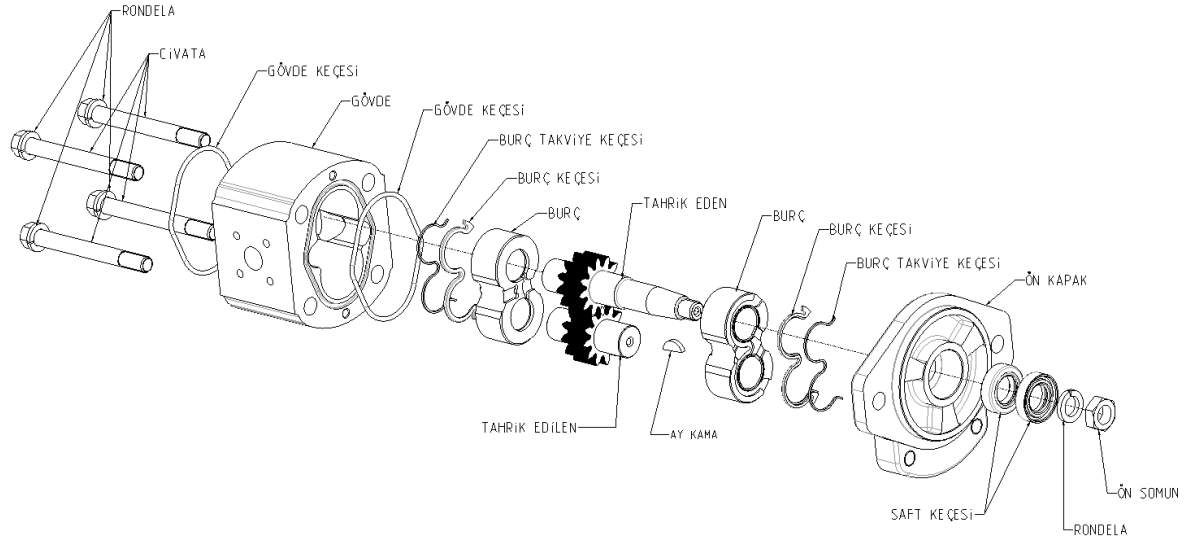
Dişli pompalar, endüstrideki en eski ve en yaygın kullanılan pompalardan biridir. Dişli pompaların bu kadar başarılı olmaları ve yüksek oranda tercih edilmelerinin temel nedenleri; düşük üretim maliyetleri, iyi enerji verimliliği, yüksek güvenilirliği, uzun ömür, minimum bakım, kirlenmeye karşı toleranslarının yüksek oluşu, düşük ağırlıkları ve kompakt yapılarıdır. Bu kabiliyetler pompaları havacılık, endüstri, tarım ve otomotiv uygulamalarında önemli bir alt sistem çözümü haline getirmektedir(Ragunathan ve Manoharan, 2012; Zhao ve Vacca, 2017).

Dişli pompalar dıştan dişli, hilal tipi, gerator tipi gibi tiplere ayrılabilir. Tez konusu olarak, dıştan dişli pompalar incelenmiştir.

Bir dişli pompa en temel manada, bir gövde üzerinde akışkanın girdiği ve tahliye edilebildiği delikleri, döndüren ve dönen dişlileri, yataklama ve sızdırmazlık elemanlarının olduğu sistemlerdir. Dişli pompanın alt parçaları Çizelge 1.1' de tanımlanmış ve Şekil 1.2' de gösterilmiştir.

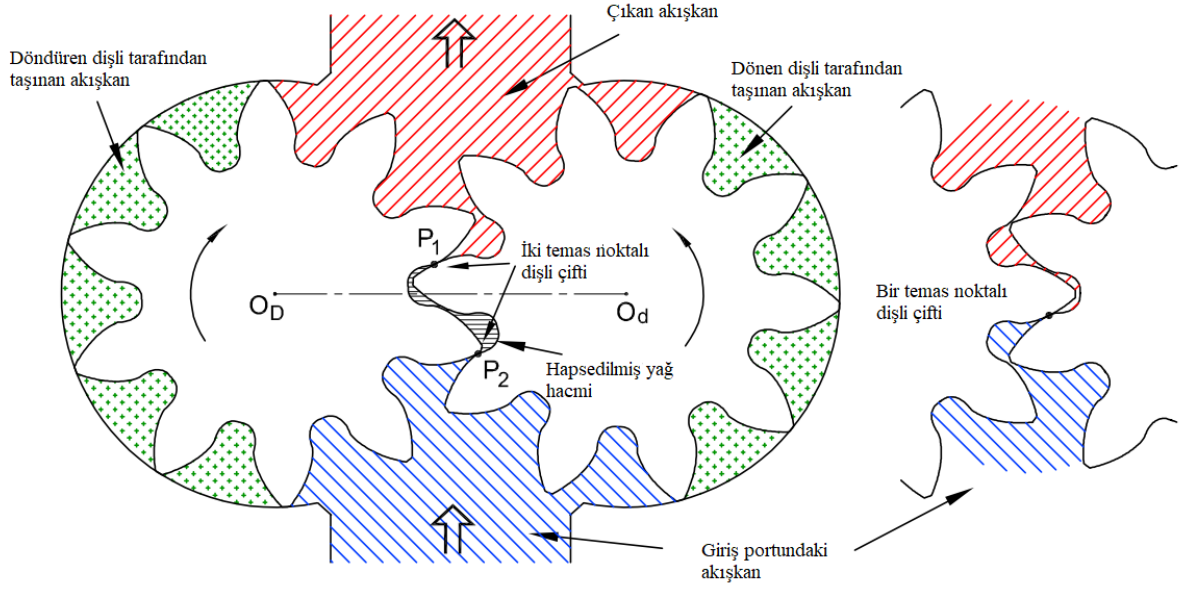
Çizelge 1.1. Düz dişli pompa alt parçaları

Parçanın Adı	Tanımı
Ön kapak	Pompanın kullanılacağı yerde montajının yapılması için gerekli bağlantı delikleri ön kapak üzerindedir. Arka kapak ile birlikte pompa gövdesinin içerisindeki elemanları bir arada tutan pompa elemanıdır.
Burç takviye keçesi	Burcun üzerinde, burç keçesinin üzerine yerleştirilerek yağın basınçlı bölgeden emiş bölgesine geçerek iç kaçak oluşmasını engeller.
Burç keçesi	Burcun üzerinde, burç takviye keçesiyle birlikte basınç bölgesinden emiş bölgesine oluşabilecek iç kaçakları engeller.
Burç	Pompanın tahrik eden ve tahrik edilen dişlilerinin yataklanmasını sağlar. İç kaçak olmasını engelleyen burç keçelerini üzerinde bulundurur.
Tahrik eden dişli	Pompanın aldığı tahrik ile pompanın çalışmasını sağlayan dişlisidir.
Tahrik edilen dişli	Tahrik edilen dişlinin tahrik etmesiyle dönen pompanın diğer dişlisidir.
Gövde keçesi	Gövde ile ön kapak ve gövde ile arka kapak arasından oluşabilecek kaçakları engelleme görevini yapar.
Delikli pim	Gövde ile ön kapağın klavuzlanıp kolay ve düzgün montaj yapılmasını sağlar.
Port tapaları	Pompaya fabrikada ilk çalışma testi yapıldıktan sonra, içindeki yağın etrafa yayılmaması için kullanılan tapalardır.1
Gövde	Pompa dişlilerinin yağı emiş hattından basınç hattına taşıdığı pompanın ana kısmıdır.
Civata	Pompa gövdesini ön ve arka kapak ile birlikte belirli bir tork değeriyle bir arada tutan pompa elemanıdır.
Yaylı rondela	Civatanın çalışma esnasında titreşim ile kendi kendine sökülmesini engellemek için kullanılan pompa elemanıdır.
Arka kapak	Ön kapak, civatalar ve gövde ile birlikte pompayı bir arada tutan pompa elemanıdır.



Şekil 1.2. Düz dişli pompa alt parçaları

Dişli pompalar, dönme torku etkisiyle hareket alan tahrik eden pompa dişlisi, tahrik edilen dişliyi kavrar ve döndürür. Dişlilerin hareketi sayesinde, dişli profil formlarına da bağlı olarak, yağın iletildiği hacimler meydana gelir. Pompanın emişi, dişlilerin hareketi sayesinde oluşan hacimsel küçülmenin vakum etkisiyle akışkanın pompa gövdesi içerisine girmesi ile gerçekleşir. Diş boşlukları ve pompa gövdesi arasında hapsedilmiş akışkan, dişlilerin dönüşü ile pompanın basınç portuna iletilir. Bir devirde pompalanan akışkan miktarı, dişlilerin diş boşlukları içinde taşınabilecek akışkan miktarına bağlıdır. Pompa dişlileri, yataklama eksenine paralel olarak açıldığı için ve dişliler dıştan etkileşim halinde olduklarından, dıştan düz dişli pompa olarak adlandırılırlar (Şekil 1.3) (Çelik, 2006; Egbe, 2013; Rundo, 2017). Çalışma sürekli olduğu için sisteme sürekli yağ gönderilmiş olur. Bu tür pompalara pozitif iletim hacimli pompalar adı verilmektedir (Başaran ve Kolcuoğlu, 2017).



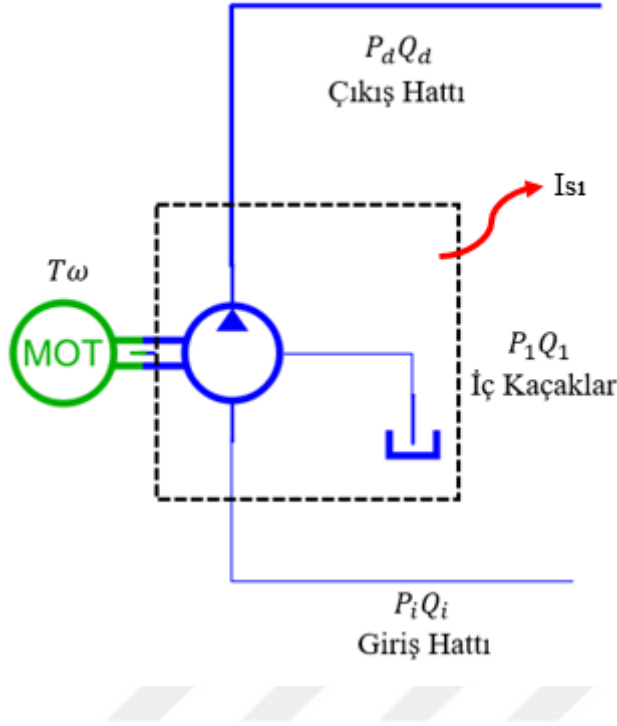
Şekil 1.3. Klasik dıştan düz dişli tip pompa ve çalışma prensibi (Rundo, 2017)

Dişli pompalarda pompanın emişinde atmosfer basıncının altında bir basınç bulunurken, çıkışında ise sistem basıncı vardır. Bu basınç farkı etkisiyle pompa gövdesi, yataklar ve dişliler önemli ölçüde aksel ve radyal kuvvetlere maruz kalır. Bu kuvvetler, dişlilerin geometrisi, sistem debisi ve çalışma basıncı ile orantılı olarak değişmektedir.

Şekil 1.4' te tipik bir hidrolik pompanın güç şemasını göstermektedir. Bu şemada, harici bir tahrik elemanı ve milvasitesiyle pompaya güç sağlanmaktadır. Şaftın giriş gücü, tork ve dönüş hızının fonksiyonu olan $T \cdot \omega$ formülüne göre hesaplanır. Ayrıca, pompanın giriş kısmında olabilecek ilave bir basınçla giriş tarafındaki pompaya güç verilir. Bu güç, basınç ile debinin fonksiyonu olarak verilen standart hidrolik güç formülü $P_1 Q_1$ ile tanımlanır. Burada basınç mutlak terimlerle verilmiştir. Pompanın çıkış basıncı, $P_d Q_d$ de benzer şekilde verilmiştir. Burada P_d , çıkış basıncı ve Q_d ise pompa çıkış debisidir. Şekil 1.4'te ek olarak, gücün iç kaçaklar sebebiyle oluşan kayıpları da gösterilmiştir. Bu da, $P_1 Q_1$ olarak hesaplanır. Burada P_1 , iç kaçaklara bağlı basınç kaybını, Q_1 ise hacimsel debiyi belirtir. Son olarak, çalışma sırasında oluşan ısı, çıkış gücü ile birlikte sistemden çıkmaktadır. Bu ısı dağıtımını aslında bir kayıptır. Şekil 1.4' te kesikli bölge ile işaretlenen hidrolik sistemde ısı nedeniyle oluşan güç kaybını tanımlar.

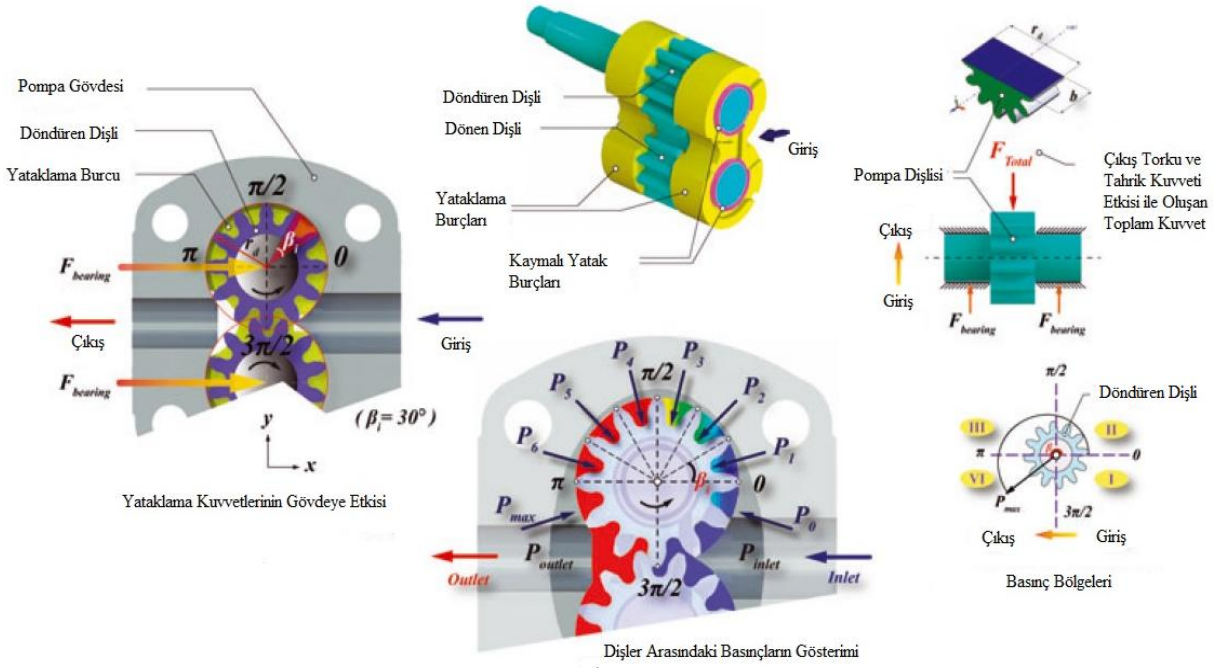
Pompadaki kayıplar, pompanın doğal akış dalgalanmasına bağlı olarak, yukarıda bahsedilen, pompayı oluşturan farklı pompa elemanlarının aralarındaki değişkenliklerden de

kaynaklanmaktadır. Bunlar, genellikle pompa verimliliğinin ölçülmesinde dikkate alınmaz. Bunun yerine, pompa verimleri, belirli bir süre boyunca yapılan testler ve ortaya çıkan verilerin ortalaması alınarak belirlenir. (Manring, 2005)



Şekil 1.4. Pompa güç şeması (Manring, 2005)

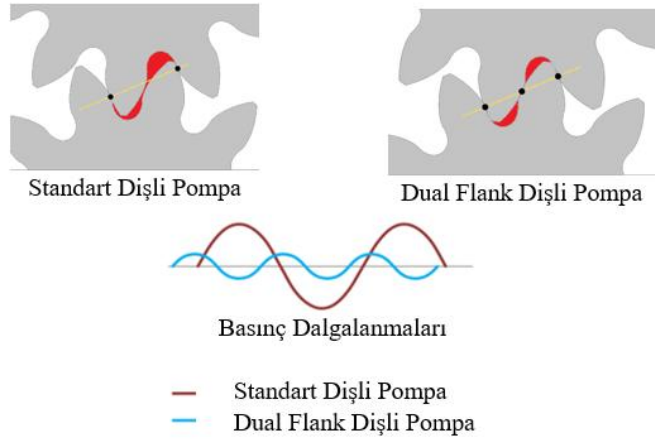
Şekil 1.5' te bir dişli pompanın basınç bölgeleri gösterilmiştir. Bu gösterimde, pompanın çalışma esnasında, çıkıştan girişe doğru hiçbir bölgede akışkan kaçağının olmadığı kabul edilmiştir. Basınç, I. bölgeden IV. Bölgeye doğru lineer artmaktadır. I. Bölge giriş basıncı bölgesidir ve basıncın sıfır olduğu kabul edilebilir. Fakat pratikte, özellikle yüksek basınçlı pompalarda giriş ve çıkış basınç farkının yüksek olmasına bağlı olarak, bu bölgedeki atmosfer basıncının altındaki basınç, pompa içerisinde kavitasyon olayını meydana getirmektedir. Kavitasyonu önlemek için ise, pompa girişi düşük basınçlı akışkan ile beslenir. II. bölge düşük basınç ve dişlilerin gövde içerisinde yatakları tasarımlarda yatak kuvvetlerinin etkisine maruz kalır. III. bölgede ise daha çok dişler arasına sıkışan, taşınan akışkanın IV. bölgeye yaklaştıkça artan bir etkisi görülür. IV. bölge ise tamamen çıkış basıncının etkisinde kalan bölge olup pompa gövdesinin en çok yük altında kaldığı bölgedir. (Çınar, Uçar, Çelik, Fırat, ve Rennie, 2014)



Şekil 1.5. Pompa gövdesi içerisinde yatak yükleri ve basınç bölgelerinin gösterimi (Çınar, Uçar, Çelik, Fırat, ve Rennie, 2014)

Dişli pompaların ana dezavantajları; sürtünme ve titreşim nedeniyle oluşan gürültünün yanında çıkış basıncındaki dalgalanma olarak da belirtilebilir. Bu dezavantajlar nedeniyle pompalarda, test gereksinimi azaltılmış onaylı ürün geliştirmek için, araştırmacıların önceliği mekanik sistemin dinamik davranışının modellenmesidir. İyi bir dinamik model gürültü ve titreşim kaynaklarının tanımlanması ve tasarımın iyileştirilmesi için yararlı ve güçlü bir araç olabilir (Ragunathan ve Manoharan, 2012).

Dıştan dişli pompaların mevcut dezavantajlarını ortadan kaldırmak için, aynı anda birden fazla dişli kontakına sahip olan dişli pompa çalışmaları mevcuttur. Literatürde *Dual Flank Gear Pump* olarak geçen bu pompalar, özellikle sistemin çalışması sırasındaki basınç dalgalanmalarının genliklerini düşürerek, pompanın bağlı bulunduğu sistemdeki titreşime bağlı gürültüyü de azaltmaktadır (Şekil 1.6). Tez konusu pompa bu tip bir pompa olacaktır. Bunun dışında asimetrik evolvent dişli profiline sahip dişli pompalar ve evolvent harici profile sahip pompalar da bulunmaktadır.



Şekil 1.6. Standart ve çok kontaklı dual flank pompaların basınç dalgalanmaları

1.1.2. Hidrolik Hesaplamalar

Hidrolik pompa, akışkanı belli bir noktaya ileterek hidrolik güç iletimini sağladığından, devrede güç kaynağı niteliğindedir. Pompanın sağladığı güç, akışkanın basıncı ile birlikte akışkanın miktarına da yani debiye bağlıdır. Akışkanın geçtiği kesit alan A , akış hızı V ile gösterilirse, debi,

$$Q = A \cdot V \quad (1.1)$$

Hidrolik Pompanın akışkanı basabilmesi için akış kesitine bir kuvvetini uygulaması gerekir.

$$F = P \cdot A \quad (1.2)$$

Uygulanan pompalama kuvveti ile akışkan V hızına ulaşıyorsa, oluşturulan iletim gücü,

$$P_i = F \cdot V = P \cdot A \cdot V \quad (1.3)$$

Pompanın gücü, sağladığı basınçla ve debisi ile doğru orantılıdır. Basınç birimi bar, debi birimi litre / dakika olarak uygulanır ve pompanın toplam verimi (η_{pt}) göz önüne

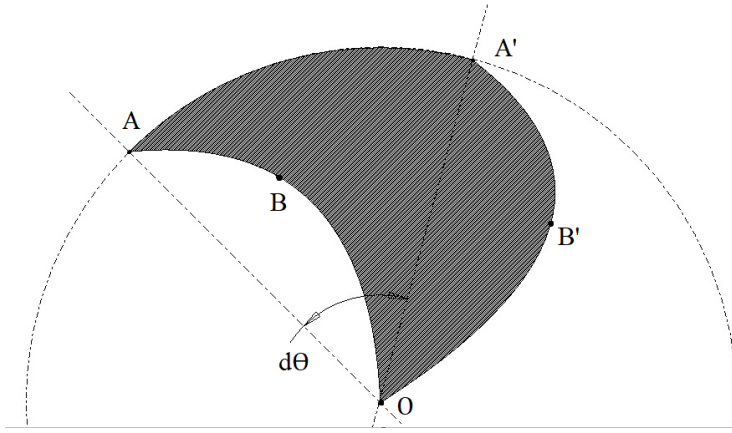
alınır, pompayı döndürecek motorun gücü beygir gücü cinsinden denklem (1.4) 'te gösterildiği gibi, kilovat cinsinden de denklem (1.5) gösterildiği gibi bulunur.

$$P_m = P.Q / 450.\eta_{pt} \quad (1.4)$$

$$P_m = P.Q / 600.\eta_{pt} \quad (1.5)$$

Pompa tipinin belirlenebilmesi için öncelikle pompa iletim hacminin belirlenmesi gerekmektedir. İletim hacmi isteği kesin olarak bilinmiyorsa pompanın çalışacağı devir ve bu devirdeki debi ihtiyacı öğrenilmeli buna göre iletim hacmi hesaplanmalıdır. Hesaplanan iletim hacmi aralığı hangi tipe uygunsu tasarıma bu tipten devam edilmelidir (Hema Endüstri, 2012).

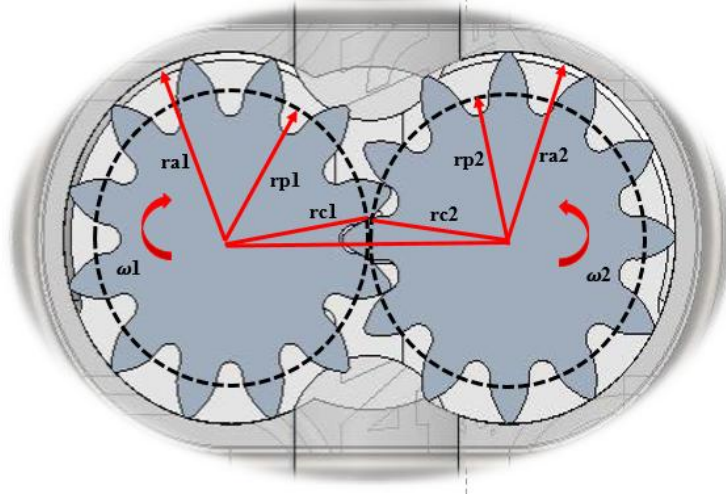
Belirli bir pompa tasarımı için devir başına çıkışa gönderilen akışkan miktarı bellidir. Bir dişlinin diş profili düzensiz bir şekil olduğu için bir $d\theta$ şekil 1.7' deki gibi oluşturulan alanın bulunması gerekir. (Fitch ve Hong, 1997)



Şekil 1.7. Bir dişli profilinin taradığı düzensiz alan (Fitch ve Hong, 1997)

Bu taralı alan aşağıdaki denklem 1.6 ile tanımlanabilir.

$$A_{ABOB'A'A} = A_{AOBA} = 0.5r^2 d\theta \quad (1.6)$$



Şekil 1.8.Pompada döndüren ve dönen dişli geometrisi (Fitch ve Hong, 1997)

$$dV_1 = w \left(\frac{r_{a1}^2 d\theta_1}{2} - \frac{r_{c1}^2 d\theta_1}{2} \right) = \frac{w}{2} (r_{a1}^2 - r_{c1}^2) d\theta_1 \quad (1.7)$$

$$dV_2 = w \left(\frac{r_{a2}^2 d\theta_2}{2} - \frac{r_{c2}^2 d\theta_2}{2} \right) = \frac{w}{2} (r_{a2}^2 - r_{c2}^2) d\theta_2 \quad (1.8)$$

Burada w diş genişliği, r_a diş üstü yarıçapı r_c dişlilerin kontak noktası ile dişli merkezi arasında kalan mesafe, $d\theta$ bir t anındaki dönüş açısıdır. 1 ve 2 rakamları döndüren ve döndürülen dişlileri temsil eder. Dişli geometrik ilişkisinden $d\theta_1$ ve $d\theta_2$ bölüm dairesi yarıçapı ile ilişkilendirebilir.

$$d\theta_2 = \frac{r_{p1}}{r_{p2}} d\theta_1 \quad (1.9)$$

Bu durumda bir t anında pompa içerisinde yer değiştiren sıvı hacmi,

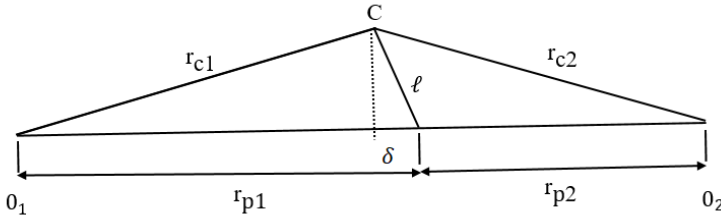
$$dV = dV_1 + dV_2 \quad (1.10)$$

Teorik anlık pompa akışı q_i

$$q_i = dV/dt \quad (1.11)$$

$$\frac{\omega_1 W}{2} \left[(r_{a1}^2 - r_{c1}^2) + \frac{r_{p1}}{r_{p2}} (r_{a2}^2 - r_{c2}^2) \right] d\theta_1 \quad (1.12)$$

Burada ω açısal hız olarak gösterilir ve $d\theta/dt$ ye eşittir. Şekil 1.9' da bir t anında dişlilerin temas noktası gösterilmiştir. Burada, δ kontak noktası C'nin bölüm dairesi P'ye izdüşümü, ℓ ise C ve P noktaları arasındaki mesafedir.



Şekil 1.9. Bir t anında dişlilerin temas noktası (Fitch ve Hong, 1997)

Şekil 1.9' dan, geometrik çıkarımlarla denklem 1.13 ve 1.14 elde edilir.

$$r_{c1}^2 = r_{p1}^2 - 2\delta r_{p1} + l^2 \quad (1.13)$$

$$r_{c2}^2 = r_{p2}^2 - 2\delta r_{p2} + l^2 \quad (1.14)$$

Bölüm dairesi ve dişlinin addendumu toplandığında diş üstü çapını vermektedir. Pratikte çoğu dişli pompa aynı dişli geometrisine sahip dişlilerden oluşmaktadır. Anlık akış formülünde denklem sadeleşecek aşağıdaki hale gelecektir.

$$q_i = \omega w (r_a^2 - r_p^2 - l^2) \quad (1.15)$$

ℓ uzunluğu C ve P noktasına bağlı bir parametredir. Dişli terminolojisinde kavrama oranı $\epsilon\alpha$, kavrama uzunluğu L_c , ve bölüm dairesi üzerindeki diş kalınlığı p_b arasındaki ilişki aşağıdaki denklemde verilmiştir.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{L_c}{p_b} = \frac{L_c}{p \cos \phi} \quad (1.16)$$

Kontak oranı normalde 1' den büyüktür, gerçek kavrama boyu da ($L_a = p \cos \phi$) L_c 'den bir diş azdır. Bu durumda entegrasyon aralığı, $-0.5L_c$ ile $L_a - 0.5L_c$ arasında değişir. Böylece toplam teorik akış, Q_t

$$Q_t = \frac{1}{L_a} \int_{-0.5L_c}^{L_a - 0.5L_c} q_i d\ell = \frac{1}{L_a} \int_{-0.5L_c}^{L_a - 0.5L_c} \omega w (r_a^2 - r_p^2 - \ell^2) d\ell \quad (1.17)$$

$$2\pi N w \left[r_a^2 - r_p^2 - \frac{k_g L_a^2}{12} \right] \quad (1.18)$$

Burada k_g dişli pompanın yapısına bağlı bir sabittir.

$$(3\varepsilon\alpha^2 - 6\varepsilon\alpha + 4) \quad (1.19)$$

olarak alınmıştır. N ise dakikadaki devir sayısı olarak verilmiştir.

Denklem 1.15' te verilen anlık akış formülünde evolvent dişliler için ℓ değeri yaklaşık olarak $r_b \theta$ tekamül eder ve denklem 1.20' deki hale gelir.

$$q_i = \omega w (r_a^2 - r_p^2 - r_b^2 \theta^2) \quad (1.20)$$

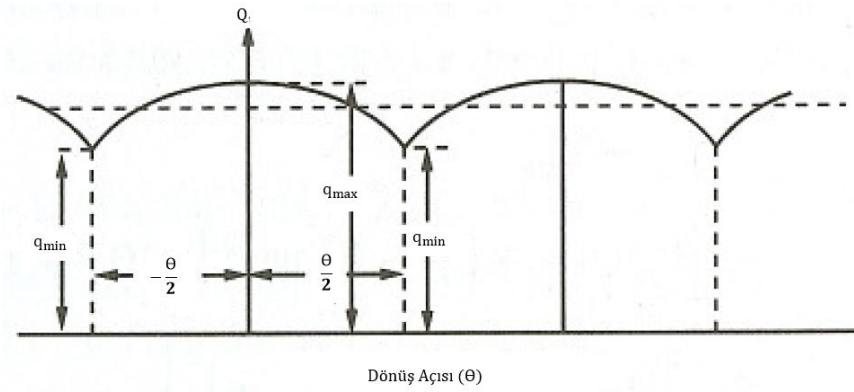
Bu akış hızı, dönme açısına göre bir parabol olarak değişir. İlaveten, temas oranının bire eşit olduğu kabulü ile en büyük akış miktarı, dişler bölüm dairesinde temas eder.

$$q_{\max} = \omega w (r_a^2 - r_p^2) \quad (1.21)$$

En düşük akış ise, dişli temasının başlangıç ve bitiş noktasında oluşur. Böylece $q_{\min} = \pm 0.5L_c$ olacaktır. Formülde yerine konursa q_{\min} ;

$$q_{\min} = \omega w (r_a^2 - r_p^2 - 0.25L_c^2) \quad (1.22)$$

Her bir dişlinin oluşturduğu akış hızı ilk kontakta q_{\min} , bölüm dairesinde q_{\max} ve kontak bitiş noktasında tekrar q_{\min} olacaktır. Durum, bir eğri ile şekil 1.10'da gösterilmiştir.



Şekil 1.10. Akış dalgalanmaları (Fitch ve Hong, 1997)

Kontak oranının ve sabit k_g değerinin bire ve L_c' nin L_c 'ye eşit olduğunu kabul ederek toplam teorik akış,

$$Q_t = 2\pi N w \left[r_a^2 - r_p^2 - \frac{L_c^2}{12} \right] \quad (1.23)$$

Pratikte, pompanın akış kalitesini belirleyen iki faktör bulunmaktadır. Bunlar, akış titreşim frekansı f_q akış titreşim büyüklük oranı δ_q 'dur. Akış titreşim frekansı, literatürde *ripple* adı ile anılan birim zamandaki akış dalgalanmalarıdır. Eğer akış dalgalanmaları sistemin doğal frekansı ile eşleşirse, sistemde titreşim ve ses artışı meydana gelir. Saniyedeki akış dalgalanmaları Hz biriminde şu şekilde hesaplanır. n dişli sayısı ve N devir/saniye olarak,

$$f_q = nN \quad (1.24)$$

Akış titreşim büyüklük oranı ise en büyük toplam akış ile en küçük toplam akış oranının ortalama akış oranına bölünmesi ile bulunur. Genel olarak yüzde olarak verilir.

$$\delta_q = \left(\frac{Q_{\max} - Q_{\min}}{Q_{\text{ort}}} \right) \times 100\% \quad (1.25)$$

Dişli pompa hesaplamaları için farklı kaynaklarda farklı formülasyonlar ile hesaplamalar yapıldığına rastlanmaktadır.

Pratikte aşağıdaki metod ile yapılan hesaplamaların gerçeğe yakın sonuçlar verdiği görülmüştür.

Bir pompadan beklenen çalışma debi ihtiyacı, pompanın uygulanacağı sistem tasarımcısı tarafından belirlenir. Ayrıca, pompayı tahrik edecek shaft devrinin bilgisi de yine sistem tasarımcısı tarafından pompa tasarımcısına bildirilmelidir. Pompa tasarımcısı, gerekli debi ve shaft dönüş hızı ile birlikte tasarlayacağı pompanın verimini de dikkate alarak pompanın iletim hacmini belirler.

$$Q = V \cdot n \cdot \eta_T \cdot r \cdot 10^{-5} \quad (1.26)$$

Pompanın iletim hacmi, pompa içindeki dişlilerin diş sayısına, dişli kavrama oranına, dişli modülüne, dişli genişliğine ve dişli terminolojisine göre hesaplanan dişli geometrik özelliklerine bağlı bir fonksiyondur. Dişlilerin evolventprofile sahip oldukları kabulü ile belirli bir dişli sayısı ve belirlenen iletim hacmi ile dişli genişliği bulunur.

$$V = 2 \cdot \pi \cdot b \left[d_a^2 - d_t^2 - \frac{(\pi^2 \cdot m^2 \cdot \cos^2 \alpha)}{z} \right] \cdot 1000 \quad (1.27)$$

$$Q_e = Q_T \cdot \eta_v \quad (1.28)$$

$$\Delta_p = \frac{P \cdot \eta_T \cdot 600}{Q_e} \quad (1.29)$$

Yukarıdaki denklemlere ek olarak pompa gövdesine akışkanın girişi ve çıkışı için optimum bir giriş-çıkış çapının belirlenmesi önemlidir. Bu çapların belirlenmesi çizelge 1.2 ve denklem 1.30 yardımı ile bulunabilir. Pratikte, giriş portları, yağ girişi max 2,5 m/sn olacak şekilde çıkış portları, yağ çıkış hızı ~6 m/sn olacak şekilde tasarlanmalıdır. Tandem pompalar bazı durumlarda ortak emiş ile tasarlanır bu durumda emiş portu olan pompadan diğer pompaya pompa içinden yağ geçişini sağlayacak emiş kanalı açılır. Bu kanal pompanın dayanımını emiş karakteristiğini bozmayacak şekilde ve yeterli yağın geçmesinin sağlayabilecek büyüklükte olmalıdır (Karacan, 1987) (Hema Endüstri, 2012) (Kurnaz, 2017).

$$d=4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q_1}{V}} \quad (1.30)$$

Çizelge 1.2. Hidrolik sistemlerde önerilen akış hızı (Karacan, 1987)

Giriş Hattı		Çıkış Hattı		Dönüş Hattı
Kinematik Viskozite (Vk) (mm ² /s)	Akışkan Hızı V (m/s)	Basınç ΔP (bar)	Akışkan Hızı V (m/s)	Akışkan Hızı V (m/s)
150	0,6	25	2,5 - 3	1,7 -4,5
100	0,75	50	3,5 - 4	
50	1,2	100	4,5 - 5	
30	1,3	200	5 - 6	
		>200		
		Akışkan hızının 30 ile 150 mm/s arasında olması durumunda	6	

Giriş çıkış portları belirli standartlara göre çeşitli tiplerde belirlenmiştir. Dişli portlar (Metrik, UNF, BSPP), 4 cıvatalı portlar gibi çeşitli tipleri mevcuttur. Portlar belirlenirken standartlarda belirtilen tiplerden pompanın iletim hacmine uygun olan tipi seçilerek gövde üzerine işlenir (Hema Endüstri, 2012).

Pompa gövdesinin iç yüzeylerine etki eden basınç kuvveti ve dişli yataklarının gövde içerisinde bulunduğu tasarımlarda, giriş ve çıkıştaki basınç farkından dolayı dişlilerin yataklara uyguladığı yatak kuvvetleri pompa gövdesinin deformasyonuna sebep olur. Pompa

gövdesine gelen kuvvetler pompanın her yüzeyinde aynı değildir. Giriş ve çıkıştaki basınç farkından dolayı, gövde yüzeylerine etkiyen basıncın girişten çıkışa doğru lineer olarak arttığı söylenebilir. Bu tip pompaların pozitif iletimli olması dişlilerin ve pompa gövdesinin aynı anda farklı hidrolik basınçların ve buna bağlı kuvvetlerin etkisinde kalmasına sebep olmaktadır. Burada P_{max} : Çıkış basıncı, β : Dönme açısıdır (Basıncın yükselmeye başladığı nokta referans alınarak) (Karacan, 1987),

$$P = P_{max} \cdot \frac{\beta}{\pi} \quad (1.31)$$

Pompa dönüş yönü, tahrik mili tarafından bakıldığında; saat yönünde veya saat yönünün tersi yönündedir. Pompa dönüş yönü tasarım girdileri formunda doldurulması gereken bir özelliktir ve tasarıma başlamadan önce mutlaka öğrenilmelidir. Dönüş yönünün hatalı bildirilmesi veya daha sonra değiştirilmesi birçok parçanın tasarımında değişiklik gerektirebilir.

Pompanın ön kapak tipi için belirlenmiş standartlar vardır. Öncelikli olarak bu kapak tiplerinden seçim yapılmalıdır. Bu kapakların uygun olmaması durumunda uygulamaya göre yeni kapak tasarlanmalıdır. Yeni kapak tasarımı yapılırken aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir:

- Pompanın bağlanacağı yerdeki bağlantı deliklerinin konumları
- Bağlantı deliklerinden geçecek cıvata çapına göre delik çapının belirlenmesi, bağlantı deliklerine dış açılması isteniyor ise dış özellikleri
- Kapağın takılacağı pilot çapı
- Şaft keçesi kullanılacaksa, şaft keçesinin yerleştirileceği deliğin çapı ve toleransı
- Pompanın dönüş yönüne göre pimlerin konumları
- Pompa montajında kullanılacak cıvatalar için açılacak dişin özellikleri ve diş boyu
- Kapağın iki yüzeyi arasındaki paralellik
- Kapağın gövde tarafında kalan yüzeyinin düzlemselliği ve yüzey kalitesi

Pompanın Arka kapak tipi için de belirlenmiş standartlar vardır. Öncelikli olarak bu kapak tiplerinden seçim yapılmalıdır. Bu kapakların uygun olmaması durumunda uygulamaya göre yeni kapak tasarlanmalıdır. Yeni kapak tasarımı yapılırken aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir:

- Cıvata deliklerinin konumları
- Kapağın gövde tarafında kalan yüzeyinin düzlemselliği ve yüzey kalitesi
- Çalışma şartlarına uygun kapak kalınlığı

Pompa şaft tipi için belirlenmiş standartlar vardır. Öncelikle pompa serisine uygun olarak oluşturulmuş şaft tiplerinden seçim yapılmalıdır. Genel olarak şaft tipleri belirli standartlara uygun olarak; spline tip, paralel kamalı, konik ve haç kavrama şeklinde olabilir. Bu şaft tiplerinin uygun olmaması durumunda uygulamaya göre yeni şaft tasarlanmalıdır. Yeni şaft tasarımı yapılırken aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir: (Hema Endüstri, 2012)

- Şaft çapının burç için çapından büyük olmaması
- Şaft çapının şaft keçesine zarar vermeden monte edilebilmesi
- Çalışma şartlarına bağlı olarak oluşan torkları karşılaması

Dişli genişliğinin belirlenmesi pompanın çalışacağı devir ve istenen debi değerleri ile ilgili bilgi olması gerekmektedir. Bu debi ve devir değerlerinde yola çıkılarak pompa tipi belirlendikten sonra dişli tasarımı netleştirilir. Dişli genişliğinin belirlenmesi için denklem 1.27'den yararlanılır.

Pompanın burç seçiminde aşağıdaki hususlara dikkat edilmelidir:

- Burç malzemesi
- Burç iç çapı
- Burç dış çapı
- Burç boyu

Burç malzemesi belirlenirken genel olarak çizelge 1.3.' de özellikleri verilen burç malzemelerinden seçim yapılabilir.

Çizelge 1.3. Burç malzemeleri ve özellikleri

	Etial 110	Etial 160	Etial 180
	LM4TF		B390
Yoğunluk (g/cc)	2,79	2,76	2,71
Sertlik (HB)	70-100	80	120
Çekme Mukavemeti (MPa)	193	317	317
Akma Mukavemeti (MPa)	96,5	159	248
Kesme Mukavemeti (Mpa)	165	195	191
Alaşım Elementleri			
Al %	85,8-91,5	79,6-89,5	72,5-79,6
Cu %	3,0-4,0	3,0-4,0	4,0-5,0
Fe %	<=1	<=2	<=1,3
Mg %	<=0,1	<=0,1	0,45-0,65
Mn %	<=0,5	<=0,5	<=0,5
Ni %	<=0,35	<=0,5	<=0,1
Si %	5,50-6,50	7,5-9,5	16,0-18,0
Ti %	<=0,25		<=0,20
Zn %	<=1	<=3	<=1,5
Sn %		<=0,35	
Diğer %	<=0,5	<=0,5	<=0,2

Burç içi çapı, çalışılacak dişlinin muylu çapına uygun olarak seçilen kaymalı yatağının özelliklerinden hesaplanmaktadır. Seçilen kaymalı yatağın çakılması gereken çap ve toleransı ve çakıldıktan sonra elde edilecek çap ve toleransı kataloglarda belirtilmektedir. Katalogdan alınan bu değer resimlere aynen işlenir.

Burç dış çapı ile çalışılacak dişlinin diş üstü çapı ile belirli bir eşleşmeye sahiptir. Bu eşleşme gövde kazıma derinliğini etkiler. Burç dış çapı hesaplanmış diş üstü çapına göre pompanın alıştırma sırasında gövde içinden yapacağı kazımanın derinliğini belirli değerlerde tutacak şekilde hesaplanır ve toleranslandırılır.

Burç boyu, kaymalı yatak üzerine gelecek yüklerinin karşılanabildiği yatak boyu hesaplandıktan sonra bu yatağın çakılabileceği uygun burç boyu belirli bir pay bırakılarak hesaplanır.

Eğer iletim hacmine göre gövde boyu, dişli ve burç boyuna bağlı olarak hesaplanır. Burç boyları ve dişli boyunun toplamına belirli bir paket boşluğu ilave edilerek hesaplanır. Paket boşluğu sabit bir değer değildir. Kullanılan keçenin sıkıştırılma oranına göre değişiklik göstermektedir.

Gövde iç çapı kullanılan dişlinin diş üstü çapı ile belli bir eşleşme boşluğu olacak şekilde hesaplanır. Eşleşme boşlu diş üstü çapının büyüklüğüne göre değişiklik göstermektedir.

Gövde kazıma derinliği diş üstü çapı, dişli muylu çapı, burç iç çapı ve burç dış çapının bir fonksiyonudur. Diş üstü çapı D1, muylu Çapı D2, burç iç çapı D3, burç dış çapı D4, kazıma derinliği KD olmak üzere,

$$KD_{max} = \frac{D_{1max}}{2} - \frac{D_{4min}}{2} + \frac{D_{3max}}{2} - \frac{D_{2min}}{2} \quad (1.32)$$

$$KD_{min} = \frac{D_{1min}}{2} - \frac{D_{4min}}{2} + \frac{D_{3max}}{2} - \frac{D_{2min}}{2} \quad (1.33)$$

Yapılan tasarıma göre üretilen pompalar genel olarak dört tip teste tabi tutulurlar.

- Alıştırma testi
- Ömür testi
- Yorulma testi
- Saha testi

Alıştırma testi, montajı yapılan pompanın müşteriye gönderilmeden önce imalat sonunda yapılan testtir. Adından da belli olduğu gibi pompa parçalarının birbirine alıştırılması, dişlinin gövdeden kazıyacağı malzemenin müşteriye gönderilmeden önce temizlenmesi ve pompa performansının uygunluğunu kontrol etmek amacı ile yapılmaktadır. Ömür testi; yapılan tasarımı belirlenen çalışma şartlar altında doğrulanmasını kapsar. Pompa belirlenen çalışma şartlarında hızlandırılmış olarak çalıştırılarak belli bir ömüre karşılık gelecek çalışma zamanının sonunda pompa performansındaki değişim gözlemlenir. Yorulma testi; yapılan tasarımın maksimum çalışma basınçlarının daha üstünde bir basınç değerinde ve belirlenen frekansta basınçlandırılarak ürün yorulma dayanımı ölçülür. Test sırasında kırılma, çatlama, yağ kaçağı gibi deformasyon sonucu oluşacak hatalar gözlemlenir. Saha testi; müşteriye sevk edilen ürünün, kullanılacağı yere takılarak gerçek çalışma şartlarında çalıştırılarak tasarımın geçerli kılınmasını kapsar (Hema Endüstri, 2012).

Genel olarak, dişli pompadaki dişlilerin tasarımında, güç aktarma sistemleri içerisinde önemli bir yeri olan dişli ve dişli kutuları ile ilgili literatürde yer alan bilgilerden faydalanılır

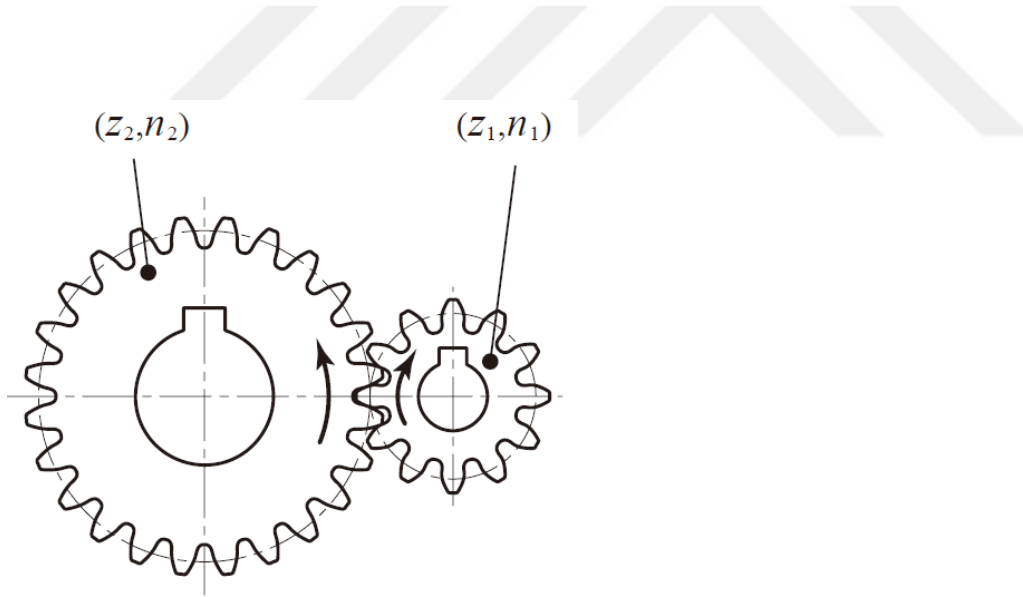
1.2. Dişli Çarklar ve Mekanik Hesaplamalar

Dişli çark mekanizmaları en geniş kullanım alanı olan, gerek iletilebilen güç gerekse ulaşılabilen çevre hızları bakımından da mekanizmalar içinde özel bir yeri bulunan mekanizmalardır.

Dişliler tek başlarına güç iletmezler. En azından iki veya daha fazla dişli ile birlikte eşlenmesi ve dişli çifti oluşturması gerekir (Kohara Gear Industry, 2006).

Karşılıklı iki dişli çarkın birbirleriyle çalışabilmeleri için, dişli profillerinin birbirine uygun olması gerekir. İki profilin birbirine uygun olması, onların birbirine benzemeleri anlamına gelmez. Dişli çiftinin belirli bir devir sayısında bir gücü, bir milden diğer bir mile normal iletmesi için, dişlilerin açısal hızlarının (ω_1, ω_2) her durumda eşit ve sabit olması gerekir (Kutay, 2010).

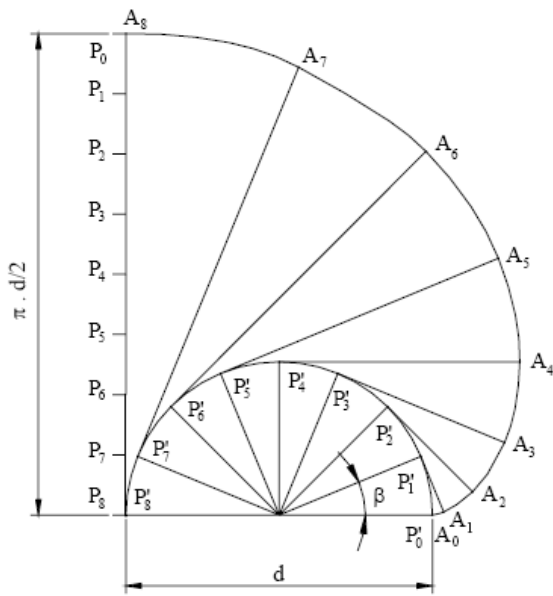
Şekil 1.11 'de tek kademeli bir dişli çifti gösterilmiştir. Bu dişlilerin arasındaki dişli sayısı oranı ile devir sayıları arasındaki oran birbirine eşittir ve çevrim oranı (i) olarak tarif edilir.



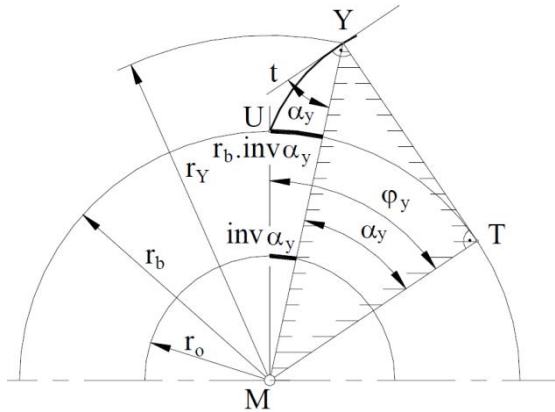
Şekil 1.11. Tek kademeli bir dişli çifti

$$i = \frac{z_2}{z_1} = \frac{n_1}{n_2} \quad (1.34)$$

Dişliler için günümüzde en yaygın olarak kullanılan diş formu evolvent profildir. Evolvent dişliler kolaylıkla üretilebilir ve dişliler, merkez mesafesinin bir dereceye kadar yanlış hizalanmasına rağmen sorunsuz geçmeyi sağlayan bir özelliğe sahiptir. Evolvent eğrisi, daire üzerinde kaymadan yuvarlanan düz bir çizgi üzerindeki bir nokta tarafından izlenen eğridir. Yukarıda bahsedilen daire, temel daire olarak adlandırılır. Diş çarklarda diş profili, çalışma sırasında iki çark arasındaki oranı sabit tutacak şekilde biçimlendirilir. Dişli profillerine bu özelliği sağlayan evolvent eğrisidir (Kohara Gear Industry, 2006). Şekil 1.12 ve Şekil 1.13’de evolvent eğrisinin oluşumu ve evolvent eğrisinin fonksiyonu gösterilmiştir (Kutay, 2010).



Şekil 1.12. Daire evolventin oluşumu

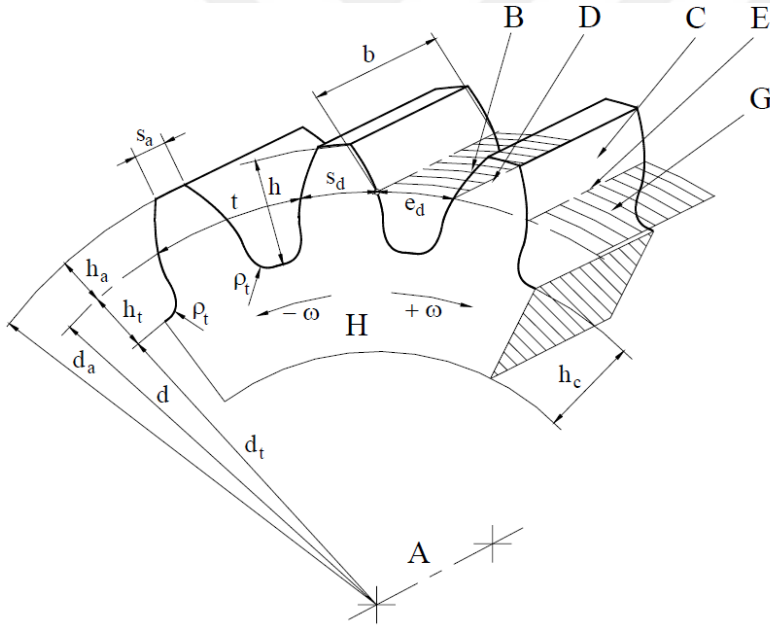


Şekil 1.13. Evolvent fonksiyonu

$$\text{inv}\alpha_y = \tan \alpha_y - \pi \cdot \frac{\alpha_y^0}{180} \quad (1.35)$$

Evolverent dişlisi standartı ve dişlilerin genel tanımlamaları DIN 867, DIN 868, DIN 3960, DIN 3961 ve DIN 3998’de belirlenmiştir. Bir dişli çarkın diş sayısı z , çevrede tam adet olarak alınmış ve kremayer dişlidede diş sayısı $z = \infty$ kabul edilmiştir.

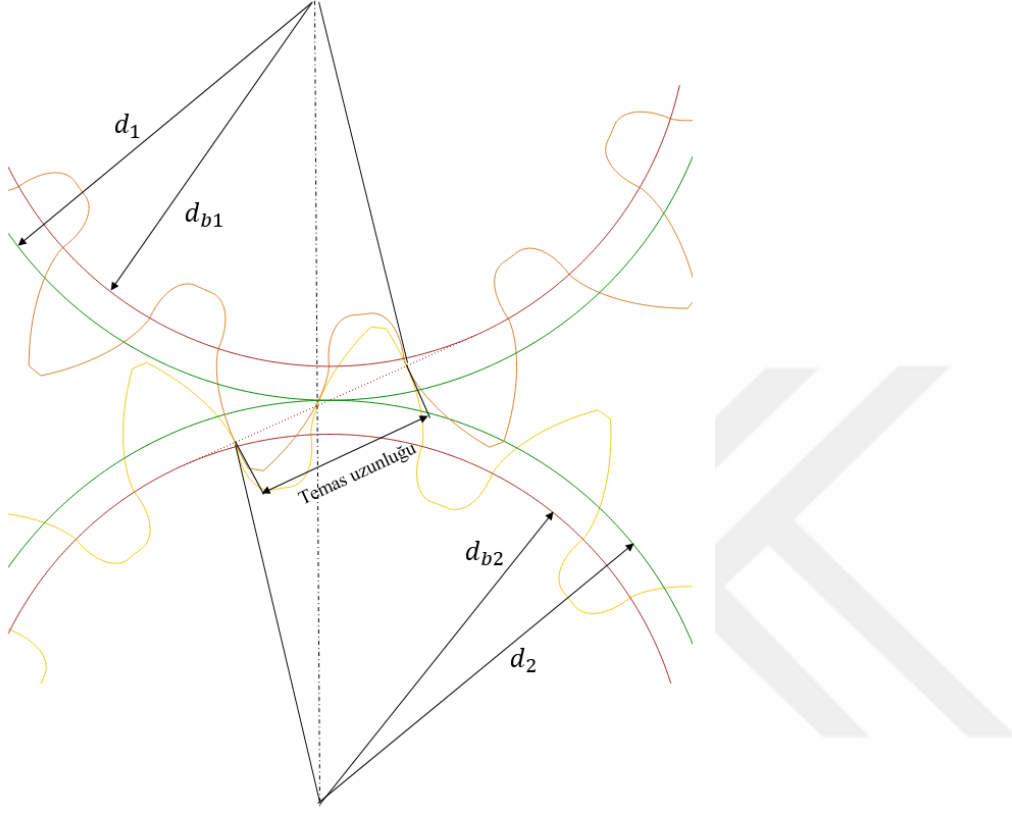
Dişlilerdeki genel tanımlamalar Şekil 1.14’de verilmiştir. Burada, d bölüm (taksimata) dairesi çapı, b diş genişliği, d_a diş üstü çapı, d_t taban dairesi çapı, h diş yüksekliği, h_a diş üstü yüksekliği (addendum), h_t diş tabanı derinliği, h_c kaval dişlide cidar kalınlığı $h_c > 1.6m$, t taksimata, s_d diş üstü kalınlığı, e_d diş boşluğu, s_d diş kalınlığı, ρ_t diş dibi yarıçapı (radyüsü), ω açısal hız, A dişli eksenini, B dişli sol yanağı, C dişli sağ yanağı, D Sol yanak istikametini, E sağ yanak istikameti, G taksimata silindiri şeklinde tanımlanmıştır.



Şekil 1.14. Alın dişlisinde tanımlamalar

Birlikte çalışan iki dişlinin temas noktası, Şekil 1.15 gösterildiği gibi, dönme gerçekleştiğinde iki temel dairenin ortak teğeti boyunca kayar. Enine temas oranı, temas uzunluğunun temel daire çapına oranı şeklinde tanımlanır. Enine temas oranının birden büyük olması iyi bir dişli çifti çalışması için önemlidir.

$$E_\alpha = \frac{\text{Temas uzunluğu}}{\text{Temel daire çapı}} \quad (1.36)$$



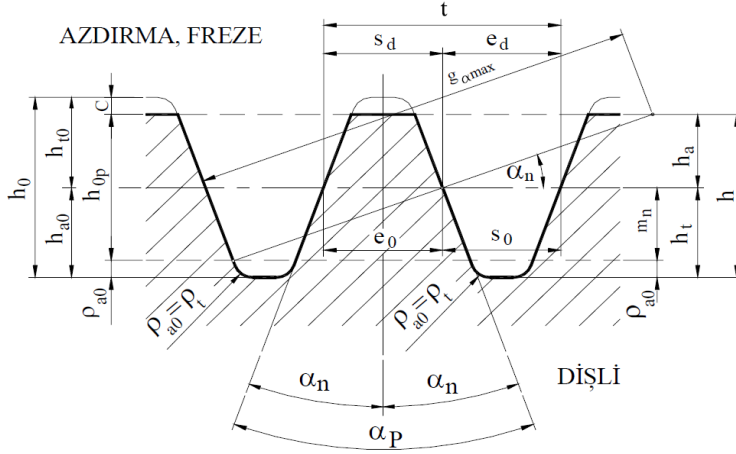
Şekil 1.15. Kavrama oranını oluşturan değerlerin gösterimi

Dişli profili oluşturmak için temel değerler kavrama açısı, modül ve dişli sayısıdır. Dişli hesaplarının yapılabilmesi için bu değerler referans olarak alınır. Bir dişli problemini çözmek için dişli boyutlarını, toleranslarını ve çeşitli temel büyüklükleri bilmek gereklidir. Dişli ve diş açma takımları için referans profili seçilmelidir

Referans profili kabul edilmiş profilkremayer dişli profilidir. Referans profilinin bütün ölçüleri standartlaştırılmış ve bunlar modüle bağlı olarak gösterilmiştir. Standartlaştırma modül (m) = 1 mm ile modül (m) = 50 mm arasında yapılmıştır. Bu standart ISO 53-20, DIN 867 ve VSM 15520 ile düzenlenmiştir.

Dişli ve kesici takım kramayeri için önerilen temel büyüklükler ve referans kramayeri Şekil 1.16 gösterilmiştir. Burada; profilaçısı α_p , maksimum kavrama boyu $g_{\alpha_{max}}$, kramayer

için diş üstü kavisi yarıçapı ρ_{a0} , referans kramayerinin diş boşluğu e_0 , referans kramayerinin diş kalınlığı s_0 , C kramayer diş üstü ile referans dişli diş dibi arasında kalan mesafeyi tanımlamaktadır (Kutay , 2010).



Şekil 1.16. Referans kramayeri

Dişli için referans değerler şunlardır:

$$h_a = m_n \quad (1.37)$$

$$\rho_t = \rho_{a0} = 0,25 \cdot m_n \quad (1.38)$$

$$t = \pi \cdot m_n \quad (1.39)$$

Diş boşluğu,

$$e_d = t/2 \quad (1.40)$$

Diş kalınlığı,

$$s_d = t/2 \quad (1.41)$$

Taban derinliği,

$$h_t = 1,25 \cdot m_n \quad (1.42)$$

Diş yüksekliği,

$$h = 2,25 \cdot m_n \quad (1.43)$$

Max. Kavrama boyu,

$$g_{\alpha_{\max}} = m / \cos^2 \alpha \quad (1.44)$$

Referans kramelerinde, kesici takım için referans değer olan kavrama açısı, α_n olarak gösterilmiştir. Bu durumda diş üstü yüksekliği,

$$h_{a0} = 1,25 \cdot m_n \quad (1.45)$$

Diş üstü kavisi yarıçapı,

$$\rho_t = \rho_{a0} = 0,25 \cdot m_n \quad (1.46)$$

Taksimat,

$$t = \pi \cdot m_n \quad (1.47)$$

Diş boşluğu,

$$e_0 = t/2 \quad (1.48)$$

Diş kalınlığı

$$s_0 = t/2 \quad (1.49)$$

Taban derinliği

$$h_{t0} = m_n + C \quad (1.50)$$

Diş yüksekliği

$$h_0 = 2 \cdot m_n + C \quad (1.51)$$

C mesafesi

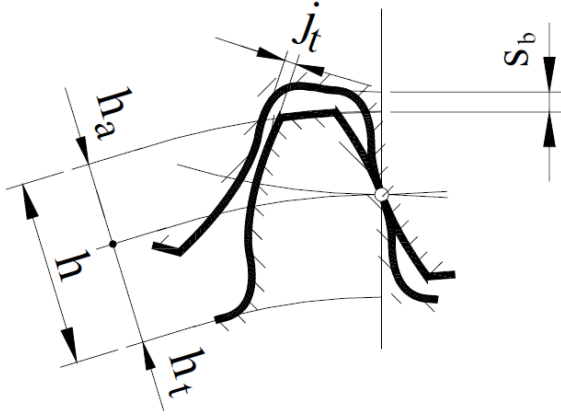
$$C > 0,25 \cdot m_n \quad (1.52)$$

Max. kavrama boyu

$$g_{\alpha_{\max}} = m / \cos^2 \alpha \quad (1.53)$$

Dişlilerin görevlerini yerine getirebilmeleri ve sessiz çalışabilmeleri açısından çalışma boşlukları ve iki dişli eksenindeki mesafe toleransı oldukça önemlidir.

Diş üstü yüksekliği h_a , diş üstü ile taksimat dairesi yarıçaplarının farkıdır. Taban derinliği h_t , Taksimat dairesi ile taban dairesi yarıçaplarının farkıdır. Diş yüksekliği h , diş üstü ile taban dairesi yarıçaplarının farkıdır. Diş üstü boşluğu s_b , düz alın dişlilerinde dişli çiftinin yanaklarının taksimat dairesindeki en küçük boşluğunun yay boyu iken, helis alın dişlilerinde dişli çiftinin yanaklarına dik olan düzlemdeki (normal kesit) yanakların taksimat dairesindeki en küçük boşluğunun yay boyudur (Şekil 1.17).



Şekil 1.17. Diş boşluklarının gösterimi

Dönme yönü yanak boşluğu j_t , taksimat dairesinin alın kesitinde çalışan yanakların birbirine değmesi halinde arka yanakla diğer dişli arasında kalan yay boyudur(Şekil 1.18).

Genelde şu bağıntıyla hesaplanır.

$$j_t = j_n / (\cos\alpha_t \cdot \cos\beta_b) \quad (1.54)$$

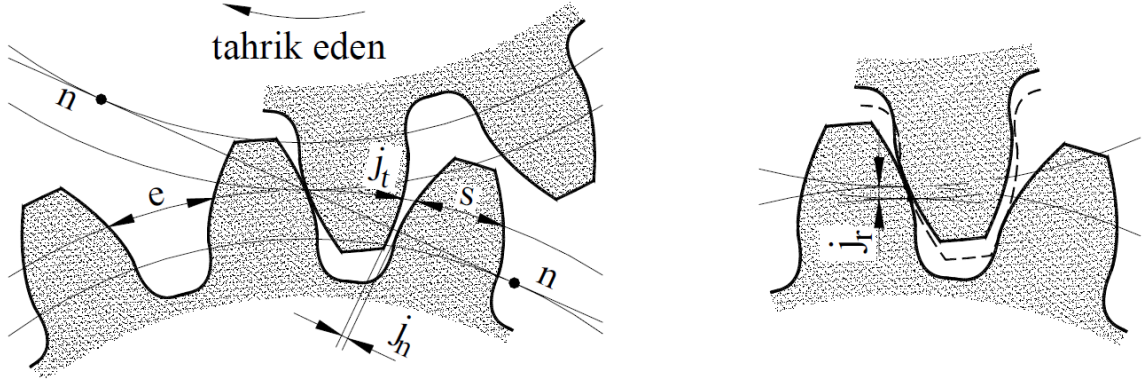
Radyal yanak boşluğu j_r , sistemdeki eksenler mesafesinin kademelerin boşluksuz çalışması için gereken yaklaşma mesafesidir(Şekil 1.18).

$$j_r = j_n / (2 \cdot \sin\alpha_{wt} \cdot \cos\beta_b) \quad (1.55)$$

$$j_r = j_t / (2 \cdot \tan\alpha_{wt}) \quad (1.56)$$

Normal yanak boşluğu j_n , çalışan yanakların birbirine değmesi halinde normal yönde arka yanakla diğer dişlinin yanağı arasındaki en kısa mesafedir(Şekil 1.18).

$$j_n = j_t \cdot \cos\alpha_n \cdot \cos\beta \quad (1.57)$$



Şekil 1.18. Yanak boşluklarının gösterimi

Silindirik alın dişlileri için diş kalınlığı toleransları $Asne$, $Asni$ (normal kesit) veya $Aste$, $Asti$ (alın kesiti) ve eksenler mesafesi toleransı Aa için kademede en büyük (max) ve en küçük (min) hesapsal dönme yönü yanak boşluğu denklem 1.58 ve denklem 1.59 ile hesaplanır:

$$j_{tmax} = -\Sigma Asti + \Delta jae = \frac{\Sigma Asni}{\cos\beta} + \Delta jae \quad (1.58)$$

$$j_{tmin} = -\Sigma Aste + \Delta jai = \frac{\Sigma Asne}{\cos\beta} + \Delta jai \quad (1.59)$$

$$\Delta ja = -2Aa = \frac{\tan \alpha_n}{\cos\beta} \quad (1.60)$$

Kontrol ölçü değeri “ Wk “ için üst ve alt toleranslar (diş kalınlığı toleransları) $AüWk$ ve $AaWk$ hesaplanması DIN3967’ de önerilmiştir. (Kutay , 2010)

1.2.1. Dişli Kalitesi

Dişli tasarımında eğer geçmişte bir tecrübe yok ise, başlangıç olarak, dişlilerin kullanıldığı yer, çevre hızı veya imalat usulüne göre, Çizelge 1.4, Çizelge 1.5ve Çizelge 1.6’ya bakarak başlangıç seçimi yapılabilir. Seçim yapılırken gereksiz yere alınan büyük tolerans kalite değerinin, maliyeti olması gerektiğinden daha yüksek bir noktaya unutulmamalıdır. Genel manada, 1 ile 4 arasındaki kalite değerleri masterlar ve dişli kontrol

aletlerinde kullanılmak üzere, 11 ve 12 nci kalitelerde hassasiyet gerektirmeyen işlerde, genellikle döküm dişliler için tercih edilir (Çizelge 1.4).

Dişli imalat kalitesi genel olarak şu üç kriterden birine göre yapılır.

- Kullanıldığı yer
- Çevre hızı
- İmalat usulü

Çizelge 1.4. Kullanım yerine göre dişli kalite önerileri (Kutay , 2010)

DIN Kalitesi											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
	MasterDişli										
				Türbinler							
				Isı Motorları							
				Gemiİnşa							
				BuharMakineleri							
				TekstilMakineleri							
				BaskıMakinaları							
				Aparatlar							
				Demiryolu							
				Kaldırma ve Taşıma Makinaları							
				Büro Makinaları							
				Saat ve Hassas Mekanik Makinalar							
	Takım Tezgahları										
		Ölçü makinaları									
	Uçak Sanayii										
	Kamyon ve iş makinaları										
		Rayda Hareketli makinalar									
		Arazi ve Ziraat Makinaları									

Çizelge 1.5. Çevre hızına göre dişli kalite önerileri (Kutay , 2010)

DİŞLİ KALİTESİ	ÇEVRE HIZI (m/s)
1	>42
2	≤42
3	
4	
5	≤20
6	
7	
8	≤8
9	
10	≤3
11	
12	

Çizelge 1.6. İmalat usulüne göre dişli kaliteleri (Kutay , 2010)

			DIN KALİTESİ		
			1		
			2		
			3		
			4		
			5		
			6	Raspalanmış dişliler	Taşlanmış dişliler
Planyalanmış veya frezelenmiş (azdırma) dişliler	Preste kesilmiş veya preslenmiş dişliler	Planyalı, azdırmalı sertleştirilmiş dişliler	7		
			8		
			9		
			10		
			11		
			12		

Gerek imalat ve gerekse montaj sırasında dişli çarklarda bir takım hataların meydana gelmektedir. Bu hatalar, özellikle yüksek hızlarda dişlere ait kuvveti etkileyerek dinamik kuvvet denilen ek bir kuvvet oluşturmaktadır. Buna bağlı olarak tüm dişli sisteminde titreşim ve bunun bir sonucu olan gürültü meydana gelmektedir. Bu nedenle dişli çarkların daha iyi bir şekilde çalışması için hataların sınırlandırılması gerekir. Bilindiği gibi hataların sınırlandırılması toleransların yardımıyla gerçekleştirilir. Toleranslar esasen parçanın doğruluğunu ifade etmektedirler. Bununla beraber parçalar amaca göre daha sıkı ve daha kaba toleransla imal edilebilirler. Bu da demektir ki parça amaca göre çeşitli doğrulukta olabilir. Kalite, bir parçanın belirli bir doğrulukla, yani belirli toleranslarla imal edilmesi anlamına gelmektedir.

Bir dişli, dönüşü ve gücü bir dişli ekseninden diğerine verimli bir şekilde iletmek için sessiz çalışmalıdır. Dişli kalitesini artırmak, bir dişlinin performansını artırmaktır.

Dişli kalitesinin referans noktası, dişlinin eksenidir. Yüksek hassasiyetli dişlilerin daha az hatası vardır.

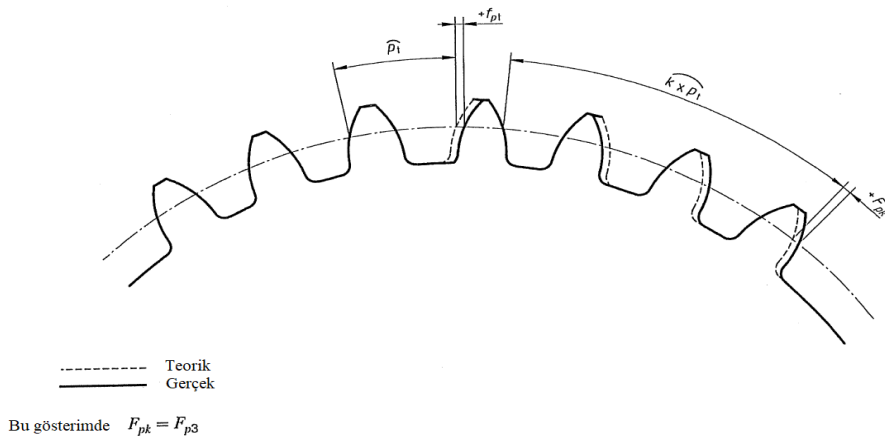
Silindirik dişlilerde, imalat sonrası dişli yanakları belirlenen uluslararası standartlar dahilinde ölçülmekte ve yine standartlarda tanımlı kalite kriterlerine göre sınıflandırılmaktadır. İlgili tanımlamalar, kriterler ve ölçüm aralıkları ISO 1328-1, 1328-2; DIN 3960, DIN 3961, DIN 3962, DIN 3963; JIS B 1702-01 ve JIS B 1702-02 gibi standartlarda detaylı olarak belirtilmiştir.

ISO 1328-1'de dişli kaliteleri 0 ile 12 arasında toplamda 13 kaliteye ayrılmıştır. 12 kalite en düşük seviyeyi belirtir. Dişli kalitesini belirleyen tanımlamalar aşağıda sırayla açıklanmıştır.

Tekil adım hatası, f_{pt} , herhangi bir bitişik diş yüzeyi ile teorik dairesel adım arasındaki gerçek ölçülen hatve değerisi arasındaki sapmadır (şekil 1.19).

Kümülatif adım hatası, F_{pk} yukarıda belirtilen ilgili yayın gerçek uzunluğu ile teorik uzunluğu arasındaki k aralıklarının herhangi bir sektörü üzerindeki cebirsel farktır (şekil 1.19). Teoride, aynı k aralıklarının tek adım sapmalarının cebirsel toplamına eşittir.

Toplam kümülatif adım sapması, F_p , herhangi bir sayıda diş aralığı üzerinden teorik toplam ile aynı aralıktaki gerçek adım ölçümünün toplamı arasındaki farktır (şekil 1.19).



şekil 1.19. Tekil adım hatası ve kümülatif adım hatası

Profil sapması, gerçek profilin tasarlanan profilden sapma miktarıdır. Kullanılabilir uzunluk (LAF), biri temel dairesinde dış limite ve diğeri taban dairesinden iç limite kadar kullanılabilen profildir.

Aktif uzunluk (LAE), bu uzunluk aktif profil ile ilişkilidir. Dış tepesine doğru temas için kullanılabilen uzunluk belli bir sınırdadır. Dış dibine doğru aktif uzunluk aktif profil başlangıcı olan E noktasına kadar uzanır.

Profil değerlendirme aralığı ($L\alpha$), belirtilen doğruluk derecesinin toleranslarının uygulanabileceği kullanılabilir uzunluktur. E noktasına kadar uzanır. Aksi belirtilmediği sürece, LAE' nin %92' si kadardır. $L\alpha$ ' nın uygulama için yeterli olmasını sağlamak tasarımcının sorumluluğundadır.

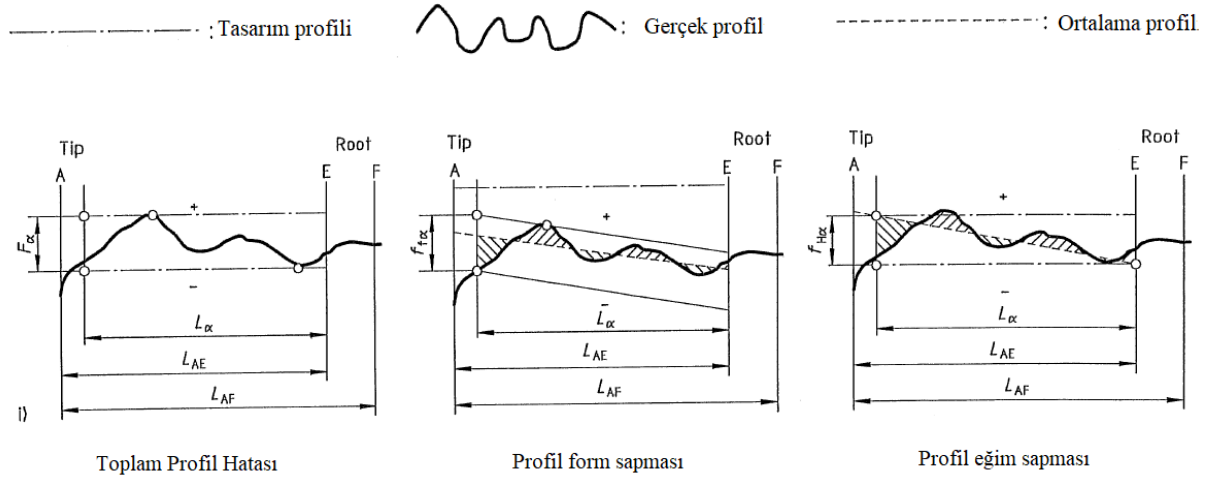
Dişli tasarım profili, tasarım kurallarına bağlı kalınarak hazırlanan dişlinin enine olan düzlemindeki profildir.

Ölçülen bir kanadın ortalama profili, tasarım profilinin koordinatlarını belirlenen bir iz ve bir düz çizgi gradyanının karşılık gelen koordinatları izler. Bu, değerlendirme aralığı içinde, gerçek profil izinin ortalama profil izinden sapmalarının karelerinin toplamının en küçük olacağı şekilde yapılmalıdır.

Toplam profil sapması, ($F\alpha$), $L\alpha$ ' da belirtilen hükümleri bağlı kalarak, $L\alpha$ değerlendirme aralığı üzerindeki gerçek profil izini çevreleyen iki tasarım profili arasındaki mesafedir.

Profil form sapması ($ff\alpha$), $L\alpha$ ' da bahsedilen hükümlere bağlı kalınarak, gerçek profil izini örtmek için, her biri ortalama profil izinden ayrı olacak şekilde yerleştirilen ortalama profil izinin iki kopyası arasındaki mesafedir.

Profil eğim sapması, ($fH\alpha$), $L\alpha$ ' nın uç noktalarındaki ortalama profil izini kesen iki tasarım profili izin arasındaki mesafedir (Şekil 1.20).



Şekil 1.20. Profil sapmaları

İstikamet sapması gerçek bir istikametın tasarlanan istikamet değerinden saptığı enine tanjantı yönünde ölçülen değerdir.

İz uzunluğu, diş tepesindeki yiv ve yuvarlatmalar hariç, dişlinin yüz genişliğiyle orantılı uzunluktur.

İstikamet değerlendirme aralığı ($L\beta$), aksi belirtilmediği sürece her iki yüz genişliğinin %5'i veya bir modüle eşit olan uzunluktan daha küçük olan iz uzunluğudur.

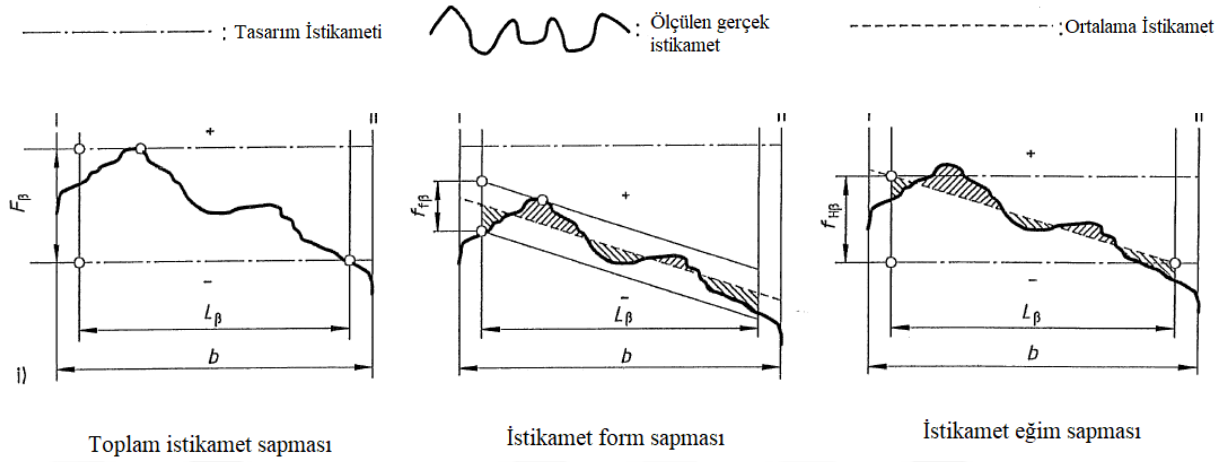
Tasarım istikameti, tasarım şartında belirlenen koşulları yerine getiren istikamettir. İstikamet diyagramında, değiştirilmemiş ya da hata olmayan bir istikametın izi düz bir çizgi olarak gösterilir.

Ölçülen bir dişli yanağının ortalama istikameti, istikametın belirlenen koordinatlarından çıkışlarını bir iz şeklinde takip eder. Bu değerlendirme aralığı içinde, ortalama istikamet aralığı içinde, ortalama istikamet izinden gerçek istikamet sapmalarının karelerinin toplamının minimum olacağı şeklinde yapılmalıdır.

Toplam istikamet sapması ($F\beta$), $L\beta$ aralığı üzerinden gerçek istikamet izini çevreleyen iki tasarım istikameti arasındaki mesafedir.

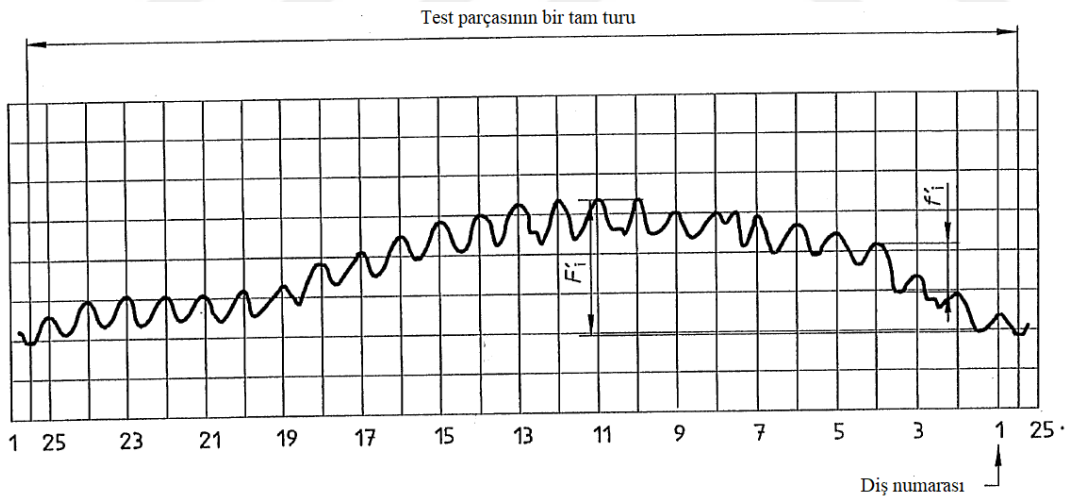
İstikamet form sapması ($Ff\beta$), her biri ortalama istikamet izinden sabit ayrılarak yerleştirilen ortalama istikamet izinin birbirine eş iki parçası arasındaki mesafedir.

Helis eğim sapması ($f_{H\beta}$), $L\beta$ değerlendirme uç noktalarında ortalama istikamet izini kesen iki tasarım izi arasındaki mesafedir (Şekil 1.21).



Şekil 1.21. İstikamet sapmaları

Toplam teğetselkompozit hata ($F'i$), bir dişli, bir ana dişli ile düzgün eşleşmiş bir şekilde bir devir döndürüldüğünde merkez mesafesindeki değişimi temsil eder. Dişten dişe teğetselkompozit hata ($f'i$), bir adımdaki teğetsel kompozit hatayı tanımlar (Şekil 1.22.).



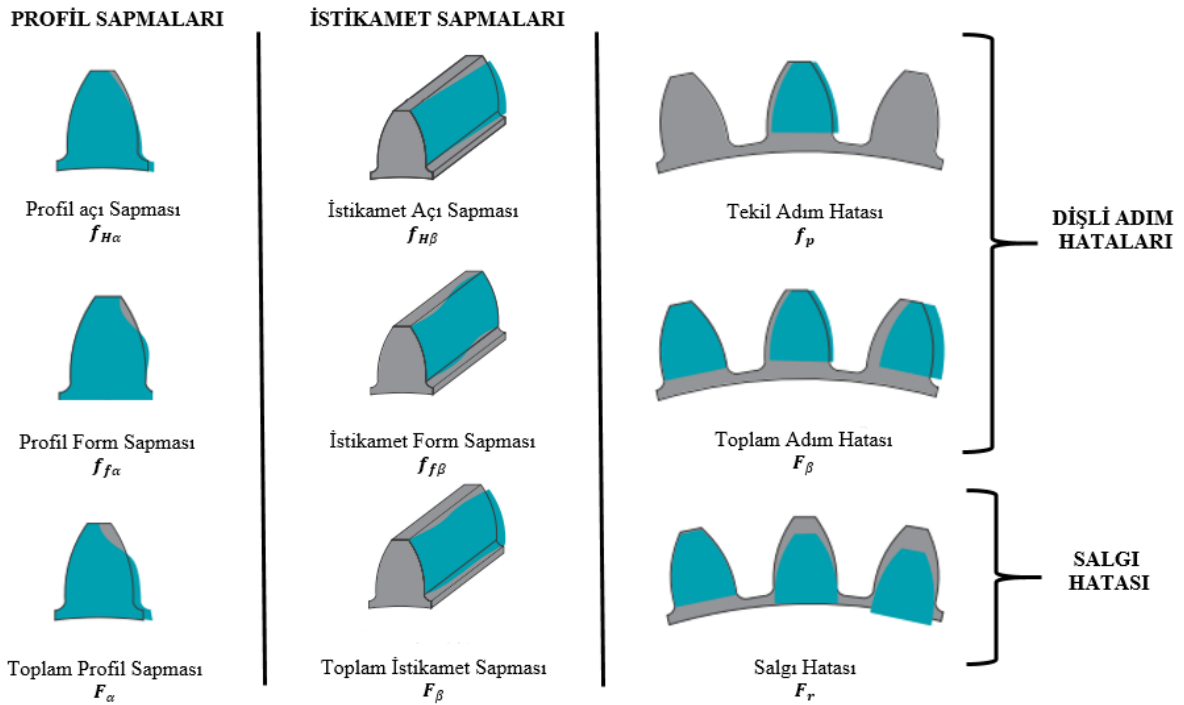
Şekil 1.22. Toplam teğetsel ve dişten dişe teğetsel kompozit hata

Yukarıda bahsedilen değerlerin hesaplama formülleri ve ek tablolar standartlarda belirtilmiştir.

Yapılan çalışmalar ve teknolojik ilerlemeler dönem dönem standartlarda eklemeler ve düzeltmeler yapılmasına neden olmaktadır. Wojtyla, Jakubiec ve Plowucha (2014) yaptıkları çalışmada, ISO 1328:1995 ve ISO 1328:2013 arasındaki farklılıkları incelemişlerdir.

Salgı hatası F_r , dişlinin çevresindeki her diş boşluğuna yerleştirilen bir pimin veya bilyenin konumunu göstererek ve en büyük farkı alarak ölçülür. Salgı değerleri eksantrikliği içerir.

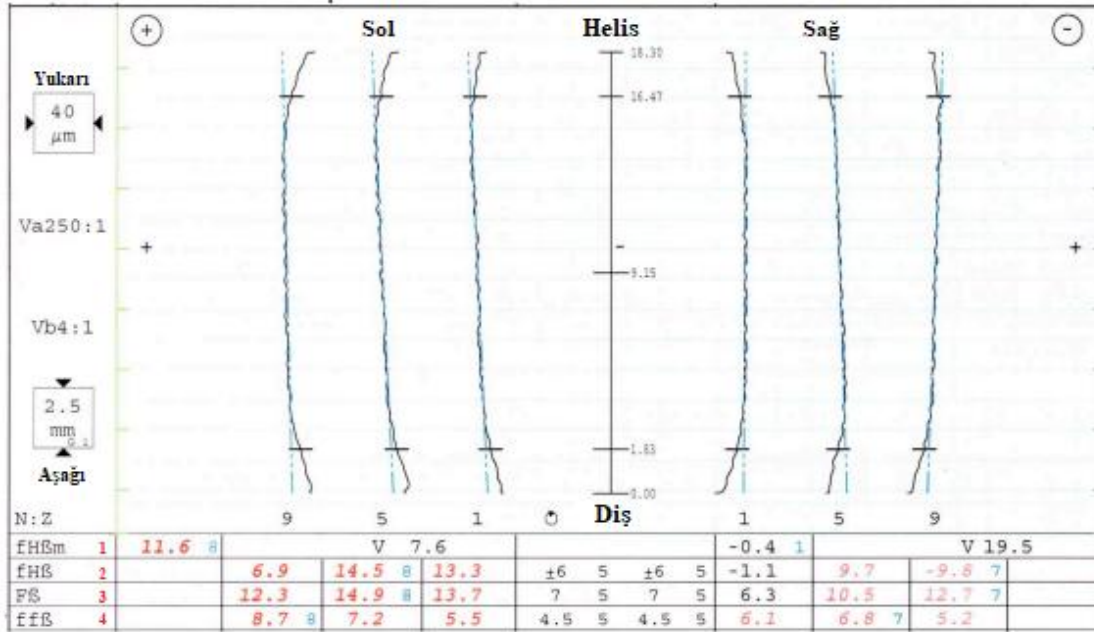
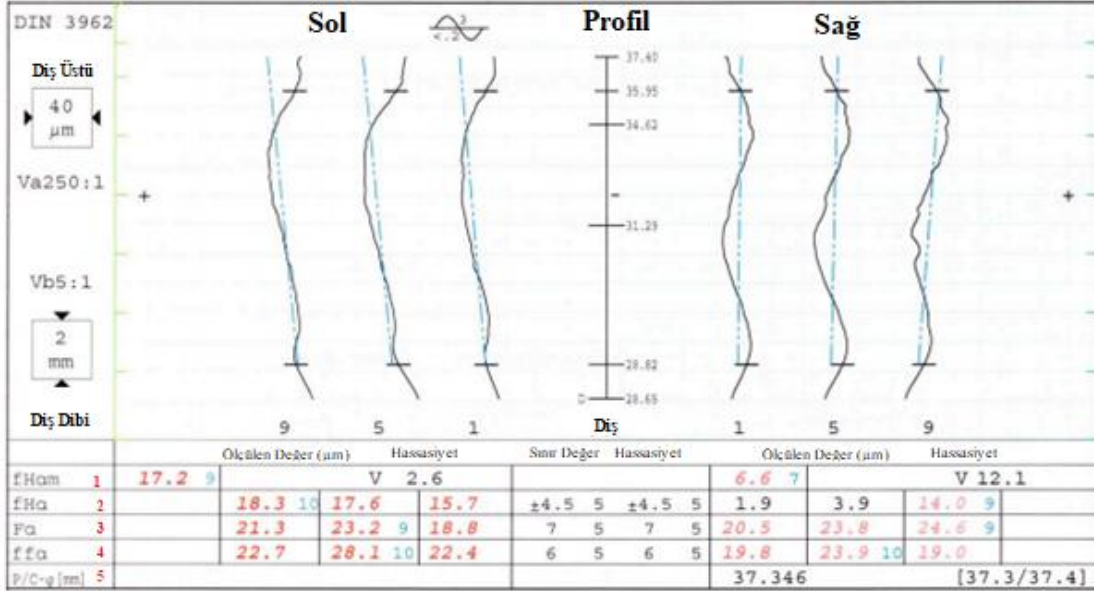
Dişli hatalarının gerçekte diş üzerindeki etkilerini Şekil 1.23’ de gösterilmiştir.



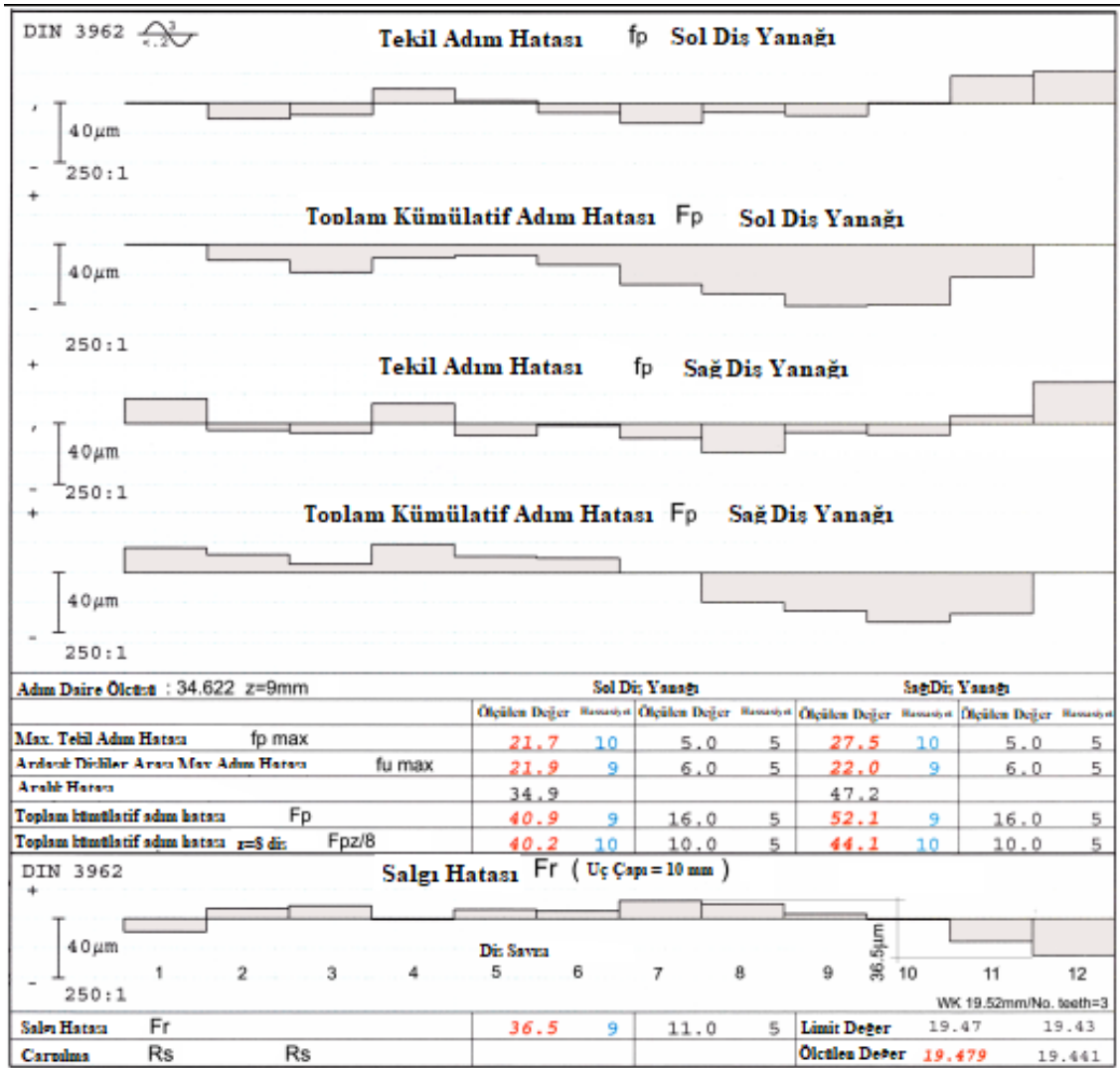
Şekil 1.23. Dişli hatalarının diş üzerinde gösterimi (Wenzel, 2015)

Dişli istikamet modifikasyonunda yüksek doğruluk, verimlilik ve esneklik nedeniyle büyük boyutlu dişli için en popüler tezgahlar CNC dişli form taşlama makineleridir. Ancak dişli ve çarkın ayar hataları, form taşlama işleminde diş sapmalarına neden olur. Tek endişe, form taşlama doğruluğunun nasıl geliştirileceğidir; bazı araştırmacılar matematiksel model ve hata düzeltme yöntemini incelemek için çok sayıda birincil çalışma yapmıştır. Dişli ayar hatası, form taşlama işleminde yaygın bir statik geometrik hatadır. (Fang, Gong, Guo, Zhang, ve Huang, 2014)

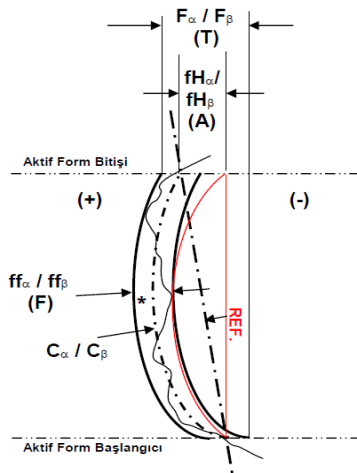
Dişliler fiili olarak imal edildikten sonra üç boyutlu ölçüm cihazları tarafından ölçülür ve ölçüm sonucunda Şekil 1.24 ve Şekil 1.25'e benzer grafikler ortaya çıkar. Profil ve istikamet (helis) eğrileri ölçüm sırasında alınan standarda göre belirli bir dişlerden ölçümleri tanımlar. Bu tanımlar aynı zamanda eğrilerin altındaki sütunlarda ölçülen değer şeklinde de yer almaktadır. Her bir eğri özelinde şekil 1.26' ya göre yorumlanır.



Şekil 1.24. Dişli profil ve istikamet (helis) ölçüm değerleri raporu (Ghionea ve Ghionea, 2014)



Şekil 1.25. Dişli adım ve salgı hatası ölçüm değerleri raporu (Ghionea ve Ghionea, 2014)



Şekil 1.26. Dişli profil ve istikamet hata eğrilerinin detay incelemesi

2. LİTERATÜR ARAŞTIRMASI

Dişli pompaların ve dişli sistemlerin çalışma sırasındaki ses ve titreşim nedenleri araştırmacılar tarafından incelenmiş ve bunların önüne geçilmesi amacıyla birçok araştırma gerçekleştirilmiştir.

Huang vd. (2019) yaptıkları çalışmada, bir kazıcı - yükleyici iş makinasında dişli pompanın gürültü etkisini incelemişlerdir. Başlangıçta, pompa içerisinde bulunan dişlilerin kontaklarına ve hidrolik akışa bağlı olarak meydana gelen titreşim kaynaklı gürültü ve bu gürültüleri önlemeye yönelik yapılabilecekleri açıklamışlardır. Testi gerçekleştirmek için özel bir test mekanizması kurmuşlar, bağımsız bileşen analizi (ICA) denile bir algoritma oluşturarak, diş sayısı ve diş profilinin gürültüye etkisini analiz etmişlerdir. Diş sayılarını artırarak ve dişli pompasının diş profilini değiştirerek bir gürültü azaltma stratejisi önermişlerdir. Çalışmanın sonunda tekerlekli yükleyici araç dışı ve araç içi değerlerinin sırasıyla 1 ve 2,2 dB daha düştüğü sonucuna ulaşmışlardır.

Ghionea, Ghinoea, Cukovic, ve Pleşa (2019) hidrostatik bir sürüş sistemine entegre edilmiş hidrolik pompada silindirik bir düz dişli deneysel ölçümlerin sonuçlarını sunmuşlardır. Tasarımın ana aşamalarından kabaca bahsetmişler, dişlilerin sapma toleransları ölçülerek elde edilen verilere göre analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Ölçülen sonuçların analizi, bulunan sapmaların ana nedenlerini ve etkilerini göstermiştir.

Tolerans ve sapmaların ana nedenlerinin tasarım, imalat ve montajdan geldiğini ve bunlara ilave olarak; kesici takımların aşınması, dişli kesici takım tezgahının hatalı seçimi, kesici takımın değiştirilmesi, üretim hızı, mekanik aksam hataları ile aparat ve master hataları olduğunu belirtmişlerdir. Hassas kalitelerin ve diş yanlarının pürüzlülüğünün seçimi pompanın çalışma koşullarına uygun olması gerektiğini, pompalar için izin verilen değerlerden daha yüksek değerlerde bulunan sapmaların, çalışmadaki tutarsızlıkların (titreşim, gürültü, diş yanlarının ve yatak bloklarının aşınması) oluşumunu belirlediği sonucuna varmışlardır.

Egbe (2013) belirli bir hacimde belirli debide yağ vermeyi amaçlayan bir dişli pompanın tasarımı ve imalatını mevcut teknoloji ile gerçekleştirmiştir. Tasarımda bir pompanın performansını etkileyen ilgili teorileri, ilkeleri ve formülleri dikkate almıştır. Boyutları hesaplanarak uygun malzemesi seçilip üretilen pompanın performansı test edilmiş

vemaksimum 20 litre / dakika iletiminde, yüzde 81.47' lik bir hacimsel verimlilik gösteren bir pompa ortaya konmuştur.

Çelik (2006) yapmış olduğu tez çalışmasında, düz dişli tip hidrolik pompanın gövde tasarımı ile ilgili iyileştirme çalışması yapmıştır. Çalışmanın başında dişli pompalar ve kullanılan yöntem olan sonlu elemanlar metodu ile ilgili bilgi verilmiştir. Devamında, yüksek basınçlarda aksenal ve radyal kuvvete maruz kalan dişli pompa gövdesinin üç boyutlu modellenmesi, dişli çark ve gövdenin gerilme deformasyon analizler yapılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlara göre gövde üzerinde gerekli düzeltmeler yapılarak, gövdenihai formuna kavuşturulmuştur.

Ragunathan ve Manoharan (2012) yaptıkları çalışmada, bir dişli pompanın deneyleri ve operasyonel parametreleri kullanılarak kapsamlı bir hassasiyet analizi yapmışlar ve ortaya dinamik bir model çıkarmışlardır. Model, özellikle tasarım aşamasında hidrolik dişli pompası modifikasyonlarının (rijitlik, sönümleme efekti ve sürtünme, yük ve basınç dağılımı ile beşinci pompa) analizinin performansını değerlendirmek ve yük, hız, gürültü ve titreşim gibi operasyonel parametrelerin etkisini değerlendirmek amacıyla geliştirilmiştir.

Saleem (2009) standart dışı dişlileri kullanabilme ve bu dişlilerin dişli pompa performansı üzerindeki etkisini araştırmıştır. Pompa akış hızı için denklemler elde etmiş, tüm parametreleri ve performansı analiz etmek için bir bilgisayar programı oluşturmuştur. Analiz sonuçları, standart dışı dişlilerin kullanılması durumunda teorik akış hızının arttığını; sıkışan hacim ve titreşim akış hızı faktörünün azaldığını göstermiştir.

Wei, Sun, ve Wang (2011), ANSI / AGMA ISO 1328-1'e dayalı helis dişli için yük dağılımları üzerindeki dişli yanak sapmalarının etkilerini görebilmek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak niteleyici bir analiz gerçekleştirmişlerdir. İstikamet sapmasının etkilerini analiz etmek için diş temas analizi yapmışlar ve temas bölgelerindeki yük dağılımları elde etmişlerdir. Profil ve istikamet hatalarının temas basıncına olan etkilerinin incelenmesi amacıyla en iyi ve en kötü tolerans aralığında ölçülen 5. ve 7. Seviye dişlilerin yük altındaki davranışlarını incelemişler ve sonuçları karşılaştırmışlardır.

Ivanov, Karaivanov, Ivanova ve Volkova (2019) dişli profil geometrilerinin pompa akış hızına olan etkilerini incelemek amacıyla sikloid ve evolvent profilli dişli pompalar ile ilgili çalışma yapmışlardır. Pompa performansını etkileyen ana dişli parametrelerinin modül

ve diş sayısı olduğu sonucuna varmışlardır. Çalışmada radyal boşluk katsayısını arttırarak düz dişli bir pompanın akış hızını %5, sikloidal dişli bir pompanın akış hızını da %7 oranında iyileştirilebileceği sonucuna varmışlardır. Aynı zamanda, profil kaydırma faktörünü optimize ederek pompa akış hızını % 2 ile %4 arasında artabileceği ve pompa etkin alanının da %3 ile %5 arasında arttırılabileceği sonuca varmışlardır. Bu gibi geometrik optimizasyonların aynı birlikte yapılmasıyla, iyileştirme sonuçlarında fark edilir bir artış olduğunu gözlemlemişlerdir.

Woo, Opperwall, Vacca, ve Rigosi (2017), yüksek basınçlı uygulamalar için dış dişli pompaların neden olduğu gürültü üretimi konusunda, gürültü kaynakları ve yayılan gürültü arasındaki etkileşimin araştırılmasında ve sessiz bir pompa için tasarım kılavuzunun oluşturulmasında faydalı ve etkili olabilen modelleme teknikleri geliştirmeyi amaçlamışlardır. Kombine bir sonlu eleman ve vibro-akustik model kullanılarak titreşim ve sesi tahmin edilebilir hale getirmeye çalışmışlardır. Gürültü tahmini, deneysel olarak ölçülen ses gücü seviyeleri ile karşılaştırılarak doğrulanmıştır.

Davoli, Gorla, Rosa, Rossi ve Boni (2007) yaptıkları deneysel çalışmada iki aynı dişli geometrisine sahip dişli çiftlerinden bir çiftini dişli profil modifikasyonu yaparak, diğerini ise neredeyse herhangi bir modifikasyon işlemi yapmadan üretmiş ve test etmişlerdir. Test sonuçlarında, dişli modifikasyonu yapılan dişli çiftinin akustik ve dişli ömrü açısından daha avantajlı olduğunu görmüşlerdir.

Akerblom ve Parssinen (2002), yaptıkları deneysel çalışmada dişli bitirme yöntemi ve dişli sapmalarının dişli kutusu gürültüsü üzerindeki etkisi araştırmışlardır. Üç farklı son işlem yöntemi ile farklı dişli diş sapmaları ve modifikasyonları olan on bir farklı dişli çifti üreterek; gerekli ölçümleri yaptıktan sonra, test sonuçlarını karşılaştırmışlardır.

Fang, Gong, Guo, Zhang, ve Huang (2014), dişli form taşlama sürecindeki dişli profil ve istikamet doğruluğunu etkileyen ana faktör olan dişli ayar hatasını, makine işlemlerini kontrol ederek düzelten bir yöntem önermişlerdir. Form taşlamanın geometri modelinin oluşturulmasını ve dişli ayar hatalarının homojen koordinat olarak temsil edilmesine dayandırarak, dişli matematik modeli elde etmişler ve konuyu dişli ayar hatası altında basitleştirmişlerdir. Sonrasında, ISO1328-1: 1997 dişli standardına ve ANSI / AGMA 2015-1-A01: 2002'ye göre, diş profili sapması, istikamet sapması ve toplam adım hatası ile ilgili dişli ayar hataları değiştirilerek sırasıyla dişli dış merkezleme hatası, dişli eğim hatası ve dişli kalınlığı hatası arasındaki ilişki değerlendirilmiştir. Beş eksenli bir CNC form taşlama

makinesinde ayar hatası hassasiyet katsayısı matrisinin çözümlenmesine dayanan bir hata telafi yöntemi önerilmiş; simülasyon ve deneysel sonuçlar, yöntemin dişli ayar hatasını etkili bir şekilde düzeltebildiği ve şekillendirme öğütme hassasiyetini daha da geliştirebileceğini göstermiştir.

Öven ve Boğoçlu (2015) yaptıkları çalışmada, genel dişli profilinden yola çıkarak bir deniz şanzıman sisteminde kullanılan dişli pompalar ile ilgili görsel ve yazılı bilgiler vermişlerdir. Dişli pompanın debi hesabında kullanılacak dişli boşluğunu bilgisayar destekli çizim programında oluşturarak alan hesabını yapmışlardır. Gerekli parametrelerle birlikte ve farklı diş kalınlıklarındaki debi hesaplamalarını yapmışlardır

Başaran ve Kolcuoğlu (2017) transmisyon yağlama pompalarında basınç dalgalanmasını önlemeye yönelik yaptıkları optimizasyon çalışmasında; dişlerin birbirleriyle temasının artırılması amacıyla diş yan boşluğunu azaltmışlar, ayrıca dişlinin alın yüzeylerinin çalıştığı yüzeydeki yağ tahliye kanallarındaki tasarımı iyileştirilerek basınç dalgalanmasını ideal seviyeye getirmişlerdir.

Frosina, Senatore ve Rigossi (2017) yüksek basınçlı bir dış dişli pompasının iç akışkan dinamiği üzerine bir çalışma yapmışlardır. Pompa hem sayısal hem de deneysel tekniklerle analiz edilmiştir. Pompanın geometrisinden başlayarak, üç boyutlu hesaplamalı akışkan dinamiği (CFD) modeli oluşturulmuştur. Pompanın hacimsel verimliliğini tahmin etmek için tüm sızıntılar dikkate alınmıştır. Daha sonra pompa, test tezgahında test edilmiştir. Model sonuçları hacimsel verimlilik, tork ve çıkış basıncı dalgalanması gibi deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Model, gerçek pompanın performansını iyi bir doğrulukla tahmin etme yeteneği göstermiştir

Jedlinski (2016) yapmış olduğu çalışmada, 85 dB' den daha yüksek gürültü ile çalışan dişli kutularının insan sağlığı için olumsuz sonuçlar oluşturacağına altını çizmiş ve dişli kutularının ses nedenleri hakkında bilgiler vermiştir. Daha önce Smith (2003), tarafından dört ana grupta toplanan ses azaltma faaliyetlerinden biri olan titreşim sönümleme üzerine yeni bir yaklaşımda bulunmuştur.

Dalpia, Rincon, Mucchi ve Rivola (2004), yaptıkları çalışmada dişli profil ve eşleşme hataları, dişliler arasındaki boşluklar, yağlayıcının etkileri, tahrik milinin burulma mukavemeti ve yükü sönümlemesi, kaymalı yatakların davranışları ve diğer gürültü

kaynaklarını da göz önünde bulundurarak dişli pompalarda dinamik davranışının tahmini için bir parametrik model sunmuşlardır. Modelin doğrulaması deneysel verilere dayanılarak yapılmıştır. Modelin doğru sonuçlara yakın sonuçlar verdiği, dolayısıyla gürültü ve titreşim kaynaklarının belirlenmesi için faydalı bir araç olabileceğini göstermişlerdir.

Kurnaz (2017) düz dişli tip hidrolik pompalarda, kapak tasarımına ait optimizasyon çalışması yapmıştır. Pompa kapağını tasarlamış, oluşturulan model için sonlu elemanlar yöntemi ile gerilme ve yer değiştirme hesaplamalarını yapmıştır. Sonlu elemanlar hesaplamaları ile elde edilen verilerle yapılan optimizasyon çalışması sonucunda pompa kapağının kalınlığında iyileştirmeye gitmiştir.

Manring (2005) hidrolik pompalarda önemli bir satış ve güven faktörü olan verimlilik konusu üzerinde durmuş ve çok küçük farklarda önemli etkileri olan tork ve verim ölçümlerinin doğruluğu üzerine bir çalışma yapmıştır. Ölçümler sırasında tek tip bir ölçüm setinin kullanılmasının sonuçları %1.3 ile %13 arasında farklılıklar ile ölçüldüğü sonucunu çıkarmıştır. Pompa üreticilerinin pompalarına yaptıkları testlerin sonuçlarını belirli bir güven aralıkları ile raporlamaları gerektiğinin altını çizmiştir. Çalışmasında da bu güven aralıklarını belirlemiştir.

Carletti, Miccoli, Pedrielli ve Parise (2016) 8.5 cc' lik bir dişli pompadan yola çıkarak belirli bir çalışma şartındaki vibroakustik analizlerini yapmışlar ve analiz sonuçlarını deneysel çalışmalar ile kıyaslamışlardır. Yayılan gürültü alanı, dişli eşleşmeleri gibi karmaşık dinamikleri ile buna bağlı basınç dalgalanmaları ve yük dağılımını dikkate almadan bu çalışmayı gerçekleştirmişlerdir.

2.1. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmada, teorik olarak dişli çalışma boşluklarının minimize edildiği ve çalışma sırasında iki dişli yanağının da aynı anda temas edebilmesine olanak sağlayacak şekilde tasarlanmış düz dişli geometrisine sahip bir pompa incelenmiştir. Daha düşük ses seviyesine ihtiyacı olan alanlarda kullanılmak üzere tasarlanan bu pompalar, geleneksel olarak tasarlanan düz dişli pompalara kıyasla, genel olarak yaklaşık %10 daha sessiz çalışabilmektedir. Literatürdeki adı Dual Flank (Zero Backlash)GearPump olarak geçmektedir.

Başlangıç olarak, düz dişli pompaların alt parçaları ve tasarım parametreleri hakkında temel bilgiler verilecektir. Ana inceleme konusu olan dişliler, Kisssoft dişli tasarım programı

ile tasarlanacaktır. Dişli detayları ve diğer alt parçaların imalat detayları imalatçı ile paylaşılarak parçalar imal edilecektir. İmal edilen numuneler %100 ölçülecek ve tolerans aralıklarına göre gruplandırılacaktır. Bu sayede pompa içerisinde çalışan dişlilerin dışındaki değişkenlikler ortadan kaldırılacaktır. Pompa dişlilerin mekanik hareketleri sırasında temas bölgelerindeki hataların ses ve verime olan etkilerinin incelenmesi için DIN 3960, DIN 3961, DIN3962 ve ISO 1328 standardına göre dişliler gruplandırılarak montajlanacak ve belirli bir test senaryosuna göre test edilecektir. Elde edilecek sonuçlara göre, dişli hatalarının ses ve verime olan etkisi ile ilgili bir sonuca varılacaktır.



3. MATERYAL VE YÖNTEM

3.1. Dişli Pompa Parametrelerinin Belirlenmesi

Bir pompanın tasarımına başlamadan önce, kullanılacağı sistemin debi ihtiyacı ve pompa tahrik şaftının devir sayısının bilinmesi gerekir. Eğer pompa nihai ürün üreticisi tarafından değil de, başka bir alt yüklenici tarafından tasarlanacak ise; pompanın kullanılacağı bölge, takılacağı şaftın sınır şartları, boyutları, iletim hacmi, diş üstü çapı, maksimum çalışma basıncı, maksimum çalışma devri, kullanılacak akışkan, çalışma sıcaklığı, ses ve basınç dalgalanması isterleri gibi bazı sınırlayıcı detaylar da alt yüklenici ile paylaşılır. Edinilen bilgilerle göre, pompanın hem boyutsal hem de mukavemet hesapları ve analizleri yapılır. Tez konusu dişli boyutsal parametreleri ile ilgili olduğundan mukavemet hesapları üzerinde durulmayacaktır.

Tez konusu çok kontak noktalı pompanın tahrik şaftının dakikadaki maksimum devir sayısı ve sisteminin en yüksek devirdeki debi ihtiyacı bilgisine göre bölüm 1.1.2'de verilen denklemler dikkate alınarak hesaplamalar yapılmıştır.

Sistem için gerekli olan pompanın 14,6 cc'lik bir pompa olmasına karar verilmiştir. Uluslararası standartlara uygun bir pompa imal edilmesi gerekliliğine bağlı kısıtlayıcı parametreler göz önüne alınarak denklem 1.27 uygulandığında, pompa dişlilerinin dişli modülü 2,65 mm ve diş genişliği 22,9 mm ve kavrama açısı 24° olarak belirlenmiştir. Bu başlangıç parametrelerinin seçiminde, seri şartlarda kullanılan ve yeni yatırım yapılmasına gerek olmayan pompa alt parçaları olması etkili olmuştur. Farklı ölçü değerlerine sahip pompa elemanı ya da farklı bir modüle sahip dişli kesme takımına göre, aynı iletim hacmine sahip pompa da tasarlanabilir.

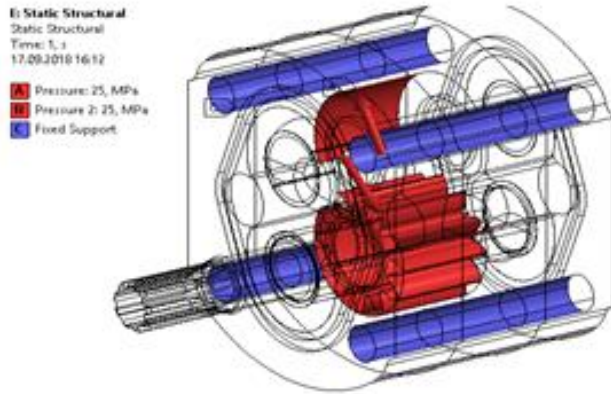
Dişli genişliğini ve dişli modülü belirlendikten sonra dişlinin diğer geometrik özellikleri belirlenmesi amacıyla, dişli sistemlerindeki ISO 21771: 2007, DIN ISO 21771 standardı referans alarak dişli tasarımı gerçekleştiren ve bu alanda uluslararası geçerliliği olan KISSOFT dişli programını kullanarak dişlinin tasarım ve imalatı için gerekli tüm boyutlar belirlenmiştir.

Burada dişlilerin çalışması sırasında mümkün olduğunca az kaçak olmasını sağlamak amacıyla yan dişli boşluklarının, basınç altında doğru dişli kontaklar ile çalışmasına müsaade edecek şekilde minimize edilmeye çalışılmıştır.

Dişli terminolojisinde, dişliler arasındaki yanıl boşlukları dişliler arasındaki eksen mesafesi toleransı ve dişli kalınlıkları ile doğrudan ilgilidir. Normal şartlarda, yük taşıyan dişlilerin uygun çalışma boşlukları dişli terminolojisinde var olan standartlar aracılığı ile hesaplanabilmektedir. Ancak, pompa dişlilerinde dişlilerin dönüş eksenleri, pompa içerisinde emişten basınç hattına doğru artan bir basınç etkisi ile sapmaktadır. Dişlilerin bu hareketleri, literatürde büyük ölçüde doğrulanmış hesaplamalar ve analiz programları ile belirlenebilir. Yine de doğru bir dişli eşleşmesi ve yanılboşluk ayarı için uygulamalı testler yapılmalıdır.

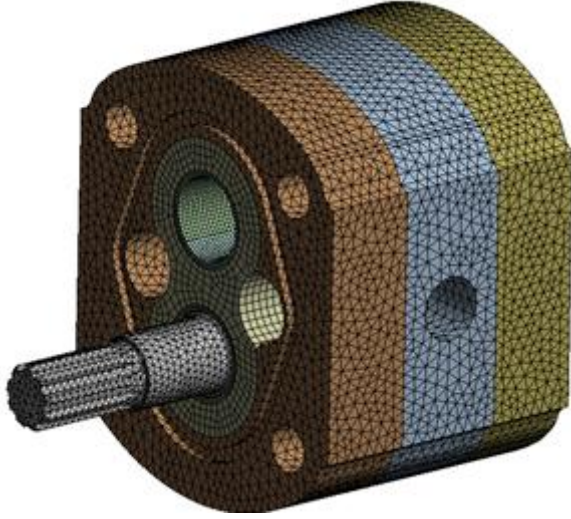
Farklı dişli kalınlıkları verecek şekilde tasarlanan dişliler ile denemeler yapılmıştır. Dişli pompadan beklenen performansa en yakın sonuçları veren diş yan boşluğu değeri belirlenmiştir.

Dişli pompanın genel özellikleri belirlendikten sonra, konsept pompa ANSYS analiz programı ile mukavemet analizine tabi tutulmuştur. Analiz sırasında gövdenin iç yüzeylerine 250 bar basınç uygulanmıştır. Gövde deliklerden sabitlenmiştir. Parçalar arası temas tanımlıdır. Tüm parçalar için 1-3 mm meshleme yapılmıştır. Kapaklar ve gövde için alüminyum (akma mukavemeti 280 N/mm²) malzeme tanımlanarak analiz yapılmıştır (Şekil 3.1).



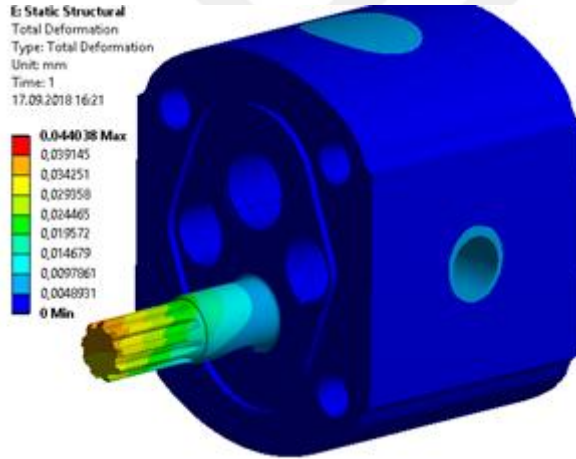
Şekil 3.1. Dişli pompa kuvvet ve sınır şartları

Gövde ve dişli mil için ikinci derece tetrahedral burç ve yataklama elemanları için birinci derece hexahedral eleman tipi kullanılmıştır (Solid 185 ve Solid 187). Toplamda 184699 eleman ve 277203 düğüm noktası oluşmuştur (Şekil 3.2).



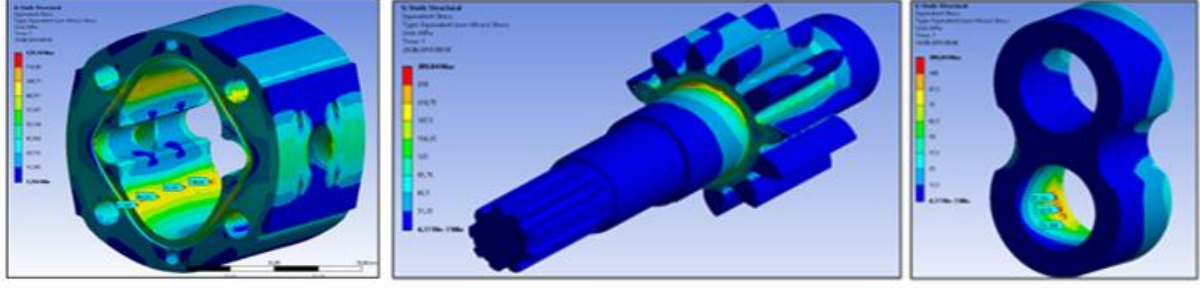
Şekil 3.2. Sonlu elemanlar ağ yapısı

Analiz sonuçlarında toplam 0,044 mm maksimumdeplasman görülmüştür (Şekil 3.3).



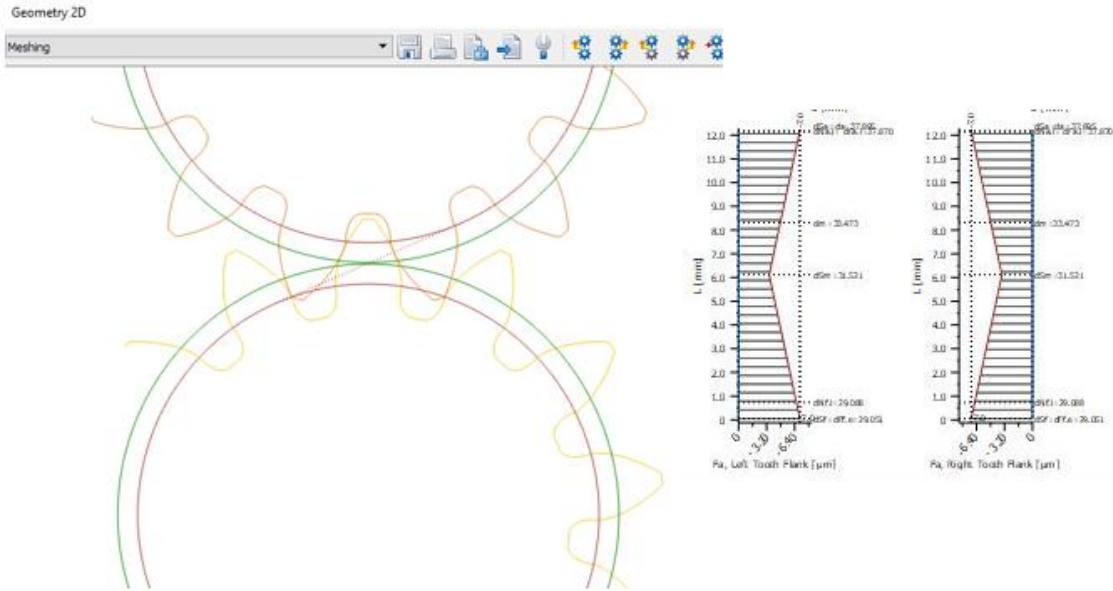
Şekil 3.3. Toplam Deformasyon

Mevcut basınç altında gövde üzerindeki gerilmeler 100N/mm^2 değerine ulaşmakta olup, akma mukavemetine göre 2.8 kat emniyetlidir. Bu değer, tasarım için yeterlidir. Dişli mil üzerinde görülen maksimum gerilme değeri 400N/mm^2 iken, burçlarda ise bu değer 100N/mm^2 ulaşmaktadır. Çekme mukavemeti değerlerine göre parçalar 2,4 ve 3,7 kat emniyetli taraftadır (Şekil 3.4) .



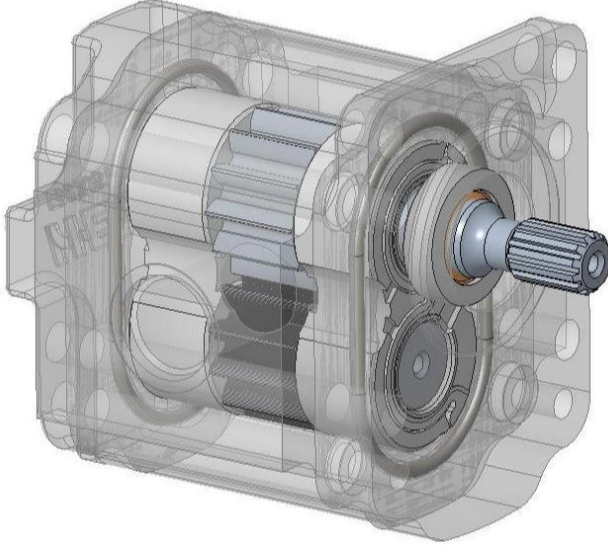
Şekil 3.4. Dişli pompa gövde, mil ve burç analizleri

Dişli kalitesi olarak ISO 1328'e göre 6 kalite olması öngörülmüş ve pompa dişlilerinden beklenen tüm geometri ve kalite değerleri teknik resme işlenmiştir (Şekil 3.5).



Şekil 3.5. Kisssoft programı ile dişli tasarımı

Pompa tasarımı tamamlandıktan sonra, pompanın tüm alt parçaları toleranslandırılarak teknik resimleri hazırlanmış ve imalatçı ile paylaşılmıştır. Şekil 3.6' da tasarımı tamamlanmış dişli pompanın izeometrik görüntüsü verilmiştir.



Şekil 3.6. Tasarımı tamamlanan pompanın izometrik görünümü

Toleranslandırma, belirli bir tecrübe sonucu elde edilen veriler ve toleranslandırma programları desteğiyle yapılmıştır.

İmalatı tamamlanan tüm parçalar kalite ölçüm laboratuvarında teknik resimde belirtilen her ölçü tek tek numaralandırılarak ölçülmüştür. Ölçülen parçalar içerisinden seçilerek ve birbirleri ile eşleştirilerek montajlanmıştır. Parçaların ölçülmesi ve eşleştirilmesindeki amaç, ölçülecek numunelerin olabildiğince birbirine yakın olmasını sağlamak ve değişkenliği en aza indirerek sadece dişlilerdeki kalite değerlerindeki farklılıkların, tasarlanan pompadaki ses ve verime olan etkilerini daha iyi inceleyebilmektir.

3.2. Test Odası ve Özellikleri

Testler, Hema Endüstri A.Ş. Arge Merkezi bünyesinde bulunan akustik odada gerçekleştirilmiştir. Test odası, TÜBİTAK Ulusal metroloji Enstitüsü tarafından verilmiş ISO 3744 standardına uygunluk sertifikasına sahiptir.

Akustik Oda, iç ölçüleri 4,7 m x 3,2 m x 3 m boyutlarında olup, oda duvarları ve tavanı yutucu panel yapısındadır. Odanın dış duvarı betonarmedir. Dış duvar kalınlığı 30,5 cm, odanın iç yüzeyleri 35 cm kalınlığında kaya yünü malzeme ve kaya yünü malzeme yüzeyi perfore sac ile kaplanmıştır. Oda zemini epoksi boya ile boyanmış sert beton yüzeyden oluşmaktadır. Oda içerisinde tavandan tabana kadar uzanan ve ağız açıklık genişliği 5 cm olan

iki adet havalandırma kanalı bulunmaktadır. Oda hacmi $44,4 m^3$, odanın yüzey alanı $76,7m^2$ dir. Akustik oda kapı açıklığının boyutları $2,05 m \times 0,95 m$ ve $1,95 m^2$ yüzey alana sahiptir.

Akustik oda içerisindeki çınlanım süresi ölçümü, ISO 3382 standardı doğrultusunda, geri plan gürültü ölçümleri de ISO 60140-5 standardı doğrultusunda yapılmıştır.

Ölçümlerde Brüel&Kjaer Type 2671 kapasitif mikrofonlar kullanılmıştır. Mikrofonların konumlandırılması DIN 45635 standardına göre yapılmış ve şekil 3.7' de gösterilmiştir.



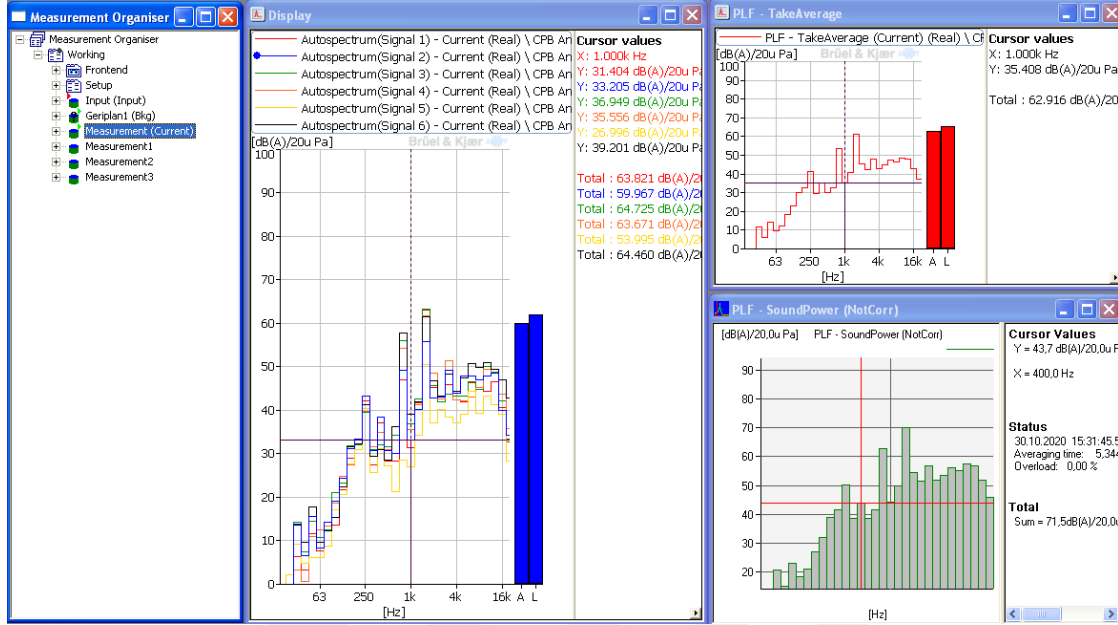
Şekil 3.7. Tasarımı tamamlanan pompanın izometrik görünümü

Mikrofonların haberleşmesi için Tip 3050-A-060-ch giriş modülü LAN-XI 51.2 kHz (mic, CCLD, V) olarak tanımlanan 6 giriş kanallı analizör kullanılmıştır. Şekil 3.8' de gösterildiği gibi 6 giriş kanalına sahiptir.



Şekil 3.8. Testlerde kullanılan altı kanallı analizör

Şekil 3.9’ da test cihazından alınan ses verilerinin ekran görüntüsü verilmiştir. Orta kısımda test sırasında altı mikrofona ölçümü ayrı ayrı ölçüm değerleri; sağ üst kısımda ise, ortalama ses değeri verilmektedir.

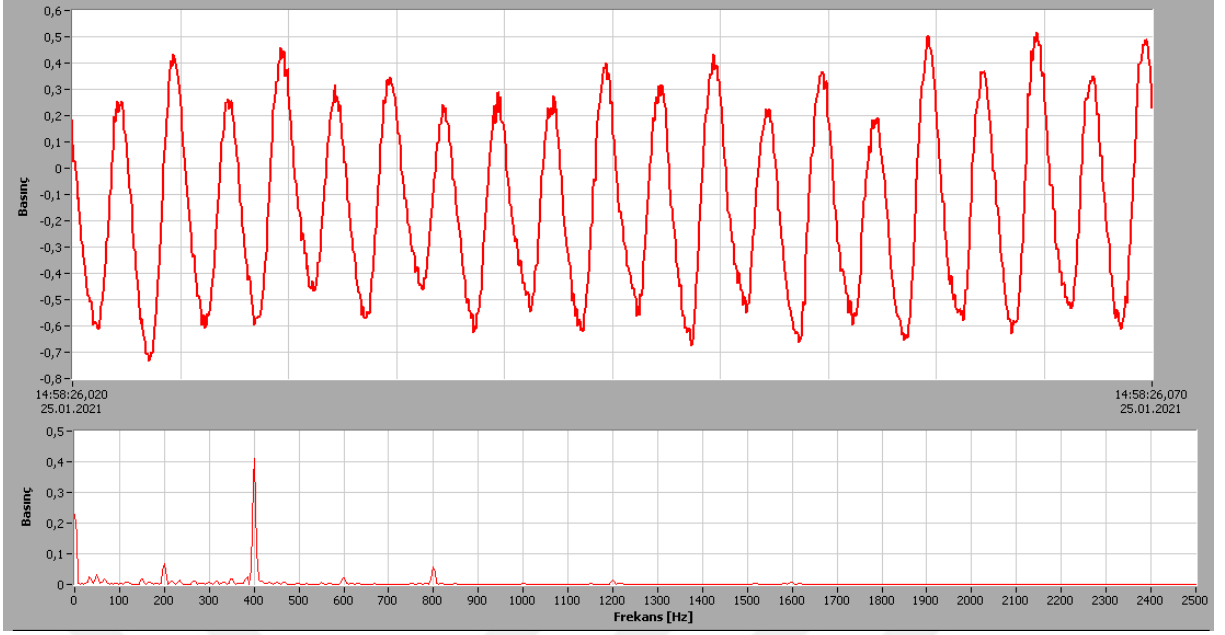


Şekil 3.9. Mikrofonlardan alınan ses verileri

Test sırasında basınç dalgalarının ölçümü için, PCB PIEZOTRONICS firmasına ait 102B03 numaralı basınç sensörü kullanılmıştır (Şekil 3.10). Ölçümler sırasında basınç dalgalarını ve buna bağlı olarak dalgalarının en yüksek olduğu değerler kayıt altına alınmıştır (Şekil 3.11). Daha önce bahsedildiği üzere, ripple adı verilen bu değerler karşılaştırma tablolarında yer almıştır.



Şekil 3.10. Testlerde basınç dalgalarının ölçüm sensörü



Şekil 3.11. Basınc dalgalanmaları (ripple) ölçümü

Testler sırasında Kracht 5 F1 PS 24 v beslemeli, maksimum çalışma basıncı 315 barda, (pik değeri 350 bar), akış ölçüm aralığı 1-250 lt / dk ve hassasiyet \pm %0,1 olan debimetre kullanılmıştır.

Testlerde, farklı diş kalitelerine sahip olan dişliler gruplandırılarak teste alınmıştır. Test yağ sıcaklığı $50 \pm 0,5^\circ$ 'dir. Kullanılan yağ ISO VG 68' dir. Dişli kalitelerinin pompa çalışmasındaki etkilerinin incelenebilmesi için gövde, kaymalı yatak, ve burç gibi parçaların kritik toleransları parçadan parçaya iki mikronu geçmeyecek şekilde, ölçülerek seçilmiştir.

Montajlanan pompa numunelerine akustik odada test yapılmadan önce, başlangıçta alıştırma test tezgahındabelirli bir lineer artışla basınçlandırılarak, sonrasında doldur boşalt şeklinde ani basınçlandırılmıştır. Bu sayede alıştırma ve kaçak kontrolü gerçekleştirilmiştir.

4. ARAŞTIRMA BULGULARI

Dişlilerin Klingelberg ölçüm cihazında DIN 3961 ve DIN 3962 standartları dahilinde ölçümleri sonucunda döndüren pompa dişlisi için ölçüm sonuçları Çizelge 4.1’ de, dönen pompa dişlisi için ölçüm sonuçları ise çizelge 4.2’de verilmiştir.

Çizelge 4.1. Döndüren pompa dişlisi ölçüm sonuçları

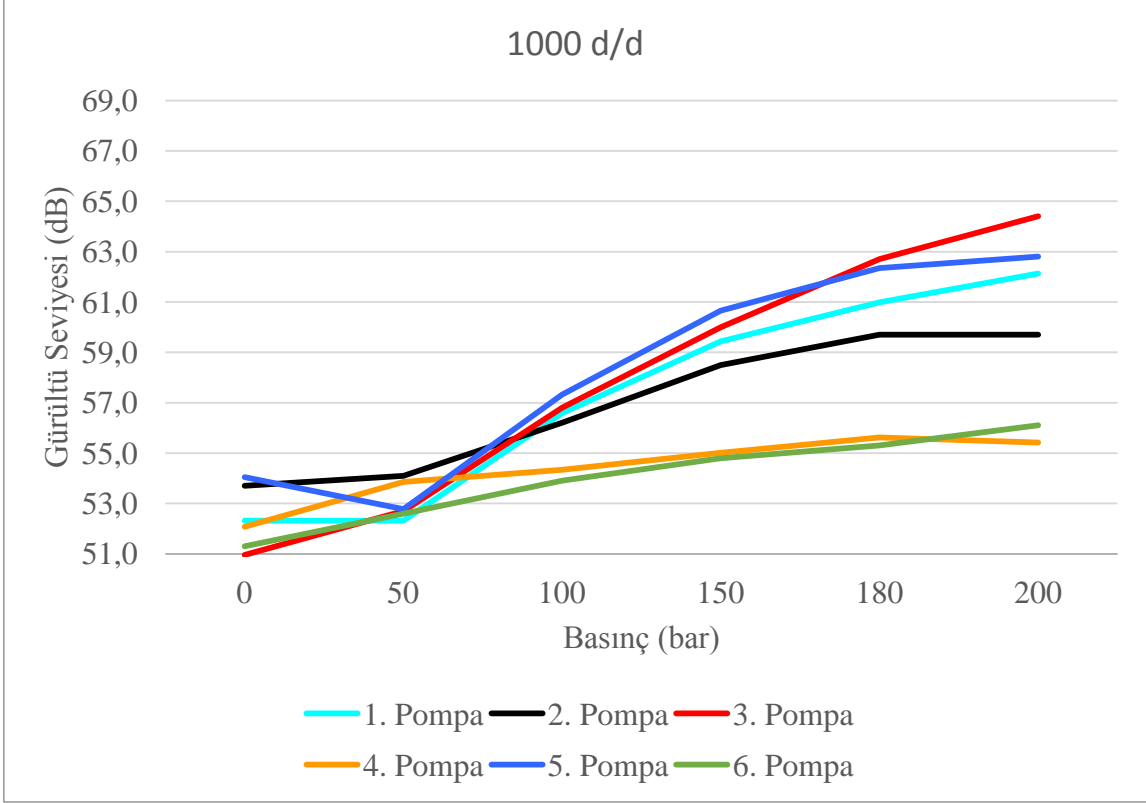
POZ NO	KARAKTERİSTİĞİN TANIMI	DÖNDÜREN DİŞLİ ÖLÇÜM SONUÇLARI					
		A	B	C	D	E	F
DİŞLİ ADI		A	B	C	D	E	F
Profildetayı; <u>Sol</u> yanak	FH α : Profilaçısapması	7	6	6	7	8	9
	F α : Toplamprofilsapması	2	2	2	6	2	2
	FF α : Profil form sapması	6	5	5	3	6	8
	Σ KaliteDeğeri	6	6	6	7	7	9
Profildetayı; <u>Sağ</u> yanak	FH α : Profilaçısapması	7	7	6	7	3	10
	F α : Toplamprofilsapması	3	3	3	6	3	3
	FF α : Profil form sapması	7	6	6	2	4	8
	Σ KaliteDeğeri	6	7	6	7	4	10
İstikamet detayı; <u>sol</u> yanak	FH β : İstikametaçısapması	1	4	1	3	1	5
	F β : Toplamistikametsapması	2	2	3	7	4	9
	FF β : İstikamet form sapması	1	3	3	6	4	8
	Σ KaliteDeğeri	2	4	3	7	4	9
İstikamet detayı; <u>sağ</u> yanak	FH β : İstikametaçısapması	6	5	4	3	4	4
	F β : Toplamistikametsapması	6	4	2	7	4	3
	FF β : İstikamet form sapması	4	5	3	5	3	3
	Σ KaliteDeğeri	6	5	4	7	4	4

Çizelge 4.2. Pompa dönen dişli ölçüm sonuçları

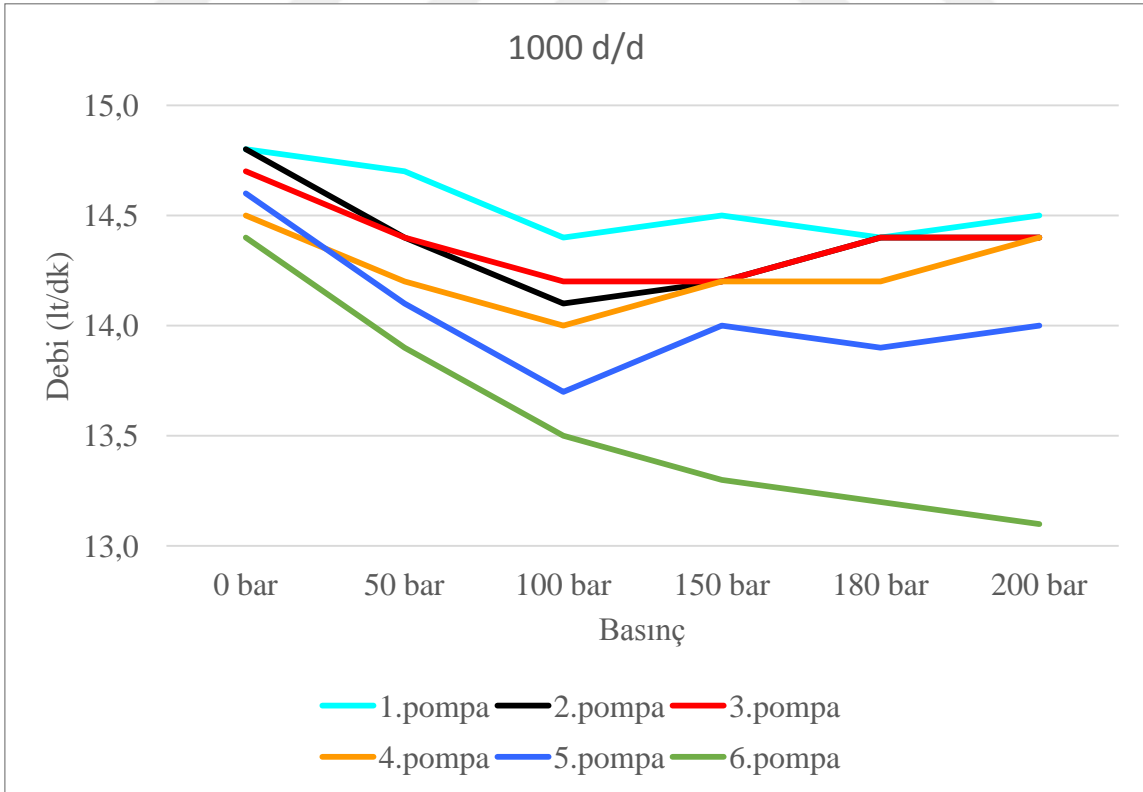
POZ NO	KARAKTERİSTİĞİN TANIMI	DÖNEN DİŞLİ ÖLÇÜM SONUÇLARI					
		G	H	J	K	L	M
	DişliAdı						
Profil detayı; Sol yanak	FH α : Profilaçısapması	7	4	9	9	6	8
	F α : Toplamprofil sapması	3	2	2	6	3	3
	FF α : Profil form sapması	6	5	7	8	5	6
	Σ KaliteDeğeri	7	5	9	9	6	8
Profil detayı; Sağ yanak	FH α : Profilaçısapması	7	8	9	9	4	8
	F α : Toplamprofil sapması	3	3	3	8	2	2
	FF α : Profil form sapması	6	8	8	8	3	7
	Σ KaliteDeğeri	7	8	9	9	4	8
İstikamet detayı; sol yanak	FH β : İstikametaçısapması	5	4	4	5	6	5
	F β : Toplamistikametsapması	3	7	7	8	11	11
	FF β : İstikamet form sapması	4	5	5	7	11	11
	Σ KaliteDeğeri	5	7	7	8	11	11
İstikamet detayı; sağ yanak	FH β : İstikametaçısapması	5	3	3	4	6	5
	F β : Toplamistikametsapması	6	7	6	7	10	11
	FF β : İstikamet form sapması	6	5	5	6	10	10
	Σ KaliteDeğeri	6	7	6	7	10	11

Ölçüm sonuçlarına göre, beklenen kalite değerlerine genel manada en yakın dişlilerolan A ve G dişlileri ile 1 nolu pompa toplanmıştır. B ve H dişlilerinin kararlılıklarının A ve G dişlilerine göre görece daha düşük olduğu kanaatiyle, etkisini görmek üzere 2 nolu pompa toplanmıştır. Sadeceprofildeki hataların daha kötü kalitede olması durumunda pompanın nasıl tepki vereceğini anlamak için C dişlisi, çok daha iyi durumdaki J dişlisi ile birlikte 3 nolu pompadamontajlanmıştır. Pompa içerisindeki iki dişlide de, belirli bir miktar kalite zafiyetindeki tepkileri için D ve K dişlileri 4 numaralı pompada kullanılarak eşleştirilirken; istikamet ağırlıklı hatalarda pompa davranışını gözlemlemek amacıyla da E ve L çift haline getirilmiş ve 5 nolu pompa montajlanmıştır. Son olarak, 4 nolu pompa dişlilerine kıyasla daha yoğun hatalar barındıran F ve M dişlileri de 6 numaralı pompada eşleştirilmiştir.

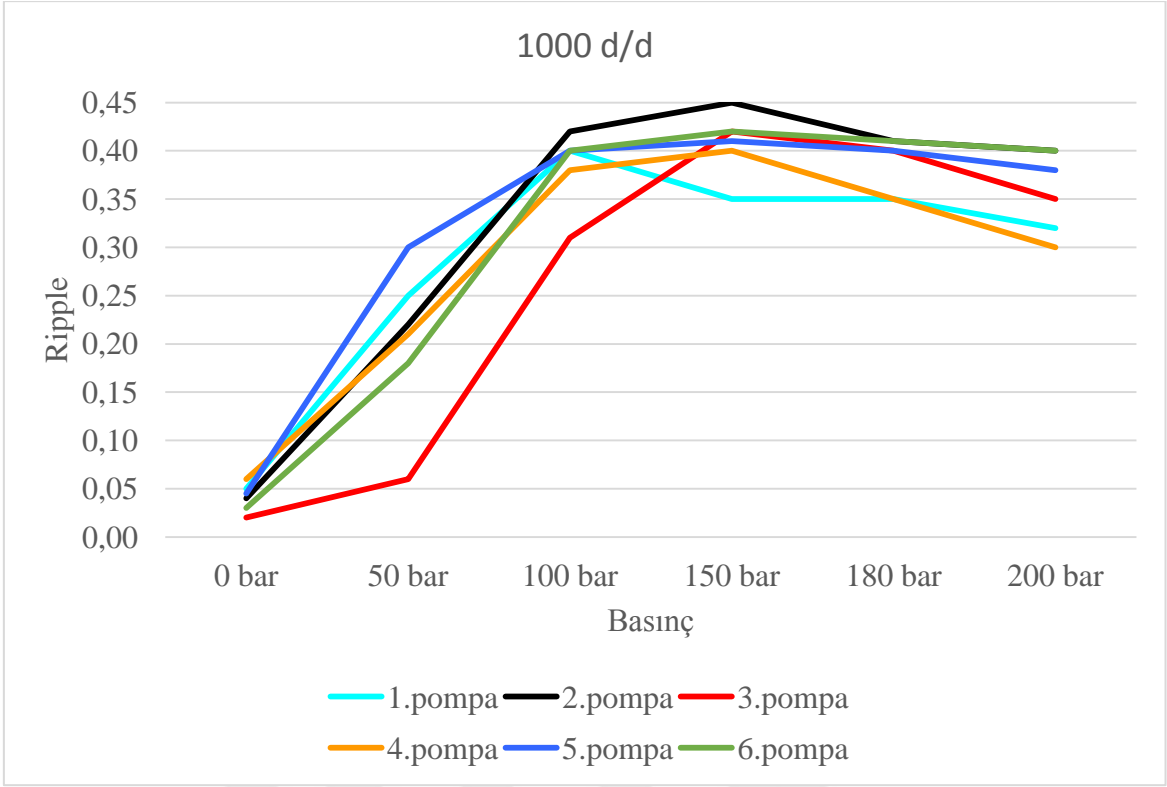
Montajlanan pompalar sırasıyla 0, 50, 100, 150, 180, 200 barlık basınçlar altında; 1000, 1500, 1800, 2500, 2800, 3000 d/d olacak şekilde test edilmiş ve sonuçlar aşağıda paylaşılmıştır.



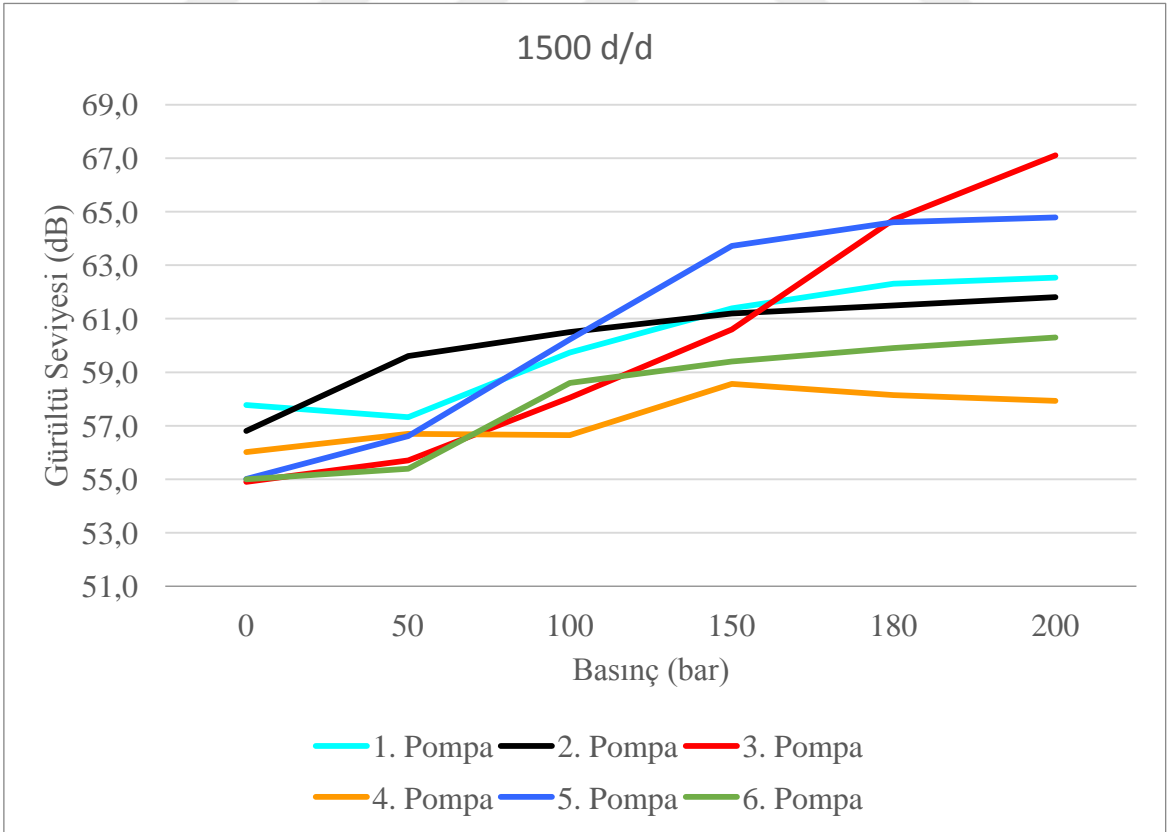
Şekil 4.1. Numune pompaların 1000 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri



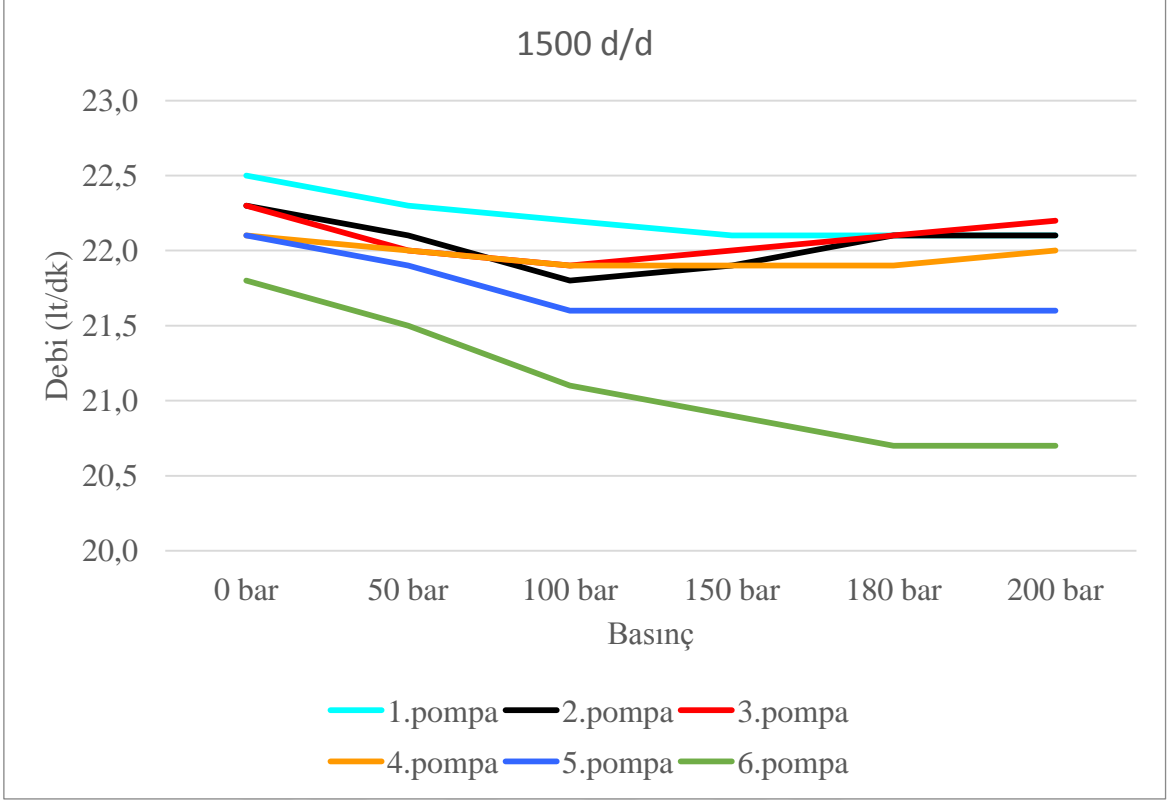
Şekil 4.2. Numune pompaların 1000 d/d 'dakidebi - basınç grafikleri



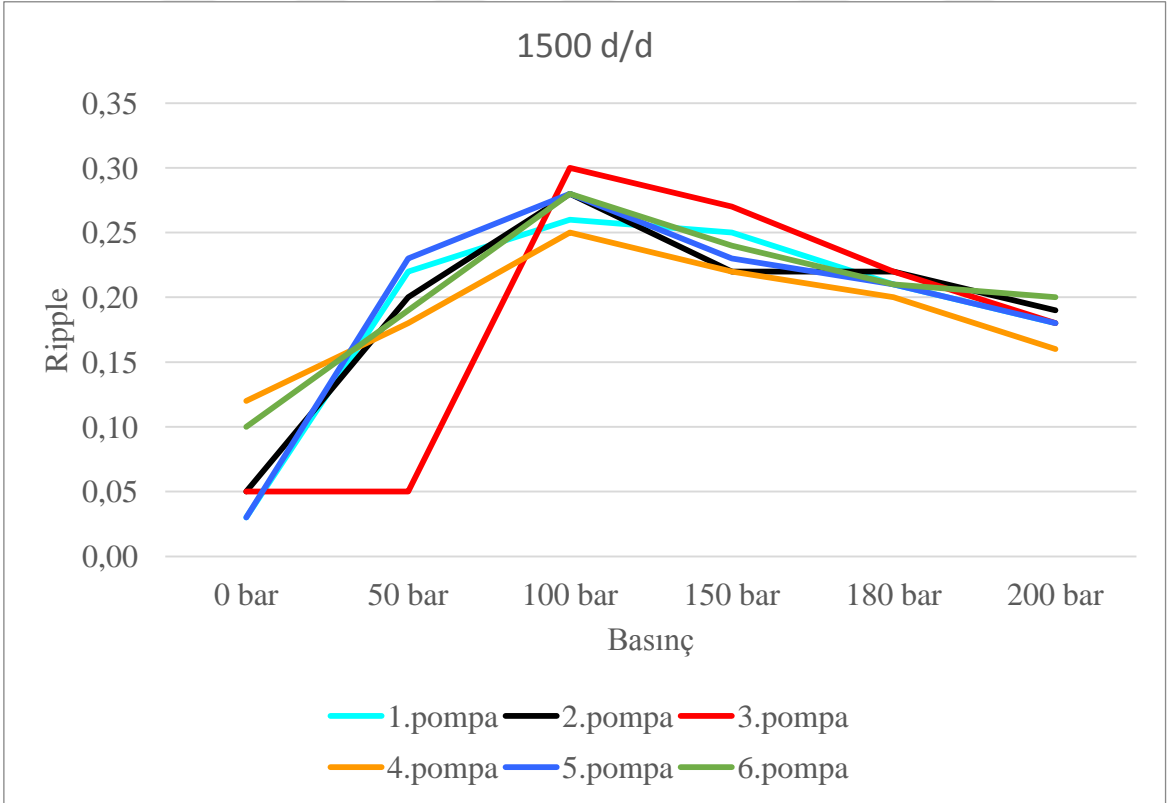
Şekil 4.3. Numune pompaların 1000 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri



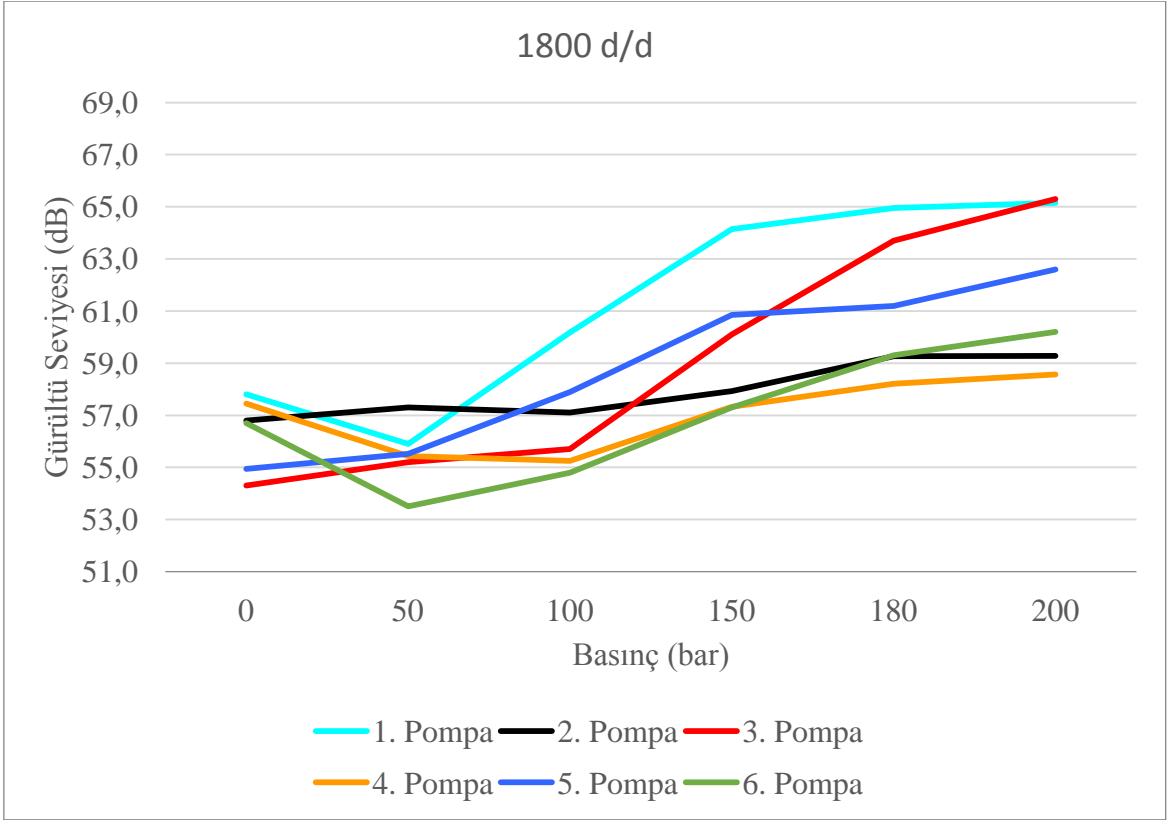
Şekil 4.4. Numune pompaların 1500 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri



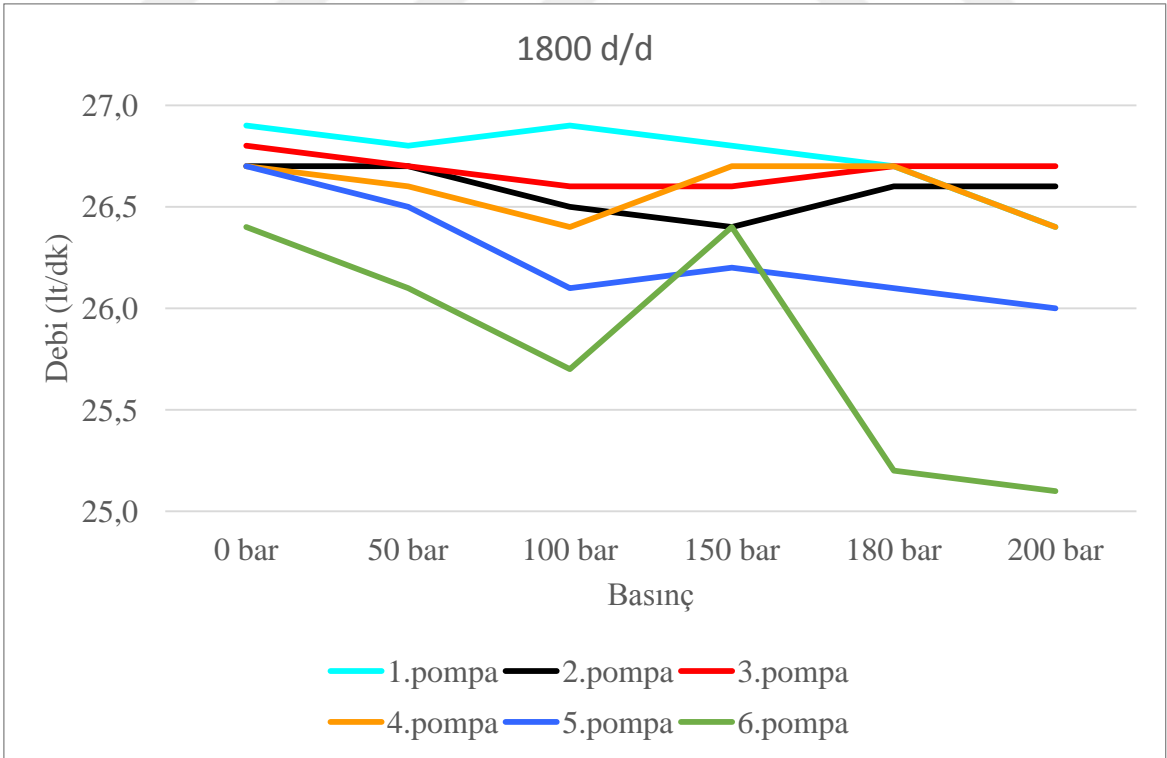
Şekil 4.5. Numune pompaların 1500 d/d ‘daki debi - basınç grafikleri



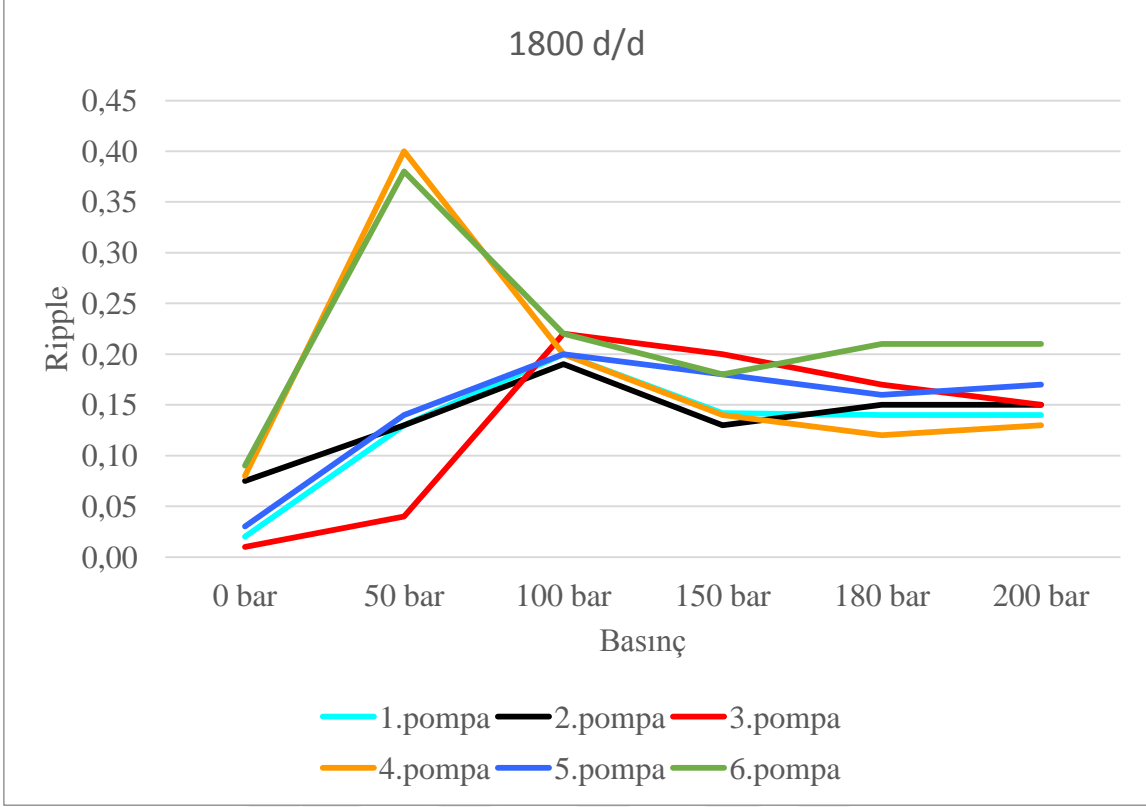
Şekil 4.6. Numune pompaların 1500 d/d ‘daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri



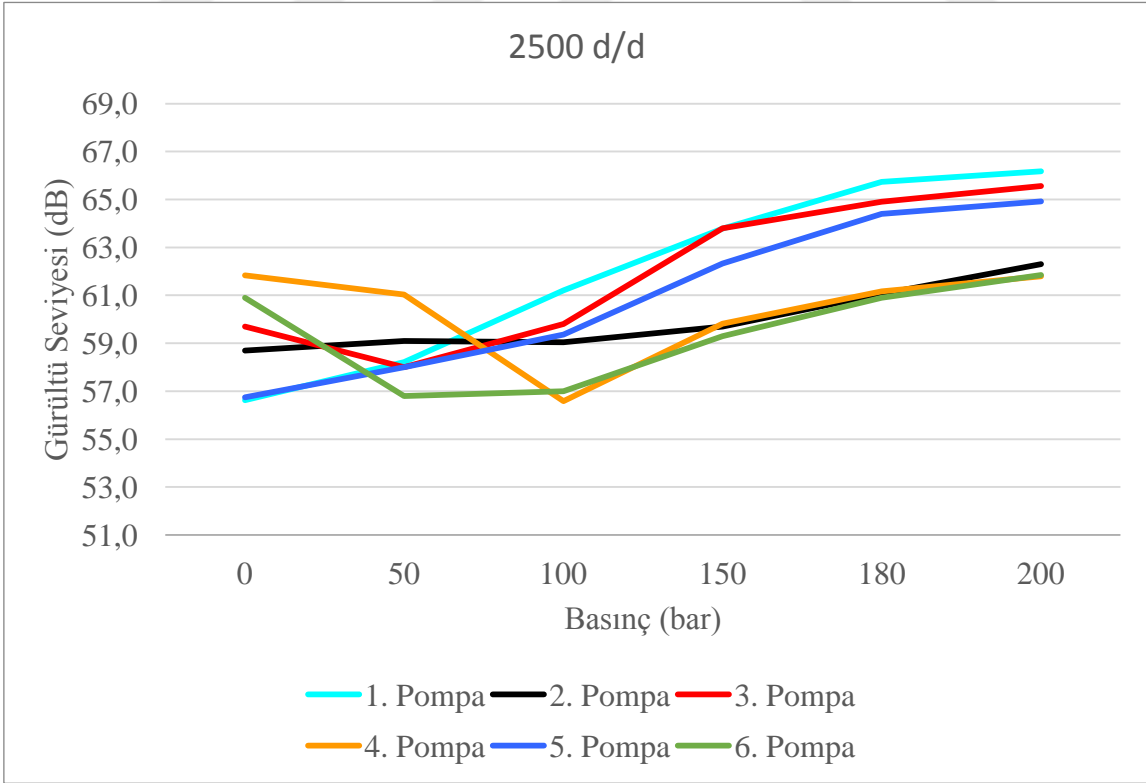
Şekil 4.7. Numune pompaların 1800 d/d ‘daki gürültü - basınç grafikleri



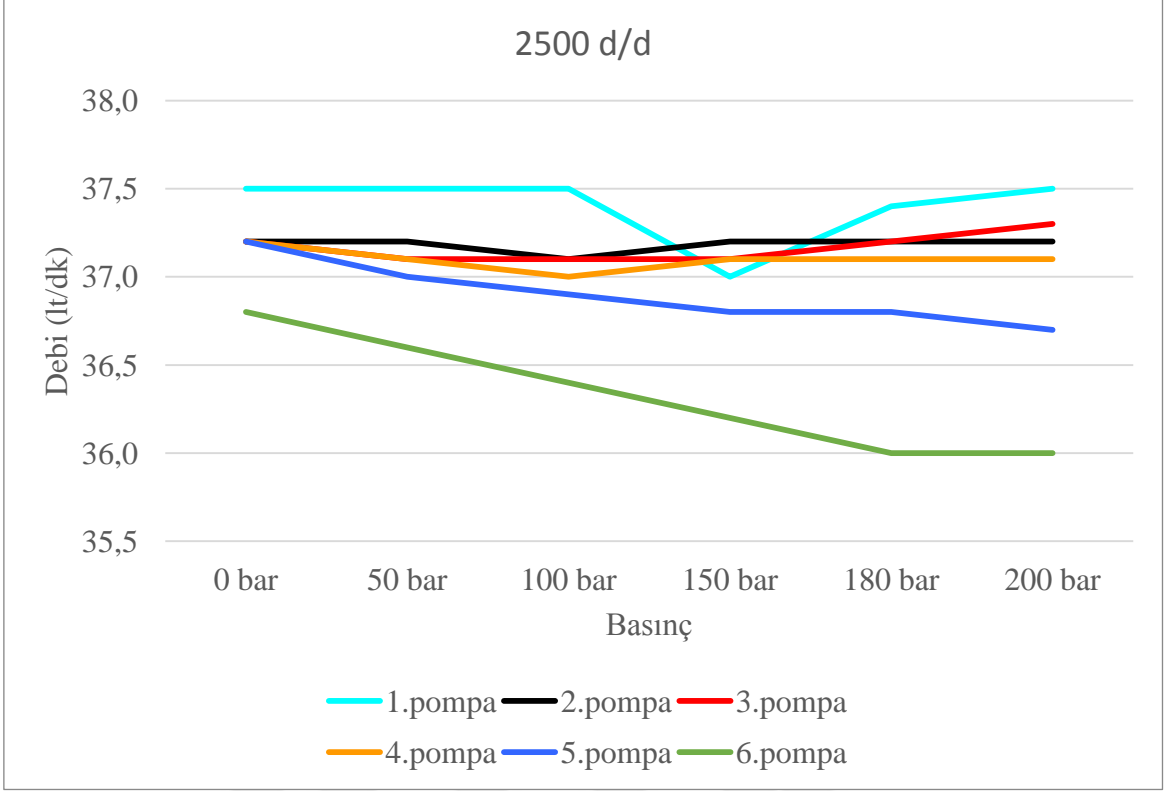
Şekil 4.8. Numune pompaların 2500 d/d ‘daki debi - basınç grafikleri



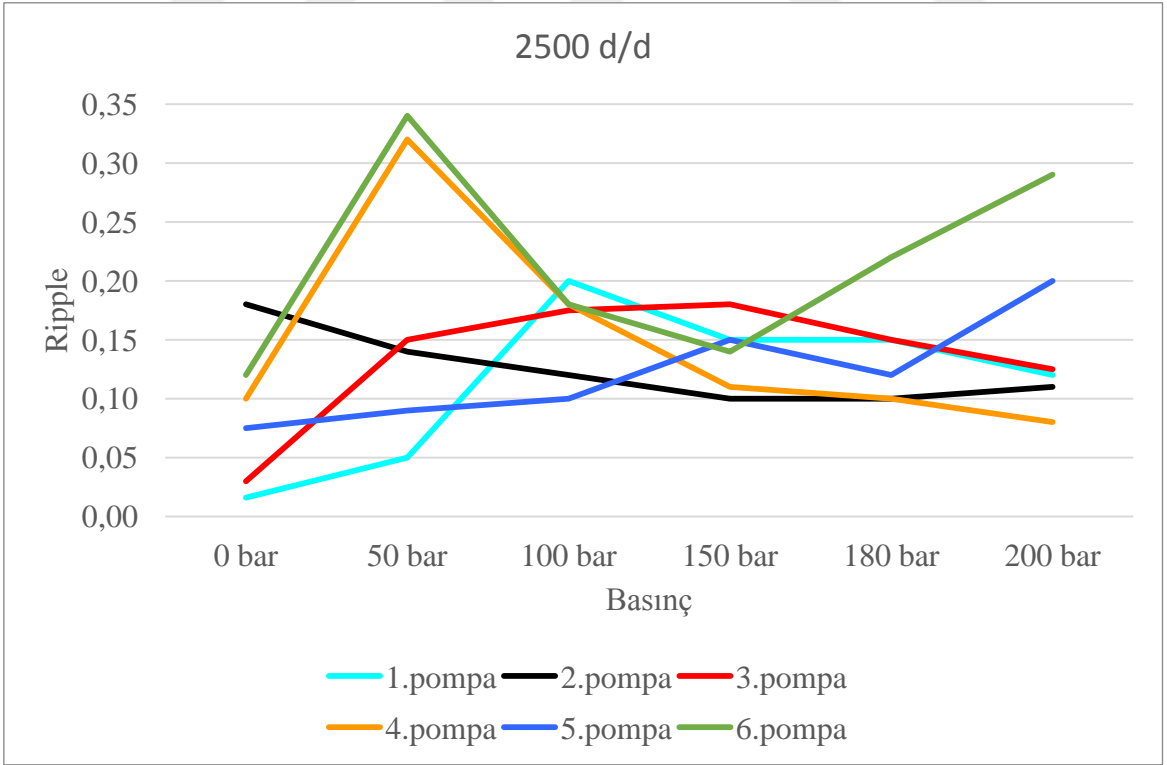
Şekil 4.9. Numune pompaların 1800 d/d ‘daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri



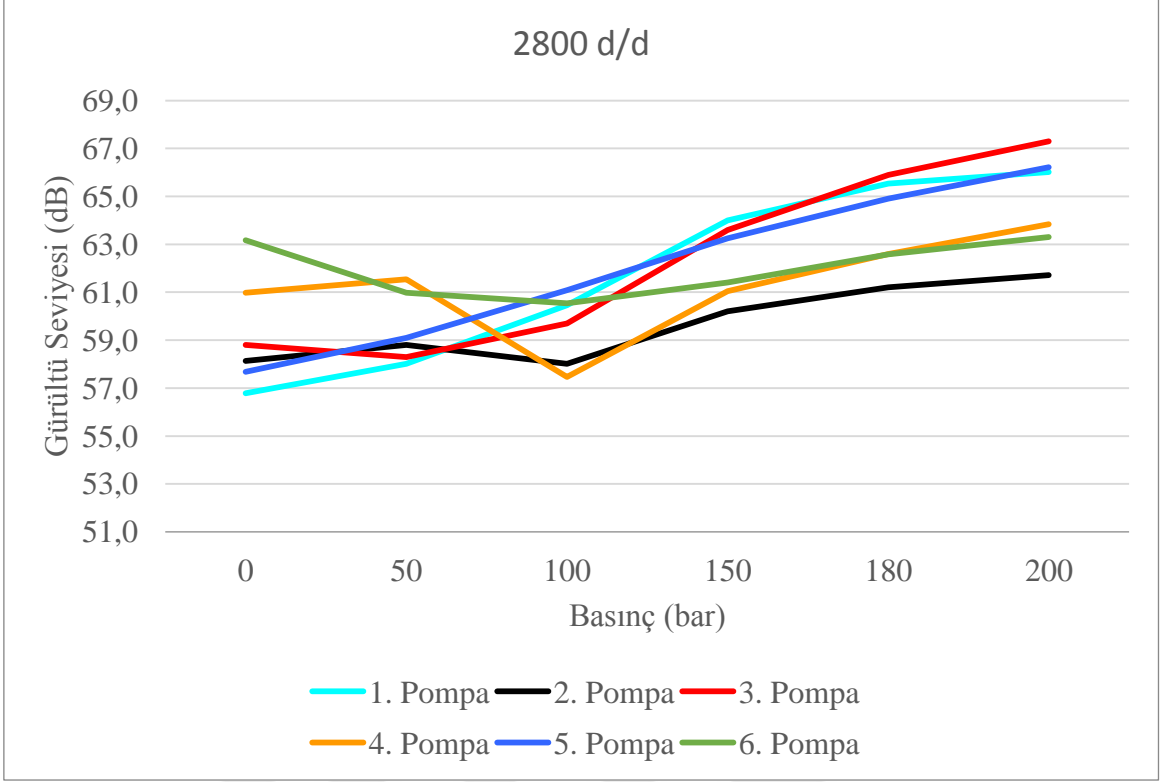
Şekil 4.10. Numune pompaların 2500 d/d ‘daki gürültü - basınç grafikleri



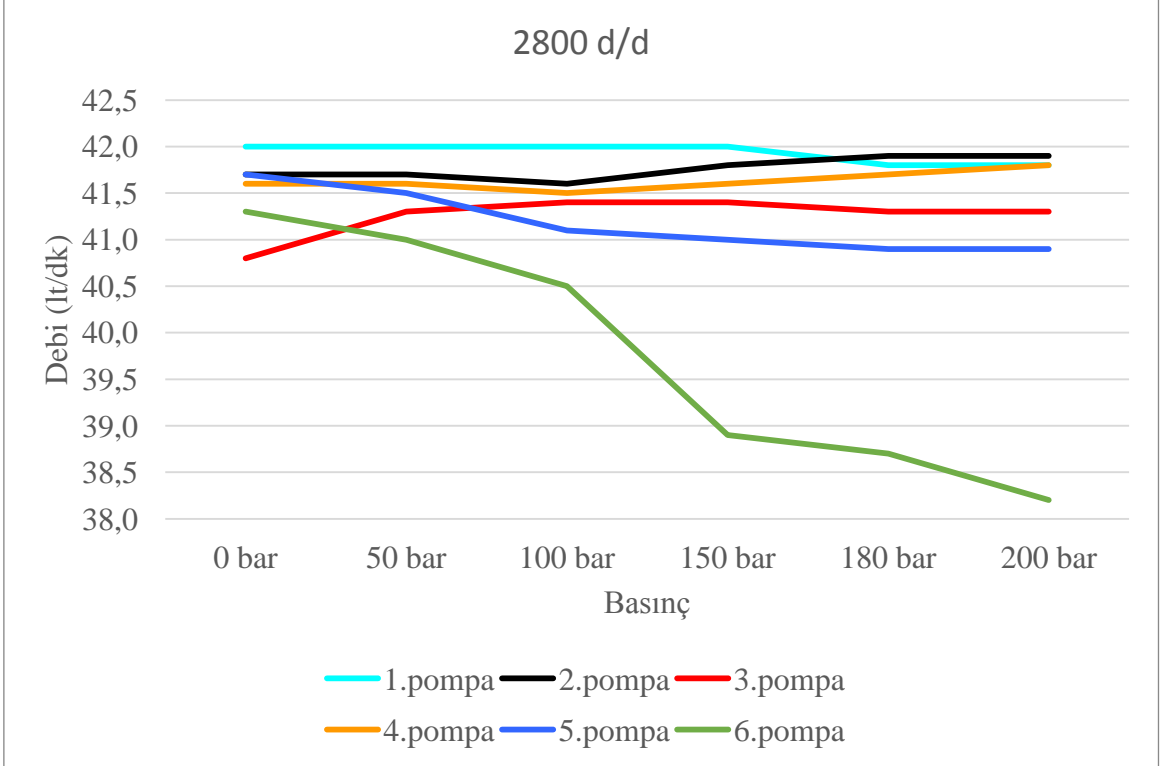
Şekil 4.11. Numune pompaların 2500 d/d ‘daki debi - basınç grafikleri



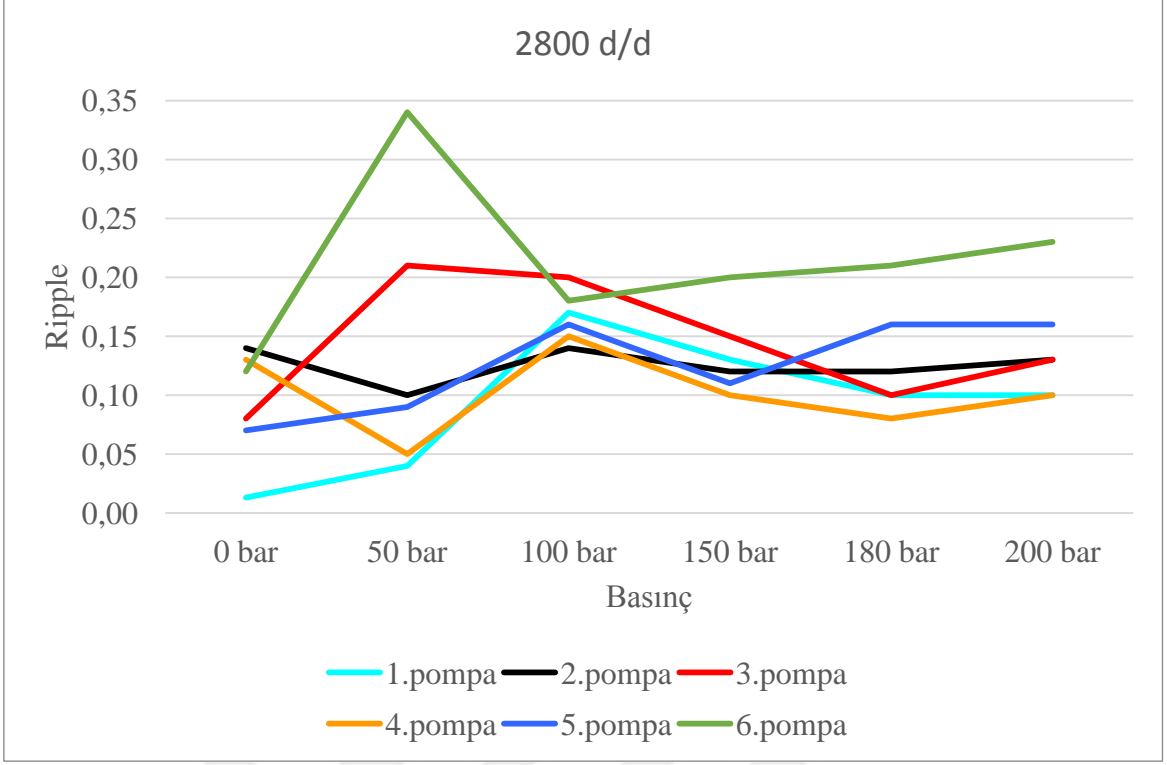
Şekil 4.12. Numune pompaların 2500 d/d ‘daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri



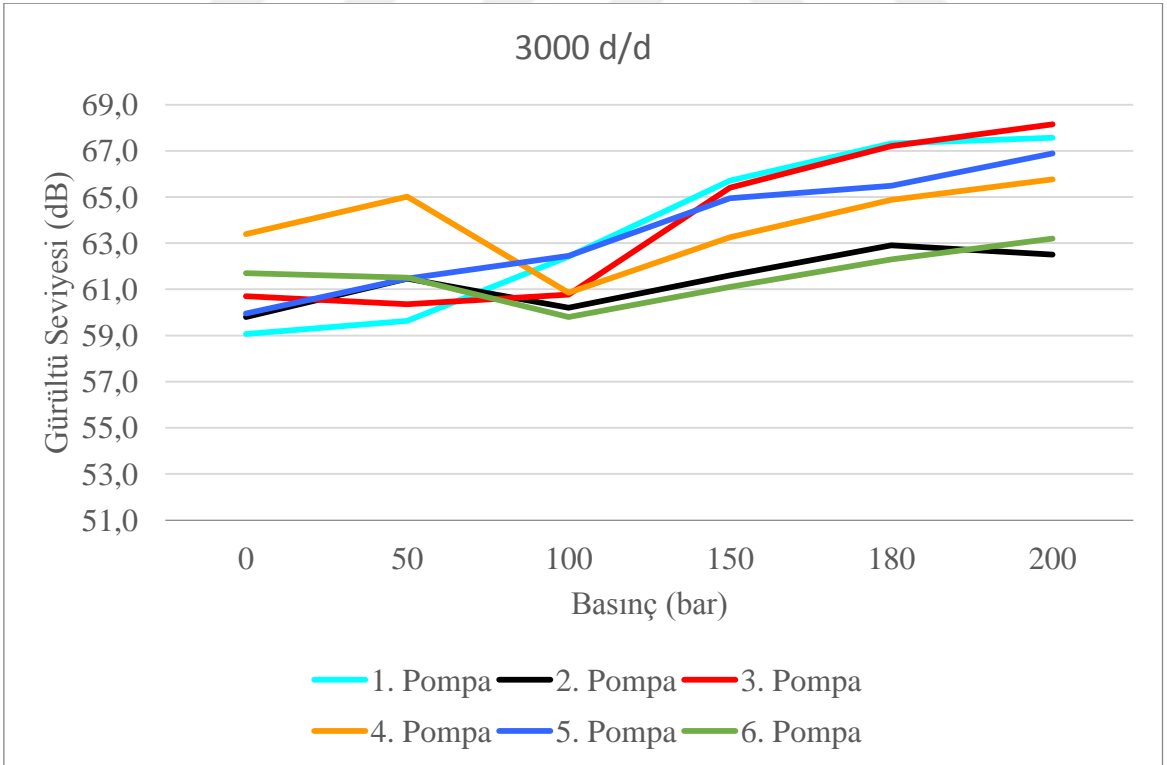
Şekil 4.13. Numune pompaların 2800 d/d ‘daki gürültü - basınç grafikleri



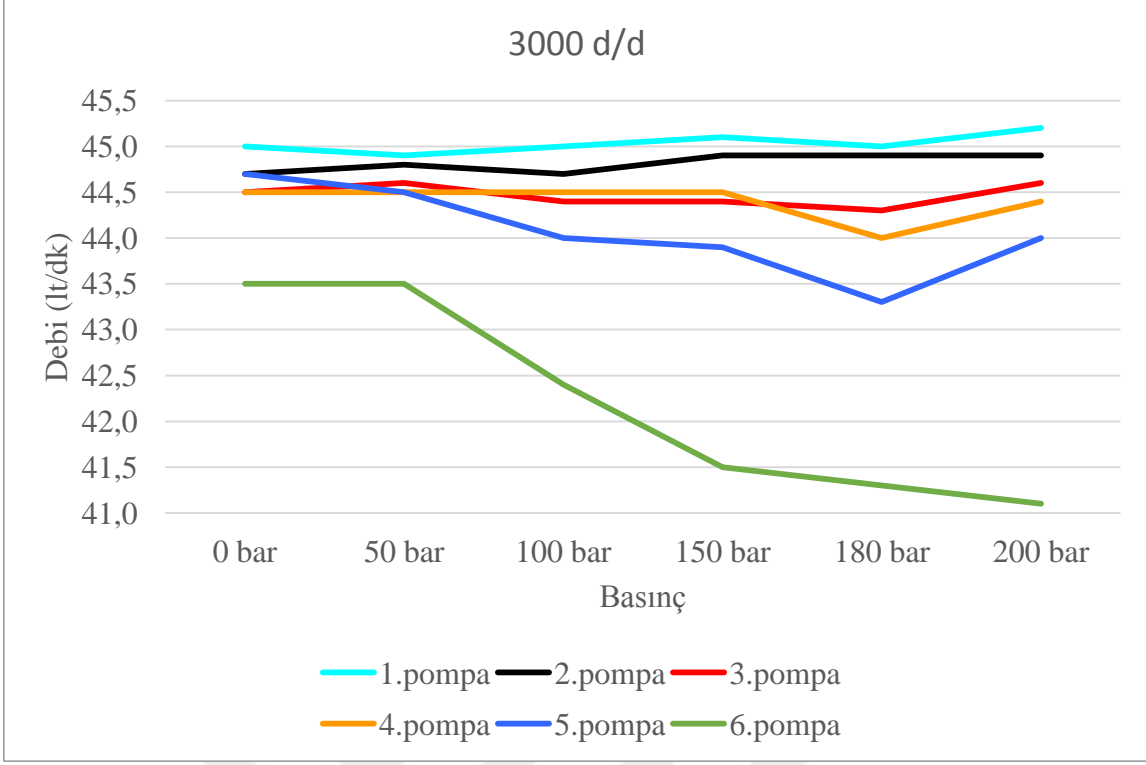
Şekil 4.14. Numune pompaların 2800 d/d ‘daki debi - basınç grafikleri



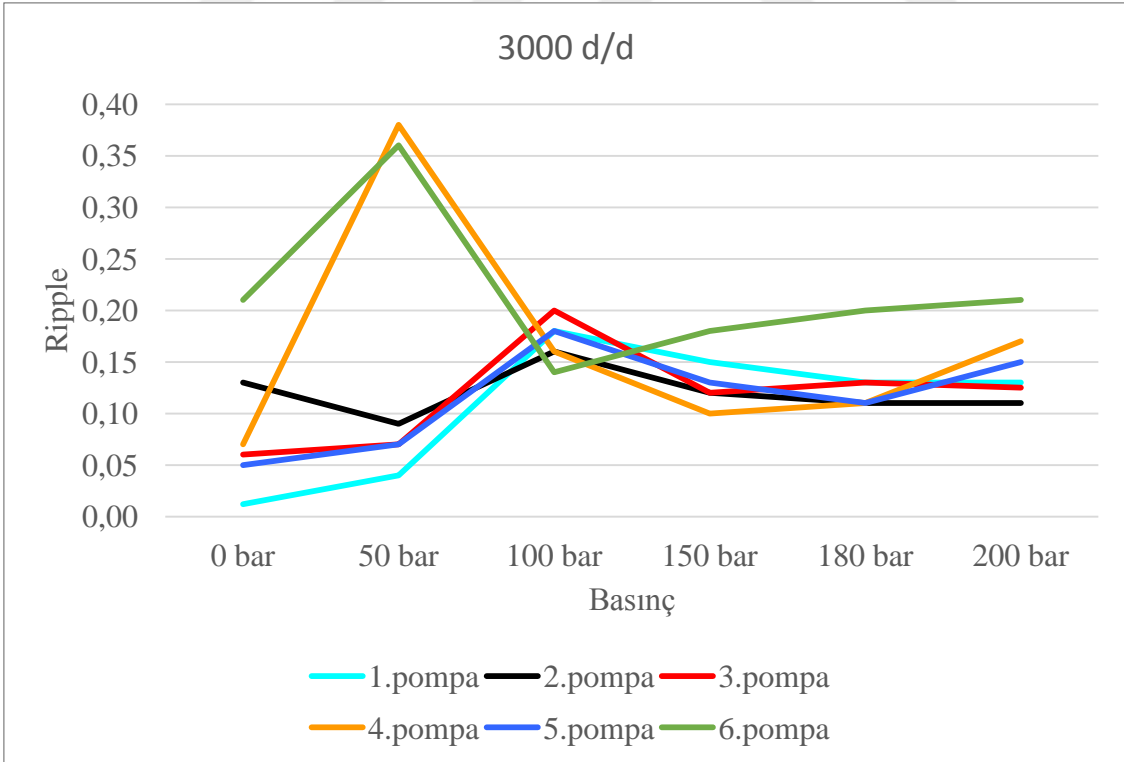
Şekil 4.15. Numune pompaların 2800 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri



Şekil 4.16. Numune pompaların 3000 d/d 'daki gürültü - basınç grafikleri



Şekil 4.17. Numune pompaların 3000 d/d 'daki debi - basınç grafikleri



Şekil 4.18. Numune pompaların 3000 d/d 'daki basınç altında basınç dalgalanma grafikleri

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

İmalat sonucunda dişlilerin profil ve istikametlerindeki kalite değerleri DIN 6 kalite olarak belirtilse dahi, bazı durumlarda (takım körelmesi, soğutma suyu sıcaklığı ve kirliliği, ortam şartları, operatör hatası, tezgah ayar hatası vb) bazı kalite değerleri, beklenen sapma değerinin bir miktar dışına çıkabilmektedir. Böyle bir durumla karşılaşıldığında sistemin nasıl tepkiler verebileceğini, üretilen ürünün akıbetine hızlıca karar verilebilmesi ve tasarımcının elinde bir referans olması açısından böyle bir çalışma yapılmış olması oldukça önemlidir.

Dişli dışında sistem içi ve sistem dışı etkilerin azami ölçüde aynı kalması sağlanarak yapılan bu çalışmada, tolerans dışında kalan dişliler karşılaştırılmıştır. Farklı devir ve basınç aralıklarında pompa numuneleri arasında altı numaralı pompa negatif ayrışarak testlerde genel olarak en düşük performansı göstermiştir. Pompa sesleri, farklılıklar olsa da, genel olarak 4 db bandında sınırlı tutulmuştur. Altı numaralı pompa ses olarak iyi bir performans gösteriyor gibi görünse de, bu tek başına yeterli değildir. Verimlilik, ses ve basınç dalgalanmaları olarak tüm parametreler göz önüne alındığında 1 ve 2 numaralı pompalar pozitif ayrışmaktadır. Ayrıca bu pompaların farklı senaryolardaki grafikleri de birbirine yakındır. Diğer pompalarda görece farklılıklar daha fazladır. Bu sonuçlara göre, pompa dişlilerinde kalite pompaların daha istikrarlı bir şekilde çalışmasına etki etmektedir. 3 ve 5 numaralı pompaların grafikleri dikkate alınarak, tek başına profil hatası pompanın %3-5 daha gürültülü çalışmasına neden olurken verimi %1 - 1,5 etkilediği ancak istikamet hatasının hem pompa gürültüsü, hem de verimi önemli ölçüde olumsuz etkilediği gözlemlenmiştir. 2 ve 4 numaralı pompa performansına bakarak, pompa dişlilerin düşük hatalar ile (maksimum bir kalite sınıfı kötü gelecek şekilde) imal edildiği takdirde kullanımında %1 - %3 civarında performans farklılıkları gösterebileceği ancak 4 nolu pompadaki gibi sapma değerlerinin daha yüksek olması durumunda, aradaki farkın ciddi oranda açılacağı ve pompanın çalışma karakteristiğinde bozulmaların başlayacağı sonucu çıkarılabilir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yapılan çalışma sonucuna göre, basınç altında çalışan dişli pompaların kontak ilişkisi hakkında literatür ile benzer sonuçlara rastlanmıştır.

Aynı geometri özelliklerine sahip olan ancak kontrollü seri imalat şartlarında dişlilerin profil ve istikametlerinde meydana gelen ufak çapta kalite hatalarının dişli pompaların çalışması sırasında ses ve verime olan etkisi, pompa içerisindeki dişli harici parçalar arasındaki tolerans bantlarıyla bile tolere edilebilir. Ancak, sınırlı tutulmak istenen çalışma aralıklarda gürültünün kontrol altında tutulabilmesi, doğru kontak eşleşmeleri sağlanarak dişliler arasında kalan akışkanın kontrol edilebilmesi ve hatalı kontaklar sonucu dişlilerde hasarlanma oluşmaması için dişli kalitelerinin düşük tutulması önerilir.

Unutulmamalıdır ki, düz dişli pompalarda sesi düşürmek her zaman yeterli değildir. Yalnızca hareket ve güç ileten bir aktarma organı olarak çalışan dişlilere kıyasla, pompa dişlilerinde hidrolik basınç etkisini de göz ardı etmemek gerekir. Hidroliğin basınç etkisi altında dişlilerin eksenlerinde oluşan kaymalar bazen daha sessiz çalışma sonuçları sağlayabilir. Bu çalışmada altın numaralı numunenin çalışması buna örnek gösterilebilir. Mühim olan, pompadan beklenen performansın ve ömrün sağlanması ile birlikte, ses seviyesinde de ulaşılabilecek en iyi seviyeyi yakalamaktır. Tasarımı yapılan pompanın istikrarlı olması için, pompanın içerisinde kullanılan her bir parça gibi dişlilerin de belirli sınırlar dahilinde ve doğrulukta üretilmesi gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- Akerblom, M. ve Parssinen, M. (2002). *A study of gear noise and vibration*. 1 Haziran 2021, <https://www.divaportal.org/smash/get/diva2:139881/FULLTEXT01.pdf>
- Başaran, B. ve Kolcuoğlu, T. (2017). Transmisyon yağlama pompalarında basınç dalgalanmasını önlemeye yönelik optimizasyon çalışması. *VIII. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi Bildiriler Kitabı* (s. 461). İzmir: Türkiye Makina Mühendisleri Odası. 8 Haziran 2021, <https://docplayer.biz.tr/106627349-Transmisyon-yaglama-pompalarinda-basinc-dalgalanmasini-onlemeye-yonelik-optimizasyon-calismasi.html>
- Bilski, B. (2013). Exposure to audible and infrasonic noise by modern agricultural tractors operators. *Applied Ergonomics*, 210-214.
- Carletti, E., Miccoli, G., Pedrielli, F. ve Parise, G. (2016). Vibroacoustic measurements and simulations applied to external gear. *Archives Acoustics*(41), 285-296. doi:10.1515/AOA-2016-0028
- Çelik, H. K. (2006). *Dişli pompalarda dişli çark ve pompa gövdesinin sonlu elemanlar metodu ile gerilme analizi*, Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, Türkiye.
- Çınar, R. S., Uçar, M., Çelik, H. K., Fırat, M. Z. ve Rennie, A. (2014). Pressure determination approach in specific pressure regions and FEM-based stress analysis of the housing of an external gear pump. *Experimental Techniques*, 40(2). doi:DOI: 10.1111/ext.12086
- Dalpiaz, G., Rincon, A. F., Mucchi, E. ve Rivola, A. (2004). Model based analyses of dynamic phenomena in gear pumps. *5th International Conference on Acoustical and Vibrotory Surveillance Methods and Diagnostic Techniques*, Senlis,Fransa. https://www.researchgate.net/publication/263807335_Modelbased_Analysis_of_Dynamic_Phenomena_in_Gear_Pumps adresinden alındı
- Davoli, P., Gorla, C., Rosa, F., Rossi, F. ve Boni, G. (2007). Transmission error and noise emission of spur gears. *ASME 2007 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*, (s. 443-449). Las Vegas, Nevada, USA. doi:<https://doi.org/10.1115/DETC2007-34099>
- DIN 867. (1986). *Basic Rack Tooth Profiles for Involute of Cylindrical Gears For General Engineering And Heavy Engineering*.

- DIN 868. (1929). *Gears, Definitions, Notation, Symbols*.
- DIN3960. (1980). *Concepts and Parameters Associated with Cylindrical Gears and Cylindrical Gear Pairs with Involute Teeth*.
- DIN3961. (1980). *Gear Tooth Systems Tolerances for Spur Gear Tooth Systems to Din 867 Explanations*.
- DIN 3962. (1952). *Gear Tooth Systems Tolerances for Spur Gear Tooth Systems According to DIN 867*.
- DIN 3963. (1978). *Tolerances for Cylindrical Gear Teeth*.
- DIN 3967. (1978). *Backlash Tooth Thickness Allowances Tooth Thickness Tolerances*.
- DIN 45635. (1984). *Measurement of Noise Emitted by Machines*.
- Egbe, E. (2013). Design analysis and testing of a gear pump. *International Journal Of Engineering*(3), 2319-6483.
- Fang, C., Gong, J., Guo, E., Zhang, H. ve Huang, X. (2014). Analysis and compensation for gear accuracy with setting error in form grinding. *Hindawi Publishing Corporation Advances in Mechanical Engineering*. doi:<https://doi.org/10.1155/2014/309148>
- Fitch, E. C. ve Hong, I. T. (1997). *Hydraulic Component Design and Selection*. Stillwater, Oklahoma, BarDyne INC.
- Frosina, E., Senatore, A. ve Rigossi, M. (2017). Study of a high pressure external gear pump with a computational fluid dynamic modeling, *Approach. Energies*, 8(10), 1113. doi:<https://doi.org/10.3390/en10081113>
- Ghionea, I. G., Ghionea, A. L., Cukovic, S. ve Pleşa, M. I. (2019). Analysis on the measurement results of the precision grades and their influence on the performance of the hydraulic pumps with spur gears. *International Conference on Advanced Manufacturing Technologies* (s. 682). Bükreş: IOP Publishing. doi:[doi:10.1088/1757-899X/682/1/012005](https://doi.org/10.1088/1757-899X/682/1/012005)
- Ghionea, I. G. ve Ghionea, A. (2014). *Analysis of measuring data for some precious indices of a spur gear hydraulic pump.*, (s. 13-19). Bükreş. doi:[10.13140/2.1.2424.9600](https://doi.org/10.13140/2.1.2424.9600)
- Haidong, S., Zhiqiang, L., Lele, Q. ve Qiao, L. (2018). A method for gear fatigue life prediction considering the internal flow field of the gear pump. *Mechanical Systems and Signal Processing*(99), 921-929.

- Hema Endüstri. (2012). *IPN Dişli Pompalar Kataloğu*, 1 Haziran 2021
https://www.hemaendustri.com/Upload/ProductKatalog/6924b51ea4a049a583ae4f6bec45577f-1PN_katalog.pdf
- Hofstetter, P. ve Müller-Wenk , R. (2005). Monetization of health damages from road noise with implications for monetizing health impacts in life cycle assessment. *Journal of Cleaner Production*(13), 1235-1245.
- Huang, P., Xu, L., Luo , C., Zhang, J., Chi, F., Zhang, Q. ve Zhou, J. (2019). A study on noise reduction of gear pumps of wheel loaders based on the ICA model. *Environmental Research and Public Health*(16), 999.
- Ivanov, V., Karaivanov, D., Ivanova , S. ve Volkova, M. (2019). Gear mesh geometry effect on performance improvement for external gear pumps. *MATEC Web of Conferences*, (s. 287). doi:<https://doi.org/10.1051/mateconf/201928701007>
- ISO 1328-1. (1995). *Cylindrical Gears – ISO System of Accuracy*
- ISO 1328-1. (2013). *Cylindrical Gears – ISO System of Accuracy*
- ISO 21771. (2007). *Cylindrical involute gears and gear pairs – Concept and Geometry*
- Jedlinski, L. (2016). A new design of gearboxes with reduced vibration. *Diagnostyka*, 4(17), s. 93-99. <http://www.diagnostyka.net.pl/A-new-design-of-gearboxes-with-reduced-vibration-and-noise-levels,66958,0,2.html>
- Karacan, İ. (1987). *Endüstriyel Hidrolik* (4 b.). Ankara: Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası.
- Kohara Gear Industry Co., LTD. (2006). *Introduction to Gears and Technical Data*. 5 Nisan 2021, Erişim adresi https://www.kggear.co.jp/en/wp-content/themes/bizvektor-global-edition/pdf/TechnicalData_KGSTOCKGEARS.pdf
- Kurnaz, C. (2017). *Dişli Pompa Kapağının Bilgisayar Destekli Optimizasyonu*. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, Türkiye.
- Kutay , G. (2010). *Dişliler genel*. ch: <http://www.guven-kutay.ch/>
- Kutoğlu, H. Y. (1980). *Uygulamalı Hidrolik ve Hidroloji* (1. b.). İstanbul: Milli Eğitim Basımevi.

- Li, X., Song, Z., Wang , T., Zheng, Y. ve Ning, X. (2016). Health impacts of construction noise on workers: A quantitative assessment model based on exposure measurement. *Journal of Cleaner Production*, 721-731.
- Manring, N. D. (2005). *Measuring pump efficiency. journal of energy resources technology*,127(4), 280-284. doi:<https://doi.org/10.1115/1.1926311>
- Öven, A. ve Boğoçlu, M. E. (2015). Dişli pompalarda debi hesaplamaları ve tasarım parametreleri. *Mühendis ve Makina*, 56(660), 34-40. 10 Mayıs 2021 , http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/ec98238913e7eca_ek.pdf?dergi=1517
- Ragunathan , C. ve Manoharan, C. (2012). Dynamic analysis of hydrodynamic gear pump performance using design of experiments and operational parameters. *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 6, s. 17-23.
- Rodionov, L. ve Rekadze, P. (2017). Experimental vibroacoustic research of a gear pump made of different materials. *Procedia Engineering*(176), 636-644.
- Rundo, M. (2017). Models for flow rate simulation in gear pumps: a review. *Energies*, 10, 1261. doi:10.3390/en10091261
- Saleem, A. M. (2009). Effect of tooth geometry on gear pump performance. *Tikrit Journal of Enginnering Sciences*(16), 20-27.
- Smith, J. D. (2003). *Gear Noise and Vibration*. Marcel Dekker.
- TS EN ISO 3744. (1997).*Akustik- Gürültü Kaynaklarının Ses Gücü Seviyelerinin Ses Basıncı Kullanılarak Tayini Bir Yansıtma Düzlemi Boyunca, Esas Olarak Serbest Bir Alan İçinde Uygulanan Mühendislik Metodu*
- Wang, H. ve Du, S. (2011). External gear pump and simulation. *Appl. Mech. Mater*(127), 228-232.
- Wei, J., Sun, W. ve Wang, L. (2011). Effects flank deviation on load distributions for helical gear. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 25(7), 1781-1789.
- Wenzel (2015). *Wenzel America*.10 Mayıs 2021, Erişim adresi [https://www.wenzelamerica.com/understanding-gears-gear-metrology-gear measurement/](https://www.wenzelamerica.com/understanding-gears-gear-metrology-gear%20measurement/)

- Wojtyła, M., Jakubiec, W. ve Płowucha, W. (2014). Comparison iso standards 1328-1:1995 and 1328-1:2013. *11th International Scientific Conference on Coordinate Measuring Technique* (s. CMT 2014). Bielsko-Biała: University of Bielsko-Biała.
- Woo, S., Opperwall, T., Vacca, A. ve Rigosi, M. (2017). Modeling noise sources and propagation in external gear pumps. *Energies*, 1068. doi:<https://doi.org/10.3390/en10071068>
- Zhao, X. ve Vacca, A. (2017). Formulation and optimization of involute spur gear in external gear pump. *Mechanism and Machine Theory*(117), 114-132. doi:<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2017.06.020>

