

PAMUKKALE ÜNİVERSİTESİ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YAY TAKVİYELİ POLİETİLEN KREMAYER DİŞLİNİN MEKANİK
ÖZELLİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Berkant DİNDAR

Makine Eğitimi Bölümü

Tez Danışmanı: Yrd. Doç. Dr. Hilal CAN

Ağustos-2012

YÜKSEK LİSANS TEZ ONAY FORMU

Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü 091501004'nolu öğrencisi Berkant DİNDAR tarafından hazırlanan "YAY TAKVİYELİ POLİETİLEN KREMAYER DİŞLİNİN MEKANİK ÖZELLİKLERİNİN ARAŞTIRILMASI" başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı : Yrd. Doç. Dr. Hilal CAN

Jüri Başkanı : Doç. Dr. Emin ERGUN

Jüri Üyesi : Doç. Dr. Mustafa BOZDEMİR

Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun 31/10/2012 tarih ve 27.11.... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü
Prof. Dr. Nuri KOLSUZ

Bu tezin tasarımı, hazırlanması, yürütülmesi, araştırmalarının yapılması ve bulgularının analizlerinde bilimsel etiğe ve akademik kurallara özenle riayet edildiğini; bu çalışmanın doğrudan birincil ürünü olmayan bulguların, verilerin ve materyallerin bilimsel etiğe uygun olarak kaynak gösterildiğini ve alıntı yapılan çalışmalara atfedildiğine beyan ederim.

İmza

: 

Öđrenci Adı Soyadı : Berkant DİNDAR

ÖNSÖZ

Polietilen, termoplastik esaslı petrolden üretilen bir polimerdir. Kompozit malzeme olarak da kullanılan bu polimer uygun mekanik özellikleri imalat kolaylığı ve ucuz olması sebebiyle hayatımızın vazgeçilmez bir parçası olmuştur.

Bu çalışmada, polietilenin bu özelliklerinin sağladığı avantajlara ek olarak ön gerilmeli yay takviyesinin polietilen kremayer dişlilerdeki etkisi deneysel olarak incelenmiş ve sonuçlar değerlendirilmiştir. Çalışmanın devamında düz dişlilerin deneylerini yapmak üzere dişli test cihazı geliştirilmiştir. Geliştirilen bu cihaz ile modül 6 polietilen düz dişlilerin yorulma deneyleri yapılmıştır.

Lisans ve lisansüstü öğrenimim boyunca bilgi ve tecrübeleriyle beni yönlendiren, bana bu alanda çalışma imkanı veren ve her zaman desteğini gördüğüm değerli danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Hilal CAN'a, bölüm başkanımız sayın Doç. Dr. Mustafa GÖLCÜ'ye, deneylerin yapılmasında emeği geçen değerli hocam Doç. Dr. Emin ERGUN'a, çalışmanın konstrüksiyon ve imalat kısmında yoğun bir şekilde kullandığım bilgileri borçlu olduğum değerli hocam Doç. Dr. Mustafa BOZDEMİR'e, yardımlarından dolayı Arş. Gör. Arkadaşlarım İnan Ağır ve Volkan Onar'a hayatımın her alanında beni destekleyen aileme çok teşekkür ederim.

Ağustos-2012

Berkant DİNDAR



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	x
SUMMARY	xi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı.....	1
1.2 Literatür Özeti.....	2
2. PLASTİK DİŞLİ ÇARKLAR	8
2.1 Plastik Dişli Çarkların Hasar Mekanizmaları	9
2.1.1 Plastiklerin yorulması	10
2.1.1.1 Yorulma S-N diyagramı.....	11
2.1.2 Kırılma hasarı	13
2.1.3 İmalat sırasında oluşan hasarlar.....	13
2.2 Metal Düz Dişli Çarklar İçin Mukavemet Hesapları	14
2.2.1 Lewis eşitliği	15
2.2.2 Diş dibi kırılma gerilmesine göre mukavemet hesabı	17
2.2.3 Dişli çarkların yüzey basıncı hesabı	17
2.2.4 Plastik dişli çark hesapları.....	19
2.3 Polimerik Dişlilerde Ömrü Arttırmak İçin Yapılabilecek Değişiklikler.....	22
2.3.1 Boyutsal değişiklikler	22
2.3.2 Malzemeye dayalı değişiklikler.....	22
3. MATERYAL VE METOD	24
3.1 Polietilen.....	24
3.2 Dişli çalışırken üzerine gelen yükler.....	26
3.3 Numunelerin Üretilmesi	26
3.4 Yay Malzemesi Ve Hesapları	27
3.5 Kalıp Tasarımı	29
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR	30
4.1 Statik Deneyler Sonucu Elde Edilen Veriler	32
4.1.1 Yorulma deneyi	35
4.3 FZG Dişli Test Cihazı Tasarımı.....	37
4.3.1 Yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) düz dişlilerin yorulma deneyleri	39
5. SONUÇ VE ÖNERİLER	44
6. KAYNAKLAR	45
7. EKLER	48
8. ÖZGEÇMİŞ	53

KISALTMALAR

PET	: Polietilen tereftalat
HDPE	: Yüksek yoğunluk polietilen
LDPE	: Düşük yoğunluk polietilen
AISI	: Amerikan demir ve çelik endüstrisi
PA	: Poliamid
ABS	: Akrilonitril-bütadien stiren
GFR	: Cam fiber takviyesi
PC	: Polikarbon

TABLO LİSTESİ

Tablolar

3.1 : Polietilenin termal ve mekanik özellikleri.....	25
3.2 : Takviye olarak kullanılan yaylara ait veriler.....	29
4.1 : Yapılan deneysel çalışmalar.....	30
4.2 : Deney numunelerinin dayanım değerleri.....	33
4.3 : Yorulma deneyi verileri	35
4.4 : Düz deney dişlisinin özellikleri	39
4.5 : Düz dişli deney verileri	40
4.6 : Deney dişlilerinin çevrime bağlı olarak 750 d/dk hızdaki sıcaklık değerleri ...	42

ŞEKİL LİSTESİ

Şekiller

2.1 : Yorulmada yükün zamanla değişimi.	11
2.2 : Bazı ticari termoplastiklerin S-N diyagramı	12
2.3 : Diş dibi Kırığı.	13
2.4 : Diş üzerine etkiyen kuvvetler.	14
2.5 : Dişte çalışma esnasında oluşan gerilmeler.	16
3.1 : Granül haldeki polietilen malzeme	24
3.2 : Polietilenin polimer zinciri	25
3.3 : Dişli çalışırken üzerine gelen yükler	26
3.4 : Diş numunelerinin ölçüleri ve yayların diş içindeki konumları	26
3.5 : Yayın şematik görünümü.....	28
3.6 : Dişli numunelerinde kullanılan yaylar ve pimler	28
3.7 : Kremayer dişli numunesi enjeksiyon kalıbı.....	29
4.1 : INSTRON 8801 yorulma test cihazı.....	31
4.2 : Deneş düzeneğinin perspektif görünüşü ve yüklerin dağılışı.....	31
4.3 : Deneş aparatı teknik resim.	32
4.4 : Düşük yoğunluklu polietilenin (LDPE) yay takviyeli ve takviyesiz haldeki dayanım değerlerinin karşılaştırılması.....	33
4.5 : Takviyeli ve takviyesiz numunelerde kopmanın meydana geldiğı yük.....	34
4.6 : Takviyeli ve takviyesiz numunelerde maksimum yükteki yer değıştirme.	34
4.7 : Yay takviyeli ve takviyesiz haldeki kremayer dişli numunelerinin numune S-N diyagramı.....	36
4.8 : Yay takviyeli ve takviyesiz haldeki kremayer dişlilerin değışik yükler altındaki yorulma ömürlerinin kıyaslanması	37
4.9 : Deneş düzeneğinin yandan görünüşü	38
4.10 : Dişli test cihazının şematik görünümü.....	38
4.11 : Düz dişlinin detay resimi.	40
4.12 : 28,86 ve 20,6 Nm için %5 ve %10'luk pozisyon değışiminin meydana geldiğı çevrim sayıları.....	41
4.13 : Takviyesiz kremayer, (LDPE) yay takviyeli kremayer, (LDPE) düş dişli modül 6 (HDPE) numunelerin %10 pozisyon değışimlerinin meydana geldiğı çevrim sayıları	42
4.14: Deneş dişlilerinin çalışma sıcaklık değışimleri.....	43

SEMBOL LİSTESİ

a	Temas yüzeyi yarı genişliği
b	Diş genişliği (mm)
d	Taksimat dairesi
d_0	Emniyetli mil çapı (mm)
E	Elastisite modülü
F_a	Eksenel yük
F_n	Temas anında diş zorlayan kuvvet (N)
F_t	Teğetsel kuvvet (N)
F_r	Radyal kuvvet (N)
G	Kayma modülü (MPa)
h	Diş yüksekliği (mm)
h_q	Nominal yükseklik (mm)
I	Atalet momenti (mm^4)
i_{12}	Çevrim oranı
J	Polar atalet momenti
K	İç çapın dış çapa oranı
K_b	Boyut faktörü
K_e	Eğilme katsayısı
K_i	İşletme faktörü
K_v	Hız faktörü
K_m	Kuvvet dağılım faktörü
K_z	Kavrama oranı faktörü
K_y	Yüzey kalitesi faktörü
K_s	Sağlamlaşma faktörü
K_ζ	Çentik faktörü
m	Modül
m_e	Eğilme momenti
N	Yorulma diyagramı, çevrim sayısı
p	Hatve
P_{Dem}	Dişli temas yorulması için emniyetli yüzey basınç değeri, (MPa)
P_d	Diametral çap
P_{max}	Maksimum basınç
P_T	Aktarılan güç
R	Yorulmada gerilme oranı
R_{fet}	Dayanım değeri
S	Yorulma diyagramı, maksimum gerilme miktarı
S_c	Plastik dişliler için kavrama anındaki diş gerilmesi (MPa)
S_q	Nominal kalınlık (mm)
S_t	Plastik dişliler için eğilme gerilmesi (MPa)
T	Tork
u	Dişli oranı
v	Dişlilerin çevresel hızı
Y	Nominal kalınlık (mm)

σ_K	Statik zorlama altında nominal gerilmelerinin kopma dayanımı
σ	Nominal gerilme
σ_{max}	En büyük gerilme (MPa)
σ_{min}	En küçük gerilme (MPa)
σ_m	Ortalama gerilme (MPa)
σ_a	Gerilme genliği (MPa)
$2.\sigma_a$	Gerilme aralığı (MPa)
σ_{Dal}	Dalgalı değişken eğme gerilmesi (MPa)
σ_e	Eğilme gerilmesi (MPa)
σ_{em}	Emniyet gerilmesi (MPa)
τ_{max}	Kayma gerilmesi (MPa)
α	Kavrama açısı (°)
ψ	Basınç açısı (°)
ν	Poisson oranı
Q	Burulma açısı (°)
μ	Sürtünme katsayısı
θ	Sıcaklık

ÖZET

Yay Takviyeli Polietilen Kremayer Dişlinin Mekanik Özelliklerinin Araştırılması

Hafiflik, düşük gürültü ve kendinden yağlama özelliklerine sahip olan polimerik dişli çarkların kullanımı, düşük dayanım değerleri nedeniyle sınırlıdır. Bu çalışmada, alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) dişli çarkların dayanımını arttırmak için dişli çark modelinin içerisine, ön gerilmeli yay ile takviye edilerek polimerik kompozit malzemeler oluşturulmuştur. Kalıp tasarımı ve imalat kolaylığı nedeniyle model olarak tek diş sayısına sahip kremayer dişli seçilmiş ve deney numunelerinin üretimi plastik enjeksiyon yöntemi ile yapılmıştır. Üretimi yapılan diş numunelerinin yorulma ve statik kopma dayanımları INSTRON 8801 yorulma cihazında deneysel olarak araştırılmıştır. Yapılan çalışma ile yay takviyesinin alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) dişli numunelerin yorulma ve statik kopma dayanımlarını arttırdığı belirlenmiştir. Ayrıca düz dişlilerin yorulma davranışlarını belirlemek üzere dişli test cihazı tasarlanarak üretilmiş ve polietilen, modül 6 düz dişlinin yorulma dayanımı incelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Plastik Dişli , Yorulma Dayanımı, Yay Takviyesi.

SUMMARY

Spring Reinforced of Polyethylene Rack Gears Investigation of Mechanical Properties

Lightweight, with low noise and self-lubricating properties of polymeric gears use is limited due to the low resistance values. In this study, to increase the resistance of low-density polyethylene (LDPE) gears in the gear wheel model, prestressed spring formed with a reinforced polymeric composite materials. Mold design and manufacturing due to the ease of single tooth samples selected as a model and experiment racks was made by plastic injection molding production samples. Production of the static tensile strength of the teeth and INSTRON 8801 fatigue specimen fatigue device was investigated experimentally. This study is supplemented by the static tensile and fatigue strength of low-density polyethylene (LDPE) increased were threaded elements. In addition, the fatigue behavior of flat gear, gear test equipment designed and manufactured in order to determine and polyethylene, module 6 straight gear fatigue sraight gear fatigue srenght was investigated.

Key Words: Plastic Gear, Fatgue Strength, Spring-reinforced.

1. GİRİŞ

20. yüzyılda insanlığın hayatına giren, Türkiye’de ve dünyadaki önemi gittikçe artan polimerik kompozit malzeme teknolojisi, bize yüzlerce malzemenin farklı kombinasyon ve oranlarda kullanılarak sayısız yeni özellikte malzeme üretme olanağı sunmaktadır. Bu avantajı sayesinde kompozit malzemelerin kullanım alanları ve önemi gün geçtikçe artmakta ve geleceği de şekillendirecek teknolojik malzemeler haline gelmektedirler.

Birbiri üzerinde temas ederek çalışan dişlilerde, farklı yükler ve sürtünme sonucu oluşan ısınmalar özellikle plastik dişlilerde yumuşama hasarına neden olmakta, gürültü ve titreşimlerin artmasını sağlayarak performansın düşmesine neden olmaktadır [1].

Polimerik dişli çarkların endüstride yaygın olarak kullanılmaya başlanmasından itibaren dişli çarklar üzerinde değişik metotlarla hasar mekanizmaları incelenmektedir. Yıllardır süregelen araştırmalar, dişlerin mukavemetini arttırmak üzere, uğradıkları hasar çeşitlerini ve nedenlerini, bunlara karşı alınabilecek önlemleri kapsamaktadır.

Matris malzemesi olarak kullanılan polietilen, havacılık, savunma, otomotiv, gibi sektörlerde kimyasal direnç, hafiflik, kolay imalat, titreşim sönümlenme gibi avantajları ile tercih sebebi olmaktadır [2].

Bu çalışmada dişli malzemesi olarak kullanılan polietilen malzemedен yay takviyeli ve takviyesiz olarak kremayer dişli numuneleri üretilmiş ve yay takviyesinin malzemeye olan etkisi incelenerek sonuçlar değerlendirilmiştir.

1.1 Tezin Amacı

Bu çalışmada, alçak yoğunluklu polietilenden üretilmiş kremayer dişli çarkların içine 1,2 mm tel çapına sahip yaylar, enjeksiyon kalıplama öncesi çekilip; kalıplama sonrası bırakılarak öngerilme oluşturması ve bu bası öngerimesinin malzemenin çekme ve yorulma dayanımlarını arttırması amaçlanmıştır.

Çalışmanın devamında polietilen düz dişlilerin yorulma dayanımlarını belirlemek ve modellenmiş dişlerin dayanımları ile karşılaştırmak üzere deney düzeneği oluşturulmuştur.

1.2 Literatür Özeti

Plastik dişli, polietilen, yay takviyesi, yorulma dayanımı anahtar kelimeleri ile literatür taraması gerçekleştirilmiş ve 23 adet yayına ulaşılmıştır. Literatür incelemesi ile yapılan çalışmalar mekanik, sıcaklık, kırılma şeklinde başlıklar halinde toplanmıştır.

Mekanik

Mendi F., Can H. ve Külekçi M. K., (2004) yaptıkları çalışmada plastik enjeksiyon yöntemiyle polipropilenden üretilen içine yay takviyesi yapılmış dişlileri test etmişlerdir. Çalışmanın sonucunda takviyeli dişlilerin servis ömürleri takviyesiz dişlilerdekinden 30 kat fazla çıkmıştır[2].

Feyzullahoğlu E. ve Saffak Z., (2008) tarafından yapılan, kuru sürtünme şartlarında dört farklı polyamidin (delrin, ertalyte PETP, kestamid ve devateks) tribolojik davranışlarının incelendiği çalışmada, bu malzemelerden yapılan yataklarda 40 mm çapında AISI 440C çeliğinden yapılmış mil çalıştırılarak deneyler yapılmıştır. Yapılan bu deneyler iki guruba ayrılmış ilk gurupta malzemelerin sürtünme davranışları, ikinci gurupta ise aşınma karakteristikleri incelenmiştir. İlk olarak yataklar 23°C sıcaklıkta ve % 50 nem oranında 0,52 m/s- 1,04 m/s- 1,57 m/s- 2,09 m/s hızlarla 55 N, 75 N, 95 N, 115 N, 135 N, 155 N, 175 N'luk yüklerle yüklenerek sürtünme katsayıları belirlenmiştir. Deneylerin ikinci gurubunda ise mil yataklarının içinde 1,57 m/s hızla ve 95 N'luk yük altında 8'er saat çalıştırılmışlar ve her saat başında aşınma miktarları ölçülmüştür. Yapılan deneyler sonunda malzemelerin sıcaklıkları ertalyte 85°C, devateks 65°C, delrin 60°C, kestamid 47°C aşınma sonucu malzeme kayıpları ise Ertalyte 48,6 mg, devateks 100,5 mg, delrin 142,3 mg, kestamid 180,4 mg olarak tespit edilmiştir [3].

Mao K., (2007) tarafından yapılan yeni bir kompozit dizaynının denendiği çalışmada modül 2 ve diş sayısı 30 olan dişliden biri sert ve yüksek kristal yapıya sahip bir termoplastik olan delrin diğeri (yeni üretim deney dişlisi) %55 naylon, %30 cam lifi, %15 yağlayıcı olarak PTFE kullanılmıştır. Dişlilere 1000 d/dk ile 1000000 devir

yaptırılmış ve 7 ile 16,1 Nm arasında torklar uygulanmıştır. 7 Nm yük altında 1000000 devir sonunda aşınma sadece 0,1 mm çıkmıştır. 8,5 Nm tork altında ise 0,5 mm olmuştur. 8,5 Nm dişlinin taşıyabileceği kritik tork olarak bulunmuş bu torktan sonra dişliler artan torka göre aşınmaları aşırı bir şekilde artmaya başlamıştır ve 11 Nm üzerindeki yüklerde 1000000 devri tamamlayamamışlardır [4].

Mao K., Li W. ve Hoke C.J., (2009) tarafından yapılan çalışmada modülü 2 olan polyamid 66 dişli çark 0,8-1-1,5 modüllerine sahip sert ve oldukça kristal yapıya sahip olan bir termoplastik olan delrin dişlilerle eşleştirilmiş ve 1000 d/dk ile 7–16,1 Nm arasında 3 değişik yükte yüklenmiştir. Devir sayısı ve dişlilerin özellikleri aynı tutularak bu deney delrin-delrin ve poliamid-poliamid şeklinde yapılmıştır. Çalışmalar sonucunda delrin dişlinin aşınma dayanımının kritik tork geçildikten sonra aşırı bir şekilde arttığı görülmüştür [5].

Wright N.A. ve Kukureka S.N., (2001) tarafından yapılan çalışmada, bir gurup dişli çark Polyamid66 malzemedan kısa ve uzun olmak üzere %30 karbon fiber takviyeli başka bir gurup ise karbon fibere + %15 polytetrafluoroethylene (PTFE) olarak takviyelendirilmiştir. Modül 2, diş sayısı 30, genişliği 17 mm olan dişli çarklar 10 Nm yük altında 1000 d/dk ile çalıştırılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda dişlilerin aşınma davranışları incelenip karşılaştırılmıştır [6].

Antonio F. A. ve Marcos V., (2003) tarafından hazırlanan çalışmada, pet şişelerde kullanılan geri dönüştürülmüş yüksek yoğunluklu polietilenin(PET/HDPE) mekanik testleri yapılmış ve dişli çarklar gibi mühendislik uygulamalarında ve kullanılabilir dayanıklılığa sahip olduğu tespit edilmiştir [7].

Çetinel H., (2000) tarafından yapılan, polietilenin mekanik özelliklerinin incelendiği çalışmada, numuneler ultraviyole ışınlarına maruz bırakıldıktan sonra fırın, çekme, kaynar suda bekletme gibi deneylerden geçirilmişlerdir. Fırın deneyinde, 128°C'de 20 dakika bekletilen yüksek yoğunluklu polietilen numunelerin boylarında %10 kısalma gözlenmiştir. Çekme deneyinde, ise ultraviyole ışına tabi tutulan numuneye ışına tabi tutulmayan numune aynı davranışı gösterdiği görülmüştür. Sıcak su deneyinde 60 dakikaya kadar ultraviyole ışınına maruz bırakılan numuneler 100°C su içinde 10 dakika bekletilmiş numunelerin tümünde uzama, buruşma, ve renk değişimi olmadığı görülmüş ve ultraviyole ışının kaynayan suyun plastikler üzerindeki etkisini artırmadığı sonucu elde edilmiştir [8].

Yakut R., (2008) tarafından hazırlanan çalışmada, bazı termoplastik dişli çarkların yük taşıma kapasitesi ve hasar oluşumunun deneysel olarak incelenmiştir. Bu amaçla Polyamid 66, Akrilonitril-Bütadien Stiren/Polikarbon (ABS/PC) ve Polyamid 66 + %30 Cam Lifi Takviyesi (GFR)+%2 borik asit katkı, olmak üzere üç farklı malzeme üzerinde çalışma yapılmıştır. Ayrıca döndüren eş dişli AISI 8620 çelik dişli ve aynı özellikli dişli malzemesi kullanılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda yüksek diş yüklerinde plastik dişli çarklarda hasar mekanizmaları, aşırı aşınma, yumuşama hasarı ve diş kırılma hasarı şeklindedir. Bu amaçla bu tip malzemelerin ideal çalışma ortamını elde edebilmek için diş yükü ve çalışma devri uygun bir şekilde seçilmesi gerekmektedir [9].

Mosleha M., Suhb N. P. ve Arinezb J. (1997) tarafından hazırlanan çalışmada ultra-yüksek moleküler ağırlıklı polietilen matris ve yüksek yoğunluklu polietilen fiberden oluşmuş yeni bir kompozit üretilmiştir üretilen bu kompozitin iyileşmiş çekme ve aşınma davranışları sergilediği gözlenmiştir [10].

Kurokawa M. ve arkadaşları (2003) tarafından yapılan çalışmada karbon fiber takviyeli poliamid 12, poliamid 6, ve poliamid 66 kompozit dişlilerin karşılaştırmalı deneyleri yapılmış poliamid 12' nin en iyi yük kapasitesi, en az su emme özelliği ve en sessiz çalışma özelliğine sahip olduğu belirlenmiştir [11].

Manap İ. (2007) tarafından hazırlanan projede, yüksek yoğunluklu polietilenin fiziksel, kimyasal ve mekanik özellikleri araştırılıp, mekanik deneyler olan çekme deneyi ve çarpma deneyiyle mekanik özellikleri deneysel olarak belirlenmiştir [12].

Senthilvelan S. ve Gnanamoorthy R. (2008) tarafından yapılan çalışmada, cam elyaf takviyeli poliamid 6/6 ve takviyesiz numuneler karşılaştırılmıştır. Takviyeli dişliler daha sert oldukları için takviyesiz numunelere göre daha az diş profili sapmasına rastlanmıştır [13].

Hoskins T.J. ve arkadaşları (2011) tarafından yapılan çalışmada, dişli çalışması sırasında oluşan ses frekans spektrumunun malzeme çeşidine ve çalışma koşullarına göre değişiklik gösterdiği ve yüzey pürüzlülüğü, ve yüzey sıcaklığıyla doğru orantılı olarak ses şiddetinin de arttığı belirlenmiştir [14].

Sıcaklık

İmrek H. (2008) tarafından polyamid 6 dişli çarkın performansını iyileştirmek için yapılan çalışmada modül 6'ya sahip dişli çarkın diş kenarlarından çıkıntılar yapılarak dişli modifiye edilmiştir yapılan bu modifiye sayesinde dişlerin yüzey alanı artmış ve soğumaları kolaylaşmıştır. Deneyle 4,41 Nm, 6,62 Nm ve 8,82 Nm olmak üzere üç değişik tork altında, modifiyeli ve modifiyesiz dişliler çelik dişli ile çalıştırılarak yapılmıştır. Yapılan deneyler sonucunda 4,41 Nm torka maruz kalan modifiyeli dişlinin diş sıcaklığı 28°C modifiyesiz dişlinin diş sıcaklığı 33°C; 6,62 Nm'ye maruz kalan modifiyeli dişlinin diş sıcaklığı 31°C, modifiyesiz dişlinin 41°C ve son olarak 8,82 Nm torka maruz kalan modifiyeli dişli 35°C ölçülürken modifiyesiz dişlinin diş sıcaklığı 48°C ölçülmüştür. Sonuç olarak bu yüklemelerde yaklaşık 5-15°C sıcaklık farkı gözlenmiştir. Dişlere uygulanan yük arttıkça modifiyeli ve modifiyesiz dişli arasındaki sıcaklık farkının da arttığı görülmektedir. Bununla birlikte aşınmanın da modifiyeli dişlide daha az olduğu ve artan yüklerde aşınma miktarının modifiyeli ve modifiyesiz dişli arasında hızla arttığı belirlenmiştir [15].

Düzcükoğlu H., Demirci M.T., Yakut R. ve Ekinci Ş. (2009) tarafından yapılan çalışmada modülü 3,5 olan ve polyamid 66 ile AISI 8620 olan dişliler 12,02-27,2-37,5 N/mm yükler altında 1000 d/dk ile 720000 devir çalıştırılmıştır. Plastik dişli çarkların iletkenliği metal dişlere göre daha düşük olmadığı için çalışma esnasında diş üzerinde biriken ısı dişlide mekanik özellikleri zayıflatmakta ve termal hasarı hızlandırmaktadır. Dişli çarklarda diş üzerinde biriken ısıyı dağıtmak için ısı iletimi daha yüksek olan farklı dişli malzemesi ile çalıştırılması diş ömrünün arttırılmasına katkı sağlamaktadır. Plastik dişli çarkların servis ömrünü arttırmak için yüksek diş yüklerinde diş yüzeyinde biriken ısıyı dağıtıcı değişik modifikasyonlar yapılarak veya ısı iletimi yüksek değişik katkı elyafları takviyesiyle diş yüzeyinde oluşan hasarlar engellenebilir [16].

Kim C.H., (2006) tarafından yapılan çalışmada modülü 2 ve malzeme özellikleri polyamid ile S45C çeliği olan dişliler 9,8-19,6-29,4 N/mm yükler altında %35-55 nem oranında 1273 d/dk ile 1000000 devir çalıştırılarak diş yüzeyinde meydana gelen sıcaklıklar ölçülmüş dişliye delik açılması durumunda veya çelik pim eklenmesi halinde sıcaklığın 3-10°C azaldığı görülmüştür. Bu sıcaklık düşüşü aşınmada %30'luk bir iyileşme sağlamış ve dişlinin servis ömrü % 415 artmıştır [17].

Düzcükoğlu H., (2009) çalışmasında, poliamid dişli çarkın, diş profiline 3 farklı noktadan 2,5 mm, 3,5 mm ve 5 mm çaplarında delikler açmış ve ısı transferini arttırmıştır. Deney sonuçlarına göre delik açılan dişlilerin delik açılmayan dişlilere göre daha az ısındığını ve daha az termal hasar oluştuğunu belirlemiştir [18].

Letzelter E., (2010) ve arkadaşları tarafından yapılan çalışmada termal hasarı görebilmek için kızılötesi kameraya sahip bir dişli test düzeneği geliştirilmiştir. Geliştirilen bu düzenek ile polyamid 6 düz dişlilerin çalışma anındaki sıcaklıkları incelenmiş ve poliamid 6'nın mekanik özelliklerinin nem ve diş sıcaklığıyla bağlantılı olduğu sonucuna varılmıştır [19].

Kırılma

Erkendirici Ö.F, A. Avcı, A. Akdemir, (2007) tarafından hazırlanan çalışmada, krom-nikel örgü tel takviyeli yüksek yoğunluklu polietilen kompozit malzemenin yorulma yükü altında kırılma davranışları incelenmiştir. Kompozit malzemenin kırılma anındaki yorulma çevrim sayısı, fiber olarak kullanılan krom nikel tel örgü kullanımı ile yaklaşık 16 kat fazla gerçekleşmiştir. Deney sonucundan da anlaşılacağı üzere kompozit malzemenin, mekanik özellikleri kendisini oluşturan malzemelerin mekanik özelliklerine göre geliştirilmiştir. Bu sebeple üretilen kompozit malzeme özellikle otomotiv gövde panelleri, mutfak eşyaları, ambalaj malzemeleri, boru ve tank üretimi gibi birçok alanda, daha güvenli bir şekilde kullanılabilir hale gelmiştir [20].

Can H., Mendi F., Bozdemir M., (2008) yapılan çalışmada, öngerilmeli yay takviyesinin polipropilen dişli çarklardaki statik kopma mukavemeti üzerindeki etkisi incelenmiştir. Polipropilen matris içine 1-1,2 ve 1,5 mm tel çapına sahip yaylar yerleştirilerek bası iç gerilmesi oluşturulmuştur. Öngerilmeyi oluşturmak için yaylar enjeksiyon kalıplama öncesi çekilip; kalıplama sonrası bırakılmıştır. Yay takviyesinin, plastik dişlinin statik kopma mukavemetini %30'a kadar artırdığı belirlenmiştir [21].

Senthilvelan S. ve Gnanamoorthy R., (2007) yapılan çalışmada, Naylon 6 ve %20 cam fiber takviyeli Naylon6, modül 2, diş genişliği 6 ve 10 mm, diş sayısı 17 olan dişlilerin 30, 25, 20, 15, 8 MPa yükler altında 600, 800, 1000, 1200 d/dk dönüş hızlarında deneyleri yapılmış ve cam lifi takviyesinin değişik devir-yük koşullarındaki dişli dayanımına etkisi incelenmiştir [22].

Walton D., Shi Y. W., (1989) Plastik dişlilerin hasar mekanizmaları incelenmiş ve polimerik dişliler için diş eğilme ve yüzey temas gerilmeleri hesaplama yöntemleri elde edilmiştir [23].

Mao K., (2007) çalışmasında plastik kompozit dişlilerin diş sıcaklıklarını tahmin etmek üzere numerik yöntem geliştirmiştir [24].

2. PLASTİK DİŞLİ ÇARKLAR

Dişli çarklar, iki mil arasında şekil bağıyla moment ve dolayısıyla hareket ileten makine elemanlarıdır. Eş çalışan en az iki adet dişli çarktan oluşan sisteme dişli çark mekanizması adı verilir. Dişli çarklar dişlilerin kavraması sayesinde kaymadan yuvarlanma hareketi yaparak güç ve dönme hareketini ilettiklerinden verimleri yüksektir. Güç ileme bakımından, mekanizmanın bir döndüren, bir veya birkaç döndürülen elemanı vardır. Genellikle mekanizmanın küçük dişlisine pinyon diğerine çark denir [26].

Plastik dişliler hafiflik, kolay işlenebilme, korozyona karşı dayanıklılık, iyi elektrik ve ısı yalıtkanlığı, iyi yüzey kaliteleri sayesinde makine sanayisinde gün geçtikçe daha fazla tercih edilmektedirler [27].

Polimerik dişlilerin kullanılmasının en önemli sebepleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir:

- Enjeksiyonla döküm nedeniyle maliyet düşüklüğü,
- Enjeksiyon kalıplama işlemi sonrası talaş kaldırma işlemine gerek kalmaması, seri üretim imkanı,
- Düşük yoğunluk sonucu düşük ağırlık ve kütle,
- Parçaların üniform olması,
- Elastiklik nedeniyle darbe ve titreşimleri sönmüleme,
- Doğal özellikleri nedeniyle az yağla veya yağsız çalışabilmeleri,
- Göreceli olarak düşük sürtünme katsayısına sahip olmaları,
- Korozyona dayanım, kaplamaya gerek kalmaması,
- Sessiz çalışma kabiliyetleri,
- Elastiklik nedeni ile toleransların metal dişlilere göre daha az kritik olması,
- Gövde ve diğer elemanların plastik yapıma eğiliminin gittikçe artması,

- Tek seferde üretilebilmesi, ön veya son işlemlere gerek kalmaması [28].

Metal dişli çarklara göre plastik dişli çarkların en önemli dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir:

- Düşük dayanım sınırı nedeniyle yük taşıma kapasitesinin düşük olması,
- Plastik dişlilerin, çok iyi işlenmiş metal dişlilerin aksine, her zaman aynı hassasiyette dökülememesi,
- Daha büyük ısıl genleşme ve nem emme katsayıları nedeniyle plastik dişlilerin boyut kararsızlığının daha büyük olması,
- Sıcaklık arttıkça veya azaldıkça çalışma kabiliyetinin düşmesi (örneğin maksimum çalışma sıcaklığı yaklaşık 120°C civarındadır),
- Doğru diş formunu ve doğru boyutları elde edene kadar yapılan ilk döküm maliyetinin yüksek olması,
- Bazı kimyasal maddelerden hatta bazı yağlardan olumsuz yönde etkilenmesi,
- Uygun olmayan döküm yöntem veya teçhizatlarının artık gerilmeler meydana getirmesi sonucu diş dibinde hesap dışı fazla gerilmeler oluşması veya dişin zamanla biçim değiştirmesi,
- Plastik malzeme maliyetinin, petrokimya fiyatlarına bağlı olması nedeniyle değişken olması ve metallere oranla daha hızlı artması [28].

2.1 Plastik Dişli Çarkların Hasar Mekanizmaları

Plastiklerin ısı iletim katsayılarının düşük olması, yüksek performanslı dişli çarkların tasarımında kısıtlayıcı bir faktör olmaktadır. Parçaların kullanım sırasında veya imalat safhasında kullanılamayacak derecede hasara uğramalarına yol açan etkenler, hasar mekanizmaları olarak tanımlanmaktadır. Dişlilerin kullanılmaz hale gelmelerinde üretim sürecinde yapıda oluşan boşluklar, çatlaklar ve içyapı homojenlikleri etkilidir. Üretim hataları nedeniyle dişli çark malzemesi beklenen çalışma periyodundan daha önce, çeşitli hasar mekanizmalarının etkisi altında ani olarak hasara uğrayabilir.

Plastik dişlilerin üretim hataları dışında kalan hasar mekanizmaları; yorulma, sürünme, aşınma ve plastik deformasyondur. Bu hasar mekanizmaları eş zamanlı

oluştukları için hasara uğramış plastik dişlilerde; sürünme, yorulma ve plastik deformasyonu birbirinden ayırmak oldukça zordur [28].

Numunelerde görülen plastik dişli çark hasarları aşağıda başlıklar halinde açıklanmıştır.

2.1.1 Plastiklerin yorulması

Malzemenin mukavemet sınırı, o malzemenin kopmasına neden olan gerilmenin değeridir. Pratikte malzemelerde, statik ve yorulma kopması olmak üzere iki çeşit kopma gözlenir [28].

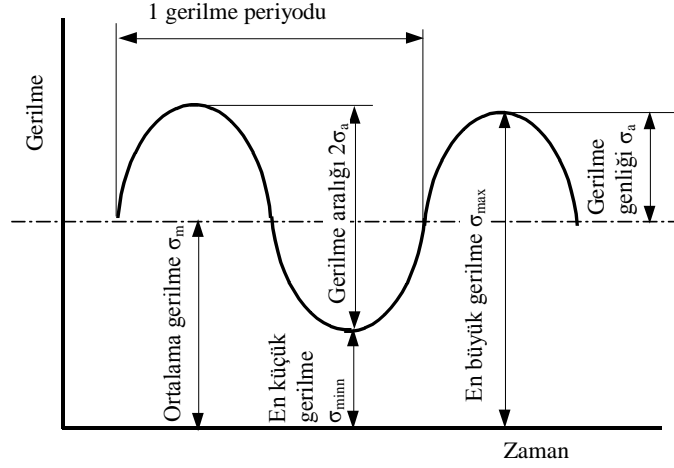
Teorik olarak malzemenin sonsuz devir sayısında taşıyabileceği yük yorulma dayanımı olarak tanımlanmaktadır [29].

Plastiklerde yorulma, metallerdeki gibi gevrek kırılma şeklinde olup, bir çatlakın oluşması ve yayılması sonucunda oluşmaktadır. Ancak metallerin yorulması ile plastiklerin yorulması arasında önemli farklılıklar vardır. Metallerde genelde yorulma çatlakları yüzeyde oluşmasına karşın, plastiklerde kalıplama sırasında yüzeyde yorulma çatlaklarının oluşmasını önleyen bir koruyucu tabaka meydana gelmektedir. Plastiklerde yorulma çatlakları; küçük boşluklar, yolluk noktaları gibi kalıplama hatalarında başlamaktadır.

Metallerin yorulması ile plastiklerin yorulması arasındaki en önemli fark; plastiklerin viskoelastik özelliğinden dolayı, yüksek sönümlenme ve düşük ısı iletkenliği sonucu oluşan ısının malzeme bünyesinde bir yumuşama meydana getirmesidir. Bu olaya yorulma hasarı denilmektedir.

Statik zorlama altında nominal gerilmeleri kopma dayanımı (σ_K) ile eşit veya daha büyük ($\sigma \geq \sigma_K$) olduğu ve kopmanın meydana geldiği durum statik yorulma olarak tanımlanmaktadır. Malzemenin kopması sadece gerilmenin büyüklüğüne göre değil, o gerilemeye maruz kaldığı zamana da bağlıdır. Şöyle ki uzun süre gerilmelere maruz kalan parçalar, kopma dayanımından daha küçük gerilmelerde ($\sigma < \sigma_K$) kopmaktadırlar .

Malzemeye etki eden yükün zamanla değişimi yorulma için genel olarak Şekil 2.1'deki gibi gösterilir [28].



Şekil 2.1: Yorulmada yükün zamanla değişimi [28].

Yorulma ile ilgili genel tanımlar aşağıda sıralanmıştır.

σ_{max} : En büyük gerilme (MPa)

σ_{min} : En küçük gerilme (MPa)

σ_m : Ortalama gerilme (MPa)

σ_a : Gerilme genliği (MPa)

$2\sigma_a$: Gerilme aralığı (MPa)

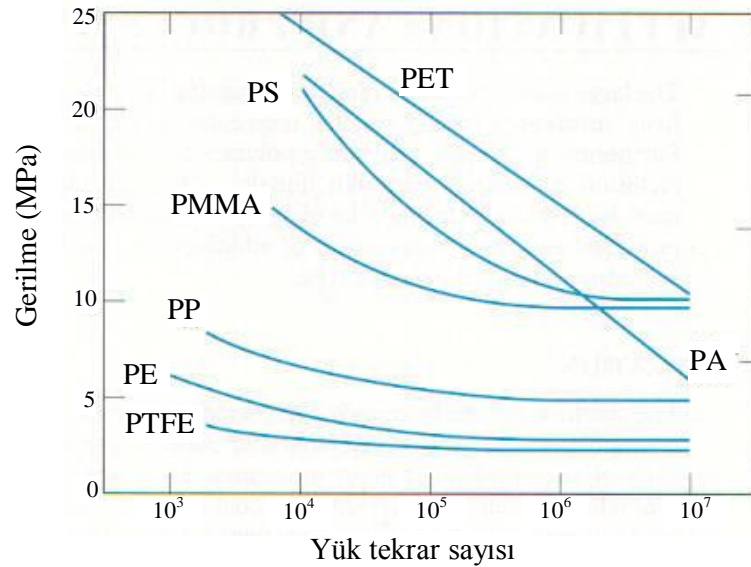
Yorulmada gerilme oranı olarak tanımlanan R, minimum gerilmenin maksimum gerilmeye oranıdır. Gerilme oranı (-1) ile (+1) arasında bir değerdedir. Yorulma için $(-1 \leq R < +1)$, statik zorlama durumu için ise $R = +1$ geçerlidir. $R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ 'dir [28].

2.1.1.1 Yorulma S-N diyagramı

Makine elemanları genel olarak değişken yük ve gerilmelerin etkisi altındadır. Elemana etki eden yükler statik olsa bile kesitinde meydana gelen gerilmeler değişken olabilir. Örneğin dönen bir mile etki eden statik yükün oluşturduğu gerilmeler tam değişkendir. Değişken gerilmelerin etkisi altındaki elemanlarda bunların maksimum değerleri değil tekrar sayısı önemlidir. Çevrimsel olarak değişen gerilmeler malzemenin iç yapısında bazı yıpranmalara neden olur. Böylece kopma olayı statik sınırların çok altında meydana gelir. Değişken gerilmelerin etkisi altında malzemenin iç yapısındaki değişikliklere yorulma ve elemanın kopuncaya kadar

dayandığı süreye de ömür adı verilir [37]. Dişlilerin ömrü genellikle çevrim sayısı ile tarif edilir. Değişken zorlanmada kopma iç yapıdaki veya dış yüzeydeki bir süreksizlik noktasından başlar. Bu nokta civarında malzeme yorulur bir çatlak meydana gelir. Zamanla bu çatlak derinleşir, sonunda çatlak dışındaki bölgedeki gerilme mukavemet sınırını aşarak elemanın birden bire kırılmasına neden olur. Ancak unutulmamalıdır ki numuneler hasara uğrarken sadece yorulma değil, sürünme ve plastik deformasyon da etkilidir. Bunların birbirlerinden ayrılması zor olduğu için yorulma deneyleri adı altında elde edilen sonuçlar ömür değerleri olarak algılanmalıdır.

Yorulma performansı, gerilme (S) ve malzemenin bu yüke karşı gösterdiği çevrim sayısı (N) ile ifade edilir. Bunun yanı sıra yorulma performansının tam anlaşılabilmesi için, yorulma gerilme oranı R değerinin de bilinmesi gerekir. Yorulma test sonuçları gerilme ile çevrim sayısının 10 tabanına göre logaritmik ölçekli olarak çizilmesi ile grafiksel olarak elde edilir. Bu grafiğe (S-N) veya gerilme-çevrim sayısı grafiği denir [30]. Şekil 2.2’de görüldüğü gibi PET ve PA gibi plastiklerin gerilme-yük tekrar sayısı değişimi diğerlerinden farklı olarak lineerdir. Bu tip plastiklerde belli bir sınır çevrim sayısı yoktur.



Şekil 2.2: Bazı ticari termoplastikler için S-N diyagramı [28].

S-N grafiğinin eğimi yada matematiksel fonksiyonu, malzemenin yorulma direncinin bir ölçüsüdür ve her malzeme türü için farklı bir durum gösterir. Bunun yanı sıra

yorulma ömrü gerilmenin büyüklüğüne, gerilme oranı R' ye, yüklemenin durumuna, yükleme geçmişine ve çevre şartlarına bağlıdır [30].

2.1.2 Kırılma hasarı

Dişlilerde kırılma parçanın iki veya daha fazla paçaya ayrılması sonucu ortaya çıkan kusurdur. Bu durum aşırı yükleme veya çok genel olarak dişli malzemesinin dayanma limitinin çok üzerinde periyodik gerilmelere maruz kalması ile ortaya çıkabilir. Dişlilerde kırılma olayı birçok hasar türüne göre daha tehlikeli ve daha risklidir. Özellikle bir helikopterde, asansörde veya bir vinçte çok tehlikeli sonuçlar doğurabilir. Bu nedenle insan hayatının risk altında olduğu çalışma koşullarında dişlilerde kırılma için emniyet katsayısı büyük alınır [22].

Polimerlerin kırılma mukavemetleri metal ve seramiklerle kıyaslandığında çok düşük seviyelerdedir. Gevrek kırılmalar, termoset polimerlerde olur. Kırılma, gerilim biriktiricilerin olduğu çentik, çizik gibi yerlerde başlar.

Termoplastiklerde hem sünek hem de gevrek kırılma tipi görülür. Gevrek kırılma düşük sıcaklıklarda, yüksek deformasyon hızlarında ve gerilim birikimi olan yerlerde görülür. Gevrek-sünek dönüşümü, artan sıcaklıkla olur [22].



Şekil 2.3: Diş dibi kırığı [31].

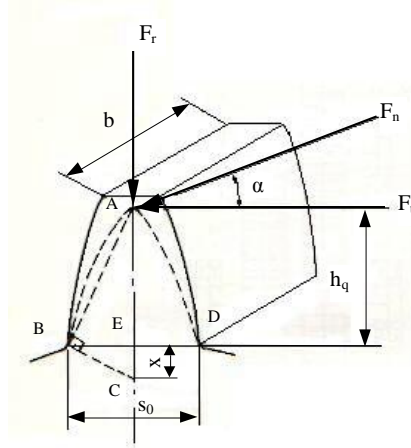
2.1.3 İmalat sırasında oluşan hasarlar

Plastik dişlilerde; enjeksiyon kalıplama sırasındaki sıcaklık, basınç gibi parametrelerdeki yanlışlıklar, boyutlarda çarpıklıklara ve iç yapıda gözenek oluşumuna neden olur. Dişlilerin iç yapılarında gözenek bulunması yüke maruz kalan kesit alanın küçülmesine ve böylece birim alana düşen kuvvetin artmasına neden olur. Gözeneklerin sayısı ve büyüklüğüne göre etkiyen gerilme emniyet gerilmesini

aştığında ise kırılma oluşur. Yorulma durumunda çatlak oluşumu gerçekleştikten sonra çatlak kritik alan oluşana dek ilerleyecek daha sonra da kırılma olacaktır [28].

2.2 Metal Düz Dişli Çarklar İçin Mukavemet Hesapları

Şekil 2.4’de görülen dişli çarkta kuvvet, dişin üstünden etki etmektedir. A noktasına etki eden F_n normal kuvveti, F_t teğetsel kuvvet ve F_r radyal kuvvetlerine ayrılır.



Şekil 2.4: Diş üzerine etkiyen kuvvetler [28].

Ancak gerçekte dişe gelen F_n kuvvetini artıran veya azaltan etkiler vardır ki bu etkilerin de hesaba katılması gerekir. Bu etkiler şunlardır:

1. İşletme faktörü (K_i): Dişli çarkın üzerinde bulunduğu makinenin darbeleri çalışıp çalışmama şartlarına bağlı olarak F_n kuvveti artar.
2. Hız faktörü (K_v): Çevresel hızın miktarı ve dişli imalat hatalarına bağlı olarak F_n kuvveti artar.
3. Kuvvet dağılım faktörü (K_m): Diş boyunca kuvvetin dağılışı teorik olarak homojen kabul edilir. Dişli çarkın imalat hatası, yataklama hatası, diş genişliği gibi etkiler kuvvetin homojen dağılmasına mani olur.
4. Kavrama oranı faktörü (K_ϵ): Yukarıda bahsedildiği gibi kavrama esnasında ancak belirli bir aralıkta F_n etki eder. Kavrama başlarken ve biterken daha küçük bir F_n etki eder. $K_\epsilon = 1$ alınır ise emniyetli hesap yapılmış olur.

Bu faktörlerin hepsi hesaba katıldığında bölüm dairesi üzerindeki temas anında dişli zorlayan kuvvet:

$$F_n' = F_n \cdot K_i \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_z \quad (2.1)$$

Olacaktır [28].

“Eşitlik 2.1”de;

F_n : Temas anında dişi zorlayan kuvvet (N)

K_i : İşletme faktörü

K_v : Hız faktörü

K_m : Kuvvet dağılım faktörü

K_z : Kavrama oranı faktörü

olarak alınmaktadır [28].

Malzemenin emniyet gerilmesini de artıran ya da azaltan boyut faktörü, çentik faktörü, yüzey kalitesi faktörü gibi etkilerin düşünülmesi gerekir. Bu faktörler aşağıda verilmiştir.

Diş dibinin emniyetli dayanım değeri,

$$\sigma_{em} = \frac{K_b \cdot K_y \cdot K_s}{K_\zeta} \sigma_{eDal} \cdot \frac{1}{S} \quad (2.2)$$

bağıntısı ile hesaplanır. “Eşitlik. 2.2”de:

σ_{em} : Emniyet gerilmesi (MPa)

K_b : Boyut faktörü

K_y : Yüzey kalitesi faktörü

K_s : Sağlamlama faktörü

K_ζ : Çentik faktörü

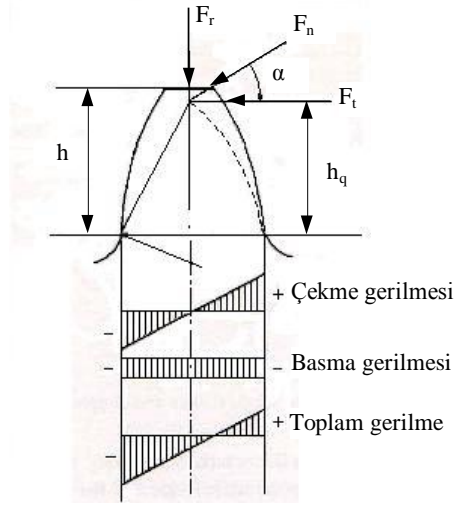
σ_{eDal} : Dalgalı değişken eğme gerilmesi (MPa), ($\sigma_{min}=0$)

S : Emniyet katsayısıdır.

Emniyetli tasarım için $\sigma_e \leq \sigma_{em}$ olmalıdır [28].

2.2.1 Lewis eşitliği

Dişlide en büyük zorlanma F_n kuvvetinin diş tepesine temas ettiği anda meydana gelir. Dişlide meydana gelen gerilmeler Şekil 2.5’de gösterilmiştir.



Şekil 2.5: Dişte çalışma esnasında oluşan gerilmeler [28].

Diş dibinde, kesme, eğme ve basma gerilmeleri meydana gelir. Kesme gerilmesi yüzeyde sıfır olduğundan hesaba katılmaz. Şekil 2.5’de görülüşü gibi bası gerilmesi, eğilmeden dolayı meydana gelen çekiye çalışan normal gerilmeyi azaltmaktadır. Bundan dolayı bası gerilmesi hesaba katılmayabilir. Netice olarak dişi sadece eğme gerilmesi zorluyor kabul edilebilir. Bu durumda meydana gelen eğme gerilmesi:

$$\sigma_e = \frac{M \cdot y}{I} = \frac{F_t \cdot h_q}{\frac{b \cdot s_q^2}{6}} = \frac{6F_n \cdot \cos \alpha \cdot h_q}{b \cdot s_q^2} \quad (2.3)$$

ile hesaplanır.

“Eşitlik 2.3” da;

M : Eğme momenti (Nmm)

I : Atalet momenti (mm^4)

h_q : Nominal yükseklik (mm)

s_q : Nominal kalınlık (mm)

b : Diş genişliği (mm)

y : Lewis form faktörü

şeklindedir [28].

“Eşitlik 2.3”ın pay ve paydası m ile çarpılır ve düzeltme faktörü (K_d)

$$K_d = \frac{6m \cdot \cos \alpha \cdot hq}{sq^2} \quad (2.4)$$

tanımı yapılır ise “Eşitlik 2.3”;

$$\sigma_e = \frac{F_n}{b \cdot m} \cdot K_d \quad (2.5)$$

şeklinde yazılır [28].

2.2.2. Diş dibi kırılma gerilmesine göre mukavemet hesabı

Zorlamayı artıran etkileri de hesaba katarak “Eşitlik 2.6”deki diş dibinde meydana gelen eğme gerilmesi;

$$\sigma_e = \frac{F_t}{b \cdot m} \cdot K_d \cdot K_i \cdot K_v \cdot K_m \quad (2.6)$$

olarak elde edilir [28].

Dişi zorlayan gerilme bağıntısında, zorlama gerilmesi yerine emniyet gerilmesi ve

$$F_t = \frac{2 \cdot M_b}{d_0} = \frac{2 \cdot M_b}{m \cdot z} \quad (2.7)$$

$$b = \psi_m \cdot m \quad (2.8)$$

Burada, ψ_m : genişlik katsayısıdır.

“Eşitlik 2.6”da, “Eşitlik 2.7”ve “Eşitlik 2.3” değerleri yerine yazılıp düzenleme yapılarak m çekilir ise diş dibinden kırılmaya göre emniyet gerilmesi:

$$\sigma = \frac{2M_b \cdot K_i \cdot K_v \cdot K_m \cdot K_d}{\psi_m \cdot Z m^3} \leq \sigma_{em} \quad (2.9)$$

şeklinde elde edilir [28].

2.2.3. Dişli çarkların yüzey basıncı hesabı

Çizgi veya nokta şeklinde temas eden yüzeylerde kontak yorulması meydana gelir. Bu tip yorulma önemli olarak, dişli çarklar, rulmanlı yataklar, tekerlekler ve kamlarda görülmektedir. İki yüzeyin nokta veya çizgi şeklinde temas etmesi durumunda fizikçi H. Hertz bağıntılar geliştirmiştir [28].

F kuvvetinin genişlik (b) boyunca eşit olarak dağılmış olması ve iki silindirin temas etmesi durumunda, temas yüzeyi yarı genişliği:

$$a = \sqrt{\frac{2F}{\pi \cdot b} \cdot \frac{\frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2}}{\frac{1}{d_1} + \frac{1}{d_2}}} \quad (2.10)$$

şeklinde verilmektedir [28]. Burada;

a : Temas yüzeyi yarı genişliği (mm)

ν_1, ν_2 : Poisson oranları

E_1, E_2 : Elastisite modülleri (GPa)

d_1, d_2 : Evolvent çapı (mm)

olarak tanımlanmaktadır.

Dişli çalışırken sürekli olarak temas noktası değişeceği için evolvent eğrisinin çapı da değişmektedir. Temel dairesi üzerinde temas durumundaki evolvent eğrisinin çapı d_1 ve d_2 olarak alınır.

İki silindirin temas yüzeyinde oluşan maksimum basınç:

$$P_{\max} = \frac{2F}{\pi \cdot a \cdot b} \quad (2.11)$$

P_{\max} : Maksimum basınç (MPa)

olarak ifade edilmektedir [28].

Şekil 2.7’de iki silindirin temasında oluşan yüzey basıncı dağılımı ve silindir merkezine doğru gerilmelerin dağılımı verilmektedir. Maksimum kayma gerilmesi yüzey altında ve $\tau_{\max} = 0,3P_{\max}$ değerindedir. Yüzey altında oluşan kayma gerilmesi

ile çatlaklar oluşur; çatlakların ilerlemesi ile pullanma şeklinde yorulma hasarları meydana gelir.

Diş dibinden kırılmadaki P_{Dem} ,

$$P_{eb} = \sqrt{\frac{2M_b \cdot K_i \cdot K_v \cdot K_m \cdot E \cdot i_{12} + 1}{\psi_m \cdot Z^2 \cdot m^3 \cdot i_{12}}} \leq P_{Dem} \quad (2.12)$$

bulunur.

“Eşitlik 2.12”de

P_{Dem} : Dişli malzemesinin temas yorulması için emniyetli yüzey basınç değeri (MPa)

i_{12} : Çevrim oranı

şeklinde tanımlanmaktadır.

Modül bağıntıları hem döndüren hem de döndürülen dişli çark için geçerlidir. Ancak ilk önce döndüren küçük dişli çark hasara uğrayacağı için hesaplar küçük dişli çarka göre yapılır [28].

Dişli çarkların boyutlandırılması zorlamanın durumuna ve yüzeyde oluşturacağı hasar şekline göre “Eşitlik 2.9” veya “Eşitlik 2.12” formülleri ile yapılır. Yüzey basıncı yada diş dibi kırılmasına göre yapılan hesaplarda, emniyetli tasarım için daha büyük olarak elde edilen boyutlara göre ölçümlendirme yapılır.

2.2.4. Plastik dişli çark hesapları

Gerilme Hesapları

Dişlilerde maksimum gerilme diş dibinde meydana gelmektedir. Plastik dişliler için eğilme gerilmesi (S_t) Lewis eşitliğinden türetilen ”Eşitlik 2.13”den hesaplanabilmektedir [23].

$$S_t = \frac{F_t + P_d}{b \cdot y} \quad (2.13)$$

şeklinde ifade edilir.

F_t : Teğetsel kuvvet (N)

P_d : Diametral adım

b : Diş yüzey genişliği (mm)

y : Lewis form faktörü

olarak tanımlanmaktadır.

Dişli temas gerilmelerini hesaplamak için, Hertz tarafından geliştirilmiş ve evrensel olarak kabul gören eşitlikten türetilen kavrama gerilmesini (S_c) veren “Eşitlik 2.14” plastik dişli çarklarda kullanılmaktadır [23].

$$S_c = \sqrt{\left\{ \frac{F_t}{b.d} \frac{1}{1 - \frac{(1-\nu_1)}{E_1} + 1 - \frac{(1-\nu_2)}{E_2}} \frac{4}{\sin(2\psi)} \frac{u+1}{u} \right\}} \quad (2.14)$$

“Eşitlik 2.14”de;

F_t : Teğetsel kuvvet (N)

b : Diş yüzey genişliği (mm)

E : Elastisite modülü (MPa)

ν : Poisson Oranı

u : Dişli oranı

ψ : Basınç açısı ($^\circ$)

olarak tanımlanır [23].

Dişli Çark Sıcaklık Hesabı

Polimerik dişli çarkların çalışma sıcaklığı “Eşitlik 2.15” ile hesaplanır [25].

$$\theta_1 = \theta_0 + \frac{136.P_t.\mu(1+\mu)}{(z_2+5)} \left[\frac{1,71.10^4.K_a}{b.z_1.(v.m)^{K_M}} + \frac{7,33.K_b}{A} \right] + 5.0 \quad (2.15)$$

“Eşitlik 2.15”de;

θ_1 : Dişli sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)

θ_0 : Başlangıçtaki dişli sıcaklığı ($^\circ\text{C}$)

P_t : Aktarılan kuvvet (kW)

μ : Sürtünme katsayısı

- z_1, z_2 : Diş sayısı
 b : Dişli genişliği (mm)
 v : Dişlinin çizgisel hızı (m/s)
 m : Modül (mm)
 K_a : Deneysel katsayı
 K_b : Düzeltme katsayısı
 K_m : Dişli sabiti

şeklindedir [25].

Dişlinin çizgisel hızı “Eşitlik” 2.16’dan hesaplanır [25].

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{6 \cdot 10^4} \quad (2.16)$$

“Eşitlik 2.16” da;

- d_1 : Dişli referans dairesi (mm)
 n_1 : Devir sayısı (min^{-1})

şeklindedir [25].

Dişli güvenlik faktörünün (S_F) hesaplanması “Eşitlik 2.17”de gösterilmiştir.

$$S_F = 0.2 + \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{\sigma_F} \cdot Y_x \quad (2.17)$$

- Y_x : Dişli eğilme gerilmesi için boyut faktörü
 $\sigma_{F \text{ lim}}$: Diş eğilmesinde dayanım sınırı

şeklindedir [25].

Hertz Basıncı Temas Gerilmesi Hesabı

Hertz basıncı temas gerilmesi (σ_H) “Eşitlik” 2.18’den hesaplanır .

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_E \cdot Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{(u+1)}{u}} \cdot K_A \quad (2.18)$$

- Z_H : Bölge faktörü

Z_E : Elastisite faktörü

Z_ϵ : Kontak oranı

K_A : Uygulama faktörü

Şekilindedir [25].

Bölge faktörü (Z_H) “Eşitlik” 2.19’den hesaplanır [25].

$$Z_H = \sqrt{\frac{2 \cos a_w}{\cos^2 a \cdot \sin a_w}} \quad (2.19)$$

Elastisite faktörü (Z_E) “Eşitlik” 2.20’den hesaplanır [25].

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \right)}} \quad (2.20)$$

Kontak oranı faktörü (Z_ϵ) “Eşitlik” 2.21’den hesaplanır [25].

$$Z_\epsilon = \left[\frac{4-\epsilon a}{3} \right]^{1/2} \quad (2.21)$$

2.3 Polimerik Dişlilerde Ömrü Arttırmak İçin Yapılabilecek Değişiklikler

2.3.1 Boyutsal değişiklikler

Dişlinin temel büyüklüklerinin değiştirilmesi yada tamamen profilin değiştirilmesi şeklinde olabilir. Polietilen dişlilerin ömrünü arttırmak amacıyla yapılabilecek en basit çözüm aynı yüke maruz kalacak daha büyük bir dişli yapmaktır. Boyutların büyütülmesi sadece modülün büyütülmesi anlamında değildir. Modülün büyütülmesi dışında basınç açısının düşürülmesi ile de diş dibi kalınlığı değiştirilebilmektedir [13].

Diş modifikasyonun temas anında dişe gelen yüklere göre, temas çizgisi boyunca kalınlığın artırılması prensibine göre yapılan çalışmada diş boyunca ısının düştüğü ve yumuşama hasarının ortadan kalktığı belirlenmiştir [15].

Plastik dişlilerde havalandırma kanalları açılarak yapılan çalışmada dişlide oluşan sıcaklıkların düştüğü ve yumuşama hasarının oluşmadığı bulunmuştur [16].

2.3.2 Malzemeye dayalı değişiklikler

Dayanım değerleri, daha fazla malzeme kullanımı, takviye malzeme kullanımı, alaşımlama, kaplamalar, malzemeye dayalı değişiklikler olarak sıralanabilir.

Plastiklerin kaplanması zor bir işlem olmakla birlikte mümkündür. Literatürde folya, ya da yassı mamullere uygulanmış olup dişliler için kaplama kullanılmamıştır [13].

Polietilenin özelliklerini iyileştirmek, amacıyla eritilerek basınç altında karıştırma yöntemiyle oksitlenmeyi önleyici primary ve secondary antioksidanlar, ultra viyole kararlılık sağlayıcılar, kaydırıcı olarak yağ asitlerinin aminleri, bloklaşmayı önleyici olarak da %90' ın üzerinde silisyumdioksit ihtiva eden inorganik bileşikler kullanılır [32].

3. MATERYAL ve METOT

Alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) dişlilerin yorulma ve statik kopma dayanımlarını arttırmak için yay takviyesi ile bası gerilmesi yapılarak öngerilme oluşturulması sağlanmıştır. Tel yerine yay kullanılmasının nedeni, tutunma yüzeyini arttırmak ve zamanla gerilme gevşemesinin gerçekleşmesini geciktirmek içindir. Diş boyunca yaylar sarımları diş dibine gelecek şekilde 4'er adet olarak kalıplanmış ve eşit miktarda (4mm) çekilerek polietilen ile enjeksiyon gerçekleştirilmiştir. Soğuma sonrasında yayların dişli dışında kalan kısımları kesilmiştir. Öngerilmeli yayın etkisini belirlemek için, yaysız bir grup numune üretilmiştir. Elde edilen numunelerin öncelikle statik kopma dayanımları belirlenmiş daha sonra statik kopma dayanımının altında bir yük ile başlanarak gittikçe gerilmenin düşürülmesi prensibine göre yorulma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Numuneler, 50 Hz frekansa çıkabilen INSTRON 8801 yorulma deney cihazında test edilmiştir.

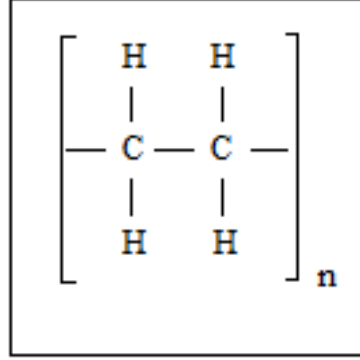
3.1 Polietilen

Plastik dişli malzemesi olarak genelde poliamid kullanılmasına rağmen öngerilme verilmiş poliamid dişli çarklarda yüksek gerilme genliklerinde olumsuz sonuçlar elde edilmiştir. Bunun nedeni poliamidin sertliğinin yüksek olmasıdır. Bu nedenle poliamide göre daha yumuşak olan alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) matris malzeme olarak seçilmiştir. Şekil 3.1'de granül halindeki polietilen gösterilmiştir.



Şekil 3.1: Granül haldeki polietilen malzeme.

Dış ortam koşulları ve neme karşı iyi direnç, hafiflik ve kullanım kolaylığı, esneklik, iyi kaynak özelliği, dayanıklılık, çatlama karşı direnç sıfır korozyon, düşük sürtünme, düşük maliyet ve üstün kimyasal direnç genel özellikleri olarak sayılabilir. Polietilenin polimer zinciri Şekil 3.2’de gösterilmiştir.



Şekil 3.2: Polietilenin polimer zinciri [28].

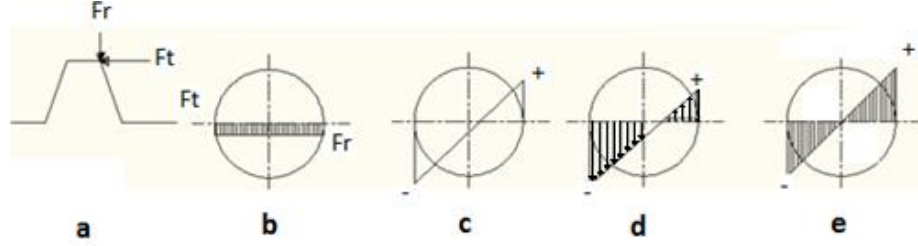
Malzemenin hakkında yorum yapabilmemizi sağlayan, alçak yoğunluklu polietilen, (LDPE) ve yüksek yoğunluklu polietilenin, (HDPE) termal ve mekanik özellikleri Tablo 3.1’de gösterilmiştir.

Tablo 3.1: Polietilenin termal ve mekanik özellikleri [33].

	Alçak Yoğunluklu Polietilen (LDPE)	Yüksek Yoğunluklu Polietilen (HDPE)	Birim
Isı İletkenliği	0,3-0,335	0,46-0,52	W/mK
Özgül Isı	1800-3400	1800-2700	j/kg.K
Erime Sıcaklığı	125-136	108-134	°C
Yoğunluk	910-928	940-965	kg/m ³
Kullanım Sıcaklık Sınırı	-	80	°C
Özgül Ağırlık	0,94-0,96	0,91-0,93	g/cm ³
Elastisite Modülü	200-400	600-1400	MPa
Kayma Modülü	100-350	700-800	MPa
Çekme Mukavemeti	8-12	20-32	MPa
Uzama	600-650	180-1000	%
Eğilme Mukavemeti	10-40	20-45	MPa

3.2 Dişli Çalışırken Üzerine Gelen Yükler

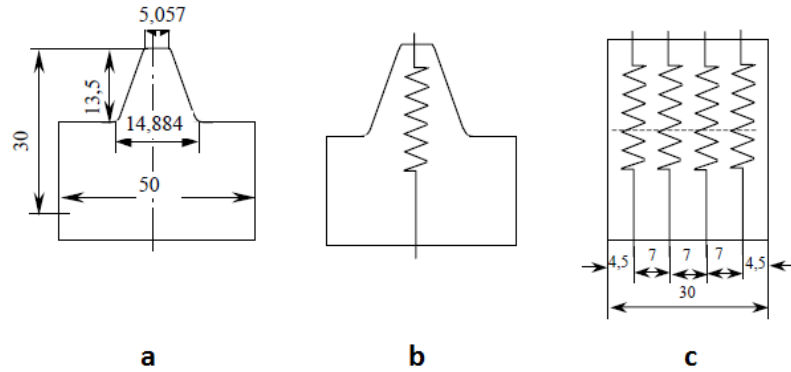
Yorulma çatlakları çeki bölgesinde başladığı ve ilerlediği için çeki bölgesindeki gerilmenin düşürülmesi yorulma ömrünü arttıracaktır. Dişli çalışırken dişli üzerine gelen yükler Şekil 3.3’de gösterilmiştir.



Şekil 3.3: Dişli çalışırken üzerine gelen yükler; Diş üzerine gelen kuvvetin bileşenleri, (a) basma gerilmesi, (b) bileşke kuvvet, (c) S-N gerimesi verilir ise, (d) toplam gerilme (e).

3.3 Numunelerin Üretilmesi

Numune üretiminde, öncelikle Şekil 3.4’de gösterilen ölçülerde boyutlar belirlenmiştir. Plastik düz dişli çarkların kalıp maliyetlerinin daha yüksek olması ve takviye yaylarını merkezleme problemi nedeniyle çalışmada kremayer dişli çark tercih edilmiştir. Kremayer dişlide artan diş sayısı ile kalıbın parça sayısı artacağı için dişli modellenirken tek diş alınmıştır. Her numune için 4 adet yay kullanılmıştır. Yaylar kalıp içerisine; sarım kısmı diş dibine gelecek ve diş boyunca dişin merkezinde yer alacak şekilde yerleştirilmiştir.



Şekil 3.4: Dişli numunesinin ölçüleri ve yayların diş içerisindeki konumları; Diş numunesinin ölçüleri, (a) Diş yüksekliğine göre yayların konumu, (b) Diş boyunca yayların konumu (c).

3.4 Yay Malzemesi ve Hesapları

Plastik dişli çarkların mukavemet değerlerini artırmak amacıyla önerilen plastik dişli çark içerisine eklenecek olan yayların yaylık çelik tellerden yapılması uygundur. Adından da anlaşılacağı üzere yay çelikleri yay üretimine yönelik bir malzemedir. Yaylık teller istenen dış çapa göre kılavuzlar üzerine sarılarak plastik deformasyonla yay üretimi yapılır. İstenen sarım sayısı ve sarımlar arası açıklık sağlanabilir.

Yay çeliği tellerin kopma mukavemeti, telin çapına bağlıdır. Bunların elastisite modülleri 210000 N/mm^2 , kayma modülleri ise 83000 N/mm^2 'dir [28].

Yaylardaki temel prensip uygulanan yükü yer değiştirme arasında doğrusal bir bağıntı olduğudur. Yükün yer değiştirme miktarına oranı yayın rijitliğini vermektedir ("Eşitlik 3.1").

$$F = k.x \quad (3.1)$$

"Eşitlik 3.1" de;

F : Uygulanan kuvvet (N)

x : Yer değiştirme miktarı (mm)

k : Yayın rijitliği (N/mm)

şeklinde tanımlanmaktadır.

Çekme yaylarının rijitlikleri;

$$k = \frac{G.d^4}{8.D^3.i} \quad (3.2)$$

formülü ile bulunmaktadır.

"Eşitlik 3.2" de;

k : Yayın rijitliği (N/mm)

G : Young modülü (çelikler için 83000 N/mm^2)

D : Tel çapı (mm)

D : Yayın ortalama çapı (mm)

i : Yük altındaki sargı sayısıdır.

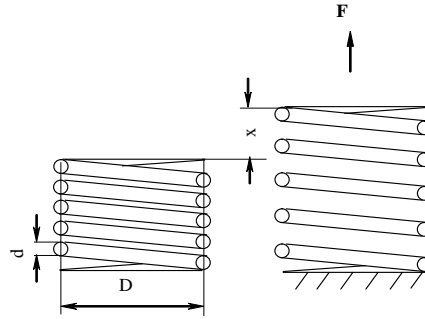
Çekme kuvveti ile zorlanan yaylar genellikle bir öngerilme ile imal edilir; yani serbest halde sargılar birbirine temas eder. Dış kuvvet tatbik edildiğinde ancak öngerilme kuvveti (F_0) aşıldığı durumda yay şekil değiştirmeye başlar [28].

Yayın uzamasında ön gerilme kuvvetinin göz önüne alınması gerekir, böylece uzama (δ);

$$\delta = \frac{8.D^3.i}{G.d^4}(F - F_0) \quad (3.3)$$

bağıntısı ile hesaplanır.

Yayın şematik olarak gösterimleri ve temel büyüklükleri Şekil 3.5’de verilmiştir.



Şekil 3.5: Yayın şematik görünümü [28].

Öngerilmeyi sağlamak amacıyla, yaylar kalıplama öncesi çekilmiş; kalıplama işlemi sonrasında da bırakılmıştır. Bu sayede dişte bası yönünde belli bir öngerilme kuvveti oluşturulmuştur. Yayların, kalıbın gerdirme tertibatına sabitlenebilmesi amacıyla yayların uçlarına pimler perçinlenmiştir. Şeki 3.6’da dişli numunelerinde kullanılan yay ve pimler verilmiştir.



Şekil 3.6: Dişli numunelerinde kullanılan yaylar ve pimler.

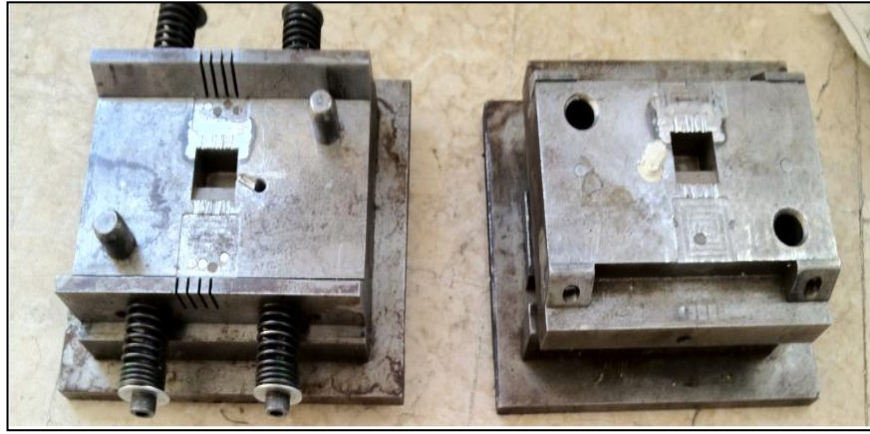
Kullanılan tel çapları, sarım sayıları, yayın ortalama çapı, yaylanma katsayıları ve kalıplama esnasında kaç milimetre çekildikleri, bunlara bağlı olarak “Eşitlik 3.2”e göre yaylanma katsayıları ve hesaplanan öngerilme kuvveti Tablo 3.2’de verilen yay katsayıları teorik değerlerdir.

Tablo 3.2: Takviye olarak kullanılan yaylara ait veriler.

Tel çapı D (mm)	Sarım sayısı n (adet)	Ortalama çap D (mm)	Yay katsayısı k (N/mm)	Germe miktarı x (mm)	Kuvvet (F=k.x) N	Öngerilme ($\sigma=4F/A$) MPa
1,2	7	4,8	27,79	4	194,53	1,73

3.5 Kalıp Tasarımı

Granül haldeki alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) malzeme 150°C sıcaklıkta, plastik enjeksiyon makinesinde Şekil 3.7' deki kalıpta eritilerek kremayer dişli numuneleri üretilmiştir.



Şekil 3.7: Kremayer dişli numunesi enjeksiyon kalıbı.

Plastikler için kalıp çekme payı %2'dir. Dişli ölçüleri için bu miktar ihmal edilecek seviyededir. Kalıp çekme payı kalıbın toleransları içerisinde tutulmuştur.

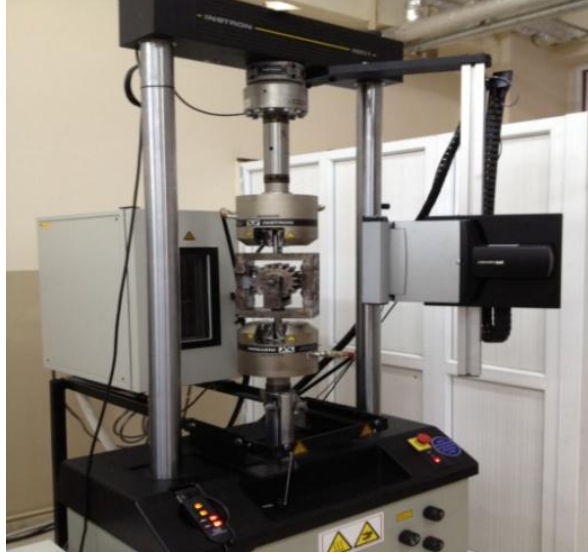
4. DENEYSEL ÇALIŞMALAR

Yapılan deneyler alçak yoğunluklu (LDPE) kremayer dişli numunelerin çekme ve yorulma deneyi, yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) düz dişlilerin yorulma deneyi olmak üzere üç ana guruba ayrılmıştır.. Bu çalışmada yapılan deneysel çalışmaların içeriği Tablo 4.1’de anlatılmıştır.

Tablo 4.1: Yapılan deneysel çalışmalar.

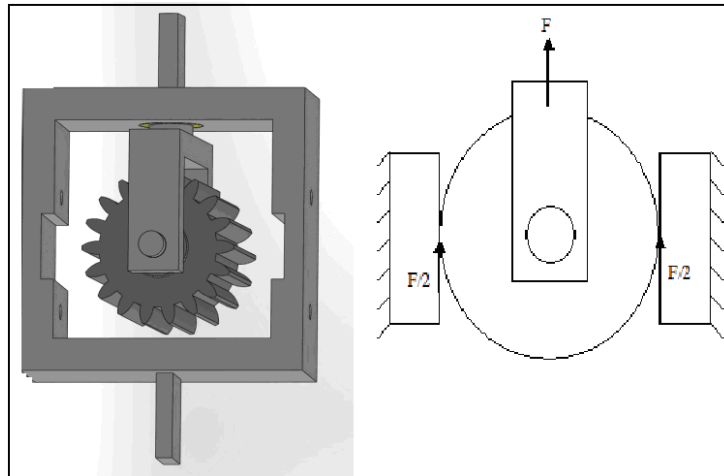
Yapılan Deneyler	Değişkenler
Kremayer Dişli Çekme Deneyi	Bu deney ile alçak yoğunluklu takviyesiz polietilen (LDPE) dişli numunelerine ve yay takviyeli 1,2 mm tel çapına sahip, 4 mm iç çapındaki 7 sarımlık yaylarla 4 mm çekilerek ön gerilme uygulanmış olan, 20°C ortam sıcaklığında ve 2 mm/dk ilerleme hızı ile statik kopma dayanımları belirlenmiştir.
Kremayer Dişli Yorulma Deneyi	Yay takviyeli ve takviyesiz alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) dişlinin yorulma deneyleri test cihazı çıkış kuvveti olan 5-4,9-4,75-4,35-4,25-4 kN’luk yüklerde 10 Hz frekansta %10 pozisyon değişimi olacak şekilde yorulma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Ancak deney aparatının tasarımı itibarı ile bu kuvvetlerin yarısı numunelere diğer yarısı çelik destek kremayere etki etmiştir. Yapılan deneyler sonucunda takviyeli ve takviyesiz numunelerin S-N diyagramları çıkarılmıştır. Minimum gerilme ($\sigma_{min} = 0$) kabul edilmiştir.
Düz Dişli Yorulma Deneyi	Yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) düz dişlinin yorulma deneyleri 750 d/dk hızda 25°C ortam sıcaklığında 28,86 Nm ve 20,6 Nm moment altında FZG dişli test cihazında gerçekleştirilmiştir. Son olarak yapılan bu 3 deneyin %10 pozisyon değişiminin meydana geldiği çevrim sayıları karşılaştırılmıştır.

Numunelerin yorulma ve statik kopma dayanımlarının belirlenmesinde kullanılan Şekil 4.1’deki INSTRON 8801 test cihazı hidrolik kontrollü çeneleri sayesinde 50 hertz frekans değerine çıkabilmekte, çeki ve bası yönünde 50 kN yük uygulayabilmektedir. Sıcaklık kabini sayesinde $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ ile $250\text{ }^{\circ}\text{C}$ arasında deney yapma imkanı sunmaktadır.



Şekil 4.1: INSTRON 8801 yorulma test cihazı.

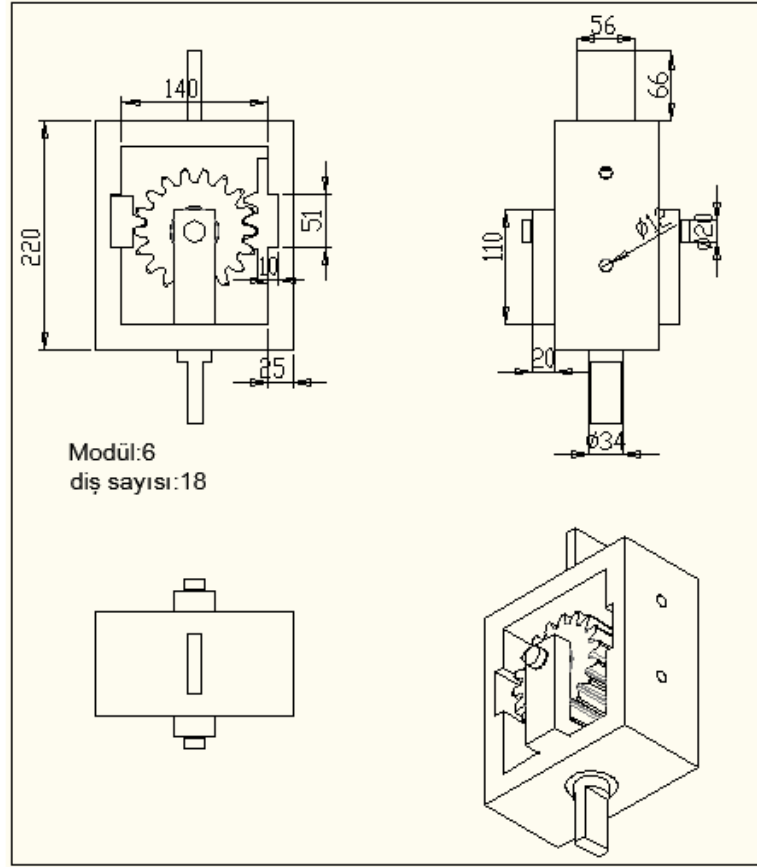
Numunelerin öncelikle statik kopma dayanımları belirlenmiş daha sonra statik kopma dayanımı altındaki gerilmelerde yorulma deneyleri gerçekleştirilmiştir. Deney cihazında uygulanan yükün Şekil 4.2’de gösterildiği gibi yarısı numuneye, yarısı da karşı kremayere uygulanmaktadır. Kremayer dişliye kuvvet temel dairesinden etki etmektedir. Etki eden yükün diş boyutlarından elde edilen dişin taban alanına oranı gerilme değerini vermektedir.



Şekil 4.2: Deney düzeneğinin perspektif görünüşü ve yüklerin dağılışı.

4.1 Statik Deneyler Sonucunda Elde Edilen Veriler

Numunelerin deney cihazında yorulma deneylerinin yapılması için Şekil 4.3'de gösterilen aparat gerekmektedir. Çalışma kapsamında üretilen aparatta numuneyi deney esnasında çelik çeneler sabitlemektedir. Rijitliği sağlamak amacıyla 25 mm kalınlığındaki çelik levhalardan kutu şeklinde bir tasarım yapılmıştır. Eş dişli olarak modül 6 diş sayısı 18 olan, sementasyon çeliğinden yapılmış düz bir dişli kullanılmıştır. Numuneye paralel olacak şekilde ıslah çeliğinden tam sertleştirme işlemi yapılarak üretilmiş bir kremayer dişli kullanılmıştır.



Şekil 4.3: Deney aparatı teknik resim.

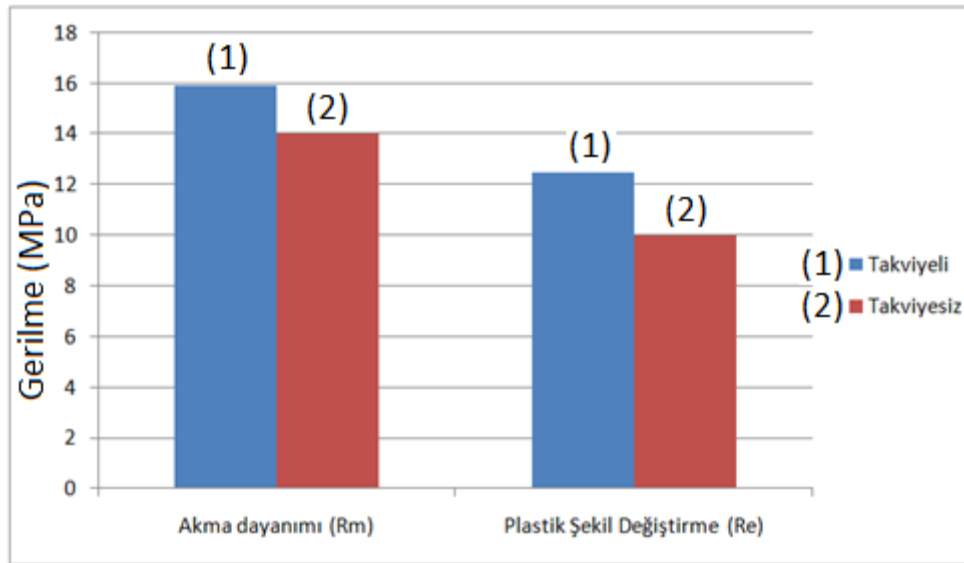
Statik kopma deneyi 20°C ortam sıcaklığında 2 mm/dk ilerleme hızında gerçekleştirilmiştir.

Plastik şekil değiştirmenin meydana geldiği değer (R_e) ve numunelerin en büyük çekme zorlamasına göstermiş olduğu çekme dayanımı akma sınırı (R_m) değeri, [34] Tablo 4.2'de görüldüğü üzere yay takviyeli numunelerde takviyesiz numunelere kıyasla yaklaşık % 11 oranında artmıştır.

Tablo 4.2: Deney numunelerinin dayanım değerleri.

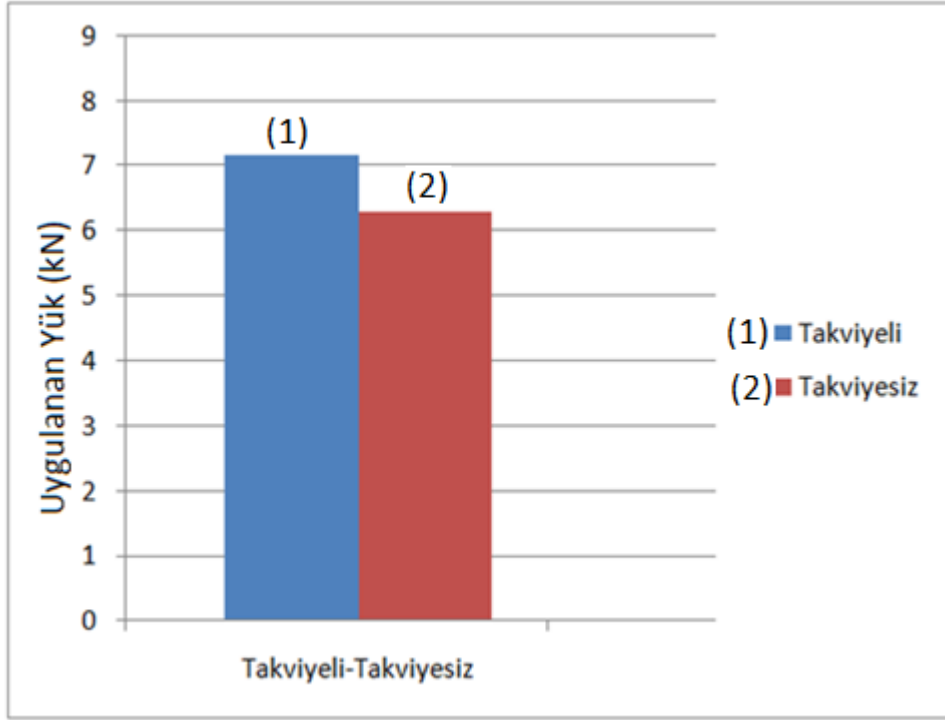
Takviye Durumu	Malzeme Cinsi	Kuvvet (kN)	Maksimum Yükte Uzama Miktarı (mm)	R_e (MPa)	R_m (MPa)
Takviyesiz	Düşük yoğunluklu polietilen (LDPE)	6,29824	3,95818	10	12,44
Yay Takviyeli	Düşük yoğunluklu polietilen (LDPE)	7,16646	4,37548	13,99	15,92

Şekil 4.4’de alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) malzemenin yay takviyesi ile takviyesiz durumundaki dayanım değerleri (R_e) ve (R_m) arasındaki fark gösterilmiştir. Şekil incelendiğinde alçak yoğunluklu polietilen numunede (LDPE) akma dayanımı alt sınırı (R_e) 10 MPa, akma dayanımı üst sınırı (R_m) 12,44 Mpa’dır. Yay takviyeli alçak yoğunluklu polietilenin (LDPE) akma dayanımı alt sınırı (R_e) 13,99 MPa, akma dayanımı üst sınırı (R_m) 15,92 MPa’dır.



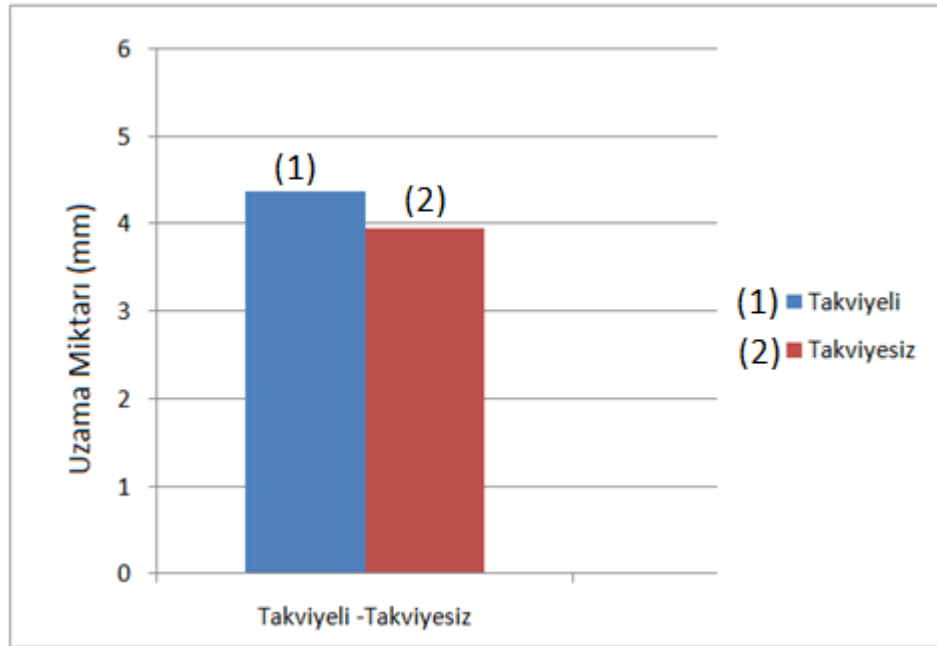
Şekil 4.4: Düşük yoğunluklu polietilen (LDPE) numunelerin yay takviyeli ve takviyesiz haldeki dayanım değerlerinin (R_m , R_e) karşılaştırılması.

Şekil 4.5 incelendiğinde yay takviyeli alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) numuneyi koparmak için 7,1 kN yük uygulanmıştır. Alçak yoğunluklu takviyesiz numuneyi koparmak için ise 6,2 kN yük uygulanmıştır, şekiden anlaşıldığı üzere yay takviyesi alçak yoğunluklu polietilen numuneyi koparmak için gereken yükü %14 arttırmıştır.



Şekil 4.5: Takviyeli ve takviyesiz numunelerde kopmanın meydana geldiği yük.

Şekil 4.6 İncelendiğinde takviyesiz numunenin 6,2 kN olan maksimum yükteki yer değiştirme miktarı 3,9 mm'dir. Yay takviyeli numune ise 7,1 kN yükte 4,3 mm yer değiştirme meydana gelmiştir. Yay takviyesi ile kopmadan önce meydana gelen uzama miktarı %11 oranında arttırılmıştır.



Şekil 4.6: Takviyeli ve takviyesiz numunelerde maksimum yükteki yer değiştirme.

4.1.1 Yorulma deneyi

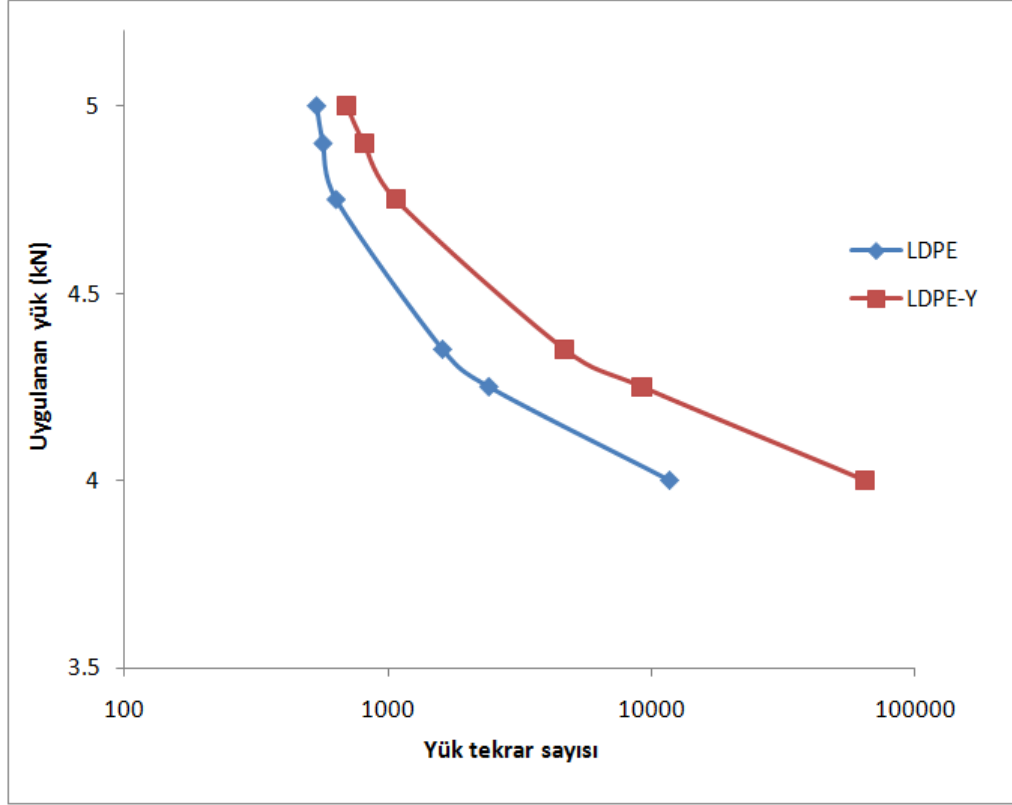
Deneyler Tablo 4.3’de gösterilen maksimum yükler ve gerilme genliği ($\sigma_{\min} = 0$) olacak şekilde 10 Hz frekansta % 10 pozisyon değişiminde 20°C ortam sıcaklığında gerçekleştirilmiştir. Herbir gerilme genliği için 3 deney yapılmış ve bu 3 deney sonucundan elde edilen ortalama yorulma değerleri, numunelerin S-N diyagramlarını oluşturmak için kullanılmıştır. Deney numunesine yükleme aparatının tasarımı itibari ile Tablo 4.3’de belirtilen yüklerin yarısı etkimektedir. Diğer yarısı ise çelik destek kremayere etkimektedir.

Tablo 4.3: Yorulma deneyi verileri.

Takviye Durumu	Uygulanan Maksimum Yük (kN)	Yük Tekrar Sayısı
Takviyesiz	5	536
Takviyeli	5	699
Takviyesiz	4,9	567
Takviyeli	4,9	813
Takviyesiz	4,75	636
Takviyeli	4,75	1072
Takviyesiz	4,35	1611
Takviyeli	4,35	4679
Takviyesiz	4,25	2414
Takviyeli	4,25	9189
Takviyesiz	4	11709
Takviyeli	4	64359 =>

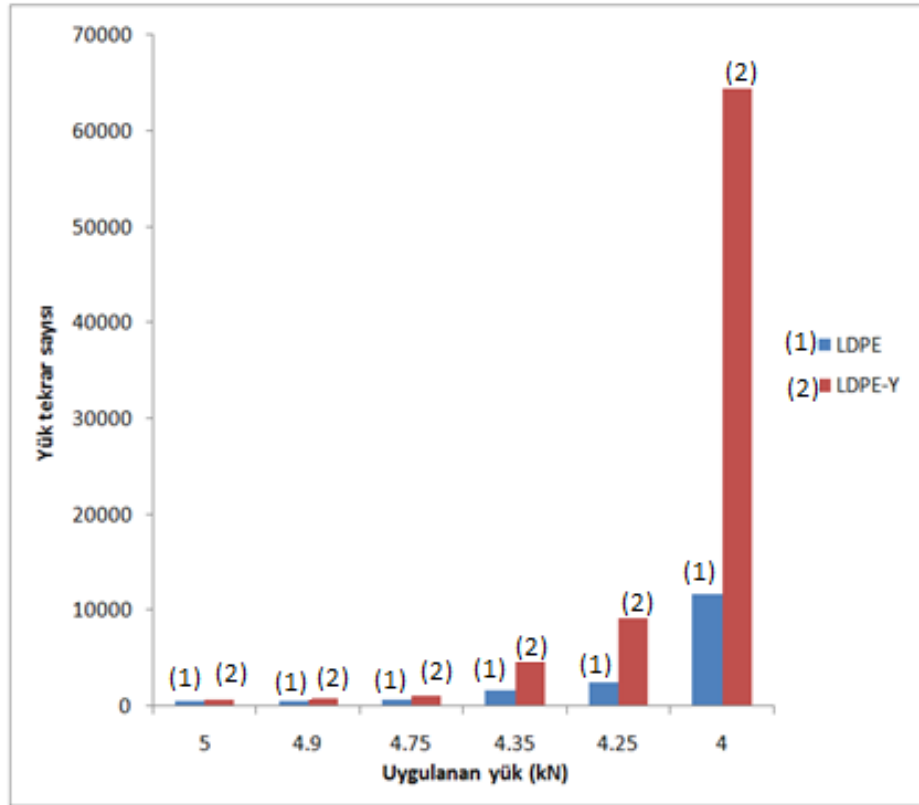
Şekil 4.7’de yorulma deneyi sonucunda bulunan değerlerden oluşturulmuş S-N grafiği gösterilmiştir. Mavi çizgi düşük yoğunluklu takviyesiz (LDPE) kırmızı çizgi düşük yoğunluklu yay takviyeli (LDPE-Y) numuneyi ifade etmektedir. Şekilden

anlaşılacağı üzere yüksek yüklerde yorulma ömrü artmıştır bununla birlikte yük azaltıldıkça yay takviyesinin etkisi artmaktadır ve deneyin minimum yükü olan 4 kN yük altında 7 kata kadar ömür artışı sağlandığı görülmektedir.



Şekil 4.7: Yay takviyeli ve takviyesiz haldeki kremayer dişli numunelerinin S-N diyagramı.

Yay takviyesi ile 5 kN yük altında %32 ömür artışı 4,9 kN yük altında yaklaşık %55 ömür artışı 4,75 kN yük altında yaklaşık 2 kat, 4,35 kN yük altında yaklaşık 3 kat, 4,25 yük altında yaklaşık 4 kat, 4 kN yük altında yaklaşık 7 kata kadar ömür artışı gerçekleşmiştir. Yay takviyeli alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) ve takviyesiz haldeki alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) kremayer dişlilerin değişik yükler altındaki yorulma ömürlerinin kıyaslanması Şekil 4.8’de gösterilmiştir.



Şekil 4.8: Yay takviyeli ve takviyesiz haldeki kremayer dişlilerin değişik yükler altındaki yorulma ömürlerinin kıyaslanması.

Uygulanan gerilme genliği düştükçe alçak yoğunluklu yay takviyeli polietilen (LDPE) numunelerin ömür değerlerinde daha yüksek artışlar olacaktır. Labaratuvar şartlarında 8 saatten uzun deney yapılamamıştır. Şekide görüldüğü üzere yük düştükçe yay takviyesinin etkisi dahada fazla olmaktadır. Plastik dişlilerin genelde düşük yük taşıyan araçlarda kullanılıyor olması yay takviyesi yönteminin uygulanmasını tercih nedeni olarak arttırmaktadır.

4.3 FZG Dişli Test Cihazı Tasarımı

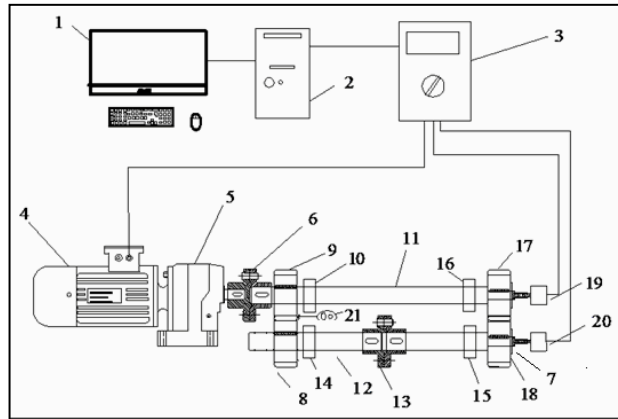
Düz dişli çarkların yorulma deneylerini gerçekleştirebilmek için Şekil 4.9'da gösterilen dişli deney cihazı üretilmiştir. Deney cihazını tahrik eden volt marka 4 kW gücünde, 3000 dev/dk ile dönenebilen trifaze elektrik motorudur. Bu motor 3000 d/dk'da 12,7 Nm tork verebilecek güçtedir. Elektrik motorunun torkunu arttırabilmek için sisteme redüktör monte edilmiştir.

Bu redüktörün maksimum çıkış torku 829 d/dk'da 45 Nm'dir. Ayrıca deney cihazı gelişmiş bir kontrol panosuna sahiptir. Elektrik motorunun devrini 5,5 kW motor hız kontrol ünitesi ile değiştirme imkanı bulunmaktadır. Motor kontrol ünitesi elektrik motorunu aşırı ısınma ve aşırı yüklenme gibi durumlarda alarm vererek durdurmak sureti ile korumaktadır.



Şekil 4.9: Deney düzeneğinin yandan görünüşü.

Deney cihazındaki dişlilerin yaptığı tur sayısını tespit edebilmek için encoder kullanılmıştır. Encoderlar dişli merkezlerine monte edilmiş ve iki encoder arasındaki pals farkı sayesinde dişliler üzerindeki pozisyon değişimi belirlenmektedir. Encoderlar 23 pals (%5 pozisyon değişimi) hassasiyetle ölçüm yapmaktadır. Aynı zamanda encoderlar sistemin herhangi bir nedenden dolayı dağılması durumunda elektrik motorunu devre dışı bırakarak sigorta görevi görmektedirler. Dişli deneylerinde sıcaklık parametresini görebilmek için deney dişlilerinin sıcaklığını ölçen lazerli bir termometre kullanılmaktadır. Cihazın şematik görünümü Şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10: Dişli test cihazının şematik görünümü.

1-Bilgisayar monitörü, 2-Bilgisayar kasası, 3-Kontrol paneli, 4-Elektrik motoru, 5-Redüktör 6-Bağlantı kaplini, 7-Rondela, 8-Çelik dişli-1, 9-Çelik dişli-2, 10- Rulman-2, 11- Mil-1, 12- Mil-2, 13-Yük kaplini, 14- Rulman-3, 15- Rulman- 4, 16- Rulman-5, 17-Deney dişlisi-1, 18- Deney dişlisi-2, 19-Encoder-1, 20-Encoder-2, 21- Lazer Termometre

Miller genellikle dairesel kesitli olarak imal edilen, üzerindeki makine parçaları ile birlikte dönerek moment ve hareket ileten, bu nedenle hem burulmaya hemde eğilmeye çalışan silindirik makine elemanlarıdır. Bir makine tasarlanırken mutlaka güvenli mil çapı hesaplanmalıdır [35]. Sistemde kullanılan millerin çap hesabı Ek A 1’de verilmiştir.

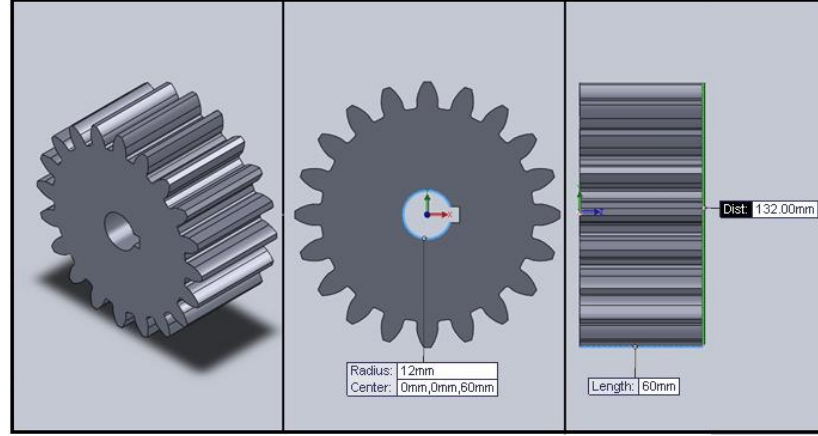
4.3.1 Yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) düz dişlilerin yorulma deneyleri

Tablo 4.4’de özellikleri verilen deney dişlileri, döndüren dişli modül 6 imalat çeliği, deney dişlisi olarak modül 6 yüksek yoğunlu polietilen (HDPE) malzemeden yapılmıştır.

Tablo 4.4: Düz deney dişlilerin özellikleri.

	Döndüren Dişli (İmalat Çeliği)	Döndürülen Dişli (Yüksek Yoğunluklu Polietilen HDPE)	Birim
Modül	6	6	(mm)
Kavrama Açısı	20	20	Derece (°)
Diş Sayısı	20	20	Adet
Diş Genişliği	60	60	(mm)
Dişli Çapı	132	132	(mm)
Mil Yuvası Çapı	24	24	(mm)
Kama Kanalı	8/4	8/4	(mm)

Düz dişli çarkların öncelikle imalat resimleri çizilmiştir. Çalışmanın devamında, azdırma tezgahında 10 adet yüksek yoğunluklu polietilen, (HDPE) 1 adet imalat çeliğinden düz dişli çarkın seçilen tasarım parametreleri doğrultusunda üretimi yapılmıştır. Üretimi yapılan dişli çarkların üç boyutlu detay resmi Şekil 4.11’de verilmiştir.



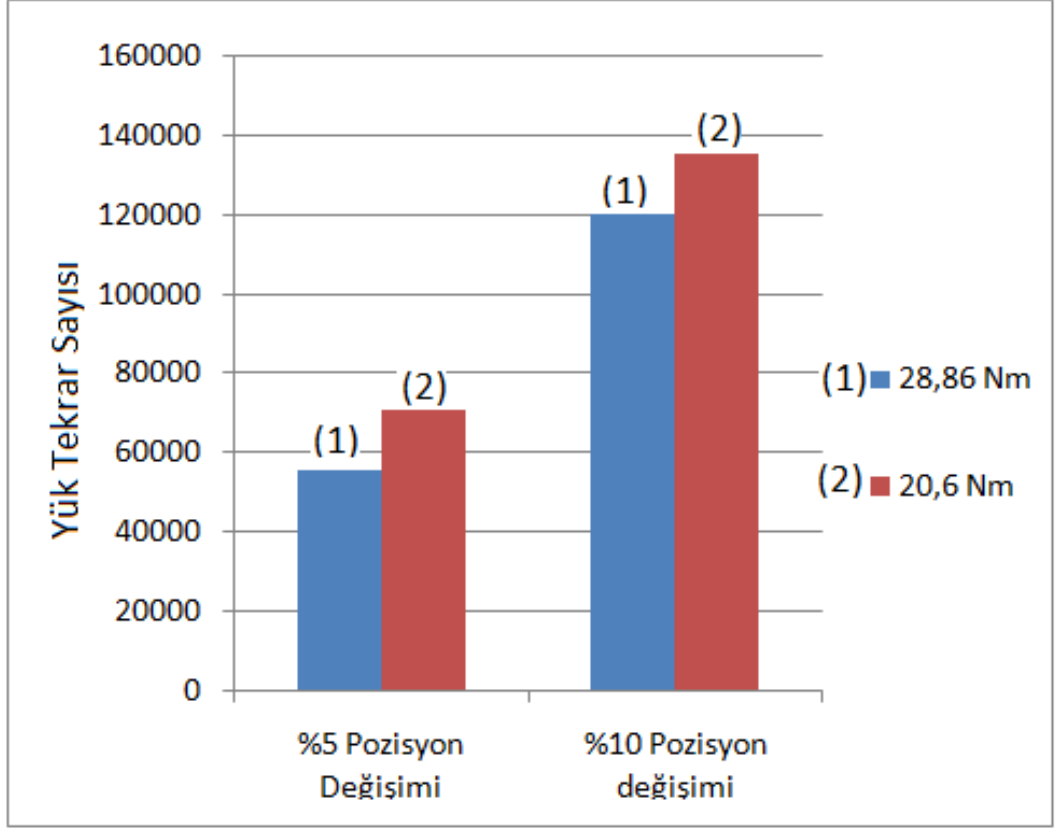
Şekil 4.11: Düz dişlinin detay resmi.

Deneyleerde yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) dişli çarkın yük taşıma kapasitesi ve hasar oluşumu incelenmiştir. Tablo 4.5’de görüldüğü üzere 1 numaralı deney 28,85 Nm moment altında 25°C ortam sıcaklığında 750 d/dk hızda gerçekleştirilmiş, 55284 çevrim sayısında %5 (23 pals) pozisyon değişimi, 120292 devir sayısında %10 (46 pals) pozisyon değişimi olduğu görülmektedir. 2 numaralı deney 20,6 Nm moment altında aynı ortam sıcaklığı ve devir hızında gerçekleşmiş, 70852 çevrim sayısında %5 (23 pals) pozisyon değişimi, 135568 devir sayısında %10 (46 pals) pozisyon değişimi meydana gelmiştir. Dişlilerin çalışma momenti hesabı Ek A 2’de verilmiştir.

Tablo 4.5: Düz dişli deney verileri.

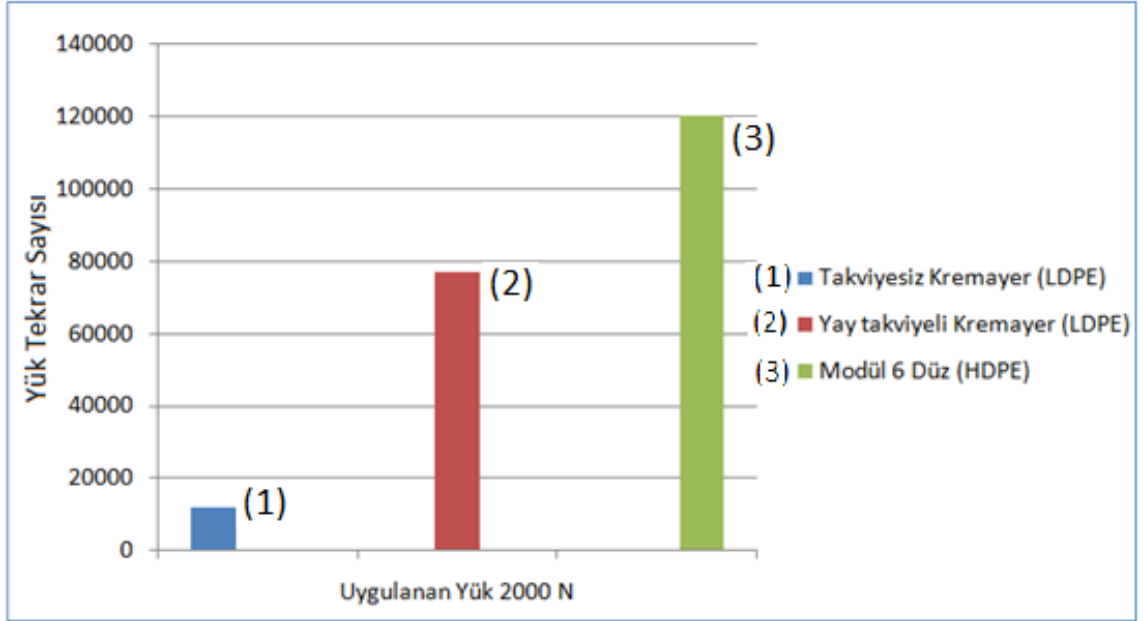
Deney Numarası	Çalışma Devri (d/dk)	Burulma Momenti (Nm)	%5 Pozisyon Değişiminin Meydana Geldiği Çevrim	%10 Pozisyon Değişiminin Meydana Geldiği Çevrim	Çevrim Sayısı
1	750	28,85	55284	120292	472682 (Kırılma Hasarı)
2	750	20,6	70852	135568	500000

Şekil 4.12’de 28,85 ve 20,6 Nm yüklerdeki pozisyon değişimleri karşılaştırılmıştır. Yük arttıkça pozisyon değişiminin daha düşük çevrim sayılarında meydana geldiği sonucuna varılmıştır.



Şekil 4.12: 28,86 ve 20,6 Nm için %5 ve %10'luk pozisyon değişiminin meydana geldiği çevrim sayıları.

Alçak yoğunluklu takviyesiz kremayer, (LDPE) alçak yoğunluklu yay takviyeli kremayer, (LDPE) ve modül 6 yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) düz dişli numunelerin 2 kN kuvvet altındaki %10 pozisyon değişimlerinin meydana geldiği çevrim sayıları karşılaştırılmıştır. İlk olarak 11709 çevrim sayısında takviyesiz alçak yoğunluklu polietilen (LDPE) kremayer dişli, 2. olarak 77000 çevrim sayısında yay takviyeli alçak yoğunluklu (LDPE) kremayer dişli 3. olarak 120292 çevrim sayısında modül 6 yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) dişli %10 pozisyon değişimine uğramıştır. Takviyesiz kremayer, (LDPE) yay takviyeli kremayer, (LDPE) düz dişli modül 6 (HDPE) numunelerin %10 pozisyon değişimlerinin meydana geldiği çevrim sayıları Şekil 4.13' de gösterilmiştir. Düz dişlinin %10 pozisyon değişiminin diğerlerine göre yüksek çıkmasının nedeni yoğunluk farkı olarak gösterilebilir.



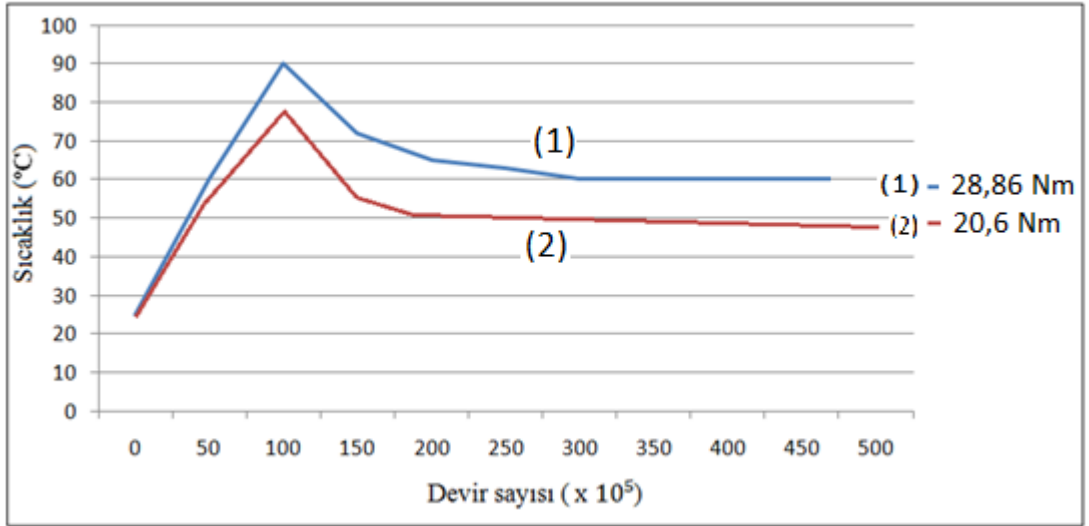
Şekil 4.13: Takviyesiz kremayer, (LDPE) yay takviyeli kremayer, (LDPE) düz dişli modül 6 (HDPE) numunelerin %10 pozisyon değişimlerinin meydana geldiği çevrim sayıları.

Tablo 4.6’da deney dişlilerinin çevrime bağlı olarak 750 d/dk hızdaki sıcaklık değerleri verilmektedir. Tablodan görüldüğü üzere, dişliler 25°C ortam sıcaklığından, 100000 devirde maksimum çalışma sıcaklıklarına ulaşmışlardır. Daha sonra 200000-250000 çevrim sayılarında rodajlarını tamamlamışlar ve sıcaklıkları ortalama çalışma sıcaklıklarına düşerek çalışmalarını tamamlamışlardır.

Tablo 4.6: Deney dişlilerinin çevrime bağlı olarak 750 d/dk hızdaki sıcaklık değerleri.

Devir Sayısı (x 10 ³)	0	50	100	150	200	250	300	350	400	450	500
28,85 Nm Moment İçin Sıcaklık Değerleri (°C)	25	61	90	71	66	62	60	60	60	60	-
20,6 Nm Moment İçin Sıcaklık Değerleri (°C)	25	58	78	56	51	51	51	50	50	50	50

Şekil 4.14 incelendiğinde deney dişlilerinin sıcaklıkları önce ani bir artış göstererek 78-90°C ulaşmış ve yüksek yoğunluklu polietilen (HDPE) dişlilerde yumuşama hasarı meydana gelmiştir. Dişliler çalıştırılmaya devam edildiğinde yüksek yoğunluklu polietilen dişlinin (HDPE) yüzeyinde camsı bir tabaka oluşmuş ve dişli pekleşmeye başlamıştır. Pekleşen dişlilerin çalışma sıcakları giderek düşüş göstermiş ve 50-60°C ortalama sıcaklıkta çalışmaya devam etmiştir. 1 numaralı deney dişlisinde 472682 devir sayısında diş üstünde kırılma gerçekleşerek hasara uğramıştır. 2 numaralı deney dişlisi seçilen devir olan 500000 devre ulaşmıştır. Deney sonunda 2 numaralı deney dişlisinin diş çapında %30'luk bir incelme meydana gelmiştir.



Şekil 4.14: Deney dişlilerinin çalışma sıcaklık değişimi.

5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Yay takviyesi çekme dayanımı akma sınırını (R_m) takviyesiz numenelere oranla %11 oranında arttırmıştır. Takviyeli numuneleri koparmak için kullanılan yükün, takviyesiz numuneleri koparmak için kullanılan yükten %14 daha fazla olduğu tespit edilmiştir.

Yay takviyesi ile 5 kN yük altında %32 ömür artışı 4,9 kN yük altında yaklaşık %55 ömür artışı 4,75 kN yük altında yaklaşık 2 kat, 4,35 kN yük altında yaklaşık 3 kat, 4,25 yük altında yaklaşık 4 kat, 4 kN yük altında yaklaşık 7 kata kadar ömür artışı sağlanmıştır.

Üretilen 100 takviyeli numuneden bazılarında yaylar ters konumlanmış veya eksik yay kullanılmıştır. Bu hatalı numunelerin deney sonuçlarından, yayların doğru konumlandırılmasının yorulma ömründe önemli ölçüde etkisi olduğu anlaşılmıştır.

Ön gerilmeli yaylar değişik polimerik dişlilerde değişik açılarla yerleştirilebilir.

Dişli numunelerine nem faktörünün etkisi incelenebilir.

Farklı tel çaplarındaki yaylarla aynı öngerilmeyi oluşturularak, tel çapının dayanım ve ömür üzerine etkisi gelecek çalışmaların konusu olabilir.

Numuneler, yaylar diş dibi kalınlığının merkezine ve yay sarımları diş dibine gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Bu sayede iki yönlü kullanıma imkan sağlamıştır. Yayların dönme yönüne göre diş yan yüzeyine paralel olarak yerleştirilmeleri araştırılabilir.

Silindirik düz dişlilere uygulanması ve dişli yapımında kullanılan kestamid gibi malzemelerde öngerilmenin etkisi ayrı bir çalışmanın konusu olabilir.

FZG dişli test cihazına tork sensörü takılabilir ve ses izolasyonu yapılarak geliştirilebilir.

FZG dişli test cihazında farklı malzemelerden yapılmış dişlilerin değişik yükler altında yorulma deneyleri yapılabilir.

Düz dişli çarklarda diş profiline soğutma delikleri, hava kanatçıkları gibi uygulamalar yapılarak dişli çalışma sıcaklığının, dişli ömrüne etkileri incelenebilir.

6. KAYNAKLAR

- [1] **İşel, B.**, 2007: Dişliler İçin Yüzey Yorulması Test Cihazı Geliştirilmesi ve Yağ Sıcaklığının Etkisinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Kocatepe Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Afyonkarahisar.
- [2] **Mendi F., Can H., Külekci M. K.**, 2006: Fatigue properties of polypropylene involute rack gear reinforced with metallic springs: *Materials&Design*: 27 (5) p.427-433
- [3] **Feyzullahoğlu, E., Saffak, Z.**, 2008: The tribological behaviour of different engineering plastics under dry friction conditions, *Materials and Design* 29, p.205.
- [4] **Mao, K.**, 2006: A new approach for polymer composite gear design, *Wear*, 262 (3-4) p.432-441.
- [5] **Mao K., Li W., Hoke C.J., Walton D.**, 2009: Friction and wear behaviour of acetal and naylor gears, *Wear*, 267,(1-4) p.639-645.
- [6] **Wright N.A. ve Kukureka S.N.**, 2001: Wear testing and measurement techniques for polymer composite gears, *Wear*,251, p.1567-1578.
- [7] **Antonio F. A, Marcos V.**, 2003: A Mechanical Analysis On Recycled PET/HDPE, *Composites, Polymer Degradation And Stability*, 80 (2) p.373-382.
- [8] **Çetinel H.**, 2000: Polietilen ve Polipropilenin Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi, *DEÜ Mühendislik Fakültesi Fen Ve Mühendislik Dergisi*, 2, (3), s.79-87.
- [9] **Yakut, R.**, 2008: Bazı Termoplastik Dişli Çarkların Yük Taşıma Kapasitesi ve Hasar Oluşumunun Deneysel Olarak İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü.
- [10] **Mosleha M., Suhb N. P. and Arinezb J.**, 1997: Manufacture and properties of a polyethylene homocomposite, *Applied Science And Manufacturing*, 29 (5-6) p.611-617.

- [11] **Kurokawa M., Uchiyama Y., Iwai T., Nagai S.**, 2003: Performance of plastic gear made of carbon fiber reinforced polyamide 12, *Wear*, 254 (5-6), p.468-473.
- [12] **Manap İ.**, 2007: Yüksek Yoğunluklu Polietilen Malzemesinin Çekme Ve Çarpma Deneyleri İle Mekanik Özelliklerinin Belirlenmesi, Bitirme Projesi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü.
- [13] **Senthilvelan S., Gnanamoorthy R.**, 2008: Influence of Reinforcement On Composite Gear Metrology, *Mechanism and Machine Theory*, 43 (9) p.1198-1109.
- [14] **Hoskins T.J., Dearn K.D., Kukureka S.N., Walton D.**, 2011: Acoustic noise from polymer gears – A tribological investigation, *Materials and Design*, 32 (6) p.3509-3515.
- [15] **İrmek, H.**, 2008: Performance improvement method for Nylon 6 spur gears, *Tribology International*, 42 (3) p.503-510.
- [16] **Düzcükoğlu, H., Demirci M.T., Yakut R., Ekinçi Ş.**, 2009: Plastik Dişli Çark Diş Yüzeyinde Oluşan Temas Sıcaklığının Diş Hasarı Üzerine Etkisi, 5. Uluslar Arası Malzeme Sempozyumu.
- [17] **Kim C.H.**, 2006: Durability İmprovement Method For Plastic Spur Gears, *Tribology International*, 39, (11) p.1454-1461.
- [18] **Düzcükoğlu H.**, 2009: Study on Development of Polyamide Gears For İmprovement of Load-Carrying Capacity, *Tribology International*, 42 (8) p.1146-1153.
- [19] **Letzelter E., Guingand M., Vaujany J., Schlosser P.**, 2010: A new Experimental Approach For Measuring Thermal Behaviour in The Case Of Cylon 6/6 Cylindrical Gears, *Polymer Testing*, 29 (8) p.1041
- [20] **Erkendirici Ö.F., Avcı A., Akdemir A.**, 2007: Çelik Tel Takviyeli Polietilen Kompozitlerde Yorulma Çatlak Büyümesi, 8. *Uluslar Arası Kırılma Konferansı Bidiriler Kitabı*, s.436.
- [21] **Can H., Mendi F., Bozdemir M.**, 2004: Yay Takviyesinin Plastik Dişlilerin Statik Kopma Dayanımlarına Etkisi, 7 (3) s.401-405 Denizli, Türkiye.

- [22] **Senthilvelan S., Gnanamoorthy R.**, 2007: Effect Of Rotational Speed On The Performance Of Unreinforced And Glass Fiber Reinforced Nylon 6 Spur Gears, *Materials And Design*, 28 p.765-772
- [23] **Walton D., Shi W.**, 1989: A Comparison Of Ratings For Plastic Gears, *Proc. Instn. Mech. Engrs.* Vol. 203, p.31-38.
- [24] **Mao K.**, 2007: A Numerical Method For Polymer Composite Gear Flash Temperature Prediction, *Wear*, Vol. 262, p.1321.
- [25] **BS-6168**, 1985, British standard specification for non-metallic spur gears, *British Standards Institution*.
- [26] **Avcıl Ö. A.**, 2006: Dişli Çarkların Standartlara Göre Hesaplanması Ve Bilgisayar Destekli Tasarımla Kontrolü: Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- [27] **Akkurt S.**, 1991: Plastik Malzeme Bilgisi, *İstanbul Birsen Yayın Evi*, s.15.
- [28] **Can H.**, 2004: Ön Gerilmeli Plastik Dişli Çark Tasarımı, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara.
- [29] **Akkurt M.**, 2005: Makine Elemanları, *İstanbul Birsen Yayın Evi*, s.21.
- [30] **Erkendirici Ö. F.**, 2006: Tel Takviyeli Termoplastik Kompozitlerde Kırılma Davranışlarının İncelenmesi, Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya.
- [31] **Url-1** < <http://www.ozyurek.org/koltuk/01.JPG> > , alındığı tarih 21.11.2011.
- [32] **Url-2** < <http://www.gungorplastik.com/Bilgilendirme/Polietilen.pdf>>, alındığı tarih 14.12.2011.
- [33] **Url-3** <www.matbase.com/material/polymers/commodity/hdpe/properties> alındığı tarih 10.12.2011.
- [34] **Can A.Ç.**, 2006: Makine Elemanları Tasarımı, *İstanbul Birsen Yayın Evi*, s. 4-5.
- [35] **Bozacı A.**, 2005: Makine Elemanları, *İstanbul Çağlayan Kitapevi*, s.51.
- [36] **Chironis N.P.**, 1967: Gear And Application, *Mc Grow-Hill*, p.200.
- [37] **Chaush Y.**, 2008 : ANSYS Workbench İle Yorulma Analizi, Doktora Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İzmir.

7. EKLER

Ek A.1 Mil Çapı Hesabı

$$T = \frac{d_1}{2} \times F_t$$

$$1600 = \frac{132}{2} \times F_t$$

$$F_t = 242,4 \text{ N}$$

$$F_r = 242,4 \times \tan 20^\circ = 88,2 \text{ N}$$

T : Maksimum tork etkisi (Nmm)

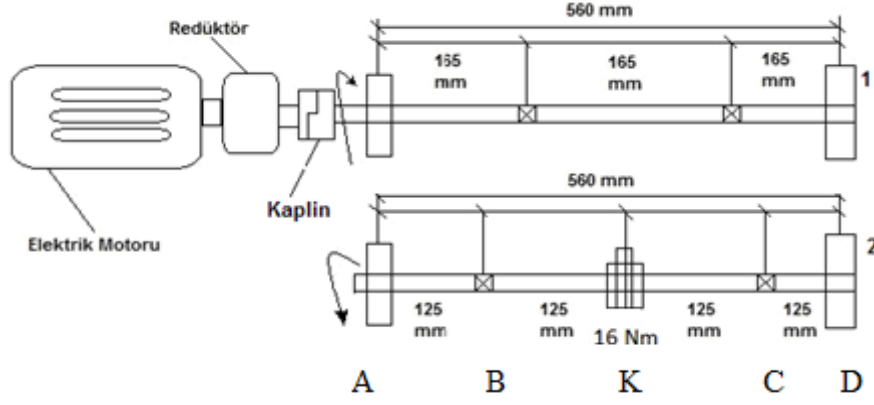
d_1 : Dişli çapı (mm)

F_t : Teğetsel kuvvet (N)

F_r : Radyal kuvvet (N)

olarak tanımlanır.

Mil çapı hesabı yapılabilmesi için milin kırılma tehlikesi olan kesitindeki zorlama değerleri olan burulma moment ve eğme momentinin bulunması ve dayanım değerleri olan R_e ve R_{fet} değerlerinin belirlenmesi gerekir.



Şekil A. 1: Test düzeneğinin ölçüleri.

Düşey Düzlem Moment Diyagramı (xy düzlemi)

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{By} + F_{Cy} - 166 = 0$$

$$F_{By} + F_{Cy} = 166 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$F_{By} = 166 \text{ N}$$

$$F_{Cy} = 166 \text{ N}$$

Yatay Düzlem Moment Diyagramı (xz düzlemi)

$$\sum F_y = 0$$

$$F_{Bz} + F_{Cz} - 784 = 0$$

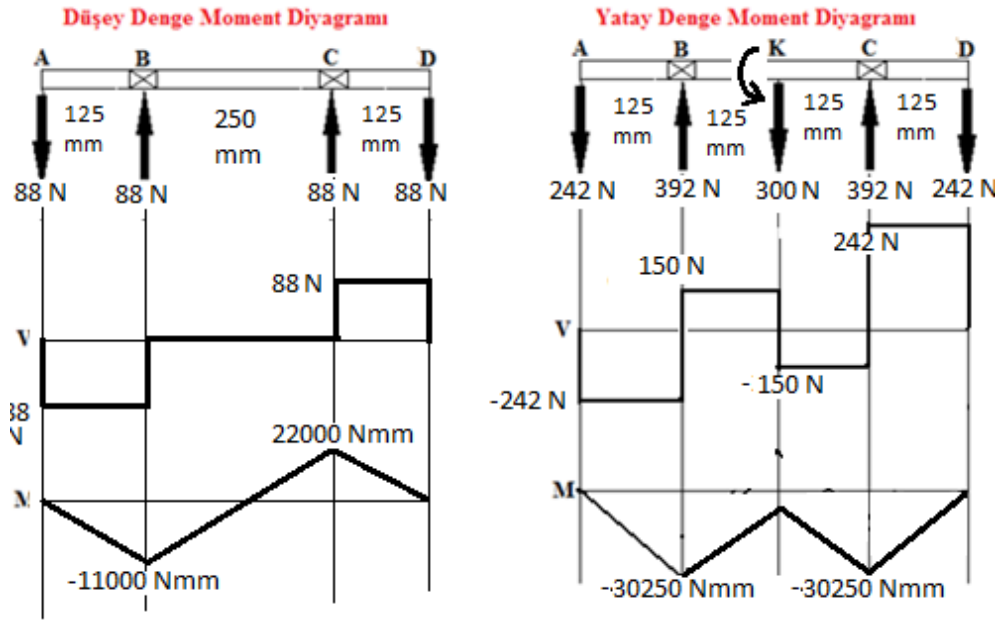
$$F_{Bz} + F_{Cz} = 784 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$125 \cdot 242 + 250 \cdot F_{Cz} = 125 \cdot 300 + 375 \cdot 242$$

$$F_{Cz} = 392 \text{ N}$$

$$F_{Bz} = 392 \text{ N}$$



$$M_e = \sqrt{30250^2 + 11000^2} = 37404 \text{ Nmm}$$

M_e Eğilme momenti

Akma sınırı (R_e, R_m);

$$R_e = 0,9 \times 460 = 414 \text{ MPa}$$

$$R_m = 1000 \text{ MPa}$$

Dayanım değeri;

$$R_{fet} = \frac{K_b \times K_y}{K_f} \times \delta_{eD}$$

$$R_{fet} = \frac{0,85 \times 0,72}{1,75} \times 440 = 154 \text{ MPa}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times S}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{M_b}{R_e}\right)^2 + \left(\frac{M_e}{R_{fet}}\right)^2}}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \times 4}{\pi} \times \sqrt{\left(\frac{16000}{414}\right)^2 + \left(\frac{37404}{154}\right)^2}}$$

$d = 21,5 \text{ mm}$ olarak bulunur. Kullanılan milin en küçük kesiti 24 mm olduğu için mil çapı güvenlidir.

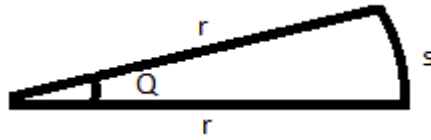
R_{fet} : Dayanım değeri

K_b : Burulma katsayısı

K_y : Yüzey faktörü
 δ_{eD} : Eğilme gerilmesi
 M_e : Eğilme momenti (MPa)
 M_b : Burulma momenti (MPa)
 S : Güvenlik katsayısı
 olarak tanımlanır.

Ek A. 2 Yük Kaplini Hesabı

Yük kaplinin flanşları burulmadan önce karşılıklı işaretlenmekte ve miller burulduktan sonra iki işaret arasındaki mesafe ölçülmektedir. Bu mesafe flanşın yarıçapına oranlanarak burulma açısı Q ' nın (rad) hesaplanması gösterilmiştir.



Şekil A.2: Burulma açısı.

$$Q = \frac{s}{r}$$

s : Yay uzunluğu (mm)

r : Yarı çap (mm)

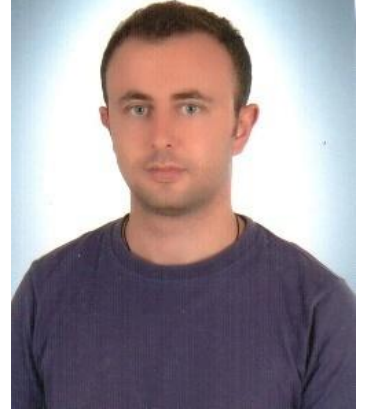
Dişli test cihazı yapımında birkaç yükleme çeşidi mevcuttur, bunların arasından vernier kaplin yükleme metodu seçilmiştir. Bu metod ile dış kenarlarında eşit aralıklarla 20 delik olan bir flanş ve karşısında yine eşit aralıkla 19 delik olan ikinci bir flanş mevcuttur. Dişli istenen açıda burularak flanşlardan pimler geçirilmekte ve dişliler istenen moment altında çalıştırılmaktadır [36]. İstenen çalışma momentine göre burulma açısı hesabı;

$$Q = \frac{M_b \cdot L}{G \cdot J} = \frac{M_b \cdot L}{G \cdot \frac{\pi \cdot d^4}{32}}$$

Q : Burulma Açısı (rad)

M_b : Burulma momenti

- L : Mil boyu (mm)
- G : Kayma modülü (MPa)
- d : Dişli çapı (mm)
- J : Polar atalet momenti şeklindedir.



8. ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad: Berkant DINDAR

Doğum Yeri ve Tarihi: Kırcalı/06.09.1983

Adres: Bornova /İZMİR

Önlisans: Ege Üniversitesi E.M.Y.O. Otomotiv Bölümü

Lisans Üniversitesi: Pamukkale Üniversitesi, Makine Eğitimi Bölümü

Otomotiv Öğretmenliği A.B.D.