



Mühendis ve Makina / Engineer and Machinery
<https://dergipark.org.tr/tr/pub/muhendismakina>



PLANET DİŞLİ ÜNİTELERİNDE KULLANILAN İĞNE MAKARALI RULMANLARIN SEÇİMİ

Beytullah BAŞEĞMEZ¹

¹İstanbul Arel Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu, Makine Programı, İstanbul

e-posta : beytullahbasegmez@arel.edu.tr, ORCID No : <http://orcid.org/0000-0001-5981-5317>

Anahtar Kelimeler

Öz

Planet Dişli, Rulman, Tork, Ömür

Çeşitli sektörlerde farklı gereklilikleri karşılayan dişli kutuları / üniteleri incelenirken planet dişli ünitelerine özellikle değinmek gerekir. En uygun rulmanın seçimi, dişli ünitesinin performansı için dikkate alınması gereken önemli hususlardandır. Bu çalışma, planet dişli ünitelerinin planet dişlilerinin milleri üzerinde yataklanmasını temin etmekte kullanılan iğne makaralı rulmanların seçimi hakkındadır. Planet dişli üzerindeki tork, otomotiv vd. yüksek teknoloji gerektiren sektörler başta olmak üzere giriş başlığı altında verilen farklı sektörlerdeki uygulamalar ışığında belirlenen farklı senaryolarda sırasıyla 250, 500, 1000, 2000, 4000 ve 8000 Nm olarak belirlenmiştir. Planet dişlinin devri için sırasıyla 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 devir/dakika değerleri seçilmiştir. Belirlenen tork değerlerinden yola çıkılarak mil ve dişli mukavemeti göz önünde tutularak tasarım gerçekleştirilmiştir. Buna bağlı olarak, aktarılan torktan kaynaklı oluşan yükü taşıyabilen, planet dişlisi boyutlarına uygun farklı tipteki iğne makaralı rulmanlar, kullanım ömürlerine göre tespit edilmiştir. Böylece farklı tork değerlerinde, farklı boyutlara en uygun iğne makaralı rulmanın seçilmesi sağlanacaktır. Bu çalışmanın, son teknoloji ürünleri de içine alan onlarca farklı sektörde kullanılan planet dişli ünitelerinin özellikle tasarım aşamasında yol gösterici olacağı beklenmektedir.

* beytullahbasegmez@arel.edu.tr

doi : 10.46399/muhendismakina.1697625

SELECTION OF NEEDLE ROLLER BEARINGS USED IN PLANETARY GEAR UNITS

Keywords

Planetary Gear, Bearing, Torque, Lifetime.

Abstract

When examining the gearboxes/units that meet different requirements in various industries, it is definitely necessary to mention the planetary gear units. The selection of the most suitable bearing is one of the important issues to be considered for the performance of the gear unit. This study is about the selection of needle roller bearings used to support the shafts of the planet gears in planetary gear units. The torque applied to the planet gear has been determined as 250, 500, 1000, 2000, 4000, and 8000 Nm according to different scenarios in various sectors, especially automotive and other high-tech industries, as outlined in the introduction heading. The values of 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 revolutions per minute (rpm) were selected for the speed of the planetary gear, respectively. The design was carried out by considering the strength of the shafts and gears based on the determined torque values. Accordingly, different types of needle roller bearings suitable for the dimensions of the planet gear that can carry the load generated by the transmitted torque have been identified based on their service life. Thus, the optimum needle roller bearing for different sizes at different torque values could be selected. It is expected that this study will serve as a guide, particularly during the design phase, for planetary gear units used in dozens of different industries, including high-tech products and advanced technologies.

Araştırma Makalesi

Başvuru Tarihi : 12.05.2025
Kabul Tarihi : 21.07.2025

Research Article

Submission Date : 12.05.2025
Accepted Date : 21.07.2025

EXTENDED ABSTRACT

Introduction

The selection of the most suitable bearing is a crucial factor affecting the performance of planetary gearboxes/units designed to meet diverse requirements across various industries. This study facilitates the selection of the optimal needle roller bearing for different sizes and torque values.

Subject of Study

The selection of bearings for the planet gear in planetary gear units can be performed by calculating the forces acting on the bearings and identifying bearings with the required load capacity and service life, based on manufacturer data. In this study, the gears and shafts were designed according to strength calculations and their safety was verified. In addition, the dimensional compatibility of the selected bearing with the planetary gear hub was taken into consideration. Recent international research carried out using high-end technology to measure the loads created by planetary gears has provided valuable guidance. As a result of the performed calculations, it was shown that needle roller bushes, inner and outer ringless caged needle rollers and needle roller bearings presented in the tables under the results heading for each torque value could be the choices that meet the specified requirements.

Method

The distribution of the torque transmitted through the planetary gear unit to the gears was evaluated by using relevant formulas. Based on the determined torque values, the strength of the planetary gear shaft (pin) was verified using standard strength formulas for all stresses. The tangential, radial and axial forces created on the gear were calculated with the help of relevant formulas. The rotational speed values of the planet gear were selected by considering the power values preferred in various industrial applications and the change in the speed during transmission within the driveline after the power generation unit output. Bearing dimensions were obtained from manufacturer catalogs. The bearing life formula was applied for bearing selection. In the light of these data, numerical results were performed using Microsoft Excel as the computational tool.

Results

The planetary gear shaft dimensions which ensure the necessary strength in the transmitted torque and the forces created in the gear according to the gear dimensions determined based on these results are presented in the relevant tables under the results heading. As a result of the calculations performed using the data of needle roller bearings, a large number of various types of bearings that meet the required conditions and have sufficient service life are listed in order in the relevant tables under the results heading, with their identification codes specified according to the transmitted torque values.

Discussion

As a result of this study which is expected to be a guide for the selection of needle roller bearings that provide bedding of planet gears onto the planet gear shafts of planetary gear units, needle roller bushes, inner and outer ringless caged needle rollers and needle roller bearings that provide the required conditions at the specified torque values have been found. Bearing selection can be made according to the results presented under the results heading by considering the operational frequency of the planetary gear unit during the design and engineering phase. The results have proven that needle roller bearings are not suitable for very high speeds and torques. Needle roller bearings are well-suited for compact systems.

1. Giriş

Güç; motor, elektrik motoru vd. makinelerde üretilip çıkış milinden çıktıktan sonra tork – hız dönüşümlerinin gerçekleştirilmesi gerekir. Çok çeşitli sektörlerde geniş bir aralıkta farklı büyüklüklerde tasarlanmış dişli kutuları / üniteleri incelenirken planet dişli ünitelerine özellikle değinmek lüzumludur. Birçok farklı uygulamada kullanılan planet dişli üniteleri, sağladığı avantajlarla olmazsa olmaz konumunu sürdürmektedir. Gelişen teknoloji, farklı sahalarda da uygulamasını gündeme getirmiştir ve planet dişli üniteleri bu gelişmelere uygun olarak yüksek kalitede, hassas olarak tasarlanıp imal edilmektedir. Araştırma – geliştirme ve mühendislik çalışmaları bu alanda artarak devam etmektedir.

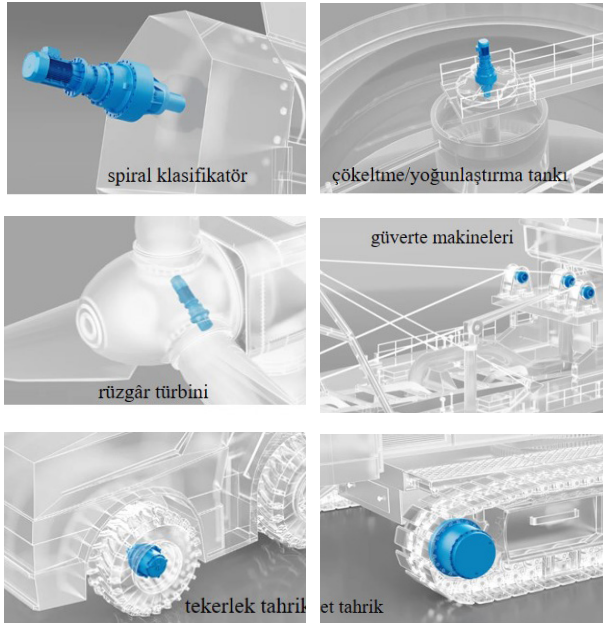
Rulmanların seçimi, dişli ünitesinin performansı için dikkate alınması gereken önemli hususlardan biridir. Planet dişli ünitesinde uygulanan çok çeşitli türde iğne makaralı rulman varyasyonu bulunmaktadır. Gerekli rulman, tork ve hız gibi çalışma şartları göz önünde bulundurularak seçilir. Bu temel parametrelerin yanı sıra seçilen rulmanın boyutlarının planet dişli göbeğine uygun olması gerekir. Gerekli yük kapasitesine sahip rulmanların seçimi, rulmanlara etkiyen kuvvetler hesaplanarak gerçekleştirilebilir. Çalışma kapsamında, çeşitli uygulamalarda kullanılan farklı boyutlardaki planet dişli ünitelerinin tümü hakkında çıkarım yapabilmek adına temsili tork değerleri için mühendislik yapılmıştır. Bu değerlerden yola çıkarak mil, dişli mukavemeti göz önünde tutularak tasarım yapılmış ve sonuçları sonuçlar başlığı altında sunulmuştur. Nihayetinde aktarılan torktan kaynaklı oluşan yükü taşıyabilen, planet dişlisi boyutlarına uygun farklı tipteki iğne makaralı rulmanlar tespit edilmiş ve sonuçlar başlığı altında sunulmuştur.

1.1 Planet Dişli Üniteleri

Güç aktarım uygulamalarında yaygın kullanımı olan planet dişli ünitelerinin en büyük avantajı, düşük hacimde yüksek tork sağlamasıdır. Bu sistemde planet dişli çark sayısı arttıkça yükün dağılımı da artacağından, tork değerlerinde de artış sağlanabilmektedir. Sağlam ve kompakt bir yapıya sahiptir (Güç Aktarım, 2024). Planet dişli üniteleri, dişliler arası daha fazla yüzey teması sunduğu için dişliler uzun ömürlüdür; sistemde yüksek kalitede hassas işlenmiş helisel dişlilerin kullanımıyla gürültü ve titreşim çok daha az seviyededir.

Planet dişli üniteleri enerji sektöründeki pek çok farklı uygulamada kullanılır. Bunlardan başlıcaları, rüzgâr türbini ve hidroelektrik elektrik santralleridir. İmalat sanayiinde takım tezgâhları vd. imalat makinelerinde başta olmak üzere makine sektöründe yaygın kullanımı vardır. Vinç sektörü (gemi, liman, inşaat, sanayi vd.) tarafından da tercih edilmektedir. Ek olarak su arıtma tesislerinde, atık tesislerindeki parçalayıcılar vd. ünitelerde kullanılmaktadır. Konveyörler gibi yürütme, taşıma uygulamalarında kullanılır. Yem karma makineleri gibi tarım iş makinelerinde kullanılabilir (PDS Planet, 2024). Ayrıca robotik ve başta helikopterler olmak üzere havacılık endüstrisinde de yaygın kullanımı söz konusudur (Jones, 2024; Talbot, Kahraman ve Singh, 2011; Elasha, Greaves ve Mba, 2018). Şekil 1’de planet dişli kutularının (redüktör) çeşitli sistemlerdeki uygulamaları gösterilmiştir. Öte yandan oldukça küçük boyutlardaki planet dişli ünitelerinin el aletleri gibi uygulamalarda kullanımı da söz konusudur.

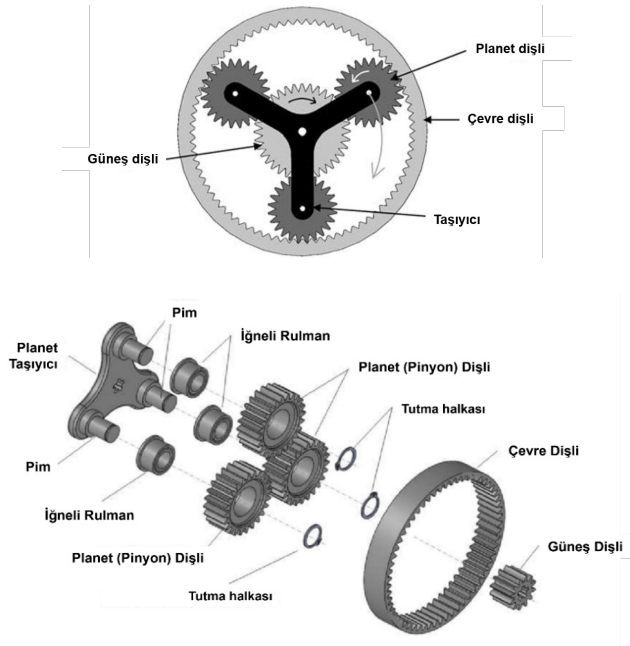
Planet dişli üniteleri, otomotiv sektöründe yaygın kullanıma sahiptir. Konvansiyonel otomatik vites kutularının ana omurgasını oluşturur. Sürekli değişken vites kutusu (CVT) uygulama-larında geri vitesi oluşturmakta yararlanır. Planet dişli üniteleri, hibrid elektrikli taşıtlardaki güç aktarma organlarının güç dağıtımını konfigürasyonunda kullanılarak, içten yanmalı motorla elektrik motorunun tork ve hızlarının taşıtın sürüş gerekliliklerine göre ayarlanmasına olanak tanınır.



Şekil 1. Planet redüktörün çeşitli sistemlerde uygulamaları (Bonfiglioli, 2025).

Planet dişli sistemi, dört temel parçaya sahiptir. Bunlar; güneş dişli, planet (pin-yon) dişlileri, planet taşıyıcısı (kolu) ve çember/çevre dişlidir (Şekil 2). Güneş

dişli merkez dişlidir. Planet (Pinyon) dişliler, pimleri ve yatakları (çoğu uygulamada iğne makaralı rulmanlar) vasıtasıyla planet taşıyıcısı tarafından belli bir pozisyonda tutulur. Çember dişli planet dişlilerin tamamını çevreleyen bir iç dişlidir (Talbot ve diğ., 2011; Demir ve Başeğmez, 2018). İç dişli mekanizmalarında iç bükü ve dış bükü iki yüzey birbirleriyle temas halinde olduğundan iç dişlinin içinde çalışan dişliyle birbirlerine yaslanmaları, dış dişli çiftinde olandan daha iyidir. Bu nedenle, yüzey basıncı daha düşük, mukavemeti daha yüksek, kavrama oranı daha büyüktür (Arslan, 2011). Dişliler sürekli kavramış durumdadır. Üniteyi oluşturan tüm dişliler düz dişli olabileceği gibi helisel dişli kullanımı oldukça yaygındır. Sistem iki serbestlik derecelidir. Planet dişli sisteminde dişli oranları, üç elemandan (güneş, çember ve planet taşıyıcısı) birinin (milinin) sabit tutulması ile oluşturulur. Dişli oranı, tasarım parametrelerine göre dişlilerde profil kaydırma vd. yöntemlerle diş sayılarının değiştirilmesiyle değiştirilebilir (Demir ve Başeğmez, 2018). Planet dişli üniteleri tasarlanırken dişlilerin maruz kalacağı radyal ve eksenel yük değerleri öngörülmelidir. Dişlilerin kullanılan malzeme ve imal usulüne göre sağladığı mukavemet değeri, ünitenin çalışma koşullarında müsaade edilen yükleme değerlerini belirlemektedir.



Şekil 2. Planet dişli ünitesinin şematik gösterimi (a) (Smith, Deshpande, Randall ve Li, 2013) ve üniteyi oluşturan parçaların gösterildiği demonte hali (b) (Vergnano, Gherardini ve Leali, 2020).

Planet dişli sisteminde; planet dişliler, planet taşıyıcısına (koluna) bağlı olarak hareket ederler. Taşıyıcı üzerinde yaygın olarak 3 ya da 4 adet planet dişli bulu-

nabilmekle beraber daha fazla sayıda da planet dişli bulunabilir; her bir planet dişlisi kendisini taşıyıcı ile irtibatlandıran pimin (milin) etrafında dönebilmektedir. Planet dişlileri yataklamak için kaymalı yatak kullanımı hususu bir seçenek olarak değerlendirilebilse de yaygın olarak rulmanlar kullanılır. Planet (pinyon) dişliler, taşıyıcısının dönüş hızından farklı bir hızda dönerler (Talbot, Kahraman, Stilwell, Singh ve Napau, 2015). Planet taşıyıcısı, dişli ünitesinde üretilen giriş ve çıkış torklarını, planet dişlilerinin, millerin ve yatakların ağırlıklarını, kendi ağırlığını ve ayrıca dönme nedeniyle üretilen merkezci kuvvet yüklerini destekler (Bakshi, Dhillon ve Maruvada, 2014). Rulmanların seçimi, dişli ünitesinin performansı için dikkate alınması gereken önemli hususlardan biridir.

Planet dişli ünitelerinin standart dişli çiftleriyle oluşturulan güç aktarım elemanlarına olan üstünlükleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir;

- Planet ünitelerinin ağırlıkları ve boyutları, standart dişlilerle oluşturulan mekanizmalara göre daha düşüktür (Bakshi ve diğ., 2014; Kutay, 2013).
- Planet ünitesi, daha mukavemetlidir ve kompakttır.
- Dişlere etkiyen yükün fazla sayıdaki dişlere dağıtılmasıyla tek diş üzerine etkiyen yük, standart dişli çiftleriyle kaydedilen değerlerden daha düşüktür.
- Bir planet dişli ünitesi ile teorik olarak sekiz kademe (tahvil) oluşturulabilir. Tablo 1’de bir planet dişli ünitesiyle oluşturulabilecek kademe durumları ve hızlardaki değişim gösterilmiştir
- Dişliler sürekli kavramış vaziyette bulunduğundan kavrama ve ayrışma esnasında oluşabilecek hasarlar söz konusu değildir.
- Tüm bileşenler aynı eksen etrafında dönerler. Bu sayede çıkış bileşeninin seçilmesi, yağlama ve kontrolde avantajlar sağlanır. Giriş mili eksenine ile çıkış mili eksenine aynıdır.
- Dişli oranları değişimi, tork iletiminde kesintiye sebebiyet vermeden gerçekleştirilir (Stone ve Ball, 2004).
- Planet ünitelerinin birleşik konstrüksiyonuyla çok yüksek tahvil (dişli) oranları elde edilebilir (Temiz, 2015; Neugart, 2025).
- Planet dişli ünitesinde güç, moment, hareket çeşitli tasarımlarla birkaç yöne dağıtılabilir (Kutay, 2013).

Tüm bu avantajlarına karşın, planet dişli ünitelerin çok parçalı olması ve hassas montaj gerekliliği ise dezavantajı olarak öne çıkar (Güç Aktarım, 2024). Mühendislik hesapları, tasarımı ve imalatı daha karmaşıktır (Temiz, 2015). Planet dişli ünitelerinde giriş torkunun her bir planet dişliye müsavi bölünmemesindeki sorunlar tasarım aşamasında ele alınmalıdır. Taşıyıcı ve/ya dişlilerle ilişkili herhangi bir küçük üretim hatası, dişli diş profillerinin teorik nominal konumlarından sapması dolayısıyla her planet dalının giriş torkunun farklı oranlarını taşıması-

na neden olma potansiyeline sahiptir. Binaenaleyh, tasarım ve imalat esnasında toleranslara titizlikle bağlı kalınmalıdır (Boguski, Kahraman ve Nishino, 2012). Planet dişli üniteleri çabuk ısınır. Bunda yağın dolaşımı için yeterli boşluk olmayışı en önemli etkindir. Ek olarak yüksek hızlarda yüksek santrifüj kuvvetleri oluşur ve yataklama problemleri yaşanabilir (Kutay, 2013). Kontrol ve bakımları kısmen zordur, yağ daha sık değiştirilmelidir (Temiz, 2015).

Tablo 1. Planet dişli ünitesinde oluşturulabilen vites düzenleri (Demir ve Başgeçmez, 2018) (T: Tutulan, HV: Hareket Veren, HA: Hareket Alan)

Senaryo	Çevre dişli	Planet taşıyıcısı	Güneş dişli	Hızdaki değişim	Konfigürasyon açıklaması
1	HA	HV	T	Artma	Güneş dişli sabit tutulup, planet taşıyıcısına tahrik verildiği hız artışı yaşanır. Taşıyıcı dönerken, pla-net dişliler de taşıyıcıyla birlikte döner. Çevre dişli taşıyıcıdan daha hızlı döner. Çıkışta, hız artırılır.
2	T	HV	HA	Artma	Çevre dişli sabit tutulur, taşıyıcıya tahrik verilirse güneş dişli taşıyıcıdan daha hızlı döner, hız artar.
3	HV	HA	T	Azalma	Güneş dişli sabit tutulur, çevre dişli döndürülürse planet taşıyıcısı çevre dişliden daha yavaş döner.
4	T	HA	HV	Azalma	Çevre dişli sabit tutulur ve güneş dişliye tahrik verilirse, taşıyıcı düşük hızda döner. Planet dişliler, taşıyıcı üzerinde döner fakat taşıyıcı güneş dişliden daha yavaş döner. Bu kademedede, en büyük tork artışı sağlanır.
5	HV	T	HA	Artma	Taşıyıcı sabit tutulur ve çevre dişliye hareket verilir. Planet dişlileri avare olarak hareket ederek güneş dişliyi ters yönde ve çevre dişliden daha büyük bir hızla döndürür.
6	HA	T	HV	Azalma	Taşıyıcı sabit tutulur ve hareket güneş dişliden verilirse bu durumda çevre dişli ters yönde ve güneş dişliden daha yavaş döner.
7	Herhangi iki dişli tutulursa	1:1			Planet dişlinin herhangi iki üyesi birlikte tutulursa ya da aynı hızda döndürülürse, planet dişli seti bir katı mil gibi hareket edebilir. Dişli setinin giriş ve çıkış milleri arasında, hızda ya da dönüş yönünde değişime olmaz (prizdirekt). Tahvil oranı 1:1'dir.
8	Bütün dişliler serbest kalırsa	Nötr			Kavramalar çalıştırılmadığı ve bantlara uygulanmadığında planet dişli ünitesinin hiçbir üyesi tutulmamış olur, hepsi serbesttir. Bu durumda güç iletilmez, nötr (boş) kademedir.

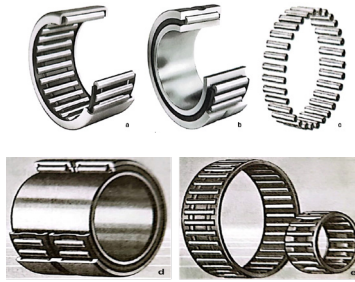
1.2 İğne Makaralı Rulman

Rulman, milin yataklanmasındaki sürtünme katsayısını azaltmak için kullanılan standartlaşmış makine elemanıdır. Yuvarlanma elemanları ve rulmanın diğer aksamı arasındaki yağ filmi sayesinde metal sürtünmeleri önlenerek hareket iletimi sağlanır. Rulman, yataklama sırasında kaybolan enerjiyi asgari seviyede tutarak verimin yükselmesini temin eder. Rulmanlar, mesnedi olduğu mile etki eden kuvvetleri taşır.

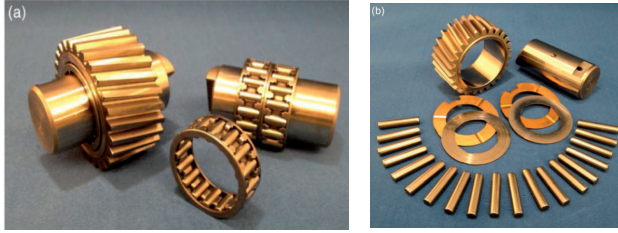
İğne makaralı rulmanların radyal yük taşıma kapasitesi iyi düzeydedir. Buna karşın yapısı gereği, eksenel yük karşılama özellikleri iyi değildir. Bu rulmanlarla çalışmada eksenel kaçıklıkların azami ölçüde dengelenmesine ihtiyaç vardır. Bu husus doğrudan, çok parçalı planet mekanizmasının montajında toleranslara etki eder. İğne makaralı yatak türleri Şekil 3'de görülebilmektedir. Alan kazanmak vd. nedenlerle rulman iç bileziğinin bulunmadığı tasarım; iğne makaralı burç da planet mekanizmasında kullanılabilir. Ayrıca, çift sıralı ve bileziksiz (yalnızca kafesli) iğne makaralı yatak türleri de bulunmaktadır (Şekil 3d, Şekil 3e, Şekil 4a).

Diğer bir uygulama ise planet dişli göbeği ile pimi arasına iğne makaraların yalnızca dizilmesi şeklindedir (Şekil 3c, Şekil 4b). Bu tasarımda kafes ortadan kaldırılır ve bunun yerine yük taşıma kapasitesini arttırmak için daha fazla sayıda iğne makara kullanılır. İğne makara çapı ve iğne makara sayısı gibi temel yatak parametreleri, yük taşıma kapasitesinde belirleyicidir. Bu düzenlemeye literatürde tam tamamlayıcı iğneli rulman adı verilir. Saf kayma koşulları altında birbirine yağ filmi üzerinden temas etmesine izin verilen iğne makara sayısının artması nedeniyle, bu tip rulmanların kafesli muadillerine göre daha az verimli olduğu saptanmıştır dolayısıyla verimlilik amacıyla kafesli iğne makaralı rulmanların tercih edilmesi elzemdir (Talbot ve diğ., 2015).

Planet dişli ünitesinde uygulanan çeşitli türde iğne makaralı rulman varyasyonu, hız, tork ve yağ sıcaklığı aralığı gibi çalışma şartları göz önünde bulundurularak seçilir. Bu hususta çift sıra iğne makaralı rulmanlardan da söz etmek gerekir (Şekil 4a). Kuşkusuz seçilen rulmanın boyutlarının planet dişli göbeğine uygun olması gerekir. Rulmanın yerleştirileceği ölçülerde (dış çapına göre) planet dişli göbeğinin maksimum çapı tasarlanırken, göbek ile diş dibi arasında kalan et kalınlığının, dişli modülünün asgari iki buçuk katı olması gerekliliği dikkate alınmalıdır.



Şekil 3. İğne makaralı burç (a), iğne makaralı rulman (b), kafessiz, bileziksiz iğne makaralar (c) (Kurt, 2020a) çift sıra iğne makaralı rulman (d) ve bileziksiz iğne makaralar (e) (Rende, 2017).



Şekil 4. Planet dişli, pimi ve çift sıralı kafesli iğne makaralı rulman (a) planet dişli, pimi ve iğne makaralar (b) (Talbot ve diğ., 2015).

Planet dişli ünitesinde planet dişliler arasındaki yük paylaşımı; dişli gürültüsünü azaltmak, dişlilerin, yatakların mukavemetini güvence altına almak için mümkün mertebe eşit olmalıdır (Suzuki, Aoyama, Sugiura, Inagaki ve Shimizu, 2011). Radyal olarak yüklenen rulmanlar, genellikle termal genleşme veya geçme sağlamak için belirli boşluğa sahiptir. Ayrıca, çalışma sırasındaki aşınmalar nedeniyle çalışma boşluğu tasarlanan değerden daha büyük olabilir. Planet dişli ünitesi elemanlarından en az birinin yüzer eleman olarak seçilmesi, Bir planet dişli ünitesinin en az bir merkezi elemanının radyal olarak yüzdürülmesi, imalat hataları veya deformasyonlar nedeniyle planet (pinyon) dişli yük paylaşımını iyileştirmek için sıklıkla kullanılan bir yöntemdir; aksi takdirde planet dişlilerinin döngüsel simetrisi bozulur ve eşit olmayan yük paylaşımı oluşur. Yüzer eleman, çalışma sırasında doğal merkezini bulabilir. Uygulamada, merkezi elemanlar için yatak desteklerinde kasıtlı bir açıklık, bu tür radyal olarak yüzmeyi sağlamanın bir yöntemidir (Guo ve Parker, 2012).

Planet dişli mekanizmasındaki kayıplar, dişli vd. elemanların yüzeylerindeki sürtünme ve dişliler arasındaki yağ filmi kayıpları haricinde yataklardaki kayıplardan da kaynaklanır. Yatak elemanları arasındaki yağ filminin kayma ve yuvarlanma hareketleri kaybı oluşturur. Çeşitli şekillerde yağ sıcaklığı ölçülerek kontrol altında tutulabilir (Talbot ve diğ., 2011). Boyutsal özellikleri, iyi titreşim direnci ve düzgün çalışma avantajları nedeniyle kaymalı yataklar da planet dişli sistemlerinde tercih edilebilir (Zhang, Wei, Wang, Hou, Zhang ve Lim, 2020).

Literatür incelendiğinde, dişliler ile ilgili oldukça çok sayıda yayın bulunmasına karşın pek çok sektörde yaygın uygulaması bulunan planet dişli üniteleri ve özellikle yatakları hakkında gerçekleştirilen çalışmaların ve ulusal/uluslararası yayının görece yetersiz olduğu görülmüştür. Planet dişli ünitelerinin ve yataklarının teorik ve deneysel incelemeleri bağlamında gerçekleştirilen çalışmalardan bazıları şu şekildedir. Kahraman ve arkadaşları, planet dişli ünitelerindeki yük paylaşımını ölçmek için geliştirdikleri yöntemde sabit bir taşıyıcıda birleştirilmiş planetlerin taşıdığı yükleri sürekli olarak ölçmek için doğrudan planet pimlerine monte edilmiş gerinim ölçerler (strain gage) kullanmışlardır (Boguski, Kahraman ve Nishino, 2012). Li Yuejin (1995), planet dişli ünitesinde kullanılan rulmanlar için arıza tespiti amacıyla gerçekleştirdiği çalışmada RMS seviyesi, şok darbesi,

akustik emisyon ölçümü gibi konvansiyonel yöntemlerden farklı olarak rulman-daki titreşimleri planet pimleri vasıtasıyla halkalar üzerinden algılayan sensörler yerleştirmiştir. Elasha ve arkadaşları (2018), titreşim ve akustik emisyonlar kullanılarak bir helikopter ana dişli kutusunun planet dişli modülündeki yatak arızalarının tespiti amacıyla dişli kutusu çalışırken geniş bantlı kablosuz iletim sensörü vasıtasıyla toplanan verilere sinyal ayırma tekniklerinin uygulanmasını araştırmış ve sonuçlarını raporlamışlardır. Yi Guo ve Robert G. Parker (2012) gerçekleştirdikleri çalışmada, rulman boşluğunun neden olduğu doğrusal olmayan etkilerin planet dişliler üzerindeki dinamiklerini ortaya koymuştur. Suzuki ve arkadaşları (2011) rulman boşluğunun yük paylaşımı üzerindeki etkisini; dişlilerin temas analizlerini ve yatak boşluklarının sayısal hesabını gerçekleştirerek ortaya koymuştur. Sayısal yöntem, planet dişli yatağına etkileyen yükleri ölçmek amacıyla gerinim ölçerler kullanarak gerçekleştirilen deneylerle doğrulanmıştır. Zhenxing Liu ve arkadaşları gerçekleştirdikleri çalışmada kaymalı yataklı planet dişlilerin modelini oluşturmuş ve planet dişli yatağı yağ filmi kuvvetlerini hesaba katmak için doğrusallaştırılmış kuvvet analizlerine dayalı sonuçlara ulaşmıştır (Liu, Liu ve Yu, 2017). Bu çalışmalarda yataklardaki boşlukların dişliler arasında dengesiz yük paylaşımını önemli ölçüde etkilediği doğrulanmaktadır.

Gerekli yük kapasitesine sahip rulmanların seçimi, rulmanlara etkileyen kuvvetler hesaplanarak gerçekleştirilebilir. Yöntem başlığı altında bu hususa ilişkin denklemler açıklanmıştır. Mekanik yönden yeterli şartları sağlayan rulmanın yağlama, montaj gibi diğer başlıkları da rulman seçiminde belirleyicidir. Şaft-yuva tolerans sınıfları, rulman boşluk sınıfı, sızdırmazlık parametreleri de göz önünde tutulur.

2. Yöntem

Planet dişli ünitelerinde iki milin dönüş hızıyla üçüncü milin dönüş hızı belirlenir. Tork oranları da aynı yolla benzer şekilde belirlenir. Kararlı durumda kayıplar göz ardı edilerek, torkun birleştirildiği, yönlendirildiği planet dişli ünitesinde giren güç çıkan güce eşit olacağından k_1 ve k_2 tasarım esnasında belirlenen dişli oranları olmak üzere denklem 1 ve 2 yazılır.

$$T_3\omega_3 = T_1\omega_1 + T_2\omega_2 \quad (1)$$

$$T_3 = k_1T_1 + k_2T_2 \quad (2)$$

Burada T_3 yük momenti (torku) iken, T_1 ve T_2 birbirinden bağımsız olan ve bağımsız biçimde kontrol edilebilen tahrik momentleridir (Ehsani, Gao, Longo ve Ebrahimi, 2021), mil devridir. Dişli (tahvil) oranıyla millerin dönüş hızları arasında, denklem (3) belirleyicidir (Temiz, 2015).

$$k_{12} = -\frac{\omega_1}{\omega_2}; k_{13} = -\frac{\omega_1}{\omega_3}; k_{23} = \frac{\omega_2}{\omega_3} \quad (3)$$

Güç üretim elemanının çıkış şaftındaki tork, planet dişli ünitesinin kullanıldığı çeşitli sistemlerdeki yapılara göre farklılıklar göstereceğinden diğer güç aktarma elemanları üzerinden iletilirken artırılmış ya da azaltılmış olarak planet dişli ünitesine ulaşmış olabilir. Torkun değişmeksizin iletildiği durumda da aktarım kayıpları var olduğundan güç üretim ünitesi çıkışındaki torkun aynıyle iletildiği söylenemez fakat aktarım sırasındaki kayıplar ihmal edilebilir. Öte yandan güç aktarma elemanları sisteminde motor çıkışı ile planet dişli ünitesi arasındaki ekipmanlarda tahvil söz konusu ise tork hesaplarına dahil edilmelidir.

Sonuçlar başlığı altında sonuçları paylaşılan hesaplamalarda planet dişli ünitesinin kullanıldığı onlarca farklı uygulama göz önünde tutulmuştur. Planet dişli üzerindeki tork, farklı senaryolarda sırasıyla 250, 500, 1000, 2000, 4000 ve 8000 Nm olarak belirlenmiştir (Şekil 5). Tork değerleri seçiminde otomotiv başta olmak üzere giriş başlığı altında verilen farklı sektörlerdeki uygulamalar belirleyici olmuştur. Ağır hizmet sınıfında kullanılan büyük çaplı ünitelerin hesaplamalara dahil edilmemesi tercih edilmiştir.

Seçilen tork değerlerinden yola çıkılarak planet dişli milinin (piminin) mukavemet kontrolü basma, kesme ve burulma gerilmeleri yönünden denklem (4) – (9)'a göre kontrol edilmiştir (Nash ve Potter, 2014). Gerilmeler eşdeğer gerilme denklemi yardımıyla milin emniyetli (müsaade edilebilir) dayanımıyla karşılaştırılmıştır (Kurt, 2020b; Budynas ve Nisbett, 2011). Mil malzemesi olarak Ç1050 çeliği seçilmiş, çentik faktörleri dikkate alınmıştır. Gerçekleştirilen hesaplamalarda emniyet katsayısının minimum 2 olması şart koşulmuştur.

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (4)$$

$$\tau = \frac{F_s}{A} \quad (5)$$

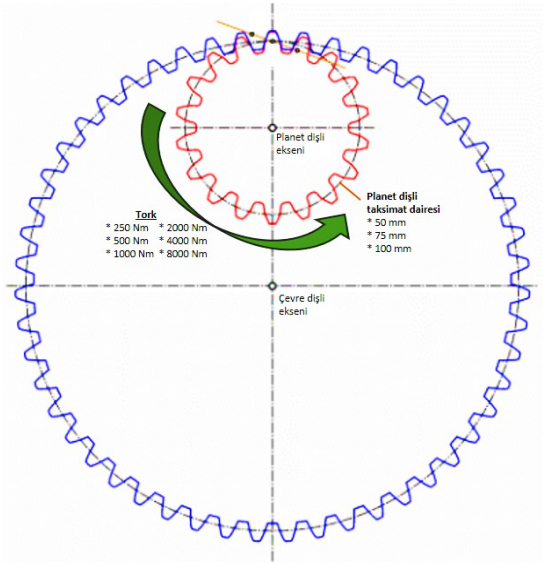
$$\tau = \frac{T\rho}{J} \quad (6)$$

$$J = \frac{\pi}{32} d^4 \quad (7)$$

$$\sigma' = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (8)$$

$$SF \geq 2; SF = \frac{\sigma_{al}}{\sigma'} \quad (9)$$

Burada, σ , basma-çekme gerilmesini, P , elemana etkiyen yükü, A , alanı, τ , kayma gerilmesini, F_s , kesme kuvvetini, T , tork, ρ , elemanın ekseninden en dış çeperine olan minimum uzaklık (miller için yarıçap), J , polar atalet momenti, d , mil çapı, σ' , eşdeğer gerilme, SF , emniyet katsayısı ve σ_{al} elemanın müsaade edilebilir gerilme değeridir.



Şekil 5. Planet dişli şeması ve tasarımda kontrol edilen tork değerleri

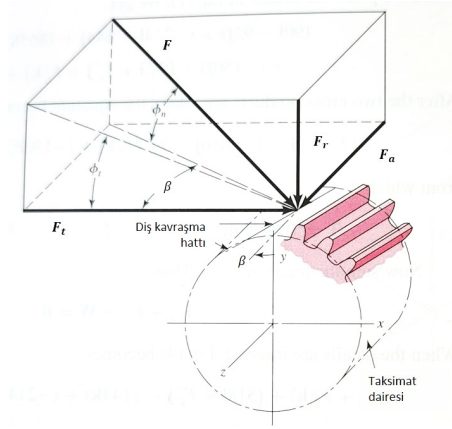
Tork, dişli üzerinde teğetsel, radyal ve eksenel kuvvetlere dönüşür (Şekil 6). Bu kuvvetlere ait denklemler (10) – (12) şu şekildedir;

$$F_r = F \sin \phi_n \quad (10)$$

$$F_t = F \cos \phi_n \cos \beta \quad (11)$$

$$F_a = F \cos \phi_n \sin \beta \quad (12)$$

Burada, F , bileşke kuvvet, F_r , radyal kuvvet, F_t , teğetsel kuvvet (aktarılan yük), F_a , eksenel kuvvettir. ϕ_n , kavrama açısı, β , dişli helis açısıdır. Kavrama açısı Amerikan Dişli Üreticileri Birliği'ne (AGMA) göre 20, 22,5, 25 olabilmekle birlikte genel ve yaygın kullanım 20°'dir. Sonuçlar başlığı altında sonuçları paylaşılan hesaplamalarda da 20° kabul edilmiştir. Buna göre, diş üstü 1 modül ve diş dibi 1,25 modül olmalıdır. Dişliler üzerinde gerçekleştirilen analizlerin neticesinde yapılan kabule göre, diş dibi çapından diş göbeğine kadar olan en yakın uzaklık; diğer bir ifadeyle et payı, minimum 2,5 modül olmalıdır (Budynas ve Nisbett, 2011). Dişli helis açısı ise her uygulamada modül, eksen, diş profil kaydırma vd. parametrelere göre farklılık gösterir. Sonuçlar başlığı altında sonuçları paylaşılan hesaplamalarda da 10° ve 15° kabul edilmiştir.



Şekil 6. Helisel dişliye etkiyen kuvvetler (Budynas ve Nisbett, 2011).

Planet dişlinin devri için sırasıyla 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 devir/dakika değerleri seçilmiştir. Bu değerlerin tercihinde, güç üretim elemanı çıkışından sonra devrin aktarma organlarında iletimi sırasındaki değişimi göz önünde bulundurulmuştur. Rulman boyutları ile ilgili bilgiler ise üreticilerin katalogları üzerinden çekilmiştir. Planet dişli mili (pim), basma ve burulma gerilmelerine maruz kalacağından hesaplamalarda bu gerilmeler üzerinden eşdeğer gerilme (Von-Mises) bulunmuş ve Sonuçlar başlığı altında paylaşılmıştır. Rulman seçiminde, rulman ömür denklemleri (13,14) kullanılmıştır (Rende, 2017). Bu veriler ışığında hesaplama programı olarak Excel yardımıyla matematiksel sonuçlara ulaşılmıştır. Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

$$L_h = \frac{10^6 \cdot \left(\frac{C}{P}\right)^p}{60 \cdot n} \quad (13)$$

$$P = XF_r + YF_a \quad (14)$$

Burada, L_h , saat cinsinden rulman ömrü, C , dinamik yük değeri (N), P , dinamik eşdeğer yük değeri (N), p , katsayı (makaralı yataklar için 10/3), n , devir sayısıdır (dev/dak). F_r , rulmana etkiyen radyal kuvvet, F_a , rulmana etkiyen eksenel kuvvet, X , radyal faktör, Y , eksenel faktördür (Rende, 2017).

Planet dişlinin farklı sektörlerdeki yüzlerce farklı uygulaması düşünüldüğünde rulman ömrü için kesin bir alt değer belirlemek doğru olmayacaktır. Planet dişli ünitesinin çalışma saatine göre üniteyi oluşturan aksamın, dolayısıyla rulmanın ömrü değişkenlik gösterecektir. Rulman ömrü için sık çalıştırılan uygulamalar için 10000 saat alt sınır olarak belirlenebilmesine karşın nadir, belirli sürelerle çalıştırılan (örn. otomobillerdeki uygulamalar) uygulamalar da göz önünde bulundurularak her hal ve karda minimum 2000 saat ömrün gerekli olduğu kabulüyle iğne makaralı rulman seçimi gerçekleştirilmiştir. Hesaplama sonuçları

Sonuçlar başlığı altında paylaşılmıştır. Bu çalışmada araştırma ve yayın etiğine uyulmuştur.

3. Sonuçlar

Belirlenen her bir tork değeri için planet dişlisi mili minimum çap değerlerini saptamak üzere; yöntem başlığı altında aktarılan gerilme, eşdeğer gerilme denklemleri ve emniyet katsayısına göre gerçekleştirilen hesaplamaların sonuçları Tablo 2,3,4 ve 5'te paylaşılmıştır. 250 Nm için 24 mm, 500 Nm için 30 mm, 1000 Nm için 37 mm, 2000 Nm için 47 mm, 4000 Nm için 59 mm ve 8000 Nm için 74 mm minimum mil çapının uygun olduğu anlaşılmıştır.

Tablo 2. 250 Nm tork değeri için minimum mil çapı ve gerilme değerleri

	TORK	250,00	Nm
Maksimum (~)	F	3700,00	N
	l	24,00	mm
Ø	D	24,00	mm
	Min. mil çapı	23,21	mm
Atalet Momenti	I	16286,02	mm ⁴
	J	32572,03	mm ⁴
Kesit Alanı	A	452,39	mm ²
	M eğilme	88,80	Nm
Gerilme	Tao Burulma	92,10	N/mm ²
	Tao Kesme	8,18	N/mm ²
	Sigma Basma	12,85	N/mm ²
	Von-Mises Eşdeğer	160,67	N/mm ²
	Emniyet Katsayısı	2,24	

Tablo 3. 500 Nm tork değeri için minimum mil çapı ve gerilme değerleri

	TORK	500,00	Nm
Maksimum (~)	F	7500,00	N
	l	30,00	mm
Ø	D	30,00	mm
	Min. mil çapı	29,24	mm
Atalet Momenti	I	39760,78	mm ⁴
	J	79521,56	mm ⁴
Kesit Alanı	A	706,86	mm ²
	M eğilme	225,00	Nm
Gerilme	Tao Burulma	94,31	N/mm ²
	Tao Kesme	10,61	N/mm ²
	Sigma Basma	16,67	N/mm ²
	Von-Mises Eşdeğer	165,23	N/mm ²
	Emniyet Katsayısı	2,18	

Tablo 4. 1000 Nm tork değeri için minimum mil çapı ve gerilme değerleri

	TORK	1000,00	Nm
Maksimum (~)	F	15000,00	N
	l	37,00	mm
Ø	D	37,00	mm
	Min. mil çapı	36,84	mm
Atalet Momenti	I	91997,66	mm ⁴
	J	183995,33	mm ⁴
Kesit Alanı	A	1075,21	mm ²
	M eğilme	555,00	Nm
Gerilme	Tao Burulma	100,55	N/mm ²
	Tao Kesme	13,95	N/mm ²
	Sigma Basma	21,91	N/mm ²
	Von-Mises Eşdeğer	177,18	N/mm ²
	Emniyet Katsayısı	2,03	

Tablo 5. 2000 Nm tork değeri için minimum mil çapı ve gerilme değerleri

	TORK	2000,00	Nm
Maksimum (~)	F	20000,00	N
	l	47,00	mm
Ø	D	47,00	mm
	Min. mil çapı	46,42	mm
Atalet Momenti	I	239530,78	mm ⁴
	J	479061,56	mm ⁴
Kesit Alanı	A	1734,94	mm ²
	M eğilme	940,00	Nm
Gerilme	Tao Burulma	98,11	N/mm ²
	Tao Kesme	11,53	N/mm ²
	Sigma Basma	18,11	N/mm ²
	Von-Mises Eşdeğer	172,05	N/mm ²
	Emniyet Katsayısı	2,09	

Planet dişli göbek iç çapı ile mil arasına yerleştirilen rulmanın kaplayacağı hacim düşünülerek faraza dişli taksimat daireleri çapları belirlenmiş (Şekil 5) ve ilk durumda seçilen tork değerlerinin belirlenen çaplarda oluşturacağı dişli kuvvetleri Tablo 6'da verilmiştir. Sonraki tablolarda yer alan iğne makaralı rulmanlar seçilirken Tablo 6'da yer alan taksimat dairelerine göre olası modüllerdeki dişlilerin diş dibi ve diş dibi ile dişli göbeği arasındaki et payı da hesaba katılmıştır.

Bilindiği üzere, rulman seçilirken rulmanın yatakladığı mildeki radyal ve ekselel yükler; kuvvetlerin etki ettiği ve/ya etki ettiği kabul edilen nokta ile rulma-

nın konumundan kaynaklanan, moment dengesi dolayısıyla oluşan yüklere göre kullanım yerine, çalışma süresine bağlı olarak gerekli rulman ömrü belirleyici parametrelerdir. Tablo 6'da yalnızca dişliden aktarılan tork sonucu ortaya çıkan dişli kuvvetleri yer almaktadır, planet dişlisi miline gelen diğer kuvvetler ihmal edilmiştir. Planet dişlisi milinin planet taşıyıcı ile bağlantı sağlayan kısa bir mil olması düşünülürse, dişliden aktarılan tork nedeniyle oluşan radyal kuvvet haricindeki radyal yüklerin ve dolayısıyla eğilme gerilmelerinin ihmal edilmesinin doğru olduğu anlaşılabacaktır.

Yöntem başlığı altında verilen rulman ömür denkleminde, bulunan veriler işlendiğinde rulman ömürleri, çeşitli iğne makaralı rulmanlara göre belirlenen hızlarda saptanmıştır ve sırasıyla Tablo 7,8,9 ve 10'da verilmiştir. INA marka iğne makaralı rulmanlara ait verilerle (rulman dinamik yük katsayısı vd.) (İna Rulman, 2025) gerçekleştirilen hesaplamalar sonucunda gerekli şartları sağlayan rulmanlar, iğne makaralı burç, iç ve dış bileziksiz kafesli iğne makaralar ve iğne makaralı rulmanlardır.

Tablo 6. Farklı tork değerlerine göre çeşitli büyüklüklerdeki planet dişlileri üzerinde oluşan dişli kuvvetleri

		Tork (Nm)			
		250	500	1000	
Dişli taksimat dairesi çapı (mm)	50	F _{teğetsel}	10000	20000	40000
		F _{radyal} ($\beta=10^\circ$)	3695,85	7391,70	14783,40
		F _{radyal} ($\beta=15^\circ$)	3768,10	7536,19	15072,39
		F _{eksenel} ($\beta=10^\circ$)	1763,27	3526,54	7053,08
		F _{eksenel} ($\beta=15^\circ$)	2679,49	5358,98	10717,97
	75		250	500	1000
		F _{teğetsel}	6666,67	13333,33	26666,67
		F _{radyal} ($\beta=10^\circ$)	2463,90	4927,80	9855,60
		F _{radyal} ($\beta=15^\circ$)	2512,06	5024,13	10048,26
		F _{eksenel} ($\beta=10^\circ$)	1175,51	2351,03	4702,05
		F _{eksenel} ($\beta=15^\circ$)	1786,33	3572,66	7145,31
	100		1000	2000	4000
		F _{teğetsel}	20000	40000	80000
		F _{radyal} ($\beta=10^\circ$)	7391,70	14783,40	29566,80
		F _{radyal} ($\beta=15^\circ$)	7536,19	15072,39	30144,78
		F _{eksenel} ($\beta=10^\circ$)	3526,54	7053,08	14106,16
		F _{eksenel} ($\beta=15^\circ$)	5358,98	10717,97	21435,94
				8000	160000
					59133,61
					60289,55
					28212,32
					42871,87

Tablo 7. Planet dişlinin 250 Nm torku taşıdığı durumda kullanılabilecek iğne makaralı rulmanlar (Bu durumda P (Eşdeğer Dinamik Rulman Yüğü) 4458 N olarak bulunmuştur.)

				Mil devri (d/d)						
					250	500	1000	2000	4000	8000
Rulman Kodu	HK 2820	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	20900	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	11497	5748	2874	1437	719	359
Rulman Kodu	HK 3026	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	28000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	30477	15328	7619	3810	1905	952
Rulman Kodu	HK 3038	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	37500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	80701	40350	20175	10088	5044	2522
Rulman Kodu	HK 3520	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	23800	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	17729	8865	4432	2216	1108	-
Rulman Kodu	HK 4020	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	25500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	22314	11157	5578	2789	1395	-
Rulman Kodu	HK 5025	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	38500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	88100	44050	22025	11012	5506	-
Rulman Kodu	K 28X35X27	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	35000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	64121	32061	16030	8015	4008	2004
Rulman Kodu	K 28X40X25	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	45500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	153749	76875	38437	19219	9609	4805
Rulman Kodu	K 30X40X30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	49000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	196832	98416	49208	24604	12302	6151

Rulman Kodu	K 32X38X26	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	33500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	55410	27705	13853	6926	3463	1732
Rulman Kodu	K 35X40X25	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	29500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	36267	18134	9067	4533	2267	1133
Rulman Kodu	K 35X42X30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	39000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	91972	45986	22993	11496	5748	2874
Rulman Kodu	K 38X46X20	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	35500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	67226	33613	16806	8403	4202	2101
Rulman Kodu	K 40X45X27	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	33000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	52701	26351	13175	6588	3294	1647
Rulman Kodu	K 45X50X27	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	34500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	61118	30559	15280	7640	3820	1910
Rulman Kodu	K 47X55X28	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	53000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	255679	127839	63920	31960	15980	7990
Rulman Kodu	NKI 28/30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	34500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	61118	30559	15280	7640	3820	1910
Rulman Kodu	NKI 38/30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	40500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	104302	52151	26075	13038	6519	3259

Tablo 8. Planet dişlinin 500 Nm torku taşıdığı durumda kullanılabilecek iğne makaralı rulmanlar (Bu durumda P (Eşdeğer Dinamik Rulman Yüğü) 10147 N olarak bulunmuştur.)

					Mil devri (d/d)					
					250	500	1000	2000	4000	8000
Rulman Kodu	SCE 2020	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	33500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	3572	1786	893	446	223	112
Rulman Kodu	SCE 2220	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	34000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	3753	1876	938	469	234	117
Rulman Kodu	SCE 2420	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	47500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	11440	5720	2860	1430	715	-
Rulman Kodu	SCE 2820	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	55000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	18649	9325	4662	2331	1166	-
Rulman Kodu	K 32X40X36	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	54000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	17543	8771	4386	2193	1096	548
Rulman Kodu	K 35X42X30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	39000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	5929	2965	1482	741	371	185
Rulman Kodu	K 35X45X30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	53000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	16483	8241	4121	2060	1030	515
Rulman Kodu	K 40X45X27	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	33000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	3397	1699	849	425	212	106

Rulman Kodu	K 42X47X30 ZW	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	33500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	3572	1786	893	446	223	112
Rulman Kodu	K 45X50X32 TN	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	38500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	5680	2840	1420	710	355	177
Rulman Kodu	K 45X59X32	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	73000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	47921	23960	11980	5990	2995	1497
Rulman Kodu	K 47X55X28	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	53000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	16483	8241	4121	2060	1030	515
Rulman Kodu	K 50X55X30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	39000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	5929	2965	1482	741	371	185
Rulman Kodu	NK1 32/30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	37000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	4975	2487	1244	622	311	155
Rulman Kodu	NA 69/32	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	47000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	11044	5522	2761	1380	690	345
Rulman Kodu	NK1 38/30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	40500	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	6724	3362	1681	840	420	210
Rulman Kodu	NK1 42/30	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	43000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	8210	4105	2052	1026	513	256

Tablo 9. Planet dişlinin 1000 Nm torku taşıdığı durumda kullanılabilecek iğne makaralı rulmanlar (Bu durumda P (Eşdeğer Dinamik Rulman Yüğü) 20297 N olarak bulunmuştur.)

				Mil devri (d/d)						
					250	500	1000	2000	4000	8000
Rulman Kodu	SCE 2824	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	62000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	2757	1378	689	345	172	-
Rulman Kodu	K 45X59X36	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	76000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	5435	2717	1359	679	340	170
Rulman Kodu	K 60X66X40 ZW	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	58000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	2207	1104	552	276	138	69
Rulman Kodu	K 60X75X42	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	118000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	23555	11777	5889	2944	1472	-
Rulman Kodu	K 70X78X46 ZW	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	78000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	5926	2963	1482	741	370	-
Rulman Kodu	NA 6908	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	66000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	3396	1698	849	424	212	106
Rulman Kodu	NA 6910	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	73000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	4752	2376	1188	594	297	148
Rulman Kodu	NA 6911	C (Rulman Dinamik Yüğü Katsayısı) (N)	90000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	9549	4774	2387	1194	597	-

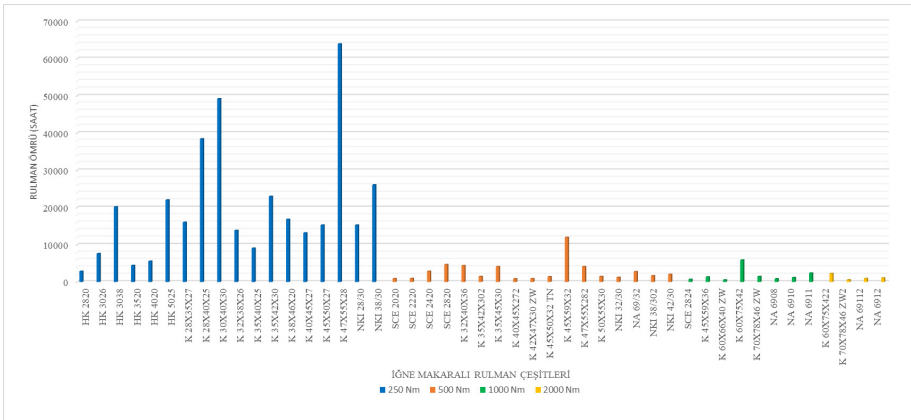
Tablo 10. Planet dişlinin 2000 Nm torku taşıdığı durumda kullanılabilecek iğne makaralı rulmanlar (Bu durumda P (Eşdeğer Dinamik Rulman Yüğü) 27062 N olarak bulunmuştur.)

				Mil devri (d/d)						
					250	500	1000	2000	4000	8000
Rulman Kodu	K 60X75X42	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	118000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	9029	4515	2257	1129	564	282
Rulman Kodu	K 70X78X46 ZW	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	78000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	2272	1136	568	284	142	-
Rulman Kodu	NA 6911	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	90000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	3660	1830	915	457	229	-
Rulman Kodu	NA 6912	C (Rulman Dinamik Yük Katsayısı) (N)	94000	Makaralı Rulman Ömrü (sa)	4231	2216	1058	529	264	-

4. Tartışma

Planet dişli ünitelerinin planet dişlilerinin rulmanlarının seçimi, rulmanlara etki eden kuvvetlerin hesaplanması ve gerekli yük kapasitesine, ömre sahip olan rulmanların üretici firma verilerinden yola çıkılarak saptanması şeklinde gerçekleştirilebilir. Bu çalışma kapsamında; dişliler ve miller mukavemet hesaplamalarına göre tasarlanmış ve emniyetleri kontrol edilmiştir. Eksenel kuvvet, farklı rulmanlarca karşılandığından, planet dişli milini yataklayan iğne makaralı rulmanlar ile ilgili gerçekleştirilen hesaplamalara dahil edilmemiştir. Bu temel parametrelerin yanı sıra seçilen rulmanın boyutlarının planet dişli göbeğine uygun olması gerekliliği göz önünde tutulmuştur. Rulmanın yerleştirileceği ölçülerde (dış çapına göre) planet dişli göbeğinin maksimum çapı tasarlanırken, göbek ile diş dibi arasında kalan et kalınlığının, dişli modülünün asgari iki buçuk katı olması gerekliliği dikkate alınmalıdır. Bu çalışmada; planetlerin taşıdığı yükleri sürekli olarak ölçmek için sensör uygulaması, sensörlerle rulmanlar için arıza tespiti gerçekleştirilmesi, helikopter ana dişli kutusunun planet dişli modülündeki yatak arızalarının tespiti için sensör uygulamaları, planet dişli yatağına etkiyen yükleri ölçmek amacıyla sensör uygulaması konularındaki güncel uluslararası çalışmalar yol gösterici olmuştur. Gerçekleştirilen hesaplamalar neticesinde her bir tork değeri için sonuçlar başlığı altındaki tablolarda verilen değerler elde edilmiştir. Gerekli şartları sağlayan rulmanlar, iğne makaralı burç, iç ve dış bileziksiz kafesli iğne makaralar ve iğne makaralı rulmanlardır.

Sonuçlar başlığı altında sonuçları paylaşılan hesaplamalarda planet dişli ünitesinin kullanıldığı onlarca farklı uygulama göz önünde tutulmuştur. Planet dişli üzerindeki tork, otomotiv vd. yüksek teknoloji gerektiren sektörler başta olmak üzere giriş başlığı altında verilen farklı sektörlerdeki uygulamalar ışığında belirlenen farklı senaryolarda sırasıyla 250, 500, 1000, 2000, 4000 ve 8000 Nm olarak belirlenmiştir. Planet dişlinin devri için sırasıyla 250, 500, 1000, 2000, 4000, 8000 devir/dakika değerleri seçilmiştir. Rulman boyutları ile ilgili bilgiler üreticinin kataloğu üzerinden çekilmiştir. Planet dişli ünitelerinin planet dişlilerinin milleri üzerinde yataklanmasını sağlayan iğne makaralı rulmanların seçimi için yol gösterici bir yayın olması beklenen bu çalışma sonucunda; belirlenmiş tork değerlerinde gerekli şartları sağlayan iğne makaralı burç, iç ve dış bileziksiz kafesli iğne makaralar ve iğne makaralı rulmanların kullanım ömrü bulunmuştur. Tasarım – mühendislik aşamasında planet dişli ünitesinin kullanılacağı uygulamada hangi sıklıkta çalıştırılacağı göz önünde tutularak sonuçlar başlığı altında sunulan sonuçlara göre rulman seçimi gerçekleştirilebilecektir. Şekil 7’de iğne makaralı rulman çeşitlerinin aktardıkları torka göre ve 1000 devir / dakika hızda saat cinsinden ömürleri verilmiştir. Burada görüldüğü üzere yüksek torklarda rulman ömrü düşmektedir. Ağır sanayi, madencilik gibi sahalarda da kullanımı söz konusu olan planet dişli ünitelerinin çok yüksek torklarda çalışmak üzere tasarlanacak varyasyonlarında planet dişlilerin yataklanmasında iğne makaralı rulmanların uygun olamayacağı görülmektedir. İğne makaralı rulmanların çok yüksek hız ve tork için uygun olmadığı sonucu kanıtlanmıştır. İğne makaralı rulmanlar, kompakt sistemler için kullanıma uygundur. Sonuçlar başlığı altında sunulan sonuçlardan ve Şekil 7’den anlaşılacağı üzere, görece düşük tork değerlerinde yüksek kullanım ömrü sunar. Seçili tork değerleri, birçok farklı sektörün uygulamalarında yeterli olduğundan bu çalışmanın sonucunda sunulan rulmanlardan tasarımdaki dişli boyutlarına ve öngörülen kullanım sıklığına göre uygun olanı seçilebilecektir. Bu çalışmanın, son teknoloji ürünleri de içine alan onlarca farklı sektörde kullanılan planet dişli ünitelerinin özellikle tasarım aşamasında yol gösterici olacağı beklenmektedir.



Şekil 7. İğne makaralı rulman çeşitlerinin aktardıkları torka göre saat cinsinden ömürleri¹

1 Şekil 7’deki ömür değerleri, rulmanların 1000 devir/dakika hızda çalıştığı duruma göre dir.

Araştırmacıların Katkısı

Bu araştırmada; Beytullah Başeğmez, kavramsallaştırma, metodolojinin belirlenmesi, literatür taraması, veri toplama, araştırma, proje yönetimi, hesaplama, analiz, yorumlama, görselleştirme, yazma, inceleme ve düzenleme, kaynaklar, kontrol etme, doğrulama adımlarının tümünde katkı sağlamıştır.

Çıkar Çatışması

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir.

Kaynakça

Arslan, M. (2011). *Bilgisayar destekli diferansiyel dişli kutusu tasarımı, modelleme ve animasyonu* (Yüksek lisans tezi). Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ.

Bakshi, S., Dhillon, P., & Maruvada, T., (2014). Design and optimization of planetary gearbox for a formula student vehicle. *SAE International Journal of Materials and Manufacturing*, 7(3). Doi: <https://doi.org/10.4271/2014-01-1780>.

Boguski, B., Kahraman, A. & Nishino, T., (2012). A New method to measure planet load sharing and sun gear radial orbit of planetary gear sets. *Journal of Mechanical Design*, 134(7). Doi: <https://doi.org/10.1115/1.4006827>.

Bonfiglioli. Erişim tarihi: 01.04.2025. Erişim adresi: <https://www.bonfiglioli.com/turkey/tr/>.

Budynas, R.G., ve Nisbett, J.K. (2011). *Shigley's mechanical engineering design*. New York: Mc Graw Hill. ISBN: 978-007-132840-1.

Demir, A., Başeğmez, B., (2018). *Güç aktarma organları*. Ankara: Seçkin Yayıncılık. ISBN 9789750273988.

Ehsani, M., Gao, Y., Longo, S., ve Ebrahimi, K.M. (2021). *Modern elektrikli, hibrit elektrikli ve yakıt hücresel taşıtlar* (Aktaş, M., Ed.). Ankara: Akademisyen Kitabevi. ISBN 978-625-7451-94-9.

Elasha, F., Greaves, M., & Mba, D., (2018). Planetary bearing defect detection in a commercial helicopter main gearbox with vibration and acoustic emission. *Structural Health Monitoring*, 17(5), 1–21. Doi: <https://doi.org/10.1177/1475921717738713>.

Guo, Y. & Parker, R.G., (2012). Dynamic analysis of planetary gears with bearing clearance. *Journal of Computational and Nonlinear Dynamics*, 7(4). Doi: <https://doi.org/10.1115/1.4005929>.

Güç Aktarım, Planet redüktör nedir? Erişim tarihi: 20.05.2024. Erişim adresi: <https://gucaktarim.com/planet-reduktor-nedir/>.

Ina Rulman. Erişim tarihi: 22.04.2025. Erişim adresi: <https://www.inarulman.com.tr/katalog/>.

Jones, A., Mobile robots will be leading planetary precision gear industry by 2026. Erişim tarihi: 20.05.2024. Erişim adresi: <https://www.plantengineering.com/articles/mobile->

Rulmanlar INA markadır.

robots-will-be-leading-planetary-precision-gear-industry-by-2026/.

Kurt, M. (2020a). *Rulmanlar ders notu*.

Kurt, M. (2020b). *Makine elemanları ders notu*.

Kutay, G. (2013). *Dişli çarklar planet sistemleri ders notu*.

Liu, Z., Liu, Z., & Yu, X., (2017). Dynamic modeling and response of a spur planetary gear system with journal bearings under gravity effects, *Journal of Vibration and Control*, 24(16), 1–18. Doi: <https://doi.org/10.1177/1077546317707878>.

Nash, W., ve Potter, M.C. (2014). *Mukavemet* (Pala, Y., Çev.). Ankara: Nobel Yayınevi. ISBN: 978-605-133-862-0.

Neugart. Planet redüktör veya planet dişli – Bu nedir? Erişim tarihi: 31.03.2025. Erişim adresi: <https://www.neugart.com/tr-tr/wiki/planet-disli>.

PDS Planet. Erişim tarihi: 20.05.2024. Erişim adresi: <https://pds-planet.com/tr/uygulama-alanlari>.

Rende, H. (2017). *Makine elemanları, Cilt 2*. İstanbul: Birsen Yayınevi. ISBN: 978-975-511-661-7.

Smith, W., Deshpande, L., Randall, R., & Li, H., (2013). Gear diagnostics in a planetary gearbox: a study using internal and external vibration signals. *The International Journal of Condition Monitoring*, 3(2), 36-41. Doi: <https://doi.org/10.1784/204764213808146617>.

Stone, R. ve Ball, J.K. (2004). *Automotive engineering fundamentals*, Pittsburgh: SAE International.

Suzuki, A., Aoyama, T., Sugiura, N., Inagaki, M. & Shimizu, T. (2011, August). *Influence of bearing clearance on load sharing in planetary gears*, Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011, Washington DC, USA.

Talbot, D., Kahraman, A. & Singh, A. (2011, August). *An Experimental investigation of the efficiency of planetary gear sets*. Proceedings of the ASME 2011 International Design Engineering Technical Conferences & Computers and Information in Engineering Conference IDETC/CIE 2011, Washington DC, USA.

Talbot, D., Kahraman, A., Stilwell, AW, Singh, A. & Napau, I., (2015). Mechanical power losses of full complement needle bearings of planetary gear sets: Model and experiments. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C: Journal Mechanical Engineering Science*, 230(5), 839–855. Doi: <https://doi.org/10.1177/0954406215587539>.

Temiz, V. (2015). *Planet mekanizmaları ders notu*.

Vergnano, A., Gherardini, F. & Leali, F., (2020). The Systematic design of industrial products through design archetypes: an application on mechanical transmissions. *Applied Sciences*, 10. Doi: <https://doi.org/10.3390/app10072277>.

Yuejin, L. (1995). *Diagnostics of planetary gear bearings* (Doctorate Thesis). The University of New South Wales, School of Mechanical and Manufacturing Engineering, Sydney. Doi: <https://doi.org/10.26190/unsworks/8956>.

Zhang, C., Wei, J., Wang, F., Hou, S., Zhang, A. & Lim, T.C., (2020). Dynamic model and load sharing performance of planetary gear system with journal bearing. *Mechanism and Machine Theory*, 151. Doi: <https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2020.103898>.



Mühendis ve Makina / Engineer and Machinery
<https://dergipark.org.tr/tr/pub/muhendismakina>



2025 YILI MAKALE DİZİNİ

OCAK-MART 2025 718. SAYI

Toz Metalürjisi ve Sıcak Preslemeyle Üretilen Al7075-Si3N4 Kompozitlerin Mikroyapısının ve Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi

Investigation Of The Microstructure and Mechanical Properties Of Al7075-Si3N4 Composites Produced By Powder Metallurgy and Hot Pressing
Aleyna TAŞKIN, Elif IŞIK, Mahmut Can ŞENEL

Investigation of Induction Sinterability of Powder Metal Parts of Different Shapes and Sizes

Farklı Şekil ve Boyutlardaki Toz Metal Parçaların İndüksiyon ile Sinterlenebilirliğinin Araştırılması
Can ÇİVİ, Enver ATİK



Vinç Sistemlerinde Kirişlerin Kaynaklı Birleşim Yerlerinin Bağlantı Tasarım

Optimizasyonlarının Modellenmesi, Sysweld Kaynaklı İmalat Son-lu Elemanlar Simülasyonu ve Analizi

Modelling of Connection Design Optimizations of Welded Joints of Brackets in Crane Systems, Finite Element Simulation and Analysis of Sysweld Welded Manufacturing
Samet DÖNERKAYA, Sinan Alp AKYOL

Türkiye’de Buhar Kazanı Sektörünün Vikor ve Edas Yöntemleri ile Yıllara Göre Karlılık Analizi

Profitability Analysis of Steam Boiler Sector in Türkiye With Vikor and Edas Methods By Years
Ali SEVİNÇ

Rüzgar Enerjisi Sahalarında İş Sağlığı ve Güvenliği Çalışmaları

Occupational Health and Safety Practices in Wind Energy Fields
Bayram KÖSE, Can UZUN, Ahmet Orhan İNCİ

Kömür Yakma Sistemlerinde Verim Tahmini Doğruluğunu Artıran Bir Yöntem

A Method Increasing the Accuracy of Efficiency Forecast in Coal Firing Systems
Cem ONAT

Gaz Türbini Periyodik Bakımlarının Sistem Performansına Etkilerinin İncelenmesi

Investigation of The Effects of Gas Turbine Periodic Maintenance on System Performance
Orhan Özay KÖSE, M. Zeki YILMAZOĞLU

Importance and Cost of Maintenance Practices in Wind Turbines

Rüzgar Türbinlerinde Bakım Uygulamaları ve Bakım Maliyeti
Eylem YILMAZ ULU



NİSAN HAZİRAN 2025 719. SAYI

Otobüslerde Pasif Güvenlik Çözümlerinin Ls-Dyna ile Geliştirilmesi

Mikroyapısının ve Mekanik Özelliklerinin İncelenmesi

Bus Crashworthiness Improvement With Ls-Dyna

Namık KILIÇ

Traktör Şanzıman Dişlilerinin Geometrik Parametrelerinin Değişimi ile Tekerlek Momentinin

Optimizasyonu

Optimization of Wheel Moment by Change of Geometric Parameters of Tractor Transmission Gears

Ezgi KUBİLAY

Model Selection in The Non-Homogeneous Poisson Process For The Reliability of a Machine

Bir Makinenin Güvenilirliği İçin Homojen Olmayan Poisson Sürecinde Model Seçimi

Ayşe T. BUGATEKİN

Strength Development Process of Windshield Wiper System Components of a Bus

Bir Otobüsün Ön Silecek Sistemi Elemanlarının Dayanım Olarak Geliştirilme Süreci

Ahmet Salih YILMAZ, Berkan CANPOLAT

Hibrit Elektrikli Taşıtlarda Batarya Performanslarının Simülasyonu

Simulation of Battery Performances in Hybrid Electric Vehicle

Şule KUŞDOĞAN, Büşra ÖZEN

Ege Bölgesi İçin Tek Eksenli Güneş Paneli Takip Sistemi Tasarımı

Design of a Single-Axis Solar Tracking System for the Aegean Region

Furkan DOĞAN, Onur KALKAN, Hüseyin TOPAL

Elektrikli Araba Veri Kümesi Üzerinde Makine Öğrenmesi ve Derin Öğrenme Algoritmaları Kullanarak Şarj Durumu Tahmini

State of Charge Prediction Using Machine Learning and Deep Learning Algorithms on Electric Car Dataset

Durmuş Özkan ŞAHİN, Mustafa ÇANDIRLI, Abdulkarim ERŞEN, Mikail Hüseyin AKAR



TEMMUZ-EYLÜL 2025 720. SAYI

Otonom Park Robotu Tasarımı

Autonomous Parking Robot Design

Soner KOÇAK, Abdullah DEMİR, Garip GENÇ, Abdullah AKYAR, Selim HORTAMACIOĞLU

Özgün Tip Serbest Piston Lineer Genleştiricinin DeneySEL Performans Analizi

Experimental Performance Analysis Of A Novel Type Free Piston Linear Expender

Furkan KODAKOĞLU, John NUSZKOWSKI

Optimization of Printing Parameters to Enhance The Mechanical Properties of Parts Produced With Peek Using Fused Deposition Modelling Method

Eriyik Yığıma Modelleme Yöntemi Kullanılarak Peek İle Üretilen Parçaların Mekanik Özelliklerini İyileştirmek İçin Baskı Parametrelerinin Optimizasyonu

Oğuzhan NAZLIM:

Yeşil Ulaşım Sistemleri İçin Hidrojen Yakıt İkmal İstasyonları Genişletme Planlamasının Optimizasyonu

Optimal Planning Of Hydrogen Refueling Station Expansion For Green Transportation Systems

Duygu TAVŞANCI, Emrah BIYIK

Use of Life Cycle Analysis In Cable Production

Yaşam Döngüsü Analizinin Kablo Üretiminde Kullanımı

Cemal Meran, Ömer Eren, Adnan Bahar, Duygu Lebeoğlu, Oğuzhan Öztürk, Ela Kılıç Kara

A Wide Perspective Review of Developments in Machine Tool Technologies From Past to Present

Geçmişten Günümüze Takım Tezgahı Teknolojilerindeki Gelişmelerin Geniş Bir Perspektifle İncelenmesi

Ayşegül ÇAKIR ŞENCAN



EKİM-ARALIK 2025 721. SAYI

Simultaneous Tracking And Drive-Based Vibration Suppression Of Cnc Machine Tool Feed System

Cnc Tezgâh Besleme Sistemlerinde Eş Zamanlı Yörünge Takibi Ve Tahrik-Tabanlı Titreşim Bastırma

İ. Sina Kuseyri

Effect Of Operating Environment On Volumetric Efficiency And Characteristic Parameters Of Heavy Vehicle Piston Compressors

Çalışma Ortamının Ağır Vasıta Pistonlu Kompresörlerin Hacimsel Verimliliği Ve Karakteristik Parametreleri Üzerine Etkisi

Talha ÖZMEN, Mehmet Esat AYDIN, Yunus Emre TORUN, Mehmet BAĞCI

Enerji Politikaları Ve Kamu Kabulü: Nükleer Sektördeki Teknolojik Yenilikler Üzerine Bir Çalışma
Energy Policies And Public Acceptance: A Study On Technological Innovations In The Nuclear Sector
Ahmet ELBİR*

Havacılık Uygulamalarında Emniyet Kavramaları İçin Polimer Matrisli Kompozit Sürtünme Malzemelerinin Geliştirilmesi
Development Of Polymer Matrix Composite Friction Materials For Safety Clutches In Aviation Applications
Orhan KARABULUT , Ceren ÇELİK, Caner EŞ, Sedat AKKURT, Mücahit Sütçü

Kozaklı Jeotermal Enerji İle Bölgesel Konut Isıtma Sistemlerinde Bireysel Bir Konutun Isıtmasının Ekonomik Analizi Ve Çevresel Sorunlar
Economic Analysis Of Heating An Individual Residence Using The Kozakli Geothermal Energy In District Heating Systems And Related Environmental Issues
Dr. Öğr. Üyesi İbrahim ŞAFAK

Test Edilmiş Bir Ticari Yolcu Otobüsünün Sanal Araç Dinamiği Modellerinin Optimizasyon İle Doğrulanması
Verification Of Virtual Vehicle Dynamics Models Of Commercial Passenger Bus By Tests
Ahmet Salih YILMAZ , Erol Çifci, Berkan Canpolat, Umut Can Salman, Önder Türkan

Fluid-Structure Interaction-Based Numerical Simulation Of Elastic Deformation On A Cantilever Beam With Infinite Aspect Ratio
Sonsuz Kanat Açıklığına Sahip Bir Konsol Kirişin Akışkan-Yapı Etkileşimi Kaynaklı Elastik Deformasyonunun Sayısal Simülasyonu
Hüseyin Can Önel

L-Ayaklı Spiral Kanatlı Borulu Isı Değiştiricisi İle Kanatsız Borulu Isı Değiştiricisinin Performanslarının Karşılaştırılması
Comparison Of The Performances Of L-Footed Spiral Fin-And-Tube Heat Exchanger And Unfinned Tube Heat Exchanger
Ramazan YILMAZ, Necdet ÖZBALTA

Analysis On Thermal And Hydraulic Performance Of Cpu Cooler Under Different Working Conditions
Farklı Çalışma Koşulları Altında Cpu Soğutucusunun Termal Ve Hidrolik Performansının Analizi
Bayram KILIÇ, Osman İPEK, Emre ARABACI

Planet Dişli Ünitelerinde Kullanılan İğne Makaralı Rulmanların Seçimi
Selection Of Needle Roller Bearings Used In Planetary Gear Units
Beytullah BAŞEĞMEZ

2025 YILINDA DERGİMİZ İÇİN MAKALE DEĞERLENDİREN HAKEMLER

<i>Abdullah Mevlüt Mutluel</i>	<i>Doğuş Üniversitesi, Meslek Yüksekokulu</i>
<i>Ahmet Çağlar</i>	<i>Akdeniz Üniversitesi</i>
<i>Ahmet Kağan Mercan</i>	<i>Hacettepe Üniversitesi</i>
<i>Ahmet Talat İnan</i>	<i>Marmara Üniversitesi</i>
<i>Ali Murat Ateş</i>	<i>Manisa Celal Bayar Üniversitesi</i>
<i>Ali Rıza Motorcu</i>	<i>Çanakkale Onsekiz Mart Üniversitesi Mühendislik Fakültesi</i>
<i>Andaç Batur Çolak</i>	<i>Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi</i>
<i>Arif Emre Öztürk</i>	<i>İsparta Uygulamalı Bilimler Üniversitesi</i>
<i>Arslan Kaptan</i>	<i>Sivas Cumhuriyet Üniversitesi</i>
<i>Atakan Tantekin</i>	<i>Adana Alparslan Türkeş Bilim Ve Teknoloji Üniversitesi</i>
<i>Atınç Kayınova</i>	<i>İşyeri Hekimleri Derneği</i>
<i>Atilla Brykoğlu</i>	<i>Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi</i>
<i>Atilla Gencer Devecioğlu</i>	<i>Dicle Üniversitesi</i>
<i>Aykut Fatih Güven-</i>	<i>Yalova Üniversitesi</i>
<i>Banu Güner</i>	<i>Eskişehir Teknik Üniversitesi</i>
<i>Barış Özlü</i>	<i>Aksaray Üniversitesi</i>
<i>Burak Emre Yapanmış</i>	<i>Ege Üniversitesi, Aliğa Meslek Yüksekokulu</i>
<i>Burak Kişin</i>	<i>Uludağ Üniversitesi</i>
<i>Cem Boğa</i>	<i>Adana Alparslan Türkeş Bilim Ve Teknoloji Üniversitesi</i>
<i>Cemal Meran</i>	<i>Pamukkale Üniversitesi</i>
<i>Cemalettin Aygün</i>	<i>Karadeniz Teknik Üniversitesi Sürmene Deniz Bilimleri Fakültesi</i>
<i>Cihad Fidan</i>	<i>Munzur Üniversitesi</i>
<i>Çisil Timuralp</i>	<i>Eskişehir Osmangazi Üniversitesi</i>
<i>Demet Taştēmür</i>	<i>Karabük Üniversitesi</i>
<i>Dilşad Engin</i>	<i>Ege Üniversitesi</i>
<i>Doğan Acar</i>	<i>Karadeniz Teknik Üniversitesi</i>
<i>Ece Yurdusevimli Metin</i>	<i>Eskişehir Teknik Üniversitesi</i>
<i>Edip Taşkesen</i>	<i>Şırnak Üniversitesi</i>
<i>Emir Hüseyin Özder</i>	<i>Aksaray Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi</i>
<i>Emrah Kantaroğlu</i>	<i>Kırıkkale Üniversitesi</i>
<i>Emre Kara</i>	<i>Gaziantep Üniversitesi</i>
<i>Engin Gedik</i>	<i>Karabük Üniversitesi</i>
<i>Engin Ünal</i>	<i>Fırat Üniversitesi Teknoloji Fakültesi</i>
<i>Erdal Aydemir</i>	<i>Süleyman Demirel Üniversitesi</i>
<i>Erdal Karadeniz</i>	<i>Sakarya Üniversitesi</i>
<i>Erdoğan Güner</i>	<i>Atatürk Üniversitesi</i>
<i>Ersin Bahçeci</i>	<i>İskenderun Teknik Üniversitesi</i>
<i>Ertürk Erdağı</i>	<i>İstanbul Medeniyet Üniversitesi</i>
<i>Eylem Yılmaz Ulu</i>	<i>Pamukkale Üniversitesi</i>
<i>Fatın Sönmez</i>	<i>Artvin Çoruh Üniversitesi, Artvin Meslek Yüksekokulu</i>
<i>Fatma Demircan Yıldırım</i>	
<i>Gülşay Yakar</i>	<i>Pamukkale Üniversitesi</i>
<i>Gülden Gökçen Akkurt</i>	<i>İzmir Yüksek Teknoloji Enstitüsü, Mühendislik Fakültesi</i>
<i>Hakan Gürün</i>	<i>Gazi Üniversitesi</i>
<i>Halil İbrahim Varyenli</i>	<i>Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi</i>

Halime İlayda Doğan	Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Hamit Adın	Batman Üniversitesi
Hasan Yamık	Bilecik Üniversitesi
Haydar Aras	Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Hüseyin Dal	Sakarya Üniversitesi
Hüseyin Gündüz	Anadolu Üniversitesi
İlyas Kacar	Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi
İsmail Akşit	Kafkas Üniversitesi
Koray Karabulut	Sivas Cumhuriyet Üniversitesi, Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu
Kubilay Karacı	Hitit Üniversitesi
Mehmet Burak Bilgin	
Mehmet Çakmakçaya	Afyon Kocatepe Üniversitesi
Mehmet Kaygısız	
Mehmet Özkaymak	
Mehmet Şükrü Adın	Batman Üniversitesi
Mehmet Tunç	Bingöl Üniversitesi
Melek Mengeş Turğut	Fen Bilimleri Enstitüsü
Melih Kuncan	Siirt Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Mert Özşaban	Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi
Mithat Şimşek	Tokat Gaziosmanpaşa Üniversitesi, Mühendislik Ve Mimarlık Fakültesi
Muharrem Pul	Kırıkkale Üniversitesi, Kırıkkale Meslek Yüksekokulu
Murat Ekici	Dokuz Eylül Üniversitesi
Mustafa Burak Cömert	İzmir Demokrasi Üniversitesi, Sağlık Bilimleri Enstitüsü
Mustafa Yasin Gökaslan	Van Yüzüncü Yıl Üniversitesi
Nergizhan Anaç	Bülent Ecevit Üniversitesi
Nezaket Parlak	Sakarya Üniversitesi
Oğuzhan Der	Bandırma Onyedli Eylül Üniversitesi
Orhan Büyükalaca	Çukurova Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi
Ömer Altan Dombaycı	Pamukkale Üniversitesi
Ömer Faruk Can	Dicle Üniversitesi
Öner Atalay	Pamukkale Üniversitesi
Özge Altun	Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
Özgür Erol	Başkent Üniversitesi
Özgür Karali	Tuşaş
Seda Arık Hatipoğlu	Erciyes Üniversitesi, Havacılık Ve Uzay Bilimleri Fakültesi
Senai Yalçınkaya	Marmara Üniversitesi
Serdar Başar Koyuncu	İstanbul Aydın Üniversitesi
Serhat Yudar	Eskişehir Osmangazi Üniversitesi
Sidem Kaner-	Pamukkale Üniversitesi
Sinem Başkut	Eskişehir Teknik Üniversitesi
Şahin Burak Dalkılıç	Başkent Üniversitesi
Şengül Güven	Pamukkale Üniversitesi
Tevfik Küçükömeroğlu	Karadeniz Teknik Üniversitesi
Tezcan Şekercioğlu	Pamukkale Üniversitesi
Ufuk Dal	Yıldız Teknik Üniversitesi
Ulaş Atmaca	Konya Teknik Üni.
Umut Karagözel	Yıldız Teknik Üniversitesi
Vineeth Vijaya Kumar	Texas A&M University
Yücel Özmen	Karadeniz Teknik Üniversitesi