



Redüktör dişlilerinin anlık statik analizi

*Instantaneous static analysis of reducer gears*Murat Makaracı^{1*}, Rıdvan Karakaya²¹ Kocaeli Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, mmakaraci@kocaeli.edu.tr
ORCID: <https://orcid.org/0000-0002-7952-1989>² Kocaeli Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, ridvankarakaya908@gmail.com
ORCID: <https://orcid.org/0009-0006-5237-5156>

MAKALE BİLGİLERİ

Makale Geçmişi:

Geliş 21 Mayıs 2025
Revizyon 30 Ocak 2026
Kabul 25 Mart 2026
Online 25 Haziran 2026

Anahtar Kelimeler:

Redüktör, dişli çark, tasarım, anlık statik analiz, sonlu elemanlar yöntemi, motor seçimi

ÖZ

Dişli çark sistemlerinden oluşan redüktörler, günümüzde otomotiv, demir-çelik, madencilik ve ağır sanayi sektörlerinden, küçük ve orta ölçekli üretim tesislerine, asansör sistemlerinden robotik uygulamalara, vinç mekanizmalarından otomasyon sistemlerine kadar geniş bir kullanım alanına sahiptir. Redüktörler, mekanik güç aktarımında kritik bir rol oynayarak torku artırırken çıkış hızını düşürmekte ve böylece sistemlerin verimli ve güvenilir çalışmasını sağlamaktadır. Bu çalışmada, özgün bir redüktör tasarımı gerçekleştirilmiş, gerekli mühendislik hesaplamaları yapılarak optimum dişli boyutları ve malzeme seçimi belirlenmiştir. Tasarım sürecinde, dişli oranları, dişli mukavemeti ve motor özellikleri dikkate alınarak sistemin güvenilirliği ve performansı artırılmaya yönelik iyileştirmeler yapılmıştır. Analitik hesaplamalar doğrultusunda elde edilen model, sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile analiz edilmiştir. Redüktör dişlilerine etki eden gerilmeler belirlenmiş, dişli temas bölgelerinde oluşan maksimum gerilme noktaları ve yük dağılımları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar, tasarlanan redüktör sisteminin dayanım açısından uygunluğunu değerlendirmek ve tasarımın daha verimli hale getirilmesi için gerekli iyileştirmeleri belirlemek amacıyla yorumlanmıştır. Bu araştırma redüktör tasarım süreçlerinde anlık statik analiz uygulamalarının önemini vurgulamakta ve mühendislik hesaplamaları ile bilgisayar destekli simülasyonların birlikte kullanıldığı bir yaklaşımla sistematik bir inceleme sunmaktadır. Bu çalışmada dişli malzemesinin seçiminin önemi, sistemin tüm bileşenleri ile değerlendirilmesi gerektiği ve motor-dişli uyumunun kritikliği ortaya konulmaktadır.

ARTICLE INFO

Article history:

Received 21 May 2025
Received in revised form 30 January 2026
Accepted 25 March 2026
Available online 25 June 2026

Keywords:

Gearbox, gear wheel, design, instantaneous static analysis, finite element method, motor selection

Doi: 10.24012/dumf.1703895

* Sorumlu Yazar

ABSTRACT

Gearboxes, which consist of gear wheel systems, have a wide range of applications from automotive, iron and steel, mining and heavy industry sectors to small and medium-sized production facilities, elevator systems, robotic applications, crane mechanisms and automation systems. Gearboxes play a critical role in mechanical power transmission, increasing torque while reducing output speed, thus ensuring efficient and reliable operation of the systems. In this study, a unique gearbox design has been realized and the optimum gear sizes and material selection have been determined by performing the necessary engineering calculations. During the design process, improvements were made to enhance the system's reliability and performance, taking into account gear ratios, gear strength, and motor specifications. The model obtained from the analytical calculations was analyzed by finite element method (FEM). The stresses acting on the gearbox gears were determined and the maximum stress points and load distributions in the gear contact areas were analyzed. The results obtained were interpreted to evaluate the suitability of the designed gearbox system in terms of strength and to determine the necessary improvements to make the design more efficient. This research emphasizes the importance of instantaneous static analysis applications in gearbox design processes and presents a systematic review with an approach that combines engineering calculations and computer-aided simulations. In this study, the importance of gear material selection, the need to evaluate the system with all its components and the criticality of motor-gear matching are revealed.

Giriş

Mekanik sistemlerde güç ve hareket iletiminin kontrolü, sistemlerin verimliliği ve performansı açısından kritik bir öneme sahiptir. Redüktörler, dişli çark sistemlerine dayanan ve elektrik motorları veya diğer tahrik elemanları tarafından sağlanan dönme hareketini belirli bir tork ve hız seviyesine dönüştüren mekanik düzeneklerdir. Otomotiv, demir-çelik, madencilik, ağır sanayi, robotik sistemler, asansörler ve otomasyon gibi birçok endüstriyel alanda, özellikle tork artırma ve hız düşürme işlemlerinde önemli bir rol oynarlar. Bu sistemler, mekanik sistemlerin güvenilir ve verimli bir şekilde çalışmasını sağlayarak, endüstriyel süreçlerin optimizasyonuna önemli bir katkı sunmaktadır.

Literatürde yapılan çalışmalar, redüktör sistemlerinin performans analizinde sayısal yöntemlerin ve bilgisayar destekli simülasyonların etkinliğini açıkça ortaya koymaktadır. Prášil ve Mackerle [1] farklı dişli türlerinin (düz, helisel, konik vb.) FEM tabanlı analizlerini inceleyen kapsamlı bir bibliyografik çalışma yayımlamıştır. Bu derleme, sonlu elemanlar yönteminin dişli sistemlerinin hem yapısal hem de işlevsel performansını değerlendirmedeki gücünü ve yaygınlığını vurgulamaktadır. Shirinvas ve arkadaşları [2] 7,5 kW gücünde ve 20 mm vida çaplı çift vidalı ekstrüderde kullanılan montajdan üç ay sonra arızalanmış redüktörü incelemiştir. İncelemelerde, çıkış mili dişlisinin tamamen kırıldığı ve avara dişlilerde hasar oluştuğu belirlenmiştir. Makro ve mikro analizler, kırığın diş kökünde meydana geldiğini, yüzeyde spesifikasyonun üzerinde sementasyon tabakası bulunduğunu ve çekirdekte temperlenmiş martenzitik yapı içinde ince perlit adacıkları olduğunu göstermiştir. Sertlik değerleri şartnameye uygun olsa da, SEM incelemelerinde yorulma çatlaklarına özgü izler tespit edilmiştir. Bulgular, arızanın düşük çevrimli eğilme yorulması sonucu gevrek kırılma ile geliştiğini ortaya koymuştur. Bu tür arızaların önlenmesi için çeşitli öneriler sunulmuştur. Karthick ve ark. [3] düz dişli çark üzerinde statik gerilme analizi gerçekleştirmiş; eşdeğer gerilme, toplam deformasyon, gerilme şiddeti ve muhtemel kırılma noktaları belirlenmiştir. Ayrıca dişli ömrünü artırmak ve temas gerilmesini azaltmak amacıyla xylon, PTFE (politetrafloroetilen) ve bor karbür gibi alternatif kaplama malzemelerinin performansı incelenmiş ve geleneksel dişli malzemeleri ile karşılaştırılmıştır. Hou ve arkadaşları [4] şanzıman NVH (Gürültüce Titreşim) performansının önemli bir göstergesi olarak kabul edilen iletim hatası (TE) ile şanzıman NVH performansı arasındaki ilişkiyi deneysel olarak araştırmıştır. Öncelikle araç yol testleri ve mertebe analizi ile uğultu kaynağı belirlenmiş, ardından yarı yankısız test düzeneğinde şanzıman gürültüsü TE ile ilişkilendirilmiştir. TE dalgalanmalarını azaltmak amacıyla problemler helisel dişli çiftinin mikro geometrisi genetik algoritma ile optimize edilmiştir. Elde edilen dört farklı tasarım, doğrulanmış dinamik-sonlu elemanlı şanzıman modeli üzerinde değerlendirilmiştir. Sonuçlar, optimize edilmiş mikrogeometrinin TE dalgalanmalarını ve diş yüzeyi

yük dengesizliğini önemli ölçüde azalttığını, böylece şanzıman NVH performansını iyileştirdiğini göstermiştir.

Magyrt ve Pietrykowski [5] nin yaptığı çalışmada havacılık için geliştirilen PZL-100 dizel motorunda meydana gelen dişli arızası ele alınmıştır. Dişliler, çift krank-mil sisteminden pervane miline tork iletmekte olup, hasar motorun sabit koşullarda fren testi sırasında oluşmuştur. Görsel incelemede pervane mili dişlilerinde kilitlenme izleri tespit edilmiştir. Arızayı analiz etmek ve önlemek amacıyla Catia v5 yazılımında sonlu elemanlar yöntemiyle simülasyonlar yapılmıştır. Normal çalışma ve ekstrem kilitlenme koşulları için gerçekleştirilen analizler, maksimum gerilmelerin dişli omuzlarında oluştuğunu ve gözlemlenen çatlaklarla örtüştüğünü göstermiştir. Sonuç olarak, dişli omuzlarının güçlendirilmesi önerilmiştir.

Ding ve arkadaşları [6] spiral konik dişli üretiminde diş yüzeyi kuru taşlama teknolojisi incelemiştir. Yeni NC tabanlı kuru taşlama teknolojisi, üretim verimliliği ve sürdürülebilirlik açısından önemli avantajlar sunmaktadır. Çalışmada, dişli kuru taşlamada eğilme yorulma ömrü tasarımı ekonomik, çevresel ve sosyal kriterler göz önünde bulundurularak ele alınmıştır. Veri odaklı araç modifikasyonu ve sonlu elemanlar yöntemi (FEM) kullanılarak kök eğilme yorulma analizi gerçekleştirilmiştir. Çok eksenli yorulma hasar modeli ile kök gerilme ve yorgunluk ömrü değerlendirilmiş, kritik noktadaki minimum yorulma dikkate alınarak dişli geometrisi ve ömrü optimize edilmiştir. Sonuç olarak, önerilen yöntem dişli yüzeyi geometrik doğruluğunu ve yorulma ömrünü iyileştirerek daha temiz ve sürdürülebilir spiral konik dişli üretimi sağlamaktadır.

Goswami ve Rai [7] dişli ve şanzıman bileşenlerinin arıza modları ve mekanizmaları incelemiş, literatür destekli arıza tespit yöntemleri tablo hâlinde özetlemiştir. Modülasyon ve dinamik tabanlı arıza tespit modelleri ile kalan ömür (RUL) ve arıza şiddeti analiz yöntemleri değerlendirilmiştir. Ayrıca, laboratuvar koşullarında şanzıman bileşenlerinde yapay arıza oluşturma teknikleri önerilmiş ve arıza yönetimi çerçevesinde düzeltici ve önleyici bakım stratejileri tartışılmıştır. Çalışma, şanzıman arızalarının tanı ve prognostik yönetimi konusunda kapsamlı bir çerçeve sunmaktadır.

Raptis ve Savaidis [8] düz dişlilerde kritik diş ucu bölgesinde, Tek Diş Teması Yüksek Noktası (HPSTC) altında oluşan maksimum gerilmeler hem sayısal hem de deneysel olarak incelemiştir. Sonuçlar, diş sayısı arttıkça yöntemler arasındaki sapmanın arttığını göstermekte, ancak sapmalar kabul edilebilir sınırlar içinde kalmaktadır. Pinion diş sayısı sabit tutulmuştur. Çalışma, dişli tasarımında gerilme analizlerinin güvenilirliğini değerlendirmek için önemli bilgiler sunmaktadır.

Srivastava ve arkadaşları [9] bir deniz dizel motorunun volan dişlisinin erken arızası araştırmış ve kök neden ile hasar mekanizmaları deneysel ve sayısal analizlerle belirlenmiştir. Arızalı dişlinin bağlama vidasının eğilme deformasyonu üzerinden yüklenme koşulları değerlendirilmiş ve dişli üzerine

etki eden von Mises eşdeğer gerilmesi bulunmuştur; bu, dişli malzemesi AISI 1055'in akma dayanımının üzerinde bir değerdir. SEM kırılma analizi, diş kökü yakınında 'case' bölgesinde quasi-cleavage kırılma, iç çekirdek bölgesinde ise sünek kırılma mekanizmasını ortaya koymuştur. Kırık, yüksek gerilme birikiminin olduğu diş kökünden başlamıştır. Kök neden analizi, aşırı yakıt açılımına bağlı ani eylemsizlik etkisi sonucu içten yanmalı motorlarda oluşan aşırı tork nedeniyle volan dişlisinin aşırı yük gerilmeleri altında arızalandığını ortaya koymuştur.

Sciarra ve arkadaşları [10] paralel eksenli ve düz dişli konik dişlilerin temas gerilmeleri incelemiştir. Analiz, diş temas döngüsü boyunca temas segmentlerini, diş çifti ağ rijitliği ve yük paylaşım oranının değişimini kapsamaktadır. Minimum elastik potansiyel enerji esas alınarak yapılan yöntem, diş dibinde aşınma ve sivirmeyi de dikkate almaktadır. Elde edilen sonuçlar, sonlu elemanlar analizi ile doğrulanmıştır. Önerilen analitik yöntem, hesaplama açısından verimli olup optimizasyon algoritmalarında bir hesaplama adımı olarak kullanılabilir.

Bu çalışmada, özgün bir redüktör tasarımı gerçekleştirilmiş olup, tasarım sürecinde gerekli tüm matematiksel hesaplamalar titizlikle yapılmıştır. Redüktörün tasarımında, optimum dişli boyutları ve malzeme seçimi, mühendislik prensipleri ve mekanik tasarım kriterleri doğrultusunda belirlenmiştir. Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) ve ANSYS yazılımı kullanılarak Solidworks üzerinden tasarlanan modelin performans ve dayanıklılık analizleri gerçekleştirilmiştir. Sonlu Elemanlar Analizi (FEA), mühendislik tasarım sürecinde kritik bir rol oynayan güçlü bir simülasyon yöntemidir. Karmaşık fiziksel sistemlerin davranışını analiz etmek için yaygın şekilde kullanılan bu teknik, mühendislere gerçek dünya koşullarını sanal ortamda modelleme imkânı sunar. Tasarım ekipleri, FEA sayesinde prototip üretim maliyetlerini önemli ölçüde azaltabilir, problemlere daha hızlı çözümler geliştirebilir ve bileşen performansını etkin şekilde optimize edebilir [11]. Yapılan analizler sonucunda, redüktör içerisindeki dişli çarklara etki eden yükler ve gerilme dağılımları detaylı bir şekilde incelenmiş, kritik bölgelerde oluşan maksimum gerilme noktaları belirlenmiştir. Bu analizler, tasarımın mekanik dayanımı ve güvenilirliği hakkında önemli bilgiler sağlamıştır.

Bu çalışmanın temel amacı, redüktör tasarım süreçlerinde statik analiz yöntemlerinin önemini vurgulamak ve mühendislik hesaplamaları ile bilgisayar destekli simülasyonların entegre bir biçimde kullanıldığı sistematik bir yaklaşım ortaya koymaktır. Gerçekleştirilen analizler doğrultusunda, tasarımın güvenilirliği değerlendirilmiş ve olası iyileştirme önerileri sunulmuştur. Bu kapsamda yürütülen çalışma, redüktörlerin verimliliğini artırmaya yönelik mühendislik uygulamalarını geliştirmeyi, tasarım sürecinde motor-dişli uyumunun önemini vurgulamayı ve endüstriyel uygulamalarda kullanılabilecek yenilikçi bir tasarım yaklaşımı sunmayı amaçlamaktadır. Bu doğrultuda, redüktör sistemlerinin yalnızca yapısal dayanımıyla değil,

aynı zamanda tahrik sistemleriyle olan bütünsel uyumu üzerinden değerlendirilmesi gerektiği literatürde de vurgulanmaktadır. Örneğin, motor seçiminin redüktör performansı üzerindeki doğrudan etkisini ele alan bir çalışmada, motor tipi ile dişli oranları arasındaki ilişkinin sistem verimliliğini önemli ölçüde etkilediği ortaya konmuştur. Bu tür analizler, tork ve hız parametreleri temelinde yapılan motor seçimlerinin, redüktörün genel çalışma karakteristiğiyle uyumlu olması gerektiğini göstermektedir [12].

Bu çalışma, redüktör tasarımında analitik ve sayısal yöntemlerin birlikte kullanımının önemini ortaya koyarken, gelecekteki çalışmalar için de bir referans niteliği taşımaktadır.

2. Redüktör Tasarımı

Öncelikle analizi yapılacak redüktörün tasarımı, mekanik sistemlerin verimli ve güvenilir çalışması için en önemli faktörlerden biridir. Bu süreçte, istenen tork ve hız değerlerini sağlayacak uygun dişli boyutları ve malzeme seçimi belirlenir. Tasarım aşamasında, dişli çarkların modülü, diş sayısı, diş genişliği ve malzemesi gibi temel özellikler mühendislik prensiplerine göre hesaplanır. Bu parametreler, redüktörün yük altında dayanıklı ve uzun ömürlü olmasını sağlar.

2.1. Dişli Hesaplarında Kullanılan Parametreler

Dişli hesapları için birçok parametre bulunmaktadır. Redüktör tasarımı yaparken gerekli olan parametrelerin detayları alt başlıklar halinde sunulmuştur.

2.1.1. Modül (m):

Dişlilerin çaplarını diş sayıları cinsinden göstermek için kullanılan modül, sabit bir orandır. Metrik sistemde (m) harfi kullanılır. Modül, adımın(t), π (pi) sayısına bölünmesiyle elde edilen bir oransal sayıdır. Diğer yandan, bölüm dairesi çapının (D_0), diş sayısına bölünmesiyle elde edilebilir [13].

$$m = \frac{t}{\pi}, \quad m = \frac{D_0}{Z}$$

2.1.2. Adım (t):

Bölüm dairesinin z sayıda eşit parçaya bölünmesiyle elde edilen yay uzunluğu, adım olarak bilinir. Adım, bölüm dairesi üzerinde bir diş kalınlığı ile bir diş boşluğu arasındaki uzunluktur. Ayrıca bölüm dairesi üzerindeki iki diş merkezi arasındaki mesafe adımı belirlenir. Hatve olarak da isimlendirilmektedir. "t" harfi kullanılarak gösterilir.

2.1.3. Diş sayısı (Z):

Bir dişli üzerinde bulunan tüm diş adedine denir ve (Z) harfiyle gösterilir. Bölüm dairesinin modüle bölünmesiyle elde edilir.

$$Z = \frac{D_0}{m}$$

Çizelge 1’de verilen parametreler kullanılarak aşağıdaki matematiksel ifadeler doğrultusunda analiz edilmektedir:

$$Md = \frac{9550 \times P_m}{n} N.m$$

$$Md_1 = \frac{9550 \times 10}{1750} \rightarrow Md_1 = 54,57 N.m$$

$$Md_2 = \frac{9550 \times 10}{612,5} \rightarrow Md_2 = 155,91 N.m$$

Z₂ ve Z₃ Dişlileri aynı shaft üzerinde olduğu için

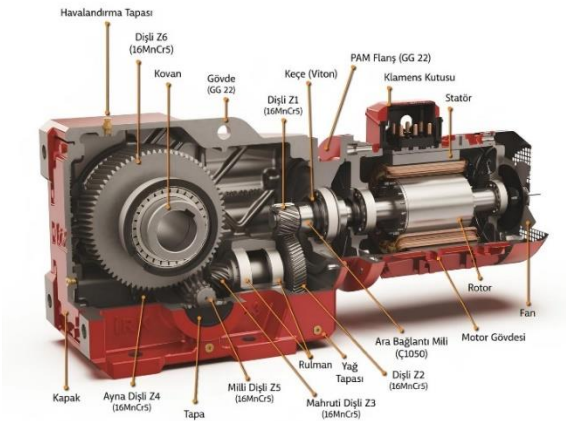
$$Md_2 = Md_3 = 155,91 N.m$$

$$Md_4 = \frac{9550 \times 10}{200} \rightarrow Md_4 = 477,5 N.m$$

2.4. Redüktör Fiziksel Modeli

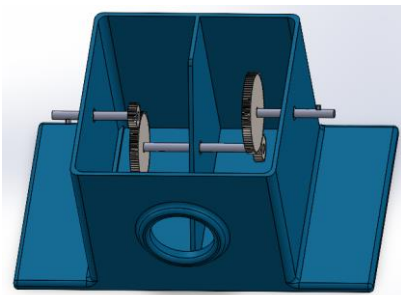
Kullanım alanları çok geniş bir alana yayılan redüktörler (Şekil 2)

- Tüm sistemi içine alan ve yağlama için hazne görevi gören gövde
- Gövde içerisinde bulunan dişli çarklar (Düz, helis, konik vb.)
- Rulmanlı yataklar (Bilyalı, konik, makaralı vb.)
- Sızdırmazlık elemanları (Sıvı conta, keçe halkaları vb.)
- Miller (Kademeli, kamalı vb.)
- Bağlama elemanlarından (Cıvata, kaynak, lehim vb.) oluşmaktadır [15].



Şekil 2. Bir redüktörün detaylı görüntüsü [8]

2.4.1. İlk Redüktör Tasarımının Fiziksel Modeli ve Render Çalışmaları



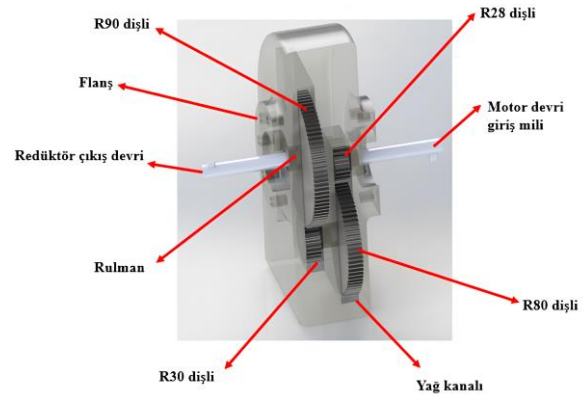
Şekil 3. İlk Redüktör Tasarımının Fiziksel Modeli

Geliştirilen ilk redüktör sistemi (Şekil 3), çalışma prensibi açısından işlevsel olmakla birlikte, tasarımsal açıdan bazı eksiklikler barındırmaktadır. Bu kapsamda yapılan değerlendirmelerde, özellikle gövde içerisinde yer alan gereksiz yağ hacimlerinin sistemde fazla yağ kullanımına neden olacağı ve bunun hem verimlilik hem de bakım açısından olumsuz etkiler doğuracağı belirlenmiştir. Ayrıca, tasarımın genel boyutlarının büyük olması, sistemin taşınabilirliğini ve kullanım kolaylığını sınırlandıran bir diğer önemli dezavantaj olarak ortaya çıkmıştır.

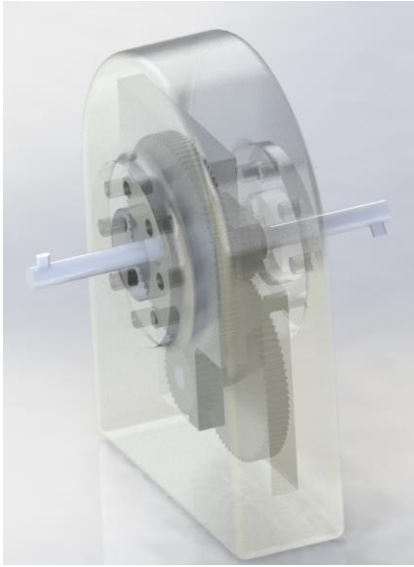
Bu bulgular doğrultusunda, sistem üzerinde mühendislik temelli bir tasarım iyileştirme süreci yürütülmüştür. Yeni tasarımda, gövde içerisindeki gereksiz boşluklar azaltılarak daha dengeli bir yağlama yapısı elde edilmiş, aynı zamanda sistem boyutları yeniden düzenlenerek daha kompakt ve taşınabilir bir yapı oluşturulmuştur. Gerçekleştirilen bu iyileştirmeler, matematiksel bir optimizasyon algoritmasına dayanmamakta olup, mühendislik hesaplamaları, tasarım kısıtları ve uygulama gereksinimleri dikkate alınarak iteratif bir yaklaşımla gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak, elde edilen yeni tasarımın hem kullanım kolaylığı hem de sistem verimliliği açısından daha uygun olduğu değerlendirilmiştir.

2.4.2. İkinci Redüktör Tasarımının Fiziksel Modeli ve Render Çalışmaları

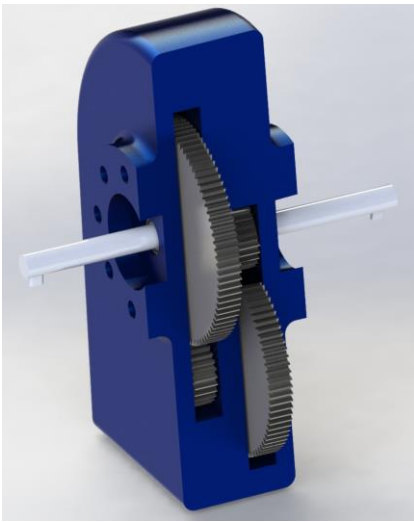
Önceki bölümdeki tespitler doğrultusunda tasarım üzerinde gerekli revizyonları yaparak daha verimli ve kompakt bir redüktör sistemi geliştirmek hedeflenmiştir. Yeni tasarımda, gereksiz yağ boşlukları minimize edilerek daha dengeli bir yağlama sistemi oluşturuldu. Ayrıca, sistemin boyutları revize edilerek daha portatif ve kullanışlı bir yapı elde edildi. Böylece, verimlilik ve kullanıcı dostu bir tasarım açısından iyileştirmeler sağlandı.



(a)



(b)



(c)

Şekil 4. İkinci Redüktör Tasarımının Fiziksel Modelleri

a) Redüktör parçalarının gösterilimi, b) Redüktör sisteminin şeffaf görseli, c) Redüktör sisteminin kesit görünüşü

3. REDÜKTÖR DİŞLİLERİNİN ANLIK STATİK ANALİZİ

Redüktör dişlileri, yüksek tork ve değişken yük koşulları altında çalıştığından, yapısal dayanım açısından detaylı bir analize tabi tutulmalıdır. Dişlilerin çalışma esnasında maruz kaldığı anlık yükler, gerilme dağılımını ve temas bölgelerinde oluşan maksimum gerilme noktalarını doğrudan etkilemektedir. Bu bağlamda, dişlilerin güvenilirliğini ve mekanik dayanımını değerlendirmek amacıyla Sonlu Elemanlar Yöntemi (FEM) kullanılarak bir statik analiz gerçekleştirilmiştir. Analiz sürecinde, dişliler için farklı malzeme türleri dikkate alınarak gerilme dağılımı, deformasyon ve güvenlik katsayıları incelenmiştir. Farklı malzemelerin mekanik özelliklerinin dişlilerin yük taşıma kapasitesine etkisi belirlenmiş ve en uygun malzeme seçimi

için karşılaştırmalar yapılmıştır. ANSYS programının Static Structural modülü kullanılarak gerçekleştirilen bu analizlerde, yük altındaki dişli davranışları detaylı olarak değerlendirilmiş ve elde edilen sonuçlar doğrultusunda tasarım yönelik çıkarımlar yapılmıştır.

3.1. Sınır Şartlarının Belirlenmesi

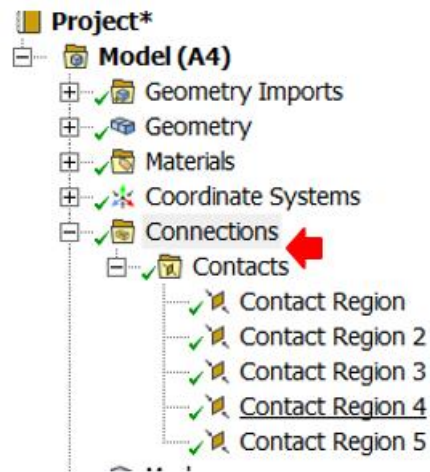
Analizden daha doğru sonuçlar elde edebilmek ve süreci daha verimli hale getirebilmek için redüktör sisteminin dişlileri iki grup halinde incelenmiştir. Bu grupta, dişlilerin yük altında gösterdiği davranışları daha ayrıntılı analiz edebilmek ve gerilme dağılımlarını daha hassas bir şekilde değerlendirebilmek amacıyla yapılmıştır. ANSYS Static Structural modülü kullanılarak gerçekleştirilen analizde, sınır şartları titizlikle belirlenmiştir. Öncelikle, sistemin bağlantı noktaları tanımlanmış ve ardından hareket için gerekli moment, yer değiştirme ve sabitlenmiş (fixed) sınır koşulları atanmıştır.

3.1.1. Bağlantı Noktaları (Contacts)

Tasarım sürecinde montaj aşamasında kullanılan bağlantı ilişkilerine bu bölümden ulaşılmaktadır. Ayrıca, eğer ek bir bağlantı tanımlanması gerekirse, bu kısımdan eklemeye yapılabilir. Kullanılan başlıca bağlantıların konumları şunlardır:

- Mil - Dişli arasında
- Dişli - Dişli arasında
- Mil - Rulman arasında

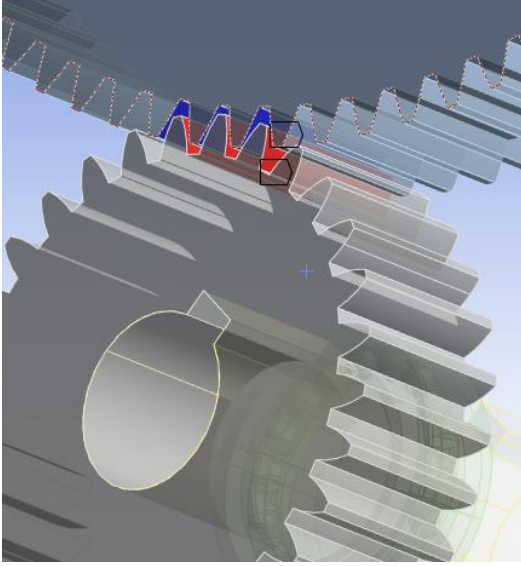
Bu bağlantı noktalarında temas halindeki geometrilerin ayrılmasını önlemek için "No Separation" seçeneği uygulanmaktadır. Böylece, bileşenlerin sürekli temas halinde kalması sağlanarak analizlerin daha doğru sonuç vermesi amaçlanmaktadır.



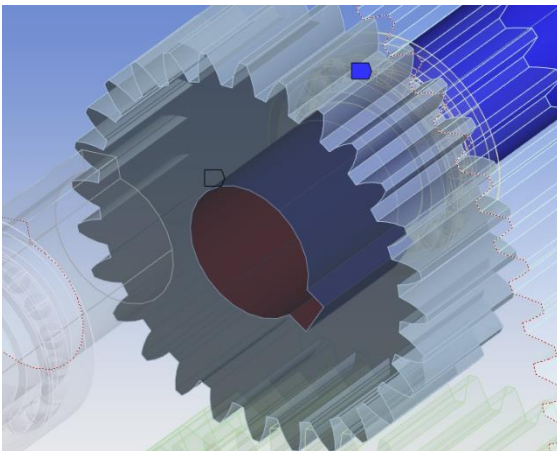
(a)

Scope	
Scoping Method	Geometry Se...
Contact	6 Faces
Target	6 Faces
Contact Bodies	spur gear_iso...
Target Bodies	spur gear_iso...
Protected	No
Definition	
Type	No Separat...
Scope Mode	Bonded
Behavior	No Separation
Trim Contact	Frictionless
Trim Tolerance	Rough
	Frictional

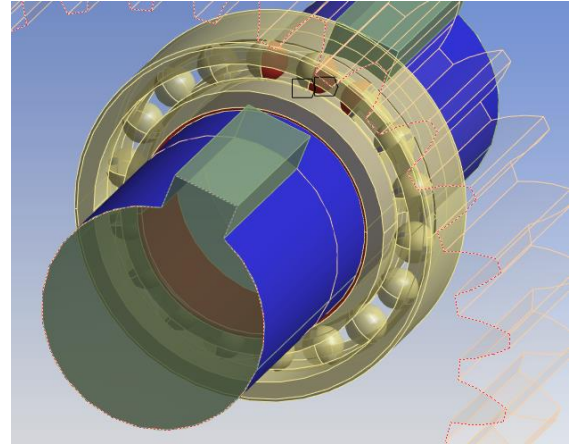
(b)



(c)



(d)



(e)

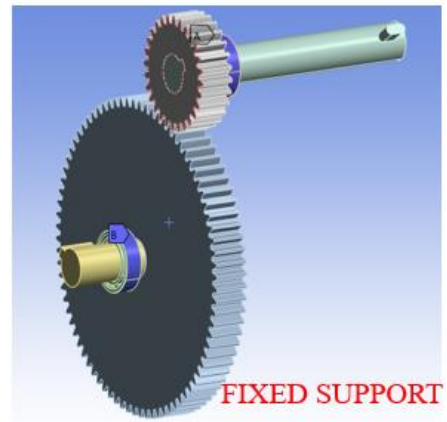
Şekil 5. a) ANSYS “Contacts” sekmesi görüntüsü, b) Bağlantı noktasının tipinin seçildiği bölüm, c) Dişli-dişli bağlantısı, d) Dişli-mil bağlantısı, e) Rulman-mil bağlantısı

3.1.2. Dişli Gruplarının Sınır Koşulları

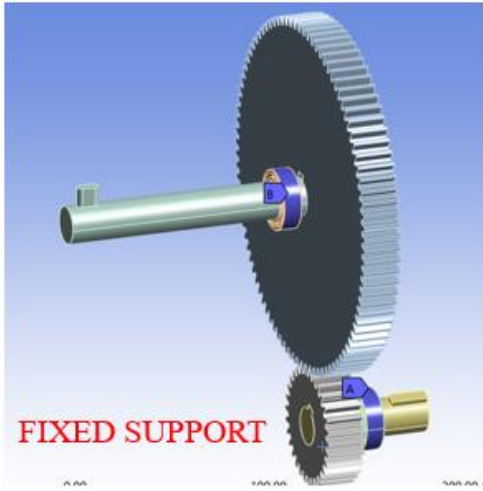
Bu bölümde, motor ile bağlantılı olan 1. dişli grubu ve bu gruptan aldığı momenti çıkışa ileten 2. dişli grubuna uygulanan sınır koşulları ele alınmaktadır. Her iki grup dişlilerine uygulanan momentler, moment yüzünden uğrayacakları yer değiştirme sınırlamaları ve sabitlenmiş bölgeler detaylı olarak tanımlanarak, gerilme dağılımının doğru bir şekilde analiz edilmesi amaçlanmıştır.

3.1.2.1. Sabit Destek (Fixed Support)

Analiz sırasında, ANSYS üzerinde modelin uzaydaki fiziksel gerçekliğini sağlamak amacıyla belirli bileşenlere sabit destek (Fixed Support) atanmıştır. Redüktör sisteminde, gövde üzerinde sabit halde duran rulmanların dış yüzeyleri, hareket etmeyecek şekilde sınırlandırılmıştır. Bu sayede, sistemin gerçek çalışma koşullarına uygun bir şekilde modellenmesi amaçlanmıştır.



(a)

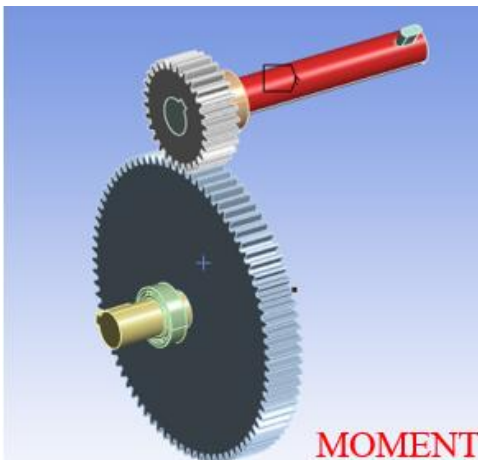


(b)

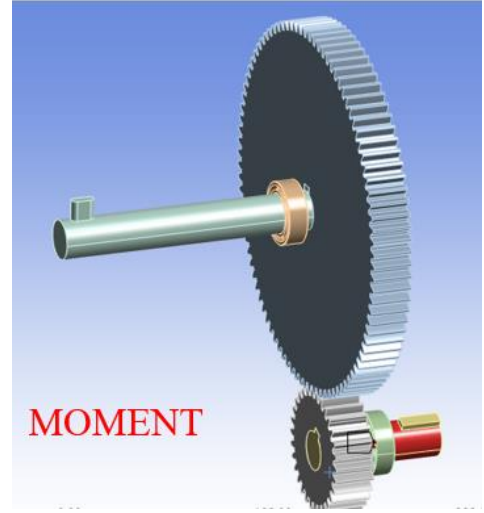
Şekil 6. a) 1.dişli grubunda rulmanların dış yüzeyine atanan sabit destek b) 2.dişli grubunda rulmanların dış yüzeyine atanan sabit destek

3.1.2.2. Moment

İncelenen 1. dişli grubu, motor ile bağlantılı olduğundan, giriş miline bir moment uygulanmaktadır. '2.3.3. Moment Hesabı' başlığında yapılan hesaplamalar sonucunda, giriş milinin sahip olduğu moment $Md_1 = 54570 \text{ N.mm}$ olarak bulunmuştur. Bu nedenle, analiz sırasında giriş miline Z ekseninde $Md_1 = 54570 \text{ N.mm}$ moment atanmıştır. 2.dişli grubunu incelediğimizde yine '2.3.3. Moment Hesabı' başlığında yapılan hesapta görüldüğü gibi Z_2 ve Z_3 Dişlileri aynı mil üzerinde bulunduğu için $Md_2 = Md_3 = 155910 \text{ N.mm}$ olarak moment değerleri eşit kabul edilmiştir. Bu nedenle, analiz sırasında iki dişli sistemini birbirine bağlayan mile Z ekseninde $Md_3 = 155910 \text{ N.mm}$ moment atanmıştır.



(a)

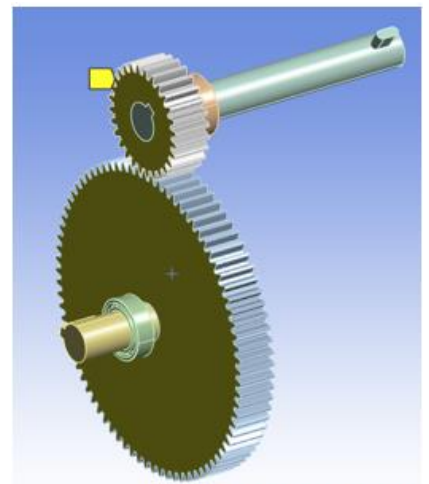


(b)

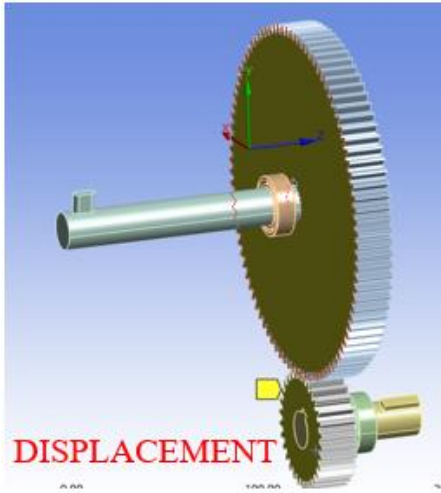
Şekil 7. a) 1.dişli grubunda motordan gelen momentin giriş mili üzerine atanması, b) 2.dişli grubunda 1.dişli sisteminin büyük dişlisinden gelen momentin ortak mil üzerine atanması

3.1.2.3. Yer değiştirme (Displacement)

Dişliler, kendi eksenleri etrafında dönerken X ve Y eksenlerinde serbest hareket edebilir. Ancak, mil üzerindeki eksenel (Z yönündeki) hareketler, dişlilerin hizasını bozarak yanlış yük dağılımına ve aşınmaya yol açabilir. Bu durumu doğru bir şekilde simüle edebilmek için, ANSYS analizi sırasında, dişlilerin X ve Y eksenlerindeki hareketine izin verilmiş, ancak Z ekseninde yer değiştirme değeri sıfır olacak şekilde sınırlandırılarak 'Displacement' (Yer Değiştirme) atanmıştır.



(a)



(b)

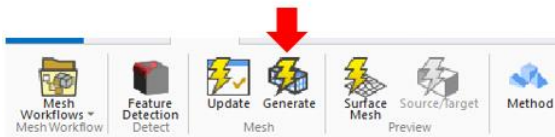
Şekil 8. a) 1.dişli grubunda dişlilerin z eksenindeki hareketini kısıtlamak için atanan yer değiştirme b) 2.dişli grubunda dişlilerin z eksenindeki hareketini kısıtlamak için atanan yer değiştirme

3.1.3. Mesh Yapısı

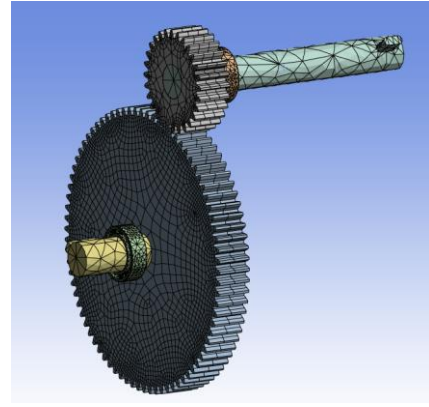
Her iki dişli grubunda da Generate Mesh işlemi uygulanmıştır. Mesh iyileştirmesi sırasında, eleman sayısı arttıkça gerilme değerlerinin beklenen şekilde yakınsamak yerine düzensiz değiştiği ve bazı bölgelerde azalma eğilimi gösterdiği gözlemlenmiştir. Bu durum, analizde gerilme tekilliği (stress singularity) bulunduğunu göstermektedir. 1. dişli grubunda mesh iyileştirme işlemi, Generate Mesh ayarlarında Resolution parametresinin değiştirilmesiyle gerçekleştirilmiştir. Aşağıda her iki dişli grubuna ait düğüm (node) ve eleman (element) sayıları verilmiştir:

1. Dişli grubu (Resolution = 2)

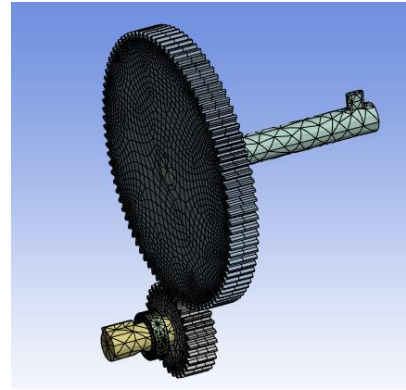
- Nodes: 59037
- Elements: 20458
- 1.Dişli grubu (Resolution = 3)
 - Nodes: 62684
 - Elements: 23907
- 2.Dişli grubu (Resolution = 2)
 - Nodes: 65151
 - Elements: 21525



(a)



(b)



(c)

Şekil 9. a) Generate Mesh atama b) 1.dişli grubunun mesh yapısı c) 2.dişli grubunun mesh yapısı

4. ANALİZ SONUÇLARI

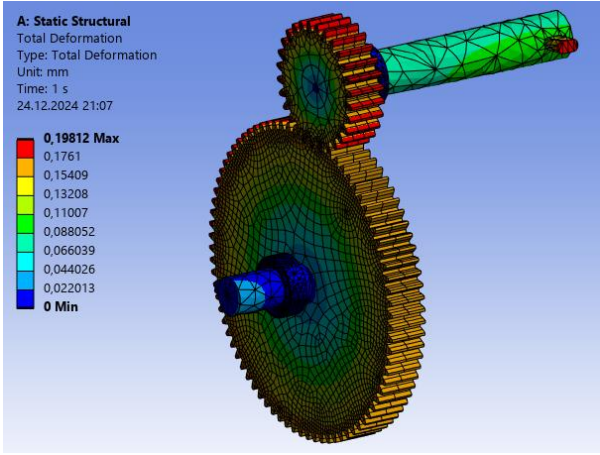
4.1. 1.Dişli Grubu İçin Analiz Sonuçları

4.1.1. Resolution=2 İçin Sonuçlar

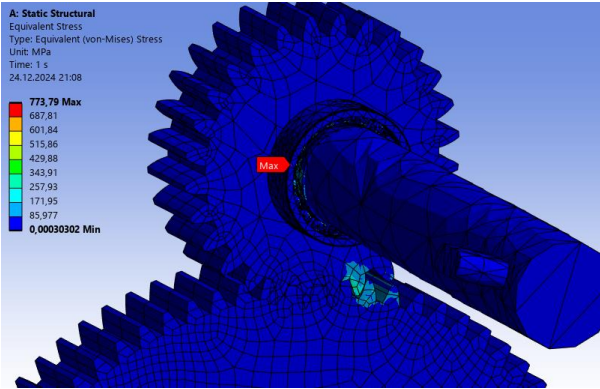
Tablo 1'de, Resolution=2 mesh ataması kullanılarak farklı dişli malzemeleri için elde edilen deformasyon ve gerilme değerleri sunulmuştur.

Tablo 1. Dişli Malzemelerine Göre Deformasyon ve Gerilme Sonuçları (Resolution=2)

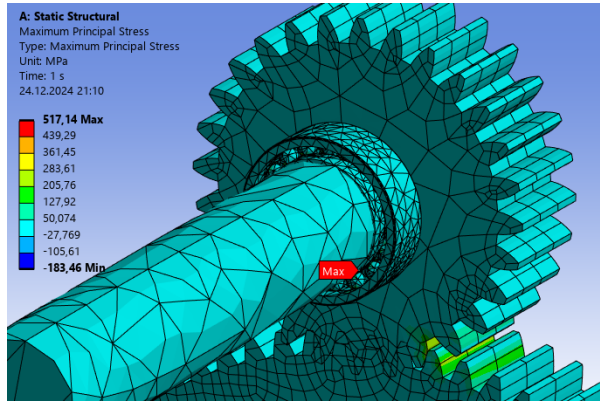
I.Dişli Grubu (Maximum değerler)	Total Deformation(mm)	Equivalent Stress (MPa)	Maximum Principal Stress (MPa)
Yapı Çeliği	0,19812	773,79	517,14
Alüminyum Alaşımı	0,55054	755,66	525,28
Bronz	0,35942	746,1	524,91
Titanyum Alaşımı	0,3493	750,31	523,15



(a)



(b)



(c)

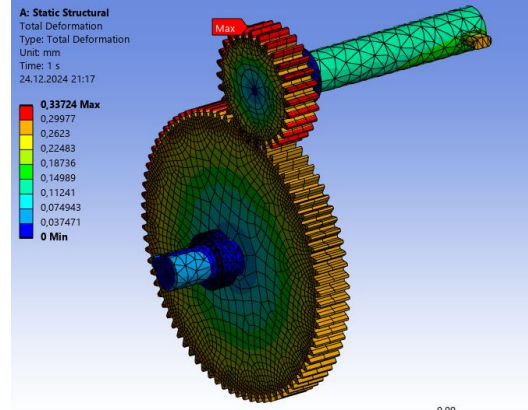
Şekil 9. a) Toplam deformasyon b) Eşdeğer gerilme c) Maksimum asal gerilme

4.1.2. Resolution=3 için Sonuçlar

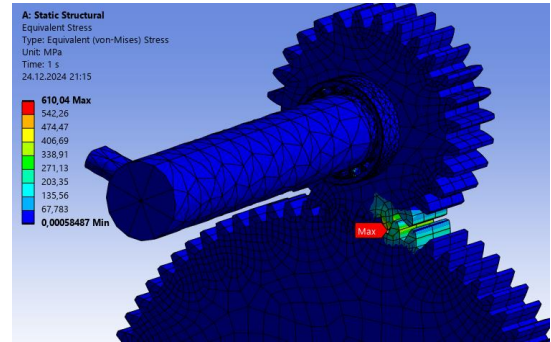
Tablo 2'de, Resolution=3 mesh ataması ile farklı dişli malzemeleri için elde edilen deformasyon ve gerilme değerleri ve Şekil 10 da görselleri sunulmuştur.

Tablo 2. Dişli Malzemelerine Göre Deformasyon ve Gerilme Sonuçları (Resolution=3)

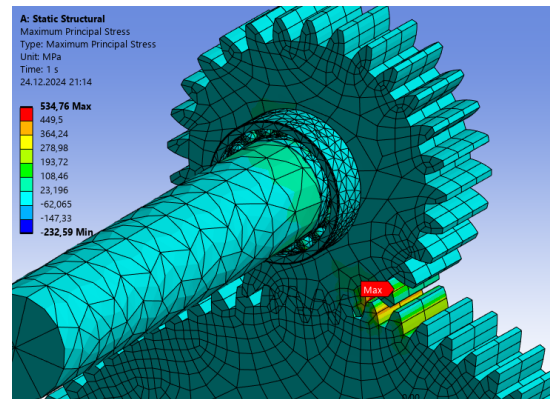
1.Dişli Grubu (Maximum değerler)	Total Deformation(mm)	Equivalent Stress (MPa)	Maximum Principal Stress (MPa)
Yapı Çeliği	0,33724	610,04	534,76
Alüminyum Alaşımı	0,93553	602,63	538,94
Bronz	0,61055	593,81	543,35
Titanyum Alaşımı	0,5935	595,52	541,82



(a)



(b)



(c)

Şekil 10. a) Toplam deformasyon b) Eşdeğer gerilme c) Maksimum asal gerilme

4.1.3. 1.Dişli Grubu İçin Emniyet Katsayısı Hesabı

Dişli grubunun, motor çalıştığı anda motordan gelen momente dayanıp dayanamayacağını belirlemek ve gereksiz

maliyetleri önlemek amacıyla emniyet katsayısı hesabı yapılmıştır. Aşağıdaki formül ve Tablo 2’de verilen değerler kullanılarak, farklı malzemeler için 1. dişli grubuna ait emniyet katsayısı değerleri hesaplanmıştır.

$$\text{Emniyet Katsayısı} = \frac{\sigma_{akma}}{\sigma_{\max}(\text{Analiz})}$$

$$\text{Yapı çeliği} = \frac{250}{610,04} = 0,401$$

$$\text{Alüminyum Alaşımı} = \frac{280}{602,63} = 0,465$$

$$\text{Bronz} = \frac{505}{593,1} = 0,851$$

$$\text{Titanyum Alaşımı} = \frac{845,70}{595,52} = 1,420$$

Bir malzemenin emniyetli çalışabilmesi için en az 1,5 kat emniyet katsayısına sahip olması önerilir. Yapılan hesaplamalara göre, değerlendirilen malzemeler arasında en yüksek emniyet katsayısına sahip olan titanyum alaşımıdır. Ancak titanyum alaşımı, dişli malzemesi olarak oldukça pahalı olduğundan, redüktör tasarımında kullanmak yerine, farklı özelliklere sahip bir motor seçilerek moment ve emniyet katsayısı hesaplamalarının yeniden yapılması daha uygun olacaktır.

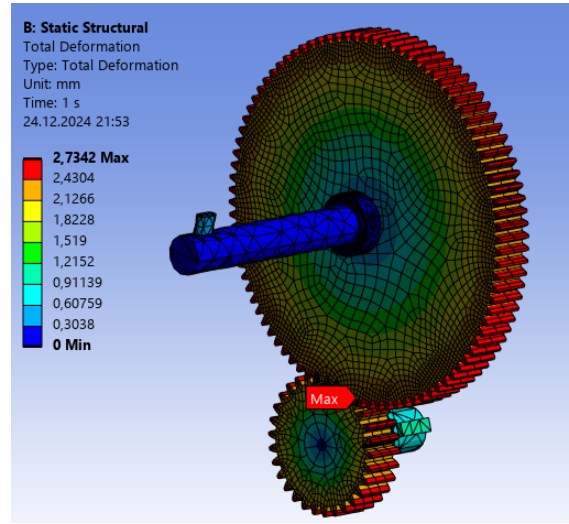
4.2. 2.Dişli Grubu İçin Analiz Sonuçları

Aşağıdaki Tablo 3’de, Resolution=2 mesh ataması kullanılarak farklı dişli malzemeleri için elde edilen deformasyon ve gerilme değerleri sunulmuştur.

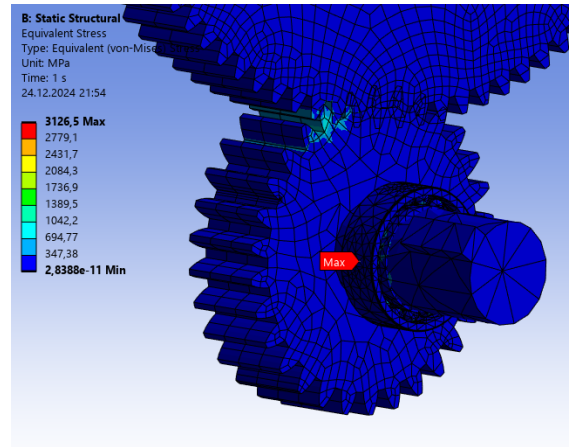
Tablo 3. 2.Dişli Grubunun Dişli Malzemelerine Göre Deformasyon ve Gerilme Sonuçları

2.Dişli Grubu (Maximum değerler)	Total Deformation(mm)	Equivalent Stress (MPa)	Maximum Principal Stress (MPa)
Yapı Çeliği	1,21	3048,4	3078,1
Alüminyum Alaşımı	3,468	3004	3126,2
Bronz	2,2093	2977	3153,6
Titanyum Alaşımı	2,1457	2988,4	3141,4

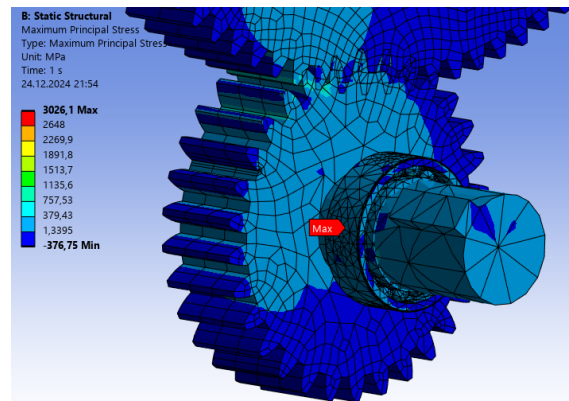
Tablo 3’te verilen değerler incelendiğinde 2. dişli grubu için ek bir emniyet katsayısı hesabı yapılmasına gerek duyulmamıştır. Bunun nedeni, Tablo 3’teki gerilme ve deformasyon değerlerinin, emniyet katsayısı hesaplaması yapılan 1. dişli grubuna ait Tablo 2’deki değerlerden çok daha yüksek olmasıdır. Bu nedenle, 2. dişli grubu için yapılacak bir emniyet katsayısı hesabının oldukça düşük bir değer vereceği öngörülmüş ve hesaplama yapılmamıştır.



(a)



(b)



(c)

Şekil 11. a) Toplam deformasyon b) Eşdeğer gerilme c) Maksimum asal gerilme

5. YENİ MOTOR SEÇİMİNE GÖRE MOMENT HESABI VE ANALİZ SONUÇLARI

Önceki motor seçimine göre yapılan analizler sonucunda, sistemin gereksinimlerine uygun olmayan bir motor seçildiği fark edilmiştir. Bu durum, dişli malzemesi olarak yüksek maliyetli titanyum alaşımının kullanılmasını gerektirmiştir. Daha ekonomik ve uygun bir çözüm elde edebilmek için redüktör sistemine daha uygun bir motor seçilmiştir. Bu bölümde, yeni motor seçiminden kaynaklanan moment değişimi hesaplanarak, analizler tekrarlanmış ve uygun malzeme belirlenmiştir. Böylece sistemin hem dayanıklı hem de ekonomik olarak çalışması hedeflenmiştir.

Çizelge 2. Yeni Motor Tipine Göre Tasarlanan dişli sisteminin fiziksel parametreleri

Parametre	Değer
İlk kademe giriş dişlisinin bölüm dairesi yarıçapı (R _A)	28mm
İlk kademe çıkış dişlisinin bölüm dairesi yarıçapı (R _B)	80mm
İkinci kademe giriş dişlisinin bölüm dairesi yarıçapı (R _C)	30mm
İkinci kademe çıkış dişlisinin bölüm dairesi yarıçapı (R _D)	92mm
Motor gücü (P _m)	3kW
Motor giriş devri (n ₁)	3000 d/dk
İstenen redüktör çıkış devri (n ₄)	343 d/dk
Modül (m)	2

Çizelge 2’de görüldüğü üzere, 3 kW gücünde ve 3000 d/dk hızla dönen bir motor seçilmiştir. Bu motorla birlikte, redüktör sisteminin 343 d/dk çıkış devri sağlayacak şekilde çalışması hedeflenmiş ve sistemin analizi bu doğrultuda gerçekleştirilmiştir.

5.1. Devir Hesabı

Moment hesabında kullanılacak dişliler arası devir oranlarını belirlemek amacıyla, daha önce 2.3.2 numaralı başlıkta verilen formül kullanılmıştır. Çizelge 2’de sunulan parametreler doğrultusunda, yeni motor seçimi için gerekli devir hesapları aşağıda verilmiştir.

$$\frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$\frac{3000}{n_2} = \frac{80}{28} \rightarrow n_2 = 1050 \frac{d}{dk'}$$

Z₂ ve Z₃ Dişlileri aynı shaft üzerinde olduğu için

$$n_2 = n_3 = 1050 \text{ d/dk}$$

$$\frac{612,5}{n_4} = \frac{92}{30} \rightarrow n_4 = 342,39 \frac{d}{dk'}$$

5.2. Moment Hesabı

Daha önce 2.3.3 numaralı başlıkta verilen moment hesabı formülü kullanılarak, Çizelge 2’de sunulan parametreler doğrultusunda yeni motor seçimi için gerekli moment hesabı aşağıda verilmiştir.

$$Md = \frac{9550 \times P_m}{n} N.m$$

$$Md_1 = \frac{9550 \times 3}{3000} \rightarrow Md_1 = 9,55 N.m$$

$$Md_2 = \frac{9550 \times 3}{1050} \rightarrow Md_2 = 27,285 N.m$$

Z₂ ve Z₃ Dişlileri aynı shaft üzerinde olduğu için Md₂ =

$$Md_3 = 27,285 N.m$$

$$Md_4 = \frac{9550 \times 3}{342,39} \rightarrow Md_4 = 83,67 N.m$$

Yapılan devir ve moment hesapları, yeni motor seçiminin sistem gereksinimlerine daha uygun olduğunu göstermektedir. Önceki motor, yüksek moment ihtiyacıyla yalnızca pahalı malzemelerle güvenli çalışabilirken; yeni seçimle birlikte daha düşük moment değerleri elde edilmiş, böylece ekonomik malzeme kullanımı da mümkün hâle gelmiştir. Bu durum, sistemin hem dayanıklı hem de maliyet açısından verimli bir şekilde çalışmasına olanak sağlamıştır.

5.3. Analiz Sonuçları

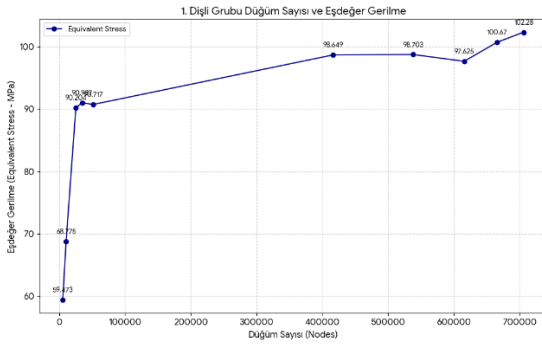
Yeni motor seçimine göre yapılan moment hesabı doğrultusunda, 1. ve 2. dişli grupları için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Analizler, daha önce “3. Redüktör Dişlilerinin Anlık Statik Analizi” başlığında açıklanan yöntem ve sınır koşulları kullanılarak yürütülmüştür.

Analizlerin doğruluğunu doğrulamak amacıyla, 1. ve 2. dişli grupları için mesh yakınsaması prensibi uygulanmıştır. Bu kapsamda, 1. dişli grubu için eleman sayısı ve gerilme değerleri Tablo 4’te, 2. dişli grubu için ise Tablo 5’te sunulmuştur. Ayrıca, söz konusu dişli gruplarına ait mesh yakınsaması eğrileri Şekil 12 ve Şekil 13’te verilmiştir.

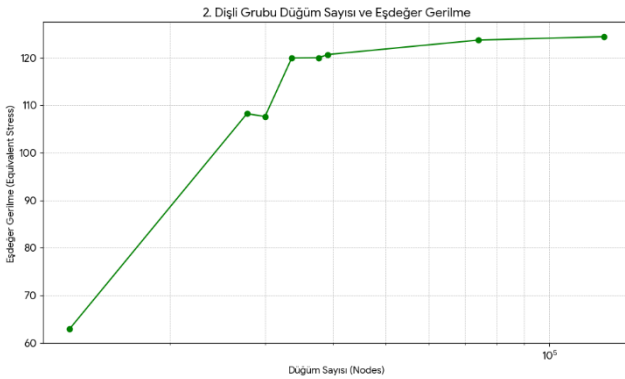
Elde edilen deformasyon ve gerilme değerleri ise 1. dişli grubu için Tablo 6’da, 2. dişli grubu için Tablo 7’de karşılaştırmalı olarak sunulmuştur.

Tablo 4. 1.Dişli Grubunun Mesh Yakınsaması

1. Dişli Grubu	Nodes	Equivalent Stress (MPa)
Element Size = 20	5366	59,473
Element Size = 20 (iyileştirme)	10392	68,775
Element Size = 9	25285	90,204
Element Size = 7	34983	90,987
Element Size = 6	51736	90,717
Element Size = 2	416727	98,649
Element Size = 1,9	538578	98,703
Element Size = 1,8	615841	97,625
Element Size = 1,75	666012	100,67
Element Size = 1,7	706269	102,28

Şekil 12. 1.Dişli Grubunun Mesh Yakınsama Grafiği**Tablo 5.** 2. Dişli Grubunun Mesh Yakınsaması

2.Dişli Grubu	Nodes	Equivalent Stress (MPa)
Element Size = 20 (iyileştirme)	13095	62,98
Element Size = 9	27757	108,23
Element Size = 8	29966	107,64
Element Size = 7,75	33566	119,95
Element Size = 7	37651	120
Element Size = 6,75	39078	120,67
Element Size = 4,75	74071	123,72
Element Size = 3,75	125943	124,43

Şekil 13. 2.Dişli Grubunun Mesh Yakınsama Grafiği**Tablo 6.** 1.Dişli Grubunun Dişli Malzemelerine Göre Deformasyon ve Gerilme Sonuçları

1.Dişli Grubu (Maximum değerler)	Total Deformation(mm)	Equivalent Stress (MPa)	Maximum Principal Stress (MPa)
Yapı Çeliği	0,048314	98,703	142,01
Alüminyum Alaşımı	0,133	95,03	142,15
Bronz	0,090013	93,781	139,45
Titanyum Alaşımı	0,096705	92,34	142,15

Tablo 7. 2.Dişli Grubunun Dişli Malzemelerine Göre Deformasyon ve Gerilme Sonuçları

2.Dişli Grubu (Maximum değerler)	Total Deformation(mm)	Equivalent Stress (MPa)	Maximum Principal Stress (MPa)
Yapı Çeliği	0,031403	123,72	141,58
Alüminyum Alaşımı	0,086511	122,69	141,84
Bronz	0,058985	117,03	136,93
Titanyum Alaşımı	0,063085	121,03	141,69

5.4. Emniyet Katsayısı Hesabı

Daha önce 4.1.3 numaralı başlıkta sunulan emniyet katsayısı formülü kullanılarak, yeni motor seçiminden elde edilen analiz sonuçları doğrultusunda her iki dişli grubu için emniyet katsayısı hesaplamaları yapılmıştır. Hesaplamalarda, malzemelerin akma dayanımı ve elde edilen maksimum gerilme değerleri dikkate alınmıştır.

$$\text{Emniyet Katsayısı} = \frac{\sigma_{akma}}{\sigma_{max}(\text{Analiz})}$$

5.4.1. 1. Dişli Grubu İçin Emniyet Katsayısı Hesabı

$$\text{Yapı çeliği} = \frac{250}{98,703} = 2,53$$

$$\text{Alüminyum Alaşımı} = \frac{280}{95,03} = 2,94$$

$$\text{Bronz} = \frac{505}{93,781} = 5,38$$

$$\text{Titanyum Alaşımı} = \frac{845,70}{92,34} = 9,15$$

5.4.2. 2. Dişli Grubu İçin Emniyet Katsayısı Hesabı

$$\text{Yapı çeliği} = \frac{250}{123,72} = 2,02$$

$$\text{Alüminyum Alaşımı} = \frac{280}{122,69} = 2,282$$

$$\text{Bronz} = \frac{505}{117,03} = 4,315$$

$$\text{Titanyum Alaşımı} = \frac{845,70}{121,03} = 6,987$$

Daha önce 4.1.3 numaralı başlıkta da belirtildiği üzere, bir sistemin güvenli çalışabilmesi için emniyet katsayısının en az 1,5 olması önerilmektedir. Vijay Shrinivas ve arkadaşları (2025), polimer karıştırma işlemlerinde kullanılan çift vidalı ekstruderlerin dişli kutularına yönelik gerçekleştirdikleri arıza analizinde, tasarım güvenlik katsayısını 1.2 olarak kabul etmişlerdir. [15] Benzer şekilde, Moslem Molaie ve diğerleri (2025) tarafından yapılan çalışmada, ISO standartlarına dayalı simülasyonlar aracılığıyla dişli emniyet katsayılarının yapay sinir ağları ile tahmini incelenmiştir. Söz konusu araştırmada, redüktör dişlilerinin tasarım aşamasında temel alınması gereken emniyet katsayısı aralıkları Tablo 8'de sunulan verilerle standardize edilmiştir. [16]

Tablo 8. Emniyet Katsayısı Aralığı [15]

$E < 1$	Yüksek Aşınma
$1 < E < 2$	Kritik Aralık; Orta Derece Aşınma
$E > 2$	Düşük Aşınma

Yapılan hesaplamalarda, 1. dişli grubunda yapı çeliği için elde edilen 2,53'lük emniyet katsayısı tablo 8'de verilen gereksinimi rahatlıkla sağlamaktadır. 2. dişli grubunda ise

yapı çeliği 2,02 değeri ile yine tablo 8’de verilen gereksinimi sağlamaktadır ancak yapı çeliğinin 2,02 emniyet değeri yerine alüminyum alaşımının 2,282 emniyet değerini seçmek bize daha güvenli bir dişli sistemi sunmaktadır. Bu fark çok büyük olmadığı için, sistemin maruz kaldığı yükler, çalışma süresi ve maliyet-etkinlik gibi faktörler göz önüne alındığında, alüminyum alaşımı ikinci grup için de teknik olarak kabul edilebilir bir malzeme olarak değerlendirilebilir. Sonuç olarak, her iki dişli grubunda da alüminyum alaşımı tercih edilerek sistemin ekonomikliği artırılırken, güvenli çalışma koşullarından da taviz verilmemektedir. Bu durum, yeni motor seçiminden sonra yapılan tasarımın hem teknik gereksinimleri karşılayan hem de maliyet açısından avantaj sağlayan başarılı bir yaklaşım olduğunu göstermektedir.

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

SolidWorks programı üzerinden özgün olarak tasarlanan düz dişli redüktör modeli, ANSYS Workbench platformuna entegre edilerek sonlu elemanlar yöntemi (FEM) ile statik analiz gerçekleştirilmiştir.

Analiz sonuçlarına göre, en yüksek gerilme değerleri dişli çarkların dış dibi bölgelerinde oluşmuştur. Bu durum, diş dibi mukavemetinin, dişli ömrü ve sistem dayanımı açısından kritik bir parametre olduğunu ortaya koymuştur.

Analizlerde kullanılan malzemenin mekanik özellikleri (akma dayanımı, elastisite modülü vb.), dişli çarkların maruz kaldığı gerilmelere karşı gösterdiği direnç üzerinde doğrudan etkili olmuştur. Seçilen malzemenin özellikleri, sistemin hem güvenli çalışma sınırları içinde kalmasını sağlamış hem de rijitlik açısından tatmin edici bir performans sergilemiştir. Bu durum, redüktör tasarımında malzeme seçiminin, hesaplamalar kadar dikkatle yapılması gerektiğini göstermektedir.

İlk analizlerde motor seçimindeki yetersizlik nedeniyle sistemin yük değerleri tam anlamıyla yansıtılamamıştır. Ancak daha sonra yapılan uygun motor seçimi ve yeniden yapılan analizler, daha doğru ve gerçekçi sonuçlar elde edilmesini sağlamıştır. Bu durum, sistemin tüm bileşenlerinin birlikte değerlendirilmesi gerektiğini ve motor-dişli uyumunun ne kadar kritik olduğunu ortaya koymuştur.

Çalışma sürecinde edinilen tecrübeler, redüktör gibi çok bileşenli sistemlerin analizinde sadece dişli tasarımı değil, tüm sistemin bir bütün olarak değerlendirilmesinin önemini göstermiştir. Motor özelliklerinden yük karakteristiklerine kadar her parametre, sistemin genel performansını etkilediği için entegre bir mühendislik yaklaşımı benimsenmelidir.

Bu çalışmada yalnızca düz dişliler ele alınmıştır. Helisel, konik veya planet dişliler gibi farklı dişli türlerinin de benzer analizlerle değerlendirilmesi, daha geniş kapsamlı sonuçlar elde edilmesini sağlar.

Çalışmada statik analiz gerçekleştirilmiştir. Ancak dişli sistemleri çoğunlukla dinamik yükler altında çalıştığı için, gelecekte dinamik analizlerin de yapılması sistem davranışının daha gerçekçi bir şekilde modellenmesini sağlayacaktır.

Etik kurul onayı ve çıkar çatışması beyanı

Hazırlanan makalede etik kurul izni alınmasına gerek yoktur.

Hazırlanan makalede herhangi bir kişi/kurum ile çıkar çatışması bulunmamaktadır.

Yazar Katkıları

Karakaya: Çalışma konsepti ve tasarım, veri toplama, verilerin analizi ve yorumu, taslağın oluşturulması

Makaracı: Çalışma konsepti ve tasarım, verilerin analizi ve yorumlanması, taslağın oluşturulması, revizyon

Kaynaklar

- [1] Prášil, L., & Mackerle, J. (2008). *Finite element analyses and simulations of gears and gear drives: A bibliography (1997–2006)*. Engineering Computations, 25(2), 196–219. <https://doi.org/10.1108/02644400810857056>
- [2] Shrinivas, V., Arumugam, T., Chandramouly, R., & Muthusamy, S. (2025). Failure analysis of gearbox used in twin screw extruders for polymer compounding. *Engineering Failure Analysis*, 179, 109722. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2025.109722>
- [3] Karthick, M., Siva Ramakrishna, C., Pugazhenth, R., Gudadhe, N., Baskar, S., Renu, & Kumar, R. (2023). Contact stress analysis of xylon coated spur gear using ANSYS workbench. *Materials Today: Proceedings*. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2023.03.572>
- [4] Hou, Y., Liu, Z., He, X., Wang, S., Liu, Q., & Zhou, X. (2025). Gearbox noise and vibration control based on multiple-objective optimization of helical gear microgeometry. *Applied Acoustics*, 240, 110955. <https://doi.org/10.1016/j.apacoust.2025.110955>
- [5] Magryta, P., & Pietrykowski, K. (2025). Failure analysis of transmission gear in aircraft opposed piston Diesel engine using FEM method. *Engineering Failure Analysis*, 175, 109569. <https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2025.109569>
- [6] Ding, H., Zhang, Y., Li, H., Rong, K., Tang, J., & Chen, S. (2021). Bending fatigue life oriented tooth flank dry-grinding tool modification for cleaner manufacturing of spiral bevel gear product. *Journal of Cleaner Production*, 328, 129566. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2021.129566>
- [7] Goswami, P., & Nandan Rai, R. (2023). A systematic review on failure modes and proposed methodology to artificially seed faults for promoting PHM studies in laboratory environment for an industrial gearbox.

Engineering Failure Analysis, 146, 107076.

<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107076>

[8] Raptis, K. G., & Savaidis, A. A. (2018). Experimental investigation of spur gear strength using photoelasticity.

Procedia Structural Integrity, 10, 33–40.

<https://doi.org/10.1016/j.prostr.2018.09.006>

[9] Srivastava, V., Singh, D., Rao, A. G., & Deshmukh, V. P. (2024). Root cause analysis of flywheel gear failure in a marine diesel engine. *Engineering Failure Analysis*, 156, 107729.

<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2023.107729>

[10] Sciarra, G., Mottola, G., Pleguezuelos, M., Sánchez, M. B., Carricato, M., & Pedrero, J. I. (2025). Analysis of the contact stress of beveloid gears with straight teeth and parallel axes. *Mechanism and Machine Theory*, 214, 106156.

<https://doi.org/10.1016/j.mechmachtheory.2025.106156>

[11] Sarıtaş, M., Gölbol, Ö., & Yayla, P. (2021). Finite element stress analysis of three-stage gear box. *Niğde Ömer Halisdemir Üniversitesi Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 10(2), 784-790.

<https://doi.org/10.28948/ngumuh.794874>

[12] Giberti, H., Cinquemani, S. ve Legnani, G. (2011). A Practical Approach to the Selection of the Motor-Reducer Unit in Electric Drive Systems. *Mechanics Based Design of*

Structures and Machines, 39 (3), 303–319.

<https://doi.org/10.1080/15397734.2011.543048>

[13] Kurt, C. (2011). *Özel redüktör tasarımı* (Yüksek lisans tezi, Namık Kemal Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü).

Namık Kemal Üniversitesi Açık Erişim.

<https://www.scribd.com/document/492772455/OZEL-REDUKTOR-TASARIMI-Cahit-KURT-Yuksekk-Lisans-Tezi-Makine-Muhendisli%C4%9Fi-Anabilim-Dal%C4%B1-Dan%C4%B1%C5%9Fman-Yrd-Doc-Dr-Nur%C5%9Fen-ONTURK-YEN%C4%B0C%C4%B0>

[14] Makine Eğitimi. (t.y.). Dişli çark terimleri – dişli çark elemanları. Erişim adresi:

<https://www.makinaegitimi.com/disli-cark-terimleri-disli-cark-elemanlari/>

[15] Shrinivas, V., Arumugam, T., Chandramouly, R., & Muthusamy, S. (2025). Failure analysis of gearbox used in twin screw extruders for polymer compounding.

Engineering Failure Analysis, 171, 109722.

<https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2025.109722>

[16] Molaie, M., Zippo, A., & Pellicano, F. (2025). Neural network-based estimation of gear safety factors from ISO-based simulations. *Symmetry*, 17(8), 1312.

<https://doi.org/10.3390/sym17081312>