

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**PALETLİ ZIRHLI ARAÇLARDA HIZ AZALTAN
UYGULAMALARINDA SIKI GEÇME HESABI**

Ali Rıza PINAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Enerji Programı

Danışman
Doç. Dr. Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ

Şubat, 2025

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

PALETLİ ZIRHLI ARAÇLARDA HIZ AZALTAN
UYGULAMALARINDA SIKI GEÇME HESABI

Ali Rıza PINAR tarafından hazırlanan tez çalışması 21.02.2025 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Enerji Programı **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Doç. Dr. Birgül AŞÇIOĞLU
TEMİZTAŞ
Yıldız Teknik Üniversitesi
Danışman

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ, Danışman
Yıldız Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Alperen ACAR, Üye
Yıldız Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Ali Can KAYA, Üye
Türk Alman Üniversitesi

Danışmanım Doç. Dr. Birgöl AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ sorumluluğunda tarafımca hazırlanan Paletli Zırhlı Araçlarda Hız Azaltan Uygulamalarında Sıkı Geçme Hesabı başlıklı çalışmada veri toplama ve veri kullanımında gerekli yasal izinleri aldığımı, diğer kaynaklardan aldığım bilgileri ana metin ve referanslarda eksiksiz gösterdiğimi, araştırma verilerine ve sonuçlarına ilişkin çarpıtma ve/veya sahtecilik yapmadığımı, çalışmam süresince bilimsel araştırma ve etik ilkelerine uygun davrandığımı beyan ederim. Beyanımın aksinin ispatı halinde her türlü yasal sonucu kabul ederim.

Ali Rıza PINAR

İmza

*Aileme
ve
biricik eşime,*



TEŞEKKÜR

Tez çalışmam süresince yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen, bilgi ve tecrübelerini benimle paylaşarak bana yol gösteren değerli hocam Doç. Dr. Birgül A. TEMİZTAŞ'a sonsuz teşekkür ve minnetlerimi sunarım.

Bu zorlu süreçte desteğini hiçbir zaman eksik etmeyen çalışma arkadaşlarım Oğuzhan ÇİFTÇİ ve İsa TOSUN'a teşekkür ve minnetlerimi sunarım.

Yıllardır eğitimimi her koşulda destekleyen sevgili babam İsmail PINAR'a, annem Kezban PINAR'a ve tez dönemindeki tüm zorlukları aşmamda bana güç veren canım eşim Nilay ŞEN PINAR'a sonsuz teşekkür ederim.

Ali Rıza PINAR

İÇİNDEKİLER

SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	x
ŞEKİL LİSTESİ	xi
TABLO LİSTESİ	xiii
ÖZET	xiv
ABSTRACT	xvi
1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Araştırması	1
1.2 Tezin Amacı	9
1.3 Hipotez	9
2 BAĞLANTI ŞEKİLLERİ	11
2.1 Şekil Bağlı	11
2.2 Malzeme Bağlı	12
2.3 Kuvvet Bağlı	13
2.3.1 Sıkı Geçme	15
3 HIZ AZALTAN SİSTEMİ	19
3.1 Sistem Tanımı	19
3.2 Hız Azaltan Çeşitleri	20
3.2.1 Planetli Eşeksenli Tip	20
3.2.2 Offsetli Tip	21
3.2.3 Offsetli Planetli Tip	22
3.3 Hız Azaltan Elemanları	23
3.3.1 Gövde	23
3.3.2 Giriş Şaftı	23
3.3.3 Dişli Sistemleri	23
3.3.4 Çıkış Şaftı	23

3.4	Araç Performansına Etkisi	24
4	TEORİK HESAPLAR VE LAME DENKLEMLERİ	25
4.1	Hız Azaltan Moment Hesaplaması	25
4.2	Burulma Momenti Hesaplaması	29
4.3	Lame Denklemleri	32
5	SIKI GEÇME ARAYÜZ OPTİMİZASYONU	36
5.1	Alternatif Tasarımların Belirlenmesi	37
5.2	Entropi Yöntemi ile Optimizasyon	38
5.2.1	Karar Matrisi Oluşturulması	39
5.2.2	Karar Matrisinin Normalizasyonu	40
5.2.3	Entropi Değerlerinin Hesaplanması	41
5.2.4	Kriter Ağırlıklarının Belirlenmesi	42
5.2.5	Alternatiflerin Skorlarının Hesaplanması	43
5.3	Hesaplar	44
5.3.1	Kriter Hesaplamaları	45
5.3.2	Entropi Yöntemi ile Hesaplamalar	54
5.4	Sonuç	61
6	ANALİTİK HESAPLAR	62
6.1	Sıkı Geçme Hesaplaması	62
6.2	Geçme Toleranslarının Belirlenmesi	64
6.3	Mukavemet Hesapları	66
7	SIKI GEÇME SONLU ELEMANLAR METODU	68
7.1	SEY Modelinin Oluşturulması	69
7.1.1	Geometrinin Oluşturulması	69
7.1.2	Ağ Örgüsünün Oluşturulması	70
7.1.3	Sınır Şartlarının Girilmesi	71
7.2	SEY Analiz Sonuçları	71
7.2.1	Gerilmeler	72
7.2.2	Deformasyonlar	76
8	SONUÇ	79
	KAYNAKÇA	81
	TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR	83

SİMGE LİSTESİ

W	Ağırlık
S_i	Alternatif Toplam Skoru
C	Çember Dişli
M_c	Çember Dişli Momenti
G_f	Emniyet Faktörü
δ	Genleşme Miktarı
P	Gezegen Dişli
M_p	Gezegen Dişli Momenti
r_3	Gövde Dış Yarıçapı
c_d	Gövde Elastik Deformasyon Katsayısı
ρ_d	Gövde Malzeme Yoğunluk Değeri
ν_d	Gövde Poisson Oranı
$\sigma_{r(d)}$	Gövde Radyal Gerilme
$\sigma_{t(d)}$	Gövde Teğetsel Gerilme
E_d	Gövde Young Modülü
α_d	Gövdenin Lineer Genleşme Katsayısı
G	Güneş Dişli
M_g	Güneş Dişli Momenti
i_{ha}	Hız Azaltan Dişli Oranı
X	Karar Matris Kriter Değeri
m	Karar Matrisi Alternatif Sayısı
w_j	Karar Matrisi Kriter Ağırlığı
n	Karar Matrisi Kriter Sayısı

e_j	Kriterin Entropi Değeri
e_{maks}	Maksimum Girişim Değeri
δ_{maks}	Maksimum Sıkı Geçme Boşluğu
p_{maks}	Maksimum Temas Basıncı
σ_y	Malzeme Akma Gerilmesi Değeri
σ_y	Malzeme Akma Gerilmesi Değeri
ρ	Malzeme Yoğunluk Değeri
c_i	Mil Elastik Deformasyon Katsayısı
r_1	Mil İ Yarıçapı
ρ_i	Mil Malzeme Yoğunluk değeri
v_i	Mil Poisson Oranı
$\sigma_{r(i)}$	Mil Radyal Gerilme
$\sigma_{t(i)}$	Mil Teğetsel Gerilme
E_i	Mil Young Modülü
e_{min}	Minimum Girişim Değeri
δ_{min}	Minimum Sıkı Geçme Boşluğu
p_{min}	Minimum Temas Basıncı
M_k	Montaj Kolaylığı
M_M	Motor ıkış Momenti
F_N	Normal Kuvvet
k	Normalize Edici Karar Matrisi Sabiti
p_{ij}	Normalize Kriter Değeri
e	Ortalama Girişim
ΔT	Sıcaklık Değişimi
d_f	Sıkı Geçme Temas Arayüz apı
r_2	Sıkı Geçme Temas Arayüz Yarıçapı
L	Sıkıgeğme Temas Uzunluğu
μ	Sürtünme Katsayısı
F_s	Sürtünme Kuvveti

M_s	Sürtünme Momenti
p	Temas Basıncı
i_{td}	Tork Dönüştürücü Tork Çarpım Oranı
η	Verim
i	Vites Dişli Oranı



KISALTMA LİSTESİ

CAD	Bilgisayar Destekli Tasarım
SEA	Sonlu Elemanlar Analizi
SEY	Sonlu Elemanlar Yöntemi
TD	Tork Dönüştürücü

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 1.1	Edo dönemine ait bir evde kullanılan sıkı geçme örneği [2]	2
Şekil 1.2	Isıtılarak monte edilen sıkı geçme rulman iç bileziği [4]	3
Şekil 1.3	Rüzgar türbinlerinde kullanılan devasa mekanik sıkma halkası [5]	3
Şekil 2.1	Çeşitli şekil bağlı bağlantı yöntemleri [16]	11
Şekil 2.2	Malzeme bağlı bağlantı yöntemleri [16]	12
Şekil 2.3	Çeşitli kuvvet bağlı bağlantı yöntemleri [16]	14
Şekil 2.4	Eksenel sıkı geçme montaj gösterimi [17]	16
Şekil 2.5	Radyal sıkı geçme montaj gösterimi [18]	17
Şekil 3.1	Araç üzerinde hız azaltan görünümü [19]	19
Şekil 3.2	Planetli eşeksenli tip hız azaltan kesit ve izometrik görüntüsü [20]	20
Şekil 3.3	Offsetli tip hız azaltan kesit ve izometrik görüntüsü [20]	21
Şekil 3.4	Offsetli planetli tip hız azaltan kesit ve izometrik görüntüsü [20]	22
Şekil 4.1	Motor tork eğrisi	25
Şekil 4.2	Hız azaltan giriş moment grafiği	26
Şekil 4.3	Planet mekazıması [13]	27
Şekil 4.4	Sıkı geçme bağlantı uzunluk gösterimi	30
Şekil 4.5	Sıkı geçme bağlantı geometrik ölçüler	30
Şekil 4.6	Sıkı geçme bağlantısı mil ve gövde çap ölçüleri	32
Şekil 5.1	Sıkı geçme arayüz yarıçapı vs temas basıncı grafiği	44
Şekil 7.1	Hız azaltan 3 boyutlu tasarım kesiti	69
Şekil 7.2	Sonlu elemanlar analizi için basitleştirilmiş model	70
Şekil 7.3	Ağ örgüsü genel görünüm	70
Şekil 7.4	Gövde ağ eleman sayısına bağlı teğetsel gerilme sonuçları karşılaştırması	72
Şekil 7.5	Mil ağ eleman sayısına bağlı teğetsel gerilme sonuçları karşılaştırması	73
Şekil 7.6	Gövde ve mil üzerinde ortaya çıkan teğetsel gerilme değerleri	74
Şekil 7.7	Ağ eleman sayısına bağlı radyal gerilme sonuçları karşılaştırması	74
Şekil 7.8	Gövde ve mil üzerinde ortaya çıkan radyal gerilme değerleri	75
Şekil 7.9	Gövde ağ eleman sayısına bağlı deformasyon sonuçları karşılaştırması	76

Şekil 7.10	Mil ağ eleman sayısına bağlı deformasyon sonuçları karşılaştırması	77
Şekil 7.11	Gövde ve mil üzerinde ortaya çıkan deformasyon değerleri	78



TABLO LİSTESİ

Tablo 4.1	Hesaplamalarda kullanılacak olan bilgiler	25
Tablo 4.2	HSWL 354 şanzıman vites oranları	26
Tablo 4.3	Parametreler ve tanımlamalar	32
Tablo 5.1	Mil iç yarıçapı, sıkı geçme arayüz yarıçapı ve gövde dış yarıçapı	36
Tablo 5.2	İç ve dış yarıçap tablosu	37
Tablo 5.3	Örnek karar matrisi	39
Tablo 5.4	Gövde teğetsel gerilme değerleri	45
Tablo 5.5	Gövde teğetsel gerilme güvenlik faktörü değerleri	46
Tablo 5.6	Mil teğetsel gerilme değerleri	46
Tablo 5.7	Mil teğetsel gerilme güvenlik faktörü değerleri	47
Tablo 5.8	Gövde radyal gerilme değerleri	48
Tablo 5.9	Gövde radyal gerilme güvenlik faktörü değerleri	49
Tablo 5.10	Mil radyal gerilme değerleri	49
Tablo 5.11	Mil radyal gerilme güvenlik faktörü değerleri	50
Tablo 5.12	Ağırlık değerleri	51
Tablo 5.13	Minimum girişim değerleri	52
Tablo 5.14	Montaj sıcaklık farkı değerleri	53
Tablo 5.15	Alternatifler ve parametre değerleri	55
Tablo 5.16	Normalizasyon matrisi	57
Tablo 5.17	Kriterlerin normalleştirilmiş entropi değerleri	58
Tablo 5.18	Kriterlerin ağırlık değerleri (W_j)	59
Tablo 5.19	Toplam skor tablosu	60
Tablo 6.1	Alternatif tasarım 25 ölçüleri ve hesap parametreleri [21]	62
Tablo 6.2	Mil ve Gövde Malzemesi Özellikleri [22] [23]	64
Tablo 6.3	Delik ve mil toleransları	65
Tablo 8.1	Gövde ve mil mukavemet değerleri	79
Tablo 8.2	Teğetsel ve radyal gerilme karşılaştırmaları	80

Paletli Zırhlı Araçlarda Hız Azaltan Uygulamalarında Sıkı Geçme Hesabı

Ali Rıza PINAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Danışman: Doç. Dr. Birgül AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ

Paletli zırhlı araçların hız azaltan sistemleri, güç iletimi, aracın manevra kabiliyeti ve performansı açısından kritik bir alt sistemdir. Bu sistem, motor tarafından üretilen ve transmisyon üzerinden iletilen gücün paletlere aktarılmasını ve aynı zamanda torku artırarak aracın hareket kabiliyetini iyileştirmektedir. Zorlu arazi ve muharebe koşullarında yüksek dayanıma sahip olması istenen bu sistemler aynı zamanda modüler yapıları sayesinde bakım ve onarım süreçlerini kolaylaştırarak operasyonel sürekliliği desteklemesi de beklenmektedir. Günümüz paletli zırhlı araçlarından olan modern tanklarda yaygın olarak planet dişli sistemleri içeren, kompakt yapıya sahip hız azaltan sistemleri kullanılmaktadır.

Bu çalışmada, paletli zırhlı araçların hız azaltan sistemlerinde, hız azaltan gövdesine bir çember dişlinin sıkı geçme yöntemiyle monte edilmesi incelenmiştir. Sıkı geçme bağlantı yöntemi, endüstride düşük imalat maliyetleri ve yüksek mukavemet ile uzun ömür sağlama avantajları nedeniyle çeşitli sistemlerde tercih edilmektedir. Bu bağlamda, belirli bir tork iletimini karşılayabilecek farklı sıkı geçme çapları ve göbek ölçüleri için Lame teorisine dayalı analitik bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Çalışmada, ağırlık, mukavemet ve montaj kolaylığı gibi mühendislik kriterleri detaylı bir şekilde analiz edilmiştir. İlk olarak, belirli bir tork altında sıkı geçme çaplarının ve göbek ölçülerinin etkisi analitik hesaplamalarla değerlendirilmiştir. Ardından, bu hesaplamalar doğrultusunda farklı tasarım parametrelerinin kombinasyonları incelenmiş ve Entropi yöntemi ile hesaplamalar yapılarak optimal bir tasarım önerisi sunulmuştur. Karar verilen optimum tasarımın

analitik ve nümerik hesaplamaları yapılarak doğrulanmıştır. Bu süreçte, sistemin güvenilirliğini artırmak ve maliyetleri düşürmek amacıyla ağırlık azaltımı ve montaj süreçlerinin kolaylaştırılması hedefleri de göz önünde bulundurulmuştur. Sonuçlar, doğru sıkı geçme tasarımının sistem performansı üzerindeki olumlu etkilerini ortaya koymaktadır. Sıkı geçme çapı ve göbek boyutlarının optimize edilmesi, sistemin dayanıklılığını artırmış ve üretim ile montaj süreçlerini kolaylaştırmıştır. Bu çalışma, savunma sanayi ve diğer endüstrilerde kullanılan sıkı geçme tasarım süreçlerinde, tasarım optimizasyonu ve verimlilik artışı sağlanmasına yönelik sonuçlar ortaya koymuştur. Ayrıca, sıkı geçme bağlantılarına yönelik gelecekteki akademik ve endüstriyel araştırmalar için daha etkili tasarımlar ve üretim süreçleri geliştirilmesine olanak tanımaktadır.

Anahtar Kelimeler: Sıkı Geçme Bağlantısı, sonlu elemanlar yöntemi, hız azaltan, çok kriterli karar verme

ABSTRACT

Shrink Fit Calculation for Final Drive Applications in Tracked Armored Vehicles

Ali Rıza PINAR

Department of Mechanical Engineering
Master of Science Thesis

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Birgöl AŞÇIOĞLU TEMİZTAŞ

The final drive systems of tracked armored vehicles are critical subsystems in terms of power transmission, maneuverability, and overall vehicle performance. These systems facilitate the transfer of power generated by the engine and transmitted through the transmission to the tracks while increasing torque, thereby enhancing the vehicle's mobility. Designed to endure harsh terrain and combat conditions, these systems are also expected to support operational continuity through their modular structures, which simplify maintenance and repair processes. Modern tanks, among today's tracked armored vehicles, commonly utilize compact final drive systems incorporating planetary gear systems. In this study, the shrink fit method was examined for mounting a ring gear onto the housing of the final drive system in tracked armored vehicles. The shrink fit method is widely preferred in the industry due to its advantages of low manufacturing costs, high strength, and long service life. Within this scope, an analytical optimization study based on Lamé's theory was conducted for different shrink fit diameters and hub dimensions that can meet a specific torque transmission requirement. Engineering criteria such as weight, strength, and assembly ease were analyzed in detail. Initially, the effects of shrink fit diameters and hub dimensions under a specific torque load were evaluated using analytical calculations. Subsequently, various design parameter combinations were analyzed, and an optimal design proposal was presented using the Entropy method. The determined optimal design was verified through analytical and numerical calculations. Throughout this process, weight reduction and the

simplification of assembly processes were considered to enhance system reliability and reduce costs. The results highlight the positive impact of proper shrink fit design on system performance. The optimization of shrink fit diameters and hub dimensions improved system durability while simplifying manufacturing and assembly processes. This study contributes to design optimization and efficiency improvements in shrink fit applications within the defense industry and other engineering sectors. Moreover, it provides insights for future academic and industrial research aimed at developing more effective designs and manufacturing processes for shrink fit connections.

Keywords: Shrink fit connection, finite element method, final drive, multi-criteria decision making



1.1 Literatür Araştırması

Sıkı geçme ile bağlantı yöntemi, silindirik veya konik yüzeyler arasına belirli bir müdahaleyle oluşturulan yüksek sürtünmeli ve temasa dayalı bir bağlantı şeklidir. Sıkı geçme özellikle mil-göbek, yatak-göbek gibi parçalarda kaynak, perçin veya civata ile bağlantı gibi ek bağlantı elemanlarına gerek kalmadan farklı elemanlar arasında güvenilir bir bağlantı sağlar[1]. Sıkı geçme bağlantılarındaki temel prensip, bir parçanın diğerine göre çok az bir miktar daha büyük veya daha küçük üretilmesiyle, iki parça arasındaki boyut farklılığından faydalanılarak montaj sonrası iki parça arasındaki bağlantı arayüzünde yüksek basınç ve sürtünme yaratılmasıdır.

Bu bağlamda sıkı geçme, insanlığın çok eski çağlardan beri sürtünme ve termal etkilere dayalı bağlantılar kurma arayışının modern mühendislikteki yansımasıdır. Eski uygarlıklarda ahşap veya metal parçaların birleştirilmesinde, küçük tolerans farklılıkları ve elle uygulanan kuvvet sayesinde basit sıkı geçmeler yapıldığı bilinmektedir. Sıkı geçmeye bir örnek olarak tarih öncesi dönemde kullanılan ahşap çiviler veya kama sistemi, parçaların ayrılmasını zorlaştıran sürtünme esasına dayanır.

Şekil 1.1’de eski bir japon evde kullanılan ahşap sıkı geçme örneği gösterilmektedir.



Şekil 1.1 Edo dönemine ait bir evde kullanılan sıkı geçme örneği [2]

Endüstri Devrimi ile birlikte metal işleme teknolojilerinin gelişmesi ve hassas imalat yöntemlerinin yaygınlaşması, sıkı geçme yönteminin daha tutarlı ve öngörülebilir hale gelmesindeki en önemli kilometre taşlarından biridir. Bu dönem ile birlikte kullanılmaya başlanan torna, freze ve CNC tezgâhları sayesinde mikrometrik toleranslar kolaylıkla elde edilebilir olmuştur. Ayrıca termal genleşme prensibinin etkin biçimde kullanılması da 19. yüzyılın sonlarından itibaren demiryolları, makine imalatı ve otomotiv gibi alanlarda sıkı geçmenin yaygınlaşmasına katkı sağlamıştır[3].

Günümüzde ise montaj sırasında uygun sıklık derecesi seçilirken parçaların elastisite modülü, Poisson oranı ve çalışma koşulları dikkate alınmakta, termal uygulamalar (ısıtma veya soğutma) geçme işlemini kolaylaştırmaktadır. Sıkı geçme montajı için, göbek ısıtılarak çapı genişletilebilir veya mil soğutularak çapı daraltılabilir, ardından oda sıcaklığına döndüğünde iki parça arasında kuvvetli bir sürtünme oluşur.

Şekil 1.2’te termal genleşme yoluyla kolayca monte edilen bir rulman iç bilzeği ve mil sıkı geçme bağlantısı gösterilmiştir.



Şekil 1.2 Isıtılarak monte edilen sıkı geçme rulman iç bileziği [4]

Bu yöntemin avantajları arasında yüksek tork aktarım yeteneği, titreşim ve darbeler altında dahi gevşeme riskinin düşük olması, ek bağlantı elemanlarının (vida, perno vb.) gerekmemesi ve üretim maliyetlerinin diğer bağlantı yöntemlerine nazaran daha düşük olması vardır. Ancak dezavantaj olarak ise, uygun montaj için yüksek kuvvet gerekebilmesi, termal genleşmenin sağlanamaması amacı ile parçalar ısıtılırken yüksek sıcaklıklar neden ile istenmeyen deformasyonların oluşabilmesi ve imalatı hassas toleransların gözetilmesi gerekliliği sayılabilir. Otomotiv endüstrisi (krank mili dişlisi, volan bağlantıları), şekil 1.3'te gösterildiği gibi rüzgar türbinleri ve ağır sanayi ekipmanlarının mil-göbek bağlantılarında ve makine imalatında yataklamalar gibi alanlarda sıkı geçme sıklıkla kullanılmıştır. Ayrıca sıkı geçme, güvenilirlik ve uzun ömür gibi kritik gereksinimleri karşılamasıyla endüstride geniş çapta tercih edilen ve yüksek tork ya da mukavemet gerektiren bağlantılarda maliyet avantajı ile ön plana çıkan bir bağlantı türüdür.



Şekil 1.3 Rüzgar türbinlerinde kullanılan devasa mekanik sıkma halkası [5]

Sıkı geçme bağlantısı üzerinde literatürde yer alan çalışmalar genel olarak üç ana yöntem üzerinden sınıflandırılabilir. Bu yöntemler; analitik (teorik) yöntemler, deneysel yöntemler ve sayısal (numerik/simülasyon) yöntemler olarak sınıflandırılabilir. Bazı araştırmacılar ise çalışmalarında bu yöntemleri bir arada kullanarak daha bütüncül (karma) yaklaşımlar sunmuşlardır. Literatür araştırmasının bu kısmında bu kategorizasyon çerçevesinde yapılan çalışmalar, elde edilen çıktılar üzerine yorumlar yapılacaktır.

Analitik çalışmalarda genel olarak, sıkı geçme bağlantılarında oluşan gerilme dağılımını, temas basıncını ve maksimum deformasyon sınırlarını, mühendislik mekaniğindeki temel elastik ya da elastoplastik teoriler yardımıyla çözmeye odaklanılmıştır. Bu tip araştırmalar genellikle kapalı formüller, teorik modeller veya basitleştirilmiş kabuller üzerinden ilerlemişlerdir.

Zhou ve arkadaşları çalışmalarında sıkı geçme işlemi yapılmış dişli ve mil arasındaki bağlantı yüzeyinin gerilmesi ve deformasyonunu incelemiş ve arayüz arayüzdeki maksimum izin verilebilir deformasyon ve temas gerilmesini belirleyen bir matematiksel model üzerinde çalışmışlardır. Bu çalışmada analitik çerçevede elde edilen bu bulgular, üretim toleranslarının optimizasyonu ve talaşlı işleme stratejilerinin seçilmesi konusunda tasarımcılara rehber niteliği taşımaktadır.[6].

Analitik yöntemlerin avantajları arasında, hızlı hesaplama imkânı ve farklı parametrelerin formüllerde kolayca değiştirilebilmesi sayılabilir. Ancak, plastik deformasyon, yüzey pürüzlülüğü, dinamik yükler veya farklı malzeme katmanları gibi karmaşık etkiler devreye girdiğinde bahsedilen etkiler u zaman basitleştirilmiş biçimde ele alındığı için gerçek sistem davranışını bire bir temsil etmekte kısmen yetersiz kalabilir.

Deneysel alışmalar, sıkı geçme bağlantısının gerçek davranışını laboratuvar veya saha koşullarında doğrudan ölçmek amacıyla yapılamaktadır. Bu yaklaşım ile, ideal varsayımların ötesindeki sürtünme katasayıları, yüzey pürüzlülüğü, montaj hızı, termal etkiler gibi parametreler deneyler ile ölçülmeye çalışılmaktadır. Deneysel veriler ğunlukla analitik ve sayısal modellere kalibrasyon veya doğrulama amacıyla kaynaklık etmektedir.

Rende ve arkadaşları çalışmalarında, farklı malzemelerden imal edilmiş mil ve göbek çiftleri için farklı girişim değerlerini uygulamışlar ve tork iletim kapasitesindeki değişimi ideneysel olarak analiz etmişlerdir. Deneyler ile elde ettikleri sonuçlar, sıkılık kaybı miktarının literatürde öngörülenden daha düşük olduğunu göstererek, tasarımda kullanılan emniyet faktörlerinin daha gerçekçi

belirlenebileceğini ortaya koymuşlardır[7].

Literatürdeki deneysel çalışmalar, gerçekte hangi fiziksel mekanizmaların ve parametrelerin daha baskın olduğunu görmeyi sağladığı için çok önemlidir. Ancak deney düzeneklerinin yüksek maliyetleri, uzun test süreleri ve karmaşık deney düzenekleri gibi durumlardan dolayı deneysel çalışmalar ancak sınırlı sayıdaki senaryo üzerinde uygulanabilmektedir.

Nümerik çalışmalar, bilgisayar tabanlı sonlu elemanlar analizi (SEA) veya benzeri hesaplama yöntemleri sıkı geçme bağlantılarının farklı tasarım ve çalışma koşulları altındaki davranışını incelemeyi amaçlamaktadır. Nümerik yöntemler ile, analitik modellerde hesaplanması oldukça uzun zaman alan ve çoğu zaman hesaplanamayan detaylar (malzeme non-lineerliği, karmaşık geometriler, montaj sırası, termal ve mekanik etkileşimler) çalışmalarda kolayca hesaplanabilmektedir.

Pedersen çalışmasında, mil ve göbek montajlarında kullanılan sıkı geçme tasarımlarının optimizasyonuna odaklanmıştır. Çalışmalarında, geleneksel SEA ve süper eleman tekniklerini kullanarak göbek tarafındaki şekil değişikliklerinin temas basıncını nasıl daha homojen hale getirebileceğini göstermiştir. Göbek tarafında yapılan basit şekil değişiklikleri, stres konsantrasyonunu önemli ölçüde azaltarak daha homojen bir temas basıncı sağlamaktadır. Bu sayede yorulma çatlaklarının ve gerilme yoğunlaşmalarının önüne geçilebileceği belirtilmiştir. Maliyet açısından ise göbek modifikasyonları, dişli ya da milden daha elverişli bulunmuştur[8].

Doležell çalışmasında, indüksiyon ile sıkı geçme uygulanan disk ve mil bağlantısının hem mekanik hem de termal analizini gerçekleştirmiştir. Farklı çapsal fark ve ısıtma koşulları altında gerilme ve sıcaklık dağılımlarını sonlu elemanlar yöntemi ile incelemiştir. Parçalar üzerindeki mekanik gerilmeler, aktarılabilir moment değeri ve sıcaklık dağılımları SEA analiz çıktıları dikkate alınarak en uygun çapsal farkın belirlenmesi için optimizasyon önerileri sunmuştur[9].

Öztürk ve arkadaşları çalışmalarında, üç diskli sıkı geçme bağlantısındaki farklı girişim miktarlarının arayüz basıncını nasıl etkilediğini sonlu elemanlar metodu ile analiz etmişlerdir. Sonlu elemanlar metodu ile çoklu disk sistemlerinde meydana gelen karmaşık gerilme dağılımını aydınlatmaktadırlar. Eşit veya farklı girişim değerleri uygulamanın, diskler arasındaki basınç dengesini ve mekanik bağlantı dayanımı üzerinde önemli değişikliklere yol açtığı belirlenmiştir. Çalışmanın deneysel doğrulama içermemesi bir sınırlılık oluşturmakla birlikte, çok diskli montajlarda tasarım optimizasyonu için temel bir kaynak oluşturmaktadır[10].

Dausch ve arkadaşları çalışmalarında, sıkı geçme bağlantılarda gerilme dağılımını optimize etmek için yapay zekâ tabanlı bir yöntem önermektedir. Geleneksel analiz yöntemlerinin parçalar üzerinde düzensiz gerilmeler ve potansiyel bağlantı hataları gibi sorunları tam olarak çözemediğini vurgulayan çalışmalarında, yapay zekâ kullanarak daha dengeli ve dayanıklı tasarımlar sunmayı hedeflemektedirler. Özellikle pekiştirmeli öğrenme (reinforcement learning) methodları ile yapılan analizler, gerilme yoğunluğunu minimize etmeyi ve komponentlerin güvenilirliğini artırmayı sağlamaktadır. Çalışma, parça tasarım değişkenlerini etkili bir şekilde optimize ederek üretim karmaşıklığını azaltma ve maliyet etkinliği sağlama potansiyeli göstermektedir. Bu yaklaşım, mekanik tasarım süreçlerinde yenilikçi bir çözüm olarak öne çıkmaktadır ve özellikle güç aktarım bileşenlerinin dayanıklılığını artırmaya yönelik önemli katkılar sunmaktadır[11].

Bedlaouive arkadaşları çalışmalarında, sıkı geçme montajlarında tolerans girişi ve form hatalarının elastoplastik davranış üzerindeki rolünü incelemişlerdir. Çalışmada, montaj sırasında iki bileşen arasında oluşan yüzey temas basıncı ve sürtünme kuvvetini analiz edilmektedir. Çalışmada, ABAQUS yazılımıyla eksenel ve radyal durumlar için form hataları ve üretim toleranslarını modellemişlerdir. Çalışma, belirli düzeydeki form hatalarının montaj dayanımını artırabildiğini ve ekonomik üretim yöntemleriyle de uyum sağlayabildiğini göstermiştir. Bu, hatasız mükemmel sayılabilecek yüzeylerin her zaman en iyi performansı sunmayabileceği fikrini desteklerken, pratik imalat süreçlerinde üretim maliyetini düşürmeye olanak tanıyan bir bakış açısı sunmuşlardır[12].

Nümerik yöntemler ile farklı geometrik ve malzeme senaryolarının hızla test edilebilmiş ve karmaşık durumların detaylı incelenebilmiştir. Düşük maliyet ile detaylı ve hızlı çalışmalar yapılabilmesi nümerik yöntemlerin avantajları arasındadır. Bununla birlikte sonuçların güvenilirliği, deneysel veriler veya analitik hesaplarla doğrulanmasını gerektirmektedir.

Literatür araştırmasında sıkı geçme gibi kritik uygulamalarda, analitik, deneysel ve sayısal yöntemlerin bir arada kullanılması giderek yaygınlaştığı gözlemlenmiştir. Bu sayede, modellerdeki varsayımlar gerçek test sonuçlarıyla karşılaştırılırken, deneylerde gözlemlenemeyen ve ölçülemeyen pek çok durum da sayısal simülasyonlarla değerlendirilir. Karma (çok yönlü) yaklaşımlar, literatürde en sağlam sonuçların elde edildiği çalışmalar olarak öne çıkmaktadır.

Xiang ve arkadaşları çalışmalarında, rüzgar türbinlerinde kullanılan planet dişli sistemlerindeki sıkı geçme girişimlerindeki temas özelliklerini incelemektedir. Çalışmada, sıkı geçmenin tork aktarımı, yüzey temas basıncı ve dişli dayanıklılığı

üzerindeki etkileri analiz edilmiştir. Sonlu elemanlar analizi (SEA), teorik elastik hesaplar ve deneysel testler bir arada kullanılarak, dişliler arasındaki temas basıncının dağılımı ve mekanik özellikleri değerlendirilmektedir. Özellikle, radyal girişim miktarının artmasının temas basıncını ve tork kapasitesini artırdığı, ancak fazla girişimin dişli deformasyonuna yol açabileceği tespit edilmiştir. Deneylerde, dişli ve şaft arasındaki montaj, yüksek sıcaklıklarda gerçekleştirilmiş ve soğuma işlemiyle girişim tamamlanmıştır. Bulgular, girişimin doğru tasarımıyla stres konsantrasyonlarının azaltılabileceğini ve temas basıncının daha homojen hale getirilebileceğini göstermektedir. Bu sonuçlar, planet dişli tasarımlarında girişim seviyesinin dikkatle belirlenmesi gerektiğini vurgularken, farklı yöntemlerin entegre kullanılmasıyla elde edilen bulguların güvenilirliğini artırmaktadır[13].

JEONG ve arkadaşları çalışmalarında, otomotiv transmisyonlarındaki sıkı geçme uygulanmış dişlilerinin radyal girişim miktarının tork kapasitesi üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Araştırmada, sonlu elemanlar analizi, teorik yaklaşımlar ve deneysel testler bir arada kullanılmıştır. Sıkı geçme işlemleri sırasında dişli ve şaft arasındaki temas basıncı ve sürtünme kuvvetleri analiz edilmiştir. Radyal girişimin artması, temas basıncını artırarak tork kapasitesini yükselttiği bulunmuş olup bununla birlikte, fazla radyal girişim miktarının ise dişli deformasyonuna ve gürültüye yol açabileceğinden bahsetmişlerdir. Deneylerde, dişliler belirli bir sıcaklıkta ısıtılmış ve şaftlara preslenerek monte edilmiştir. Monte edilen dişli-şaft sistemlerinin soğumasıyla birlikte sıkı geçme tamamlanmıştır. Bulgular, statik sürtünme katsayısının dinamik sürtünme katsayısından yüzde 35 daha yüksek olduğunu göstermektedir. Çalışmalarındaki sonuç, girişimin optimize edilmesiyle hem tork kapasitesi artırılabilen hem de üretim süreçlerinin verimliliği sağlanabilmektedir. Bu çalışma, otomotiv sektöründe girişim optimizasyonu ve montaj doğruluğunun önemini vurgulamaktadır[14].

Guan ve arkadaşları çalışmalarında, lokomotif tahrik dişlilerinde sıkı geçme montaj yönteminin tasarım ve hesaplama yöntemlerini iyileştirmeyi amaçlamaktadır. Geleneksel hesaplama yöntemlerinin, tahrik dişlilerindeki web yapılarının özel geometrik özelliklerini yeterince dikkate almadığı ve sonuçlarının tasarım gereksinimlerini karşılamadığı belirtilmiştir. Çalışmada, klasik elastik mekanik teorisi ve sonlu elemanlar yöntemi (SEA) birleştirilerek daha doğru ve uygulanabilir bir hesaplama algoritması geliştirilmiştir. İyileştirilmiş algoritma ile, minimum ve maksimum efektif girişim değerlerini hesaplamış ve bu değerler, tork aktarım kapasitesi ve plastik deformasyon sınırları ile doğrulanmıştır. Basınç testleriyle desteklenen bulgular, lokomotif gibi ağır yük koşullarında bile güvenli ve verimli montaj tasarımı yapmanın mümkün olduğunu göstermektedir. Bu yaklaşım,

özellikle yüksek yük taşıyan dişli sistemlerinde özelleşmiş tasarım gerekliliğine işaret etmektedir[15].

Karma yaklaşımlarda, farklı hesap ve deney yöntemlerin birbirini tamamlaması sayesinde çok daha güvenilir sonuçlar elde edebilir. Böylece analitik modellerdeki basitleştirmelerin deneysel verilerle kontrolü sağlanmakta, numerik simülasyonlar da hangi senaryolara odaklanılacağı konusunda rehberlik sunmaktadır.

Literatürde, sıkı geçme bağlantıları üzerine yapılan araştırmaların büyük kısmı farklı yöntemleri benimseyerek soruna çok boyutlu yaklaşım sunmaktadır. Bazı çalışmalar analitik (teorik) modellerle yüzey temas basıncı ve gerilme dağılımını basitleştirilmiş varsayımlar altında hızlıca hesaplayarak, tasarım sürecine başlangıç seviyesinde rehberlik eder. Diğer taraftan, deneysel yöntemler ile de reel prototipler veya ölçüm sistemleri aracılığıyla gerçeğe en yakın verileri toplamıştır. Bu sayede analitik ve sayısal sonuçların doğrulanmasını sağlamıştır. Sayısal (nümerik) çalışmalar ise sonlu elemanlar analizi (SEA) gibi ileri modelleme tekniklerini kullanarak kompleks geometriler veya çoklu fiziksel etkileşimleri detaylı biçimde incelenmesine olanak sunmuştur. Ek olarak, bazı araştırmacılar hem analitik hem de deneysel ve sayısal yöntemleri bir araya getiren karma yaklaşımlarla, özellikle ağır yüklere veya yüksek hassasiyet gerektiren sistemlere daha kapsamlı ve güvenilir çözümler sunmaya çalışmışlardır.

1.2 Tezin Amacı

Paletli zırhlı araç hız azaltan sistemleri, bir zırhlı aracın hareket ve manevra yeteneğini etkileyen en önemli sistemlerden biridir. Hız azaltan sisteminin gövdesi, çeşitli alt parçaların yataklanması, yük taşınması ve moment aktarımına ek olarak dayanıklılık ve aracın operasyonel ömrü gibi konular açısından da önem taşımaktadır. Sıkı geçme ile bağlantı yöntemi, endüstride de düşük imalat ve maliyet avantajlarının yanısıra yüksek mukavemet ve ömür özellikleri ile çeşitli sistemlerde tercih edilen bir bağlantı yöntemidir. Bu çalışmada, hız azaltan sisteminin gövdesi sıkı geçme bağlantı yöntemine uygun olarak tasarlanacaktır. Tasarım sürecinde, sisteme etkiyen yükler ve sıkı geçme parametreleri doğrultusunda gövde üzerinde oluşan gerilme ve deformasyonlar analitik ve nümerik yöntemler ile incelenecektir. Ayrıca, gövdenin geometrik parametreler doğrultusunda, ağırlık, emniyet faktörü ve montaj kolaylığı gibi farklı parametrelerin etkileri doğrultusunda optimize edilmesi hedeflenmektedir. Bu çalışmalar ile elde edilen çıktılar, tasarım sürecine girdi olarak kullanılacaktır. Böylece, hafif, dayanıklı ve uzun ömürlü bir hız azaltan gövdesi tasarlanması hedeflenmektedir.

1.3 Hipotez

Bu tezde, sıkı geçme bağlantı yöntemlerinin, özellikle tork iletiminde kritik rol oynayan sistemler için yapısal tasarımı ve analitik / nümerik analizi üzerine yoğunlaşılacaktır. Literatürde yer alan çeşitli çalışmalar, sıkı geçme bağlantılarının malzeme, geçme miktarı, temas yüzey basınçları ve gerilme dağılımları üzerindeki etkilerini göstermektedir. Bu tezde, hız azaltan gövdesinin dayanıklılığını artırmaya yönelik olarak, sıkı geçme bağlantıların tasarım parametreleri optimize edilecektir.

Bu çalışmada, sıkı geçme bağlantıları ile tasarlanmış bir sistemin geleneksel bağlantı yöntemleri olan kama ve spline gibi uygulamalara kıyasla daha uygun maliyetli olacağı ve yüksek tork iletim kapasitesine sahip olacağı hipotez edilmektedir. Özellikle, bağlantı temas yüzeylerindeki gerilme ve deformasyonların optimize edilmesiyle sistemin mukavemet, güvenilirlik ve uzun ömür açısından avantaj sağlayacağı düşünülmektedir. Ayrıca, geçme toleranslarının doğru bir şekilde belirlenmesiyle bu bağlantıların operasyonel yükler altında yüksek performans göstereceği öngörülmektedir.

Bu çalışma, sıkı geçme bağlantılarının analitik ve nümerik hesaplar ışığında optimize edilerek, endüstriyel uygulamalarda daha güvenilir ve dayanıklı

sistemlerin tasarlanmasına katkı sağlamayı amaçlamaktadır.

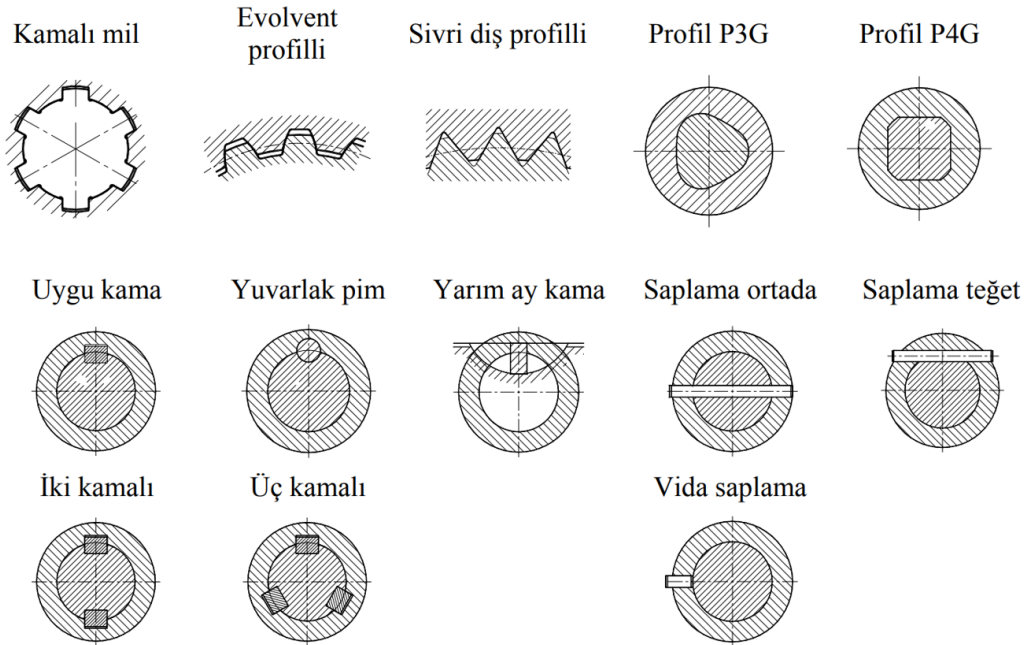
Sonuç olarak, bu tezde ortaya konulan hipotez, sıkı geçme bağlantılarının, özellikle tork iletiminde ve yüksek yük taşıma kapasitesine sahip sistemlerde, daha uygun maliyetli ve dayanıklı bir çözüm sunduğunu ve optimize edilmiş tasarımlarla performans artışı sağlanabileceğini göstermektedir.



2 BAĞLANTI ŞEKİLLERİ

2.1 Şekil Bağlı

Şekil bağlı bağlantılar, mekanik sistemlerde moment ve kuvvet iletimini sağlamak için kullanılan, geometrik şekillerin doğrudan birbirine kenetlenmesiyle çalışan bağlantı elemanlarıdır. Bu bağlantı türü, özellikle mil-göbek sistemlerinde sıkça tercih edilir. Şekil bağlı bağlantılar, spline bağlantıları, çokgen profiller veya dişli mekanizmaları gibi çeşitli tasarımlar içerebilir. Bu tür bağlantıların temel özelliği, temas yüzeylerinin özel geometrik şekillerle tasarlanarak yük taşıma ve iletim kapasitesinin artırılmasıdır. Şekil 2.1’de çeşitli şekil bağlı bağlantı yöntemleri gösterilmiştir.



Şekil 2.1 Çeşitli şekil bağlı bağlantı yöntemleri [16]

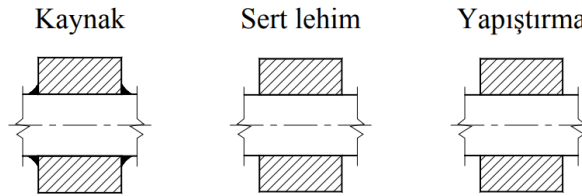
Bu bağlantılar, yüksek tork iletimi gerektiren uygulamalarda etkili bir çözüm sunar. Diğer bağlantı yöntemlerine kıyasla, montaj sırasında doğru bir hizalama sağlandığında, yük dağılımı daha homojen bir şekilde gerçekleşir. Ayrıca, şekil bağlı bağlantılar genellikle tekrar sökölüp takılabılme özelliği sunarak bakım ve onarım süreçlerinde kolaylık sağlar. Ancak, üretim süreçleri sırasında sıkı toleranslara ve yüzey kalitesine dikkat edilmesi gereklidir, çünkü bu faktörler bağlantının güvenilirliği ve performansı üzerinde doğrudan etkilidir.

İmalat yöntemleri arasında diş açma, broşlama ve soğuk şekillendirme gibi teknikler yer alır. Bu yöntemler, bağlantının tasarım özelliklerine uygun olarak seçilir ve uygulama alanına göre optimize edilir. Şekil bağlı bağlantılar, otomotiv, havacılık, enerji üretimi ve ağır sanayi gibi çeşitli sektörlerde yaygın bir şekilde kullanılır. Özellikle yüksek hassasiyet ve dayanıklılık gerektiren uygulamalarda vazgeçilmez bir çözüm sunar.

2.2 Malzeme Bağlı

Malzeme bağlı bağlantılar, mekanik sistemlerde yük, moment ve diğer kuvvetlerin aktarımını sağlamak amacıyla, bağlanan parçaların malzeme özelliklerinin fiziksel, kimyasal veya mekanik yollarla bir araya getirilmesiyle oluşturulan bağlantı türleridir. Bu bağlantı şekli, kaynak, lehimleme veya yapıştırma yöntemlerle gerçekleştirilir ve özellikle kalıcı, yüksek dayanımlı veya esnek bağlantı ihtiyaçlarını karşılamak için tercih edilir. Malzeme bağlı bağlantıların temel prensibi, birleştirilen malzemeler arasında bir bağlayıcı unsur aracılığıyla veya doğrudan temasla yük aktarımını sağlamaktır.

Şekil 2.2’de bazı malzeme bağlı bağlantı yöntemleri gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Malzeme bağlı bağlantı yöntemleri [16]

Malzeme bağlı bağlantıların tasarımı, bağlanan yüzeylerin mekanik ve fiziksel özelliklerine, kullanılacak üretim yöntemlerine ve bağlantının maruz kalacağı yükleme koşullarına bağlıdır. Malzeme seçiminde, bağlanacak parçaların uyumluluğu, bağlayıcı malzemenin veya bağlantı yönteminin fiziksel ve kimyasal özelliklerle uyumu göz önünde bulundurulmalıdır. Örneğin, sıkı geçme

bağlantılarında malzemelerin elastik ve plastik deformasyon özellikleri kullanılarak yüksek tork iletimi sağlanırken, yapıştırıcı bağlantılarda bağlanacak yüzeylerin yüzey enerjisi, pürüzlülük ve bağlayıcı maddeyle etkileşimi bağlantı dayanımını doğrudan etkiler. Kaynak gibi yöntemler, özellikle metalik malzemeler arasında kalıcı ve yüksek dayanımlı birleştirme sağlamak için tercih edilirken, yapıştırıcılar farklı malzemeler arasında esnek bir birleştirme sunar.

Bu bağlantı türlerinin mühendislik sistemlerindeki önemi, özellikle modern endüstriyel uygulamalarda artmaktadır. Malzeme bağlı bağlantılar, otomotiv sektöründe hafif ve dayanıklı yapıların oluşturulmasında, havacılık sektöründe ise aerodinamik ve hafif tasarımlar için kritik rol oynar. Örneğin, kompozit malzemelerin birleştirilmesi için yapıştırıcı bağlantılar sıkça kullanılırken, yüksek sıcaklık ve basınç gereksinimlerinin bulunduğu enerji üretim sistemlerinde kaynak ile birleştirme yöntemleri tercih edilmektedir.

Malzeme bağlı bağlantıların üretim süreçlerinde hassas toleranslar ve yüzey kalitesi büyük önem taşır. Kaynak yöntemlerinde, ısı genleşme ve soğuma sırasında meydana gelen gerilmeler bağlantının dayanımını etkilerken, yapıştırıcı bağlantılarda yüzey temizliği ve bağlayıcı malzemenin kürlenme süreci kritik faktörlerdir. Tüm bu faktörler, malzeme bağlı bağlantıların tasarım ve üretim süreçlerinde kapsamlı bir mühendislik değerlendirmesini gerekli kılmaktadır.

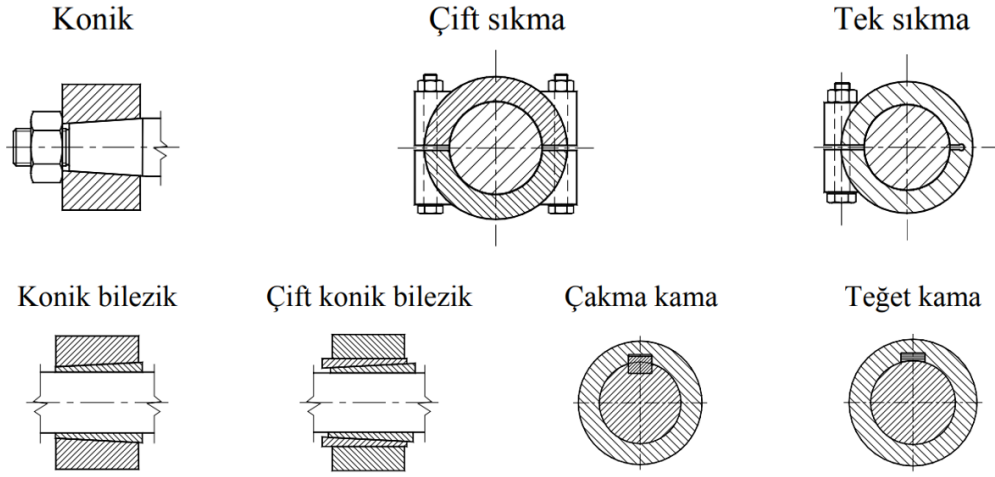
2.3 Kuvvet Bağlı

Kuvvet bağlı bağlantılar, mekanik sistemlerde yük ve moment aktarımını sağlamak için parçalar arasında sürtünme kuvvetinden yararlanan bağlantı türleridir. Bu bağlantılar, parçaların birleşim yüzeylerinde oluşan sıkıştırma kuvvetleri sayesinde çalışır ve genellikle cıvata, perçin, sıkı geçme (interference fit) ve kama gibi elemanlarla oluşturulur. Kuvvet bağlı bağlantıların temel prensibi, birleşim yüzeylerinde yeterli düzeyde bir normal kuvvet oluşturarak, sürtünme yoluyla bağlanan parçaların hareketini önlemek ve yük aktarımını sağlamaktır.

Bu bağlantı türü, özellikle sökülebilir ve yeniden kullanılabilir sistemlerde sıkça tercih edilir. Cıvata ve somun bağlantıları, montaj ve demontaj kolaylığı sağlarken, sıkı geçme bağlantıları titreşimli veya yüksek yük taşıma kapasitesi gerektiren uygulamalarda üstün performans sunar. Kuvvet bağlı bağlantıların tasarımında, temas yüzeylerindeki sürtünme katsayısı, uygulanan sıkıştırma kuvvetinin büyüklüğü ve yükleme koşulları gibi faktörler kritik öneme sahiptir. Özellikle, sürtünme kuvvetinin yeterli seviyede tutulması için yüzey pürüzlülüğü

ve temas alanının uygun şekilde optimize edilmesi gerekir.

Şekil 2.3’de çeşitli kuvvet bağı bağlantı yöntemleri gösterilmiştir.



Şekil 2.3 Çeşitli kuvvet bağı bağlantı yöntemleri [16]

Üretim süreçleri açısından kuvvet bağı bağlantılar, çeşitli yöntemlerle oluşturulabilir. Sıkı geçme bağlantılarında, montaj sırasında uygulanan kuvvetle parçalar arasındaki girişim sağlanırken, cıvata bağlantılarında uygun sıkma torku ile gerekli normal kuvvet oluşturulur. Bu tür bağlantılarda kullanılan elemanların malzeme özellikleri ve tasarımı, bağlantının dayanımı ve güvenilirliği üzerinde doğrudan etkilidir.

Kuvvet bağı bağlantılar, otomotiv, havacılık, inşaat ve enerji sektörlerinde geniş bir uygulama alanına sahiptir. Özellikle, titreşimli yükler altındaki sistemlerde sıkı geçme bağlantıları sıklıkla kullanılır. Bunun yanı sıra, demontaj gerektiren veya bakım sıklığı yüksek olan uygulamalarda cıvata ve somun bağlantıları ideal bir çözüm sunar. Bu bağlantı türlerinin esnekliği, dayanımı ve tekrar kullanılabilirliği, mühendislik sistemlerinde yaygın bir kullanım sağlamaktadır.

2.3.1 Sıkı Geçme

Sıkı geçme (interference fit) bağlantıları, mekanik sistemlerde yük ve moment iletimini sağlamak amacıyla, birleşim yüzeylerinde yüksek temas basıncı oluşturarak çalışan kuvvet bağlı bağlantı türüdür. Bu bağlantılar, montaj sırasında mil ve göbek gibi parçalar arasındaki boyut farkından yararlanılarak oluşturulur. Mil ve göbek arasındaki bu fark, parçaların birbirine preslenmesi veya termal genleşme yöntemleriyle geçici olarak ortadan kaldırılır ve montaj tamamlandıktan sonra parçalar arasında oluşan elastik deformasyonlar nedeniyle yüksek bir temas kuvveti ortaya çıkar. Bu kuvvet, bağlantının yük taşıma kapasitesini belirler ve parçaların temas arayüzünde birbir arasında kaymasını engelleyerek yüksek moment ve kuvvet iletimine olanak tanır.

Sıkı geçme bağlantılarının en önemli avantajlarından biri, montaj sonrası yüksek güvenilirlik ve bakım gerektirmeyen bir yapı sunmasıdır. Bağlantı, birleşim yüzeylerinde oluşturulan sürtünme kuvvetine dayandığından, sızdırmazlık sağlama kapasitesine de sahiptir. Ayrıca, titreşimlere karşı dayanıklılığı ve uzun ömürlü olması, bu bağlantı türünü özellikle yüksek dinamik yüklerin bulunduğu sistemlerde ideal bir seçenek haline getirir. Bununla birlikte, bağlantının performansı, malzeme seçiminden yüzey kalitesine, montaj yönteminden termal etkilerin yönetimine kadar birçok parametreye bağlıdır.

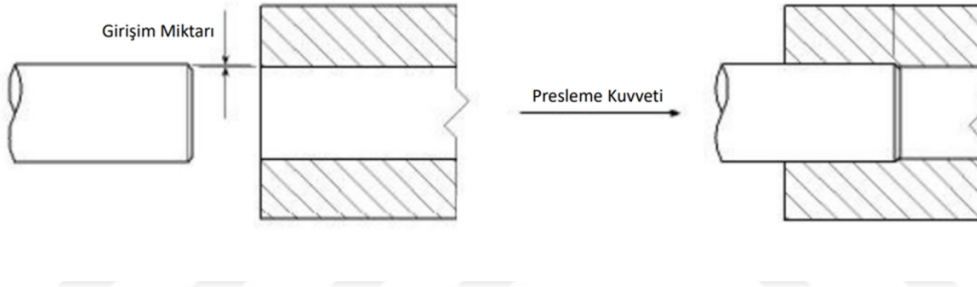
Sıkı geçme bağlantılarında kullanılan montaj yöntemleri genellikle presleme, termal genleşme gibi teknikleri içerir. Termal genleşme yönteminde, göbek ısıtılarak genişletilir veya mil soğutularak küçültülür; böylece parçaların kolayca monte edilmesi sağlanır. Soğutma veya ısıtma işleminden sonra, parçalar arasındaki sıcaklık farkı giderildiğinde, malzemenin elastik özellikleri sayesinde bağlantı işlemi gerçekleşmektedir. Bu yöntem, özellikle hassas toleransların ve yüksek yüzey kalitesinin gerekli olduğu uygulamalarda tercih edilir. Presleme yöntemi ise, birleşim yüzeylerine doğrudan mekanik kuvvet uygulanarak sıkı geçme bağlantısının oluşturulmasını sağlar.

Uygulama alanları açısından sıkı geçme bağlantıları, mühendislik dünyasında oldukça geniş bir kullanım yelpazesine sahiptir. Otomotiv sektöründe dişliler, volanlar, krank milleri ve tork iletim elemanlarında sıkça tercih edilirken, enerji sektöründe türbin şaftları ve jeneratör rotorları gibi sistemlerde kullanılır. Havacılık endüstrisinde ise, yüksek hassasiyet gerektiren rotor ve stator birleşimlerinde sıkı geçme bağlantılarının üstün performansı öne çıkar. Bu bağlantılar, hem yük kapasitesi hem de titreşim direnci açısından alternatif bağlantı yöntemlerine kıyasla önemli avantajlar sunar.

2.3.1.1 Eksenel Sıkı Geçmeler

Eksenel pres sıkı geçme, sıkı geçme bağlantılarının bir türü olup, montaj sırasında eksenel yönde uygulanan mekanik presleme kuvvetine dayanarak oluşturulan bir bağlantıdır. Bu yöntem, mil ve göbek gibi birleşim elemanları arasındaki nominal boyut farkının (interferans) eksenel bir kuvvet uygulanarak giderilmesiyle gerçekleşir. Montaj sürecinde, birleşim yüzeylerinde meydana gelen elastik deformasyonlar sonucu oluşan temas basıncı, bağlantının tork iletim kapasitesini ve yapısal stabilitesini belirler. Eksenel pres sıkı geçme bağlantıları, özellikle yüksek yük taşıma ve güvenilir tork iletimi gerektiren uygulamalarda tercih edilen bir yöntemdir.

Şekil 2.4’de eksenel sıkı geçme montajı gösterilmiştir.



Şekil 2.4 Eksenel sıkı geçme montaj gösterimi [17]

Bu bağlantı türünün temel avantajlarından biri, montaj sürecinde harici bir ısıtma veya soğutma işlemine gerek duyulmamasıdır. Bu durum, üretim süreçlerini basitleştirirken, montaj sırasında kullanılan presleme kuvvetinin büyüklüğü ve uygulanış şekli bağlantının başarısı açısından kritik bir önem taşır. Mil ve göbek arasındaki interferans miktarı, bağlantının dayanıklılığını ve yük taşıma kapasitesini doğrudan etkilerken, yüzey kalitesi ve malzeme özellikleri gibi tasarım parametreleri de bağlantının performansına katkıda bulunur. Özellikle birleşim yüzeylerindeki sürtünme katsayısı ve yüzey pürüzlülüğü, temas basıncını ve bu basınca bağlı olarak bağlantının güvenilirliğini artırıcı faktörlerdir.

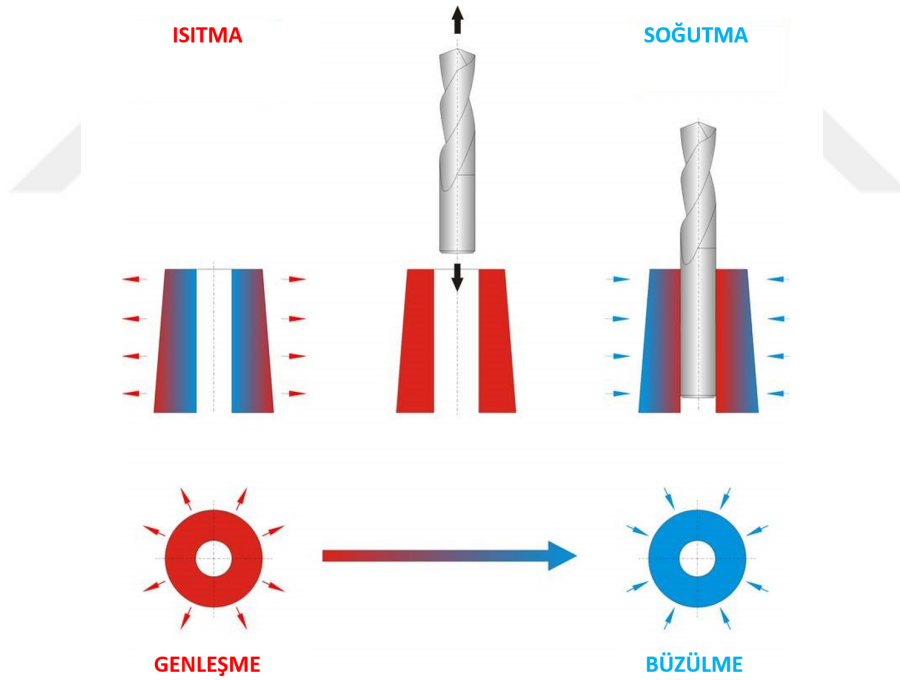
Eksenel pres sıkı geçme bağlantıları, genellikle dişliler, volanlar, krank milleri ve rulman montajları gibi yüksek mekanik yüklerin bulunduğu sistemlerde kullanılmaktadır. Otomotiv, havacılık ve enerji sektörleri, bu bağlantı türünün sağladığı yüksek tork iletimi, titreşim direnci ve uzun ömürlü yapı gibi avantajlardan geniş ölçüde yararlanmaktadır. Bununla birlikte, bağlantının tasarım ve montaj aşamalarında dikkate alınması gereken önemli hususlar arasında, montaj sırasında oluşabilecek hasarların önlenmesi, bağlantının gevşemesini önleyecek

şekilde yeterli temas basıncının sağlanması ve termal genleşme etkilerinin hesaba katılması yer almaktadır.

2.3.1.2 Radyal Sıkı Geçmeler

Radyal sıcak geçme, sıkı geçme bağlantılarının bir türü olup, birleşim elemanlarının termal genleşme prensibine dayanarak monte edilmesiyle oluşturulan bir bağlantıdır. Bu yöntemde, genellikle göbek elemanı ısıtılarak genişletilir veya mil elemanı soğutulur. Montaj işlemi sırasında bu sıcaklık farkı, birleşim elemanlarının birbirine kolayca oturmasını sağlar. Parçalar ortam sıcaklığına döndüğünde, malzemelerin elastik özellikleri nedeniyle birleşim yüzeylerinde yüksek bir radyal temas basıncı oluşur. Bu basınç, bağlantının tork iletim kapasitesini ve yapısal bütünlüğünü sağlayan temel unsurdur.

Şekil 2.5’de ısıtılarak geçme sağlanan bir takım tutucunun radyal sıkı geçme montajı gösterilmiştir.



Şekil 2.5 Radyal sıkı geçme montaj gösterimi [18]

Radyal sıcak geçmenin en önemli avantajlarından biri, montaj sırasında düşük mekanik kuvvetlerin uygulanması nedeniyle birleşim elemanlarının zarar görme riskinin azaltılmasıdır. Ayrıca, bu yöntem, montaj sonrası oluşan basıncın homojen bir şekilde dağılmasını sağladığı için bağlantının dayanıklılığını artırır. Radyal sıcak geçme, özellikle yüksek hassasiyet ve dayanım gerektiren uygulamalarda, örneğin türbin şaftları, jeneratör rotorları ve yüksek tork iletimi gereken dişli

sistemlerinde sıklıkla tercih edilmektedir. Bu tür bağlantılar, titreşim direncine ve uzun süreli performansa olan katkıları nedeniyle otomotiv, havacılık ve enerji sektörlerinde yaygın olarak kullanılır.

Radyal sıcak geçmenin tasarımında, birleşim elemanlarının malzeme özellikleri, termal genleşme katsayıları, yüzey kalitesi ve tolerans değerleri gibi parametreler dikkate alınmalıdır. Özellikle, farklı malzemeler arasında genleşme farklılıklarının yol açabileceği sorunların önlenmesi için detaylı bir mühendislik analizi gereklidir. Yüzey pürüzlülüğü ve birleşim yüzeylerindeki sürtünme katsayısı, bağlantının uzun vadeli performansı üzerinde belirleyici bir rol oynar. Bununla birlikte, işlem sırasında kullanılan sıcaklık aralıklarının doğru bir şekilde belirlenmesi ve kontrol edilmesi, bağlantının güvenilirliği açısından kritik öneme sahiptir.

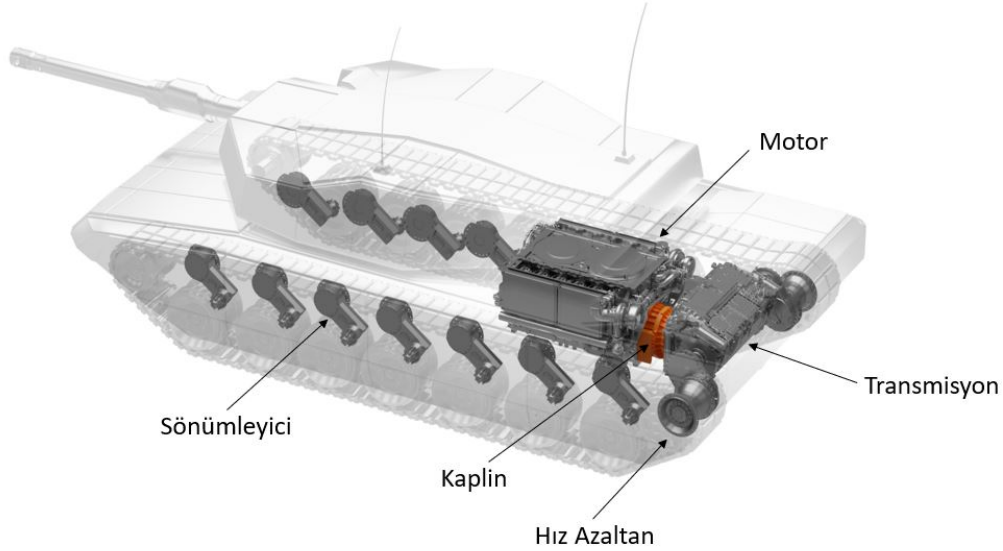


3

HIZ AZALTAN SİSTEMİ

3.1 Sistem Tanımı

Hız azaltan sistemleri, paletli zırhlı araçlarda güç aktarma sistemi içinde yer alan, içten yanmalı veya farklı sistemler ile güç üreten motorlar ve şanzımandan gelen gücü aracın paletlerine aktaran aktarma organlarındaki son bileşendir. Bu sistemler aracın sağ ve sol gövdesine doğrudan olarak civatalı bağlantı şekli ile bağlanmakta olup transmisyon üzerinden gerçekleştirilen tüm tahrik, frenleme ve dümenleme operasyonları bu bileşen üzerinden paletlere aktarılmaktadır.



Şekil 3.1 Araç üzerinde hız azaltan görünümü [19]

Hız azaltan sistemleri, farklı tipleri olmakla birlikte içerdiği dişli sistemleri ile transmisyondan iletilip paletlere doğru akan torku artırmaktadır. Sistemdeki dişli oranları mertebesinde paletlere daha yüksek bir tork miktarı iletilmesi sağlanarak aracın hızlanma, yokuş kalkış ve genel manevra kabiliyetine etki etmektedir. Sistemin tork iletim oranı dişli diş sayılarının bir birine oranı ile ifade edilmektedir.

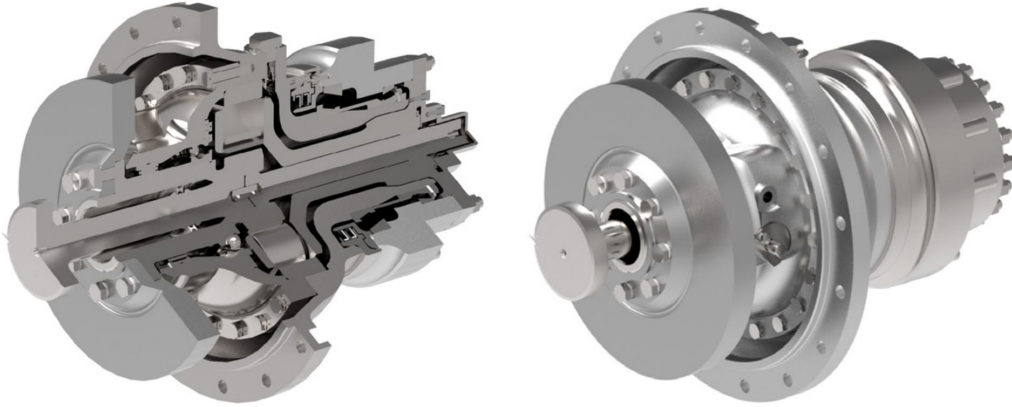
Bu sistemler araç ağırlığı, maksimum araç hızı, tırmanma ve hızlanma kabiliyeti gibi isterlere ve araç paketleme boşluğuna bağlı olarak farklı tiplerde tasarlanan yapılardır.

3.2 Hız Azaltan Çeşitleri

3.2.1 Planetli Eşeksenli Tip

Planetli Eşeksenli tip hız azaltan sistemi aracın gidiş yönüne göre güç paketi arkaya yerleştirilmiş olan araçlarda sıklıkla kullanılmaktadır. Bu tip hız azaltan sistemi, transmisyon çıkışı ile palet dönme eksenini aynı olan araçlarda kullanılmaktadır. Yüksek çekiş gücü gerektiren uygulamalar için son derece kompakt bir yapıda en yüksek tork yoğunluğu sunan hız azaltan tipidir.

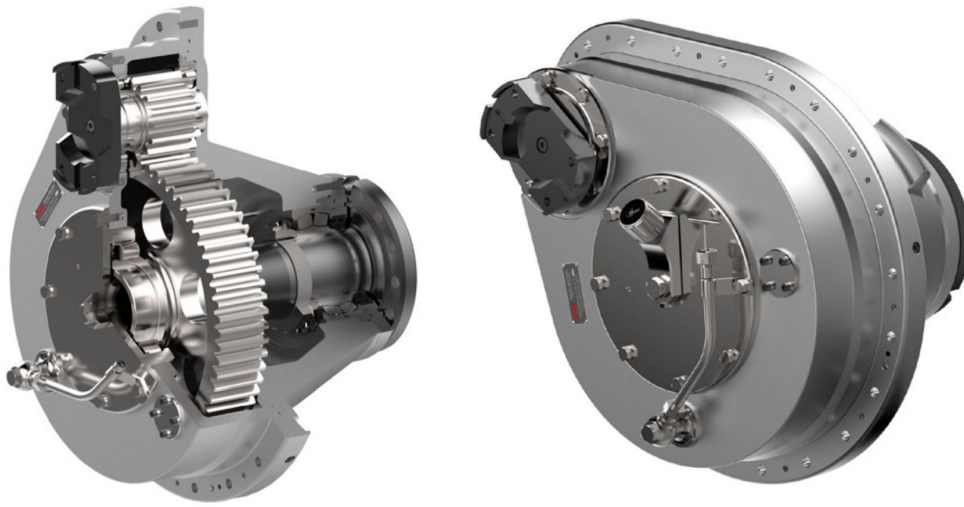
Transmisyon sisteminden çıkan tork hız azaltan içerisinde planet dişli sisteminin bir parçası olan güneş dişli vasıtası ile planet taşıyıcıya doğru iletilir. Planet taşıyıcı üzerinden dişli oranları mertebesinde tork artırılarak paletlere iletilir. Planet mekanizmasındaki halka dişli ana gövde üzerinde yekpare olarak işlenmiş olarak yer almaktadır.



Şekil 3.2 Planetli eşeksenli tip hız azaltan kesit ve izometrik görüntüsü [20]

3.2.2 Offsetli Tip

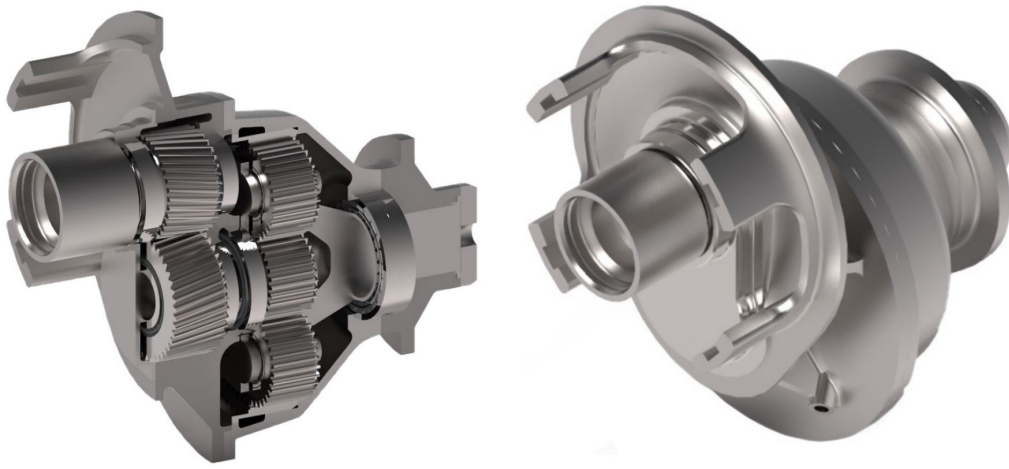
Offsetli tip hız azaltan sistemi aracın gidiş yönüne göre güç paketi öne yerleştirilmiş olan araçlarda sıklıkla kullanılmaktadır. Bu tip hız azaltan sistemi, transmisyon çıkışı ile palet dönme eksenini arasında mesafe olan araçlarda kullanılmaktadır. Bu tip sistemler hafif ve orta ağırlıklı araç uygulamaları için düşük kompleksitede ve yüksek verimlilik için genelde tek bir dişli grubu kullanılır. Ancak yüksek tork artırım oranları veya transmisyon çıkışı ve palet eksenleri arası mesafenin fazla olduğu durumlarda 2 kademeli dişli sistemleri de kullanılabilir.



Şekil 3.3 Offsetli tip hız azaltan kesit ve izometrik görüntüsü [20]

3.2.3 Offsetli Planetli Tip

Offsetli Planetli Tip hız azaltan, planetli eşeksenli tip ve offsetli tip hız azaltanların bir kombinasyonu olarak görülebilir. 2 sıra dişli kademesinden oluşan yapıda, ilk kademedede offsetli tip hız azaltan gibi bir dişli takımı kullanılır. Bu kademedede artırılan tork, eşeksenli tip yapıda olduğu gibi planet mekanizmasının güneş dişlisinden giriş yaparak planet taşıyıcı vasıtası ile dişli oranları mertebesinde tork artırılarak paletlere iletilir. Bu tip bir yapı hem transmisyon ve planet eksenel mesafenin olduğu hemde yüksek tork ihtiyacının olduğu araçlarda görece kompakt bir çözüm olarak kullanılmaktadır.



Şekil 3.4 Offsetli planetli tip hız azaltan kesit ve izometrik görüntüsü [20]

3.3 Hız Azaltan Elemanları

3.3.1 Gövde

Gövde, hız azaltan sisteminde dişlilerin, rulmanların, farklı alt komponentlerin yataklandığı ve tüm sistemi dış etkilerden koruyan ana yapısal parçadır. Uygulama yüklerine bağlı olarak değişmekle birlikte ağırlık ve termal iletkenlik avantajı nedebe ile aalşımlı alüminyum döküm veya yapısal yüklerin yüksek olduğu durumlarda yapısal mukavemet için çelik döküm veya dövme yolu ile imal edilmektedir.

3.3.2 Giriş Şaftı

Motor ve transmisyonlardan gelen torku hız azaltan sistemi içinde dişlilere ileten ve torka ilk maruz kalan yapısal parçadır. Yüksek mukavemetli alaşımlı çelikten dövme yolu ile imal edilmektedir. Yüzey sertliği ısıt işlemlerle artırılmaktadır. Tork iletimini gerçekleştirmek için flanşlı, çoklu kamalı, dişli veya farklı bağlantı türlerini içerebilmektedir.

3.3.3 Dişli Sistemleri

Yüksek mukavemetli alaşımlı çeliklerden imal edilip ısıt işlem uygulanmış olan dişli grupları hız azaltan tiplerine bağlı olarak sistemin hızını azaltıp tork artırma işlevini yerine getirirler. Hız azaltan sistemlerindeki farklı dişli mekanizmalarının özellikleri aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Planet dişliler, yüksek tork ve kompakt bir yapı ile öne çıkarlar.
- Düz dişliler, basit tasarım, düşük maliyet ve düşük bakım masrafları ile öne çıkarlar.
- Helisel dişliler, sessiz çalışma ve yüksek dayanımları ile öne çıkarlar.

3.3.4 Çıkış Şaftı

Dişli mekanizmalarında artırılmış olan tork cer dişlisi olarak ifade edilen palet dişlisine çıkış şaftı vasıtası ile iletilir. Hız azaltan sisteminin son güç aktarım parçasıdır. Yüksek torsiyonel taşıma kapasitesine sahiptir. Yüksek mukavemetli alaşımlı çelikten dövme yolu ile imal edilmektedir. Yüzey sertliği ısıt işlemlerle artırılmaktadır. Palet dişlisine uygun bir flanşlı yapı içeren çıkış şaftı, civatalı veya kamalı bağlantı ile torku iletir.

3.4 Araç Performansına Etkisi

Hız azaltan sistemleri, bulunduğu aracın performansını direkt olarak etkileyen önemli bir sistemdir. Aracın görev profiline uygun olarak uygun oranlı bir hız azaltan seçilmesi aracın operasyonel başarısına önemli katkılar sunar. Araç üzerindeki etkileri farklı koşul ve durumlar için aşağıdaki gibi özetlenebilir.

- Arazi performansı: Yumuşak zemin, çamurlu koşullar, dik yokuşlar gibi paletler üzerinde tork gereksiniminin arttığı durumlarda yüksek oranlı bir hız azaltan seçilmesi araç performansını artırır. Bu yüksek oran aracın ulaşabileceği maksimum hızı azaltır.
- Manevra Kabiliyeti: Düşük hız azaltan oranları, araca hız avantajı sağlar. Bu durum tehlikeli durumlar için aracın hızlı bir şekilde yol almasını sağlar.
- Yakıt Tüketimi: Düşük hız azaltan oranları, aracın motorunun daha düşük hızlarda çalışmasına olanak sağlar. Bu sayede uzun vadeli aracın yakıt tüketiminin daha düşük olmasını sağlar.
- Mukavemet: Yüksek hız azaltan oranları, aracın transmisyonu ve diğer güç aktarma sistemlerine daha düşük yükler etkimesini sağlar. Bu sayede güç aktarma sisteminin ömrünün uzamasını sağlar.

TEORİK HESAPLAR VE LAME DENKLEMLERİ

4.1 Hız Azaltan Moment Hesaplaması

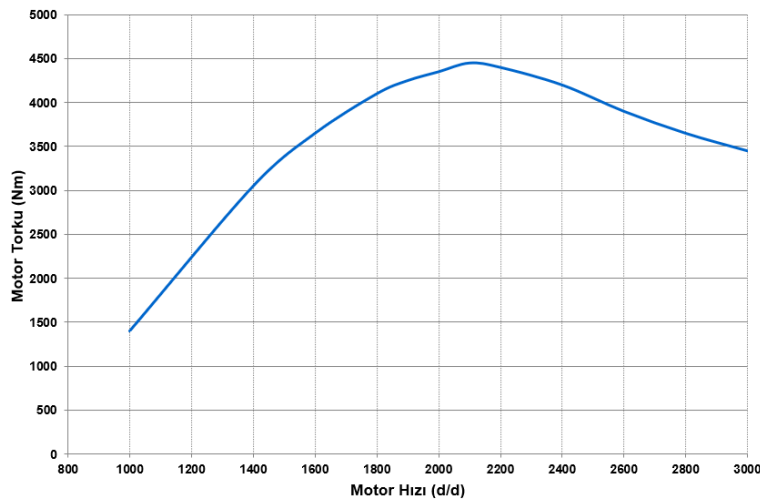
Çalışmanın bu bölümünde, 65 ton toplam ağırlığa sahip bir paletli zırhlı tankın güç grubu ve hız azaltan özellikleri doğrultusunda hız azaltan planet sistemine etki eden moment değerleri hesaplanacaktır.

Tablo 4.1’ de hesaplamalarda kullanılacak olan aracın ağırlık ve güç aktarma grubuna ait bilgiler verilmiştir.

Tablo 4.1 Hesaplamalarda kullanılacak olan bilgiler

Araç Ağırlığı	65 Ton
Motor	MTU 883 KA 501
Şanzıman	RENK HSWL 354
Hız Azaltan	Planetli Eşeksenli Tip

Şekil 4.1’ de araç için seçilen MTU 883 KA 501 12 silindirli V tip içten yanmalı motora ait motor hızı / Tork eğrisi grafiği gösterilmiştir.



Şekil 4.1 Motor tork eğrisi

Tablo 4.2’ de araç için seçilen çapraz tahrikli ve 4 ileri vitesli RENK HSWL 354 şanzımanın vites oranları ve tork dönüştürücü oranı verilmiştir.

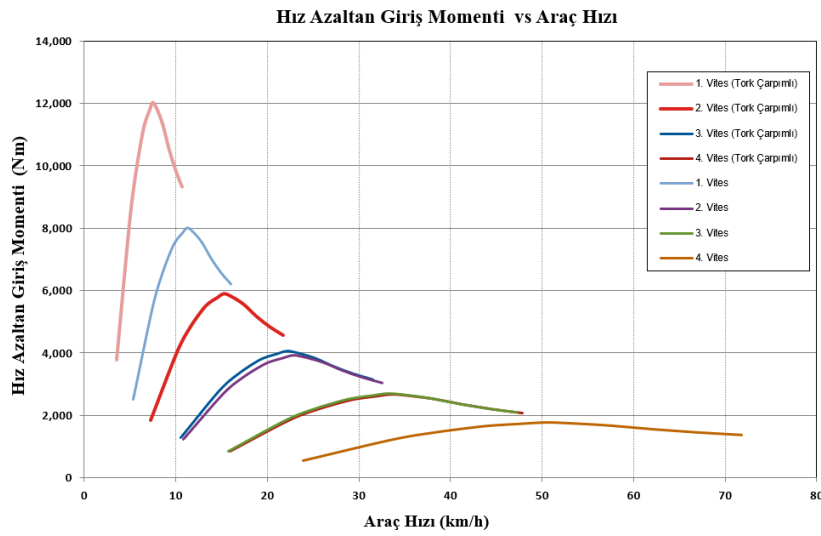
Tablo 4.2 HSWL 354 şanzıman vites oranları

Şanzıman	HSWL 354		
Vites	Tanım	Oran	Toplam Oran
1. Vites (Stall)	i_{1S}	4.504	6.756
2. Vites (Stall)	i_{2S}	2.209	3.313
3. Vites (Stall)	i_{3S}	1.523	2.284
4. Vites (Stall)	i_{4S}	1.003	1.504
1. Vites	i_1	4.504	4.504
2. Vites	i_2	2.209	2.209
3. Vites	i_3	1.523	1.523
4. Vites	i_4	1.003	1.003
Tork Dönüştürücü (TD)	i_{td}	1.5	-

Denklem 4.1’de hız azaltan giriş moment hesabı gösterilmiştir. Hesaplama motor torku ve şanzıman oranı ve varsa tork dönüştürücü tork çarpımı (stall durumunda kullanılması) ve verimler hesaba katılarak anlık araç durumuna bağlı hız azaltan sistemine iletilen moment miktarı hesaplanır.

$$M_g = \frac{M_M \cdot i \cdot i_{td} \cdot \eta}{2} \quad (4.1)$$

Şekil 4.2’de denklem 4.1’den yararlanılarak araç hızına ve vites durumuna bağlı olarak hız azaltan sisteminin giriş momentleri gösterilmiştir.



Şekil 4.2 Hız azaltan giriş moment grafiği

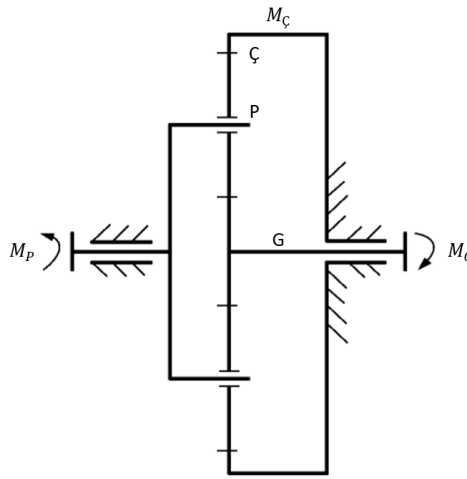
Denklem 4.1 kullanılarak hız azaltan sistemine etkiyen en büyük giriş torku denklem 4.2 ile hesaplanmıştır.

$$M_g = \frac{4450 \cdot 4,504 \cdot 1,5 \cdot 0,8}{2} \quad (4.2)$$

$$M_g = 12025 Nm \quad (4.3)$$

Hız azaltan sisteminin en yüksek giriş momenti 12025 Nm olarak hesaplanmıştır.

Şekil 4.3’da hız azaltan planet mekanizması çizgisel şema ile gösterilmiştir.



Şekil 4.3 Planet mekanizması [13]

- G , güneş dişli
- P , gezegen (planet) dişli
- C , çember (ring) dişli
- M_g , güneş dişli momenti
- M_p , gezegen (planet) dişli grubu momenti
- M_c , çember (ring) dişli momentini ifade etmektedir.

Hız azaltan sisteminde yer alan planet dişli tork artırım oranı 5.17’dir. Bu doğrultuda maksimum giriş momenti bilinen sistemde çember dişliye etkiyen moment M_c hesaplanacaktır.

$$M_p = i_{ha} \cdot M_g \quad (4.4)$$

$$M_p = M_g + M_c \quad (4.5)$$

$$M_c = M_g + M_c \quad (4.6)$$

MC değerini hesaplamak için denklem 4.5 ve denklem 4.6'den yararlanılarak denklem 4.7 elde edilir.

$$M_c = (i_{ha} - 1) \cdot M_g \quad (4.7)$$

$$M_c = (5,17 - 1) \cdot 12025 \quad (4.8)$$

$$M_c = 50144Nm \quad (4.9)$$

Moment denge hesabına göre planet dişli mekanizmasında yer alan çember dişliye etki edecek olan moment $50144Nm$ 'dir.

Sıkı geçme çalışmasında gövde ve çember dişlinin birbirine sıkı geçme işlemini incelemek amacı ile yukarıda hesaplanan $50144Nm$ moment sıkı geçme hesaplarında kullanılacaktır.

4.2 Burulma Momenti Hesaplaması

Sıkı geçme bağlantısında, burulma moment iletimini sağlayan temel mekanizma, temas yüzeylerinde oluşan sürtünme kuvvetidir. Sürtünme kuvveti, yüzeylere etkiyen normal kuvvet ve malzemeler arasındaki sürtünme katsayısı ile belirlenmektedir.

Sıkı geçme bağlantısında burulma moment iletiminde, burulma moment yalnızca kayma gerilimi oluşturur ve bağlantıdaki temas basıncını etkilememektedir. Bu nedenle, saf burulma moment yükü için tasarım kriteri, göreceli hareketi önleyecek kadar yüksek, ancak aynı parçalar üzerinde oluşacak olan gerilmelerin akma geriliminden düşük olduğu bir temas basıncına sahip olmaktır.

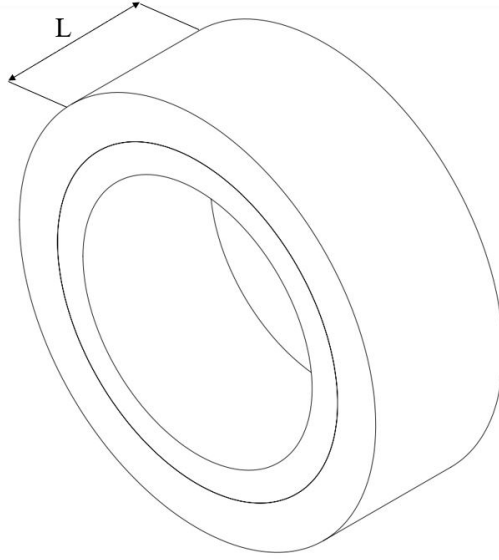
Temas basıncının boyutu, sürtünme yorulmasının önlenmesini sağlayacak şekilde ve sıkı geçme bağlantısından tam olarak faydalanmak için mümkün olduğunca yüksek olmalıdır.

Sıkı geçme bağlantısı ile moment iletimi sağlanabilmesi için yeterli sürtünme momentini oluşturabilecek bir yüzey basıncına ihtiyaç vardır. Denklem 4.10 de gösterildiği gibi bağlantıda oluşturulacak olan sürtünme momentinin iletilecek olan momentten daha büyük olması gereklidir.

$$M_s > M_c \quad (4.10)$$

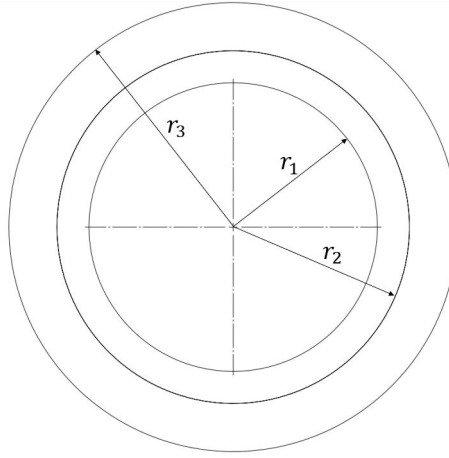
Yeterli sürtünme momentini elde edebilmek için ölçüleri belirli olan bir sıkı geçme bağlantısının bağlantı arayüzünde gerekli minimum basınç değerinin elde edilmesi gerekmektedir.

Şekil 4.4 ve şekil 4.5 de sıkı geçme hesapları yapılacak olan montajlanmış mil ve göbek parçalarının geometrik ölçü parametreleri gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Sıkı geçme bağlantı uzunluk gösterimi

Şekil 4.4 de yer alam L ölçüsü sıkı geçme arayüz mesafesini ifade etmektedir.



Şekil 4.5 Sıkı geçme bağlantı geometrik ölçüler

Şekil 4.5 de yer alam r_1 ölçüsü içi boş milin iç yarıçapıdır, r_2 gövde ve mil arasındaki temas yüzeyinin nominal yarıçapı, r_3 ise gövdenin dış yarıçapıdır.

Denklem 4.11 de sıkı geçme arayüz çapı ve sürtünme kuvvetinin çarpımı ile sürtünme moment değeri elde edilmektedir.

$$M_s = r_2 \cdot F_s \quad (4.11)$$

Denklem 4.12 de sıkı geçme arayüzüne etkiyen normal kuvvet ve sürtünme katsayısının çarpımı ile arayüzde oluşan sürtünme kuvveti değeri elde edilmektedir.

$$F_s = F_N \cdot \mu \quad (4.12)$$

Denklem 4.13 ve 4.14 de sıkı geçme arayüzünde mil ve göbek arasında gerçekleşen girişim nedeni ile oluşan minimum temas yüzey basıncı ve temas alanının çarpımı ile sıkı geçme arayüzüne etkiyen normal kuvvet elde edilmektedir.

$$F_N = p_{\min} \cdot A \quad (4.13)$$

$$F_N = p_{\min} \cdot \pi \cdot 2 \cdot r_2 \cdot L \quad (4.14)$$

Denklem 4.11, 4.12, 4.13 ve 4.14 birleştirilmesi ile sürtünme momentini belirleyen tüm parametreleri içeren denklem 4.15 elde edilir.

$$M_s = p_{\min} \cdot \pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2 \quad (4.15)$$

Denklem 4.15 eşitliği kullanılarak gerekli burulma momentinin iletilmesini sağlayacak olan minimum basınç değeri elde edilmektedir.

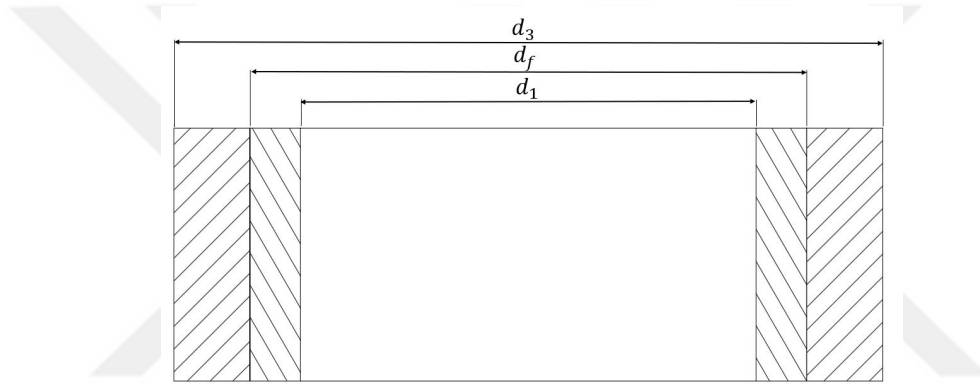
$$p_{\min} = \frac{M_s}{\pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2} \quad (4.16)$$

4.3 Lamé Denklemleri

Geleneksel olarak, sıkı geçme analizleri, düzlem gerilme varsayımına dayalı olarak Lamé denklemleri kullanılarak yapılmaktadır. Lamé denklemleri, kalın cidarlı silindirik veya küresel kaplarda iç ve dış basınç altında oluşan gerilme ve deformasyonları analiz etmek için kullanılan temel elastikiyet teorisi denklemleridir.

Lamé teorisi ile, sıkı geçme bağlantılarındaki parçalar üzerinde oluşan radyal ve teğetsel gerilmeler hesaplanmaktadır.

Şekil 4.6 de gösterildiği üzere d_3 gövdenin dış çapı, d_f gövde ve mil arasındaki temas yüzeyinin nominal çapı ve d_1 içi boş milin iç çapıdır.



Şekil 4.6 Sıkı geçme bağlantısı mil ve gövde çap ölçüleri

Çalışmada sıkı geçme parçalar arası yüzey basınçlarını elde etmek amacı ile aşağıda belirtilen Lamé denklemlerini kullanarak kalın duvarlı silindirler teorisine bağlı hesaplamalar gerçekleştirilecektir.

Hesaplamalarda kullanılacak olan gövde ve milin young modülleri ve poisson oranlarının sembolleri Tablo 4.3 da gösterilmiştir.

Tablo 4.3 Parametreler ve tanımlamalar

Parametreler	Tanımlamalar
E_i	Mil – Young modülü
E_d	Gövde – Young modülü
ν_i	Mil – Poisson oranı
ν_d	Gövde – Poisson oranı

Denklem 5.19 ve 4.18 de gösterilen c katsayıları, sıkı geçme bağlantısının elastik davranışını modellemek için kullanılır ve gövde ile mil arasındaki geometrik farkları dikkate alınır. c_i ve c_d katsayıları, mil ve gövde arasındaki girişim miktarı ve bunların etkisiyle oluşan deformasyon ve gerilim dağılımı üzerinde etkili olan bir parametreyi ifade etmektedir.

$$c_i = v_i + \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (4.17)$$

$$c_d = v_d + \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (4.18)$$

Denklem 4.19 de gösterilen e katsayısı sıkı geçme toleranslarına bağlı olarak ortaya çıkan gövde iç çapı ve mil dış çapı arasındaki ortalama girişim değerini ifade etmektedir.

$$e = 0.5 (\delta_{\min} + \delta_{\max}) \quad (4.19)$$

Denklem 4.20 de gösterilen $d_{\min}$, mil ve göbek arasındaki minimum sıkı geçme boşluğu değeridir. Denklem 4.21 de gösterilen $d_{\max}$, mil ve göbek arasındaki maksimum sıkı geçme boşluğu değeridir. Bu değerler sıkı geçme bağlantısı için belirlenen delik ve mil toleranslarına bağlı olarak hesaplanarak bulunmaktadır.

$$\delta_{\min} = d_{i\min} - d_{d\max} \quad (4.20)$$

$$\delta_{\max} = d_{i\max} - d_{d\min} \quad (4.21)$$

Denklem 4.22 de gösterilen p mil ve göbek arasındaki temas basıncı değeridir. Temas basıncı, sıkı geçme bağlantılarında iç ve dış parçaların yüzeyleri arasındaki temasın sonucu oluşan bir basınçtır. Bu basınç, sıkı geçmenin performansını belirleyen önemli bir parametredir. Temas basıncı, bağlantının mekanik dayanıklılığı, yük taşıma kapasitesi ve sürtünme kuvveti gibi kritik faktörleri etkilemektedir.

$$p = \frac{e}{d_f \left(\frac{c_d}{E_d} + \frac{c_i}{E_i} \right)} \quad (4.22)$$

Denklem 4.23 de ifade edilen d_f sıkı geçme bağlantısındaki mil ve gövdenin temas arayüz çapıdır. d_f , temas basıncını ve sıkı geçme bağlantısının gerilme davranışını doğrudan etkileyen bir parametredir. Sıkı geçme bağlantılarında bu değer temas yüzeyinin boyutlarını belirlemekte ve bağlantının mekanik performansında önemli bir rol oynar.

$$d_f = 2r_2 \quad (4.23)$$

Denklem 4.24 ve 4.25 de ifade edilen σ_t sıkı geçme bağlantılarında meydana gelen teğetsel gerilmeyi (hoop stress) temsil eder. Çember gerilmesi, bir dairesel parçanın çevresel doğrultuda maruz kaldığı gerilme olarak tanımlanır ve bu gerilme, sıkı geçme sonucu oluşan temas basıncı ile bağlantılıdır. Özellikle, mil ve göbek arasındaki sıkı geçme bağlantısı nedeniyle oluşan bu gerilme, bağlantının yüzeyinde elastik deformasyonlara neden olur ve bu deformasyonlar hem milin hem de göbeğin mukavemet performansı üzerinde doğrudan etkilidir.

Çember gerilmesi, sıkı geçme bağlantılarının mekanik davranışını anlamak için kritik bir parametredir. Bu gerilme, bağlantının taşıma kapasitesini belirlemede ve mil ile göbek arasındaki yük aktarımının verimliliğini değerlendirmede önemli bir rol oynar. Çember gerilmesinin büyüklüğü, sıkı geçme bağlantısında uygulanan temas basıncına (p) ve bağlantının geometrik boyutlarına bağlıdır. Çoğunlukla, göbek iç yüzeyinde çekme ($\sigma_t > 0$) gerilmeleri, mil dış yüzeyinde ise basma ($0 > \sigma_t$) gerilmeleri görülür. Bu durum, özellikle mil-göbek ayrılma riskinin veya yorulma sınırlarının değerlendirilmesi gerektiğinde önem arz eder.

Sıkı geçme bağlantılarında, çember gerilmesinin doğru bir şekilde hesaplanması, bağlantının güvenli ve uzun ömürlü bir şekilde çalışmasını sağlamak açısından hayati öneme sahiptir. Bu bağlamda, Lamé denklemleri veya sonlu elemanlar analizleri (SEA) gibi yöntemler kullanılarak, hem milin hem de göbeğin maruz kaldığı maksimum ve minimum çember gerilmeleri hesaplanabilir. Ayrıca, ember gerilmesinin malzeme dayanım sınırlarını aşmaması gerektiği için, bu gerilmelerin analizinde kullanılan malzemenin elastiklik modülü ve Poisson oranı gibi mekanik özellikler de hesaba katılır.

Mil malzemesi için (*i*) ve gövde malzemesi için (*d*) alt indisi kullanılmaktadır.

Denklem 4.24 de gövde üzerinde ortaya çıkan teğetsel gerilme hesaplanır.

$$\sigma_{t(d)} = p \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (4.24)$$

Denklem 4.25 de mil üzerinde ortaya çıkan teğetsel gerilme hesaplanır.

$$\sigma_{t(i)} = p \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (4.25)$$

SIKI GEÇME ARAYÜZ OPTİMİZASYONU

Sıkı geçme arayüz optimizasyonunda, tablo5.1 de belirtilen yarıçap parametreleri bağımsız değişkenler olarak ele alınacaktır. Bu geometrik parametrelerin sıkı geçme bağlantısı üzerinde yarattığı temas basıncı, teğetsel gerilme, girişim değeri ve ağırlık gibi bağımlı değişkenlere olan etkileri entropi yöntemiyle analiz edilecektir. Her bir yarıçap parametresinin bilgi içeriği hesaplanarak, bu parametrelerin optimizasyon sürecindeki ağırlıkları nesnel bir şekilde belirlenecektir.

Karar matrisinde optimizasyon parametre ağırlıkları kullanılarak, sıkı geçme bağlantısı için en uygun yarıçaplar seçilerek tasarım süreci yönlendirilecektir.

Tablo 5.1 Mil iç yarıçapı, sıkı geçme arayüz yarıçapı ve gövde dış yarıçapı

(r_1) [mm]	(r_2) [mm]	(r_3) [mm]
196	200	225
196	205	227,5
196	210	230
196	215	232,5
196	220	235

5.1 Alternatif Tasarımların Belirlenmesi

Sıkı Geçme Arayüz Yarıçapı (r_2) ve Gövde Dış Yarıçapı (r_3) bağımsız değişkenlerine göre x farklı alternatif tasarım ortaya çıkmaktadır. Alternatif tasarımların herbiri A_x indisi ile isimlendirilmiştir.

Tablo 5.2 İç ve dış yarıçap tablosu

		r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	A1	A6	A11	A16	A21
	205	A2	A7	A12	A17	A22
	210	A3	A8	A13	A18	A23
	215	A4	A9	A14	A19	A24
	220	A5	A10	A15	A20	A25

Tablo 5.2 de herbir alternatif tasarımının yarıçap değerleri gösterilmiştir. Tabloda yer alan alternatif tasarımların geometrik parametrelerine bağlı olarak herbir tasarımın sıkı geçme bağlantısı üzerinde farklı temas basıncı, teğetsel gerilme, girişim ve ağırlık değerleri ortaya çıkmaktadır. Alternatif tasarımlar üzerinden optimizasyon çalışması gerçekleştirilecektir.

5.2 Entropi Yöntemi ile Optimizasyon

Entropi yöntemi, çok kriterli karar verme süreçlerinde kriterlerin önemini belirlemek için kullanılan ve tamamen verilerin dağılımına dayanan bir tekniktir. Bu yöntem, bilgi teorisi prensiplerinden yararlanır ve temelde bir sistemdeki belirsizliği veya çeşitliliği ölçmeyi amaçlar. Karar verme sürecinde, her kriterin karar üzerindeki etkisini, yani önemini değerlendirmek için kullanılır. Eğer bir kriterin değerleri alternatifler arasında belirgin farklılıklar gösteriyorsa, bu kriterin bilgi içeriğinin yüksek olduğu ve dolayısıyla karar üzerindeki etkisinin büyük olduğu kabul edilir. Buna karşılık, eğer bir kriterin değerleri alternatifler arasında çok benzerse, bu kriterin bilgi katkısı düşük kabul edilir ve karar sürecindeki önemi de sınırlı olur.

Bu yöntemin temel mantığı, bir karar matrisindeki kriterlerin alternatifler üzerindeki dağılımını analiz eder ve bu dağılıma dayanarak her kriterin bilgi değerini hesaplar. Yöntemde, bir kriterin alternatifler arasında büyük farklılık göstermesi, bu kriterin karar sürecinde belirleyici olduğunu ifade eder. Ancak, tüm alternatiflerde hemen hemen aynı değere sahip bir kriterin karar üzerindeki etkisi sınırlıdır. Bu nedenle, entropi yöntemi verilerin çeşitliliğini doğrudan analiz ederek her bir kriterin göreceli önemini ortaya koyar.

Sonuç olarak, entropi yöntemi tamamen objektif bir şekilde kriterlerin ağırlıklarını hesaplar. Bu özelliği sayesinde, karar vericinin kişisel görüşlerinden bağımsızdır ve verilerdeki çeşitlilikten doğrudan yararlanır. Ancak, bazen subjektif tercihleri dikkate almak gerekebileceği için, entropi yöntemi diğer karar verme yöntemleriyle birleştirilerek daha kapsamlı sonuçlar elde edilebilir.

5.2.1 Karar Matrisi Oluşturulması

Entropi yönteminin uygulanabilmesi için öncelikle alternatiflerin, belirlenen kriterler doğrultusunda değerlendirildiği bir karar matrisi oluşturulması gerekmektedir. Karar matrisi, çok kriterli karar verme problemlerinin temel bileşenidir ve alternatiflerin performanslarını sayısal olarak ifade etmektedir. Karar matrisi, her bir alternatifin her bir kriter için sahip olduğu değerleri içeren bir tablodur ve denklem 5.1 ile ifade edilir.

$$X = [x_{ij}] \quad (i = 1, 2, \dots, m; j = 1, 2, \dots, n) \quad (5.1)$$

Denklem 5.1 de;

- X , karar matrisini,
- x_{ij} , i -inci alternatifin j -inci kriterine göre performans değerini,
- m , alternatif sayısını,
- n , kriter sayısını ifade eder.

Karar matrisi, bu çalışmada değerlendirilecek olan tüm alternatif tasarımların farklı kriterlere (ağırlık, güvenlik katsayısı, montaj kolaylığı vb.) göre ölçülen performans değerlerini içermektedir. Bu performans değerleri lame denklemlerinden ve diğer hesaplamalardan elde edilen verilerden oluşmaktadır.

Tablo 5.3 Örnek karar matrisi

Alternatif	$G_{t,d}$	$G_{t,i}$	W	e	$G_{r,d}$	$G_{r,i}$
A_1	x	x	x	x	x	x
A_2	x	x	x	x	x	x
...	...	...	...	...	...	...
A_{24}	x	x	x	x	x	x
A_{25}	x	x	x	x	x	x

5.2.2 Karar Matrisinin Normalizasyonu

Karar matrisinin oluşturulmasının ardından, alternatifler arasındaki performans değerlerinin karşılaştırılabilir hale getirilmesi için bir normalizasyon işlemi gereklidir. Karar matrisindeki kriterler genellikle farklı ölçü birimlerine sahip olduğundan, bu değerlerin bir ortak ölçeğe dönüştürülmesi gerekir. Normalizasyon işleminde, her bir kriter için alternatiflerin performans değerlerini, aynı ölçekte ifade ederek, kriterler arasındaki farklı birimlerin etkisini ortadan kaldırılmaktadır. Entropi yöntemi için kullanılan normalizasyon yöntemi sütun toplamına dayalı normalize etme yaklaşımıdır. Bu yöntemde, her bir hücredeki değer (performans ölçütü), ilgili kriter sütununun toplam değerine bölünür. Böylece, her bir kriterin alternatifler üzerindeki toplam katkısı 1 olacak şekilde normalize edilir. Normalizasyon işlemi denklem 5.23 ile gösterilmiştir.

$$p_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sum_{i=1}^m x_{ij}} \quad (5.2)$$

Denklem 5.23 de;

- p_{ij} , normalizasyon sonrası i -inci alternatifin j -inci kriter için normalize edilmiş değerini ifade eder.
- x_{ij} , karar matrisindeki orijinal performans değerini ifade eder.
- $\sum_{i=1}^m x_{ij}$, ilgili kriter sütununun toplam değeridir.

Bu yöntem, kriterlerin toplam performans içindeki göreceli önemini değerlendirmemize olanak tanır. Normalizasyon sonucunda elde edilen değerler, her bir kriter için 0 ile 1 arasında olacak şekilde normalize edilir ve her bir sütunun toplamı 1 olur.

Performans değerlerinden küçük değerlerin tercih sebebi olan durumlar için, sütundaki maksimum değer üzerinden tersine çevirme uygulanır. Ancak entropi yönteminde sütun toplamına dayalı normalizasyon için denklem 5.24 kullanılır.

$$p_{ij} = \frac{\max(x_{ij}) - x_{ij}}{\sum_{i=1}^m (\max(x_{ij}) - x_{ij})} \quad (5.3)$$

5.2.3 Entropi Değerlerinin Hesaplanması

Karar matrisinin normalizasyonunun ardından, entropi yöntemi kapsamında her bir kriterin entropi değeri hesaplanır. Entropi değeri, o kriterin bilgi içeriğini, yani alternatifler arasındaki farklılık düzeyini temsil eder. Bir kriterin entropi değeri ne kadar düşükse, bu kriterin alternatifler arasında daha fazla çeşitlilik sunduğu ve dolayısıyla karar üzerindeki etkisinin daha büyük olduğu kabul edilir. Tersine, entropi değeri yüksek olan bir kriterin, alternatifler arasındaki çeşitliliği sınırlı olduğundan karar üzerindeki etkisinin düşük olduğu düşünülür. Entropi hesaplama süreci, kriterlerin normalize edilmiş değerleri (p_{ij}) üzerinden gerçekleştirilir. Normalleştirilmiş karar matrisindeki her bir hücrenin, ilgili kriterin toplam belirsizlik seviyesine (entropisine) katkısı denklem 5.25 ile hesaplanır.

$$e_j = -k \sum_{i=1}^m (p_{ij} \cdot \ln(p_{ij})) \quad (5.4)$$

$$k = \frac{1}{\ln(m)} \quad (5.5)$$

Denklem 5.25 de;

- e_j : j -inci kriterin entropi değerini ifade eder.
- p_{ij} : i -inci alternatifin j -inci kriter için normalize edilmiş değeridir.
- m : Alternatif sayısını ifade eder.
- k : Normalize edici bir sabittir ve denklem 5.26 ile hesaplanır. Bu sabit, entropi değerlerini 0 ile 1 arasında normalize etmek için kullanılır.

Entropi yöntemiyle hesaplanan e_j değerleri, her bir kriterin karar sürecine sağladığı bilgi miktarını ifade etmektedir. Eğer bir kriterin entropi değeri yüksekse, bu kriterin alternatifler arasında anlamlı bir ayrım yaratmadığı, dolayısıyla karar üzerindeki etkisinin düşük olduğu anlamına gelmektedir. Entropi değeri düşük olan kriterler ise, alternatifler arasındaki farklılıkları daha belirgin hale getirir ve karar sürecinde daha belirleyici bir rol oynar.

5.2.4 Kriter Ağırlıklarının Belirlenmesi

Entropi yöntemi kapsamında kriterlerin bilgi içeriği, yani entropi değerleri belirlendikten sonra, bu değerler kullanılarak kriter ağırlıkları hesaplanır. Bu aşama, karar verme sürecinde her bir kriterin göreceli önemini ortaya konulmasını sağlar. Entropi yöntemi, kriter ağırlıklarını tamamen objektif bir şekilde, kriterlerin alternatifler arasındaki veri dağılımına dayanarak hesaplar. Böylece, karar vericinin sübjektif yargılarından bağımsız bir değerlendirme yapılır.

Kriter ağırlıkları hesaplanırken temel alınan ilke şudur: Bir kriterin entropi değeri ne kadar düşükse, bu kriter alternatifler arasında daha fazla çeşitlilik yaratır ve karar sürecine daha fazla katkı sağlar. Buna karşılık, entropi değeri yüksek olan kriterler, alternatifler arasındaki farklılıkları sınırlı şekilde ifade eder ve karar sürecindeki önemi daha azdır. Bu doğrultuda, kriter ağırlıkları denklem 5.27 ile hesaplanır.

$$w_j = \frac{1 - e_j}{\sum_{j=1}^n (1 - e_j)} \quad (5.6)$$

Denklem 5.27 de;

- w_j : j -inci kriterin ağırlığını ifade eder.
- e_j : j -inci kriterin entropi değeridir.
- $1 - e_j$: j -inci kriterin toplam bilgi katkısını temsil eder.
- $\sum_{j=1}^n (1 - e_j)$: Tüm kriterlerin toplam bilgi katkısını ifade eder.

Denklem 5.28, her kriterin bilgi faydasını toplam bilgi faydasına oranlayarak kriterlerin göreceli önemini ortaya koyar. Böylece, her bir kriterin ağırlığı normalize edilmiş bir şekilde hesaplanır ve ağırlıkların toplamı 1 olur.

5.2.5 Alternatiflerin Skorlarının Hesaplanması

Entropi yöntemi ile kriter ağırlıkları belirlendikten sonra, bu ağırlıklar kullanılarak her bir alternatifin toplam performans skoru hesaplanır. Bu adım, karar verme sürecinin nihai aşamasıdır ve alternatiflerin kriterlere göre toplamda ne kadar iyi performans gösterdiğini ortaya koyar. Alternatiflerin skorlarının hesaplanması, normalize edilmiş karar matrisi ile kriter ağırlıklarının birleştirilmesiyle gerçekleştirilir. Her bir alternatifin skoru, ilgili alternatifin her bir kriter için normalize edilmiş değeri (p_{ij}) ile o kriterin ağırlığının (w_j) çarpılması ve elde edilen değerlerin toplanmasıyla bulunur. Skor denklem 5.28 ile hesaplanır.

$$S_i = \sum_{j=1}^n w_j \cdot p_{ij} \quad (5.7)$$

Denklem 5.28 de;

- S_i : i -inci alternatifin toplam skorunu ifade eder.
- w_j : j -inci kriterin ağırlığını ifade eder.
- $p_{i,j}$: i -inci alternatifin j -inci kriter için normalize edilmiş değeridir.
- n : Kriter sayısını ifade eder.

Bu hesaplama, alternatiflerin her bir kriterdeki performansını, kriterin karar üzerindeki önemine göre ağırlıklandırır. Böylece, alternatiflerin genel performansı belirlenir ve sıralama yapılabilir. Alternatiflerin skoru ne kadar yüksekse, o alternatifin karar verme sürecinde tercih edilme olasılığı da o kadar yüksek olur.

5.3 Hesaplar

Sıkı geçme uygulamasında iletilmesi gereken minimum burulma momenti miktarı 33483 Nm'dir. Bu ister doğrultusunda tablo 5.1 de yer alan her bir sıkı geçme arayüz yarıçapı (r_2) için minimum temas yüzeyi basınç değeri hesaplanacaktır. Elde edilen minimum basınç değerleri, alternatif tasarımların mukavemet ve girişim değer hesaplamalarında kullanılacaktır.

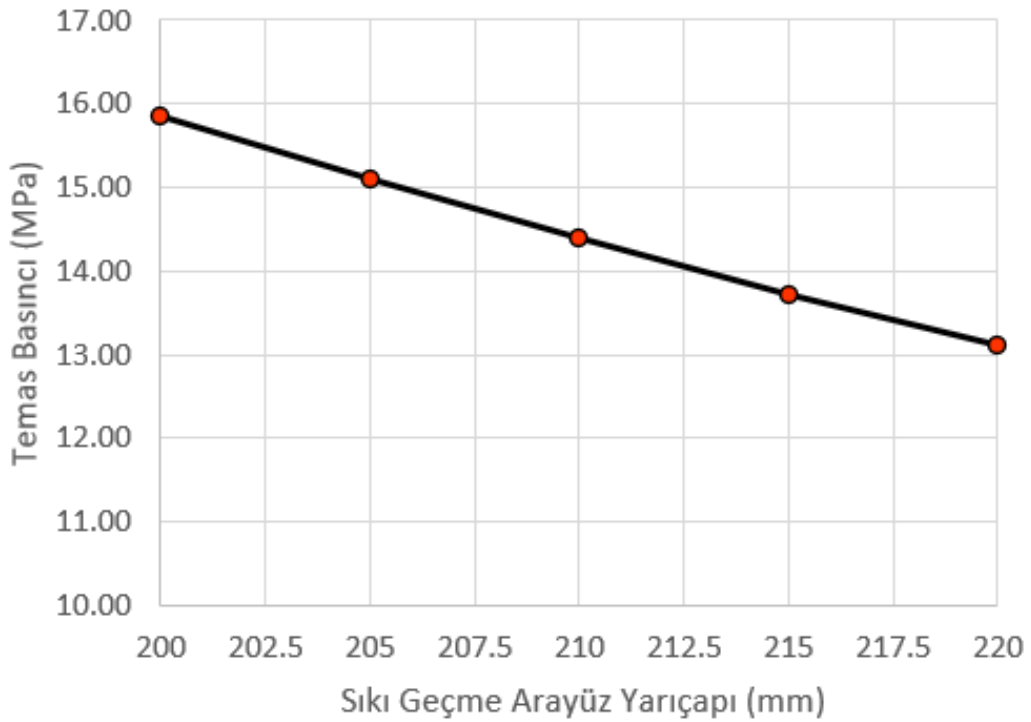
Denklem 5.8 ile minimum basınç değeri elde edilmektedir.

$$p_{\min} = \frac{M_s}{\pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2} \quad (5.8)$$

Hesaba bir güvenlik katsayısı eklenmesi ile denklem 6.4 elde edilir.

$$p_{\min} = \frac{M_s \cdot G_f}{\pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2} \quad (5.9)$$

Denklem 6.4 vasıtası ile her bir sıkı geçme yarıçapı için elde edilen temas basınç değerleri Şekil 5.1 de gösterilmiştir.



Şekil 5.1 Sıkı geçme arayüz yarıçapı vs temas basıncı grafiği

5.3.1 Kriter Hesaplamaları

5.3.1.1 Gövde Teğetsel Gerilme Güvenlik Faktörü

Sıkı geçme uygulamasında gövdeye etkiyen teğetsel gerilme değerleri 5.1 de yer alan her bir sıkı geçme arayüz yarıçapı (r_2) ve gövde dış çapı (r_3) için teğetsel gerilme değeri hesaplanacaktır.

Denklem 6.14 ile gövde için teğetsel gerilme elde edilmektedir.

$$\sigma_{t(d)} = p \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (5.10)$$

Denklem 6.14 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan teğetsel gerilme değerleri tablo 5.4 de gösterilmiştir.

Tablo 5.4 Gövde teğetsel gerilme değerleri

Gövde Teğetsel Gerilme (MPa)						
		r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	135.28	123.79	114.22	106.13	99.20
	205	162.63	145.48	131.77	120.56	111.22
	210	208.84	180.11	158.57	141.82	128.44
	215	302.09	243.11	203.81	175.74	154.70
	220	583.36	391.15	295.07	237.43	199.01

Denklem 5.11 ile sıkı geçme uygulamasında gövdeye etkiyen teğetsel gerilmelere göre hesaplanan emniyet faktörü hesaplanacaktır.

$$G_f = \frac{\sigma_y}{\sigma_t} \quad (5.11)$$

Denklem 5.11 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan gövde teğetsel gerilme güvenlik faktörü değerleri tablo 5.5 de gösterilmiştir.

Tablo 5.5 Gövde teğetsel gerilme güvenlik faktörü değerleri

Gövde Teğetsel Gerilme Güvenlik Faktörü						
		r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	4.44	4.85	5.25	5.65	6.05
	205	3.69	4.12	4.55	4.98	5.39
	210	2.87	3.33	3.78	4.23	4.67
	215	1.99	2.47	2.94	3.41	3.88
	220	1.03	1.53	2.03	2.53	3.01

5.3.1.2 Mil Teğetsel Gerilme Güvenlik Faktörü

Sıkı geçme uygulamasında mile etkiyen teğetsel gerilme değerleri 5.1 de yer alan her bir sıkı geçme arayüz yarıçapı (r_2) ve gövde dış çapı (r_3) için teğetsel gerilme değeri hesaplanacaktır.

Denklem 5.12 ile mil için teğetsel gerilme elde edilmektedir.

$$\sigma_{t(i)} = p \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (5.12)$$

Denklem 5.12 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan teğetsel gerilme değerleri tablo 5.6 de gösterilmiştir.

Tablo 5.6 Mil teğetsel gerilme değerleri

Mil Teğetsel Gerilme Değeri (MPa)						
		r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	785.16	785.16	785.16	785.16	785.16
	205	336.47	336.47	336.47	336.47	336.47
	210	208.84	208.84	208.84	208.84	208.84
	215	148.76	148.76	148.76	148.76	148.76
	220	113.98	113.98	113.98	113.98	113.98

Denklem 5.13 ile sıkı geçme uygulamasında gövdeye etkiyen teğetsel gerilmelere göre hesaplanan emniyet faktörü hesaplanacaktır.

$$G_f = \frac{\sigma_y}{\sigma_t} \quad (5.13)$$

Denklem 5.13 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan gövde teğetsel gerilme güvenlik faktörü değerleri tablo 5.7 de gösterilmiştir.

Tablo 5.7 Mil teğetsel gerilme güvenlik faktörü değerleri

Mil Teğetsel Gerilme Güvenlik Faktörü						
		r_3				
		225.00	227.50	230.00	232.50	235.00
r_2	200.00	0.96	0.96	0.96	0.96	0.96
	205.00	2.23	2.23	2.23	2.23	2.23
	210.00	3.59	3.59	3.59	3.59	3.59
	215.00	5.04	5.04	5.04	5.04	5.04
	220.00	6.58	6.58	6.58	6.58	6.58

5.3.1.3 Gövde Radyal Gerilme Güvenlik Faktörü

Sıkı geçme uygulamasında gövdeye etkiyen radyal gerilme değerleri 5.1 de yer alan her bir sıkı geçme arayüz yarıçapı (r_2) ve gövde dış çapı (r_3) için radyal gerilme değeri hesaplanacaktır.

$$\sigma_{r(d)} = p = \frac{M_s \cdot G_f}{\pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2} \quad (5.14)$$

Denklem 5.14 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan radyal gerilme değerleri tablo 5.8 de gösterilmiştir.

Tablo 5.8 Gövde radyal gerilme değerleri

Radyal Gerilme Gövde (MPa)						
		r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	15.86	15.86	15.86	15.86	15.86
	205	15.10	15.10	15.10	15.10	15.10
	210	14.39	14.39	14.39	14.39	14.39
	215	13.72	13.72	13.72	13.72	13.72
	220	13.11	13.11	13.11	13.11	13.11

Denklem 5.15 ile sıkı geçme uygulamasında gövdeye etkiyen teğetsel gerilmelere göre hesaplanan emniyet faktörü hesaplanacaktır.

$$G_f = \frac{\sigma_y}{\sigma_r} \quad (5.15)$$

Denklem 5.15 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan gövde radyal gerilme güvenlik faktörü değerleri tablo 5.9 de gösterilmiştir.

Tablo 5.9 Gövde radyal gerilme güvenlik faktörü değerleri

Gövde Radyal Gerilme Güvenlik Faktörü						
		r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	37.83	37.83	37.83	37.83	37.83
	205	39.75	39.75	39.75	39.75	39.75
	210	41.71	41.71	41.71	41.71	41.71
	215	43.72	43.72	43.72	43.72	43.72
	220	45.77	45.77	45.77	45.77	45.77

5.3.1.4 Mil Radyal Gerilme Güvenlik Faktörü

Sıkı geçme uygulamasında mile etkiyen radyal gerilme değerleri 5.1 de yer alan her bir sıkı geçme arayüz yarıçapı (r_2) ve gövde dış çapı (r_3) için radyal gerilme değeri hesaplanacaktır.

$$\sigma_{r(i)} = p = \frac{M_s \cdot G_f}{\pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2} \quad (5.16)$$

Denklem 5.16 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan radyal gerilme değerleri tablo 5.10 de gösterilmiştir.

Tablo 5.10 Mil radyal gerilme değerleri

Mil Radyal Gerilme (MPa)						
		Dış Yarıçap r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	15.86	15.86	15.86	15.86	15.86
	205	15.10	15.10	15.10	15.10	15.10
	210	14.39	14.39	14.39	14.39	14.39
	215	13.72	13.72	13.72	13.72	13.72
	220	13.11	13.11	13.11	13.11	13.11

Denklem 5.17 ile sıkı geçme uygulamasında mile etkiyen teğetsel gerilmelere göre hesaplanan emniyet faktörü hesaplanacaktır.

$$G_f = \frac{\sigma_y}{\sigma_r} \quad (5.17)$$

Denklem 5.15 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan gövde radyal gerilme güvenlik faktörü değerleri tablo 5.11 de gösterilmiştir.

Tablo 5.11 Mil radyal gerilme güvenlik faktörü değerleri

Mil Radyal Gerilme Güvenlik Faktörü						
		Dış Yarıçap r_3				
		225	227.5	230	232.5	235
r_2	200	56.75	56.75	56.75	56.75	56.75
	205	59.62	59.62	59.62	59.62	59.62
	210	62.56	62.56	62.56	62.56	62.56
	215	65.58	65.58	65.58	65.58	65.58
	220	68.66	68.66	68.66	68.66	68.66

5.3.1.5 Ağırlık

Sıkı geçme uygulamasında 5.1 de yer alan her bir sıkı geçme arayüz yarıçapı (r_2) ve gövde dış çapı (r_3) için toplam ağırlık hesaplanacaktır.

Denklem 5.18 ile her bir alternatif tasarımın toplam ağırlığı hesaplanacaktır.

$$W = (\pi \cdot \rho_d \cdot (r_3^2 - r_2^2) \cdot L) + (\pi \cdot \rho_i \cdot (r_2^2 - r_1^2) \cdot L) \quad (5.18)$$

Denklem 5.18 vasıtası ile herbir alternatif için hesaplanan toplam ağırlık değerleri tablo 5.12 de gösterilmiştir.

Tablo 5.12 Ağırlık değerleri

Toplam Ağırlık (kg)						
		r_3				
		225.00	227.50	230.00	232.50	235.00
r_2	200.00	24.85	27.12	29.41	31.73	34.08
	205.00	25.27	27.55	29.84	32.16	34.51
	210.00	25.71	27.99	30.28	32.60	34.95
	215.00	26.17	28.44	30.73	33.05	35.40
	220.00	26.63	28.90	31.19	33.51	35.86

5.3.1.6 Montaj Kolaylığı

Sıkı geçme uygulamasında tablo 5.1 de yer alan her bir sıkı geçme arayüz yarıçapı (r_2), gövde dış çapı (r_3) ve çalışmada sabit bir değer olan mil iç yarıçapı (r_1) gövde ve mil için elastik deformasyon katsayılarının hesaplanmasında kullanılacaktır.

Denklem 5.19 ve ile denklem 5.20 ile sıkı geçme uygulamasında mil ve gövdenin elastik deformasyon katsayıları hesaplanacaktır.

$$c_i = v_i + \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (5.19)$$

$$c_d = v_d + \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (5.20)$$

Şekil 5.1 de yer alan temas basıncı sonuçlarına göre ve tablo 5.1 da yer alan bağımsız değişkenler kullanılarak her bir alternatif tasarım gerekli minimum temas basıncını sağlayabilecek minimum girişim değerleri denklem 6.9 ile hesaplanacaktır.

$$e_{\min} = d_f \left(\frac{c_d}{E_d} + \frac{c_i}{E_i} \right) \cdot p_{\min} \quad (5.21)$$

Tablo 5.13 Minimum girişim değerleri

Minimum Girişim Değeri (mm)						
		r_3				
		225.00	227.50	230.00	232.50	235.00
r_2	200.00	0.65	0.63	0.62	0.60	0.59
	205.00	0.66	0.63	0.61	0.59	0.57
	210.00	0.70	0.65	0.62	0.59	0.56
	215.00	0.82	0.73	0.66	0.61	0.58
	220.00	1.27	0.95	0.79	0.69	0.62

Montaj işlemi öncesinde milin sıcaklığı oda sıcaklığında sabit tutulup, gövde parçası ise ısıtılıp çapsal olarak genleşmesi sağlanıp her iki parçanın birbirine monte edilebilir duruma getirilmesi öngörülmektedir. Girişim değerinin yüksek bir değerde olması montaj öncesi iki parça arasındaki sıcaklık farkını daha yüksek bir seviyeye getirme gereksinimini zorunlu kılmaktadır. Bu nedenle girişimin en düşük olduğu durum montaj kolaylığı açısından en iyi senaryo olarak değerlendirilmektedir. Girişimin en yüksek olduğu değer ise montaj kolaylığı açısından en kötü senaryo olarak değerlendirilmektedir.

Denklem 5.22 ile birim genleşme değeri için gövdenin sıcaklığının ne kadar yükseltilmesi gerektiği hesaplanmaktadır. Denklemde ;

- ΔT : Sıcaklık değişimi ($^{\circ}\text{C}$).
- δ : Genleşme miktarı (mm).
- d_2 : Sıkı geçme arayüz çapı başlangıç çapı (mm). Isıtma işlemi öncesi nominal çap.
- α_d : Gövdenin lineer genleşme katsayısı ($1/^{\circ}\text{C}$ cinsinden). Bu katsayı, malzemenin birim uzunluğunun bir derece sıcaklık artışıyla ne kadar uzayacağını göstermektedir.

$$\Delta T_d = \frac{\delta}{d_0 \cdot \alpha_d} \quad (5.22)$$

Denklem 5.22 ve ile denklem ile sıkı geçme uygulamasında farklı alternatif tasarımların monte edilebilmesi için gerekli sıcaklık farkı hesaplanmıştır.

Tablo 5.14 de montaj için gerekli sıcaklık farkı gösterilmiştir.

Tablo 5.14 Montaj sıcaklık farkı değerleri

Montaj Sıcaklık Farkı ($^{\circ}\text{C}$)						
		r_3				
		225.00	227.50	230.00	232.50	235.00
r_2	200.00	162.72	157.90	153.89	150.50	147.60
	205.00	160.29	153.28	147.67	143.09	139.27
	210.00	166.57	155.11	146.51	139.83	134.49
	215.00	191.82	168.83	153.51	142.57	134.36
	220.00	288.31	215.09	178.49	156.53	141.89

5.3.2 Entropi Yönetmi ile Hesaplamalar

Çalışmada, kriter hesaplamaları bir önceki bölümde detaylı şekilde yapılmıştır. Bu bölümde her bir alternatif tasarım için elde edilen farklı kriter değerlerinin entropi yöntemi yardımı ile optimizasyon işlemi gerçekleştirilecektir.

Tablo 5.15 de 25 farklı alternatif tasarım için için kriterler ve kriter değerleri bir karar matrisinden verilmiştir.

Tablo 5.15 de yer alan kriterler;

- G_t, d : Gövde Tegetsel Gerilme Güvenlik Faktörü
- G_t, i : Mil Tegetsel Gerilme Güvenlik Faktörü
- W : Ağırlık.
- M_k : Montaj Kolaylığı
- G_r, d : Gövde Radyal Gerilme Güvenlik Faktörü
- G_r, i : Mil Radyal Gerilme Güvenlik Faktörü

Tablo 5.15 Alternatifler ve parametre değerleri

Alternatif	$G_{t,d}$	$G_{t,i}$	W	M_k	$G_{r,d}$	$G_{r,i}$
A1	4.44	1.15	24.85	162.72	37.83	56.75
A2	3.69	2.67	25.27	160.29	39.75	59.62
A3	2.87	4.31	25.71	166.57	41.71	62.56
A4	1.99	6.05	26.17	191.82	43.72	65.58
A5	1.03	7.90	26.63	288.31	45.77	68.66
A6	4.85	1.15	27.12	157.90	37.83	56.75
A7	4.12	2.67	27.55	153.28	39.75	59.62
A8	3.33	4.31	27.99	155.11	41.71	62.56
A9	2.47	6.05	28.44	168.83	43.72	65.58
A10	1.53	7.90	28.90	215.09	45.77	68.66
A11	5.25	1.15	29.41	153.89	37.83	56.75
A12	4.55	2.67	29.84	147.67	39.75	59.62
A13	3.78	4.31	30.28	146.51	41.71	62.56
A14	2.94	6.05	30.73	153.51	43.72	65.58
A15	2.03	7.90	31.19	178.49	45.77	68.66
A16	5.65	1.15	31.73	150.50	37.83	56.75
A17	4.98	2.67	32.16	143.09	39.75	59.62
A18	4.23	4.31	32.60	139.83	41.71	62.56
A19	3.41	6.05	33.05	142.57	43.72	65.58
A20	2.53	7.90	33.51	156.53	45.77	68.66
A21	6.05	1.15	34.08	147.60	37.83	56.75
A22	5.39	2.67	34.51	139.27	39.75	59.62
A23	4.67	4.31	34.95	134.49	41.71	62.56
A24	3.88	6.05	35.40	134.36	43.72	65.58
A25	3.01	7.90	35.86	141.89	45.77	68.66

5.3.2.1 Normalizasyon Hesabı

Tablo 5.15 de verilen karar matrisindeki veriler, farklı ölçü birimlerine sahiptir. Bu neden ile kriterlerinin birbiri ile karşılaştırılabilmesi amacı ile bu kriterlere normalizasyon işlemi uygulanacaktır. Normalizasyon işlemi ile, her bir kriter objektif bir değerlendirme yapılabilecek ve birbiri ile kıyaslanabilir bir hale getirilmiş olacaktır.

Karar matrisinde büyük değerlerin tercih sebebi olduğu kriterlerde denklem 5.23 kullanılarak ilgili kriterler normalize edilir.

$$p_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sum_{i=1}^m x_{ij}} \quad (5.23)$$

Karar matrisinde küçük değerlerin tercih sebebi olduğu ağırlık gibi kriterlerde denklem 5.24 kullanılarak ilgili kriterler normalize edilir.

$$p_{ij} = \frac{\max(x_{ij}) - x_{ij}}{\sum_{i=1}^m (\max(x_{ij}) - x_{ij})} \quad (5.24)$$

Tablo 5.16 de denklem 5.23 ve denklem 5.24 kullanılarak hesaplanan normalizasyon sonuçları gösterilmektedir.

Tablo 5.16 Normalizasyon matrisi

Alternatif	$G_{t,d}$	$G_{t,i}$	W	M_k	$G_{r,d}$	$G_{r,i}$
A1	0.048	0.010	0.048	0.039	0.036	0.036
A2	0.040	0.024	0.047	0.039	0.038	0.038
A3	0.031	0.039	0.047	0.038	0.040	0.040
A4	0.021	0.055	0.046	0.033	0.042	0.042
A5	0.011	0.072	0.045	0.022	0.044	0.044
A6	0.052	0.010	0.044	0.040	0.036	0.036
A7	0.044	0.024	0.043	0.041	0.038	0.038
A8	0.036	0.039	0.043	0.040	0.040	0.040
A9	0.027	0.055	0.042	0.037	0.042	0.042
A10	0.017	0.072	0.041	0.029	0.044	0.044
A11	0.057	0.010	0.041	0.041	0.036	0.036
A12	0.049	0.024	0.040	0.043	0.038	0.038
A13	0.041	0.039	0.040	0.043	0.040	0.040
A14	0.032	0.055	0.039	0.041	0.042	0.042
A15	0.022	0.072	0.038	0.035	0.044	0.044
A16	0.061	0.010	0.038	0.042	0.036	0.036
A17	0.054	0.024	0.037	0.044	0.038	0.038
A18	0.046	0.039	0.037	0.045	0.040	0.040
A19	0.037	0.055	0.036	0.044	0.042	0.042
A20	0.027	0.072	0.036	0.040	0.044	0.044
A21	0.065	0.010	0.035	0.043	0.036	0.036
A22	0.058	0.024	0.035	0.045	0.038	0.038
A23	0.050	0.039	0.034	0.047	0.040	0.040
A24	0.042	0.055	0.034	0.047	0.042	0.042
A25	0.033	0.072	0.033	0.044	0.044	0.044

5.3.2.2 Entropi Değer Hesabı

Karar matrisinin normalizasyon işleminin ardından, normalizasyon matrisindeki kriterlerin entropi değeri hesaplanacaktır. Kriterlerin bilgi içeriğindeki çeşitlilik düzeyinin yüksek olması durumunda yüksek bir entropi, düşük bir çeşitlilik olması durumunda ise ilgili kriter için daha düşük bir entropi değeri elde edilmektedir.

Entropi hesaplaması denklem 5.25 vasıtası ile normalize edilmiş veriler üzerinden gerçekleştirilir ve her hücrenin toplam belirsizliğe katkısı belirlenir.

$$e_j = -k \sum_{i=1}^m (p_{ij} \cdot \ln(p_{ij})) \quad (5.25)$$

$$k = \frac{1}{\ln(m)} \quad (5.26)$$

Tablo 5.17 , kriterler için denklem 5.25 kullanılarak hesaplanan entropi değerleri gösterilmiştir.

Tablo 5.17 Kriterlerin normalleştirilmiş entropi değerleri

	$G_{t,d}$	$G_{t,i}$	W	M_k	$G_{r,d}$	$G_{r,i}$
E_j	0.9792	0.9507	0.9981	0.9968	0.9993	0.9993

5.3.2.3 Kriter Ağırlıklarının Hesabı

Entropi yöntemi ile kriterlerin entropi değerlerinin belirlenme işleminin ardından, entropi değerleri kullanılarak denklem 5.27 vasıtası ile kriter ağırlıkları belirlenecektir. Kriter ağırlıklarının belirlenmesi her bir kriterin optimizasyon sürecinde en iyi tasarım seçilmesi için kritik bir önem taşır.

Kriter ağırlıkları denklem 5.27 vasıtası ile hesaplanmış entropi değerlerinden yararlanılarak hesaplanır. Entropi değeri yüksek olan kriterler daha az çeşitlilik içerdiği için kriter ağırlığı daha düşük olacaktır. Entropi değeri düşük olan kriterlerde ise daha fazla çeşitlilik yer aldığı için kriter ağırlığı daha yüksek olacaktır.

$$w_j = \frac{1 - e_j}{\sum_{j=1}^n (1 - e_j)} \quad (5.27)$$

Tablo 5.18'de, kriterler için denklem 5.27 kullanılarak hesaplanan kriter ağırlık değerleri gösterilmiştir.

Tablo 5.18 Kriterlerin ağırlık değerleri (W_j)

	$G_{t,d}$	$G_{t,i}$	W	M_k	$G_{r,d}$	$G_{r,i}$
W_j	0.272	0.643	0.025	0.042	0.010	0.010

5.3.2.4 Optimize Alternatifin Belirlenmesi

Entropi yöntemi ile kriterler ağırlıkları belirlendikten sonra, elde edilen kriter ağırlıkları kullanılarak her bir alternatifin toplam performans skoru hesaplanacaktır. Bu hesap adımı ile normalize edilmiş karar matrisi ve kriter ağırlıklarının çarpılması ile en iyi skora sahip alternatif bulunacaktır.

Denklem 5.28 vasıtası ile tüm alternatiflerin skorları hesaplanır.

$$S_i = \sum_{j=1}^n w_j \cdot p_{ij} \quad (5.28)$$

Denklem 5.28 kullanılarak hesaplanan skor değerleri Tablo 5.19'de gösterilmiştir.

Tablo 5.19 Toplam skor tablosu

Alternatif	$G_{t,d}$	$G_{t,i}$	W	M_k	$G_{r,d}$	$G_{r,i}$	Toplam Skor
A1	0.0130	0.0067	0.0012	0.0016	0.0003	0.0003	0.0232
A2	0.0108	0.0156	0.0012	0.0017	0.0003	0.0003	0.0299
A3	0.0084	0.0251	0.0012	0.0016	0.0004	0.0004	0.0370
A4	0.0058	0.0352	0.0011	0.0014	0.0004	0.0004	0.0443
A5	0.0030	0.0460	0.0011	0.0009	0.0004	0.0004	0.0518
A6	0.0142	0.0067	0.0011	0.0017	0.0003	0.0003	0.0243
A7	0.0121	0.0156	0.0011	0.0017	0.0003	0.0003	0.0312
A8	0.0098	0.0251	0.0011	0.0017	0.0004	0.0004	0.0384
A9	0.0072	0.0352	0.0010	0.0016	0.0004	0.0004	0.0459
A10	0.0045	0.0460	0.0010	0.0012	0.0004	0.0004	0.0536
A11	0.0154	0.0067	0.0010	0.0017	0.0003	0.0003	0.0255
A12	0.0133	0.0156	0.0010	0.0018	0.0003	0.0003	0.0324
A13	0.0111	0.0251	0.0010	0.0018	0.0004	0.0004	0.0397
A14	0.0086	0.0352	0.0010	0.0017	0.0004	0.0004	0.0473
A15	0.0060	0.0460	0.0010	0.0015	0.0004	0.0004	0.0552
A16	0.0166	0.0067	0.0009	0.0018	0.0003	0.0003	0.0266
A17	0.0146	0.0156	0.0009	0.0018	0.0003	0.0003	0.0336
A18	0.0124	0.0251	0.0009	0.0019	0.0004	0.0004	0.0410
A19	0.0100	0.0352	0.0009	0.0019	0.0004	0.0004	0.0488
A20	0.0074	0.0460	0.0009	0.0017	0.0004	0.0004	0.0568
A21	0.0177	0.0067	0.0009	0.0018	0.0003	0.0003	0.0277
A22	0.0158	0.0156	0.0009	0.0019	0.0003	0.0003	0.0349
A23	0.0137	0.0251	0.0009	0.0020	0.0004	0.0004	0.0423
A24	0.0114	0.0352	0.0008	0.0020	0.0004	0.0004	0.0502
A25	0.0088	0.0460	0.0008	0.0019	0.0004	0.0004	0.0583

5.4 Sonuç

Çalışmanın bu bölümünde, sıkı geçme bağlantılı tasarımda karar matrisinin ve kriter ağırlıkları sonuçlara etkisi incelenmektedir. Tablo 5.18 de yer alan karar matrisindeki kriterlerden en ağırlığı en yüksek olan % 64'lük kriter ağırlığıyla "Mil Teğetsel gerilme güvenlik faktörü" olmuştur. Bu kriter, sıkı geçme yarıçapına bağlı olarak güvenlik faktörü verileri diğer kriterlere göre daha fazla değişkenlik gösterdiği için en yüksek kriter ağırlığı bu parametrede gerçekleşmiştir. Daha büyük bir sıkı geçme arayüz çapı ile orantılı olarak beklendiği gibi daha yüksek yarıçaplarda daha yüksek bir normalizasyon puanı alınmaktadır.

% 27.2 ile ikinci yüksek kriter ağırlığına sahip bir diğer parametre ise "gövde teğetsel gerilme güvenlik faktörü" olmuştur. Teğetsel gerilemeler sonuçlarda belirleyici kriterler olarak bahsedilebilir.

Montaj kolaylığı kriteri ise % 4.2 ile üçüncü önemli kriter olmuştur. Montaj kolaylığı üretim süreçlerinin hızlandırılmasında ve maliyet düşürmede etkili bir kriterdir. Kolay monte edilebilen bir yapı, hem maliyet hem de zaman açısından avantaj sağlar.

Ağırlık ve radyal gerilme kriterleri toplamda yaklaşık % 4.5'lik kriter ağırlığı mertebesinde etkide bulunarak optimizasyon aşamasında sonuçlara oldukça az etki etmiştir.

Kriterlerin entropi yöntemi ile objektif şekilde ağırlıklandırılması, tasarımda önceliklerin belirlenmesini kolaylaştırmaktadır. Hafiflik, güvenlik ve montaj kolaylığı arasında arasındaki denge sağlandığında, daha verimli bir ürün tasarımı mümkündür. Montaj kolaylığı ve radyal gerilme de birlikte değerlendirilerek üretim ve kullanım süreçleri iyileştirilebilir. Bu kriterler, tasarım kararlarının yönlendirilmesinde etkili bir yol haritası sunacaktır.

Sonuç olarak, karar matrisi, tasarım sürecini sistematik bir şekilde yönetmek için güçlü bir araçtır. Kriterlerin uyumlu bir şekilde değerlendirilmesi, daha güvenilir ve ekonomik bir tasarımın önünü açmaktadır.

Sonuç olarak entropi yöntemi ile optimizasyon çalışmasında toplam skor sonuçları incelendiğinde optimum tasarım olarak *Alternatif25* öne çıkmıştır. Alternatif 25'in sıkı geçme hesapları analitik ve sonlu elemanlar yöntemi ile gelecek bölümde detaylı şekilde incelenecektir.

6

ANALİTİK HESAPLAR

6.1 Sıkı Geçme Hesaplaması

Sıkı geçme uygulamasında iletilmesi gereken minimum burulma momenti miktarı 50144 Nm'dir. Entropi yönetmi ile optimizasyon hesapları sonucu Alternatif 25 (A_{25}) en uygun tasarım olarak belirlenmiştir. Bu doğrultuda tablo 6.1 da yer alan verilerden yararlanarak A_{25} için 50144 Nm burulma momenti iletim isterini sağlayabilecek gerekli minimum temas yüzeyi basınç değeri hesaplanacaktır. Elde edilen minimum basınç değeri doğrultusunda mil ve gövde arasında sıkı geçme bağlantı montajı sonrasında bu basıncı oluşturulabilmesi için ilgili tolerans değerleri incelenecektir.

Tablo 6.1 Alternatif tasarım 25 ölçüleri ve hesap parametreleri [21]

Parametreler	Tanımlamalar	Değer
r_1	Mil iç Yarıçapı	196 mm
r_2	Sıkı Geçme Arayüz Yarıçapı	220 mm
r_3	Gövde Dış Yarıçapı	235 mm
L	Mil – Gövde Geçme Uzunluğu	90 mm
G_f	Güvenlik Faktörü	1.5
μ	Sürtünme Katsayısı	0.21

Denklem 6.1 ile minimum basınç değeri elde edilmektedir.

$$p_{\min} = \frac{M_s}{\pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2} \quad (6.1)$$

Hesaba bir güvenlik katsayısı eklenmesi ile denklem 6.2 elde edilir.

$$p_{\min} = \frac{M_s \cdot G_f}{\pi \cdot 2 \cdot L \cdot \mu \cdot r_2^2} \quad (6.2)$$

Tablo 6.1 de verilen parametreler doğrultusunda sıkı geçme temas yüzeyi basınç hesabı analitik olarak yapılmıştır.

$$p_{\min} = \frac{50144 \cdot 1.5}{\pi \cdot 2 \cdot 90 \cdot 0.21 \cdot 220^2} \quad (6.3)$$

$$p_{\min} = 13.1 \text{ MPa} \quad (6.4)$$

Maksimum burulma momenti durumunda emniyetli şekilde sıkı geçme bağlantısının işlevini yerine getirebilmesi için denklem 6.4 de elde edilen minimum basınç değeri ($p_{\min}$) sıkı geçme arayüzünde sağlanmalıdır.

6.2 Geçme Toleranslarının Belirlenmesi

Sıkı geçme moment iletimini sağlayacak gerekli temas basıncının oluşturulması için uygun bir geçme toleransı seçilmelidir. Bu doğrultuda Lamé denklemlerini kullanarak temas 13.1 MPa basıncını oluşturacak olan girişim değeri hesaplanacaktır.

Mil ve gövde malzeme özellikleri Tablo 6.2 de verilmiştir.

Tablo 6.2 Mil ve Gövde Malzemesi Özellikleri [22] [23]

Özellik	Mil Malzemesi (17NiCrMo6-4)	Gövde Malzemesi (EN-GJS-900-8)
Yoğunluk	7.85 g/cm ³	7.1 g/cm ³
Elastisite Modülü (E)	210,000 MPa	170,000 MPa
Poisson Oranı (ν)	0.3	0.275
Akma Gerilmesi	900 MPa	600 MPa
Kopma Gerilmesi	1080 MPa	785 MPa

15.7 Mpa temas basıncını sağlayacak e girişim değerinin bulunması için sırası ile Lamé denklemleri kullanılacaktır.

Öncelikle geometrik ölçüler ve malzeme özelliklerine bağlı olarak c katsayıları hesaplanmıştır.

$$c_d = v_d + \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (6.5)$$

Gövdenin elastik deformasyon katsayısı c_d denklem 6.6 ile bulunmuştur.

$$c_d = \frac{235^2 + 220^2}{235^2 - 220^2} + 0.275 = 15.46 \quad (6.6)$$

$$c_i = \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} - v_i \quad (6.7)$$

Gövdenin elastik deformasyon katsayısı c_i denklem 6.8 ile bulunmuştur.

$$c_i = \frac{220^2 + 196^2}{220^2 - 196^2} - 0.3 = 8.4 \quad (6.8)$$

Gerekli temas basıncını belirlemek için Denklem 6.9 kullanılarak oluşturulması

gereken girişim miktarı Tablo 6.2 ve deki veriler ve sonuçlardan faydalanılarak hesaplanmıştır.

$$e_{\min} = d_f \left(\frac{c_d}{E_d} + \frac{c_i}{E_i} \right) \cdot p_{\min} \quad (6.9)$$

$$440 \left(\frac{15.46}{170,000} + \frac{8.4}{210,000} \right) \cdot 13.1 = 0.65 \text{ mm} \quad (6.10)$$

Denklem 6.10 de yapılan hesaplamada gerekli sıkı geçme yüzey basıncını elde edebilmek için geçme çapında minimum 0,62 mm girişim sağlanması gerektiği hesaplanmıştır.

Sıkı geçme tasarımında 0,62mm girişim değerini karşılamak amacıyla, nominal çapı 440mm olan mil ve göbek bağlantısında kullanılabilecek tolerans sınıfları detaylı bir şekilde incelenmiş ve V7/p6 toleranslarının bu gereksinimi karşıladığı tespit edilmiştir. Söz konusu tolerans sınıfları, ISO 286 standardına uygun olarak, hem gereken minimum girişimi hem de bağlantının mekanik dayanımını sağlayacak şekilde seçilmiştir. Tolerans sınıfları ve hedeflenen girişim miktarının uyumu, Tablo 6.3 de detaylı olarak sunulmuştur.

Tablo 6.3 Delik ve mil toleransları

Parametre	V6 (Delik)	p6 (Mil)
Nominal Çap (mm)	440	440
Üst Tolerans	-0.582	0.108
Alt Tolerans	-0.622	0.068
Minimum Malzeme Durumu	439.418	440.068
Maksimum Malzeme Durumu	439.378	440.108
$\delta_{\max}$	0.730	
$\delta_{\min}$	0.650	

Bu seçimle birlikte, bağlantının mukavemet gereksinimlerini karşılayıp karşılamadığı ve seçilen girişim değerinin malzeme sınırları içerisinde kalıp kalmadığı, ilerleyen bölümlerde gerçekleştirilecek mukavemet hesapları ile doğrulanacaktır. Mukavemet analizleri, yüzey basıncı, teğetsel gerilme (hoop stress) ve elastik deformasyon gibi kritik parametreler dikkate alınarak yapılacaktır.

6.3 Mukavemet Hesapları

Sıkı geçme bağlantılarında yüzey basıncı hesabı, bağlantının güvenilirliğini ve dayanımını en zorlu koşullarda dahi sağlamak amacıyla geçme durumundaki istatistiksel karşılaşılabilecek en yüksek radyal girişim durumuna göre yapılır. Bu yaklaşım, mil ve göbek arasındaki en büyük girişim durumunda oluşan maksimum temas basıncının hesaplanmasını ve bağlantının bu basınca dayanabilecek şekilde tasarlanmasını sağlar. Maksimum girişim, denklem x de gösterildiği gibi milin tolerans aralığındaki üst sınır değeri ile göbeğin tolerans aralığındaki alt sınır değeri arasındaki fark olarak tanımlanır.

$$e_{\text{maks}} = \delta_{\text{maks}} \quad (6.11)$$

Sıkı geçme bağlantılarında yüksek moment iletilmesi gereken söz konusu çalışmada kritik bu durum kritik önem taşımaktadır. Maksimum girişime göre yapılan yüzey basıncı hesaplamaları, bağlantının tüm çalışma koşullarında malzeme sınırları içerisinde kalarak güvenle işlevini yerine getirmesini sağlamasını sağlamalıdır. Ayrıca, bu yaklaşım sayesinde, söz konusu çalışmadaki bağlantıda meydana gelebilecek elastik deformasyonlar, malzeme mukavemet sınırları ve yüzeyde oluşabilecek potansiyel plastik deformasyon riskleri kapsamlı bir şekilde değerlendirilmiş olur.

Bu tür bir hesaplama, sıkı geçme bağlantısının uzun ömürlü ve güvenli bir şekilde çalışmasını temin etmek için tasarım süreçlerinin vazgeçilmez bir parçasıdır. Hesaplamalar sonucunda elde edilen yüzey basıncı değerleri, bağlantının taşıma kapasitesini belirlemek ve gerekli optimizasyonları yapmak için temel bir veri sağlayacaktır.

Maksimum girişim değerine göre maksimum yüzey basıncı denklem 6.14 de hesaplanmıştır. Maksimum yüzey basınç değeri 12.9 Mpa bulunmuştur.

$$p_{\text{maks}} = \frac{e_{\text{maks}}}{d_f \left(\frac{c_d}{E_d} + \frac{c_i}{E_i} \right)} \quad (6.12)$$

$$p_{\text{maks}} = \frac{0.730}{440 \cdot \left(\frac{10.49}{170,000} + \frac{8.4}{210,000} \right)} \quad (6.13)$$

$$p_{\text{maks}} = 15.7 \text{ MPa} \quad (6.14)$$

Maksimum girişim durumunda sıkı geçme çapındaki 6.14 denkleminde maksimum basınç değeri bulunmuştur. Bu hesaplamada, mil ve göbek arasındaki maksimum temas basıncına göre mil ve gövdeye etkileyen maksimum teğetsel gerilmeleri hesaplanacaktır. Girişim, temas basıncını etkileyerek, teğetsel gerilmesi ve yük iletim kapasitesinin belirlenmesinde önemli bir rol oynar. Hesaplamalar sonucunda, bağlantının dayanıklılığı, malzeme sınırları ve çalışma koşullarına uygunluğu değerlendirilecektir. Hesaplamalar sonucunda elde edilen gerilme değerleri, parçaların geçme bölgesi için emniyet durumu ve gerekli optimizasyonları yapmak için temel bir veri sağlayacaktır.

Gövdeye etki eden teğetsel gerilmesi hesaplaması aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_{t(d)} = p \frac{r_3^2 + r_2^2}{r_3^2 - r_2^2} \quad (6.15)$$

$$\sigma_{t(d)} = 238.1 \text{ MPa} \quad (6.16)$$

Mile etki eden teğetsel gerilmesi hesaplaması aşağıdaki gibidir.

$$\sigma_{t(i)} = p \frac{r_2^2 + r_1^2}{r_2^2 - r_1^2} \quad (6.17)$$

$$\sigma_{t(i)} = 136.3 \text{ MPa} \quad (6.18)$$

SIKI GEÇME SONLU ELEMANLAR METODU

Sonlu Elemanlar Yöntemi (SEY), mühendislikte ve bilimde, karmaşık yapıların ve sistemlerin davranışlarını analiz etmek için kullanılan güçlü bir sayısal yöntemdir. Bu yöntem, bir yapıyı veya sistemi küçük ve çözümü kolay parçalara, yani sonlu elemanlara ayırarak çalışır. Özellikle analitik yöntemlerle çözülemeyen ya da çözülmesi çok zor olan problemler için büyük kolaylık sağlar. Sistem, temel fiziksel yasalar çerçevesinde matematiksel olarak ifade edilir ve bu ifadeler, sonlu elemanlar üzerinde çözülerek genel davranış ortaya konur.

SEY'nin uygulanmasında ilk aşama, analiz edilecek yapının veya sistemin modellenmesidir. Bu model, inceleme yapılacak fiziksel bölgeyi kapsar ve genellikle bir 3D CAD modeli ile temsil edilir. Ardından, bu model sonlu elemanlara bölünür ve her eleman düğüm noktaları ile temsil edilir. Elemanlar arasında ilişkiler kurulup matematiksel denklemler oluşturularak sistemin genel davranışı tahmin edilir. Sınır koşulları, malzeme özellikleri ve dış yükler dikkate alınarak çözüm gerçekleştirilir.

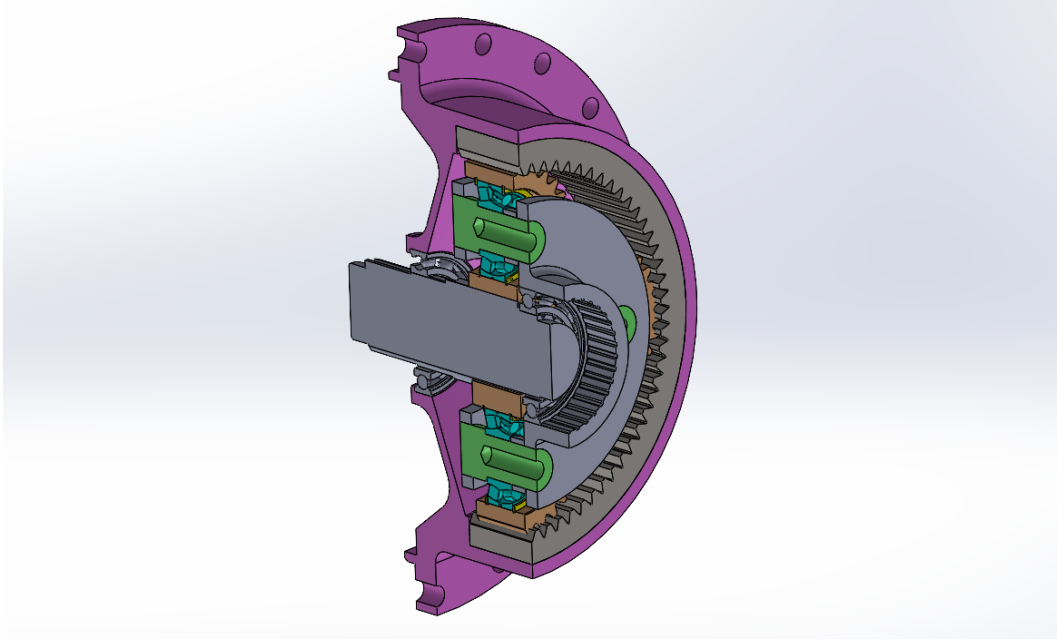
Bu yöntem, gerilme ve deformasyon analizi, ısı transferi, titreşim davranışları gibi birçok alanda kullanılır. Elde edilen sonuçlar, mühendislik tasarımlarının doğruluğunu kontrol etmek ve geliştirmek için son derece faydalıdır. Böylece, daha güvenli, ekonomik ve dayanıklı yapılar tasarlanmasına katkı sağlar [24].

7.1 SEY Modelinin Oluşturulması

7.1.1 Geometrinin Oluşturulması

Sonlu elemanlar yöntemi ile statik analizde kullanılacak olan sonlu elemanlar yazılımı ANSYS 19.0 olacaktır.

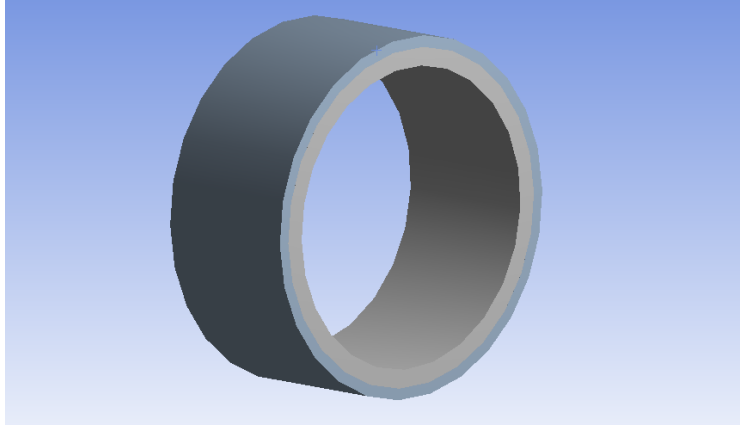
3 boyutlu tasarım yazılı olarak Solidworks 2019 öğrenci sürümünden faydalanılmıştır. Şekil 7.1 de gösterilen tasarımı gerçekleştirilen 3 boyutlu katı model geometri, gerekli basitleştirmeler yapılarak analiz yazılımına taşınır.



Şekil 7.1 Hız azaltan 3 boyutlu tasarım kesiti

Analiz datasında rulmanlar, dişliler ve diğer yapısal parçalar analiz süresini kısaltmak ve çözümü basitleştirmek için modelden kaldırılmıştır. Giriş şaftı vasıtası ile sisteme iletilen momentin direkt olarak çember dişliye etkisi incelenmesi amacı ile çember dişli ve gövde parçalarının sadece sıkı geçme bölgesi ilk analizlerde kullanılacaktır. Bu sayede analitik hesap ve sonlu elemanlar hesabı birbiri ile karşılaştırılacaktır.

Analizi yapılacak geometri Şekil 7.2’de gösterilmiştir.

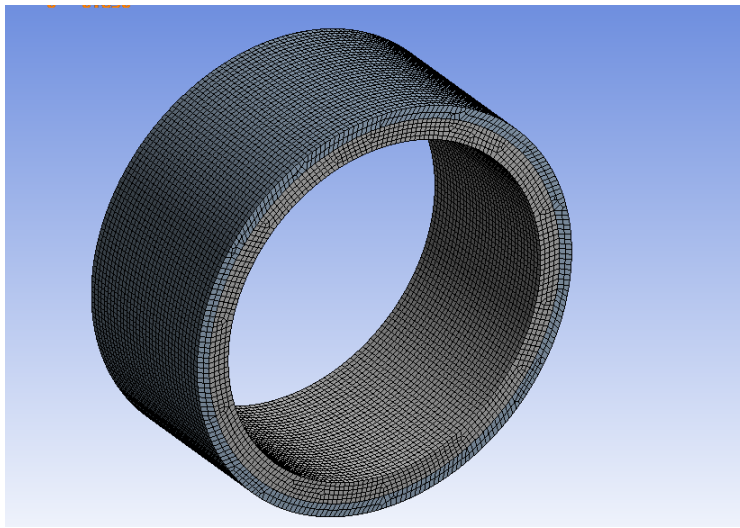


Şekil 7.2 Sonlu elemanlar analizi için basitleştirilmiş model

7.1.2 Ağ Örgüsünün Oluşturulması

Analiz işlemi gerçekleştirilecek olan gövde ve mil parçaları için sıkı geçme arayüz çapında frictional tip kontak seçilecektir. Kontaklar belirlendikten sonra her iki parça içinde 5 farklı boyutta ağ örgüsü kullanılmıştır. Sıkı geçme arayüzlerinde ise ağ örgü boyutunu küçültüp çözümün doğruluğunu artıracak örgü iyileştirme tekniği kullanılacaktır.

Şekil 7.3’de bu model için hazırlanan ağ örgüsünün genel görünümü gösterilmektedir. Bu ağ örgüsünde sweep ağ örgü metodu ile quad ağ örgü yapıları kullanılmıştır.



Şekil 7.3 Ağ örgüsü genel görünüm

7.1.3 Sınır Şartlarının Girilmesi

Ağ örgüsü tamamlandıktan sonra sınır koşulları belirlenerek ürünün statik analizi yapılır.

Analizi yapılacak olan mil ve gövde parçaları arasında sürtünmeli temas (frictional contact) tipinde bağlantı kullanılmıştır. Bu yöntem sonlu elemanlar analizlerinde temas eden ve temas yüzeyinde sürtünme bulunan parçalar arasındaki etkileşimleri simüle etmek için sıklıkla kullanılan bir bağlantı tipidir. Bu yöntem modeldeki temas yüzeyleri arasındaki deformasyon ve gerilmeleri doğru bir şekilde analiz etmeye olanak sağlamaktadır.

Bu çalışmada, temas yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı $\mu=0.21$ olarak tanımlanmış ve malzemelerin yüzey özelliklerine uygun şekilde belirlenmiştir. Temas koşullarının çözümü için ANSYS yazılımında "Augmented Lagrange" yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem, temas yüzeylerinde oluşan basınç, sürtünme ve deformasyonların hassas bir şekilde hesaplanmasını sağlayan gelişmiş bir temas algoritmasıdır.

Analizi yapılan parçaların birbirinden ayrılmamasını ve sıkı geçme bağlantısının doğru bir şekilde modellenmesini sağlamak amacıyla sürtünmesiz destek (frictionless support) sınır şartı uygulanmıştır. Bu sınır şartı, parçaların yalnızca temas arayüzünde harekete izin verirken, parça sınırlarının kaymasını veya serbestçe hareket etmesini engellemiştir.

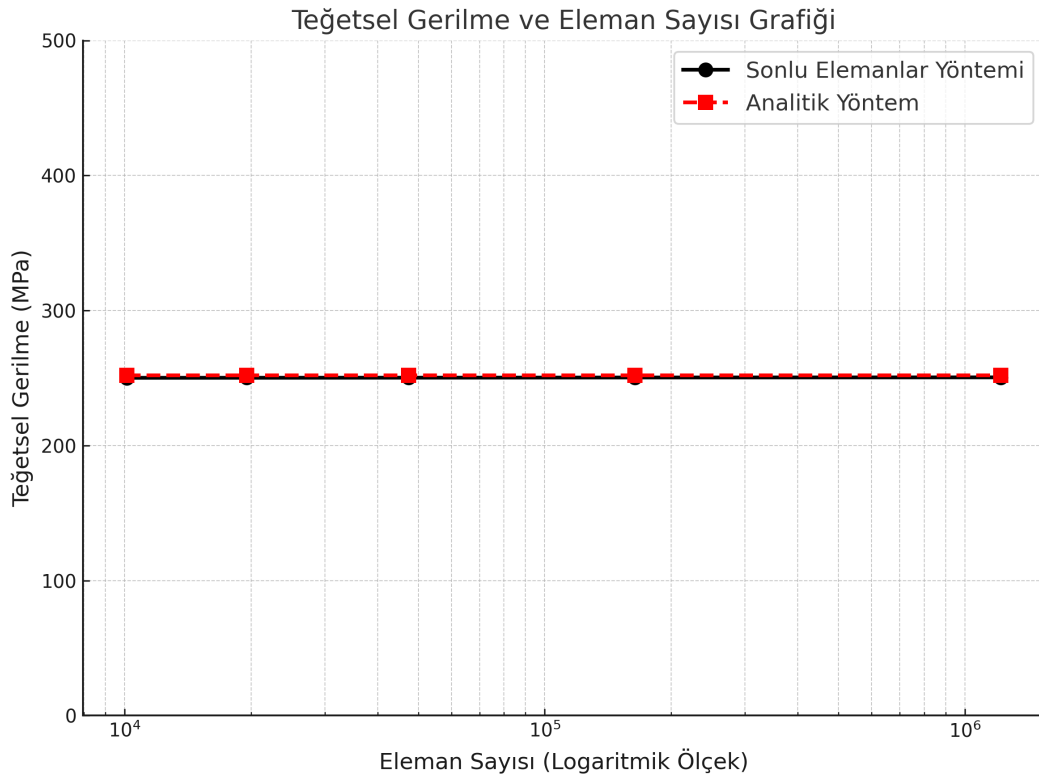
7.2 SEY Analiz Sonuçları

Sıkı geçme bağlantılarının mekanik davranışlarını incelemek amacıyla farklı ağ örgü boyutlarıyla sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Örgü boyutlarının analiz sonuçlarına etkisini değerlendirmek için 2 mm, 4 mm, 6 mm, 8 mm ve 10 mm eleman boyutlarına sahip beş farklı ağ modeli oluşturulmuştur. Her bir ağ modeli için aynı geometri, malzeme özellikleri, sınır koşulları ve yükleme senaryoları uygulanmıştır. Yapılan analizlerle, ağ örgü boyutunun gerilme, deformasyon ve temas basıncı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca, analitik model sonuçları ile sonlu elemanlar analizinden elde edilen verilerin karşılaştırılması, ağ örgü boyutlarının analizin doğruluğu üzerindeki etkisini değerlendirmek için gerçekleştirilmiştir.

7.2.1 Gerilmeler

Analizlerde 5 farklı boyutta ağ boyutu kullanılarak ağ eleman sayısının gövde ve mil parçaları üzerinde teğetsel ve radyal gerilme değerlerine etkisi incelenmiştir.

Şekil 7.4’de gösterilen grafikte, ağ eleman sayısının artması ile gövde üzerinde ortaya çıkan gerilme değerlerinin oldukça sınırlı şekilde arttığı gösterilmiştir.

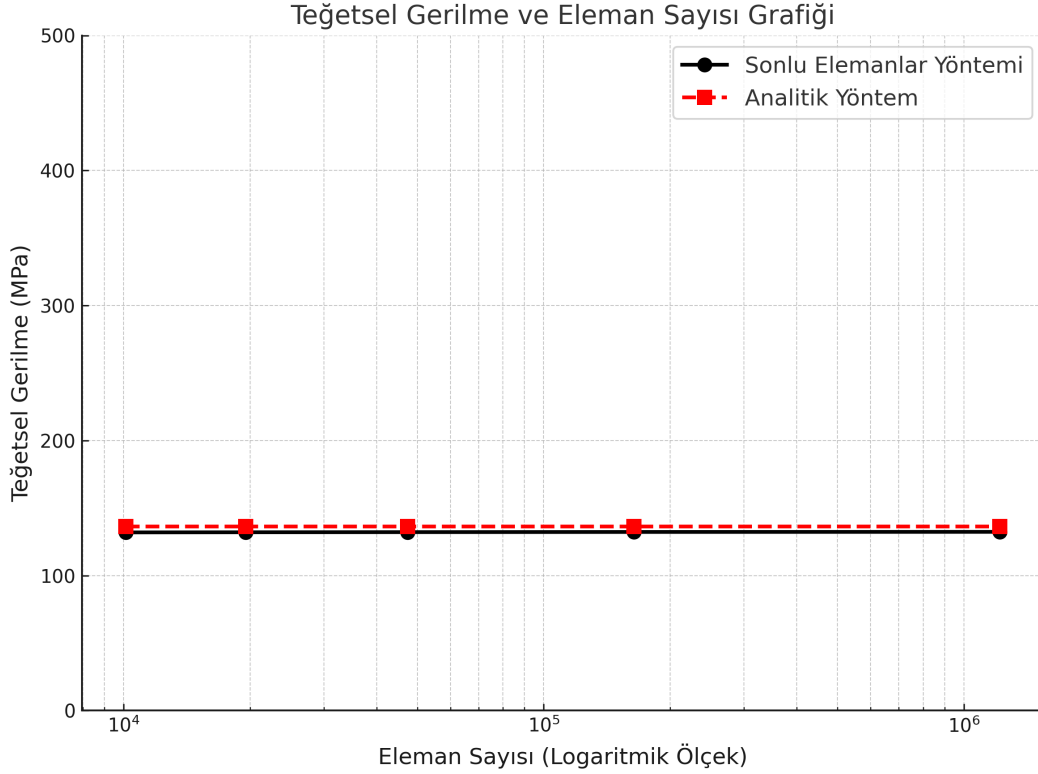


Şekil 7.4 Gövde ağ eleman sayısına bağlı teğetsel gerilme sonuçları karşılaştırması

Gövde parçası için farklı eleman boyutları arası sonlu elemanlar yöntemine göre ortaya çıkan teğetsel gerilme değeri maksimum % 0.16 sapma göstermiştir.

Gövde parçası için farklı eleman boyutları arası ortaya çıkan gerilme değerinin, analitik ve sonlu elemanlar yöntemi arasındaki sapması maksimum % 0.71 olarak belirlenmiştir.

Şekil 7.5’de gösterilen grafikte, ağ eleman sayısının artması ile mil üzerinde ortaya çıkan teğetsel gerilme değerlerinin oldukça sınırlı şekilde arttığı gösterilmiştir.



Şekil 7.5 Mil ağ eleman sayısına bağlı teğetsel gerilme sonuçları karşılaştırması

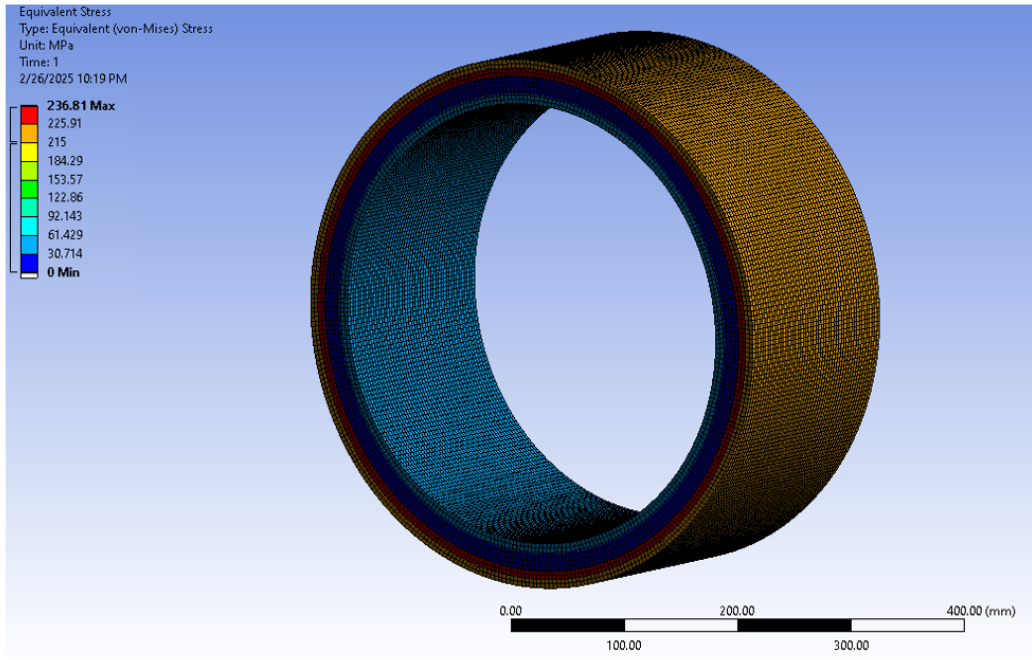
Mil parçası için farklı eleman boyutları arası sonlu elemanlar yöntemine göre ortaya çıkan teğetsel gerilme değeri maksimum % 0.31 sapma göstermiştir.

Mil parçası için farklı eleman boyutları arası ortaya çıkan gerilme değerinin, analitik ve sonlu elemanlar yöntemi arasındaki sapması maksimum % 3.21 olarak belirlenmiştir.

Yukarıdaki grafiklerde ağ eleman sayısına bağlı gövde ve mil üzerindeki gerilme değerlerinin değişimi gösterilmiştir.

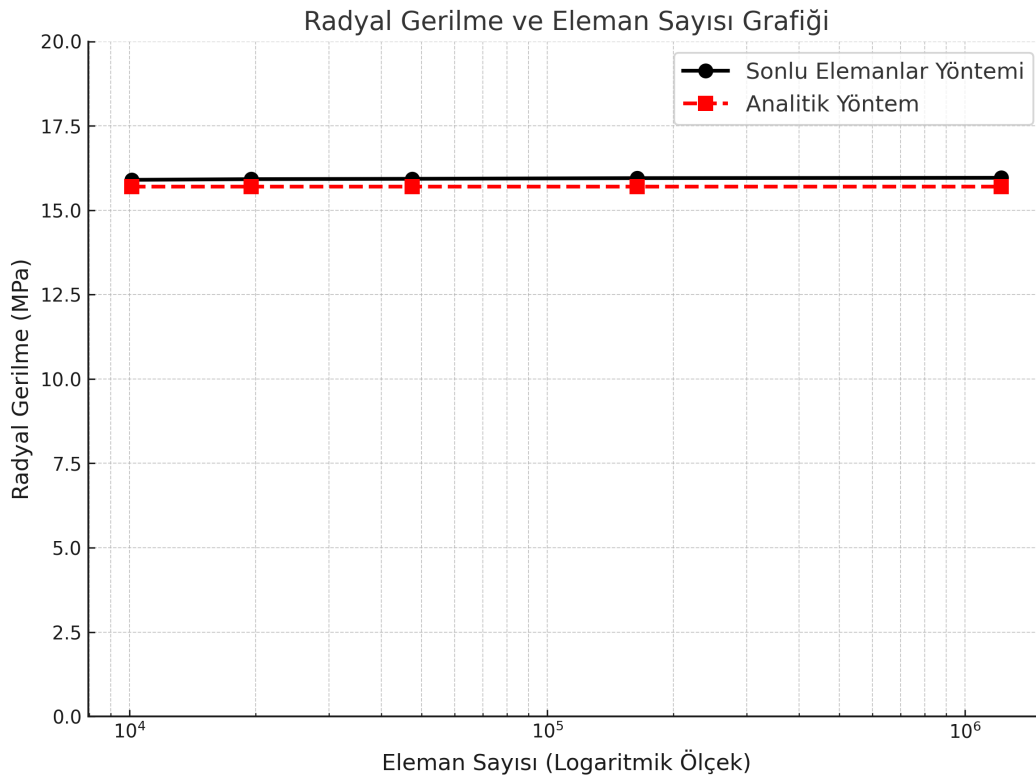
Mil ve gövde analizlerinde elde edilen farklı ağ boyutlarına göre analitik ve sonlu elemanlar arası teğetsel gerilme değerinin sapma miktarı % 0.14 ve % 0.31 değerleri sonlu elemanlar analizi için kabul edilebilecek bir aralıktadır. Analizlerde kullanılan ağ boyutlarının gerilme değerleri açısından uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Şekil 7.6 'de gövde ve mil için sonlu elemanlar analizinde ortaya çıkan teğetsel gerilme değerleri gösterilmiştir.



Şekil 7.6 Gövde ve mil üzerinde ortaya çıkan teğetsel gerilme değerleri

Şekil 7.7’de gösterilen grafikte, ağ eleman sayısının artması ile mil ve gövde üzerinde ortaya çıkan radyal gerilme değerlerinin oldukça sınırlı şekilde arttığı gösterilmiştir.



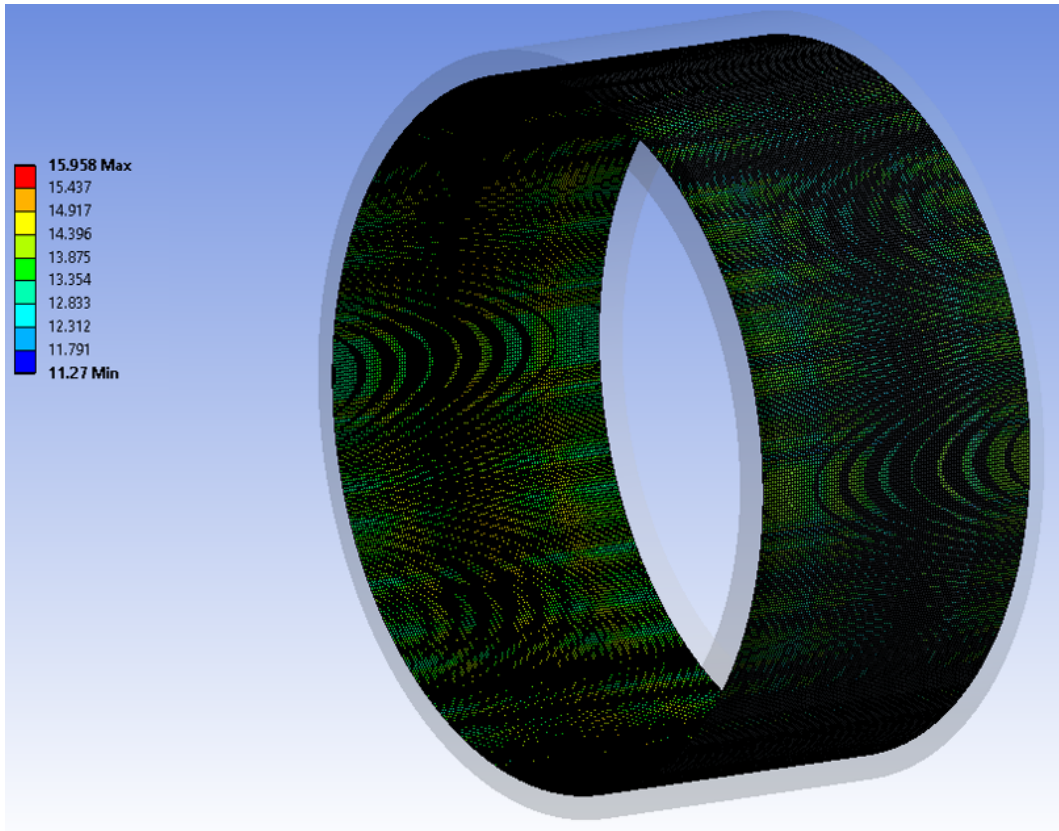
Şekil 7.7 Ağ eleman sayısına bağlı radyal gerilme sonuçları karşılaştırması

Gövde ve mil sıkı geçme arayüzünde ortaya çıkan radyal gerilmeler birbirine göre vektörel olarak zıt yönde olmakla beraber mutlak değer olarak aynıdır.

Farklı eleman boyutları arası sonlu elemanlar yöntemine göre ortaya çıkan radyal gerilme değeri maksimum % 0.36 sapma göstermiştir.

Farklı eleman boyutları arası ortaya çıkan radyal gerilme değerinin, analitik ve sonlu elemanlar yöntemi arasındaki sapması maksimum % 1.64 olarak belirlenmiştir.

Şekil 7.8 'de gövde ve mil için sonlu elemanlar analizinde ortaya çıkan radyal gerilme değerleri gösterilmiştir..

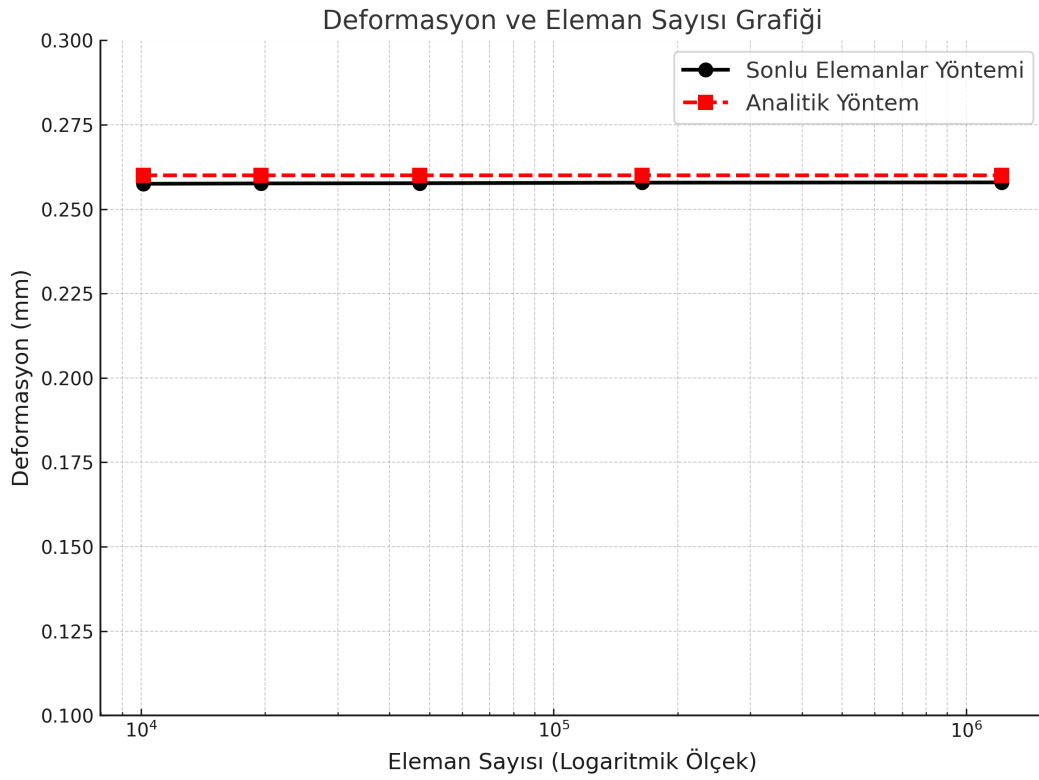


Şekil 7.8 Gövde ve mil üzerinde ortaya çıkan radyal gerilme değerleri

7.2.2 Deformasyonlar

Analizlerde 5 farklı boyutta ağ boyutu kullanılarak ağ eleman sayısının gövde ve mil parçaları üzerinde deformasyon değerlerine etkisi incelenmiştir.

Şekil 7.9’de gösterilen grafikte, ağ eleman sayısının artması ile gövde üzerinde ortaya çıkan deformasyon değerleri gösterilmiştir.

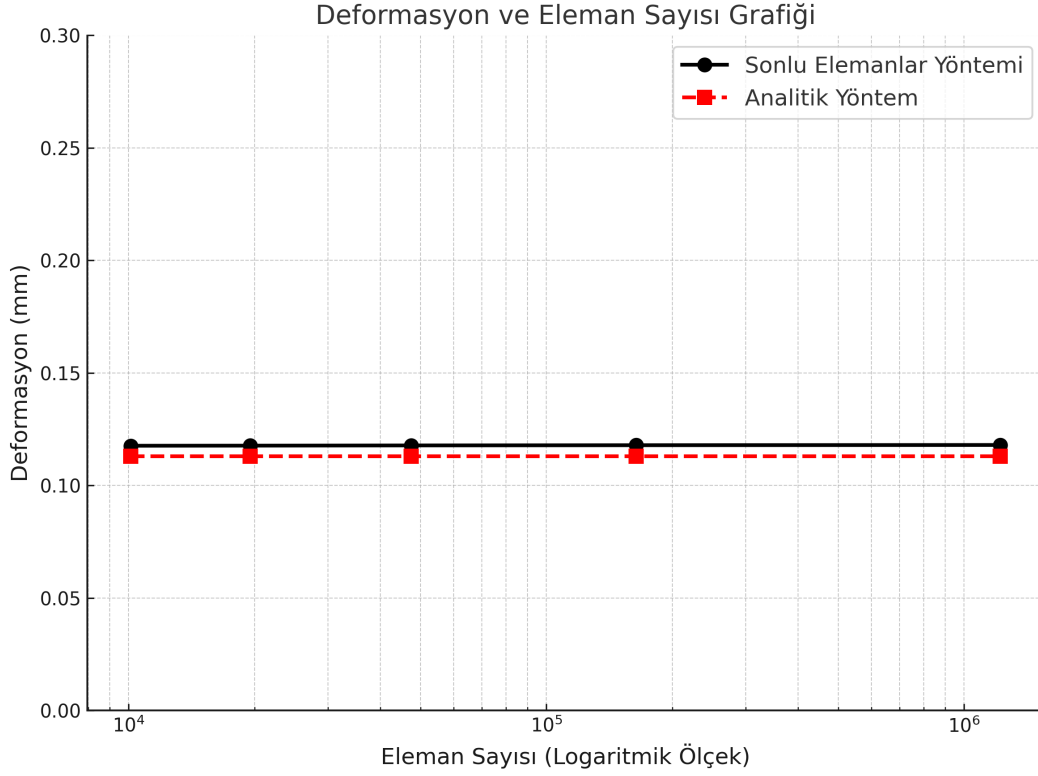


Şekil 7.9 Gövde ağ eleman sayısına bağlı deformasyon sonuçları karşılaştırması

Gövde parçası için farklı eleman boyutları arası sonlu elemanlar yöntemine göre ortaya çıkan deformasyon değeri maksimum % 0.16 sapma göstermiştir.

Gövde parçası için farklı eleman boyutları arası ortaya çıkan deformasyon değerinin, analitik ve sonlu elemanlar yöntemi arasındaki sapması maksimum % 0.18 olarak belirlenmiştir.

Şekil 7.10’de gösterilen grafikte, ağ eleman sayısının artması ile mil üzerinde ortaya çıkan deformasyon değerleri gösterilmiştir.



Şekil 7.10 Mil ağ eleman sayısına bağlı deformasyon sonuçları karşılaştırması

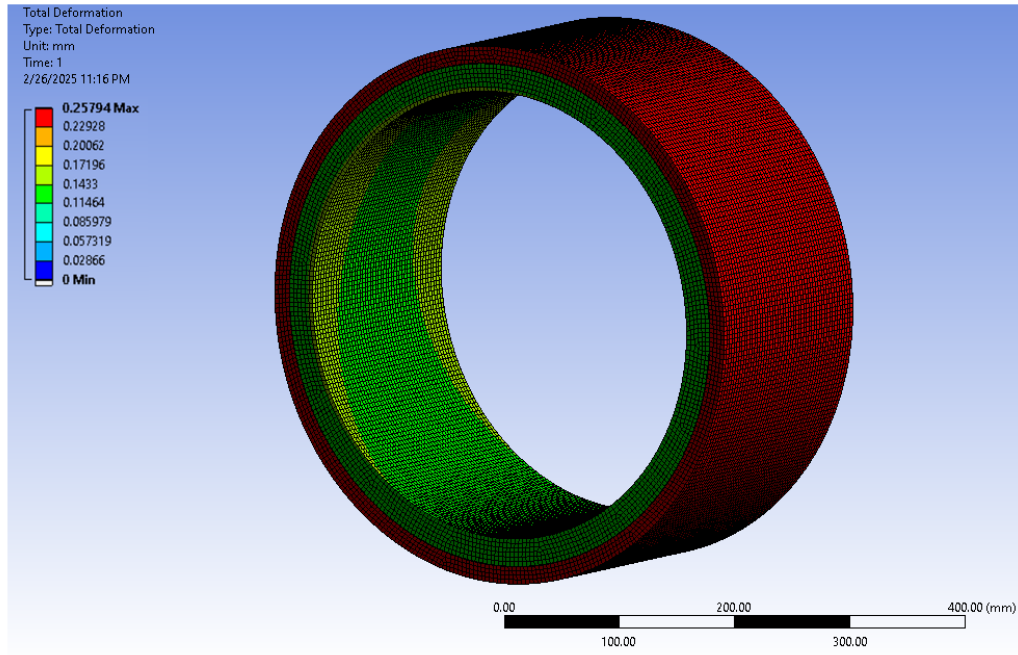
Mil parçası için farklı eleman boyutları arası sonlu elemanlar yöntemine göre ortaya çıkan deformasyon değeri maksimum % 0.28 sapma göstermiştir.

Mil parçası için farklı eleman boyutları arası ortaya çıkan deformasyon değerinin, analitik ve sonlu elemanlar yöntemi arasındaki sapması maksimum % 4.12 olarak belirlenmiştir.

Yukarıdaki grafiklerde ağ eleman sayısına bağlı gövde ve mil üzerindeki deformasyon değerlerinin değişimi gösterilmiştir.

Mil ve gövde analizlerinde elde edilen farklı ağ boyutları arası deformasyon değerinin sapma miktarı % 0.16 ve % 0.28 değerleri olarak elde edilmiştir. Bu değrlr sonlu elemanlar analizi için kabul edilebilecek bir aralıktadır. Analizlerde kullanılan ağ boyutlarının deformasyon değerleri açısından uygun olduğu sonucuna varılmıştır.

Şekil 7.11 'de gövde ve mil için sonlu elemanlar analizinde ortaya çıkan deformasyon değerleri gösterilmiştir.



Şekil 7.11 Gövde ve mil üzerinde ortaya çıkan deformasyon değerleri

8 SONUÇ

Tez kapsamında, paletli zırhlı araçların hız azaltan uygulamalarında kullanılan planet dişli mekanizmasının gövde bağlantısında sıkı geçme bağlantıları için optimum tasarımı belirlemek amacıyla Entropi yöntemi kullanılmıştır. Bu bağlamda, 25 farklı tasarım değerlendirilmiştir. Optimizasyon değerlendirme kriterleri olarak montaj kolaylığı, ağırlık, teğetsel gerilme ve radyal gerilmeler ele alınmıştır. Bu değerlendirme kriterleri doğrultusunda, entropi yöntemi vasıtası ile en uygun çözüm belirlenmiş ve elde edilen sonuçların analitik ve nümerik mukavemet hesapları gerçekleştirilmiştir.

Optimum çözüm olarak belirlenen alternatif tasarım 25 (A_{25}) için uygun sıkı geçme toleransı belirlenmiştir. Bu doğrultuda optimum tasarım için analitik mukavemet hesapları ile teğetsel ve radyal gerilmeler mil ve gövde parçaları için elde edilmiştir. Tablo 8.1’de analitik hesaplar ile elde edilen gerilme ve güvenlik faktörlerine göre parçaların mukavemet açısından oldukça dayanıklı olduğu sonucuna ulaşılmıştır.

Tablo 8.1 Gövde ve mil mukavemet değerleri

	Gövde	Mil
Teğetsel Gerilme (MPa)	238.1	136.3
Teğetsel Gerilme Güvenlik Faktörü	2.5	6.6
Radyal Gerilme (MPa)	15.7	15.7
Radyal Gerilme Güvenlik Faktörü	38.2	57.3

Ayrıca, ANSYS yazılımı kullanılarak 5 farklı ağ örgü boyutu için sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiş ve analizlerin farklı ağ eleman sayıları için birbiri ile tutarlı sonuçlar elde edilmiştir. Analizler sonucunda, farklı mesh yoğunluklarına rağmen elde edilen gerilme değerlerinin analitik hesaplarla uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Tablo 8.2’de analitik hesaplar ve nümerik hesaplar sonucu elde edilen verilen karşılaştırılması yapılmıştır.

Tablo 8.2 Teğetsel ve radyal gerilme karşılaştırmaları

Parametreler	Gövde			Mil		
	Analitik	SEY	Fark (%)	Analitik	SEY	Fark (%)
Teğetsel Gerilme (MPa)	238.1	236.41	-0.71	-136.3	-131.92	-3.21
Radyal Gerilme (MPa)	15.7	15.96	-1.64	-15.7	-15.96	-1.64

Sonuç olarak, Entropi yöntemi ile belirlenen optimum tasarımın hem analitik hem de nümerik yöntemlerle hesaplamaları yapılarak doğrulanmıştır. Tasarımın montaj kolaylığı, ağırlık, teğetsel gerilme ve radyal gerilme gibi kriterler açısından değerlendirilmesi, çok yönlü bir analiz süreci sunmuş ve elde edilen sonuçlar ileride çalışılacak benzer uygulamalar için için yol gösterici nitelikte olmuştur. Bu tez çalışması, sıkı geçme bağlantılarında optimum tasarımın belirlenmesi ve analiz edilmesi için yenilikçi bir yaklaşım sunarak, ve analiz edilmesi için uygulanan yöntemi ile mühendislik literatürüne katkıda bulunmuştur.

KAYNAKÇA

- [1] R. G. Budynas J. K. Nisbett, *Shigley's Mechanical Engineering Design*. New York, NY, USA: McGraw-Hill Education, 2019.
- [2] Nippon.com, "Exploring the Beauty of Japanese Craftsmanship," *Nippon.com*, 2025, Accessed: 2025-01-14. erişim adresi: <https://www.nippon.com/en/views/b02314/>.
- [3] S. Kalpakjian S. R. Schmid, *Manufacturing Engineering and Technology*. Upper Saddle River, NJ, USA: Pearson, 2014.
- [4] ENRX, *Induction Heating Applications - Shrink Fitting*, Accessed: 2025-01-14, 2025. erişim adresi: <https://www.enrx.com/en/Induction-Applications/Induction-heating-applications/Shrink-fitting>.
- [5] A. C. Tools, *Rückblick WindEnergy 2022*, Erişim Tarihi: 26 Şubat 2025, 2022. erişim adresi: https://www.atlascopco.com/content/dam/atlas-copco/local-countries/germany/documents-industrial-technique/Pressemitteilung_Atlas%20Copco%20Tools_R%C3%BCckblick%20WindEnergy%202022.pdf.
- [6] Y. Zhou, L. Ding, P. H. Niu D. L. Li, "Study on the machining process of circular arc gear with interference fit," *Trans. Beijing Inst. Technol.*, c. 38, no. 11, ss. 1120–1125, 2018.
- [7] H. Rende F. Güven, "Sıkı Geçme Bağlantılarında Malzemeye Bağlı Yüzey Pürüzlülüğü Kayıp Katsayısının Belirlenmesi," *Mühendis ve Makina*, c. 56, ss. 46–52, 2015.
- [8] N. L. Pedersen, "On optimization of interference fit assembly," *Structural and Multidisciplinary Optimization*, c. 54, no. 2, ss. 349–359, 2016.
- [9] V. Doležel, V. Kotlan B. Ulrych, "Design of joint between disk and shaft based on induction shrink fit," *Journal of Computational and Applied Mathematics*, c. 270, ss. 52–62, 2014. doi: 10.1016/j.cam.2014.02.023.
- [10] F. Öztürk T.-C. Woo, "Simulations of Interference and Interfacial Pressure for Three Disk Shrink Fit Assembly," *Gazi University Journal of Science*, c. 23, ss. 233–236, 2010.
- [11] V. Dausch, J. Kröger M. Kreimeyer, "An AI-Based Approach to Optimize Stress in Shrink Fits," *Proceedings of the Design Society*, c. 2, ss. 1549–1558, 2022.

- [12] A. Bedlaoui H. Boutoutaou, “Effect of interference and form defect on the cohesion of the shrink-fit assembly,” *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, c. 128, no. 5, ss. 2407–2418, 2023. doi: 10 . 1007/s00170-023-12099-1.
- [13] D. Xiang, G. Shen, K. Zhu, Y. Shen L. Jiang, “Interference contact characteristics of planetary gear train for wind turbines,” *Journal of Vibration and Shock*, c. 36, no. 5, ss. 17–22, 2017.
- [14] S. J. Chu, T. K. Jeong E. H. Jung, “Effect of radial interference on torque capacity of press- and shrink-fit gears,” *International Journal of Automotive Technology*, c. 17, no. 5, ss. 763–768, 2016. doi: 10 . 1007 / s12239-016-0075-0.
- [15] T. Guan, M. Qin L. Lei, “Research on the improvement of calculation method for the interference assembly of locomotive traction gear,” *Periodica Polytechnica Transportation Engineering*, c. 49, 2020.
- [16] M. Güven Kutay, *Göbek / Mil Bağlantıları*, Accessed: 2025-01-21, 2010. erişim adresi: <https://www.guven-kutay.ch>.
- [17] I. Ulia, *Press Fits*, Accessed: 2025-01-22, 2012. erişim adresi: <https://imeulia.blogspot.com/2012/03/press-fits.html>.
- [18] Toolots, *BT40 Shrink Fit Tool Holder 10mm x 90mm 0.394” x 3.54”*, Accessed: 2025-01-22, 2025. erişim adresi: <https://www.toolots.com/ng-frontend/productDetail?id=21450&title=BT40%20Shrink%20Fit%20Tool%20Holder%2010mm%20x%2090mm%200.394%22%20x%203.54%22>.
- [19] RENK Group AG, *Military Vehicles*, <https://www.renk.com/en/products/vehicles>, Erişim: 10 Aralık 2024, 2024.
- [20] DB Santasalo, *Final Drive Datasheet*, https://dbsantasalo.com/media/72/download/DBS_Final_Drive_Datasheet.pdf?v=1&inline=1, Erişim Tarihi: 10 Aralık 2024, 2024.
- [21] Engineering Toolbox, *Friction Coefficients*, Accessed: Feb. 06, 2025, 2025. erişim adresi: https://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html.
- [22] World Iron and Steel, *17CrNiMo6 Gear Steel Bar - World Iron and Steel*, Accessed: 2025-01-21, 2025. erişim adresi: <https://www.worldironsteel.com/gear-steel-and-bearing-steel/17crnimo6-gear-steel-bar.html>.
- [23] A. Treatments, *ADI: The Material*, Accessed: January 21, 2025, 2025. erişim adresi: <https://www.aditreatments.com/adi-the-material/>.
- [24] D. L. Logan, *A First Course in the Finite Element Method*, 5th. Boston, MA: Cengage Learning, 2011, isbn: 978-0495668251.

TEZDEN ÜRETİLMİŞ YAYINLAR

Konferans Bildirisi

- 1 A. R. Pınar and B. Aşçıoğlu Temiztaş, “Paletli Zırhlı Araçların Hız Azaltan Uygulamalarında Sıkı Geçme Optimizasyonu,” 14. Uluslararası Mühendislik, Mimarlık ve Tasarım Kongresi, İstanbul, Türkiye, 2024.

