



**HELİS DİŞLİ ÇARKLARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE
YORULMA ANALİZİ VE YAPAY SİNİR AĞLARI KULLANILARAK
MODELLENMESİ**

Veli Deniz ÖZDEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENDÜSTRİYEL TASARIM MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

TEMMUZ 2024

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
 - Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
 - Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
 - Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
 - Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,
- bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Veli Deniz ÖZDEN

17/07/2024

HELİS DİŞLİ ÇARKLARIN SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE YORULMA ANALİZİ VE YAPAY SİNİR AĞLARI KULLANILARAK MODELLENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Veli Deniz ÖZDEN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Temmuz 2024

ÖZET

Bu çalışmada, helis dişli çark parametrik olarak modellenerek dişli çarkın statik ve dinamik Sonlu Elemanlar Analizi (SEA- [FEA- Finite Element Analysis].) analizleri gerçekleştirilmiştir. Helis dişli çarkın katı modellerinin parametrik olarak katı model oluşturulurken; modül (m), diş sayısı (z), kavrama açısı (α°), helis açısı (β°) açısı değişkenleri parametre olarak belirlenmiş ve parametrik CAD modelleri oluşturulmuştur. Parametrik katı modeller kullanılarak ANSYS yazılımı içinde bir mesh optimizasyonu gerçekleştirilmiş ve sınır şartları uygulanarak farklı tork değerleri altında öncelikle statik sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Statik analizlerde; deformasyon, gerilme (stress), gerinim (strain) değerleri ve emniyet katsayıları; kırılma mekaniğinin 4 teorisi (Maximum Equivalent stress, Maximum Shear stress, Mohr Coulomb stress ve Maximum Tensile stress) için ayrı ayrı hesaplatılmıştır. Aynı sınır şartları kullanılarak helis dişli çarkların dinamik analizleri gerçekleştirilmiştir. Dinamik analizlerde; helis dişli çarkın yorulma dayanımları, ömür ve hasar değerleri hesaplanmıştır. Yorulma analizlerinde; gerilme odaklı yaklaşım ve gerinim odaklı yaklaşımlar kullanılmıştır. Gerilme odaklı yaklaşımlarda, Soderberg, Goodman ve ASME kriterleri dikkate alınmış, gerinim odaklı yaklaşımda ise Morrow ve SWT teorileri göz önüne alınmıştır. Helis dişli çarkın yüklenme durumu olarak Titreşimli ve Tam değişken yükleme tipleri referans olarak alınmıştır. Yorulma analizlerinde; sonsuz ömür değeri için her bir modelin emniyet katsayısı değerleri elde edilmiştir. Elde edilen veriler bir dosyada toplanmış, sınıflandırılmıştır. Analiz verileri kullanılarak Matlab içinde bir Yapay Sinir Ağı (YSA- [ANN- Artificial Neural Network].) modeli geliştirilmiştir. FEA ve YSA modeli ile elde edilen sonuçların doğrulukları istatistiksel yöntemler kullanılarak değerlendirilmiştir. İstatistiksel yöntem olarak Regresyon Analiz (RA) gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlardan; YSA modelinin performans ve doğruluğu ispatlanmıştır. Parametre çözüm aralığında yer alan tüm dişli modelleri için hem hızlı hem de doğru sonuçlar üretecek yapay zekaya dayalı yeni bir model geliştirilmiştir ve önerilmiştir.

Bilim Kodu : 91419
Anahtar Kelimeler : Helis dişli çark, Sonlu elemanlar analizi (FEA), Yapay sinir ağları (YSA), Yorulma analizi
Sayfa Adedi : 135
Danışman : Prof. Dr. Murat Tolga ÖZKAN

FATIGUE ANALYSIS OF HELICAL GEARS USING FINITE ELEMENT METHOD
AND MODELING WITH ARTIFICIAL NEURAL NETWORKS

(M. Sc. Thesis)

Veli Deniz ÖZDEN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

July 2024

ABSTRACT

In this study, helical gears were parametrically modeled, and static and dynamic Finite Element Analysis (FEA) analyses were performed on the gears. During the creation of the parametric solid models of the helical gears, variables such as module (m), number of teeth (z), pressure angle (α°), and helix angle (β°) were set as parameters, and parametric CAD models were developed. Mesh optimization was conducted within the ANSYS software using the parametric solid models, and boundary conditions were applied to perform static finite element analyses under various torque values. In the static analyses, deformation, stress, strain values, and safety factors were calculated separately for the four theories of fracture mechanics (Maximum Equivalent Stress, Maximum Shear Stress, Mohr-Coulomb Stress, and Maximum Tensile Stress). The dynamic analyses of the helical gears were also conducted using the same boundary conditions. In the dynamic analyses, the fatigue strength, life, and damage values of the helical gears were calculated. The fatigue analyses employed both stress-based and strain-based approaches. The stress-based approaches considered the Soderberg, Goodman, and ASME criteria, while the strain-based approach considered the Morrow and SWT theories. Zero-Based and Fully Reversed loading types were taken as reference for the loading condition of the helical gears. The safety factor values for infinite life were obtained for each model in the fatigue analyses. The obtained data were compiled and classified. An Artificial Neural Network (ANN) model was developed in Matlab using the analysis data. The accuracy of the results obtained from the FEA and ANN models was evaluated using statistical methods. Regression Analysis (RA) was conducted as the statistical method. The results demonstrated the performance and accuracy of the ANN model. A new artificial intelligence-based model, capable of producing fast and accurate results for all gear models within the parameter solution range, was developed and proposed..

Science Code : 91419
Key Words : Helical gear, Finite element analysis, Artificial neural networks,
Damage analysis
Page Number : 135
Supervisor : Prof. Dr. Murat Tolga ÖZKAN

TEŞEKKÜR

Çalışmalarım sırasında her zaman desteğini gördüğüm ve bu tez çalışmam süresince bilgi ve tecrübeleriyle yardımlarını esirgemeyen değerli danışman hocam Prof. Dr. Murat Tolga ÖZKAN'a sonsuz teşekkürlerimi sunarım. Süreç boyunca gösterdikleri sabır ve destek için anneme ve babama teşekkürü borç bilirim.



İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ÇİZELGELERİN LİSTESİ.....	ix
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	x
SİMGELER VE KISALTMALAR.....	xv
1. GİRİŞ.....	1
2. LİTERATÜR TARAMASI	3
3. DIŞLI TERMİNOLOJİSİ.....	23
3.1. Dişli Çarkların Sınıflandırılması	23
3.2. Dişli Ana Kanunu	25
3.3. Helis Dişli Çark	31
4. HİSTEREZİS.....	37
5. YAPAY SİNİR AĞLARI (YSA).....	39
6. MATERYAL VE METOT	43
6.1. Kırılma Teoremleri ve Emniyet Katsayısı.....	43
6.2. Yorulma ve Yorulma Teoremleri	44
6.3. Yükleme.....	47
6.4. Modelleme	48
6.4.1. Mesh optimizasyonu ve mesh kalite kriterleri	51
7. ANALİZ VE BULGULAR	57
7.1. Statik Analiz Sonuçları.....	58
7.2. Dinamik Analiz Sonuçları	60

	Sayfa
7.2.1. Verileri grafik karşılaştırılması	63
7.2.2. Histerezis grafikleri	110
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	129
8.1. Sonuçlar	129
8.2. Öneriler.....	130
KAYNAKLAR	131
ÖZGEÇMİŞ	135



ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 6.1. Betaya bağlı minimum diş sayısı tablosu	48
Çizelge 6.2. Helis dişli çark parametreleri.....	48
Çizelge 6.3. CAD dişli parametreleri.....	50
Çizelge 6.4. Yapı çeliği dişli çark malzeme Mekanik Özellikleri	51
Çizelge 7.1. Helis dişli aksel kuvvet hesabı	99
Çizelge 7.2. YSA regresyon değerleri	127
Çizelge 7.3. YSA regresyon değerler ortalamaları	128

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 3.1. Dişli tipleri	24
Şekil 3.2. Dişli kavrama noktası.....	26
Şekil 3.3. Kavrama açısındaki (α) değişimin diş profili üzerindeki etkisi	28
Şekil 3.4. Diş Sayısındaki (z) değişimin diş profili üzerindeki etkisi	29
Şekil 3.5. Helis açısındaki (β) değişimin diş profili üzerindeki etkisi	30
Şekil 3.6. Helis açısındaki (β) değişimin diş profili üzerindeki etkisi (devam)	31
Şekil 3.7. Helis dişli çarklarda kuvvetler	33
Şekil 3.8. Uzayda kuvvetlerin gösterimi ve hesaplanması.....	34
Şekil 4.1. Histerezis grafiğinin çizilmesi	37
Şekil 4.2. Malzeme tokluğunun S-N ve Gerilme- Gerinim grafiğine etkisi	37
Şekil 5.1. Yapay zekâ ve yapay zekanın alt birimleri	39
Şekil 5.2. Nöron ve elemanları.....	40
Şekil 5.3. Yapay sinir ağı modelleri.....	41
Şekil 6.1. Goodman-Haigh Diyagramı.....	46
Şekil 6.2. Yükleme tipleri	48
Şekil 6.3. CAD üzerinden girilen parametreler.....	49
Şekil 6.4. CAD içindeki dişli çifti görünümü.....	50
Şekil 6.5. Mesh optimizasyonunda kullanılan parametreler	52
Şekil 6.6. Mesh kontrolü için kullanılan parametreler	53
Şekil 6.7. Uygun olmayan mesh örnekleri	54
Şekil 6.8. Mesh yapısı ve sınır şartları	55
Şekil 7.1. Analiz ağacı.....	57
Şekil 7.2. Statik analiz sonuçları	58
Şekil 7.3. Statik analiz sonucu emniyet katsayıları.....	59
Şekil 7.4. Statik analiz sonucu minimum emniyet katsayısı.....	59

Şekil	Sayfa
Şekil 7.5. Dinamik analiz sonucu emniyet katsayıları	60
Şekil 7.6. Dinamik analiz sonucu minimum emniyet katsayısı	61
Şekil 7.7. Dinamik analiz sonucu emniyet katsayıları	62
Şekil 7.8. Dinamik analiz sonucu minimum emniyet katsayısı	62
Şekil 7.9. Modül 2 için değişken beta açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	63
Şekil 7.10. Modül 4 için değişken beta açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	64
Şekil 7. 11. Modül 6 için değişken beta açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	65
Şekil 7.12. Modül 2 için değişken beta açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği	66
Şekil 7.13. Modül 4 için değişken beta açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği	67
Şekil 7.14. Modül 6 için değişken beta açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği	68
Şekil 7.15. Modül 2 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi	69
Şekil 7.16. Modül 4 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi	70
Şekil 7.17. Modül 6 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi	71
Şekil 7.18. Modül 2 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi	72
Şekil 7.19. Modül 4 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi	73
Şekil 7.20. Modül 6 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi	74
Şekil 7.21. Modül 2 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi	75
Şekil 7.22. Modül 4 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi	76

Şekil	Sayfa
Şekil 7.23. Modül 6 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi.....	77
Şekil 7.24. Modül 2 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi.....	78
Şekil 7.25. Modül 4 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi.....	79
Şekil 7.26. Modül 6 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi.....	80
Şekil 7.27. Modül 2 için değişken alfa açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği.....	81
Şekil 7.28. Modül 4 için değişken alfa açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği.....	82
Şekil 7.29. Modül 6 için değişken alfa açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği.....	83
Şekil 7.30. Modül 2 için değişken alfa açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği.....	84
Şekil 7.31. Modül 4 için değişken alfa açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği.....	85
Şekil 7.32. Modül 6 için değişken alfa açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği.....	86
Şekil 7.33. Maksimum eşdeğer gerilme altında değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	86
Şekil 7.34. Titreşimli yüklemde altında Soderberg yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	87
Şekil 7.35. Tam değişken yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	87
Şekil 7.36. Titreşimli yüklem altına SWT yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	88
Şekil 7.37. Tam değişken yükleme altına SWT yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	89
Şekil 7.38. Modül 2 için değişken dış sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	90
Şekil 7.39. Modül 4 için değişken dış sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	91

Şekil	Sayfa
Şekil 7.40. Modül 6 için değişken dış sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	92
Şekil 7.41. Modül 2 için değişken dış sayısı için gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği	93
Şekil 7.42. Modül 4 için değişken dış sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	94
Şekil 7.43. Modül 6 için değişken dış sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği	95
Şekil 7.44. Maksimum eşdeğer gerilme altında değişken dış sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	95
Şekil 7.45. Titreşimli yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile değişken dış sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	96
Şekil 7.46. Tam değişken yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile değişken dış sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	97
Şekil 7.47. Titreşimli yükleme altına SWT yaklaşımı ile değişken dış sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	97
Şekil 7.48. Tam değişken yükleme altına SWT yaklaşımı ile değişken dış sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	98
Şekil 7.49. Farklı yüklemeler altında Goodman yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği.....	100
Şekil 7.50. Farklı yüklemeler altında Soderberg yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği.....	100
Şekil 7.51. Farklı yüklemeler altında ASME yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği.....	101
Şekil 7.52. Farklı yüklemeler altında Morrow yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği.....	102
Şekil 7.53. Farklı yüklemeler altında SWT yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği.....	102
Şekil 7.54. Farklı yüklemeler altında Goodman yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği.....	103
Şekil 7.55. Farklı yüklemeler altında Soderberg yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği.....	104
Şekil 7.56. Farklı yüklemeler altında ASME yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği.....	104

Şekil	Sayfa
Şekil 7.57. Farklı yüklemeler altında Morrow yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği.....	105
Şekil 7.58. Farklı yüklemeler altında SWT yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği.....	106
Şekil 7.59. Titreşimli yüklemeler altında Soderberg yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	107
Şekil 7.60. Tam değişken yüklemeler altında Soderberg yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	108
Şekil 7.61. Titreşimli yüklemeler altında SWT yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	109
Şekil 7.62. Tam değişken yüklemeler altında SWT yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği.....	110
Şekil 7.63. SWT yaklaşımında beta değişken histerezis grafikleri.....	112
Şekil 7.64. SWT yaklaşımı için değişken alfa değerlerinde iki farklı yüklemeler altında histerezis grafikleri.....	116
Şekil 7.65. Değişken diş sayılarında histerezis grafikleri.....	117
Şekil 7.66. Değişken momentlerde histerezis grafikleri.....	119
Şekil 7.67. Değişken torklarda histerezis grafikleri.....	120
Şekil 7.68. Morrow ve STW yaklaşımlarının histerezis grafiklerinin karşılaştırılması.	122
Şekil 7.69. Matlab içinde oluşturulan yapay sinir ağı modeli.....	123
Şekil 7.70. Ağ tipi seçimi.....	124
Şekil 7.71. YSA modelinin en iyi performansı ve öğrenme değeri.....	125
Şekil 7.72. YSA modelinin hata histogramları.....	125
Şekil 7.73. YSA modelinin en iyi doğrulama performansı.....	126
Şekil 7.74. YSA modelinin eğitim, test ve doğrulama performansı.....	126

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
°	derece
b	diş genişliği
d₀	bölüm dairesi çapı
E	Esneklik katsayısı
F_n	Normal kuvvet
F_r	Radyal Kuvvet
F_t	Teğetsel Kuvvet
m	modül
MPa	Megapaskal
N	Newton
N_f	Hasara neden olan çevrim sayısı
r	bölüm dairesi yarıçapı
T	Tork
v_n	Normal Hız
v_t	Teğetsel Hız
z	Diş Sayısı
α	Kavrama açısı
β	Helis Açısı
ε	Gerinim
ε_a	Gerinim Genliği
ε_f	Yorulma süneklilik katsayısı
σ	Gerilme
σ₀	Ortalama Gerilme
σ_{ak}	Akma gerilme sınırı
σ_f	Yorulma mukavemeti katsayısı
σ_g	Gerilme Genliği
σ_k	Kopma gerilme sınırı

Simgeler**Açıklamalar** σ_{\max}

En yüksek gerilme

 ω

Açısal Hız

Kısaltmalar**Açıklamalar****AGMA**

American Gear Manufacturers Association

ANN

Artificial Neural Network

E.K.

Emniyet Katsayısı

FEA

Finite Element Analysis (Sonlu Elemanlar Analizi)

ISO

International Organization for Standardization

YSA

Yapay Sinir Ağları

1. GİRİŞ

Güç aktarımı söz konusu olduğunda en fazla kullanılan makine elemanları dişli çarklar ve kayış-kasnak sistemleridir. Hareketin yönüne ve tork değerlerine göre seçilen elemanlar, dönen miller arasında, bir milden diğer mile güç ve hareket iletmek için kullanılırlar. Eğer eksenler arası mesafe uzak ise maliyet ve ağırlık parametreleri önemli olduğundan kayış-kasnak sistemi tercih edilir. Eksenler arası mesafe yakın olduğu zaman ise dişli çark sistemleri kullanılır. Yükün gücü ve iletilecek yöne bağlı olarak ihtiyacı karşılayacak çeşitli dişli modelleri mevcuttur; örneğin düz, helis, konik, planet, sonsuz vida vb. Helis dişli çarklar daha sessiz çalışması, yüksek devirlerde daha stabil olması sebebi ile tercih edilirler. Yüksek hızda gürültüsüz çalışabilmelerinin sebebi helis dişliler düz dişliler gibi noktasal değil, çizgisel temas durumundadır. Yani; bir diş temasa başladığında diğer diş hareketi bırakmaz. Bu diştten sonra gelen diş kendisine karşılık gelen dişliye temas ettikten sonra ilk diş ayrılır. Bu ise hem sesi hem de dişlerde vuruntuyu azaltır.

Önceki yıllarda yapılan çalışmalara bakıldığında dişli çarklar üzerinde yapılan mekanik ve bilgisayar destekli testler çoğunlukla standartlarla karşılaştırılmış, bu süreçte birçok eğilme kırılma testleri yapılmıştır. Fakat maliyet ve zamanın etkisiyle de dişli çarklar üzerinde yapılan bu çalışmalar dişli üzerindeki her değişkeni aynı anda ele almakta zorlanmaktadırlar. Günümüze yaklaşırken artık bilgisayar destekli sonlu eleman analizi ile daha rahat olan bu çalışmalar yine de insanların ihtiyaç hızına yetişememektedir.

Helis dişli çarklar verimliliği çok yüksek olması sebebi ile güç ve hareket iletiminde çok sık tercih edilen makine elemanlarından biridir. Günümüzde helis dişli çarklar yüksek devirde, daha fazla yükü gürültüsüz taşıyabilme özelliklerinden dolayı çok kullanılırlar. Bu verimliliğin sağlanabilmesi çok farklı parametrelere bağlıdır. İhtiyaca uygun elemanın seçilebilmesi için, helis dişli çarkın statik ve dinamik analizlerinin bilgisayar simülasyonları ile gerçekleştirilerek makine tasarımının hızlı ve ucuz bir yöntemle elde edilmesi önerilmektedir.

Yapay zekâ geleceğimiz için önemli bir araştırma ve üretim yöntemi olarak hızla hayatımıza girmiştir. Artık yıllar öncesinde yapılan testleri, analizleri tekrarlamaya gerek kalmadan aralarında bağ kurmak çok daha hızlı hale gelmiştir. Farklı alanlarda yapılan önceki yılların

veri setleri kullanılarak üretilen yapay zekâ modelleri ile çok daha hızlı bir şekilde tasarımın çeşitlendiği ve farklı aralıklardaki analizlerin yapılabildiği görülmüştür.

Bu amaçla; helis dişli üzerinde modül (m), diş sayısı (z), kavrama açısı (α), helis açısı (β) değişkenleri kullanılarak helis dişli çarkın parametrik boyutları oluşturulmuştur ve parametrik tork değerleri ile probleme uygulanmıştır. Bu modellerin sonlu elemanlar modelleri ve statik/dinamik analiz çözümleri elde edilmiştir. Daha sonra FEA çözümlerinden elde edilen sonuçlar ile bir Yapay Sinir Ağı Modeli geliştirilmiştir.



2. LİTERATÜR TARAMASI

Helisel dişli tasarımının teorik temeli ve performans özelliklerine ilişkin kapsamlı araştırmalara rağmen, tasarım parametreleri ile performans matrisleri arasındaki ilişkinin tam bir matematiksel tanımı, bu ilişkilerin karmaşıklığı nedeniyle hala net bir şekilde anlaşılammıştır. Bu çalışmada, çeşitli performans metriklerine dayalı olarak helis dişli tasarımı ve performansı üzerine sonlu elemanlar ve analitik yaklaşımlar yoluyla karşılaştırmalı bir çalışma yapılmıştır. Amerikan Dişli Üreticileri Birliği (AGMA) standartlarına dayalı olarak tek bir helisel dişli sistemi için teorik analiz Matlab'da değerlendirilmiştir. Tekli, çift helisel (herringbone) ve çapraz helisel dişli gibi farklı helisel dişli diş sistemlerinin ana performans metriklerinin etkisi, ANSYS'te sonlu elemanlar yöntemi (FEA) ile incelenmiş ve teorik analizle karşılaştırılmıştır. Ayrıca, farklı helisel dişli sistemlerinin performans metriklerini araştırmak amacıyla yapısal, temas ve yorulma analizleri de gerçekleştirilmiştir. Böyle bir karşılaştırmanın faydası, yeni bir tasarım varyantı için karmaşık teorik analizler yapmadan stres dağılımını hızlı bir şekilde tahmin etmesi; ayrıca, FEA analizi, dişlilerin teorik analizine ilişkin karmaşık formülleri hesaplarken manuel hata olasılığını azaltmasıdır. Bunun, işlem süresini önemli ölçüde azaltacağı ve tasarım performansında esneklik sağlayacağı belirlenmiştir [1].

Bir dişli çark kullanımı sırasında dişin çoğunlukla iki tip gerilmeye maruz kalır; eğilme yorgunluğuna sebep olan eğilme basıncı ve temas yorgunluğuna sebep olan temas basıncı. Çalışmada eğilme hasarını önlemek için dişlinin modülü ve yanak genişliği kiriş mukavemeti dinamik yükten daha büyük olacak şekilde seçilmiştir. Çalışmada güç iletilirken diş profillerinde oluşan teğetsel gerilmeler incelenmiştir. Çalışma sonucunda, helisel dişlinin AGMA'dan hesaplanan ve ANSYS analizinden elde edilen helis dişlilerin diş eğilme gerilmelerinin değerinin, modül ve yüzey genişliği arttıkça azaldığı gözlemlenmiştir. Modülü yüksek ve alın genişliği yüksek olan dişlilerin sabit yük ve hız için daha uygun olduğu bulunmuştur. ANSYS'in sonuçları, AGMA süreciyle karşılaştırıldığında %4,3 daha büyük bir yüzde farkıyla ufak bir farklılık göstermiştir. Bulgulara dayanarak ANSYS'in gerekli herhangi bir modül ve yüzey genişliğindeki eğilme gerilme değerlerini tahmin etmek için kullanılabileceği, dişliler gibi zor tasarım konularının kullanımını ve çözülmesini daha kolay hale getirdiği sonucuna varılmıştır [2].

Çalışmada, maksimum diş kökü bükülme gerilme pozisyonları ve pinyon ve dişlinin maksimum diş yüzeyi temas gerilme pozisyonları dahil olmak üzere maksimum gerilme pozisyonlarını belirlemek için geçici rejim analiz yapılmıştır. Dişlilerin güvenlik karakteristiğini belirlemek için bu konumlarda yorulma analizi uygulanmıştır. Bir çift dişlinin temas ve bükülme gerilmeleri periyodik olarak döngü yaptığı belirtilmiştir. Yorulma ömrünün değerini doğru bir şekilde belirleyebilmek için dişlilere yüksek gerilme uygulanmıştır. Meshleme prosedürü ANSYS simülasyon ortamında simüle edilmiş ve maksimum gerilme konumları üzerine yoğunlaştırılmıştır. Daha sonra Workbench yorulma modülü, bu konumlardaki yorulma analizini gerçekleştirmek için kullanılmıştır ve sonuçlar, dişlilerin yorulma ömrünü ve güvenlik faktörünü hesaplamak için kullanılmıştır. Çalışma sonucunda, diş kökü bölgesinde daha yüksek güvenlik faktörüne sahip olduğu belirlenmiştir [3].

Çalışmada helisel dişli çifti üzerindeki temas gerilmeleri ve diş bükülme gerilmeleri sonlu elemanlar analizi (FEA) ve AGMA teorisi üzerinde hesaplanıp, karşılaştırılmıştır. Dişli hasarlarının ana faktörlerinden biri olan temas gerilmeleri ve eğilme gerilmeleri üzerinde durulmuş ve tasarımda diş hasarını azaltmak için helis açısının etkisi üzerinde çalışılmıştır. Helis açısının artmasıyla birlikte, basınç açısı sabit iken hem temas gerilmelerinin hem de eğilme gerilmelerinin azaldığı görülmüştür. FEA ve AGMA teorisi kullanılarak 20° basınç açısı için temas gerilmelerinin tahminindeki hata payı %0,7 olarak, eğilme gerilme tahminindeki hata payı ise %16,4 olarak bulunmuştur. FEA ve AGMA hesaplarındaki eğilme gerilmeleri üzerindeki hata payı temas gerilmeleri üzerindeki hata payından daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir [4].

Bu çalışmada, "çeşitli doğal arazi koşulları ile tekerlek ve palet düzeneklerine" maruz kalan dinamik kuvvetler nedeniyle ömrü boyunca yorulma hasarına maruz kalan bir zırhlı paletli aracın vites kutusundaki dişli ele alınmıştır. Rastgele yükleme süresi geçmişi, yük Güç Spektral Yoğunluğunu (PSD) elde etmek için Hızlı Fourier dönüşümü kullanılarak frekans alanına dönüştürülmüştür, ANSYS üzerinde işlenerek, yorulma analizi yapılmıştır. Sonuçlar Hanumanna D'nin 2001 yılındaki deneysel çalışmasıyla karşılaştırılmıştır. Çalışmanın sonucu, 7311 numaralı kritik düğümde girdi verilen stres PSD yanıtı nedeniyle, Sonlu Elemanlar Metodu (FEM) ile rastgele yük değişimleri (Random vibration) altında elde edilen yorulma ömrü $5,8 \times 10$ döngü olup, deneyde elde edilen ömür 6,5'tir. $\times 10$ döngü. Ve kritik düğüm 7311'de girdi olarak verilen stres PSD yanıtı nedeniyle, FEM tarafından elde edilen

Sabit Genlik Yükleme Altında Yorulma Ömrü $2,9 \times 10$ döngüdür, burada deneyde elde edilen ömür $3,25 \times 10$ döngüdür. FEM tarafından elde edilen ömür, deneysel ömürle karşılaştırıldığında daha az olduğu gözlemlenmiştir; nedeni olarak, test dişlisinin kelepçeli durumunda olduğu belirtilmiştir. Sabit genlikli yüklemeyle elde edilen ömür, rastgele yüklemeyle elde edilenden çok daha azdır; bunun nedeni, sabit genlikli yüklemeye indüklenen gerilmelerin aynı tepe yük koşulu için daha yüksek olmasıdır [5].

Çalışmada, dişlilerin güvenilirliğini doğrulamak için en etkili yol olan dişli yorulma testinin maliyetinin çok uzun ve maliyetli testler olduğu belirtilmiş, özellikle yüksek hızlı ve ağır yüklü helisel dişliler için sürecinin laboratuvarında simüle edilmesinin zor olduğunu belirtmiştir. Testin maliyetini azaltmak için tam boyutlu dişliler yerine ölçeklendirilmiş dişli modellerinin kullanımı test edilmiştir. Ölçeklendirilen dişliler üzerinde sekiz kademeli yük spektrumu altında yorulma analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda helisel dişlilerin, eşit helisel açıya ve eşit orantı oranlarına sahip referans çapı, diş genişliği, modül ve uzunluk boyutu parametrelerine sahip ise geometrik olarak benzer kabul edilebileceği belirtilmiştir. Ayrıca tork oranları geometrik benzerlik oranlarının küpüne eşit olduğu ve malzemeler eşit Poisson oranına ve elastik modüle sahip olduğu durumda, geometrik benzer helisel dişlilerin temas gerilme ve kök eğilme gerilmesi eşit olması gerektiği tespit edilmiştir. Çalışma sonucunda, tam boyutlu helisel dişlilerin ve onun yorulma benzeri modellerinin, yakın yorulma ömürlerine ve temas yorulma hasarlarına sahip olduğu bulunmuştur [6].

Bu çalışmada, helisel dişli tahrikinin güç aktarım kapasitesinin artırılmasına yardımcı olan dengeli bir eğilme yorulma ömrü ve yorulma kullanım faktörü elde etmek için dişli ile pinyon arasında optimum kremayer kesici diş kalınlığı faktörü incelenmiştir. Standart diş kesici ($Sr_2 = Sr_1 = 0,5$) yerine, optimum bükülme yorgunluk ömrüne dayalı olarak dişli ($Sr_2 = 0,52$) ve pinyon ($Sr_1 = 0,48$) değerine göre "diş kesici diş kalınlık faktörünü" değiştirerek, helisel dişli tahrikin eğilme dayanımı artırılabilirdiği tespit edilmiştir. Ayrıca, helisel dişli tahrikin dişli ve pinyon basınç açısının artması nedeniyle optimum "eğilme yorgunluk ömrü" arttığı gözlemlenmiştir. Daha yüksek basınç açısına sahip dişlilerde diş kökündeki yorulma kırılmasının daha geç olduğu ve arıza yüzdesi oranı azaldığı tespit edilmiştir. Basınç açısı aralıklarının $17,5^\circ$ 'den $22,5^\circ$ 'ye artması durumunda arıza yüzdesi %3'e düşmüştür. Dişlinin yeni "kremayer kesici diş kalınlığı faktörü", dengeli "eğilme yorulma ömrü" elde etmek için helisel açının 30° 'ye kadar artırılmasıyla artırılmıştır. Dengeli "eğilme yorgunluk ömrü" için 20° ve 30° helisel açıları için incelenmiş ve ömrü artırmak için 20° helisel açı tercih

edilmiştir. 20-30° helisel açı aralıkları arasındaki başarısızlık oranı farkı %1,23 olarak bulunmuştur. Çalışmada, diş sayısı ve dişli oranındaki artışın, optimum diş kalınlığı faktörü için dengeli "bükülme yorulma ömrünü" önemli ölçüde arttırdığı bulunmuştur. Dişli "kremayer kesici diş kalınlığı faktörü" diş sayısı arttıkça arttığı ve daha yüksek bir dişli oranı için dişlinin diş kalınlığı faktörü, optimum "bükülme yorulma ömrü" için azaldığı gözlemlenmiştir. Diş sayısı 40 ile 60 arasında olduğunda arıza yüzdesi %37,12'ye, 1'e 2 dişli oranında ise arıza oranı %52,5'e düştüğü gözlemlenmiştir. Öyle ki, optimum "kremayer kesici diş kalınlığı faktörü" ile güç aktarım verimliliği arttığı bulunmuştur [7].

Yapılan çalışmada alın dişlilerinin yorulma ömürleri ve temas gerilmeleri 3 farklı malzeme ve modül üzerinde incelenmiştir. Kullanılan malzemeler: Yapısal Çelik, Paslanmaz Çelik, Alüminyum Alaşım; kullanılan modüller ise, 1mm, 2mm ve 3mm'dir. Solidworks ve ANSYS kullanılarak gerçekleştirilen çalışmada çıkan grafik sonuçları karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda modül arttıkça temas gerilmesinin azaldığı gözlemlenmiştir. Malzemelerden alüminyum alaşımının ise en az strese ve en yüksek yorulma ömrüne sahip olduğu tespit edilmiştir [8].

Bu çalışmada, dişlilerin birbirlerini kavrama sırasında diş yanağı ve diş boşlukları üzerindeki gerilmeleri sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. AGMA eğilme denklemi ve AGMA temas denklemi ile analitik hesaplama yöntemi kullanılmıştır. Helis açısı ve yanak genişliği parametreleri üzerine modellenen çalışmada, AGMA, Lewis ve Hertzian teorisinin FEA yaklaşımını kullanarak doğrulanması amaçlanmıştır. Çalışma sırasında helis açısının temas gerilmesi açısından kritik olduğu ve helis açısı arttıkça temas uzunluğunun arttığı dolayısıyla temas gerilmesinin arttığı gözlemlenmiştir. Yanak genişliğinin artırılması, kökteki taşıma alanı arttıkça bükülme gerilmelerinin azalmasına neden olduğu gözlemlenmiştir. Sonuç olarak maksimum eğilme gerilmesi, yanak genişliğinin artmasıyla azaldığı ve helis açısı daha yüksek ve yanak genişliği daha düşük olan dişlilerde daha yüksek olduğu tespit edilmiştir. Bu bulguya göre malzeme mukavemet değeri kriter ise istenilen helis açısına sahip ve yanak genişliği nispeten daha büyük olan bir dişli tercih edilmesi önerilmiştir [9].

Bu çalışmada helisel dişlilerin eğilme yorulma gerilme kapasitesi bir model üzerinde incelenmiştir. Model, helisel dişlide diş kökündeki eğilme gerilmesi tahminini hesaplar. Farklı referanslardan alınan kök eğilme gerilmesini çeşitli tasarım örnekleri, helisel dişliler üzerinde hesaplanmıştır ve iki model değeri arasındaki yüzde farkları örneklerde %7 ile %10

arasında değiştiği için AGMA tahminleriyle uygun bir şekilde karşılaştırılmıştır. Örnekler, 15° ila 41,41° helis açısı aralığına ve 20° ve 25°'lik basınç açılarına odaklanmıştır. Çalışma sırasında ölçülü çözümler sunan yeni modelin genel olarak biraz daha yüksek eğilme Gerilmei değerleri verdiği görölmüştür, bunun ön tasarım için bir avantaj sağladığı söylenmiştir. Helis açısının artmasıyla eksenel yük arttığından, daha yüksek helis açıları için katkı daha fazladır. Örneklerde gösterilenlerde, toplam kök eğilme gerilmesi, kesme gerilmesine katkısı yaklaşık %24 ila %36 arasında değiştiği tespit edilmiştir. Bu sonuç helisel dişlilerin daha uzun ömürlü olması açısından önemlidir. Yüksek hızlı dişlilerde düz dişlilerde çalışma derinliğinin tamamen helisel profil içerisinde olması için minimum pinyon diş sayısının 33 olması tavsiye edilmiştir. Helisel dişliler için yüksek hızlı uygulamalarda önerilen minimum değer $33\cos^3\psi b$ olarak belirtilmiştir [10].

Bu makale, bir çelik fabrikasının dişli kutusunda kullanılan helisel dişlinin zamanından önce arızalanmasına odaklanmıştır. Dişli, 40000-50000 saatlik normal hizmet ömründen çok daha kısa olan yaklaşık 15000 saatlik hizmetten sonra arızalanmıştır. Helisel dişlinin arızası, dişli dişlerinin yüzeyindeki aşırı temas stresinden kaynaklandığı gözlemlenmiştir. Hesaplanan temas gerilmesi, dişli malzemesinin izin verilen temas gerilmesinin 1,7 katıdır. Bu aşırı stres, orijinal elektrik motorunun daha güçlü bir motorla değiştirilmesinin sonucu olduğu tespit edilmiştir. Kırılma, dişli dişinin yüzeyde yorulma ile başlar ve çatlak oluşumu, çatlak büyümesi ve nihai kırılma takip eder. Ayrıca aşırı stres sonucu çukurlaşma meydana geldiği görölmüştür. Bu duruma dayanarak, makinelerin ana bileşenlerini değiştirirken dikkatli olunması gerekmektedir [11].

Çalışmada, $\beta = 20,00^\circ, 30,58^\circ, 36,05^\circ$ ve $40,88^\circ$ olmak üzere geniş helis açılarına sahip, karbürlenmiş helisel dişliler için bir sertlik testi, artık Gerilme ölçümü ve bükülme yorulma testi gerçekleştirdi. CASE-T'de (diş yüzeylerinin karbonlanması), ACUTE-END'de $\beta = 30,58^\circ, 36,05^\circ$ ve $40,88^\circ$ için etkili sertleştirilmiş katman derinlikleri $\beta = 20,00^\circ$ 'den önemli ölçüde daha büyük olduğu görüldü. Bu aralığın arttığını, diş kalınlığının β ile ACUTE-END yakınında tekdüze bir şekilde azaldığını gözlemledi. CASE-TS'de (diş yüzeylerinin ve dişli yan yüzeylerinin karbürlenmesi), ACUTE-END'deki sertleştirilmiş katman derinlikleri, dişli yan yüzeylerinin karbürlenmesi nedeniyle β 'dan bağımsız olarak büyük olduğu gözlemlendi. CASE-TS'de ACUTE-END yakınındaki basınç kalıntı gerilmesinin, her β için yalnızca CASE-TS için dişli yan yüzeylerinin karbürlenmesinden dolayı CASE-T'dekinden önemli ölçüde daha düşük olduğu tespit edildi. Karbürlemenin ACUTE-END yakınında büyük

sertleştirilmiş katmanlar oluşturduğu, ACUTE-END yakınında basma kalıntı gerilmesini azalttığı ve ACUTE-END yakınında dış kökü gerilmesini arttığı bir kavrama durumunda eğilme yorulma mukavemetinin gelişimini kısıtladığı tespit edildi. Elde edilen eğilme yorulma limitlerine dayanarak, ISO 6336-3:2006'nın yaklaşık 30°'yi aşan helis açıları için izin verilen çevresel yüklerin artış oranını fazla tahmin ettiği, ISO/DIS 6336-3:2018'in ise 30°'ye yakın helis açıları için bu oranı eksik tahmin ettiği tespit edilmiştir [12].

Bu yazıda iki özdeş helisel dişlinin beş farklı konumda gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. FEM tarafından hesaplanan temas gerilmesi, Hertz Gerilme formüllerinden ve AGMA Gerilme formüllerinden elde edilen Hertz temas gerilmesinin daha büyük olduğu gözlenmiştir. FEM sonucuna göre temas gerilmelerinin tork ile ilişkisi doğrusal değilken, eğilme gerilmeleri için doğrusaldır. FEM sonucuna göre pinyon deliği iç yüzeyi aynı miktarda yer değiştirdiğinde, farklı temas pozisyonları için dış alın genişliğindeki gerilmelerin dağılımı ve büyüklüğü aynı değildir. Dış teması dış yüzeyi genişliğinin ortasında meydana geldiğinde, stres, temasın dış yüzeyi genişliğinin başında ve sonunda meydana geldiği duruma göre çok daha eşit bir şekilde dağıldığı gözlenmiştir. Karşı taraftaki boşluklar basma eğilme gerilmesi, temas eden taraftaki boşluklar çekme eğilme gerilmesinden daha büyüktür. FEM sonuçları, temas konumu ve uygulanan yük seviyesinin (iletile torkun) dış yüzeyinden kaynaklanan maksimum kesme ve von-Mises gerilmelerinin konumu üzerinde hiçbir etkisi olmadığını göstermektedir. Yüklenen dişlerin elastik deformasyonu (sapması) nedeniyle temas bir çizgi yerine dar bantlar boyunca veya küçük alanlarda meydana gelir. Temas, eşleşen dişlerin iki yüzeyinde meydana gelir, ancak von-Mises ve maksimum kayma gerilmeleri, temas yüzeyinin biraz altında maksimum değerlerine ulaştığı görülmüştür [13].

Bu çalışmada, benzer koşullar altında üç farklı dişlinin (düz, helisel, konik) sonuçlarını karşılaştırmıştır. Dişliler Solidworks'te modellenmiş ve ANSYS'te analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlardan, deformasyonun dış alanı olan temas bölgesinde meydana geldiği ve yüzün merkezinin minimum deformasyon gösterdiği görülmüştür. Asıl güç aktarma işini yapan bölümün dişler olduğu bilindiğinden sonuç şaşırtıcı değildir. Minimum deformasyonun 0,000030062 m değeri ile helisel dişlilerde, maksimum deformasyonun ise 0,0013472 m değeri ile konik dişlilerde meydana geldiğini görülmüştür. Konik dişliler, düz dişlilerle hemen hemen aynı olan 2.2088e9 Pa ile dış yanı maksimum gerilme oluşumunu

göstermişlerdir. Helisel dişliler her iki analizde de daha iyi performans göstermiş ve helisel dişlilerin her üç dişli arasında en az gerilme oluşumunu gösterdiği tespit edilmiştir [14].

Bu makalede, helisel dişli çiftinin geliştirilmiş bir TVMS (zamanla değişen dişli sertliği) modelini oluşturularak, yaygın enine diş bükülme sertliği, enine diş kayma sertliği, enine diş radyal sıkışma sertliği, enine diş temel sertliği ve Hertzian temas sertliği ile aynı zamanda aksiyal diş bükülme sertliği, aksiyal diş torsiyonel sertlik ve aksiyal diş temel sertliğini de incelenmiştir. Çalışma üç model üzerinde yürütülmüştür: tek diş teması, düşük temas oranı (1-2) ve yüksek temas oranı (2-3). Önerilen TVMS analitik yönteminin farklı helisel dişli çiftleri için doğru, etkili ve verimli olduğunu göstermiştir. Sonuçlar, IMS (geliştirilmiş ağ sertliği) ve TMS (enine ağ sertliği) arasındaki göreceli değerlerin artan helis açısıyla birlikte büyüdüğünü ortaya koymuştur. Helis açısı 10° 'den küçük olduğunda maksimum bağıl değer %10'dan az, helis açısı 10° 'den büyük olduğunda maksimum bağıl değer daha büyük olduğu gözlenmiştir. IMS ve TMS yöntemlerinden TVMS'yi küçük helis açıları altında hesaplayabildiği ortaya çıkmıştır, fakat büyük helis açılarında IMS yönteminin kullanılması önerilmiştir [15].

Bu analizde, dişli oranının, helis açısının, yüzey genişliğinin ve normal modülün yüksek hız çeliği alaşımli helisel dişli üzerindeki bükülme ve basınç gerilmesi üzerindeki etkisini araştırılmıştır. Helisel dişli tasarımının sayısal analizi MATLAB programı kullanılarak yapılmıştır. Maksimum eğilme gerilmesi için optimum parametrelere ilişkin bulgulardan; diğer değerler sabit tutularak helis açısı ve buna karşılık gelen 15° artırıldığında eğilme gerilmesinin azaldığı gözlenmiştir. Daha ileri optimizasyon için maksimum eğilme gerilmesine karşılık gelen helis açısı alınmış, alın genişliği, dişli oranı, hız, helis açısı sabit tutulup, modül değişken tutulmuştur. Karşılık gelen eğilme gerilmesinin azaldığı gözlenmiştir. Maksimum eğilme gerilmesine karşılık gelen modül 16mm sabit olarak alınmıştır. Maksimum basınç gerilmesi için optimum parametrelere ilişkin bulgulardan; diğer değerler sabit tutularak helis açısı arttığında karşılık gelen basınç gerilmesi azaldığı gözlemlenmiştir. Daha ileri optimizasyon için maksimum basınç gerilmesine karşılık gelen 15° 'lik helis açısı alınmış, yüzey genişliği, dişli oranı, hız ve helis açısı sabit tutularak, modül değişken bırakılmıştır. Buna karşılık gelen basınç gerilmesinin azaldığı gözlenmiştir. Maksimum basınç gerilmesine karşılık gelen modül 16mm sabit olarak alınmıştır [16].

Bu makalede, güç aktarım sistemindeki bükülme arızasını önlemek için uygulanan enine yüke göre değişken yüzey genişliklerine sahip helisel dişlilerin simülasyonu yapılmıştır. Malzemenin akma noktasını bulmak için katı modellere artan yük uygulayarak alaşımli çelik malzemenin bükülme yorulma hasarını da araştırmışlardır. Helisel dişlinin simetrik sarmal profili, sarmal profilde daha doğru hassasiyet için KISSsoft yazılımında oluşturulmuş ve ANSYS kullanılarak mesh oluşturulup, Gerilme analizi gerçekleştirilmiştir. Araştırma sonucunda yazarlar şu bulgulara ulaşmıştır; Sonlu elemanlar analizinde çok ince meshli helisel dişlilerin doğru eğilme gerilmesi ile simülasyon değerlerinin yüksek doğruluğu sonucu elde edilmiştir. Ayrıca simetrik helisel dişlilerde artan yüzey genişliğinin etkisi, dişlinin kritik bölgesindeki Gerilme konsantrasyonunu azalttığı tespit edilmiştir. Tahrik yüzünün kök boşluk alanı olarak gözlenen maksimum eğilme yükü dağılımı ve helisel dişlinin eğilme gerilmesindeki (ANSYS) azalma, helisel dişlinin 60 mm alın genişliğinde %35,48'i oluşturduğu gözlemlenmiştir [17].

Bu çalışma, eğilme ve temas yük taşıma kapasitesi de dahil olmak üzere helis dişlinin yük taşıma kapasitesi üzerindeki helis açısının etkisini araştırılmıştır. Simülasyon sırasında enine temas oranı sabit basınç açısına göre hesaplanmıştır. Helis açısını değiştirilerek hem örtüşme temas oranı hem de toplam temas oranı hesaplanarak, simüle edilmiştir. Helisel bir dişlinin eğilme gerilmesi ve temas gerilmesi, helis açısına göre hesaplanarak, simüle edilmiştir. Pinyon dişlisinin katı (CAD) modellemesi SOLIDWORKS yazılımı kullanılarak elde edilmiştir. Uygulanan yük, 6 farklı helis açısına sahip ($\beta=22^\circ, 24^\circ, 26^\circ, 28^\circ, 30^\circ, 32^\circ$) 6 farklı pinyon dişlisinde dikkate alınmıştır. Helis açısının arttırılmasının helisel dişlinin temas oranının artmasına neden olduğu görülmüştür. Ayrıca temas oranının arttırılması helisel dişlinin eğilme gerilmesini ve temas gerilmesini azalttığı tespit edilmiş ancak sabit bir enine temas oranıyla helis açısına bağlı olarak toplam temas oranının iyileştirilmesi mümkün olduğu görülmüştür. Daha yüksek helis açısının helisel dişli eğilme ve temas yükü taşıma kapasitesini arttırdığı sonucuna varılmıştır [18].

Bu çalışma değişken helis açılarındaki silindirik helis dişlileri üstünde geometrik tasarımları, mesh performansları ve kavrama performansları çalışılmıştır. Sonuç olarak, değişken helis açısına sahip helisel dişlilerin, sabit helis açılı helisel dişlilere göre eğilme ve temas gerilmesini azalttığını göstermiştir. Değişken helis açısına sahip silindirik helis dişlilerin, adım çapı, diş sayısı ve yüz genişliği oynanmadan, mesh biçimi ve boyutu, dairesel yay profillerinin yarıçapı ve birbirine kavrama çizgisi fonksiyonları değiştirilerek

ayarlanabileceği belirtilmiştir. Temas ekseninin uzunluğu, dairesel yay profil yarıçapının artmasıyla ve helis açısının azalmasıyla arttığı tespit edilmiştir. Standart dışı eşdeğer involüt helis dişlilerle karşılaştırıldığında, titreşimsiz yuvalanma helis dişliler daha yüksek temas ve bükülme gerilmesi sağladığı gözlemlenmiştir [19].

Bu çalışmada, helisel dişli çiftleri arasındaki statik koşullar altındaki temas gerilmeleri 3B sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir. 0°, 5°, 15°, 25° helis açılı dişlilerin, Lagrange çarpanı algoritması kullanılarak gerilmeleri bulunmuştur. Sürtünme etkisi “0” ve “0.03” değerleri arasında kullanılarak problemin çözümü daha kolay okunabilir hale getirilmiştir. Çalışma sonucunda, temas gerilmeleri, sabit bir sürtünme katsayısı değerinde iken, $\mu=0,0$ değeri için %17, $\mu=0,3$ değeri için ise %13 civarı helis açısıyla birlikte azaldığı ölçülmüş. Sürtünmesiz analitik temas gerilmesi sonuçlarında ise helis açısının azalması ile %11 civarında azaldığı bulunmuştur. Bu varyasyonlar kabul edilebilir sınırlar içinde olması nedeniyle FEA sonuçlarını doğrulamıştır. Daha küçük helisel açılı dişlilerde ise sürtünme katsayısının artmasıyla birlikte temas gerilmesindeki artışın, helisel açısı yüksek olan dişlilere göre daha az olduğu tespit edilmiştir. Düz dişli çiftleri için artış oranı yaklaşık %10 iken, 5°, 15°, 25° helisel dişli çiftleri için sırasıyla %11,2, %18 ve %15 olarak ölçülmüştür [20].

Çalışmada, düz ve helisel dişlilerin temas gerilmesinin temas konumuna bağlı olarak değişimi araştırılmıştır. Dönme sırasında tek diş üzerinde oluşan temas gerilmesinin değişimi ile AGMA (Amerikan Dişli Üreticileri Birliği) temas gerilme denklem sonuçları karşılaştırılmıştır. Analize göre temas gerilmesini dikkate alan tasarım sonuçlarının AGMA standardına göre alınan sonuçlara göre daha katı olduğu tespit edilmiştir. En yüksek temas gerilmesinin yüzeyde ortaya çıktığı görülmüştür. Bu çalışmada analiz edilen düz ve helisel dişliler için temas yorulma mukavemeti açısından güvenli olduğu düşünülen, en küçük yüzey sertliği 240 HB olduğunda yaklaşık 700 MPa veya daha yüksek bir yüzey yorulma mukavemeti gösteren malzeme kullanılmıştır. Sonlu elemanlar analizi kullanılarak hesaplanan değerler malzemenin temas yorulma dayanımının altında bulunmuş; dolayısıyla uygun gücü ve güvenliği sağladığı teyit edilmiştir [21].

Bu çalışma, hesaplama araçlarının rüzgâr türbini dişli kutusunun Condition Monitoring (CM) kullanımına ilişkin araştırmalar ele alınmaktadır. Literatürde kullanılan çeşitli FEM analizlerinin ve farklı YSA (yapay sinir ağı) varyantlarının doğruluk düzeyi incelenmiştir.

Çıkan sonuçlarda; rüzgâr türbini dişli kutusunun en belirgin arızaları ara ve yüksek hız kademesindeki rulman ve planet dişlilerde görüldüğü tespit edilmiştir. Rulman arızalarından en fazla olanın aksel çatlama olup, dişli takımlarının diş yüzeyinde en çok gözlenen arızanın ise abrasif aşınma olduğu kaydedilmiştir. Çalışmalarda FEM kullanımının, maliyetten ve işleme çabalarından tasarruf etmesiyle birlikte geleneksel deney yöntemlerinden %5'ten daha az oranda sapma ile veri elde edilebildiği ispatlanmıştır. Ayrıca; arıza teşhisi için yapay sinir ağının farklı varyantlarının, yüksek tahmin ve sınıflandırma doğruluğuyla mükemmel performans gösterdiği ve bu akıllı modeller ile doğrudan ham titreşim verilerinden özellik çıkarma ve özellik öğrenmeyi gerçekleştirerek geleneksel yöntemlere olan ihtiyacı ortadan kalkabileceği tespit edilmiştir. Son olarak okyanus mühendisliğinde kullanılan bir hibrit modelin (YSA modeliyle birleştirilmiş FEM) %1'den daha az istatistiksel hata elde ettiği gözlemlenmiştir [22].

Bu araştırmada, bir helis dişli tasarlanırken basınç açısı, helis sapma açısı ve modül değişkenlerinin güç iletimine ve sertliğe etkisini gözlemlemek için bir dizi sonlu eleman analizi yapılmıştır. İlk durumda 1 mm modül için distorsiyon değeri 87×10^{-6} m, 2mm modül için distorsiyon değeri ise $3,75 \times 10^{-6}$ m bulunmuştur. Modül 2'nin, modül 1 değerine göre daha az bozulduğu bulunmuştur. Modül değerinin dayanıma etkisi olduğu ispatlanmıştır. En büyük gerilme değeri $14,5^\circ$ basınç açısı için $2,13 \times 10^8$ Pa iken, 20° basınç açısında gerilme değeri $1,93 \times 10^8$ Pa olmuştur. Basın açılarının gerilmeye etkisi olduğu ispatlanmıştır. Ortaya çıkan deformasyon değerlerinden helis açısı 20° için deformasyon değerinin $4,26 \times 10^{-6}$ m, 30° için $3,47 \times 10^{-6}$ m olarak ölçülmüştür. Gerilme değerinin 20° helis açısında $1,93 \times 10^8$ Pa ve 30° içinse $1,86 \times 10^8$ Pa olduğu kaydedilmiştir. Helis açısının dayanıma etkisi olduğu ispatlanmıştır [23].

Malzeme özelliklerinin ve mekanik bileşenlerinin yorulma davranışının doğru bir şekilde incelenip, analiz edilmesinin gerekliliğinin altını çizen bu çalışmada, döngüsel streten ve dolayısıyla yorulmadan kaynaklanan, beklenmedik kırılmalara neden olabilecek arızaların doğru şekilde analiz edilmesi gerektiğini vurgulanmıştır. Bu amaçla, bu yazıda teorik hesaplama ve deneysel analizin birleşik bir yaklaşımı üzerinden çalışma gerçekleştirilmiştir. 39NiCrMo3 malzemesinden 2 mm modüle sahip bir dişlinin yorulma dayanımının üzerinde çalışılmıştır. Tek Diş Eğilme Yorulma testleri, evrensel bir çekme test makinesinin desteğiyle gerçekleştirilmiştir. Short staircase ve classic staircase olmak üzere iki farklı istatistik yaklaşımı üzerinden hesaplanan, malzemenin kabul edilebilir. Gerilmeler sırasıyla

$\sigma_{Flim}=280,44$ MPa ve $\sigma^*_{Flim} = 288,00$ MPa olarak bulunmuştur. Her iki testte uygulanan yük artışı (100N), ilk veri dağılımı için standart sapmanın üzerinde, ikinci veri dağılımı için ise önerilen değerin altında çıkmıştır. Bulunan iki değer aynı çelik malzeme (39NiCrMo3) için literatürde belirtilen değerle ($\sigma_{Flim}=280,44$ MPa) karşılaştırıldığında Dobler ve ark. çalışmaları onaylanmıştır. Uygulamada, ISO 6336 standardı takip edilirse (YX=1 değeri kullanılarak), kabul edilebilir Gerilmelerin elde edilen değerleri, beklenen değerle sırasıyla %17,7 ve %20,8 farkla $\sigma_{Flim}=330,65$ MPa ve $\sigma^*_{Flim} = 339,57$ MPa değerine eşit olduğu bulunmuştur. Buna göre, aynı bileşenden yapılmış standart 5mm modül dişlinin, boyut faktörünün hesaplanmasında alternatif yöntemin kullanılmasının yük taşıma kapasitesinde %17,7 ve %20,8 artışa yol açtığını ortaya konmuştur. Doğru bir tasarım aşaması ile, küçük boyutlu dişli kutularının daha hızlı ve daha az maliyetli olarak geliştirilebileceği belirlenmiştir [24].

Bu çalışmada, involüt olmayan dişlilerin tasarımında makine öğrenimi modellerinin kullanılma olasılığını araştırılmıştır. Standart dışı dişli modeli üzerinden çalışma yürütülmüştür. YZ (Kök Gerilmesi için S-dişlilerin şekil faktörü) parametresinin değerini ve dolayısıyla nominal dişli kök gerilmesini tahmin etmek için bir makine öğrenme yöntemi önerilmiştir. Yöntem, sonlu eleman simülasyonlarından toplanan verilerden makine öğrenimi modellerinin eğitilerek oluşturulmuştur. Birden fazla model eğitilmiş ve referans FEM yöntemiyle karşılaştırıldığında %3,4 ortalama bağıl sapma elde eden "Random Forest" ve "AdaBoost" en iyi performansı gösteren yöntemler olmuştur. Ortaya çıkan modeller daha sonra yeni veriler üzerinde doğrulanmış ve nominal kök gerilmesi, E1, E2, Ft, n ve z niteliklerinin bir fonksiyonu olan hedef parametre YZ'den hesaplanmıştır. Geliştirilen model, dişli tasarımında dişli kökü gerilmesinin belirlenmesi ve değerlendirilmesi için çok daha basit ve daha hızlı bir teknik sağladığı ispat etmiştir. Farklı sayıda dişe, genişliğe, modüle, temas yoluna, malzemeye ve yüke sahip dişliler için nominal kök gerilmesini hesaplamak için kullanılabilmesi tespit edilmiştir. Özellikle standart dışı dişli geometrilerinin tasarımındaki hesaplamalar için uygun olduğu gözlemlenmiştir [25].

Bu çalışmada, temas oranı ile iletim hatası arasındaki ilişki, iletim hatasının helis açısına göre değişiminin hesaplanmasıyla araştırılmıştır. Sayısal örnekte, dişli sistemi için dinamik bir tahrik kaynağını temsil eden iletim hatasındaki değişimi en aza indiren, temas oranının tam sayı değerine sahip olduğu belirli bir helis açısı üzerinden gidilmiştir. Temas oranı, iletim hatasındaki değişimi en aza indirmek için optimum helis açısının belirlenmesi

amacıyla temas hattı uzunluklarının toplamından daha kesin bilgi sağladığı belirlenmiştir. Temas hattı tamsayısı 3 ile 4 arasında değişmektedir. Böylece hesaplanan temas oranı 3,35'tir, bu da zamanın %65'inde üç dişin, geri kalan %35'inde ise dört dişin temas halinde olduğu anlamına gelir. Helisel bir dişlinin ağ yoğunluğunun, temas halindeki dişlilerin temas hatlarının uzunluklarının toplamı ile orantılı olduğu bilinmektedir. Helisel dişlilerde elde edilmesi zor olan iletim hatasına alternatif olarak genellikle temas hatlarının uzunluklarının toplamı kullanılabilir. Üç diş temas ettiğinde temas hattı uzunluklarının toplamı 25,56 mm, dört diş temas ettiğinde 27,04 mm olur. Helisel dişli çifti için temas oranı, diş yüzünün vidalı yüzeyini oluşturan helis açısıyla birlikte artar. Burada temas oranı, temas hattı uzunluklarının toplamı ve çiftin iletim hatası çeşitli helis açıları için karşılaştırılmıştır. Helis açısı 0° olduğunda temas hattı uzunluklarının toplamı değerindeki değişiklik maksimuma ulaşır. Ancak helis açısı 30° olduğunda temas hattı uzunluklarının toplamı hemen hemen sabittir. İletim hatasının büyüklüğü, temas hattı uzunluklarının toplamı ile olan ilişkinin aksine, helis açısının artmasıyla azalır. Beklendiği gibi helis açısı arttıkça temas halindeki diş sayısı artar, iletim hatasındaki değişim de azalır. Temas hattı uzunluklarının toplamındaki değişiklik, helis açısı 30° olduğunda minimum bir değerdir; ancak iletim hatasındaki değişiklik, hem 25° hem de 46° helis açılarında minimuma sahiptir. Dolayısıyla iletim hatası açısından helis açısı 25° veya 46° olmalıdır; ancak 25° tercih edilir çünkü 46° gibi son derece büyük helis açılarının üretimi zordur. Helis açıları 25° ve 46° civarında olduğunda temas oranlarının sırasıyla 3 ve 4 tamsayı değerlerine sahip olduğu görülmektedir. Helisel dişli sistemde kontak oranı tam sayı değerine sahip olduğunda iletim hatasındaki değişim en aza indirilebilir [26].

Bu analiz, dişlilerde kavrama işlemi sırasında dişli çiftinin temas özelliklerini ve helisel eğri yüzeyli dişli çiftinin daha ileri analizi ve uygulamasını araştırmıştır. Eğrilik yarıçapı ρ_x ve ρ_y 'nin değişimi temel olarak yükün değişmesiyle aynı eğilime sahiptir ve ρ_x / ρ_y oranı meshleme ilerledikçe arttığı belirtilmiştir. Helisel eğri yüzeyli dişlinin diş yüzeyindeki temas noktası ve temas alanı her zaman hatve yüzeyine yakındır. Yükün çok fazla olması durumunda temas alanı diş yüzeyinde tam olarak gösterilememektedir. Bu nedenle, yükün artmasıyla birlikte dişin kenarı ile temas meydana geleceği, yük sapması meydana geleceği ve helisel eğri yüzeyli dişli çiftinin birbirine geçmesinin etkileneceği tespit edilmiştir. Test sırasında her dişte temas gerilmesinin önce arttığı, sonra yükseklik arttıkça azaldığı gözlenmiştir. Ve farklı yüksekliklerde temas gerilmesinin değişim eğilimi, diş 1'den diş 5'e kadar aynı kalmıştır. Ortadan yukarıya doğru değişen maksimum temas gerilmesi, farklı

dişlerde farklı yüksekliklerle elde edilmiştir. Yarım çevrimde maksimum temas gerilmesi diş 3'te elde edilmiştir. Temas alanı dikkate alındığında diş 3'teki temas durumu eğri yüzeyli dişlinin aktarım özelliklerini belirleyeceği gözlenmiştir. Helisel eğri yüzeyli dişli ile düz eğri yüzeyli dişli karşılaştırıldığında, helisel eğri yüzeyli dişlinin temas oranı düz eğri yüzeyli dişliden daha büyüktür ve n_1 , modül m , eksantriklik k ve diğer parametrelerin değişmesiyle 1,3 ile 2,5 arasında değişmektedir. Yarım çevrimde, helisel kavisli yüzeyli dişli aynı parametrelere sahip düz dişliye göre daha az tek diş kavramasına ve daha fazla diş kavramasına sahip olduğu gözlemlenmiştir. Daha fazla dişin aynı anda birbirine geçmesi tek dişten daha iyi olduğu tespit edilmiştir. Dolayısıyla helisel yüzeyli dişlinin temas durumu düz yüzeyli dişliye göre çok daha iyi olduğu ispatlanmıştır [27].

Bu makalede düz dişlilerde sonlu elemanlar analizi yoluyla dişli diş temas analizleri yapılmıştır. Eşit geometrideki düz dişlilerdeki temas gerilmesini değerlendirmek için genel bir sonlu eleman modeli geliştirilmiştir. FEA, artırılmış Lagrange temas algoritmasının yardımıyla mesh, temas elemanları ve uyarlanabilir bir yöntem kullanarak dişli diş temas davranışını simüle etmek için kullanılmıştır. Üç farklı malzeme için iki farklı hızda yer değiştirmeler, gerilme dağılımları ve gerinimleri elde edilmiştir. Sonuçlar, kompozit malzemeli dişlilerin deformasyonunun çelik ve plastik malzemelerle karşılaştırıldığında önemli ölçüde daha az olduğunu göstermektedir. Ek olarak, alın dişlisinin dönme hızları gerilme, gerinim ve deformasyon dahil olmak üzere malzeme davranışını etkilediği gözlemlenmiştir. Bu nedenle kompozit malzemeler çelik ve plastik malzemelere daha iyi bir alternatif olacağını ileri sürmüştür [28].

Dişli sistemlerin dinamik davranışı, teorik durumdan farklı çalışma koşullarından ve diş yüzeyinin mükemmel dolgudan sapmalarından oldukça etkilenir. Bu makale, gerçek durum parametrelerinin ölçeklenebilir bir şekilde hesaba katılmasını sağlayan çok gövdeli modellemeyi kullanan dişli gruplarının küresel dinamik simülasyonları için bir temas elemanı sunmaktadır. Öge, dişli vızıltı simülasyonu amacıyla tartışılmıştır. Yüksek hesaplama verimliliği elde etmek için dişli gövdeleri rijit kabul edilir ve dişliler değişken sertlikteki yay-sönümleyici elemanlarla bağlanır. İç ve dış düz ve helisel dişlilerin simülasyonu için çoklu gövde ortamında dişli temasının 3 boyutlu etkilerini açıklayan etkili bir eleman önerilmiştir. Dişliler, göreceli konumlandırma ve anlık iletilen yük olarak tanımlanan anlık çalışma koşulları dikkate alınarak ölçeklenebilir bir şekilde modellenmiştir. Çalışma koşullarına ilişkin aralıklar ayrılaştırılmıştır ve bir 3D statik temas analiz aracı

kullanılarak bir ön işleme adımında her kombinasyon için ağ sertliği hesaplanır. Yazarlar bu ön işleme adımını gerçekleştirmek için OSU GearLab'ın LDP yazılımını benimsemişlerdir. Oluşturulan veri seti, çok gövdeli dinamik simülasyon sırasında enterpolasyon yapılan arama tablolarında saklanır. Tamamen esnek bir yaklaşımın karmaşıklığı, sonlu eleman yöntemleri için olduğu gibi, simülasyon süresi için engel teşkil edeceğinden, hız-tarama simülasyonlarına ve dişliler arasındaki dinamik etkileşimleri, yapıyı ve güç kaynağını montaj düzeyinde etkili bir şekilde simüle etmek için şu anda rijit gövde hipotezine ihtiyaç duyulmaktadır. Tam montaj için elde edilebilecek dinamik tepkiyi düşündüğümüzde, önerilen elemanın iki ek avantajı vurgulanabilir. İlk olarak, önerilen elemanın detay seviyesi, simülasyon amaçlarına bağlı olarak ölçeklenebilir, çünkü her işletme koşulunun dinamik etkileri ve şutlama bağımsız olarak etkinleştirilebilir veya devre dışı bırakılabilir, işletme koşullarına duyarlılık analizleri yapılabilir. İkincisi, önerilen eleman, analitik modellerde olduğu gibi, önceden belirlenmiş bir kısıtlama olmaksızın genel bir çoklu cisim modelinde kullanılabilir. Simülasyon durumları, bir referans helisel dişli çiftine dayanarak tartışılmıştır. Sonuçlar şunu gösterdi: dinamik etkilerin, atalet ve sönümlemenin, mikro-geometrik değişikliklerin ve hizalama hatalarının Dinamik Aktarım Hatası üzerindeki yük bağımlı etkilerin yanı sıra temas noktasının aksel konumlandırması üzerindeki etkileri dikkate alındığında sonuçlar, teorik tahminlerle uyumludur [29].

Bu makale, diş esnek deformasyonları, dişli gövdesi deformasyonları, lokal diş temas sapmaları ve komşu yüklü dişten kaynaklanan diş deformasyonları dahil olmak üzere, bireysel dişlerin ayrıntılı deformasyonlarının dikkate alındığı bir düz dişli dinamik modeli sunmuştur. Diş profili hatalarının dişli aktarımının titreşim gürültüsünü nasıl azalttığına mekanizmasını araştırmak için dişli çiftinin diş profili hataları ve zamanla değişen mesh yoğunluğu üzerindeki buna karşılık gelen etki analiz edilmiştir. Diş çifti i , diş çifti $i + 1$ ve diş çifti $i-1$ eğrileriyle gösterilen tüm dişler için bir diş profili hataları eğrisi varsayılan olarak kullanılmıştır. Fazla diş çifti ağda olduğunda diş profili hatalarının zamanla değişen mesh yoğunluğu hem genliğini hem de dalga şeklini değiştirebileceği görülmüştür. Mesh yoğunluğu ile diş profili hataları arasında belirli bir aralıkta negatif bir korelasyon olduğu tespit edilmiştir. Ancak diş profil hataları belirli bir değere ulaştığında, diş profil hatalarının artmasıyla mesh yoğunluğu değeri önemli ölçüde değişmemektedir. Teorik çift-dişli kavrama durumunda, kavramadaki diş çiftlerinin diş profili genliklerindeki daha büyük farklar, dişli mesh yoğunluğunda daha belirgin bir azalmaya neden olacaktır, hatta fark, yük

altındaki diş çiftinin deformasyonundan daha büyük olduğunda tek-dişli kavrama durumuna dahi sebep olabilir [30].

Makalede, iyi simülasyon ve yüksek hassasiyet düzeyi sunan hızlı bir tasarım aracı olarak hizmet vermek üzere geliştirilmiş bir Ekspres modeli sunulmuştur. Model, birbirine geçen helisel dişli dişlerinin temas eden yüzeyleri boyunca yük paylaşımını, köşe Gerilmelerini ve basınç dağılımını ölçmüştür. Yüksek yakınsama hızının yanı sıra, kontak hücresi ayrıklaştırması, Hertz denklemleriyle açıklanamayan yüzey düzensizliklerinin yanı sıra kayan temasın modellenmesini yapabildiği belirtilmiştir. Düz ve helisel dişli dişleri uzunlamasına yönde sabit kesite sahip olduğundan, FEM çözümleri için bir kez hesaplandığı ve tüm segment konumları için basitçe tekrarlandığı, böylece hızlı hesaplama sağlandığı belirtilmiştir. Diş köşesine yakın olan bu azalan bükölme sertliği, temas basıncının azaltılmasına katkıda bulunduğu gözlemlenmiştir. Sonlu elemanlar yönteminin (FEM), diş sertliği ve bükölme gerilmeleri için hesaplama süreleri açısından doğru ve kabul edilebilir olduğu kanıtlanmıştır, ancak yöntem hala önemli manipölasyonlar gerektirmekte ve temas koşulları için önemli miktarda bilgisayar süresi gerektirmektedir. Öte yandan, temas gerilmelerini hesaplamaya yönelik geleneksel Hertz yöntemi hızlı olmasına rağmen, yüzey hatalarını veya kenar temasını hesaba katmadığı belirtilmiştir. Test senaryolarına göre kenar teması ve serbest sınırlara yakın birbirine geçen dişlerin zayıflaması model üzerinde tespit edilmiştir. Bu gösterimin, Hertz tabanlı yöntemler kullanılarak mümkün olmadığı ve temas FEM'i için önemli ölçüde birbirine geçme süresi ve hesaplama gücü gerektirdiği belirtilmiştir [31].

Mekanik teoriye dayalı olarak maksimum diş kökü gerilmesini ve kritik bölüm konumu hesaplamaları için yeni bir analitik model formüle etmek amacıyla sarmal bir düz dişlinin doğru profil denklemi oluşturulmuştur, farklı diş sayıları, normal modüller, normal basınç açıları, ek modifikasyon katsayıları ve kesicinin kenar yarıçapı parametreleri üzerinden oluşturulan modellerde maksimum diş kök gerilmesini ve kritik kesit konumu hesaplanmıştır ve kesicinin kenar yarıçapı ile karşılaştırılmıştır. Sayısal hesaplamalarda FEM modeli, 30 °tanjant teorisine sahip ISO modeli ve Lewis parabol teorisine dayanan AGMA modeli kullanılmıştır. Sonuçlar, ISO ve AGMA modelleri ile karşılaştırıldığında, yeni modelde farklı parametrik koşullara sahip bir dişlinin kritik kesit konumunun FEM modeline en yakın olduğunu göstermiştir. Ayrıca yeni model ile FEM modeli arasındaki maksimum diş kök gerilmesi hatası en küçük düzeyde olduğu gözlenmiştir. ISO ve AGMA üzerinden

kıyaslandığında yeni model, mekanik teorisine dayanan daha güçlü bir teorik yapıya sahip analitik bir modeldir. Maksimum dış kökü gerilmesinin hesaplanmasında yeni modelde hem aksenal basınç gerilmesi hem de bükülme momenti gerilmesi dikkate alınırken, ISO modelinde yalnızca bükülme momenti gerilmesi dikkate alınmıştır. Analiz ayrıca aksenal basınç gerilmesinin dahil edildiği yeni modelin daha güvenilir bir sonuç sağlayacağını da göstermiştir. FEM modelinin kritik bölüm konumu doğrusal olmadığı ve farklı dış parametrelerine göre değişiklik gösterdiği görülmüştür. ISO modelinin sonucu neredeyse sabit kaldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca AGMA modelinin sağladığı sonuçlar FEM modelinden daha yüksek bulunmuştur. Ancak yeni model ekstrem değeri çözerek kritik kesit konumunu doğru ve hızlı bir şekilde belirleyebildiği ve sonuçların da FEM modeliyle tutarlı olduğu tespit edilmiştir. Metal ve plastik dişliler için dış kökü gerilmesinin, dişler arasındaki sıcaklık ve plastisite dikkate alınmadan hesaplanma yöntemi benzer olduğu belirtilmiştir [32].

Morrow makalesinde deneysel yorulma özelliklerinin, döngüsel gerilme şekil değiştirme davranışıyla ilişkilendirmiş ve nicel olarak tahmin edilebileceğini ortaya koymuştur. Her döngüdeki ortalama plastik şekil değiştirme enerjisi, döngü başına yorulma hasarını ölçmek için kullanılırken, elastik şekil değiştirme enerjisi, kırılma meydana gelene kadar gerekli olan toplam hasarı tahmin etmek için kullanılmıştır. Bazı metallerde, yorulma sınırı (eşik değeri), döngüsel anelastik ve plastik şekil değiştirme enerjilerinin eşit olduğu döngüsel gerilme seviyesiyle yaklaşık olarak belirlenmiştir. Sünek metallerdeki yorulma sonuçlarındaki dağılma, muhtemelen döngüsel deformasyon direncindeki doğal dağılma ile ilişkili olduğu tespit edilmiştir [33].

Malzemelerde yorulma, genellikle tekrarlanan yükleme döngüleriyle ortaya çıkan kümülatif hasar süreçlerinin sonucu olduğu belirtilmiştir. Hasarla ilişkili enerji kaybı geri döndürülemez olduğundan ve yükleme çevrimlerine ısı oluşumu eşlik ettiğinden, gerilme ve gerinim arasındaki karşılık gelen ilişki tek değerli olmadığı; daha ziyade histerezis sergilediği görülmüştür. Sürekli histerezisin, yorulma için gerekli bir koşul olduğu ve hasar birikim oranı ile ilişkili olduğu belirtilmiştir. Yorulma ömrünü tahmin etmek için mühendislik tasarım ve güvenlik standartları, gerilme-şekil değiştirme histerezis döngülerinin genişliği ile arızaya neden olacak yükleme döngüleri sayısı arasındaki Manson-Coffin ilişkilerine dayanmaktadır. Deneysel ve teorik çalışmalar, bu ilişkinin toplam histerezis enerji kaybı, malzeme hasarının birikimi ve arızaya yol açan ortalama yükleme

döngüleri sayısını doğrudan ilişkilendiren basit bir yorulma tanımıyla genişletilebileceğini göstermiştir. Histerezisin ayrıntılı özellikleri, yapıların kademeli olarak çökmesi ile malzemelerdeki hasarın başlangıcı ve organizasyonu arasındaki analogiler yardımıyla anlaşılabilirliği tespit edilmiştir. Özellikle, mekanik tersinmezlik eşiğinin ve akustik emisyon modellerinin taramalı tünelleme mikroskobu ölçümleri, mikroskobik düzeyde histerezisin gelişimini kontrol etmek için kullanılabilirliği belirtilmiştir [34].

Elastik histerezis döngüsü ve ters stres ile ilgili doğrudan ve dolaylı kanıtlar, bu olgunun yorulma sınırından daha düşük stres seviyelerinde bile ortaya çıktığını göstermiştir. Geleneksel metallerin yorulma araştırmalarında, yüzeydeki ters stres elastisite teorisiyle hesaplanmış; ancak bu yöntem, yorulmanın temel karakterini anlamak için yeterli olmadığı tespit edilmiştir. Deneyler, yorulmuş kısmın merkezine derinlemesine nüfuz ettiğini ve elastik histerezis döngüsünün malzemenin yorulması nedeniyle kademeli olarak arttığını ortaya koymaktadır. Bu durum, stres ve şekil değiştirme arasındaki doğrusal ilişkinin kaybolduğu ters stresin yorulma sınırından düşük olduğunu göstermiştir. Çeşitli yorulma fenomenlerini açıklarken elastik histerezis olgusunu dikkate almak önemli olduğu belirtilmiştir. Bu çalışmada, ters stres dağılımının nasıl ele alınması gerektiğini ve kesit şeklinin yorulma dayanımı üzerindeki etkisini analiz edilmiş, teorik ve deneysel sonuçlarla uyum gösterdiği görülmüştür. Elastik histerezis olgusunun yorulma dayanımı tartışmalarında çok önemli olduğu sonucuna varılmıştır [35].

Tekrarlanan döngüsel gerilmelere (ve gerinimlere) maruz kalan malzemelerin davranışının anlaşılması, malzemelerin neden sonunda yorulma nedeniyle kırıldığıının anlaşılmasının anahtarı olduğu belirtilmiştir. Bu makalede, genellikle yorulma hasarından önce gelen ana olguları, yani döngüsel sertleşme ve/veya yumuşama ve doyma aydınlatılmaya çalışılmıştır. Döngüsel gerilme-gerinim davranışının temel özelliklerinden bazıları, histerezis eğrilerinin belirli özelliklerine ve bunların döngüsel deformasyon sırasındaki değişikliklerine yansıdığı belirtilmiştir. Özellikle döngüsel gerilme-gerinim eğrisinin temel öneme sahip olduğu bulunmuştur. Aynı zamanda farklı malzeme davranışı türlerini ve mekanik/termal tarih öncesinin etkilerini karakterize etmeye hizmet etmesi açısından da değerli olduğu tespit edilmiştir. Bir diğer önemli sonuç, araştırılan malzemelerin, yorulma sınırlarına karşılık gelen, yalnızca Gerilme genliği değil aynı zamanda plastik gerinim genliği için de oldukça iyi tanımlanmış eşikler sergilediğini gösteren deneysel bulgudur. Çalışma bakır, bir Cu-Zn alaşımı ve çeşitli karbon çelikleri için Manson-Coffin grafikleri biçimindeki davranış

örnekleri incelenmiştir. Döngüsel Gerilme-gerinim eğrisinin, bu plastik gerinim yorulma eşiklerini karşılaştırılabilir yorulma Gerilme eşiklerine dönüştürmek için kullanılabileceği gösterilmiştir [36].

Bu makale, kavramsal ürün tasarımında ürün yaşam döngüsü maliyetini tahmin etmek için bir temel geliştirmeye yönelik prosedürleri tanımlanmıştır. Yaklaşımların ön doğrulaması için kritik olan üç alan araştırılmıştır: yaşam döngüsü maliyet faktörleri biçiminde model çıktıları (bağımlı değişkenler); kompakt, anlamlı ve anlaşılır bir kavram nitelikleri seti biçimindeki model girdileri (bağımsız değişkenler); ve regresyon ve YSA modelini kullanarak ürün yaşam döngüsü maliyetini tahmin etme yeteneği. Önerilen modeller için çıktı (bağımlı değişken) olarak yaşam döngüsü maliyet faktörleri araştırılmıştır ve ürün yaşam döngüsü maliyetini tahmin etmek için kullanılabileceğini varsaymışlardır. Bir aday ürün özellikleri seti üzerinde ve yaşam döngüsü maliyet faktörleri listesindeki öğelerle birinci dereceden ilişkiler açısından test etmişlerdir. Ürün yaşam döngüsü maliyetinin tahminine YSA modelinin uygulanmasının, istatistiksel regresyonla karşılaştırıldığında doğruluk ve kararlılık açısından daha iyi tahminlerle sonuçlandığı görülmüştür. Özellikle, geri yayılma yöntemine sahip YSA, doğrusal regresyona göre daha az ortalama mutlak hataya, daha az maksimum mutlak hataya ve daha az ortalama hatanın karesine sahip olduğu görülmüştür. Sonuçlar üzerinden Kwang-Kyu Seo ve arkadaşları YSA modelinin daha fazla alanda çalışılması gerektiği belirtmiş. Özellikle veri kullanılabilirliğinin de konseptin geliştirilmesinde kritik bir unsur olduğunu tespit etmişlerdir [37].

Bir ürünün yaşam döngüsünün maliyet tahmini, ürün tasarım sürecinde önemli bir faktördür. Araştırmada, yaşam döngüsü maliyetini belirlemek için parametrik bir tahminle karşılaştırıldığında yenilikçi bir yapay sinir ağları (YSA) modeli kullanılmıştır. YSA biçiminde sunulan modern ürün yaşam döngüsü maliyet tahmin aracının, sürdürülebilirliğin önemli bir unsuru olan ürün yaşam döngüsü maliyet azaltma programının temelini oluşturan güvenilir bir tahmin kaynağı olduğu görülmüştür. Araştırmada YSA'ların parametrik maliyet tahminine uygun bir alternatif olduğu ispat edilmiştir. Tahmini ve geçmiş maliyet değerleri arasındaki yüzdesel hata, YSA için parametrik yaklaşıma göre 8,05 kat daha düşük bulunmuştur. YSA, teknolojik açıdan karmaşık ürünler için yeterli bir maliyet tahmin modeli olduğu tespit edilmiştir. Bir üretim şirketi için maliyet tahmini alanına bilgi teknolojilerinin modern unsurlarının dahil edilmesinin, Endüstri 4.0 çağında sürdürülebilirliğin hayati bir unsur olduğu ve bir ürünün yaşam döngüsünün maliyetini otomatik olarak tahmin etmek için

müşterinin ihtiyaç duyduğu teknik özelliklerin doğrudan kullanılması gerektiği vurgulanmıştır. Bu şekilde, hem müşteriye bilgi sağlamak için gereken sürenin hem de mühendislerin iş yükünün azalacağı söylenmiştir [38].

Bu çalışmada, üç parametrelili bir yapay sinir ağının (YSA) kullanımını dikkate alan hibrit bir model önerilmiştir. Bu girdi parametreleri, hızla değişen çok eksenli bir Gerilme alanı altında çatlak başlangıç olgusunu kontrol ettiği varsayılan ana değişkenleri, yani kritik düzlemdeki kayma gerilmesi genliğini, karşılık gelen maksimum normal gerilme ve malzeme kritik mesafesini içerecek şekilde seçilmiştir. Model, yalnızca üç farklı alüminyum alaşımı için yüzden fazla test için doğru ömür tahminleri sağlamış, aynı zamanda ortalama normal kütle gerilmesinin, gerilme gradyanının ve temas boyutunun ömür üzerindeki etkilerini de hesaplamaya dahil edebilmiştir. Kıyas olarak seçilen model ortalama toplu gerilmenin etkisini tanımlayamamış fakat önerilen M3I modelinin mekanik olarak daha sağlam ve tutarlı olduğu kanıtlanmıştır. Bununla birlikte, kıyaslanan model, ortalama normal gerilmelerin yorulma ömrü üzerindeki etkisini yakalayamadığı için, bu etkiyi açıkça hesaba katabilen M3I'den daha kötü tahminler vermemiştir [39].

Bu makalede, Yapay Sinir Ağı (YSA) modellerinin yapısal güvenilirlik analizinde geliştirilmesi ve kullanımına ilişkin bir araştırma sunulmuştur. Araştırmada, farklı YSA türlerinin, tipik olarak kullanılan yapısal güvenilirlik değerlendirme yöntemlerinin, YSA eğitim setinin iyileştirilmesi için önerilen tekniklerin ve ayrıca YSA yaklaşımlarının yapısal tasarım ve optimizasyon problemlerine yönelik bazı uygulamalarının kıyası yapılmıştır. Daha sonra YSA modelleri, çökme mukavemetinin doğrusal olmayan sonlu elemanlar analizi aracılığıyla elde edildiği, tekne kirişinin dikey bükülme momentinin neden olduğu tek eksenli sıkıştırma yüklerine maruz kalan bir sertleştirilmiş panelinin güvenilirlik analizinde kullanılmıştır. Araştırmada, güvenilirlik değerlendirmesi için Monte Carlo simülasyonu (MCS), birinci dereceden güvenilirlik yöntemleri ve Monte Carlo simülasyonu (MCS) ile önem örnekleme ile limit durum fonksiyonuna doğrudan yaklaşmak için uyarlanabilir YSA modellerinin kullanımını birleştiren yaklaşımlar kullanılmıştır. Farklı güvenilirlik yöntemlerinin tahminlerinin YSA tabanlı limit durum fonksiyonları ve FEA'ya bağlı klasik limit durum fonksiyonu değerlendirmesi ile kapsamlı bir karşılaştırması sağlanmıştır. YSA yerine doğrudan sonlu elemanlar analizi ile hesaplanan limit durum fonksiyonuna sahip Monte Carlo simülasyonundan oluşan üçüncü bir yaklaşım da uygulanmıştır. Bu tekniğin çok verimli olmuş ve YSA tabanlı yöntemler için güvenilir bir

karşılaştırma sağladığı tespit edilmiştir. Küresel YSA yaklaşımları yapısal tasarım bağlamında avantajlı olduğu, çünkü yeterli alan üzerinde eğitilen aynı ağ, farklı değişken değerlerine sahip benzer problemlerin analizinde kullanılabilceği bulunmuştur. Güvenilirliğe dayalı optimum tasarımlar üretmek için yapısal optimizasyon araçlarıyla birlikte de kullanılabilceği gösterilmiştir. Elde edilen sonuçlar, YSA tabanlı güvenilirlik metodolojilerinin, özellikle gelişmiş eğitim seti seçim teknikleri kullanıldığında, karmaşık yapıların analizi için geleneksel güvenilirlik yöntemlerine sağlam ve etkili alternatifler olduğunu göstermiştir [40].

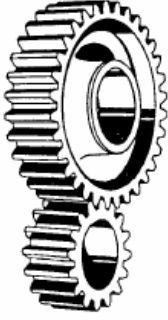
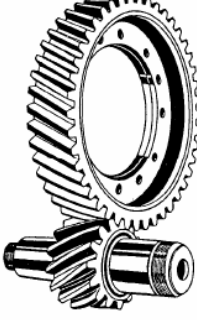
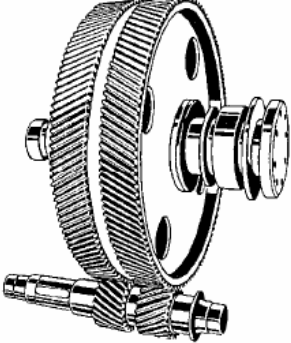
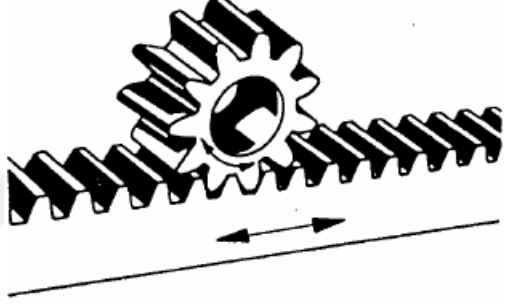
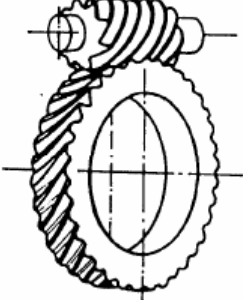
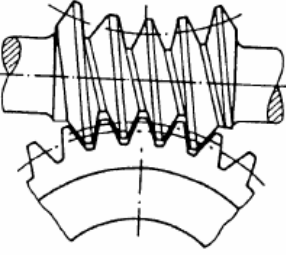

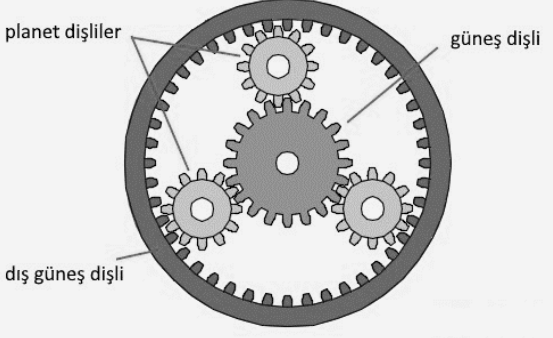
Çalışmada sunulan sonuçlar, YSA'ların sunduğu olanakların, yorulma stresine maruz kalan test nesnelere için S-N eğrisinin tahmin edilmesinde de geçerli olduğunu göstermiştir. Yorulma mukavemeti araştırmaları (tek aşamalı testler) aracılığıyla veri tabanının kapsamlı bir değerlendirmesinin ardından, malzeme sınıfı olarak çelikler için, yükleme türü olarak ise çekme-basınç, bükme ve burulma için YSA'lar oluşturulmuştur. Altı ağ, eğim cinsinden tanımlanan S-N eğrisini ve iki parametre (yorulma sınırı ve geçiş noktasındaki yük döngüsü sayısı) tarafından verilen yorulma sınırını hesaplama kapasitesine sahip olduğu görülmüştür. Bu ağlarla elde edilen sonuçların, geleneksel analitik yöntemlerle elde edilemeyecek bir tahmin doğruluğu sağladığı bulunmuştur. Araştırmada, YSA, yorulma stresine maruz kalan test nesnelere için S-N eğrisini tahmin etmek için bir araç sağladığı ispatlanmıştır. Ön araştırmalar, eğer yeterince kapsamlı bir veri tabanı mevcutsa, YSA'ların değişken genlikler altında yorulma ömrünü de tahmin edebildiğini göstermiştir [41].

Bu çalışmada, 316 östenitik paslanmaz çeliğin sürünme-yorulma ömrünü tahmin etmek için fizik bilgili özellik mühendisliği ve fizik bilgili kayıp fonksiyonlu bir derin sinir ağı kullanılmıştır. Fizik bilgili mühendislik ile genişletilmiş özelliklerin makine öğrenimi modelinin tahmin doğruluğunu artırabileceği bulunmuştur. Ayrıca, fizik bilgili sinir ağı, genel derin sinir ağına kıyasla daha yüksek tahmin doğruluğu sağlamıştır. Derin öğrenme modeli, ampirik modelden önemli ölçüde daha yüksek tahmin doğruluğuna sahipken, geleneksel makine öğrenimi modelinin tahmin doğruluğu bu iki model arasında yer almıştır [42].

3. DİŞLİ TERMİNOLOJİSİ

3.1. Dişli Çarkların Sınıflandırılması

Dişli çarklar millerin konumuna, dişlerin çark eksenine göre yönüne, mekanizmayı oluşturan iki dişlinin konumuna göre ve diş profillerine göre alt gruplara ayrılır. Dişler üzerinde farklı sınıflandırmalar mevcuttur: alın dişli çark, konik dişli çark, vidalı dişli mekanizması, planet dişli mekanizması gibi. Eksenleri paralel konumda kullanılan dişli çarklar; düz dişli ve helis dişli çark en yaygın kullanılan dişli modellerdir. Silindirik veya alın dişli çarklarda eksenleri aynı düzlemde paralel olan iki dişli arasında güç aktarımı gerçekleşir. Dişli çark üzerinde diş doğruları çark eksenine paralel ise düz dişli, eğik ise helis dişli olarak adlandırılır. Ayrıca sağ ve sol helisin aynı diş üzerinde kullanılması ile oluşturan çavuş dişliler de mevcuttur. Diş sayısı sonsuza götürüldüğünde dişliye ait yuvarlanma eğrisi doğru halini alır, bu durumda oluşturulan parçaya kremayer dişli denir. Kremayer dişliler de düz ve helis şeklinde yapılabilir. Eğer dişlilerin eksenleri uzayda birbirleri ile kesişiyorsa bu durumda konik dişliler kullanılır. Konik dişliler de düz ve helisel dişli şeklinde yapılabilir, ayrıca dişlilerin kavisli yapıldığı spiral konik dişliler de vardır. Bunların dışında; dişlilerin dış veya iç temaslarına göre ise; dış dişli ve iç dişli (planet dişli vb) tipi elemanlar da vardır.

	
Düz Alın dişli	Helis Alın Dişli
	
Çavuş Dişli	Kremayer Dişli
	
Spiral Dişli	Vida Dişli
	
Konik Dişli	Planet Dişli

Şekil 3.1. Dişli tipleri

3.2. Dişli Ana Kanunu

Dişli mekanizmada hareketin başladığı, döndüren dişliye “pinyon” adı verilir. Mekanizmalarda birden çok döndürülen dişli çark olabilir. Dişli çift olarak ele alınırsa dişli çiftlerinin temas ettikleri noktada ortak çalışabilmesi için hızlarının eşit olması gerekmektedir. Dişli çiftlerinin temas noktalarının hız doğrultuları ve açısal hız ile ilişkisi.

$$v = w \cdot R \quad (3.1)$$

şeklindedir.

Burada;

v = çizgisel hız (m/s)

w = Açısal hız (rad/s)

r = Dişli çark yarıçapı (mm)

Eş çalışan dişlilerin, dişlerin birbiriyle temas noktanın normali yuvarlanma noktasından geçmelidir. Bu ilişkiler dikkate alınarak; çevrim oranı, dişli çapları, açısal hızları, devir oranları ve diş sayılarının belirlenmesi sağlanır.

Dişli çarklar arasında güç artırımı sürekli ve sabit olması için çevrim oranını sabit olması gerekmektedir. Dişli ana kanuna göre çevrim oranını sabit kalması için eş çalışan profillerin herhangi bir temas noktasındaki ortak normali, daire merkez çizgisinin çevrim oranı ile ters bölen yuvarlanma noktasından geçmesi gerekir. Dişlerin temas noktasında birbirleri üzerinde kaymadığı yuvarlandığı noktalardan yuvarlanma dairesi oluşur. Diş dibi ile diş başı arasında taksimat dairesi yer alır, dişli çarkın büyüklüğünü belirleyen dairedir.

$$d_0 = m \cdot z \quad (3.2)$$

ile ilişkilidir.

d_0 = Dişli çark bölüm dairesi çapı

m = modül

z = Diş sayısı

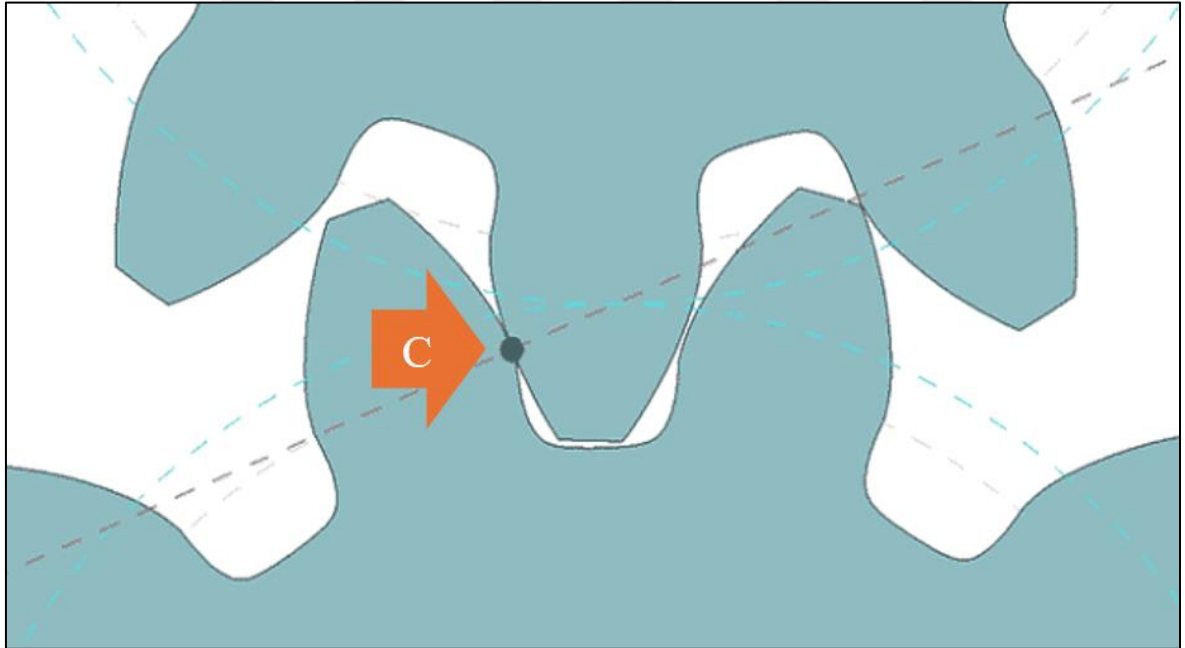
Buradan modül (m) taksimat dairesinin diş çapına orandan hesaplanır. Birimi milimetredir.

$$m = \frac{d_0}{z} \quad (3.3)$$

Genel standartlar üzerinde kullanılırlar. Modül arttıkça dişli ve dişlinin kalınlığı artar. Dolayısıyla mukavemete etki etkiler. Helis dişli çark için dişli kalınlığı;

$$k = \frac{b}{\pi.m} \leq 6 \quad (3.4)$$

denklemlerle hesap edilir. Burada k , dişli genişliği hesaplama katsayısı, b , dişli genişliği, m ise modüldür.



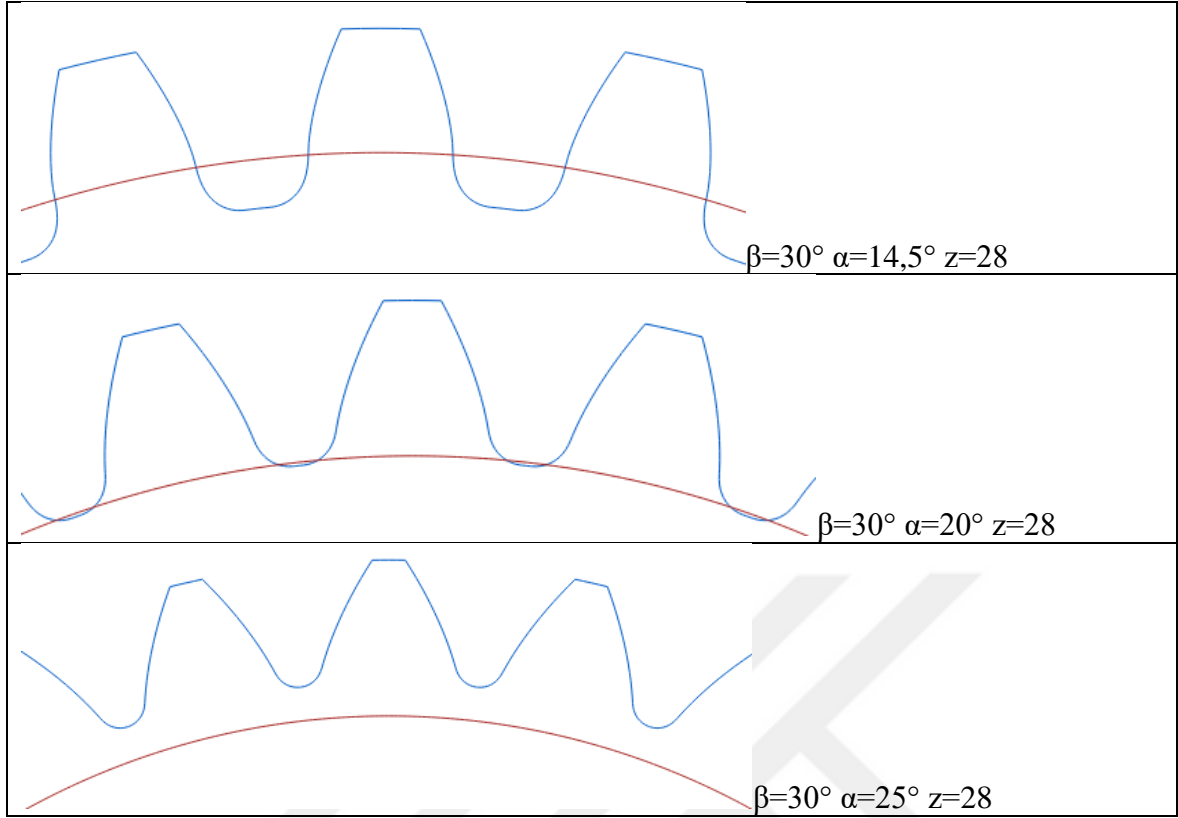
Şekil 3.2. Dişli kavrama noktası

Eş çalışan dişli profillerin temas başladığı andan ayrıldığı ana kadar olan duruma kavramada olma durumu denir. Kavrama süresinde temas noktalarının düzlemde oluşturduğu çizgiye kavrama eğrisi denir. Kavrama normal ile taksimat dairesinin kavrama noktası C 'deki teğet arasında açığa kavrama açısı veya basınç açısı denir ve sembolü α 'dır.

Standart kavram açısı ve büyüklükler istenen yüksek güç ve istenen emniyet değerlerini her zaman yanıt vermeyebilir. En uygun diş formu dişli çarklardan istenilen özellikler bilindiği takdirde belirlenebilir. Sikloid ve evolvent olmak üzere 2 ana diş profili vardır. Sikloid, bir silindir üzerinde bir noktanın düz bir hatta yuvarlanırken ortaya çıkarmış olduğu eğriden oluşturulan profil tipidir. Silindirin düz hat yerine, iç kavisli ve dışa kavisli hat üzerinde yuvarlanması ile Hiposikloid ve Episikloid eğrilerinden elde edilen profiller de kullanılmıştır.

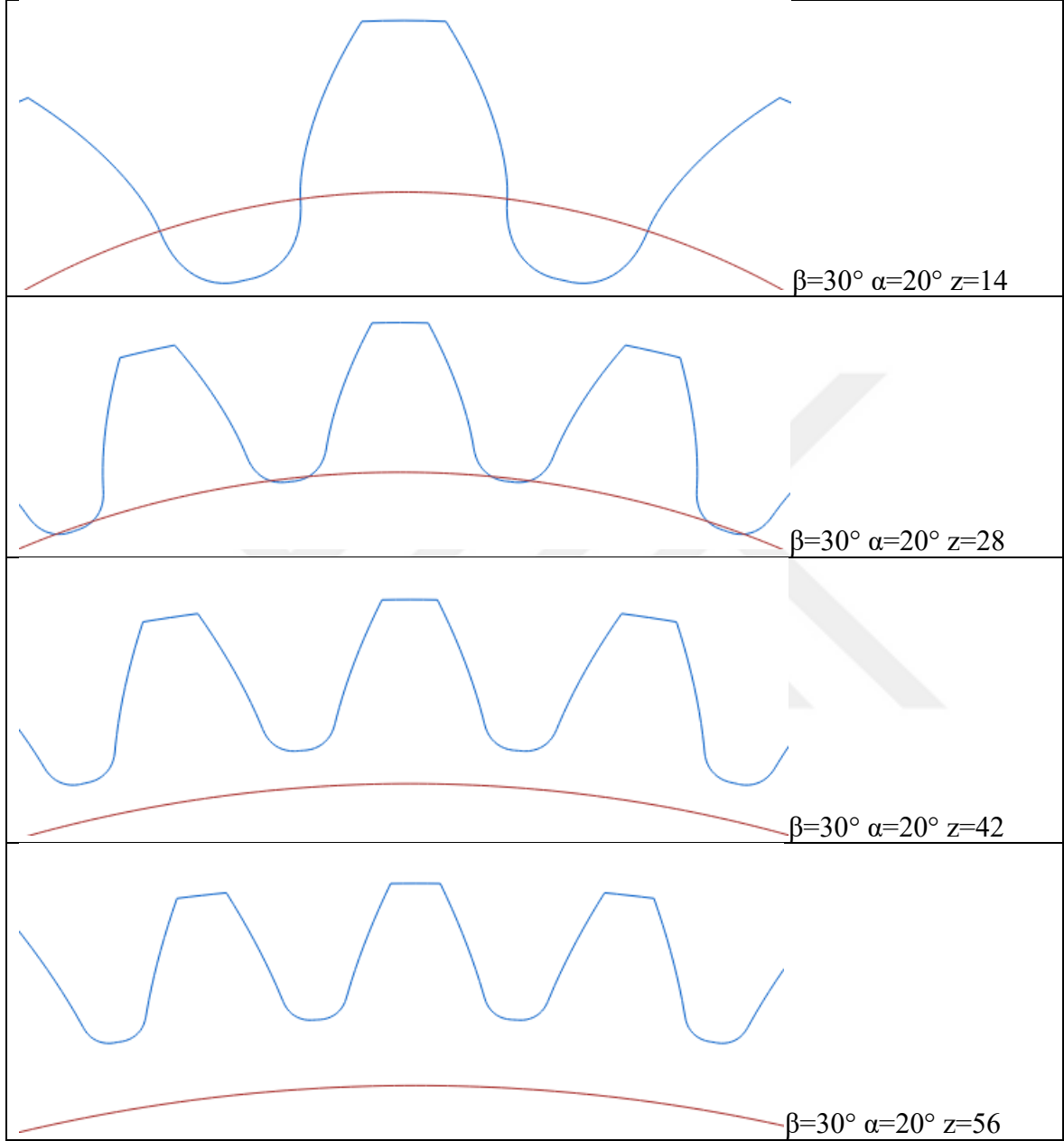
Dişli çarklar da en yaygın kullanılan diş profili evolvent profil tipidir. Üretim metodunun basit, imalat maliyetinin düşük olması yaygın kullanımın nedenleri arasındadır. Evolvent sabit bir daire üzerinde yuvarlanan bir doğrunun üzerinde bulunan bir noktanın düzlemde çizdiği sonsuz eğriden oluşturulan profil tipidir. Temel daire taksimatları eşit olan evolvent profili dişli çarklar eş çalışabilir. Evolvent yapısı gereği yaygın kullanım $\alpha=20^\circ$ şeklindedir. $\alpha=25^\circ$ halinde diş sayıları sınır değere inmeden diş başı sivrileşir. Bu teoriden dolayı α açısı 14,5~25 derece aralıklarında alınır. Kavrama açısı diş dibi mukavemetinin doğrudan etkilemektedir. [43]

Tasarımlar oluşturulurken kavrama açısındaki artışın diş ucunda sivrileşme, diş dibi radyusunda daralmaya neden olduğu görülmüştür. $m=2$ için diş profil değişimi Şekil 3.3. de gösterilmiştir. Burada; kavrama açısı (α), helis açısı (β) ve diş sayısı (z) değişimleri gösterilmiştir.



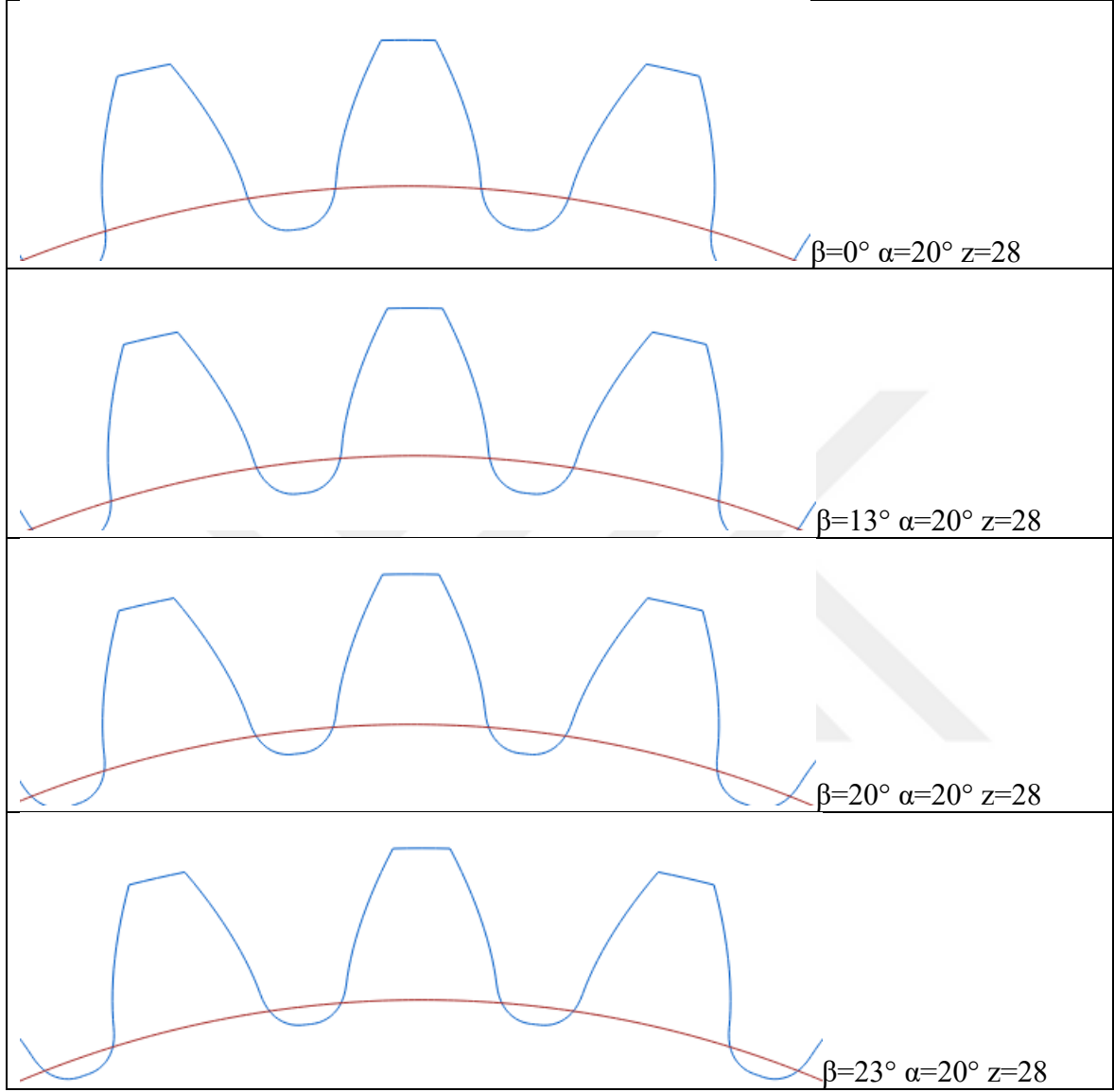
Şekil 3.3. Kavrama açısındaki (α) değişimin diş profili üzerindeki etkisi

Tasarımlar oluşturulurken diş sayısındaki artışın temel dairenin çapının arttığı görülmüştür ($m=2$ için diş profil değişimi) (Şekil 3.4.).

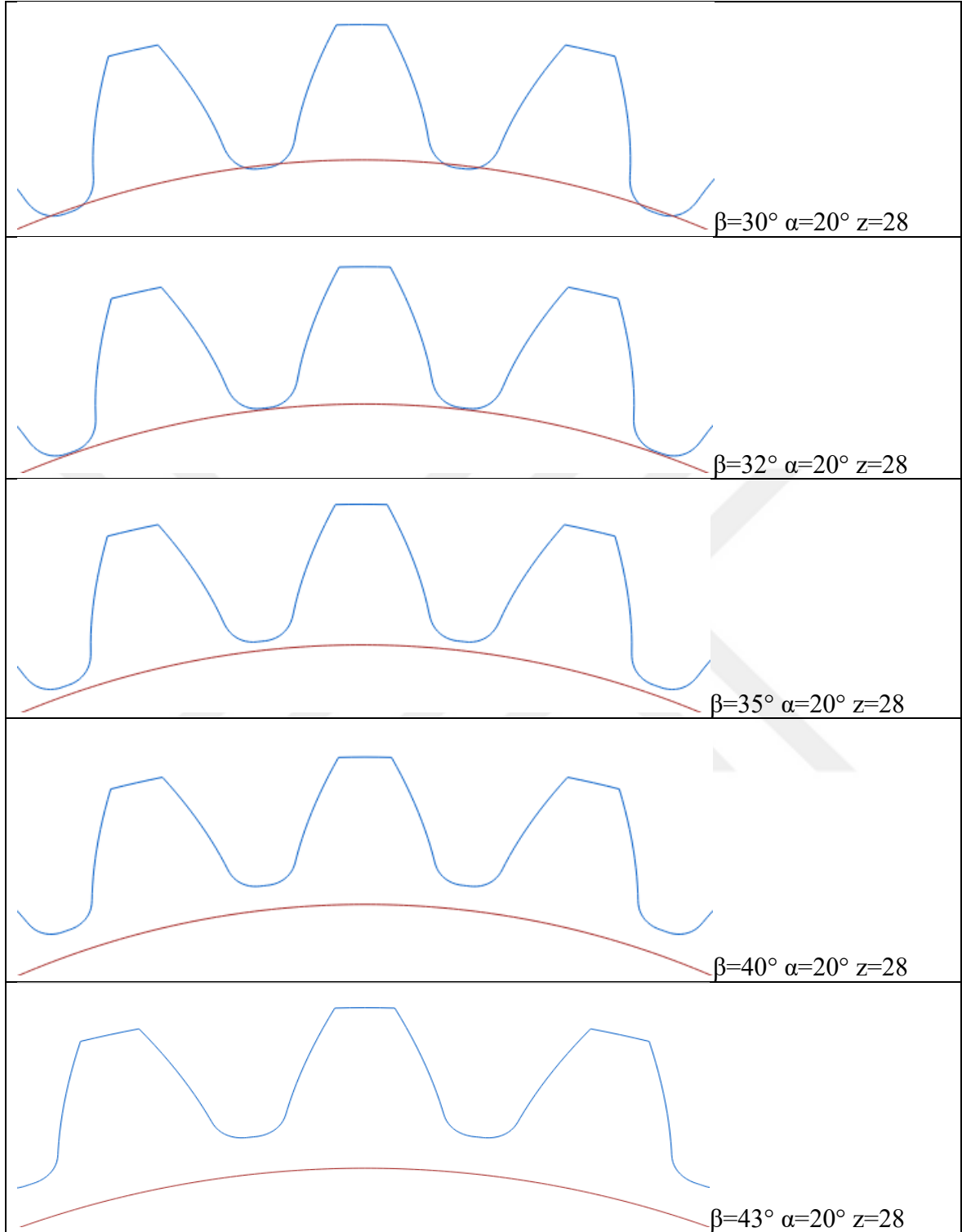


Şekil 3.4. Diş Sayısındaki (z) değişimin diş profili üzerindeki etkisi

Tasarımlar oluşturulurken helis açısındaki değişimin diş kalınlığını etkilediği görülmüştür ($m=2$ için diş profil değişimi) (Şekil 3.5.).



Şekil 3.5. Helis açısındaki (β) değişimin diş profili üzerindeki etkisi



Şekil 3.6. Helis açısındaki (β) değişimin diş profili üzerindeki etkisi (devam)

3.3. Helis Dişli Çark

Helis dişli çarklarda diş alını çark eksenine paralel değildir. Bu paralellığı bozan açığa “helis açısı” (β°) açısı denir. Bu eğimin doğrultusuna göre sağ helis ve sol helis olarak adlandırılır.

Karşılıklı çalışan helis dişlilerin beta açıları eşit, yönleri ters olmalıdır. Beta değerindeki değişiklik diş üzerindeki aksenal kuvvetlere doğrudan etki ettiğinden yaygın kullanım için $\beta=8^\circ-25^\circ$ derece arasında önerilir [43].

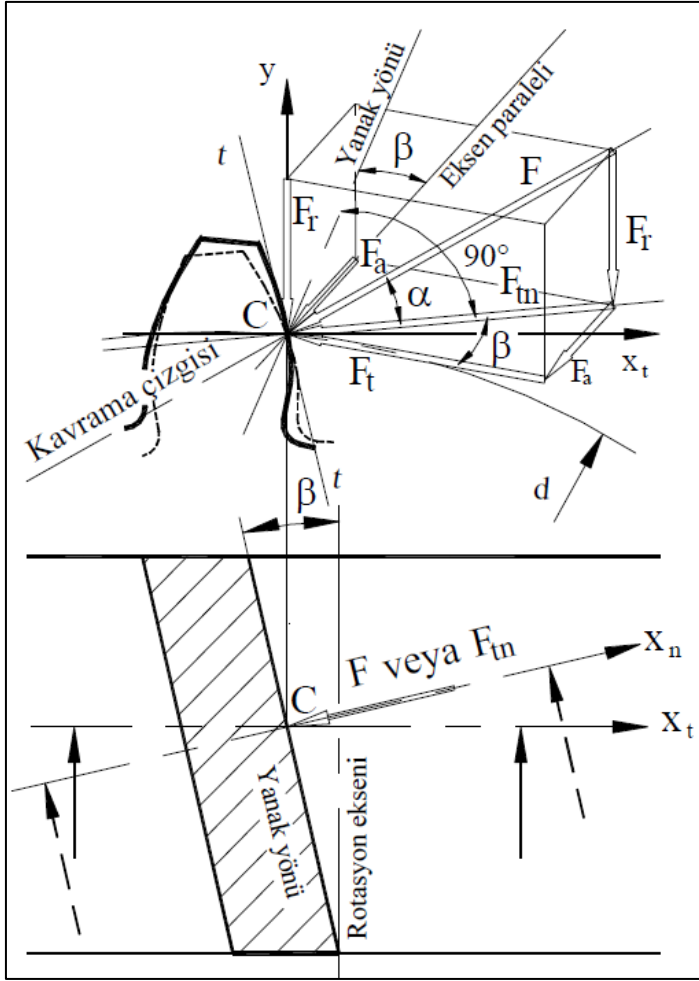
Helis dişli çarklardaki kavrama oranı aynı malzeme ve boyutlardaki düz dişli çarktan daha fazladır. Helis dişli çarklarda noktasal değil çizgisel temas vardır. Sapma ve vuruntu azdır. Bu yüzden daha sessiz ve daha verimli çalışırlar. Yüksek devirlere dayanımları daha çoktur. Ayrıca güç aktarımı sırasında yükü düz dişiye göre daha fazla dişe yaydığından taşınabilen kuvvet artar.

Helis dişlerde hesaplar, gerçek dişlilerin düz alın dişli eşdeğeri ile yapılır. Normal çeşitteki imalat kavram açısıyla alın düzlemindeki imalat kavramı açısı arasındaki ilişki:

$$\tan\alpha = \frac{\tan\alpha_n}{\cos\beta} \quad (3.5)$$

şeklindedir. Burada α , kavrama açısı, α_n , kavrama açısı normali, β , helis açısıdır.

Kavrama açısının ve helis açısının diş üzerinde etkidiği kuvvetler ve yönleri Şekil 3.7.'de görülmektedir.



Şekil 3.7. Helis dişli çarklarda kuvvetler [44]

Helis dişli çarklarda diş üzerinde oluşan kuvvetlerin formülleri:

$$F_t = \frac{2T}{d_o} \quad (3.6)$$

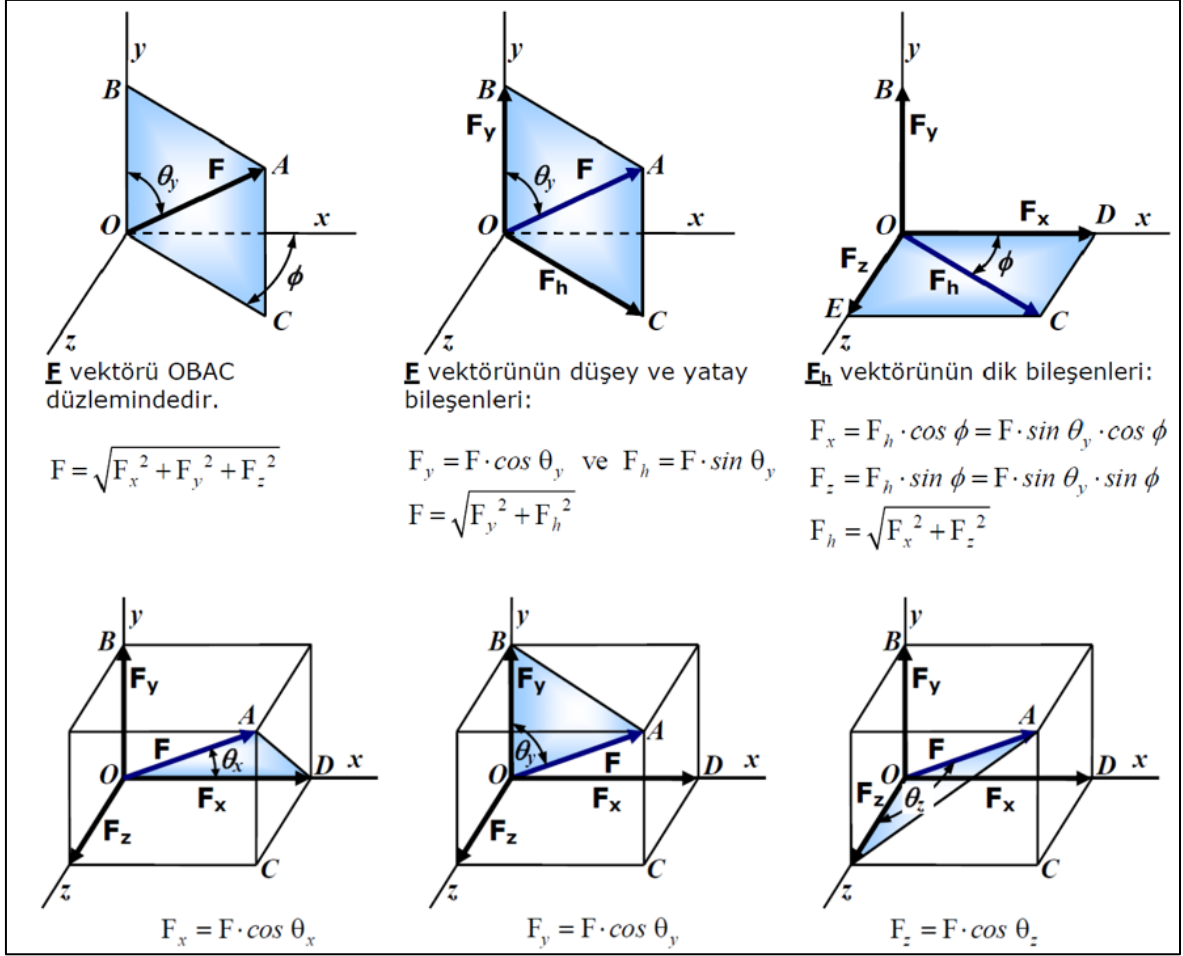
$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} \quad (3.7)$$

$$F_e = F_t \cdot \tan \beta \quad (3.8)$$

F_t =Teğetsel kuvvet (N)

F_r = Radyal kuvvet (N)

F_e = Eksenel Kuvvet (N)



Şekil 3.8. Uzayda kuvvetlerin gösterimi ve hesaplanması [45]

Diş üzerinde oluşan kuvvetlerin kavrama açısı ve helis açısından etkileri denklemlerde görülsün bile uzayda bileşke kuvvetlerin hesaplanırken hesabın çok daha karmaşık bir hale geldiği Şekil 3.8’de görülmektedir. Bu yüzden bu çalışmada kavrama açısı ve helis açılarının emniyet katsayısı üzerinde yorumları yapılırken sonlu elemanlar analizi yöntemine başvurulmuştur.

Helisel dişlide aksnel kuvvetlerin yönü;

1. Dönme yönü
2. Helis yönü
3. Dişlinin döndürülen veya döndüren olmasına göre değişir.

Dişli şarkılarda oluşabilecek zorlamalar;

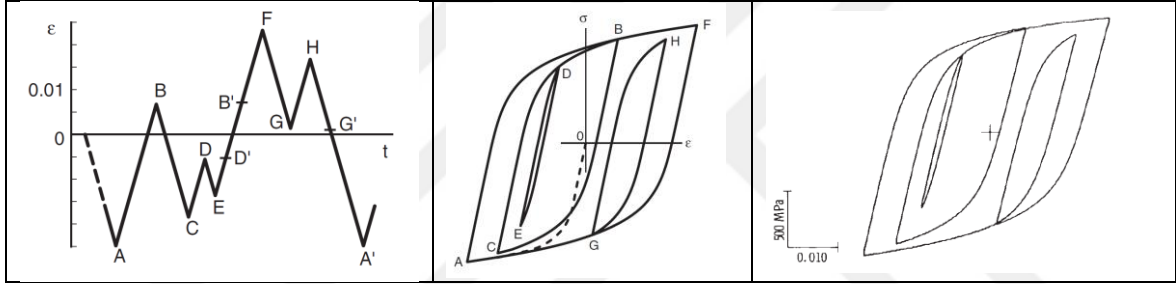
- 1.Tekrarlayan eğilme yükleri altında diş dibinde kırılma.
- 2.Tekrarlayan temas gerilmelerin etkisi altında ortaya çıkan yüzey yorulması ve bunun sonunda pitting aşınması şeklinde yüzey hasarı.
- 3.Fazla yüklenmiş dişlerde diş temasındaki izafi kayma hızlarının büyük olduğu bölgelerde ortaya çıkan yoğun kaynama aşınması şeklinde hasar.





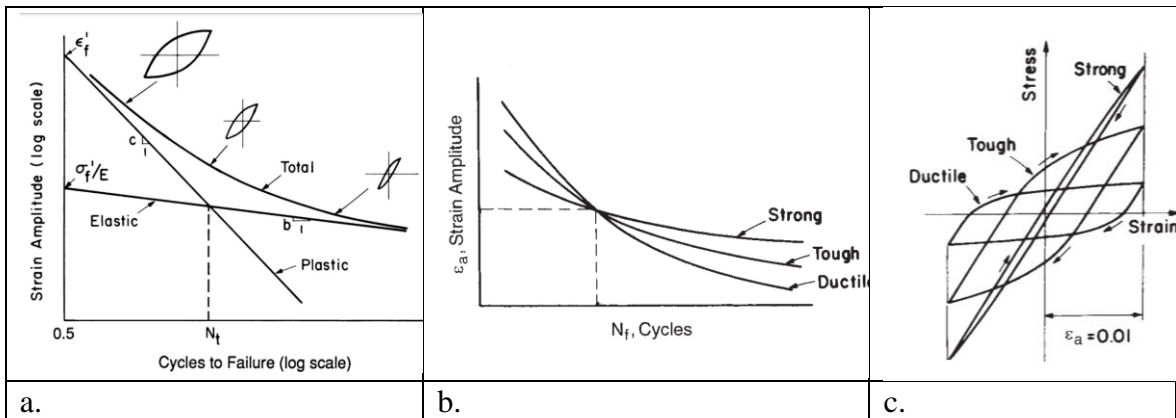
4. HİSTEREZİS

Elastik Histerezis, bir malzemede belirli bir gerilmeyi oluşturmak için gereken gerinim enerjisi ile o gerilmedeki malzemenin elastik enerjisi arasındaki farktır. Bu enerji, bir test döngüsü (yükleme ve boşaltma) sırasında malzemede iç sürtünme (ısı) olarak yayılır. Mekanik test verileri bir Gerilme/gerinim eğrisinde çizildiğinde, elastik histerezis sergileyen bir malzeme, testin yükleme aşamasında bir yol ve boşaltma aşamasında farklı bir yol gösterir. Bu iki yol, histerezis kaybı (ısı şeklinde enerji kaybı) nedeniyle belirgin bir şekilde farklılık gösterecek ve eğriler arasındaki alan yayılan enerjiyi temsil etmektedir. Şekil 4.1.'de Gerilme şiddetinin zamandaki değişiminin Gerilme – gerinim grafiği üzerindeki histerezis eğrilerine aktarımı görülmektedir.



Şekil 4.1. Histerezis grafiğinin çizilmesi [46]

Şekil 4.2.a. grafiğinde Gerilme şiddetinin azalırken histerezis grafiklerinin açısındaki karakteristik fark görülmektedir. Şekil 4.2.b. grafiğinde farklı tokluktaki malzemelerin sonlu ömür sonsuz ömürdeki değişimleri görülmektedir. Şekil 4.2.c. grafiğinde histerezis eğrilerinin farklı tokluklardaki karakteristik çizgileri görülmektedir.

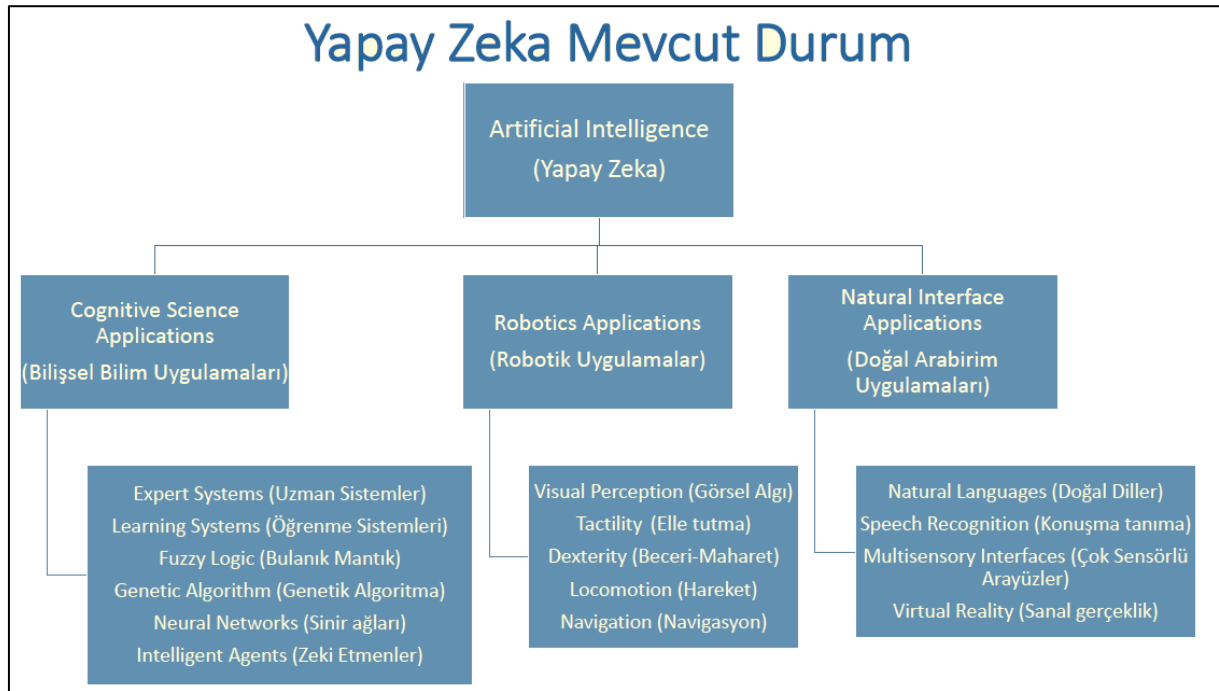


Şekil 4.2. Malzeme tokluğunun S-N ve Gerilme- Gerinim grafiğine etkisi [47]



5. YAPAY SİNİR AĞLARI (YSA)

Yapay Sinir Ağları (YSA), Yapay zekanın bir koludur (Şekil 5.1.) ve insan beynini taklit ederek eldeki veriler ışığında girdiler ve çıktılar arasında ilişkiler kurarak bir sonuç üretmeye dayanır. Aynı insan beyninde olduğu gibi nöronlar ve etkiler bir sonuç üretir. Bu sonuç bir his veya algı olabileceği gibi bir sonuç da olabilir.



Şekil 5.1. Yapay zekâ ve yapay zekanın alt birimleri

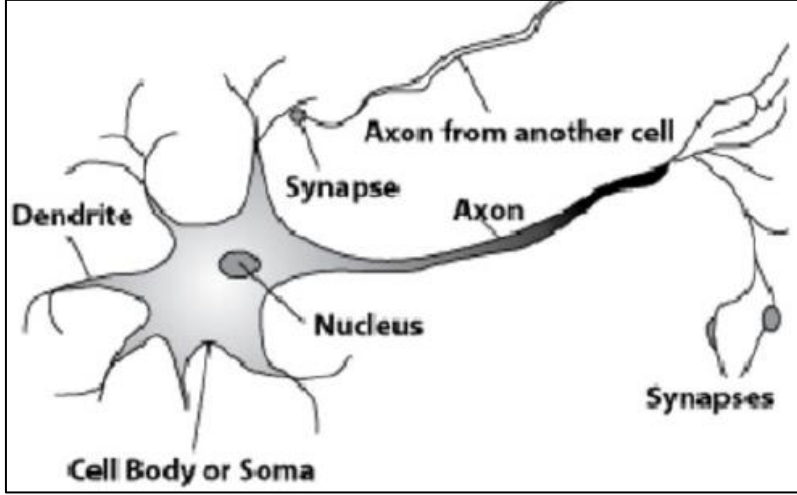
Sinir Hücreleri (nöron), sinir sisteminin temel işlem elemanıdır. Nöronun; axon, dentrite, synapse ve soma olmak üzere dört önemli bölümü bulunmaktadır. İnsan beyninde yaklaşık 10 milyar sinir hücresi ve 60 trilyon synapse bulunmaktadır.

Dendritler: alıcılar

Soma: nöron hücresi gövdesi (giriş sinyalleri toplanır)

Axonlar: verici

Synapse: iletim noktası

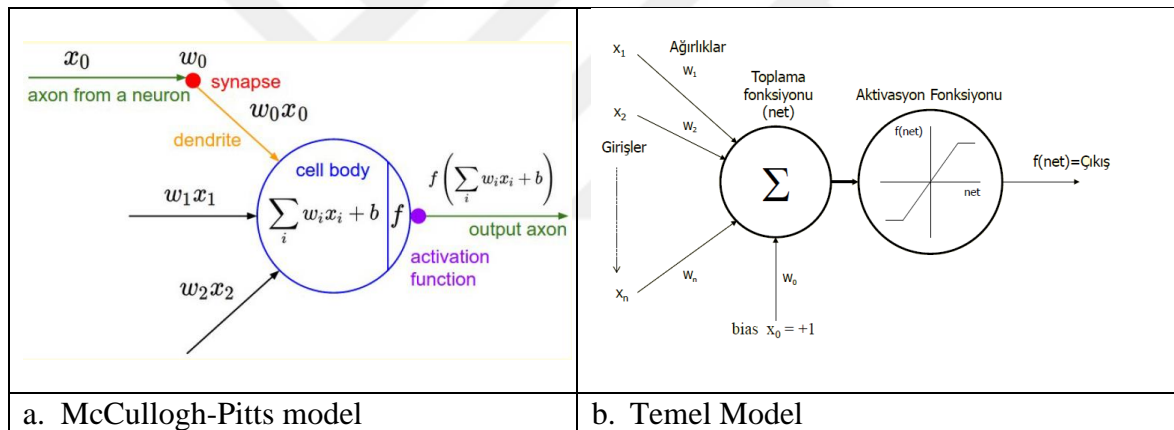


Şekil 5.2. Nöron ve elemanları

Biyolojik nöronlarda birçok giriş (dendritler) ve bir çıkış (axson) mevcuttur.

- Dendritlerin görevi hücreye girdilerin sağlanmasıdır.
- Axon ise nöron çıktısını göndermeye yarayan uzantıdır.
- Bir hücrenin tek bir axon uzantısı bulunur.
- Ancak bu axon uzantıdan çıkan çok sayıda uzantı ve bunların ucunda sinaptik bağlantılar bulunur.
- Sinapslar, sinir hücrelerindeki axonlarının, diğer sinir hücreleri ve/veya onların dendritleri üzerinde sonlanan özelleşmiş bağlantı noktalarıdır.
- Bu bağlantı noktalarının görevi axondaki elektriksel iletinin diğer hücrelere aktarılmasıdır.
- Bu bağlantı noktalarında iletiler elektro-kimyasal süreçlerle diğer hücrelere geçirilir.
- Sinapslar bağlandıkları dendrite veya nöronda bölgesel olarak elektrik kuvvetini pozitif veya negatif yönde etkileyebilme yeteneğine sahiptirler.
- Böylelikle bir nöronun diğerini etkileyebilmesi söz konusu olmaktadır.
- Bir nöron, diğer nörondan sinapslar aracılığıyla elektriksel sinyallerini alıp dendritlere iletir ve soma üzerinde gelen girdilerin ağırlıklı toplamını yapar.
- Bir çıktının olup olmayacağı veya çıktının elektriksel olarak yoğunluğu, sinapsların etkileri sonucu hücreye gelen tüm girdilerin, toplam değeri tarafından belirlenmektedir.
- Somaya gelen girdilerin ağırlıklı toplamı axon üzerinde çıktı oluşturacak değere ulaştığında, bu değere "eşik değeri" adı verilmektedir ve nöron ateşlendi (fired) olarak ifade edilmektedir.

- Toplam sinyaline göre, aksonda çıkış olarak ikili elektriksel sinyal oluşturulabilir.
- Bu sinyal diğer nöronlara girdi olarak uygulanıp orada ikinci sinyali oluşturabilir.
- Bu şekilde girdiler nöron tarafından değerlendirilerek çıktıya dönüştürülmüş olur.
- Nöronların çalışma şekli: Nöron, diğer nöronlardan gelen uyarıları (elektriksel sinyaller) snapsları üzerinden dentritlerine alır.
- Bu sırada gelen sinyaller snapslar tarafından güçlendirilir ya da zayıflatılır.
- Dentritler sinyalleri hücre gövdesine iletirler.
- Hücre gövdesi gelen sinyalleri birbirlerini kuvvetlendirme ve zayıflatma etkilerine göre işler.
- Eğer sonuçta sinyaller birbirlerini yeteri kadar kuvvetlendirerek bireşik değerini aşabilirlerse, axsona sinyal gönderilir ve nöron aktif hale getirilir.
- Aksi halde, axsona sinyal gönderilmez ve nöron pasif durumda kalır.



Şekil 5.3. Yapay sinir ağı modelleri

Yapay Sinir Ağlarının çalışması; aşağıdaki adımlardan oluşur.

- Girişler
- Ağırlıklar
- Toplama fonksiyonu
- Aktivasyon fonksiyonu
- Çıkış

Yapay Sinir Ağları (YSA) farklı algoritmalar ve farklı çeşitlerdeki yazılımla yapılabilmektedir. YSA, mühendislik tıp, ekonomi, iktisat, havacılık gibi birçok alanda

başarı ile uygulanmaktadır. Bu uygulamalardaki en önemli durum girdi ve çıktı veri tipi ve sayıdır. Veri tipi ve verinin büyüklüğüne bağlı olarak farklı algoritmalar ve öğrenme yöntemlerinin kullanılması ile problemin gerçek modelleri elde edilebilir. Bu bir deneme yanılma veya “For ... Next” döngüsü gibi bir aralıkla ilgili problemin çözümünü doğru biçimde modeli belirlemede için kullanılmaktadır. Yapay Sinir Ağı modeli; Girdiler, İşlem ve Çıktılar olmak üzere 3 ana bölümden oluşmaktadır. Girdiler; problemin girdi parametre ve değerleridir. Çıktılar ise; girdilere karşılık gelen sonuç denklemdir. Örnek verecek olursak; $f(x)$ fonksiyonunda $f(x)$ in bir matematiksel denklemi vardır ve x değerine karşılık $f(x)$ fonksiyonunda bir sonuç (y) değerini üretir. Yani her x değeri için bir y sonuç değeri üretilir. İşlem kısmı ise, esas problemin çözümün gerçekleştiği yerdir. Bu kısımda; gizli katmanlar ve aktivasyon fonksiyonlarının uygulandığı yani işlemlerin gerçekleştiği yerdir. Bir YSA modelinde en az 2 Gizli Katman olmak üzere problemdeki veri tipi ve verinin büyüklüğüne bağlı olarak n tane sayıda gizli katman bulunabilir.

6. MATERYAL VE METOT

6.1. Kırılma Teoremleri ve Emniyet Katsayısı

Dişlerde farklı türlerde birden çok gerilme meydana gelir. Bu gerilmelerin makine elemanı üzerinde hasar oluşturup oluşturmayacağını anlamak için sınır gerilme değerlerini bilmek yetmez. Bu yüzden bu hesabı yapabilmek için farklı kırılma hipotezleri geliştirilmiştir.

Emniyet katsayısı, malzemenin dayanabileceği maksimum yükün malzemenin taşıdığı yüke oranıdır. Eğer bu değer 1'den küçük olursa, malzemedeki hasar gözlenir.

$$\sigma_{em} = \frac{\sigma_{ak}}{S} \rightarrow S = \frac{\sigma_{ak}}{\sigma_{em}} \quad (6.1)$$

Burada σ_{em} , emniyet gerilmesini, σ_{ak} , akma gerilmesini, S, emniyet katsayısını göstermektedir.

Bu katsayı malzemenin dayanımına, kuvvetin etki yönüne ve gücüne göre değişir. Bu katsayıyı hesaplamak için kullanılan 4 temel yöntem vardır:

- Maksimum Normal Gerilme Hipotezi: Bu teori en büyük asal gerilme malzemenin akma veya kompa sınırını aştığında hasar oluşacağını ifade eder.

$$\sigma_{BİLEŞKE} = \frac{1}{2} (\sigma + \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2}) \quad (6.2)$$

- Maksimum Şekil Değiştirme Hipotezi: Bu teoride kopma ve kırılmanın uzamanın belirli bir sınırı geçmesinden kaynaklandığını ifade eder.

$$\sigma_{BİLEŞKE} = 0,35\sigma + 0,65\sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (6.3)$$

- Maksimum Kayma Gerilmesi Hipotezi: Bu teori bir malzemedeki maksimum kayma gerilmesi, çekme deneyindeki kayma mukavemetine eşit olduğunda hasar oluşacağını ifade eder.

$$\sigma_{BİLEŞKE} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \quad (6.4)$$

- Maksimum Biçim Değişirme Enerjisi Hipotezi: Bu teoride üç eksenli gerilme halinde birim hacme düşen maksimum şekil değiştirme enerjisinin belirli bir değeri aşması halinde kopma meydana geleceğini ifade eder.

$$\sigma_{BİLEŞKE} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \quad (6.5)$$

Burada; $\sigma_{BİLEŞKE}$ eş değer bileşke gerilmeyi, σ asal gerilmeleri, τ paralel (kayma) gerilmelerini ifade etmektedir.

6.2. Yorulma ve Yorulma Teoremleri

Makine elemanının kısıtlı sürede tekrarlayan ve dalgalanan kuvvetlerin uygulandığı duruma dinamik yükleme denir. Makine elemanı üzerine etkiyen değişken kuvvetin neden olduğu stres zaman içerisinde parçada bozulmaya neden olur. Bu hasara yorulma hasarı denir. Statik yüklemde malzemenin akma ve kopma gerilmeleri yükü taşıya dahi dinamik yüklemde değişken gerilmeden dolayı bu değerlerin altında hasar oluşabilir. Wöhler, Bu hasardan oluşan malzemenin yorulma mukavemetini tespit etmek için deney çubukları üzerinde ortalama bir gerilme üzerinden her defasında farklı bir genlikte yükleme yaparak malzemenin ömrünü ölçmüştür. Elemanın koptuğu ana kadar geçen yük tekrar sayısı (N) malzemenin ömrünü belirler. $N > N_0$ yani sonsuz ömür için sürekli mukavemeti sınırını (σ_D), $N < N_0$ yani sonlu ömür için zamana bağlı mukavemeti (σ_{DN}) ölçüt olarak almıştır.

Yorulma teoremleri

Wöhler eğrilerinin sonuçları ile çizilen sürekli mukavemet doğruları, genel değişken zorlanmada σ_0 (ortalama gerilme) ve σ_g (gerilme genliği) değerine karşılık bir mukavemet sınırı tayin edilmesi zor olduğundan farklı yaklaşımlar geliştirilmiştir. Goodman, Soderberg, Gerber bunlardan bazılarıdır.

Yatay eksen σ_0 ve düşey eksenini σ_g olan bir eksen üzerinde malzemenin Gerilme değerlerini yerleştirerek Şekil 6.1'deki diyagramı elde ederiz. Bu diyagramda yatay eksen σ_0 esas statik zorlanma halini ($\sigma_g = 0$), düşey eksen σ_g tam değişken zorlanma halini ($\sigma_0 = 0$) gösterir.

Ayrıca σ_0 ve σ_g Eksenleri tarafından belirtilen O - σ_0 - σ_g alanı ise genel değişken zorlanma halini gösterir.

Gerber, 1974 yılında genel değişken zorlanmada malzemenin mukavemet sınırını temsil eden şekildeki eğriyi ortaya atmıştır. Eğer malzemeyi etki eden kuvvetler bu sınırın içerisinde kalıyorsa malzeme dayanacağını, dışında kalıyorsa malzemenin kopacağını ifade etmiştir.

Gerber'in oluşturduğu parabolik çizgi matematiksel olarak pratik değildir. Goodman yine kopma gerilmesini referans alan matematiksel olarak daha pratik, genel geçer bir yaklaşım geliştirmiştir. Goodman teorisi. Soderberg ise akma gerilmesini referans alan bir yöntem geliştirmiştir. ASME-Eliptik yaklaşımında ise yine akma noktasını hedefleyen daha geniş alanı kapsayan bir eğri çizilmiştir. Şekilde Soderberg'in kapsadığı alanın Goodman'a göre daha dar olduğunu görülmektedir. Genel kullanımda daha iyi sonuç veren Goodman, daha çok gevrek malzemeler için kullanılırken, akma gerilmesi referans olan Soderberg sünek malzemeler için kullanılır. Bu çalışmada Gerilme-ömür üzerinden yapılan analizlerde Goodman, Soderberg ve ASME-Eliptic yaklaşımları ele alınmıştır.

- Goodman Teoremi:

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D} + \frac{\sigma_0}{\sigma_k} = 1 \quad (6.6)$$

- Soderberg Teoremi:

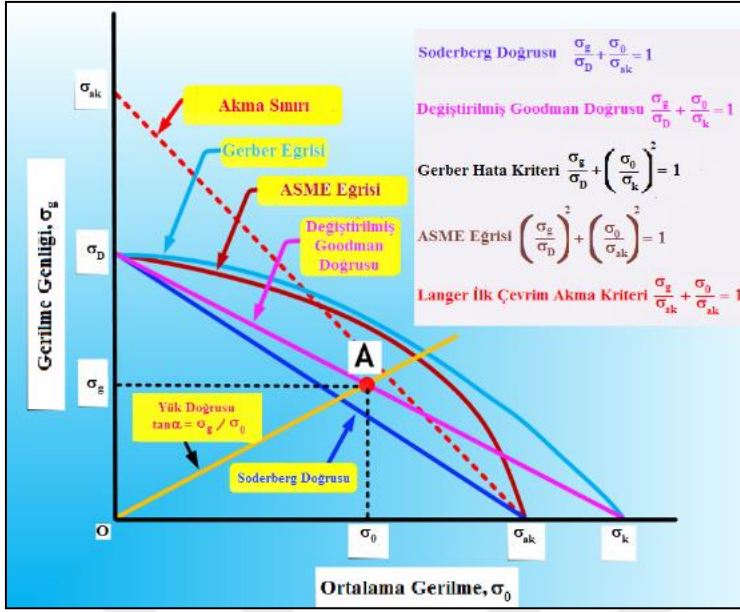
$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D} + \frac{\sigma_0}{\sigma_{ak}} = 1 \quad (6.7)$$

- ASME-Eliptic Teoremi:

$$\left(\frac{\sigma_g}{\sigma_D}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_{ak}}\right)^2 = 1 \quad (6.8)$$

- Gerber Teoremi:

$$\frac{\sigma_g}{\sigma_D} + \left(\frac{\sigma_0}{\sigma_k}\right)^2 = 1 \quad (6.9)$$



Şekil 6.1. Goodman-Haigh Diyagramı [48]

Morrow ortalama gerilme düzeltme modeli ile yapılan tahminler elastik gerinimin hâkim olduğu düşük plastik gerilme değerlerinde ortalama gerilme etkilerinin önemli olduğu gözlemini doğrulamıştır. Morrow düzeltilmiş modeli elastik gerilme aralığının plastik gerilme aralığına oranının ortalama gerilmesine bağlı olduğunu yanlış tahmin etmiştir. Yine de düzeltilmiş model temel ilişkiyi ihlal etse de ortalama stres etkilerini genelde doğru tahmin etmiştir.

- *Morrow*: $\varepsilon_a = \frac{(\sigma'_f - \sigma_0)}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f (2N_f)^c$ (6.10)

Burada; ε_a , gerinim genliği, σ'_f , yorulma mukavemeti katsayısı, σ_0 , ortalama gerilme, E, esneklik katsayısı, N_f , çevrim sayısı, ε_f , yorulma süneklik katsayısıdır.

SWT formülü, σ_{max} negatif olduğu durumda formül tanımsız hale gelir. Bu yaklaşım, maksimum gerilmenin sıkışma olduğu durumda yorulma hasarı meydana gelmediğini varsayar.

- *SWT*: $\varepsilon_a^{SWT} \sigma_{max} = \sigma_a \left(\frac{\sigma'_f}{E} (2N_f)^b + \varepsilon_f (2N_f)^c \right)$ (6.11)

Burada; ε_a , gerinim genliği, σ_{max} , en yüksek gerilme, σ_a , gerilim genliği, σ_f' , yorulma mukavemeti katsayısı, E, esneklik katsayısı, N_f , çevrim sayısı, ε_f , yorulma süneklik katsayısıdır.

Bu çalışmada gerinim-ömür analizleri için Morrow ve SWT yaklaşımları ele alınmıştır.

Yorulma ömür metot

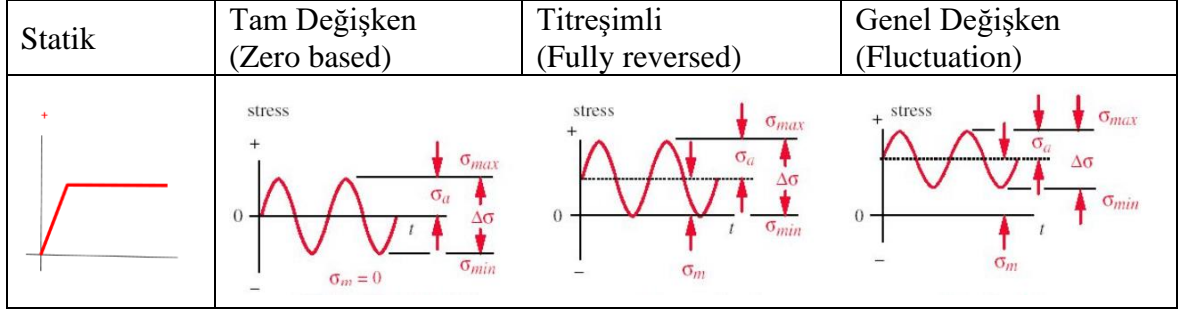
Yorulma ömür metot için 3 metot kullanılır; Gerilme-Ömür, Gerinim-ömür, Elastik Kırılma mekaniği metodu. Bu metotlar belli bir yükleme altında malzemenin ömrünü N (yük değişim sayısı) cinsinden bulmayı amaçlar. Çevrim $1 < N < 10^6$ düşük yük değişim sayısındaki yorulma, $N > 10^6$ ise yüksek yük değişimi sayısındaki yorulma olarak kabul edilir.

- Gerilme- Ömür metodu çeşitli tasarım uygulamaları için en kolay yöntem olduğundan ve çok geniş, destekleyici veriye sahip olduğundan yüksek yük değişimi sayısındaki uygulamalarda tercih edilen yöntemdir.
- Gerinim-ömür metodu lokalize bölgelerdeki plastik deformasyonda daha detaylı sonuçlar alınmasını sağlar. Özellikle düşük yük değişim sayısındaki uygulamalarda yorulmanın doğasını anlamak için incelenir.
- Kırılma mekaniği metodu malzeme üzerinde hali hazırda bir çatlak olduğunu kabul ederek, bu çatlağın büyümesini tahmin için kullanılır.

6.3. Yükleme

Tek bir maksimum ve tek bir minimum kuvvet sergileyen periyodik desenlerde dalganın şekli önemli değildir. Önemli olan hem yüksek hem alçak taraftaki tepe noktanın değeridir.

Bu çalışmada statik yükleme, tam değişken yükleme ve titreşimli yükleme kullanılmıştır. Yüklemelemin zamana bağlı değişiklikleri Şekil 6.2. görüldüğü gibidir.



Şekil 6.2. Yükleme tipleri

6.4. Modelleme

β açıları helis dişli çarklarda minimum diş sayılarını etkilemektedir. Bu sebeple β açısı referans olarak alınarak belli aralıklar oluşturulmuştur. Bu aralıklar minimum diş sayısı ve β parametrelerine göre belirlenmektedir. Çizelge 6.1.'de bu aralıklara bağlı diş sayıları belli bir düzene göre tasnif edilmiştir. Çizelge 6.2.'de bu çalışmada kullanılan dişlilerin parametreleri gösterilmiştir.

Çizelge 6.1. Betaya bağlı minimum diş sayısı tablosu

β	0	13	20	23	30	32	35	40	43
z_{min}	14	13	12	11	10	9	8	7	6

Çizelge 6.2. Helis dişli çark parametreleri

Modül (m)	Diş sayısı pinyon (z_1)	Alfa ($^\circ$)	Beta ($^\circ$)	Tork (N.mm)
2	14	14,5	0	200
4	28	20	13	1000
6	42	25	20	100000
	56		23	250000
			30	
			32	
			35	
			40	
			43	

Modül, dişli seçiminde ilk belirlenen parametrelerden biridir. Dişli üzerinde dönmeyi sağlayan her bir diş sayısı, dişli belirlenirken dikkate alınan diğer başlıca parametredir. Diş

sayısı iletim oranını doğrudan etkiler. Kavrama açısı (diğer bir adı ile Basınç açısı), karşılıklı dişlerin hareketi birbirlerine ilettikleri temas noktası üzerinde oluşan açıdır. Özellikle diş dibi gerilmelerini doğrudan etkilediğinden önemli bir parametredir. Helis açısı, eğik dişliler ile dişli eksenini arasındaki açıdır, iletilecek gücü etkileyen bir parametredir.

Tasarım parametrelerine bağlı olarak helis dişli çiftleri sağ ve sol helis olmak üzere farklı varyasyonlar denenmiştir. Bu varyasyonlara uyan dişli çiftlerinin katı modelleri CAD ortamında 3 Boyutlu olarak üretilmiştir.

The screenshot shows a CAD software interface for gear design. The top section is a tree view under 'Cylindrical gears' with options like 'Single gear', 'Cylindrical gear pair', 'Pinion with rack', 'Planetary gear', 'Three gears train', 'Four gears train', 'Bevel and Hypoid gears', 'Face gears', 'Worms with enveloping worm wheels', 'Crossed helical gears and Precision...', 'Beveloid gears', and 'Non circular gears'. The 'Cylindrical gear pair' option is selected.

The 'Geometry' section contains the following parameters:

- Normal module m_n : 2.0000 mm
- Pressure angle at normal section α_n : 20.0000 °
- Gear 1: helix right hand
- Helix angle at reference circle β : 30.0000 °
- Center distance a : 64.6632 mm

The bottom section is a table for gear specifications:

	Gear 1	Gear 2	
Number of teeth z	28	28	
Facewidth b	37.0000	37.0000	mm
Profile shift coefficient x'	0.0000	0.0000	
Quality (ISO 1328:1995) Q	6	6	

Below the table, there are additional parameters:

- Rim thickness coefficient s_R^* : 6.0000
- Inner diameter d_i : 35.3610 mm

Şekil 6.3. CAD üzerinden girilen parametreler

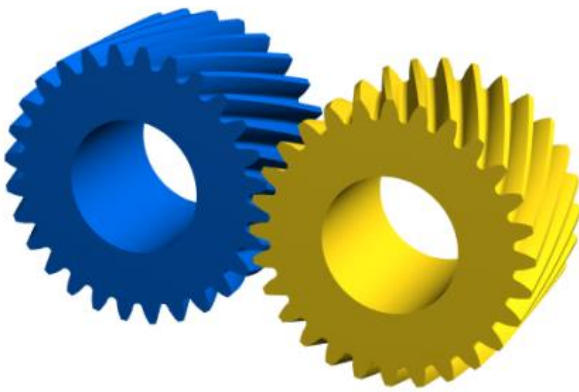
CAD yazılımı üzerinde modeller karşılıklı çift halinde oluşturulmuştur. Modeller oluşturulurken başlangıç olarak istenilen modül, beta açısı, alfa açısı ve dişli sayısı girilmiş, diş kalınlığı formülden uygun gelen b (Denklem 3.4) değer olarak girilmiştir. Dişli ortasında

oluşturulan delikler ise oransal olarak belirlenmiş ve oranlar $z=14$ için 3, $z=28$ için 6, $z=42$ için 10, $z=56$ için 14, $z=70$ için 18 olarak belirlenmiştir. Dişli merkezleri arası mesafe bu girilen değerler üzerinden program tarafından otomatik olarak tamamlanmış ve geri kalan dişli standartlarında programın sabit ayarı olan ISO: 1329:1995 değerleri kullanılmıştır.

Çizelge 6.3. CAD dişli parametreleri

z	delik oranı	m	b
14	3	2	37
28	6	4	74
42	10	6	112
56	14		
70	18		

Üretilen CAD modellerinin STEP (.stp) dosya formatlı katı modelleri üretilmiştir. Bunun sebebi ANSYS yazılımının stp uzantılı CAD modellerini okuyabilme yeteneğidir. Helis dişli çark geometrisi 3 farklı kavrama açısı (α) ($14,5^\circ$, 20° ve 25°) ve farklı helis açıları (β beta (0° - 13° - 20° - 23° - 30° - 32° - 35° - 40° - 43°) açılarında sağ ve sol helis olmak üzere helis dişli çark CAD modelleri üretilmiş ve belli bir algoritmaya göre tasnif edilmiştir.



Şekil 6.4. CAD içindeki dişli çifti görünümü

Dişli çark malzemesi ANSYS program içerisinde yer alan Engineering Data Source üzerinden, Yapı Çeliği (Structural Steel) olarak belirlenmiş ve aşağıda Çizelge 6.3.'deki dişli

çark malzeme mekanik özellikleri verilmiştir. Tasarım iki farklı yüklemde 4 farklı tork üzerinde statik ve dinamik teste tabi tutulmuştur.

Çizelge 6.4. Yapı çeliği dişli çark malzeme Mekanik Özellikleri

Malzeme	σ_{akma} (MPa)	σ_{kopma} (MPa)	Yoğunluk (kg/m ³)	Young Modül (MPa)
Yapı Çeliği	250	460	7850	200

6.4.1. Mesh optimizasyonu ve mesh kalite kriterleri

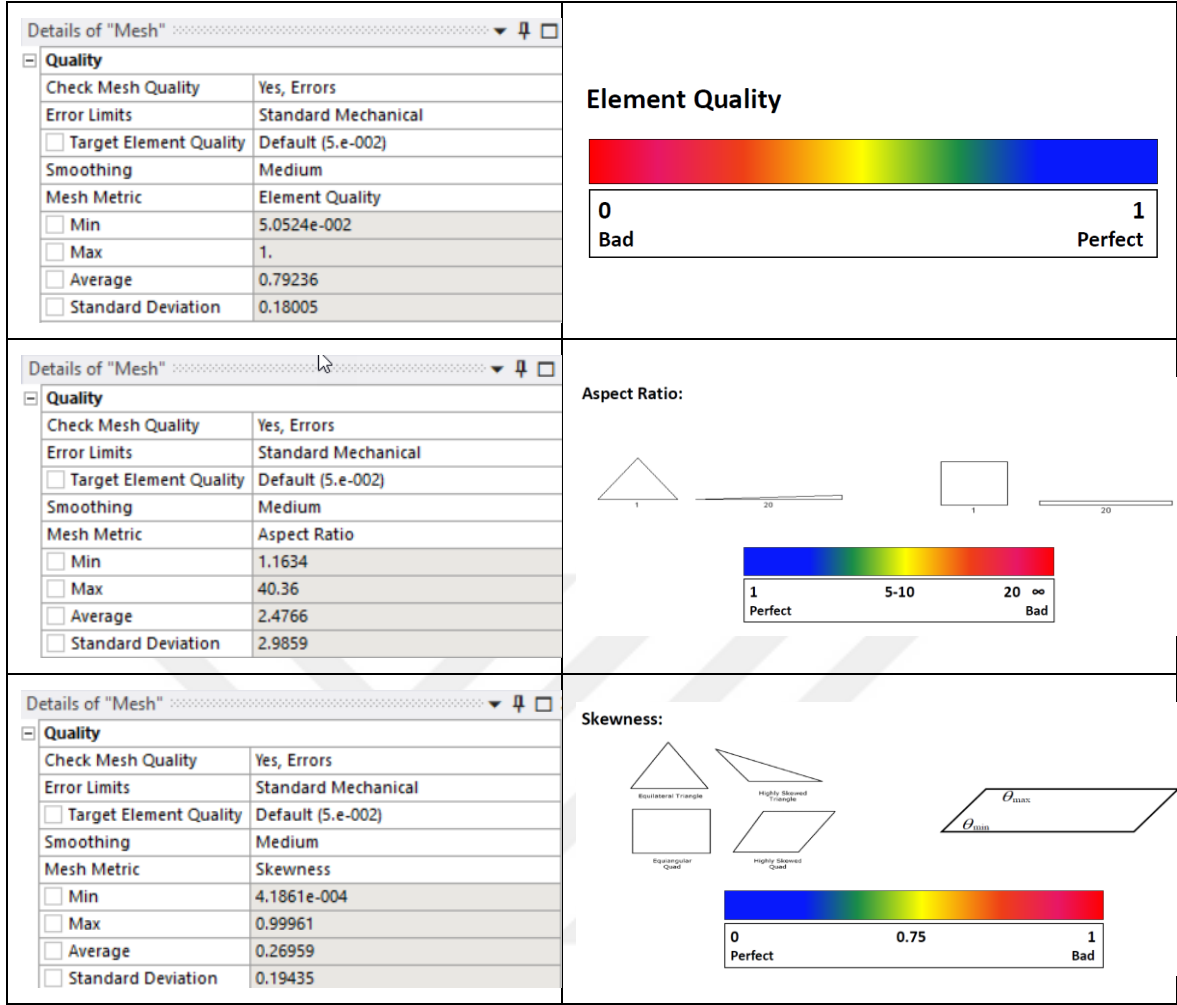
Mesh düğüm noktalarının temas noktasında birbiri üzerine gelmesi sonuçların daha doğru alınabilmesi için önemlidir. Mesh optimizasyonu sırasında “Transition”, “Span Angle Centre”, “Smoothing” özellikleri üzerinden denemeler yapılmıştır. Denemelerin mesh kalite kontrolleri, “Element Quality”, “Aspect Ratio”, “Skewness” mesh ölçüleri üzerinden kontrol edilmiştir. Çalışma sırasında denenen mesh yapıları sonucunda modül sayısına denk gelen birimde “Body Sizing”, “Tetrahedrons” metot yapıları mesh yapısını daha uygun olduğu görülmüştür.

- Transition: Bu özellik, bitişik elemanların büyüme hızını etkiler. Yavaş ve Hızlı olmak üzere 2 tipte uygulanabilir. “Yavaş”, yumuşak geçişler üretirken, “Hızlı” daha ani geçişler üretir.
- Span Angle Centre: Bu özellik, eğriliğe dayalı iyileştirme hedefini belirler. Mesh üzerindeki bireysel elemanlar bu açıyı kapsayana kadar kavisli bölgelere bölünür. Kaba, Orta, İnce olmak üzere üç tipte uygulanabilir.
- Smoothing: Bu özellik, düğümlerin konumlarını çevredeki düğümlere ve ögelere göre hareket ettirerek öge kalitesini iyileştirmeye çalışır. Düşük, Orta veya Yüksek olmak üzere 3 tipte uygulanabilir. Meshin düzgünleşeceği eşik ölçümüyle birlikte düzgünleştirme yinelemelerinin sayısını kontrol eder.

Sizing		Quality	
Use Adaptive Sizing	Yes	Check Mesh Quality	Yes, Errors
Resolution	Default (2)	Error Limits	Standard Mechanical
Mesh Defeaturing	Yes	<input type="checkbox"/> Target Element Size	Default (5.e-002)
<input type="checkbox"/> Defeature Size	Default	Smoothing	Medium
Transition	Fast	Mesh Metric	None
Span Angle Center	Coarse		
Initial Size Seed	Assembly		

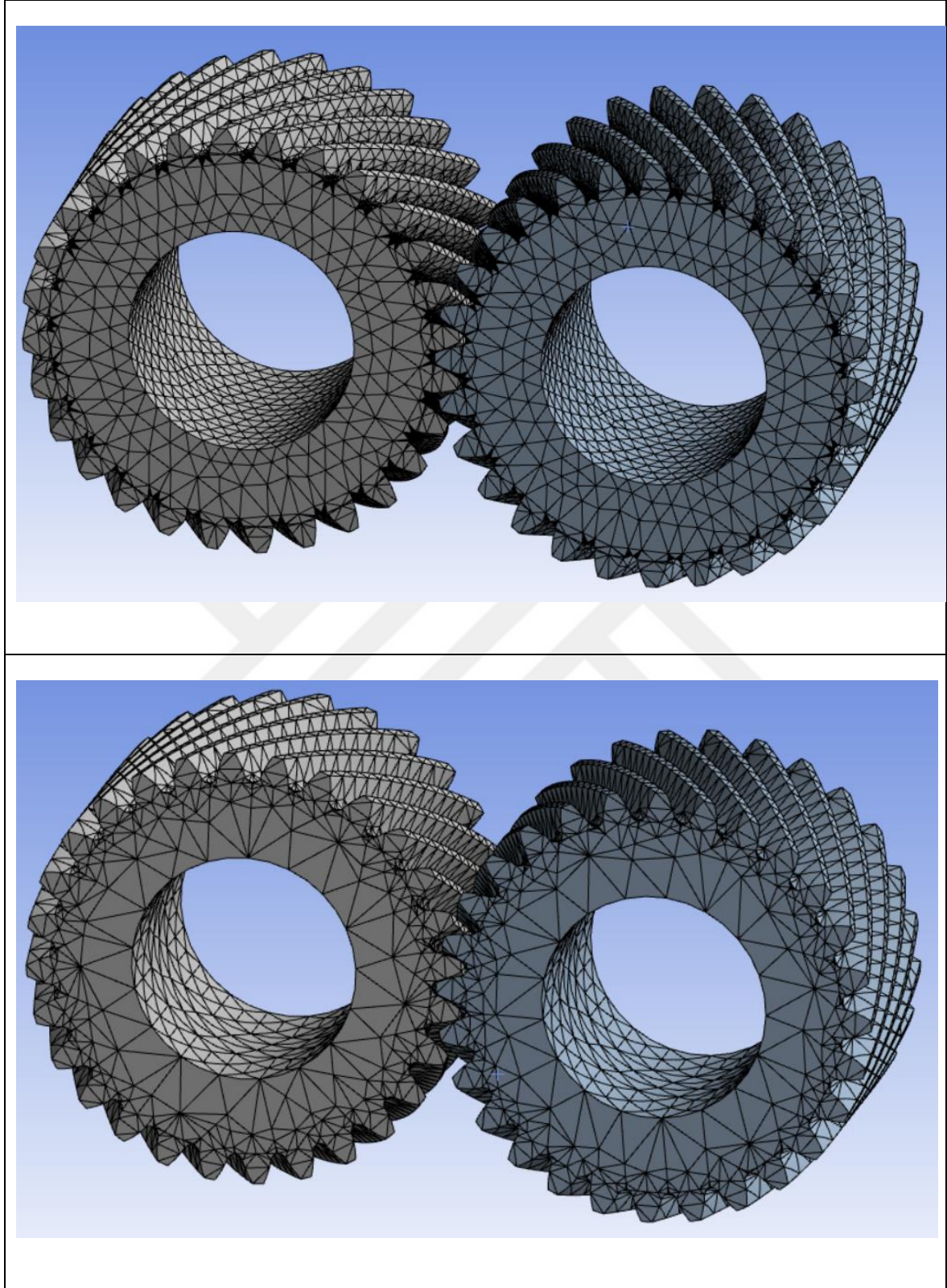
Şekil 6.5. Mesh optimizasyonunda kullanılan parametreler

- **Element Quality:** Eleman Kalitesi, 2B dörtlü/üçlü elemanlar için hacmin kenar uzunluklarının kareleri toplamına oranına veya 3B elemanlar için kenar uzunluklarının kareleri toplamının küpünün kareköküne dayanır. 0 ile 1 arası değerlenir, 1 en iyi değerdir.
- **Aspect Ratio:** Bir üçgenin en-boy oranı, bir üçgenin “yüksekliği” ve “genişliği”nin karşılaştırılmasını sağlar. 1'den sonsuza kadar değişir. 1,0 değeri eşkenar üçgeni belirtir. 1 ile 20 arası değerlenir. 1 en iyi değerdir.
- **Skewness:** Çarpıklık bir ağ için temel kalite ölçütlerinden biridir. Çarpıklık, bir yüzün veya hücrenin ideale (eşkenar veya eşkenar) ne kadar yakın olduğunu belirler. 0 ile 1 arası değerlenir. 0 en iyi değerdir.



Şekil 6.6. Mesh kontrolü için kullanılan parametreler

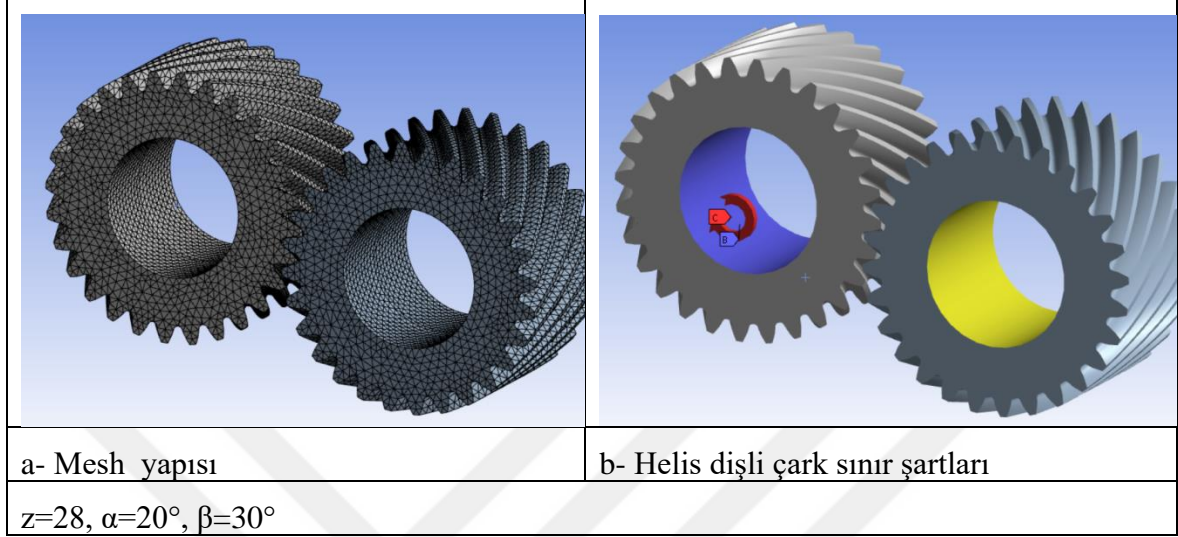
Şekil 6.7.'de orantısız ve yeterince homojen dağılmamış uygun olmayan mesh örnekleri görülmektedir.



Şekil 6.7. Uygun olmayan mesh örnekleri

Sınır şartları belirlenirken momentin her yönden eşit dağılması istendiğinden “tork”, pinyon olarak belirlenen dişlinin göbeğine yerleştirilmiş ve “Frictionless Support” ile

desteklenmiştir. İkinci çark merkezine ise z eksenine hareketi önlemek adına $z=0^\circ$ olan “Remote Displacement” atılmıştır (Şekil 6.8.).

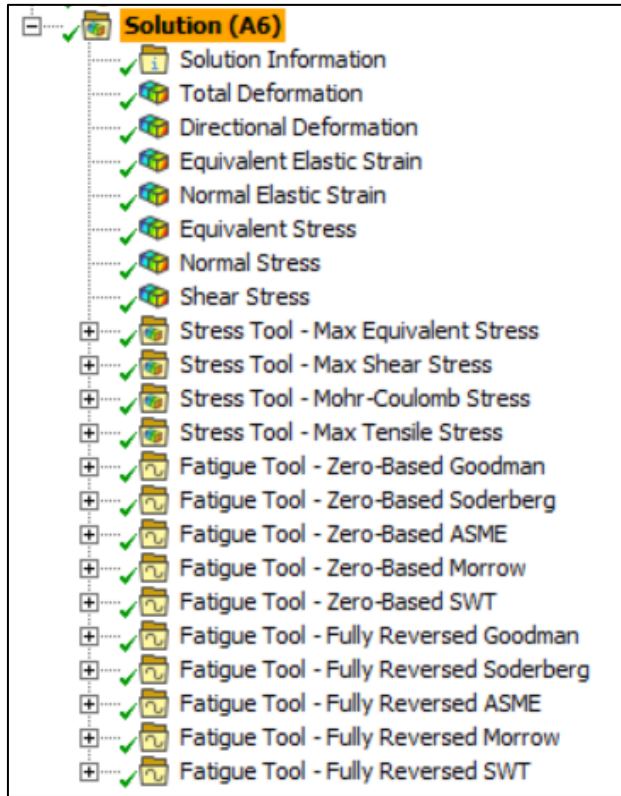


Şekil 6.8. Mesh yapısı ve sınır şartları



7. ANALİZ VE BULGULAR

Öncelikle helis dişli çarkların statik analizleri gerçekleştirilmiş ve gerilme, gerinim, deformasyon ve emniyet katsayıları hesap ettirilmiştir. Statik yükleme durumundan sonra helis dişli çarklara Titreşimli ve Tam değişken yükleme durumlarına göre dinamik analizler gerçekleştirilmiştir. Dinamik analizler “Fatigue tool” aracı kullanılarak Gerilme-Ömür yaklaşımı için Soderberg, Goodman ve ASME Eliptic kriterlerine göre, Gerinim – Ömür yaklaşımı için ise Morrow ve SWT yaklaşımlarına göre ömür, emniyet katsayısı ve hasar değerleri çözümleri elde edilmiştir. Aşağıda analiz ağacı verilmiştir (Şekil 7.1).

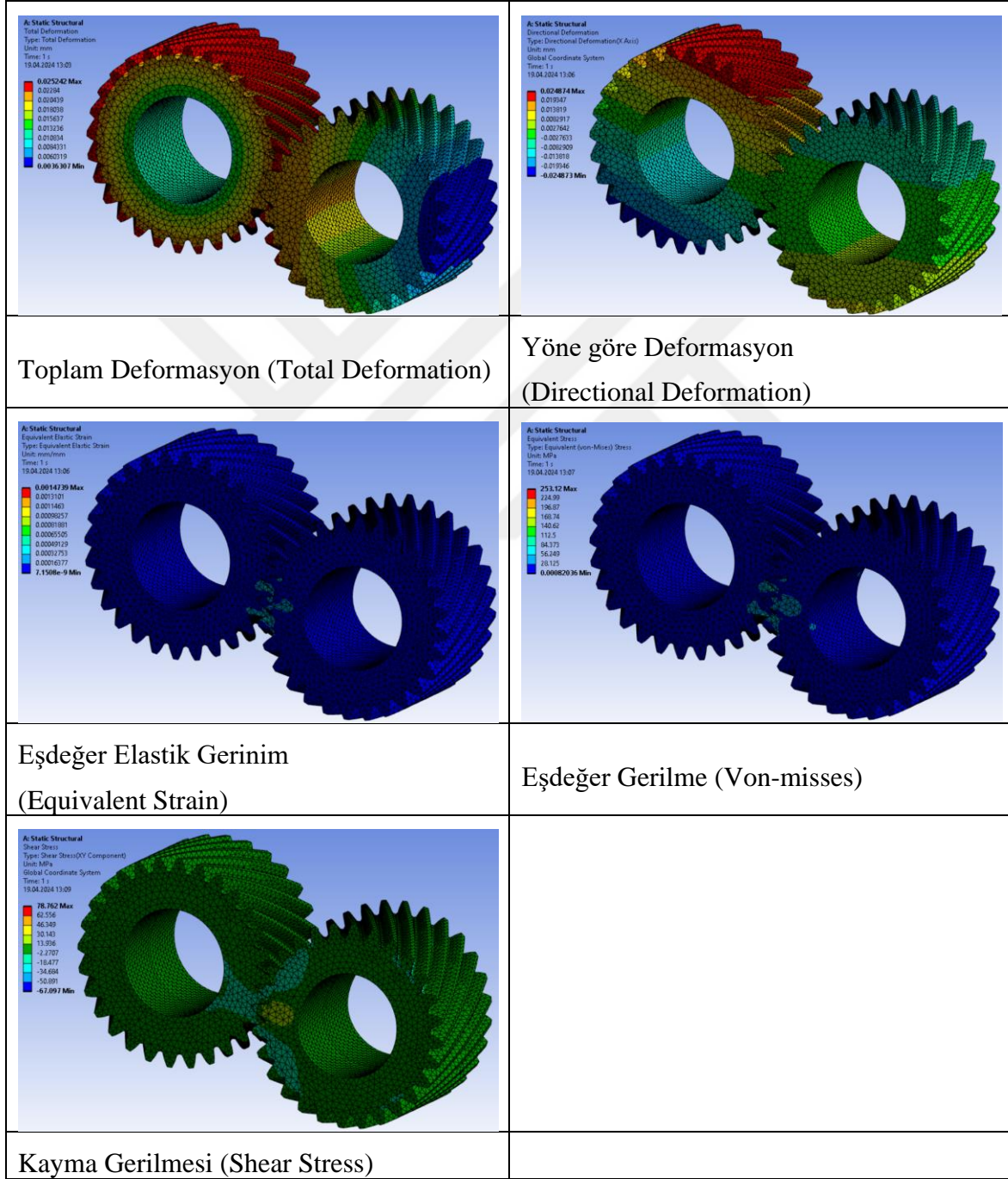


Şekil 7.1. Analiz ağacı

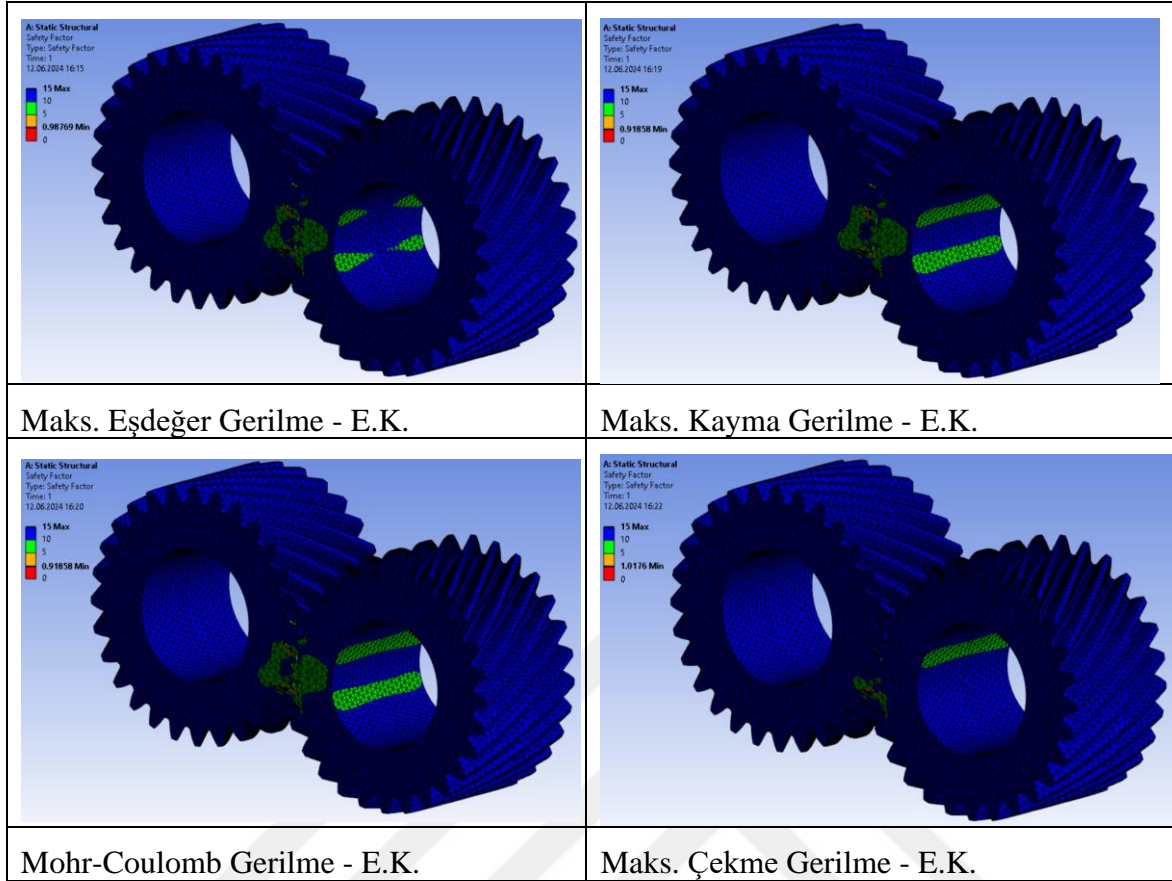
CAD program üzerinden 4 farklı diş sayısı, 3 farklı basınç açısı, 9 farklı helis açısı kullanılarak 3 farklı modül için oluşturulan dişli çiftleri üzerinde 4 farklı momentte statik ve dinamik yorulma analizi yapılmıştır. Toplam 1296 adet model oluşturulmuş, bu modeller için 1296 adet statik analiz ve Gerilme – Ömür ve Gerinim – Ömür yaklaşımları ile Soderberg, Goodman, ASME Eliptic, Morrow ve SWT olmak üzere toplamda 12960 adet dinamik analiz gerçekleştirilmiştir.

7.1. Statik Analiz Sonuçları

Statik analiz sonucu gerilme - gerinim (stress-strain) değerlerinin dişli çarkı en fazla etkileyen bölgelerin dişler ve diş dipleri olduğu gözlemlenmiştir. Aşağıda örnek bir model için Şekil 7.2.'de görülmektedir.

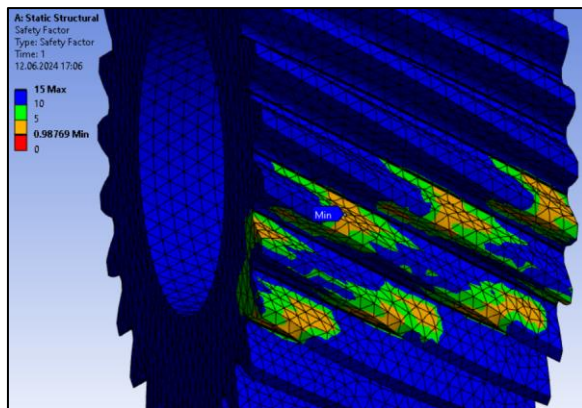


Şekil 7.2. Statik analiz sonuçları



Şekil 7.3. Statik analiz sonucu emniyet katsayıları

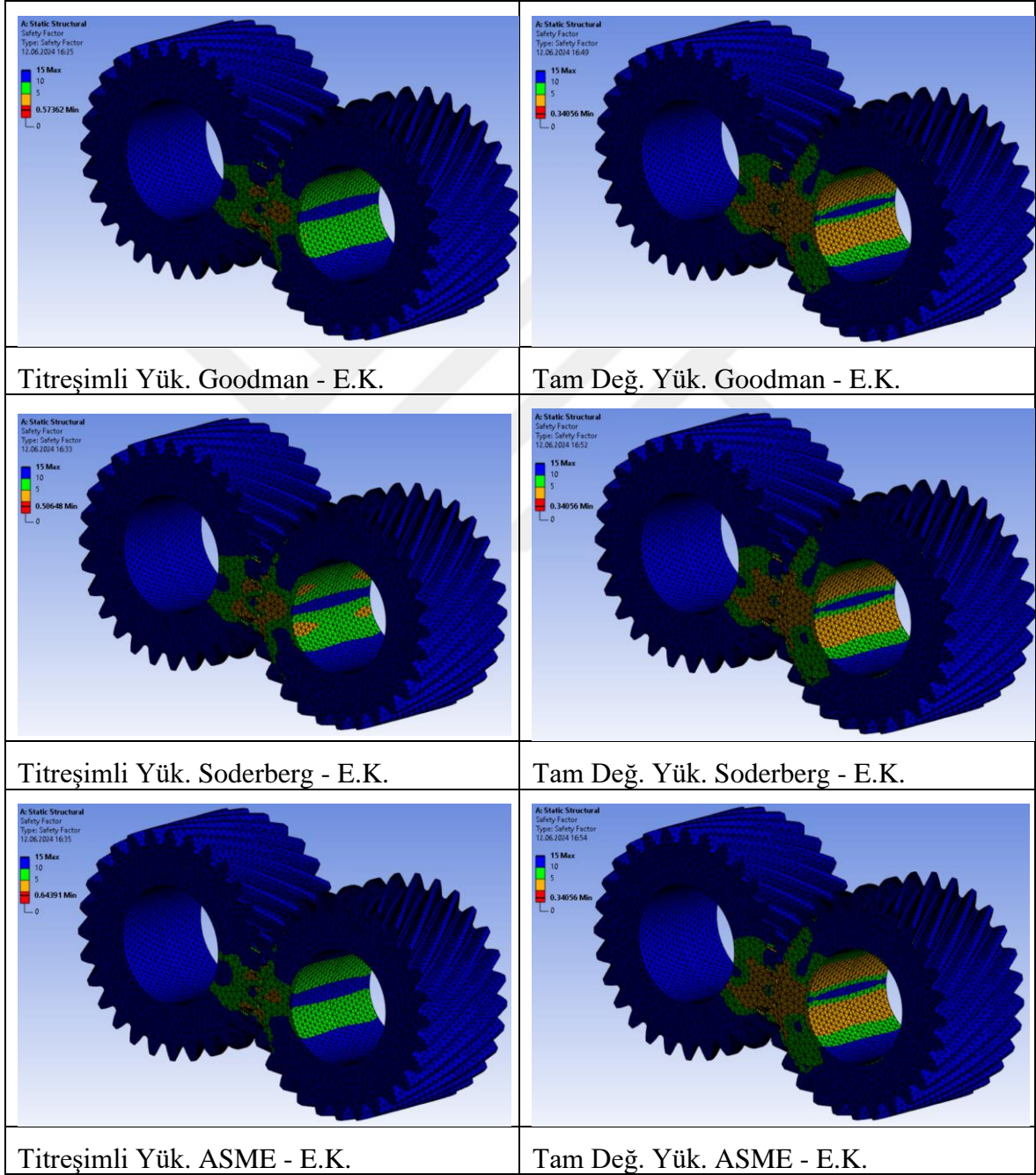
Statik yük altında yapılan testlerde dişlilerin temas ettiği noktalardan ve dişlerin diplerinden başlayarak aynı hizada iç yüzeye doğru yorulma görülmüştür. Özellikle kavramanın başladığı diş yüzeylerinde emniyet katsayısı en düşük değeri almış, en çok yorulma diş yüzeylerinde gerçekleşmiştir (Şekil 7.4.).



Şekil 7.4. Statik analiz sonucu minimum emniyet katsayısı

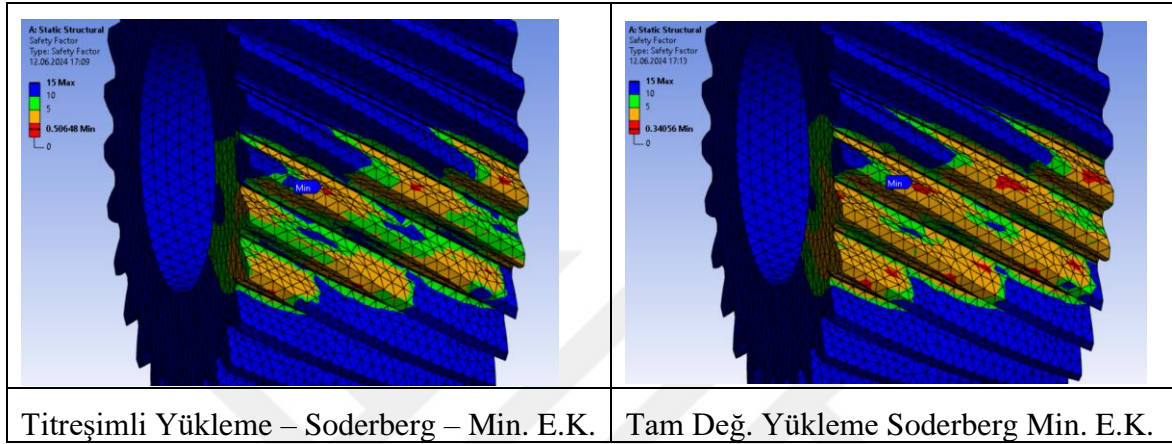
7.2. Dinamik Analiz Sonuçları

Şekil 7.5.'de her bir Gerilme yaklaşımı için gerçekleştirilen yorulma testlerinin farkları görülmektedir. Soderberg yaklaşımında gerçekleşen fazladan yorulma dış diplerindeki fazladan renk değişiminde görülmektedir.



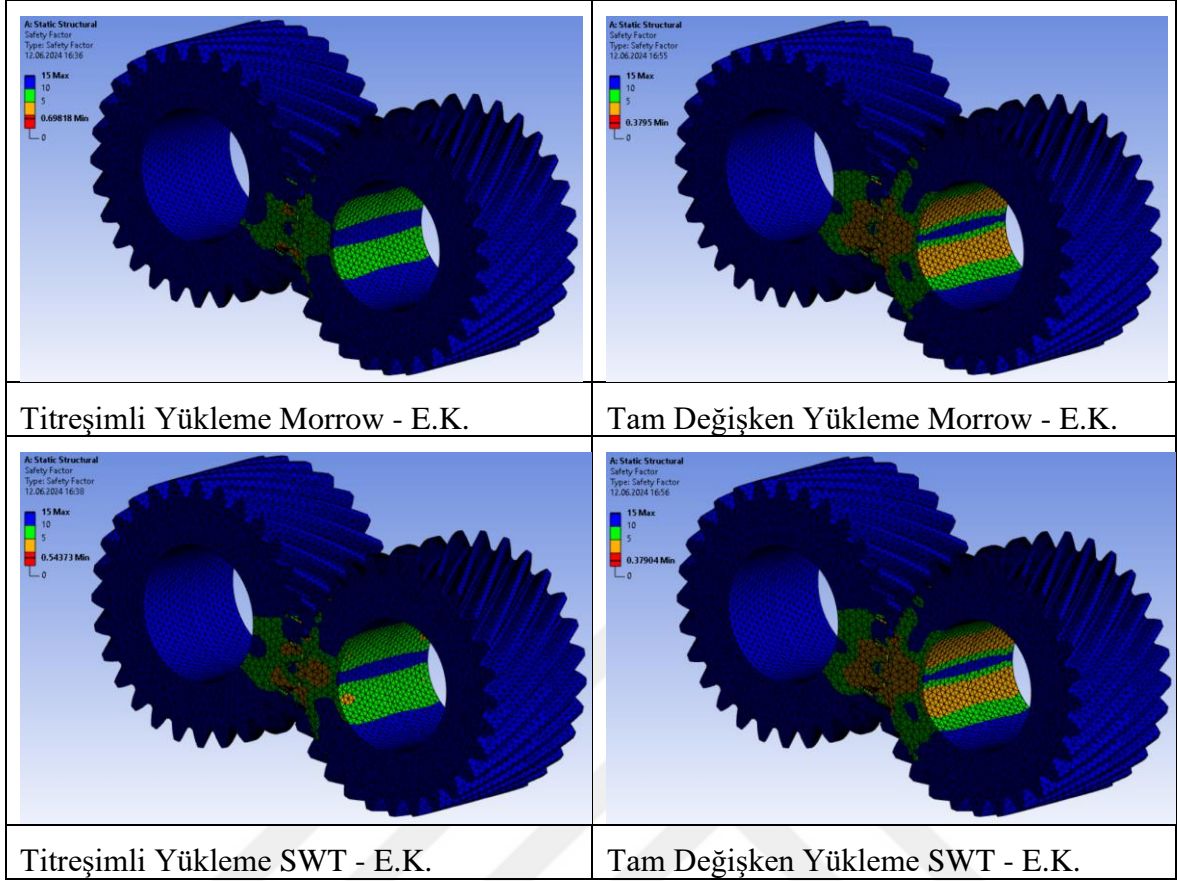
Şekil 7.5. Dinamik analiz sonucu emniyet katsayıları

Titreşimli dinamik yükleme altında yük altında yapılan testlerde dişlilerin temas ettiği noktalardan ve dişlerin diplerinden başlayarak aynı hizada iç yüzeye doğru yorulma görülmüştür. Özellikle kavramanın başladığı diş yüzeylerinde emniyet katsayısı en düşük değeri almış, en çok yorulma diş yüzeylerinde gerçekleşmiştir. Tam değişken yükleme altında yorulma titreşimli yüklemeye göre daha fazla olmuştur (Şekil 7.6).

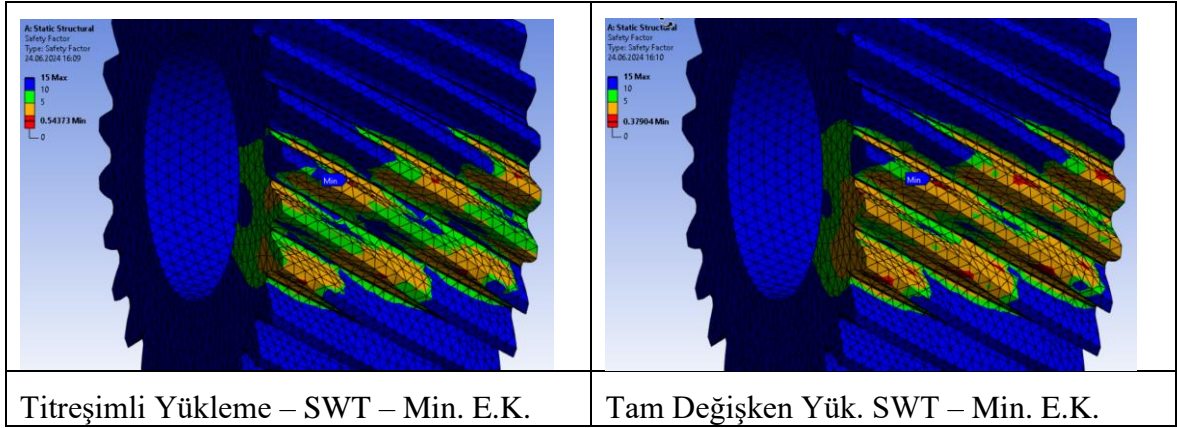


Şekil 7.6. Dinamik analiz sonucu minimum emniyet katsayısı

Şekil 7.7.'de iki farklı gerinim yaklaşımı için gerçekleştirilen yorulma testlerinin farkları görülmektedir. SWT yaklaşımında gerçekleşen fazladan yorulma diş diplerindeki fazladan renk değişiminde görülmektedir.



Şekil 7.7. Dinamik analiz sonucu emniyet katsayıları



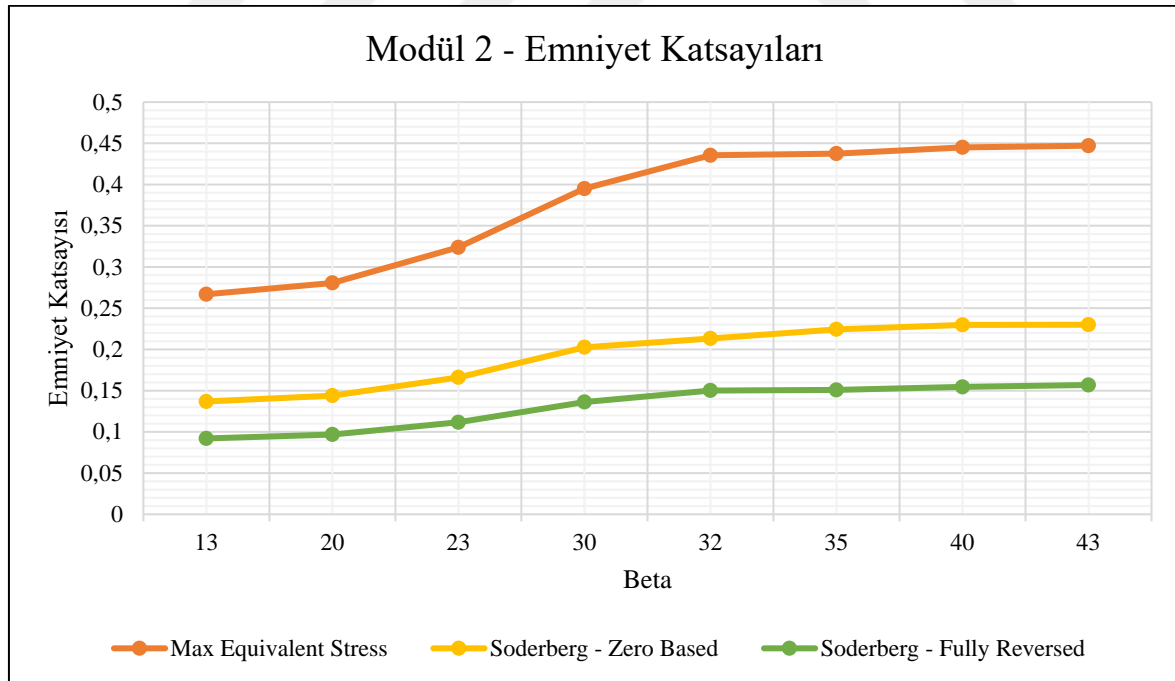
Şekil 7.8. Dinamik analiz sonucu minimum emniyet katsayısı

7.2.1. Verileri grafik karşılaştırılması

Beta değişken grafikler

Grafikler beta değişken, $z=28$, $\alpha=20^\circ$, $T=250000$ N.mm, parametrelerinde yer alan dişliler üzerinden çizilmiştir.

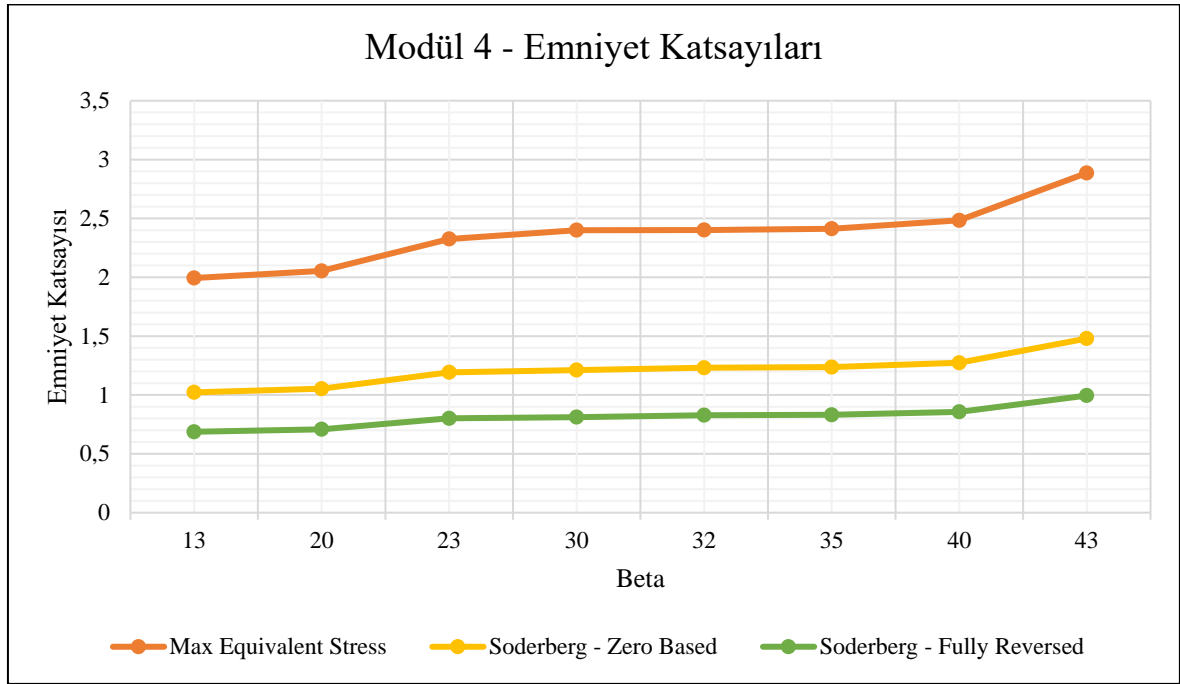
Şekil 7.9.'da 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 2 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer Gerilme için en düşük değer 0,27, titreşimli yükleme için 0,14, tam değişken yükleme için 0,09 çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme için en yüksek değer 0,45, titreşimli yükleme için 0,23, tam değişken için 0,16 olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer Gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemede ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca beta yükseldikçe emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



Şekil 7.9. Modül 2 için değişken beta açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

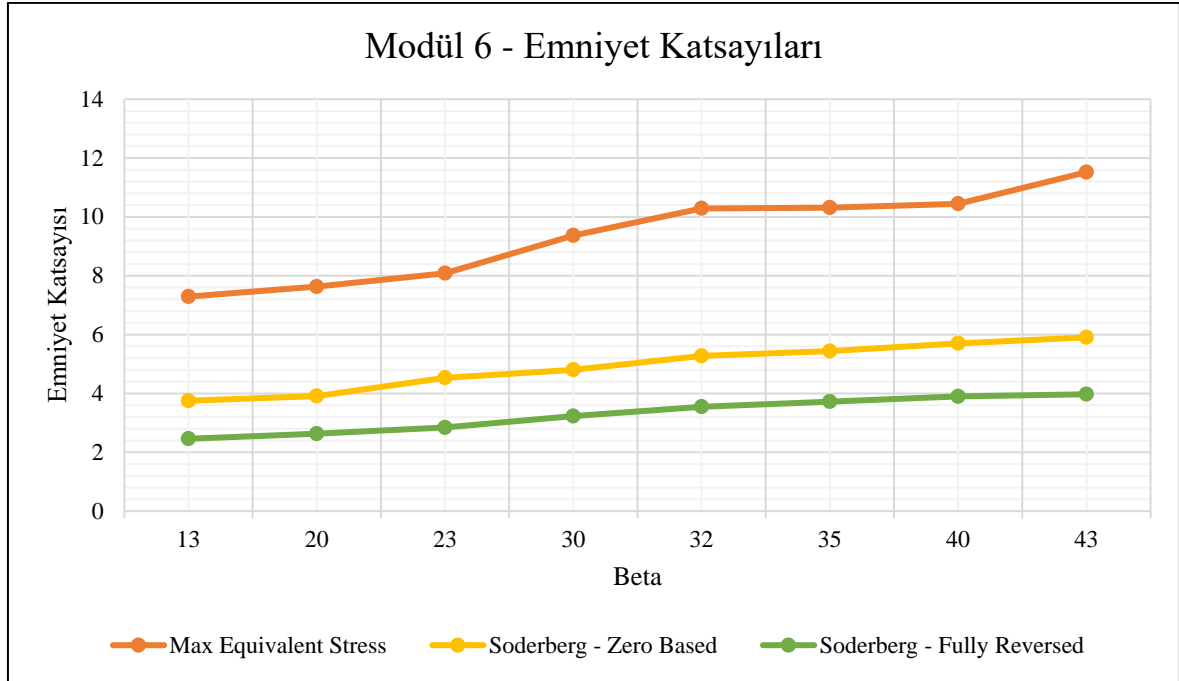
Şekil 7.10.'da 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 4 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün

yüklemelerde en düşük değer $\beta=13^\circ$ dişlide, en yüksek değer ise $\beta=43^\circ$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer Gerilme için en düşük değer 1,99, titreşimli yüklemeye için 1,02, tam değişken yüklemeye için 0,69 çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme için en yüksek değer 2,89, titreşimli yüklemeye için 1,48, tam değişken için 1,00 olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer Gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemeye ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca β yükseldikçe emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



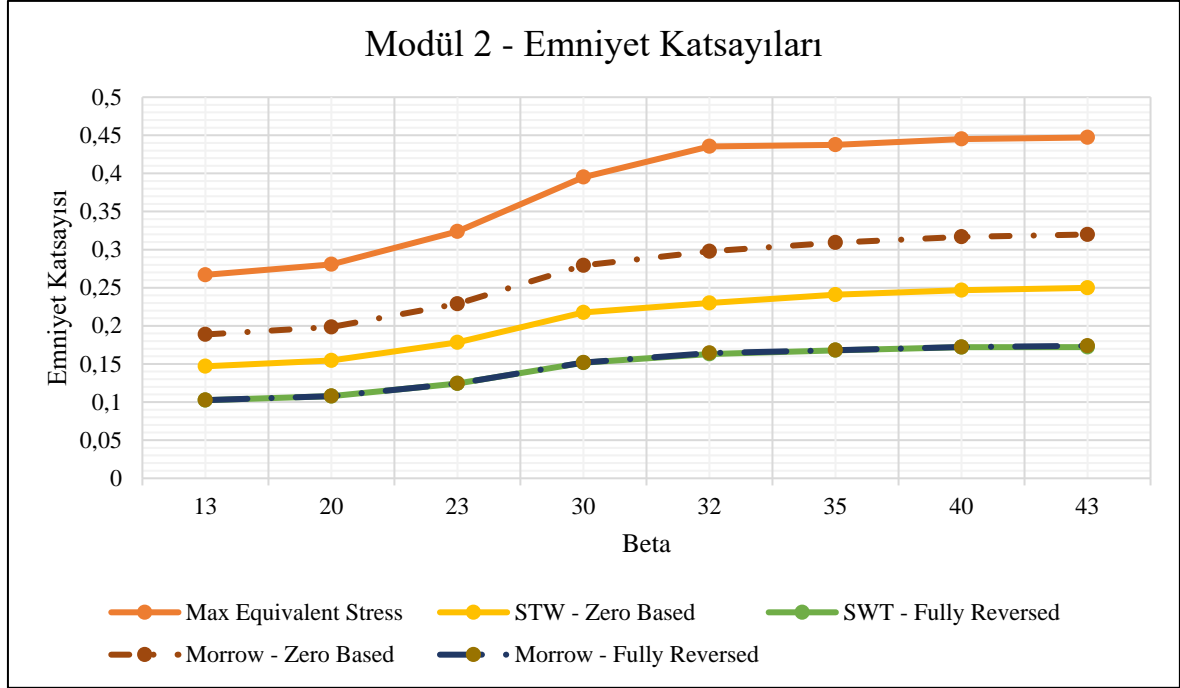
Şekil 7.10. Modül 4 için değişken β açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.11.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yüklemeye altında modül 6 dişlilerinin β değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer $\beta=13^\circ$ dişlide, en yüksek değer ise $\beta=43^\circ$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer Gerilme için en düşük değer 7,29, titreşimli yüklemeye için 3,75, tam değişken yüklemeye için 2,46 çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme için en yüksek değer 11,52, sıfır bazlı titreşimli yüklemeye için 5,91, tam değişken için 3,97 olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer Gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemeye ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca β yükseldikçe emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



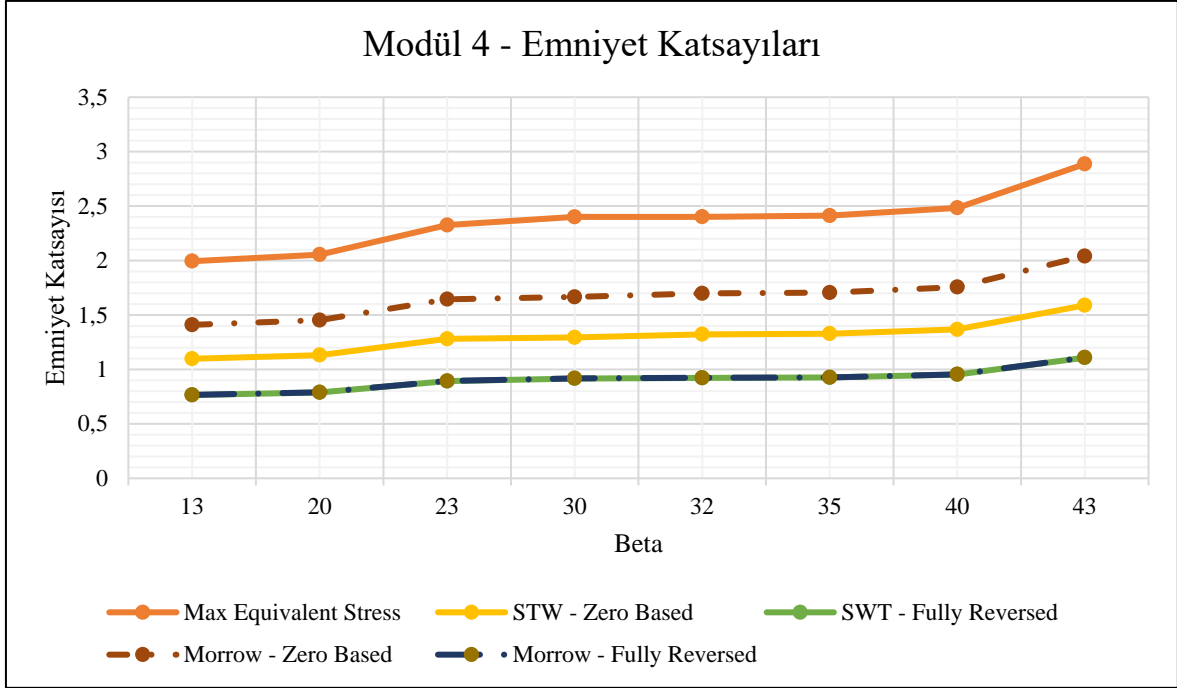
Şekil 7. 11. Modül 6 için değişken beta açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.12.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 2 dişlilerinin beta değişimine göre gerinim emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer Gerilme için en düşük değer 0,27, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 0,19, SWT yaklaşımı için 0,15, tam değişken yüklemelerde Morrow ve SWT yaklaşımları için 0,10 benzer sonuç çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme için en yüksek değer 0,45, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 0,32, SWT yaklaşımı için 0,25, tam değişken yüklemelerde ise Morrow ve SWT yaklaşımları için 0,17 benzer sonuç çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca beta yükseldikçe emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



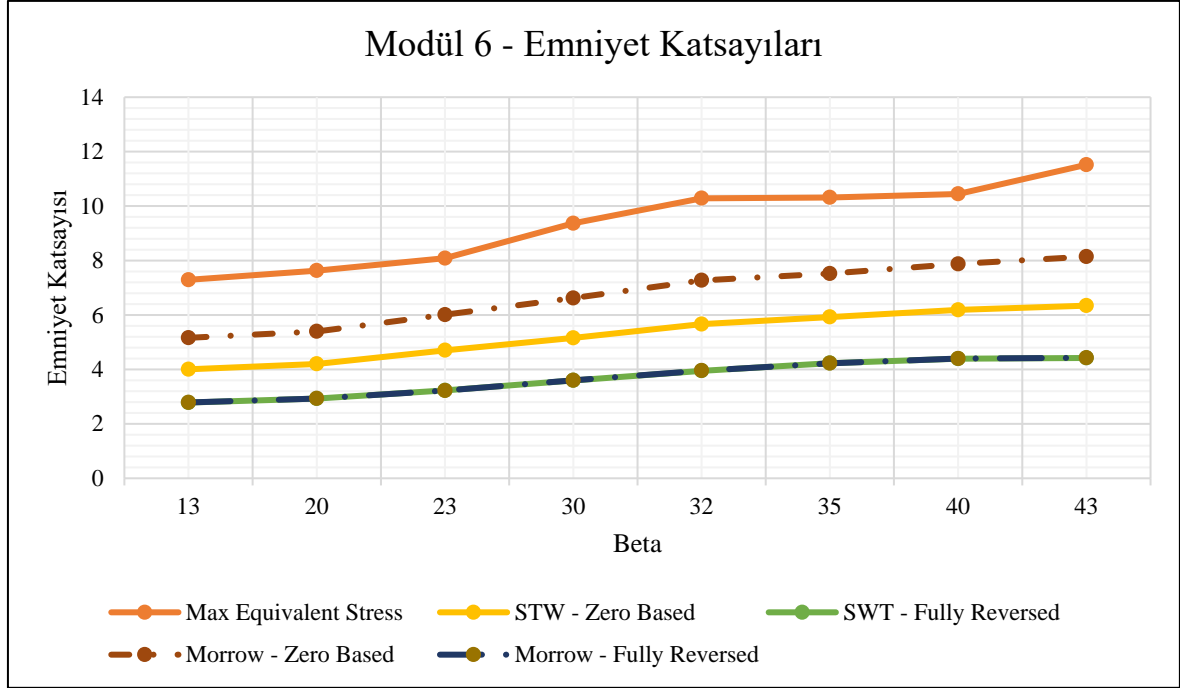
Şekil 7.12. Modül 2 için değişken beta açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.13.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 4 dişlilerinin beta değişimine göre gerinim emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer Gerilme için en düşük değer 1,99, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 1,41, SWT yaklaşımı için 1,10, tam değişken yüklemelerde Morrow ve SWT yaklaşımları için 0,77 benzer sonuç çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme için en yüksek değer 2,89, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 2,04, SWT yaklaşımı için 1,59, tam değişken yüklemelerde ise Morrow ve SWT yaklaşımları için 1,11 benzer sonuç çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca beta yükseldikçe emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



Şekil 7.13. Modül 4 için değişken beta açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği

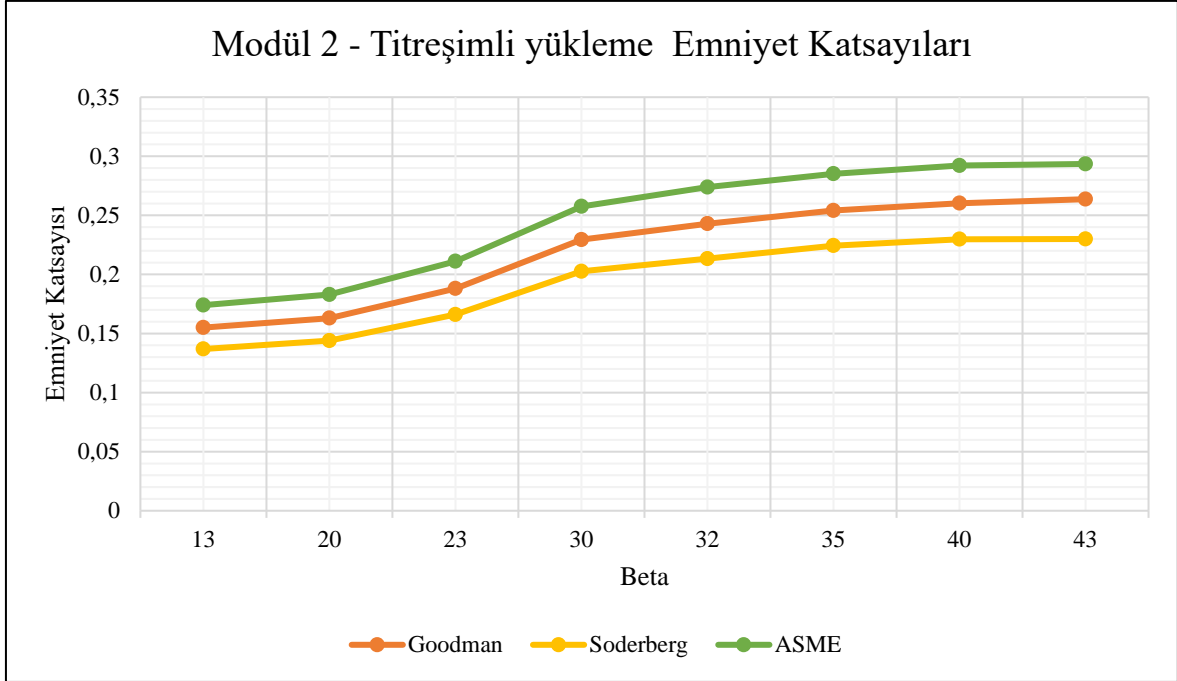
Şekil 7.14.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 6 dişlilerinin beta değişimine göre gerinim emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer Gerilme için en düşük değer 7,29, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 5,16, SWT yaklaşımı için 4,00, tam değişken yüklemelerde Morrow ve SWT yaklaşımları için 2,79 benzer sonuç çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme için en yüksek değer 11,52, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 8,14, SWT yaklaşımı için 6,24, tam değişken yüklemelerde ise Morrow ve SWT yaklaşımları için 4,43 benzer sonuç çıkmıştır. Maksimum eşdeğer Gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca beta yükseldikçe emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



Şekil 7.14. Modül 6 için değişken beta açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği

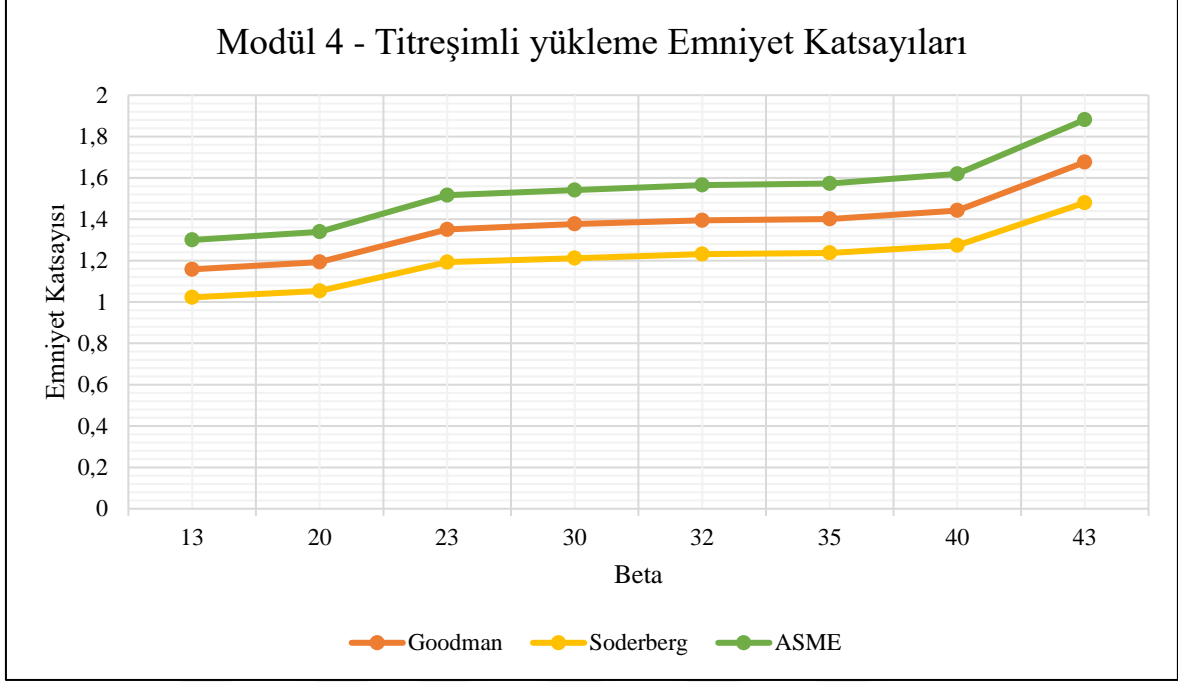
Titreşimli yükleme

Şekil 7.15.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan titreşimli yükleme altında modül 2 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Soderberg yaklaşımı için en düşük değer 0,14, Goodman yaklaşımı için 0,16, ASME yaklaşımı için 0,17 çıkmıştır. Soderberg yaklaşımı için en yüksek değer 0,23, Goodman yaklaşımı için 0,26, ASME yaklaşımı için 0,29 olarak bulunmuştur. ASME yaklaşımıyla yapılan analizde emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, Soderberg yaklaşımıyla yapılan analizde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Emniyet katsayısı değerlerinin birbirlerine oldukça yakın olduğu gözlenmiştir.



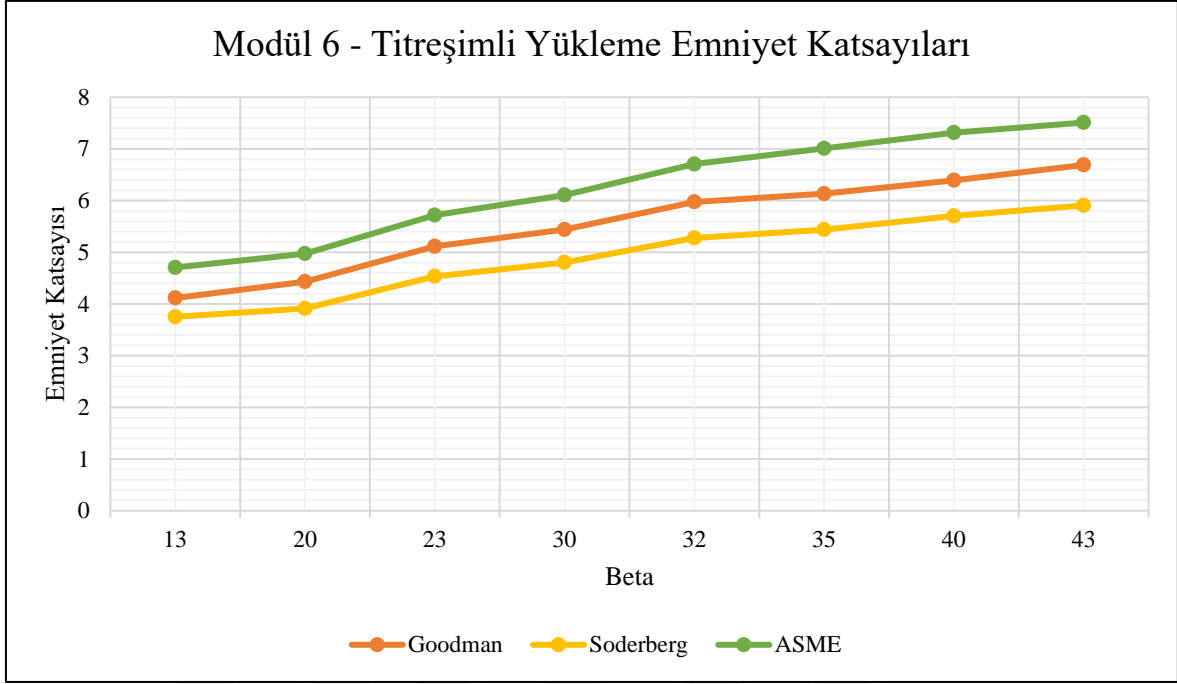
Şekil 7.15. Modül 2 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.16'da 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan titreşimli yükleme altında modül 4 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Soderberg yaklaşımı için en düşük değer 1,02, Goodman yaklaşımı için 1,16, ASME yaklaşımı için 1,30 çıkmıştır. Soderberg yaklaşımı için en yüksek değer 1,48, Goodman yaklaşımı için 1,68, ASME yaklaşımı için 1,88 olarak bulunmuştur. ASME yaklaşımıyla yapılan analizde emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, Soderberg yaklaşımıyla yapılan analizde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Emniyet katsayısı değerlerinin birbirlerine oldukça yakın olduğu gözlenmiştir.



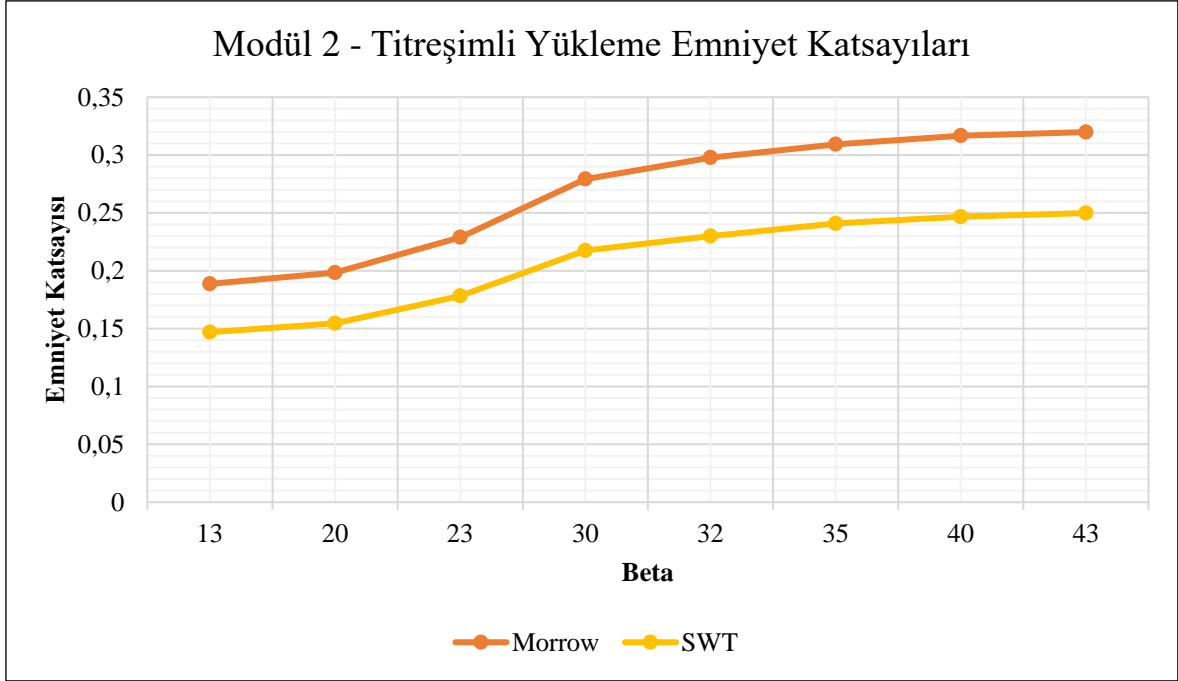
Şekil 7.16. Modül 4 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.17’de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan titreşimli yükleme altında modül 6 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Soderberg yaklaşımı için en düşük değer 3,75, Goodman yaklaşımı için 4,11, ASME yaklaşımı için 4,71 çıkmıştır. Soderberg yaklaşımı için en yüksek değer 591, Goodman yaklaşımı için 6,69, ASME yaklaşımı için 7,51 olarak bulunmuştur. ASME yaklaşımıyla yapılan analizde emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, Soderberg yaklaşımıyla yapılan analizde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Emniyet katsayısı değerlerinin birbirlerine oldukça yakın olduğu gözlenmiştir.



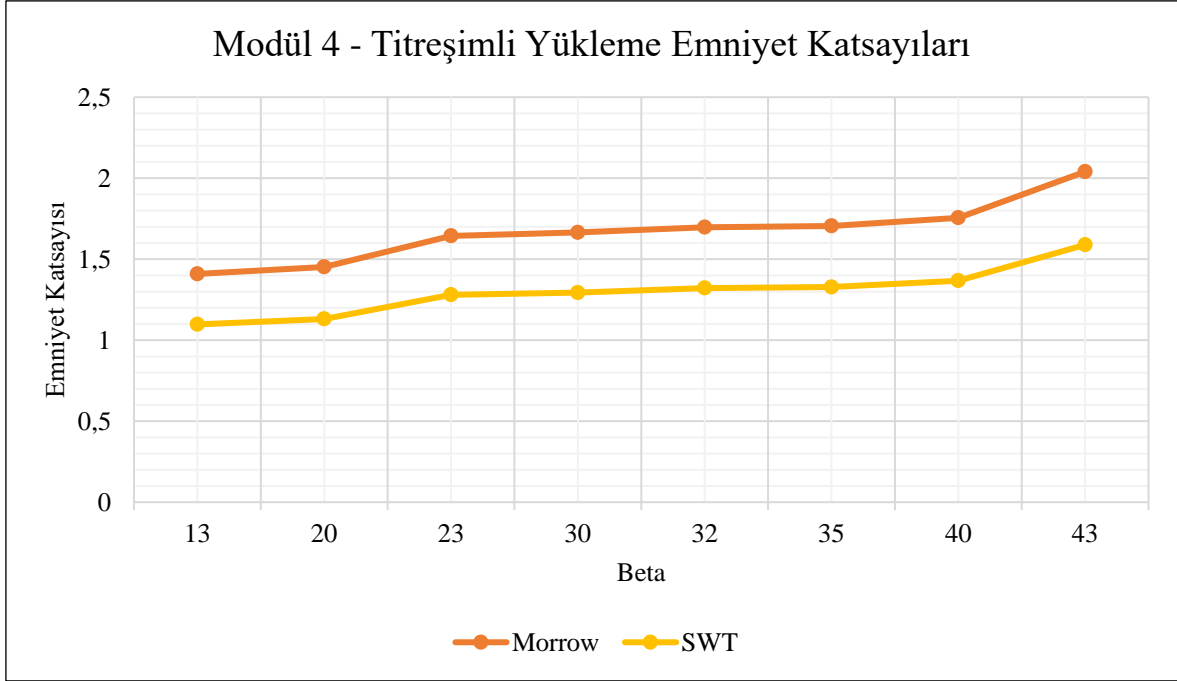
Şekil 7.17. Modül 6 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.18’de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan titreşimli yükleme altında modül 2 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. SWT yaklaşımı için en düşük değer 0,15, Morrow yaklaşımı için 0,19 çıkmıştır. SWT yaklaşımı için en yüksek değer 0,25, Morrow yaklaşımı için 0,32 olarak bulunmuştur. Morrow yaklaşımıyla yapılan analizde emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, SWT yaklaşımıyla yapılan analizde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir.



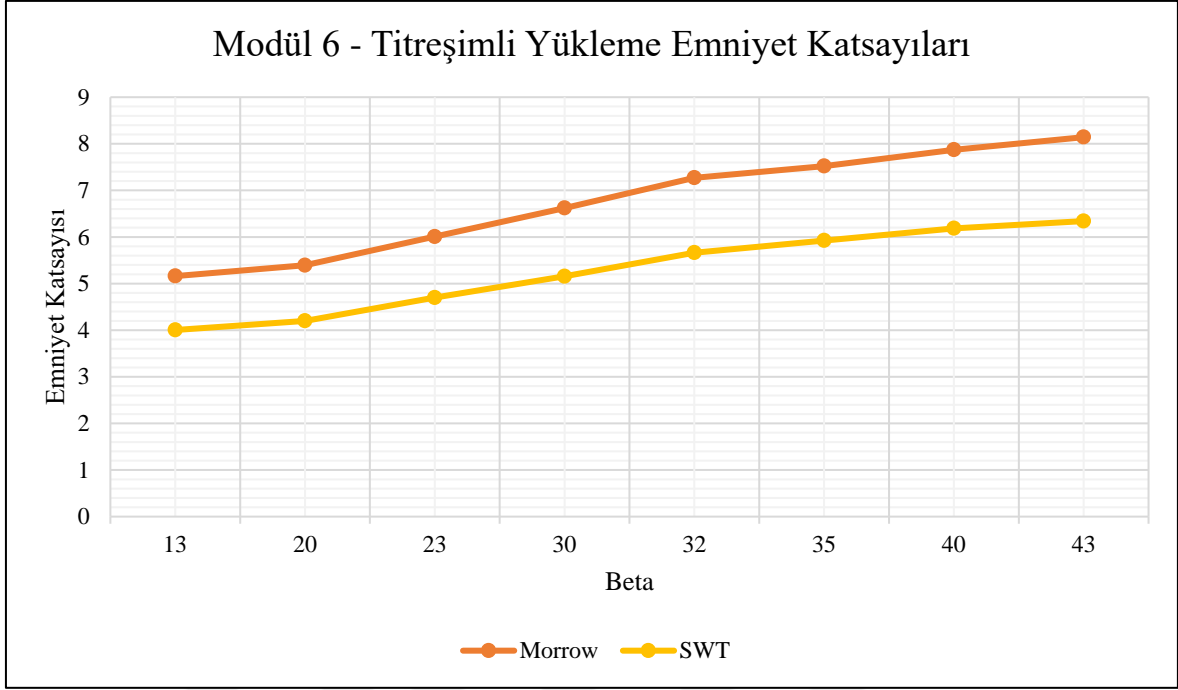
Şekil 7.18. Modül 2 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.19.'da 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan titreşimli yükleme altında modül 4 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. SWT yaklaşımı için en düşük değer 1,10, Morrow yaklaşımı için 1,41 çıkmıştır. SWT yaklaşımı için en yüksek değer 1,59, Morrow yaklaşımı için 2,04 olarak bulunmuştur. Morrow yaklaşımıyla yapılan analizde emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, SWT yaklaşımıyla yapılan analizde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 7.19. Modül 4 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi

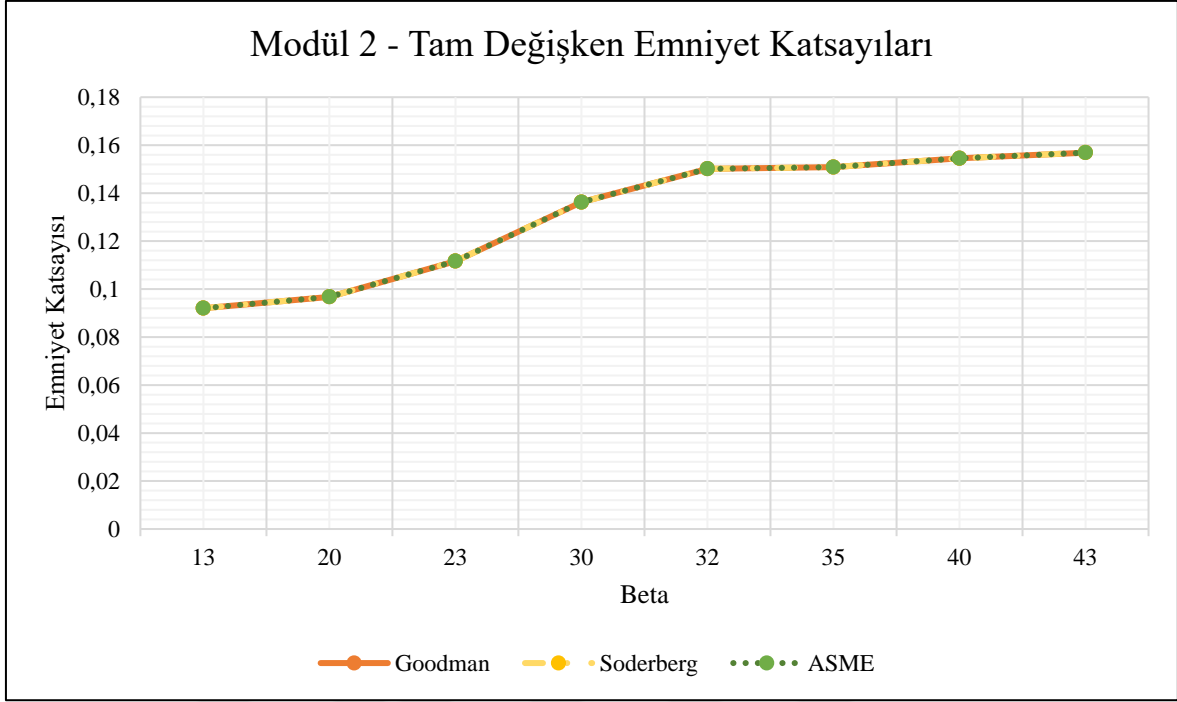
Şekil 7.20.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan titreşimli yükleme altında modül 6 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. SWT yaklaşımı için en düşük değer 4,00, Morrow yaklaşımı için 5,16 çıkmıştır. SWT yaklaşımı için en yüksek değer 6,34, Morrow yaklaşımı için 8,14 olarak bulunmuştur. Morrow yaklaşımıyla yapılan analizde emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, SWT yaklaşımıyla yapılan analizde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 7.20. Modül 6 için değişken beta açılı göre titreşimli yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi

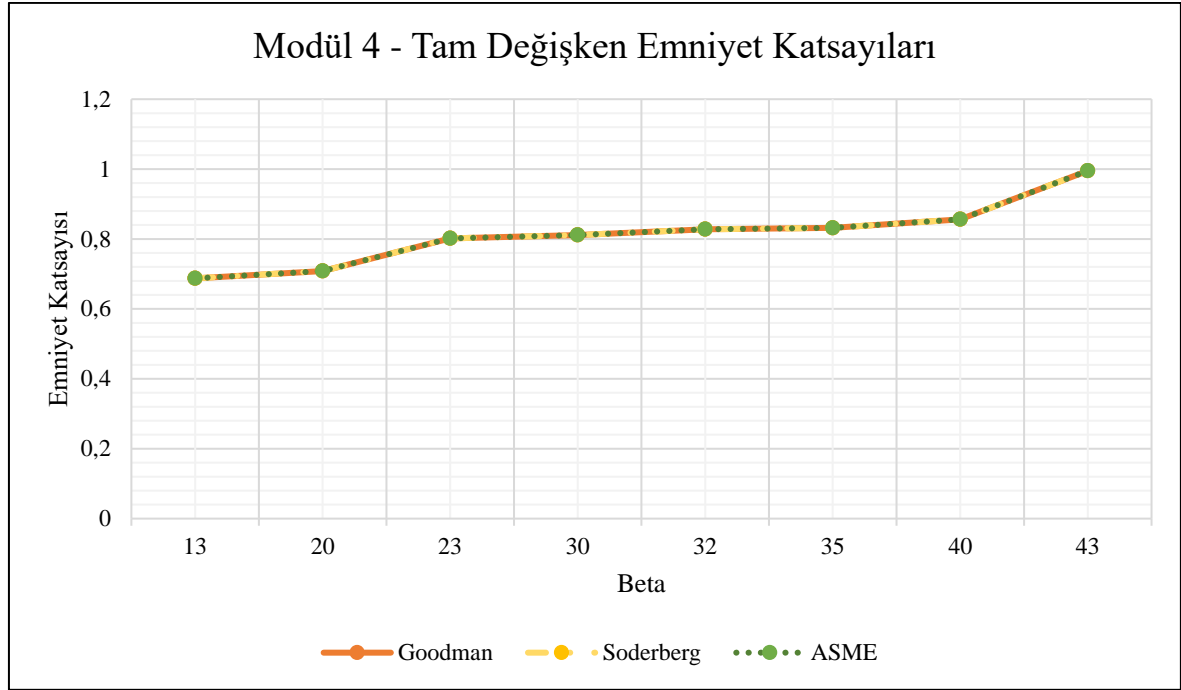
Tam değişken yükleme

Şekil 7.21.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan tam değişken yükleme altında modül 2 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. Üç yaklaşım için en düşük değer 0,09 çıkmıştır. Üç yaklaşım için en yüksek değer ise 0,16 olarak bulunmuştur. Üç yaklaşımda da aynı değerler bulunmuştur.



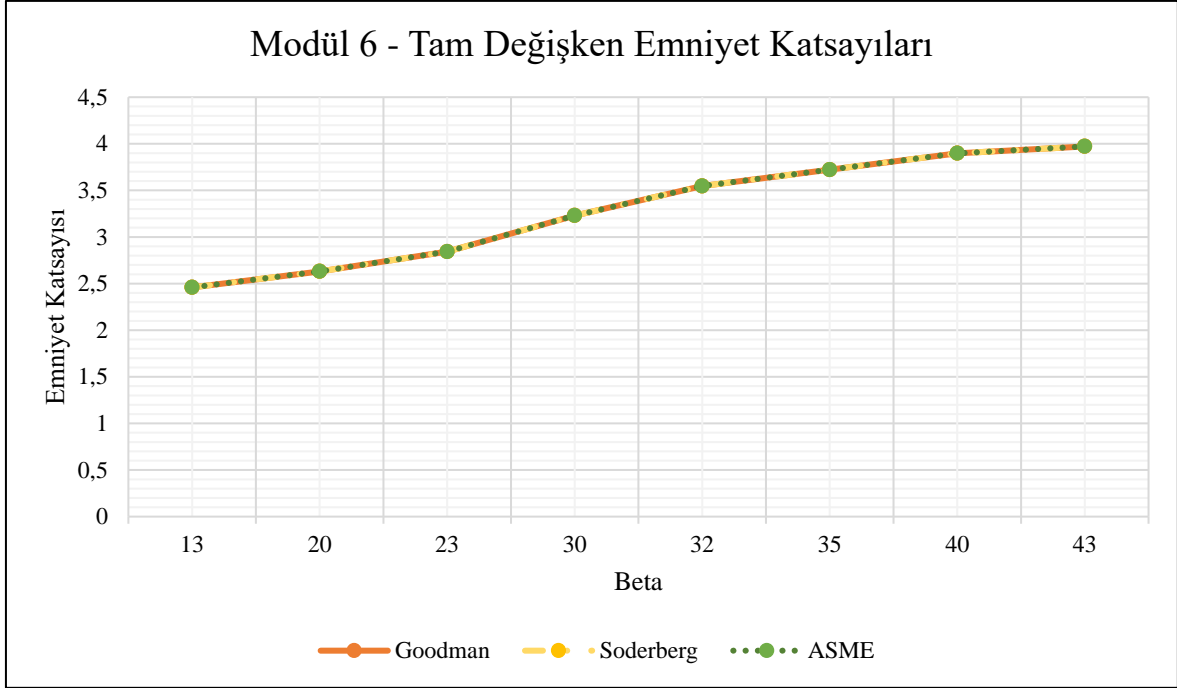
Şekil 7.21. Modül 2 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.22’de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan tam değişken yükleme altında modül 4 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer $\beta=13^\circ$ dişlide, en yüksek değer ise $\beta=43^\circ$ dişlide gözlemlenmiştir. Üç yaklaşım için en düşük değer 0,69 çıkmıştır. Üç yaklaşım için en yüksek değer ise 0,10 olarak bulunmuştur. Üç yaklaşımda da aynı değerler bulunmuştur.



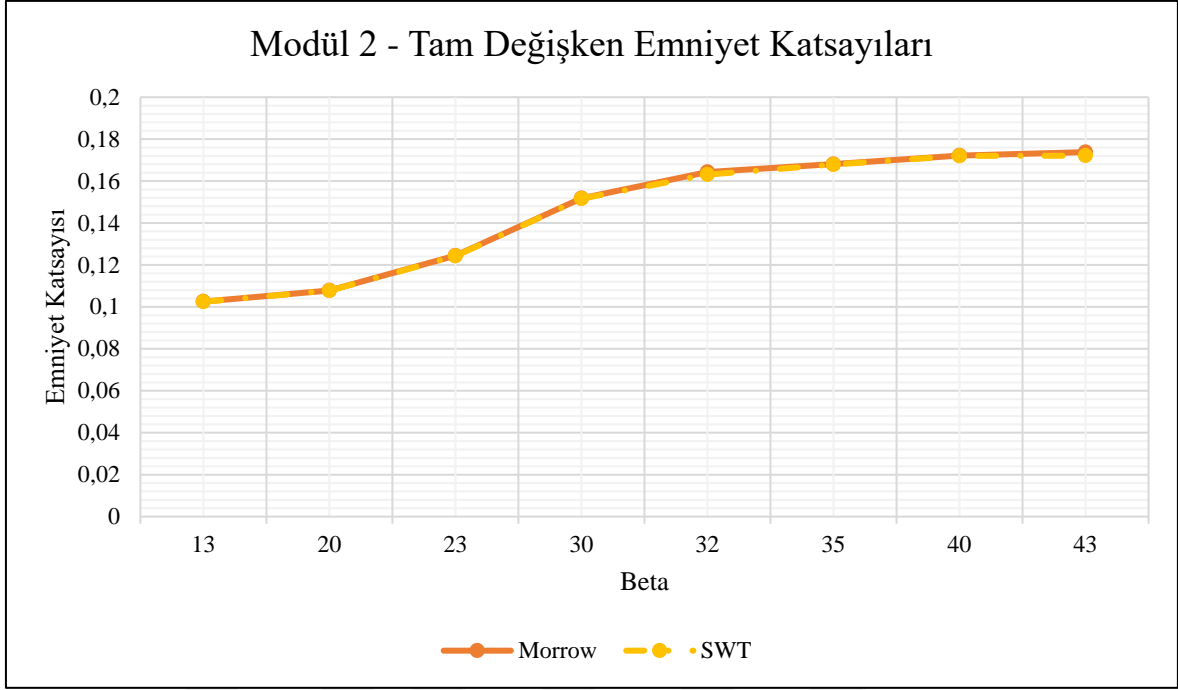
Şekil 7.22. Modül 4 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.23.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan tam değişken yükleme altında modül 4 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer $\beta=13^\circ$ dişlide, en yüksek değer ise $\beta=43^\circ$ dişlide gözlemlenmiştir. Üç yaklaşım için en düşük değer 2,46 çıkmıştır. Üç yaklaşım için en yüksek değer ise 3,97 olarak bulunmuştur. Üç yaklaşımda da aynı değerler bulunmuştur.



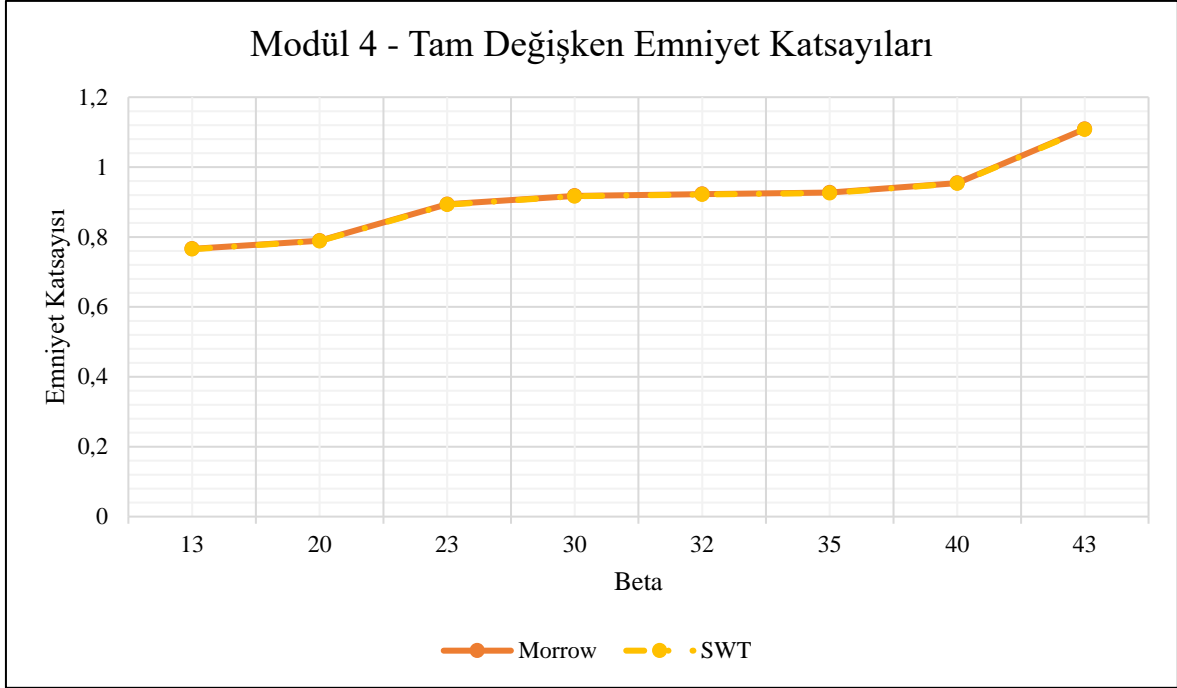
Şekil 7.23. Modül 6 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerilmeye göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.24'te 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan tam değişken yükleme altında modül 2 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. İki yaklaşım için en düşük değer 0,10 çıkmıştır. İki yaklaşım için en yüksek değer ise 0,17 olarak bulunmuştur. İki yaklaşımda da aynı değerler bulunmuştur.



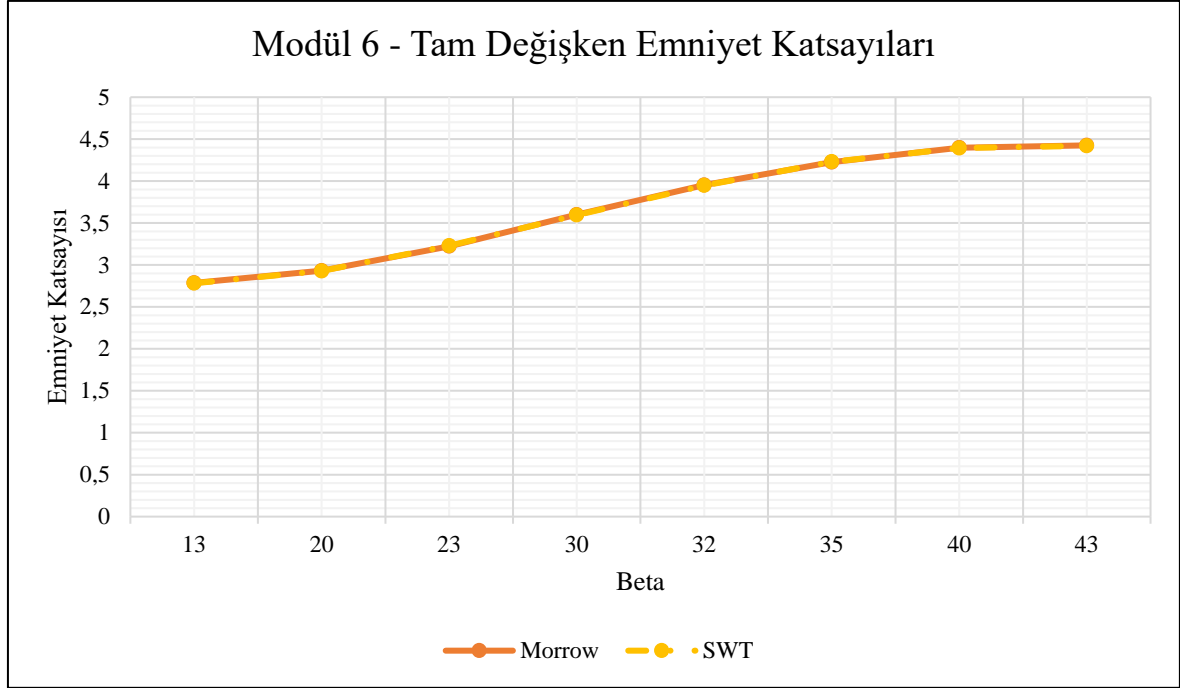
Şekil 7.24. Modül 2 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi

Şekil 7.25'te 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan tam değişken yükleme altında modül 4 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer beta=13° dişlide, en yüksek değer ise beta=43° dişlide gözlemlenmiştir. İki yaklaşım için en düşük değer 0,77 çıkmıştır. İki yaklaşım için en yüksek değer ise 1,11 olarak bulunmuştur. İki yaklaşımda da aynı değerler bulunmuştur.



Şekil 7.25. Modül 4 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi

250000 N.mm tork kullanılarak yapılan tam değişken yükleme altında modül 6 dişlilerinin beta değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yaklaşımlarda en düşük değer $\beta=13^\circ$ dişlide, en yüksek değer ise $\beta=43^\circ$ dişlide gözlemlenmiştir. İki yaklaşım için en düşük değer 2,78 çıkmıştır. İki yaklaşım için en yüksek değer ise 4,42 olarak bulunmuştur. İki yaklaşımda da aynı değerler bulunmuştur.



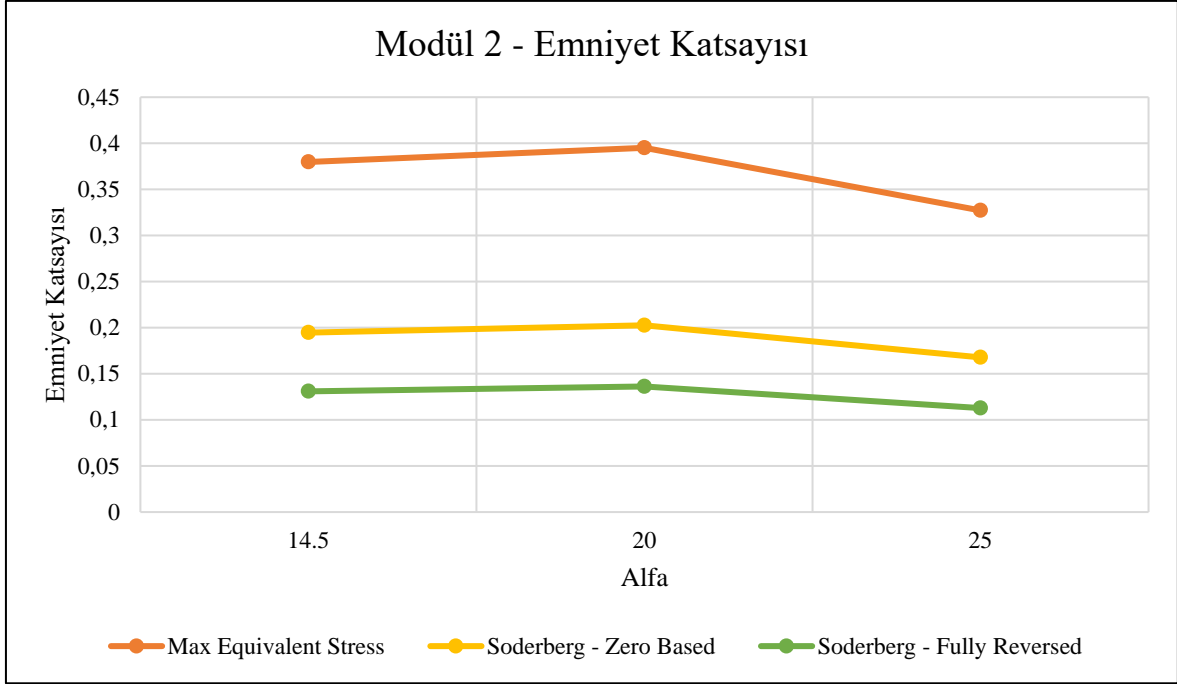
Şekil 7.26. Modül 6 için değişken beta açılı göre tam değişken yükleme altında gerinime göre emniyet katsayısı değişimi

Grafiklerden çıkan değerlerde gözüktüğü üzere aynı yükleme şartlarında ve aynı betada değerinde en yüksek değerler modül 6 dişlilerde, en düşük değerler ise modül 2 dişlilerde çıkmıştır. Buna göre modül sayısı arttıkça emniyet katsayısının yükseldiği yani dayanımın arttığı gözlemlenmiştir. Her modül için en çok dayanım statik yüklemde gerçekleşirken, en az dayanım tam değişken yükleme altında gerçekleşmiştir. Buna göre tam değişken dinamik yüklemenin malzeme için daha yorucu bir yükleme olduğu tespit edilmiştir.

Alfa değişken grafikler

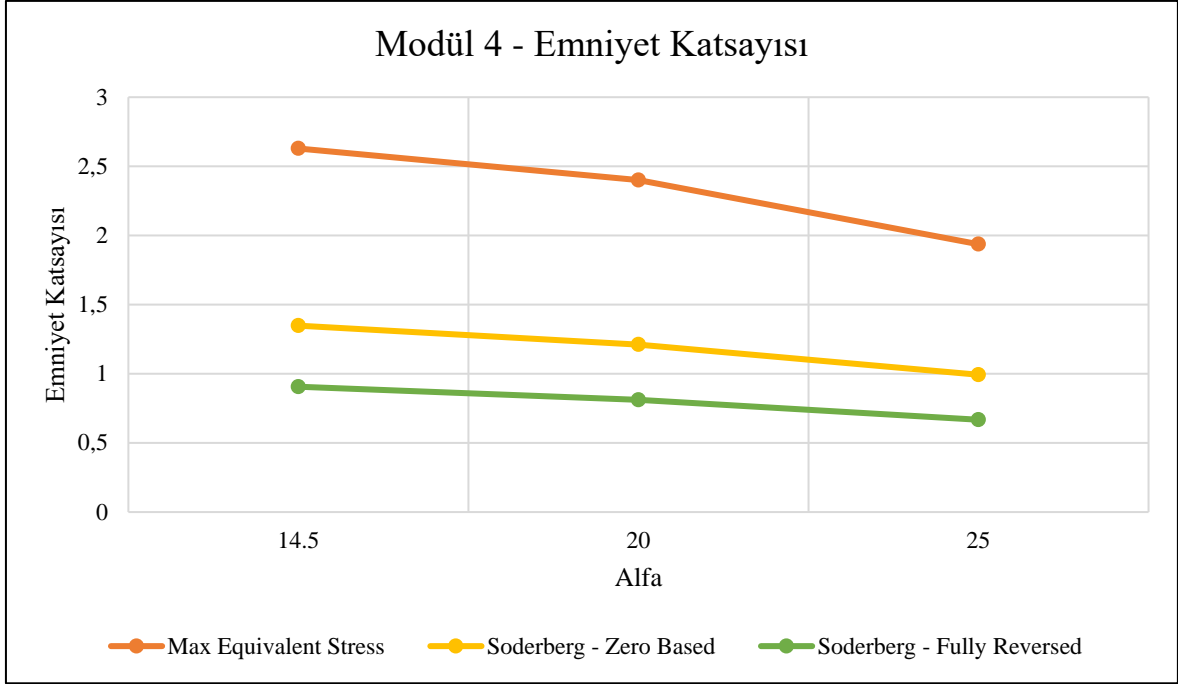
Grafikler alfa değişken, $z=28$, $\beta=30^\circ$, $T=250000$ N.mm, parametrelerinde yer alan dişliler üzerinden çizilmiştir.

Şekil 7.27.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 2 dişlilerinin alfa değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Grafiğe göre en yüksek değer az farkla $\beta=20^\circ$ değeri için çıkarken, en düşük değer $\beta=25^\circ$ için bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında en yüksek değer 0,40, titreşimli yükleme için 0,21, tam değişken yükleme için ise 0,14 olarak bulunmuştur. En düşük değerler ise maksimum eşdeğer gerilme için 0,33, titreşimli yükleme için 0,17, tam değişken yükleme için ise 0,12 olarak bulunmuştur.



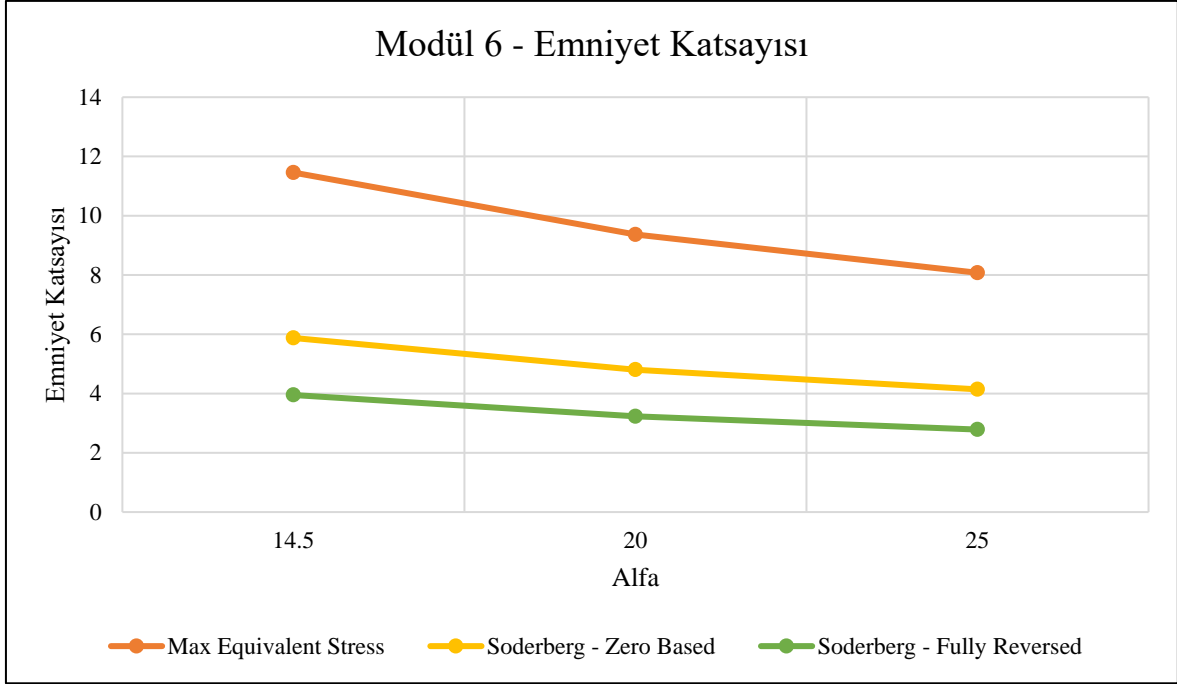
Şekil 7.27. Modül 2 için değişken alfa açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.28'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 4 dişlilerinin alfa değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Grafiğe göre en yüksek değer az farkla $\beta=14,5^\circ$ değeri için çıkarken, en düşük değer $\beta=25^\circ$ için bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında en düşük değer 1,94, titreşimli yükleme için 0,99, tam değişken yükleme için ise 0,67 olarak bulunmuştur. En yüksek değerler ise maksimum eşdeğer gerilme için 2,63, titreşimli yükleme için 1,35, tam değişken yükleme için ise 0,91 olarak bulunmuştur. Alfa yükseldikçe emniyet katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir.



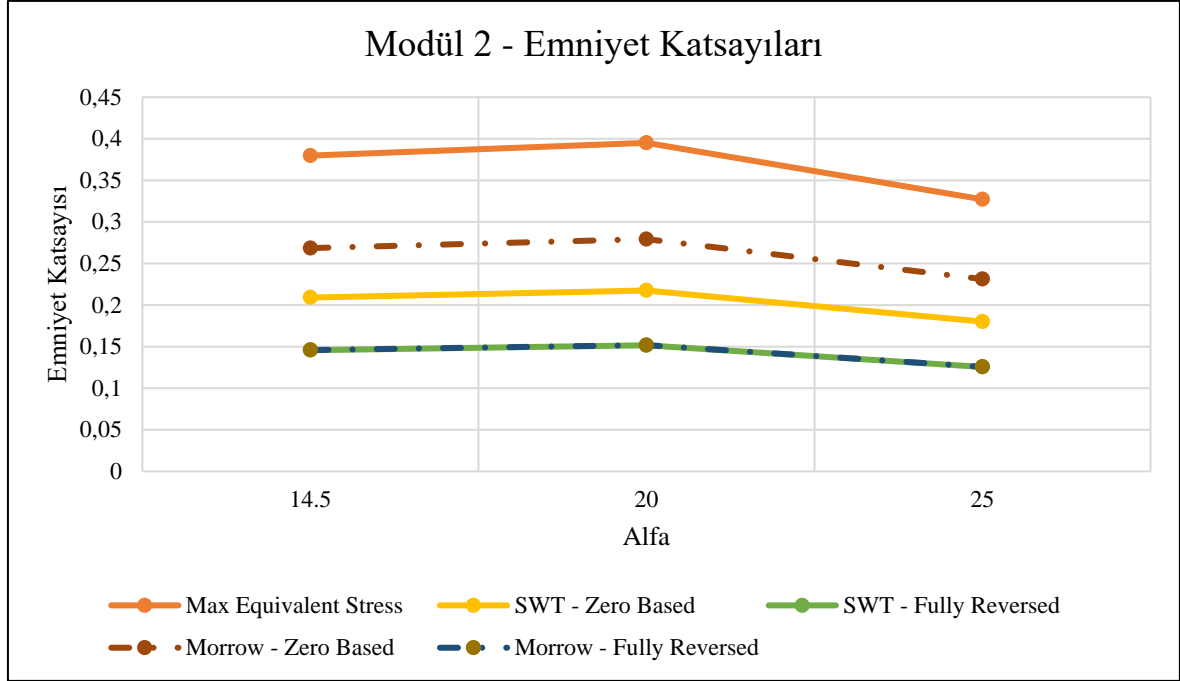
Şekil 7.28. Modül 4 için değişken alfa açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.29'da 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 6 dişlilerinin alfa değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Grafiğe göre en yüksek değer $\beta=14,5^\circ$ değeri için çıkarken, en düşük değer $\beta=25^\circ$ için bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında en düşük değer 8,07, titreşimli yükleme için 4,14, tam değişken yükleme için ise 2,78 olarak bulunmuştur. En yüksek değerler ise maksimum eşdeğer gerilme için 11,46, titreşimli yükleme için 5,87, tam değişken yükleme için ise 3,95 olarak bulunmuştur. Alfa yükseldikçe emniyet katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir.



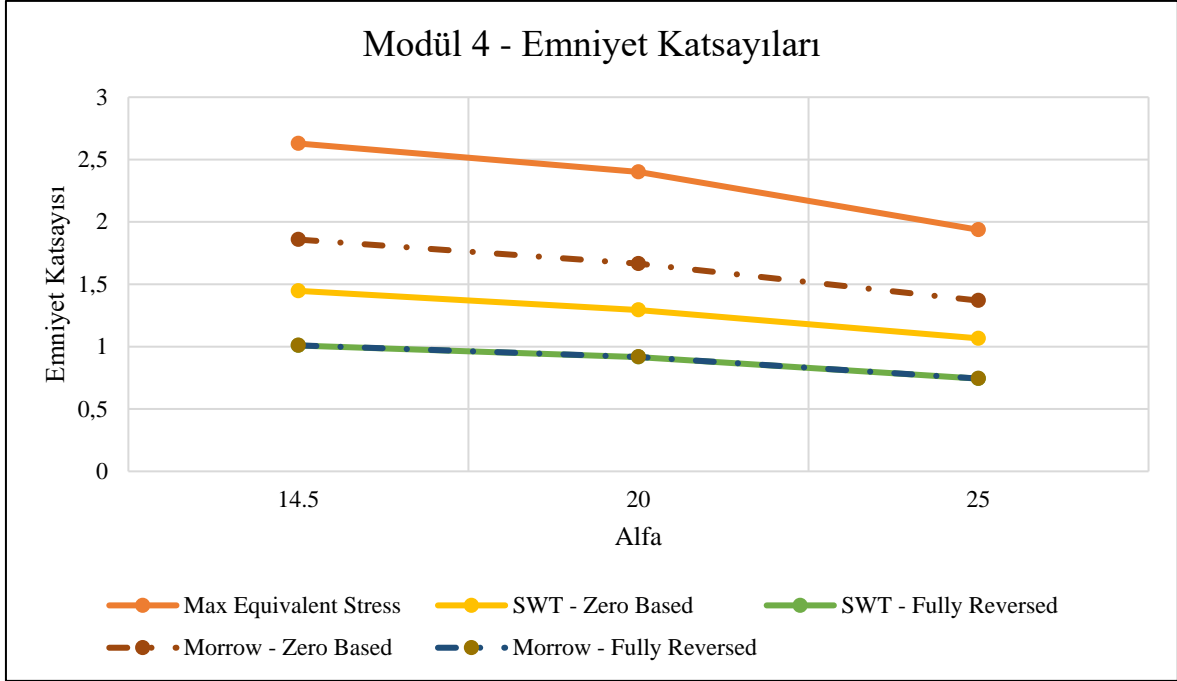
Şekil 7.29. Modül 6 için değişken alfa açılı gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.30.'da 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 2 dişlilerinin alfa değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Grafiğe göre en yüksek değer az farkla $\beta=20^\circ$ değeri için çıkarken, en düşük değer $\beta=25^\circ$ için bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında en yüksek değer 0,40, titreşimli yükleme Morrow yaklaşımı için 0,30, SWT yaklaşımı için 0,22, tam değişken yüklemde Morrow ve SWT yaklaşımı için 0,15 olarak bulunmuştur. En düşük değerler ise maksimum eşdeğer gerilme için 0,33, titreşimli yüklemde Morrow yaklaşımı 0,23, SWT yaklaşımı için 0,18, tam değişken yüklemde Morrow ve SWT için ise 0,13 olarak bulunmuştur.



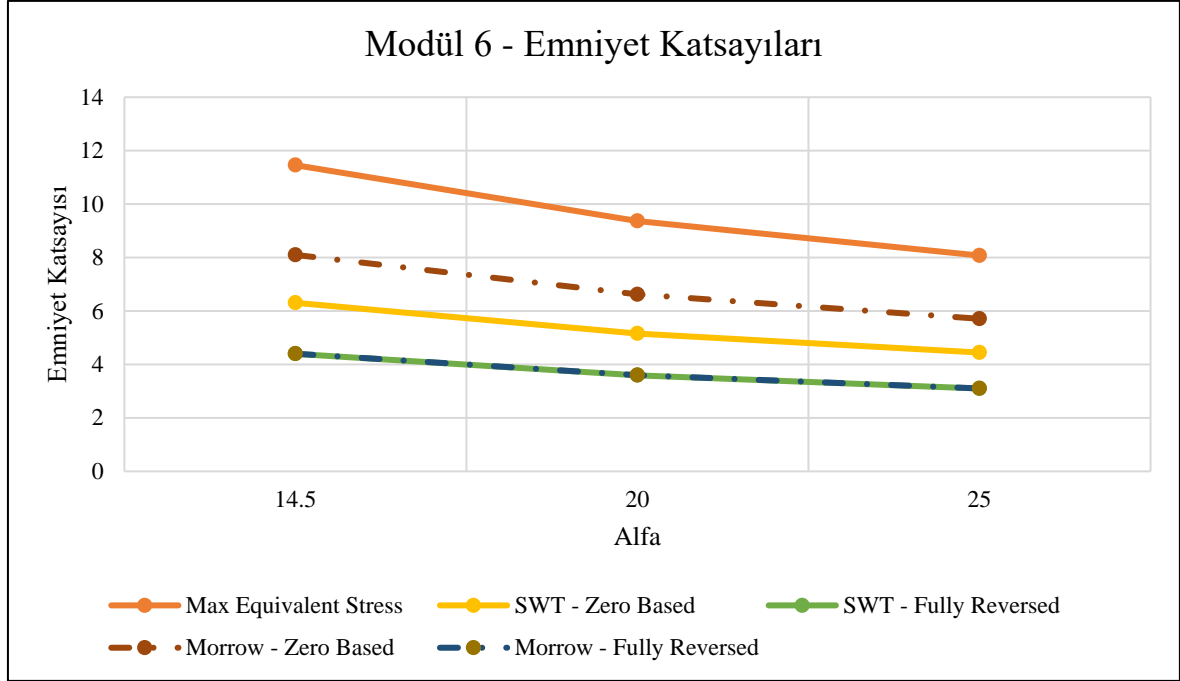
Şekil 7.30. Modül 2 için değişken alfa açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.31.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 4 dişlilerinin alfa değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Grafiğe göre en yüksek değer beta=14,5° değeri için çıkarken, en düşük değer beta=25° için bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında en düşük değer 1,94, titreşimli yüklemde Morrow için 1,40, SWT yaklaşımı için 1,07, tam değişken yüklemde Morrow yaklaşımı için 0,75 olarak bulunmuştur. En yüksek değerler ise maksimum eşdeğer gerilme için 2,63, titreşimli yüklemde Morrow için 1,86, SWT yaklaşımı için 1,45, tam değişken yüklem için ise Morrow ve SWT için 1,01 olarak bulunmuştur. Alfa yükseldikçe emniyet katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir.



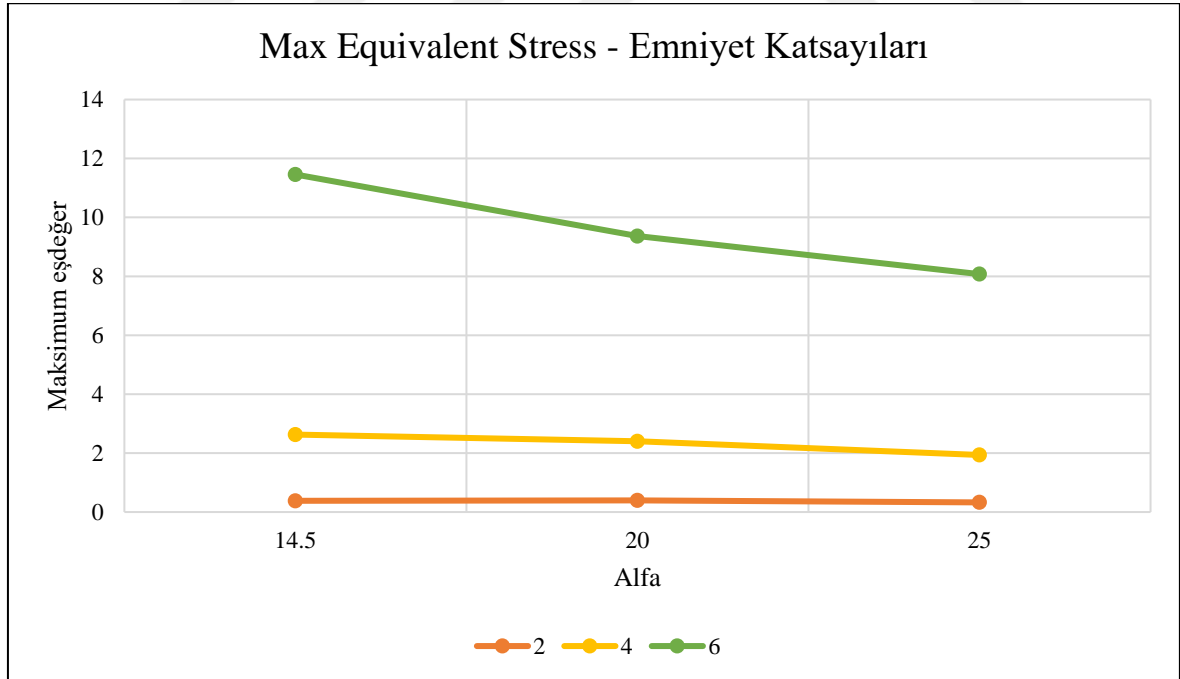
Şekil 7.31. Modül 4 için değişken alfa açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.32’de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 6 dişlilerinin alfa değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Grafiğe göre en yüksek değer $\beta=14,5^\circ$ değeri için çıkarken, en düşük değer $\beta=25^\circ$ için bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında en düşük değer 8,07, titreşimli yüklemde Morrow yaklaşımı için 5,71, SWT yaklaşımı için 4,45, tam değişken yüklemde Morrow ve SWT için ise 3,10 olarak bulunmuştur. En yüksek değerler ise maksimum eşdeğer gerilme için 11,46, titreşimli yüklemde Morrow değeri için 8,10, SWT yaklaşımı için 6,31, tam değişken yüklemde Morrow ve SWT için ise 4,40 olarak bulunmuştur. Alfa yükseldikçe emniyet katsayısının düştüğü gözlemlenmiştir.



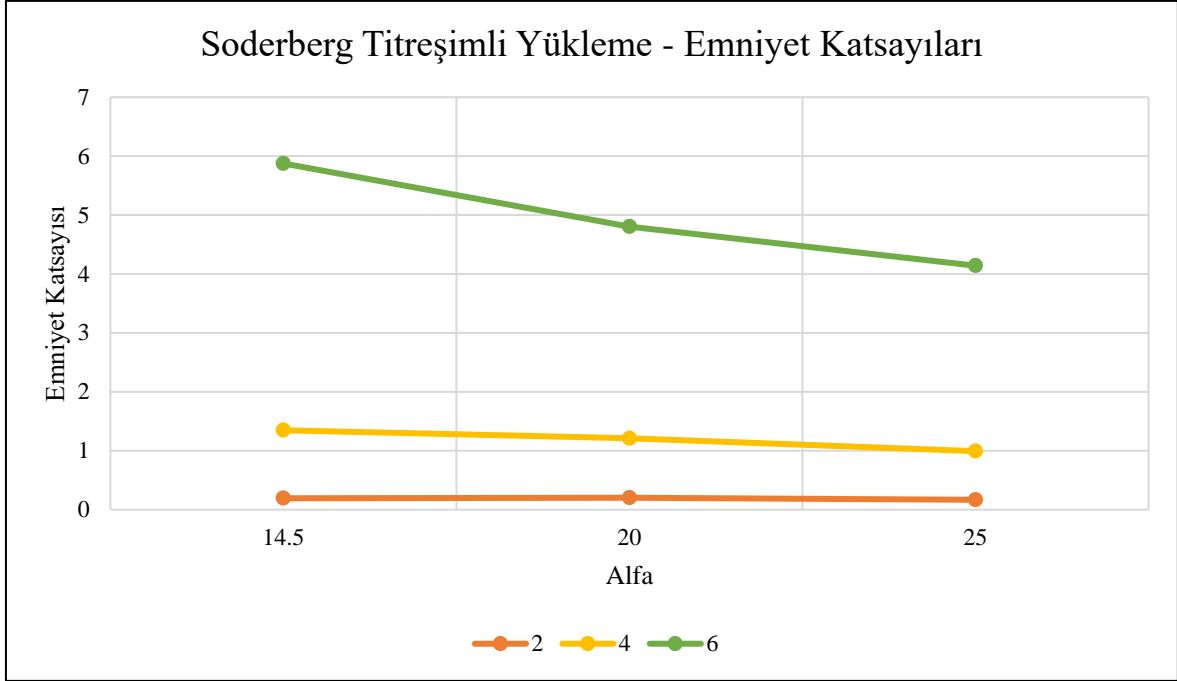
Şekil 7.32. Modül 6 için değişken alfa açılı gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.33.'de maksimum eşdeğer gerilme altında modüllerin kıyası görülmektedir.



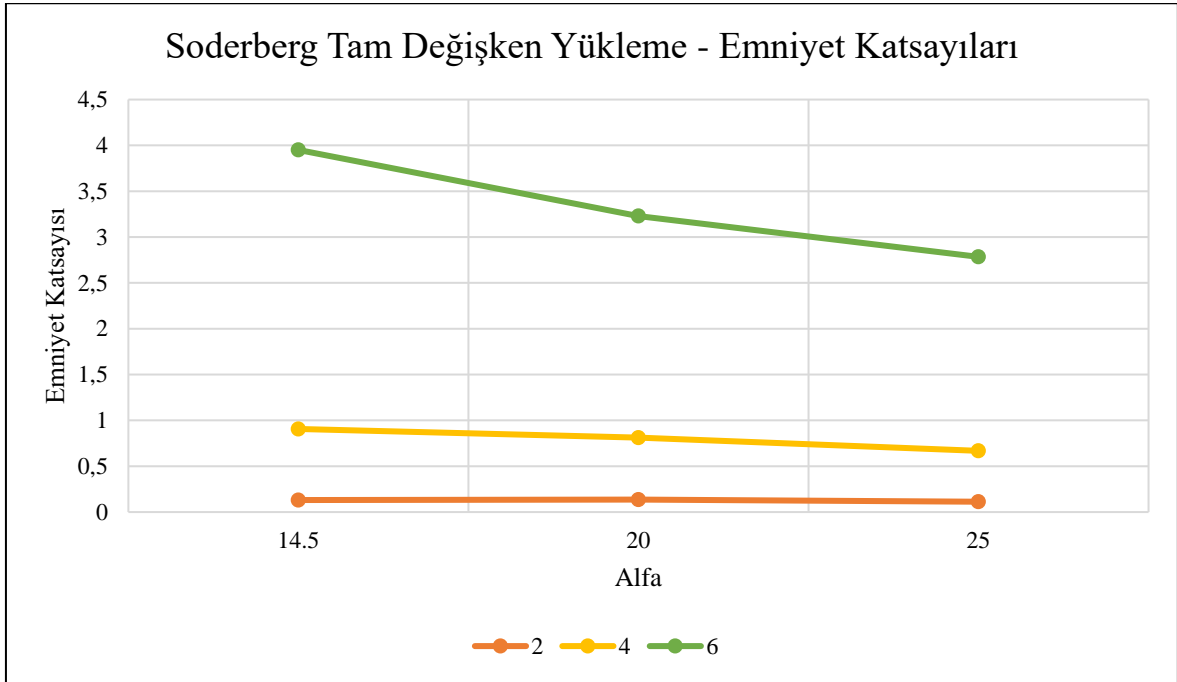
Şekil 7.33. Maksimum eşdeğer gerilme altında değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.34.'de titreşimli yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



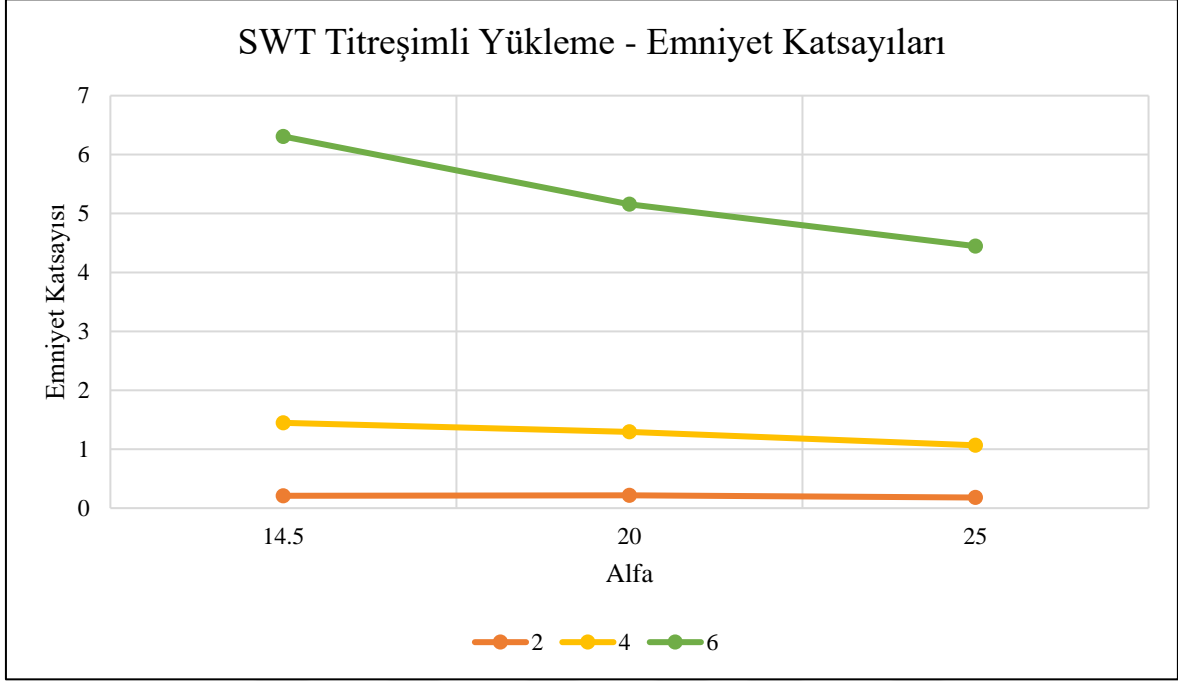
Şekil 7.34. Titreşimli yüklemde altında Soderberg yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.35.'de tam değişken yüklemde altında Soderberg yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



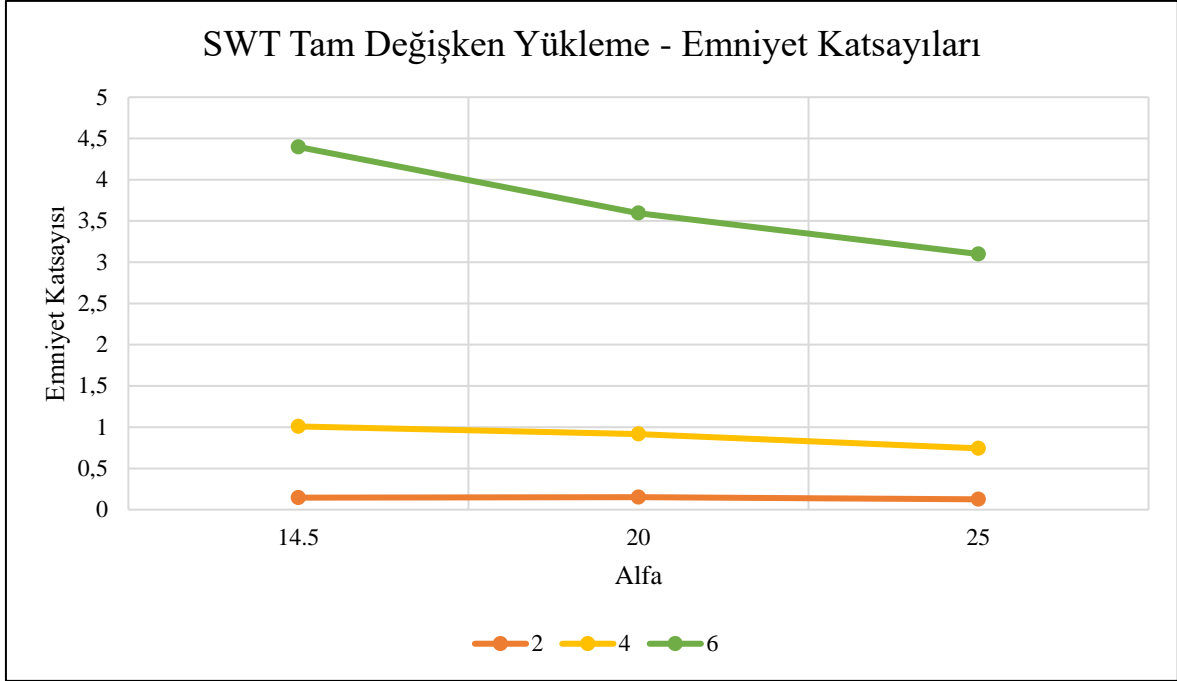
Şekil 7.35. Tam değişken yüklemde altında Soderberg yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.36.'de titreşimli yükleme altında SWT yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



Şekil 7.36. Titreşimli yükleme altına SWT yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.37.'de tam değişken yükleme altında SWT yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



Şekil 7.37. Tam değişken yükleme altına SWT yaklaşımı ile değişken alfa için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

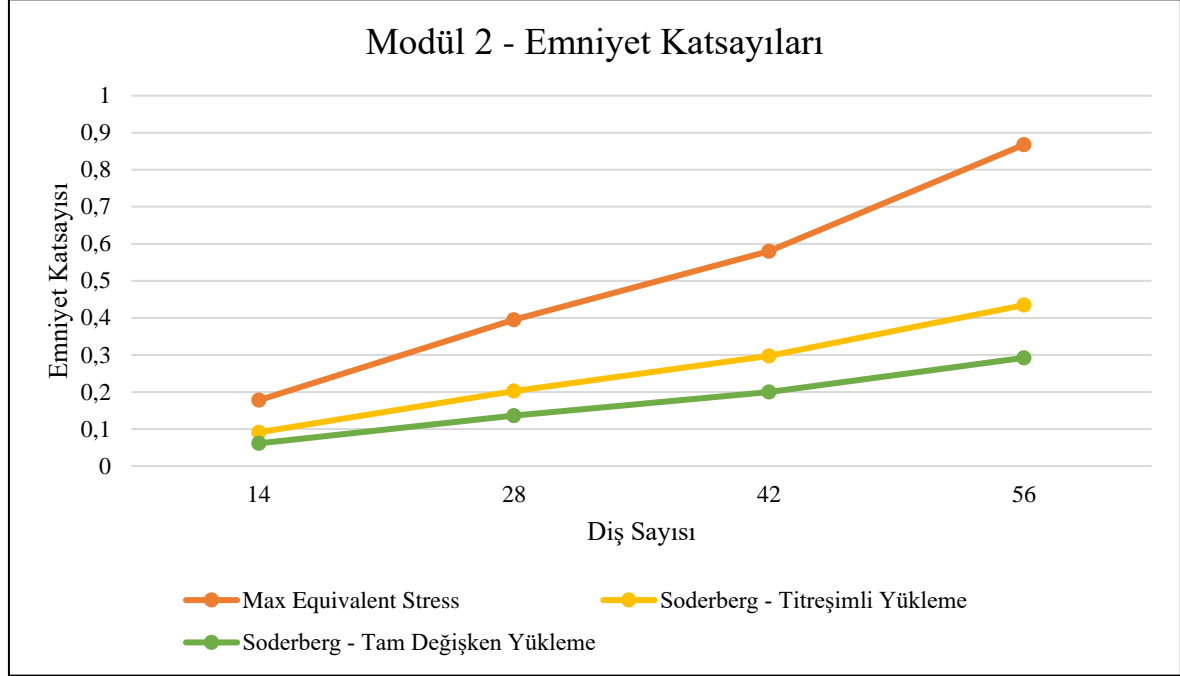
Grafiklerden çıkan değerlerde gözüktüğü üzere aynı yükleme şartlarında ve aynı alfa değerinde en yüksek değerler modül 6 dişlilerde, en düşük değerler ise modül 2 dişlilerde çıkmıştır. Buna göre modül sayısı arttıkça emniyet katsayısının yükseldiği yani dayanımın arttığı gözlemlenmiştir. Her modül için en çok dayanım statik yüklemelerde gerçekleşirken, en az dayanım tam değişken yükleme altında gerçekleşmiştir. Buna göre tam değişken dinamik yüklemenin malzeme için daha yorucu bir yükleme olduğu tespit edilmiştir.

Diş sayısı değişken grafikler

Grafikler diş sayısı değişken, $\alpha=20$, $\beta=30^\circ$, $T=250000$ N.mm, parametrelerinde yer alan dişliler üzerinden çizilmiştir.

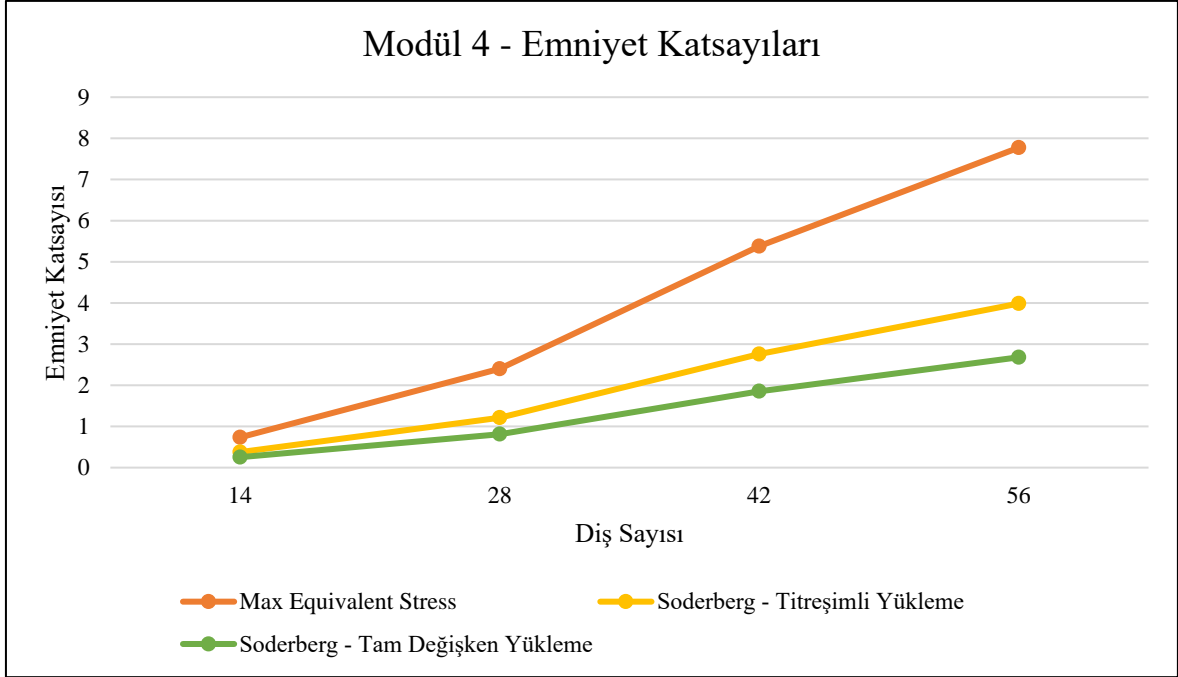
Şekil 7.38.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 2 dişlilerinin diş sayısı değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer $Z=14$ dişlide, en yüksek değer ise $Z=56$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer Gerilme için en düşük değer 0,18, titreşimli yükleme için 0,09, tam değişken yükleme için 0,06 çıkmıştır. Maksimum eşdeğer gerilme için en yüksek değer 0,87, titreşimli yükleme için 0,43, tam değişken için 0,29 olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken

dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca diş sayısı arttıkça emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



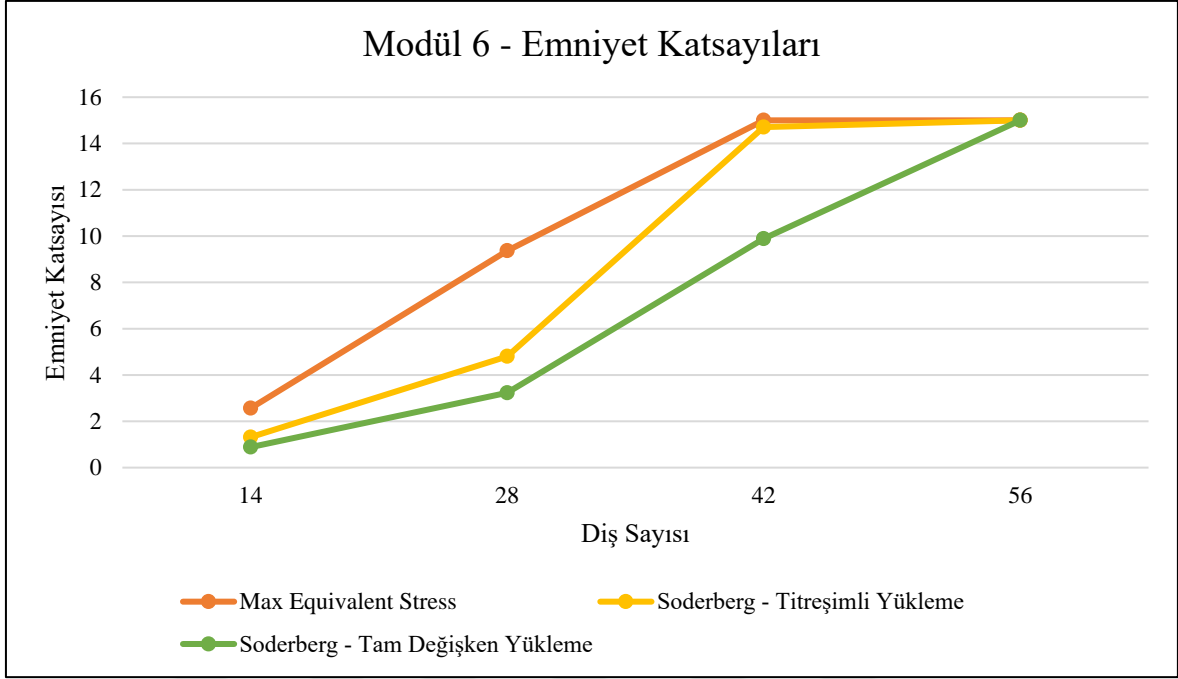
Şekil 7.38. Modül 2 için değişken diş sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.39'da 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 4 dişlilerinin diş sayısı değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer $Z=14$ dişlide, en yüksek değer ise $Z=56$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer gerilme için en düşük değer 0,74, titreşimli yükleme için 0,38, tam değişken yükleme için 0,25 çıkmıştır. Maksimum eşdeğer gerilme için en yüksek değer 7,77, titreşimli yükleme için 3,99, tam değişken için 2,68 olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca diş sayısı arttıkça emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



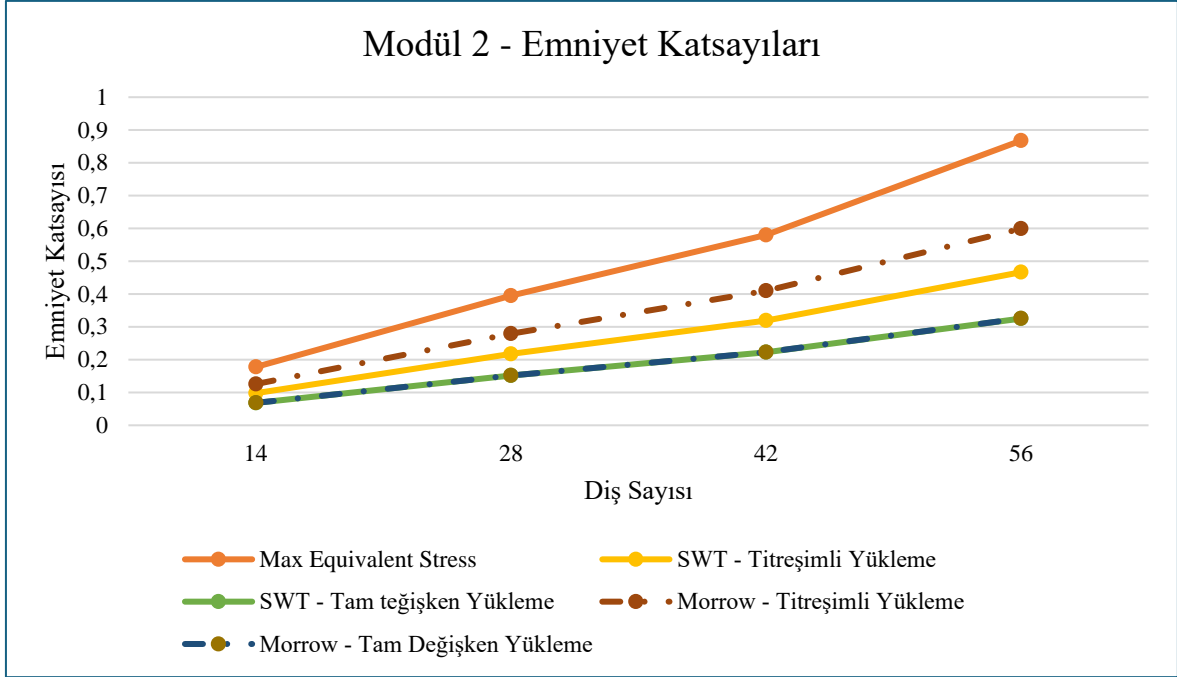
Şekil 7.39. Modül 4 için değişken diş sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.40'ta 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 6 dişlilerinin diş sayısı değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer $Z=14$ dişlide, en yüksek değer ise $Z=56$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer gerilme için en düşük değer 2,57, titreşimli yükleme için 1,32, tam değişken yükleme için 0,88 çıkmıştır. Modül 6 değerinde Maksimum eşdeğer gerilme için $Z=42$ ve $Z=56$ dişlileri yüke dayandığı ve emniyet katsayı değeri 15 olarak kaldığı gözlemlenmiştir. Titreşimli yükleme ve tam değişken yükleme için ise $Z=56$ dişlisinin dayandığı gözlemlenmiş ve emniyet katsayısı 15'te sabit kalmıştır. Bu seviyedeki modülün dayanıklılığı diğer modüllere göre çok yüksek olduğu gözlemlenmiştir. $Z=56$ hariç dişliler için maksimum eşdeğer gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca diş sayısı arttıkça emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



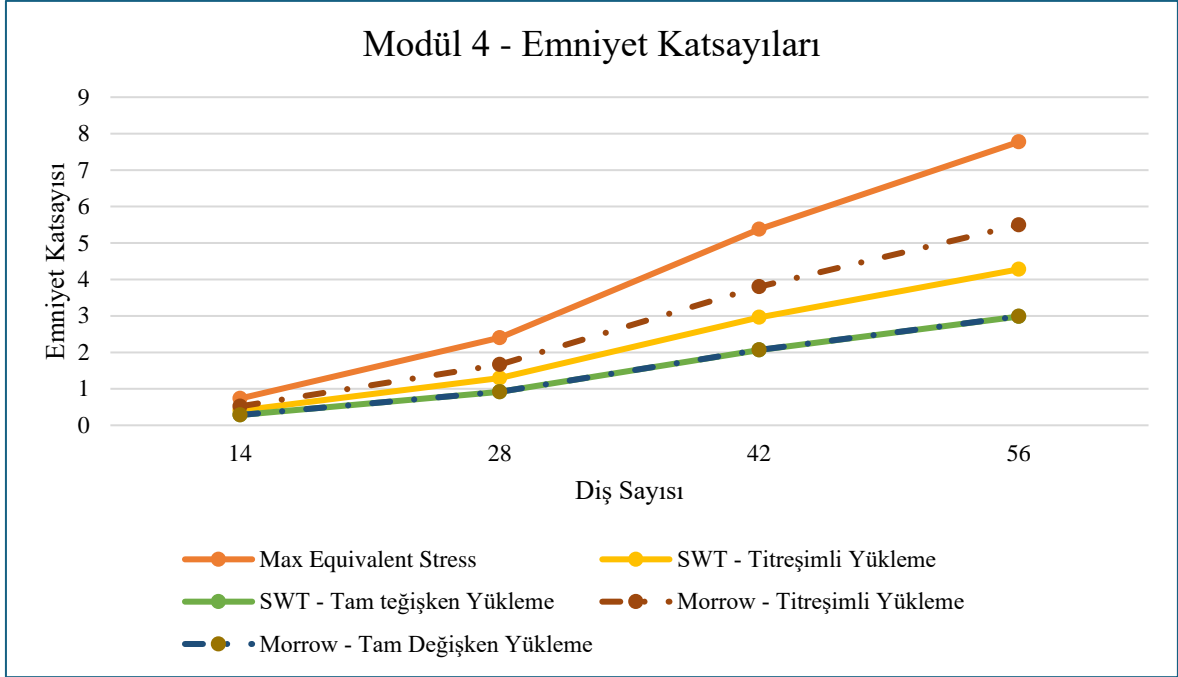
Şekil 7.40. Modül 6 için değişken diş sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.41.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 2 dişlilerinin diş sayısı değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer $Z=14$ dişlide, en yüksek değer ise $Z=56$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer gerilme için en düşük değer 0,18, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 0,13, SWT yaklaşımı için tam 0,10, değişken yüklemelerde Morrow ve SWT yaklaşımı için 0,07 çıkmıştır. Maksimum eşdeğer gerilme için en yüksek değer 0,87, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 0,60, SWT yaklaşımı için 0,47, tam değişken yüklemelerde Morrow ve SWT için 0,33 olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca diş sayısı arttıkça emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



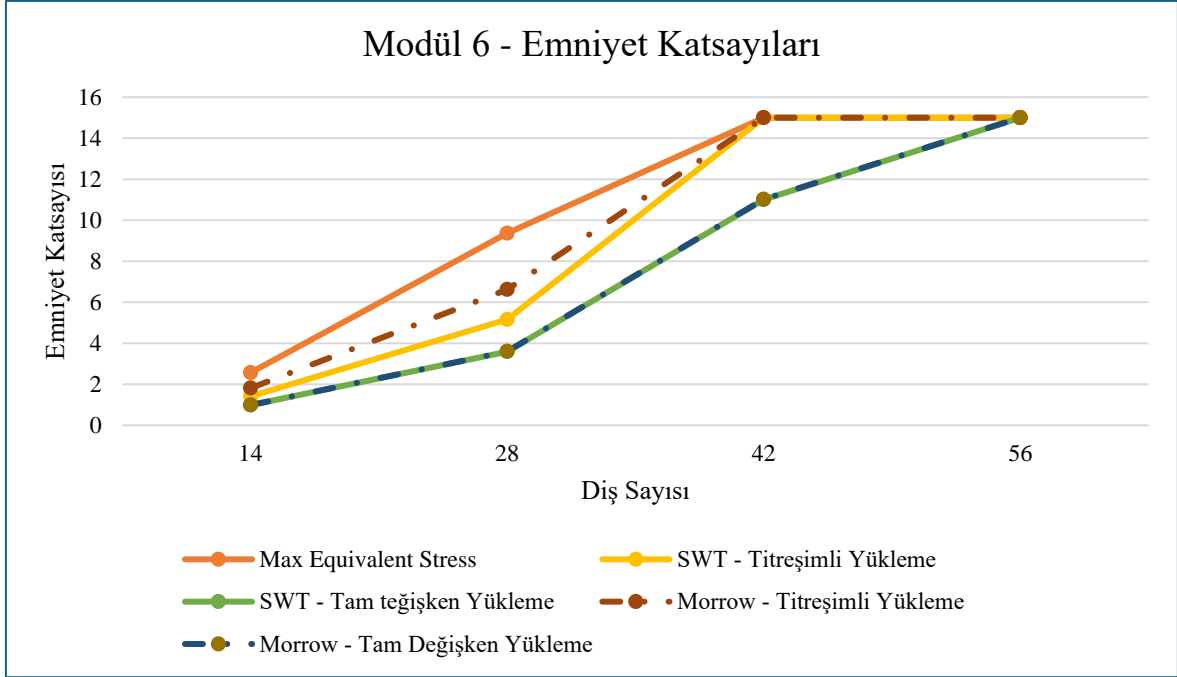
Şekil 7.41. Modül 2 için değişken diş sayısı için gerinime göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.42.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 4 dişlilerinin diş sayısı değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer $Z=14$ dişlide, en yüksek değer ise $Z=56$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer gerilme için en düşük değer 0,74, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 0,52, SWT yaklaşımı için tam 0,41, değişken yüklemelerde Morrow ve SWT yaklaşımı için 0,28 çıkmıştır. Maksimum eşdeğer gerilme için en yüksek değer 7,77, titreşimli yüklemelerde Morrow yaklaşımı için 5,50, SWT yaklaşımı için 4,28, tam değişken yüklemelerde Morrow ve SWT için 2,99 olarak bulunmuştur. Maksimum eşdeğer gerilme altında emniyet katsayısı en yüksek çıkarken, tam değişken dinamik yüklemelerde ise en düşük değeri aldığı gözlemlenmiştir. Ayrıca diş sayısı arttıkça emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



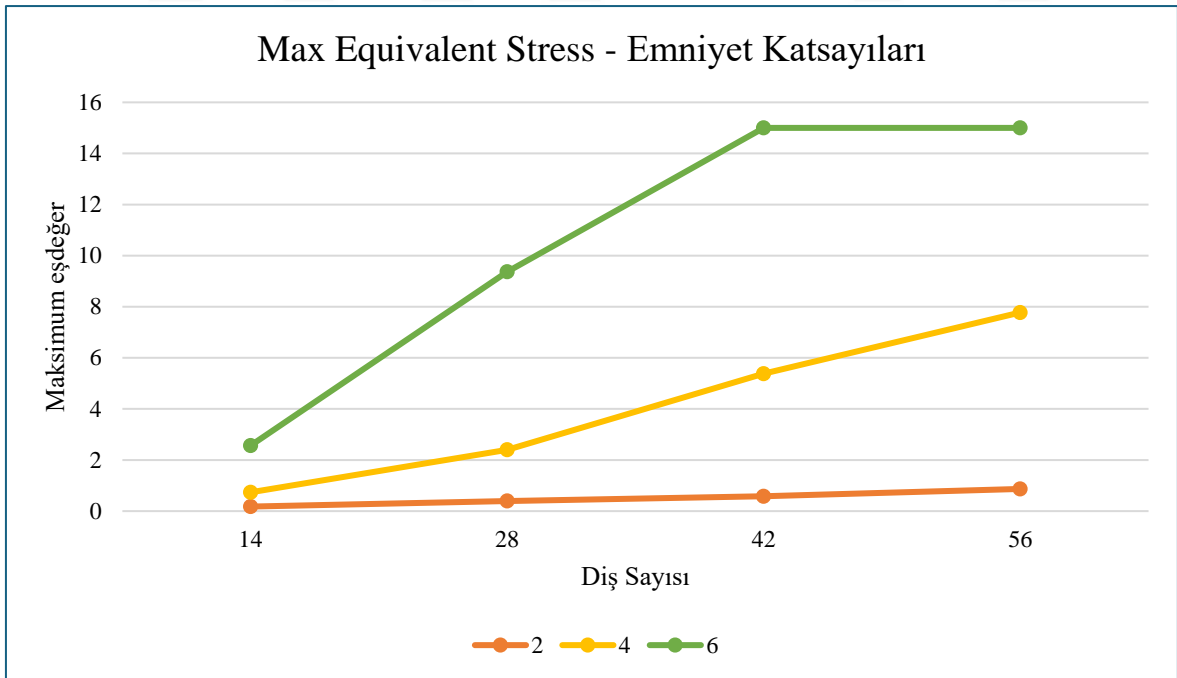
Şekil 7.42. Modül 4 için değişken diş sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.43.'de 250000 N.mm tork kullanılarak yapılan statik ve dinamik yükleme altında modül 6 dişlilerinin diş sayısı değişimine göre emniyet katsayıları grafikteki gibidir. Bütün yüklemelerde en düşük değer $Z=14$ dişlide, en yüksek değer ise $Z=56$ dişlide gözlemlenmiştir. Maksimum eşdeğer gerilme için en düşük değer 2,57 titreşimli yüklemde Morrow yaklaşımı için 1,81, SWT yaklaşımı için tam 1,41, değişken yüklemde Morrow ve SWT yaklaşımı için 0,99 çıkmıştır. Modül 6 değerinde Maksimum eşdeğer gerilme için $Z=42$ ve $Z=56$ dişlileri yüke dayandığı ve emniyet katsayı değeri 15 olarak kaldığı gözlemlenmiştir. Titreşimli yüklemde $Z=42$ ve $Z=56$ dişlilerinin dayandığı ve emniyet katsayısının 15 olarak kaldığı gözlemlenmiştir. Tam değişken yüklem için ise $Z=56$ dişlisinin dayandığı gözlemlenmiş ve emniyet katsayısı 15'te sabit kalmıştır. Bu seviyedeki modülün dayanıklılığı diğer modüllere göre çok yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca diş sayısı arttıkça emniyet katsayısı değerinin yükseldiği görülmüştür.



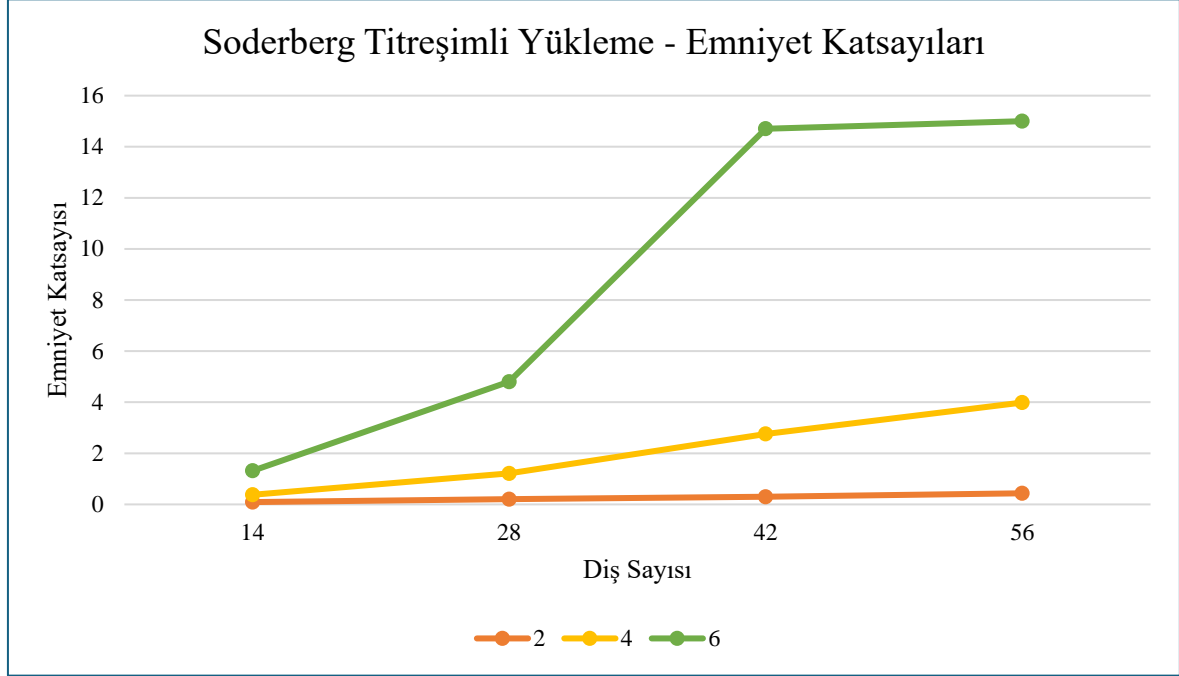
Şekil 7.43. Modül 6 için değişken diş sayısı için gerilmeye göre emniyet katsayısı değişim grafiği

Şekil 7.44.'de maksimum eşdeğer gerilme altında modüllerin kıyası görülmektedir.



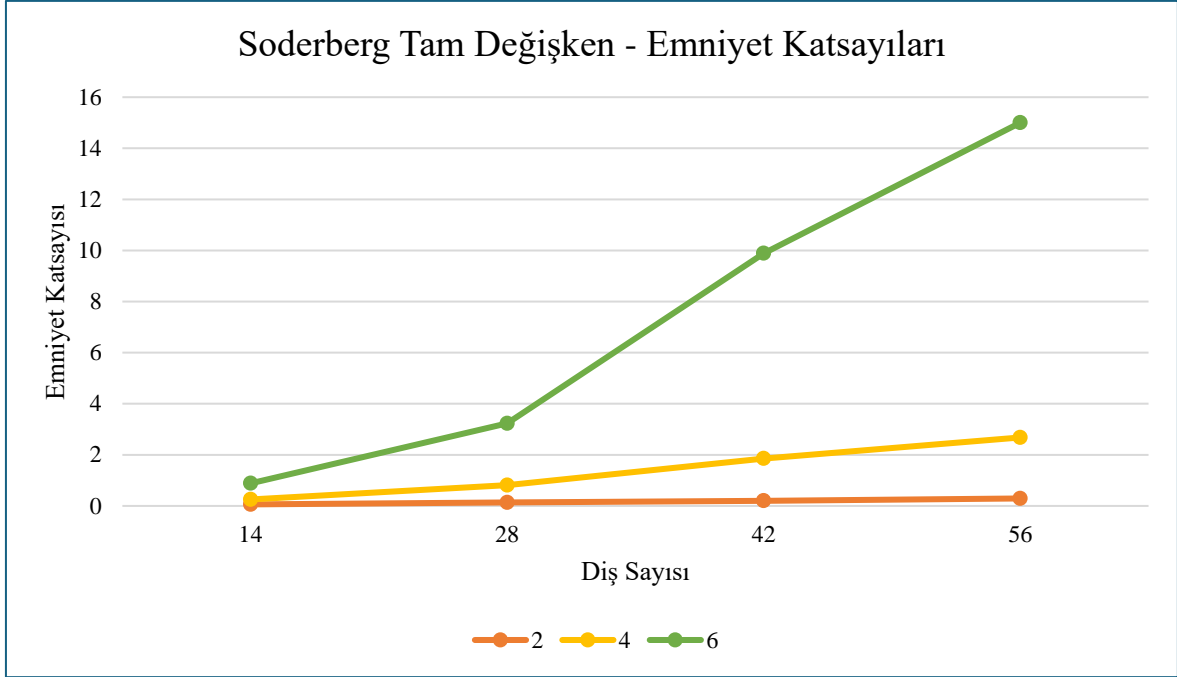
Şekil 7.44. Maksimum eşdeğer gerilme altında değişken diş sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.45.'de titreşimli yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



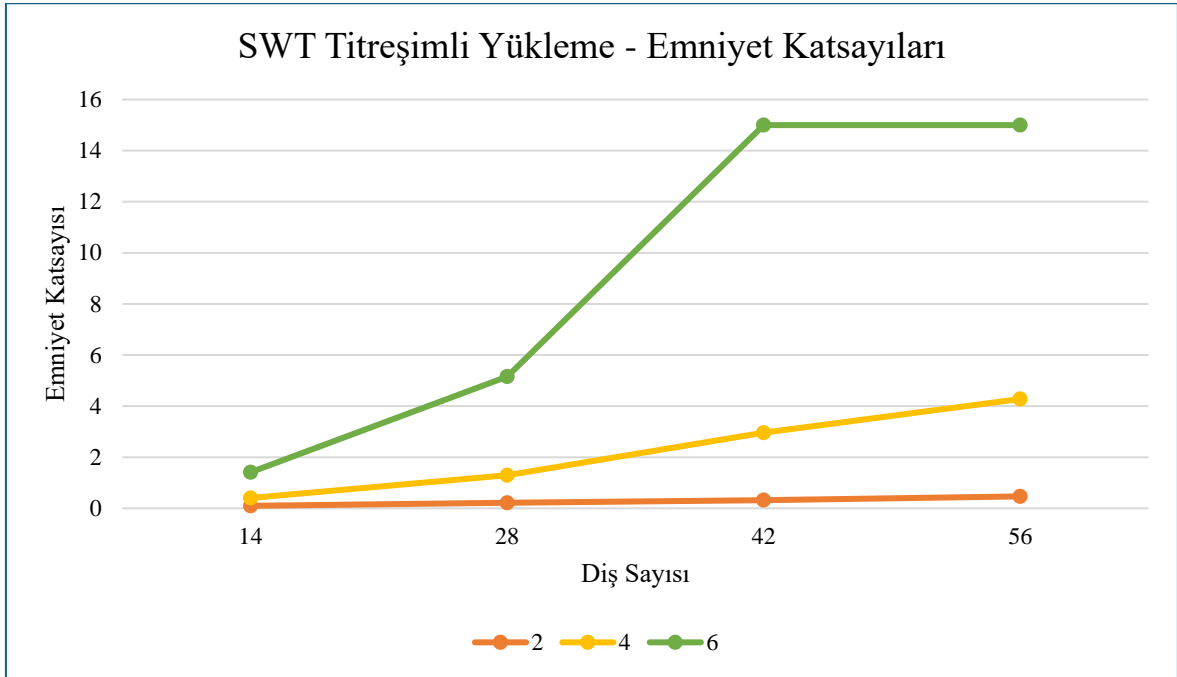
Şekil 7.45. Titreşimli yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile değişken diş sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.46.'da tam değişken yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



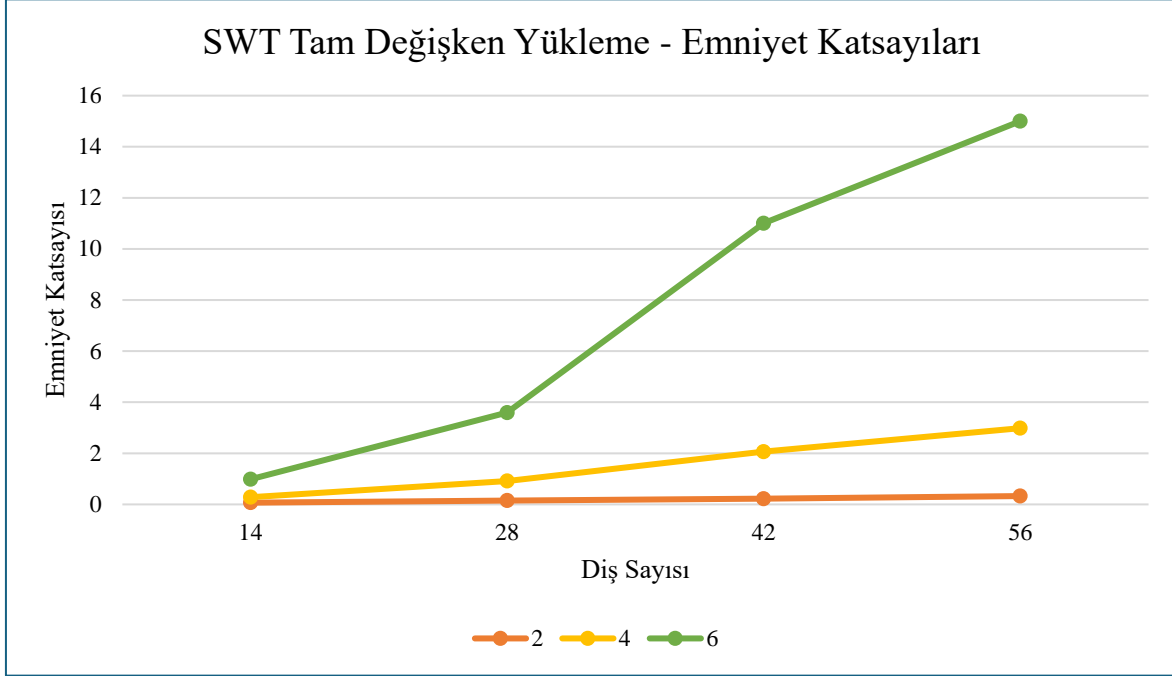
Şekil 7.46. Tam değişken yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile değişken diş sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.47.'de titreşimli yükleme altında SWT yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



Şekil 7.47. Titreşimli yükleme altına SWT yaklaşımı ile değişken diş sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.48.'de tam değişken yükleme altında SWT yaklaşımı ile yapılan testin modüllere göre farkı görülmektedir.



Şekil 7.48. Tam değişken yükleme altına SWT yaklaşımı ile değişken diş sayısı için emniyet katsayısı değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Tüm yükleme tiplerinde, 250000 moment altında diş sayısı arttıkça emniyet katsayısının yükseldiği görülmüştür.

Çizelge 7. 1'de 250000 tork altında $m=4$, $z=28$ dişlisinde farklı kavrama açısı (α) ve helis açısı (β) değerleri için dişli kuvvetleri hesaplanmıştır. Çizelgede helis açısı (β) arttıkça aksel yükün (F_e) değerinin arttığı görülmektedir. Bu kuvvet çarktan mile etkileyen bir kuvvettir, çalışma sırasında dişli çarklar sınır şartları ile z ekseninde kitlendiği için bu kuvvetin etkisine bakılmamıştır. Çizelgede beta arttıkça teğetsel yükün (F_t) azaldığı görülmektedir. Teğetsel kuvvetin azalmasından dolayı, emniyet katsayısı yüksek bulunması beklenen sonuçtur. Radyal yük (F_r) değeri ise sabit kalmıştır, helis açısı değişimi radyal kuvveti etkilememektedir.

Çizelge 7.1.'de kavrama açısı (α) arttıkça teğetsel yük (F_t) ve aksel yük (F_e) değerleri sabit kalırken radyal yük (F_r) değerinin arttığı görülmektedir. Kavrama açısının teğetsel yüke ve aksel yüke etkisi yoktur. Sonuçlara göre alfanın artışında artan radyal kuvvetten dolayı emniyet katsayısının düşmesi grafiklerdeki sonuçlar ile uyumludur.

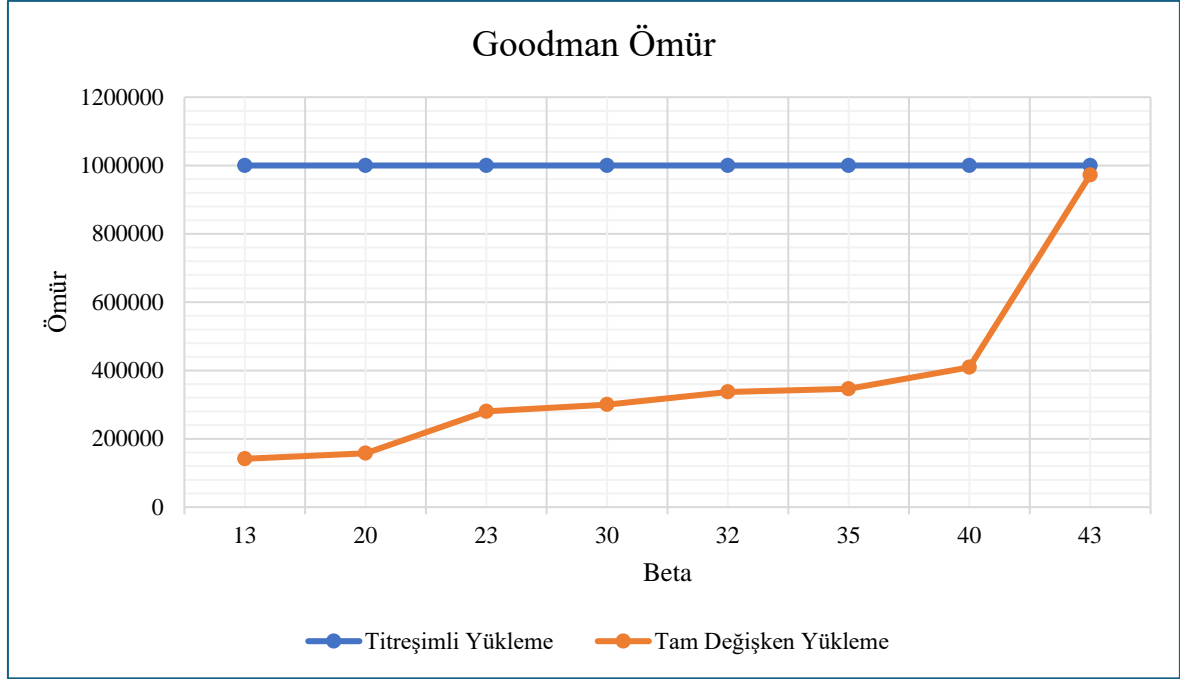
Çizelge 7.1. Helis dişli aksenal kuvvel kuvvet hesabı

m_n	z	Alfa (°)	Beta (°)	Tork (N.mm)	m	Do (mm)	Ft (N)	Fr (N)	Fe (N)
4	28	15	0	250000	4	112	4464.29	1196.20	0
4	28	20	0	250000	4	112	4464.29	1624.87	0
4	28	25	0	250000	4	112	4464.29	2081.73	0
4	28	15	13	250000	4.11	114.95	4349.87	1196.20	1004.24
4	28	20	13	250000	4.11	114.95	4349.87	1624.87	1004.24
4	28	25	13	250000	4.11	114.95	4349.87	2081.73	1004.24
4	28	15	20	250000	4.26	119.19	4195.06	1196.20	1526.87
4	28	20	20	250000	4.26	119.19	4195.06	1624.87	1526.87
4	28	25	20	250000	4.26	119.19	4195.06	2081.73	1526.87
4	28	15	23	250000	4.35	121.67	4109.40	1196.20	1744.33
4	28	20	23	250000	4.35	121.67	4109.40	1624.87	1744.33
4	28	25	23	250000	4.35	121.67	4109.40	2081.73	1744.33
4	28	15	32	250000	4.72	132.07	3785.93	1196.20	2365.71
4	28	20	32	250000	4.72	132.07	3785.93	1624.87	2365.71
4	28	25	32	250000	4.72	132.07	3785.93	2081.73	2365.71
4	28	15	35	250000	4.88	136.73	3656.93	1196.20	2560.61
4	28	20	35	250000	4.88	136.73	3656.93	1624.87	2560.61
4	28	25	35	250000	4.88	136.73	3656.93	2081.73	2560.61
4	28	15	40	250000	5.22	146.21	3419.84	1196.20	2869.59
4	28	20	40	250000	5.22	146.21	3419.84	1624.87	2869.59
4	28	25	40	250000	5.22	146.21	3419.84	2081.73	2869.59
4	28	15	43	250000	5.47	153.14	3264.97	1196.20	3044.63
4	28	20	43	250000	5.47	153.14	3264.97	1624.87	3044.63
4	28	25	43	250000	5.47	153.14	3264.97	2081.73	3044.63

Beta değişken ömür grafikleri

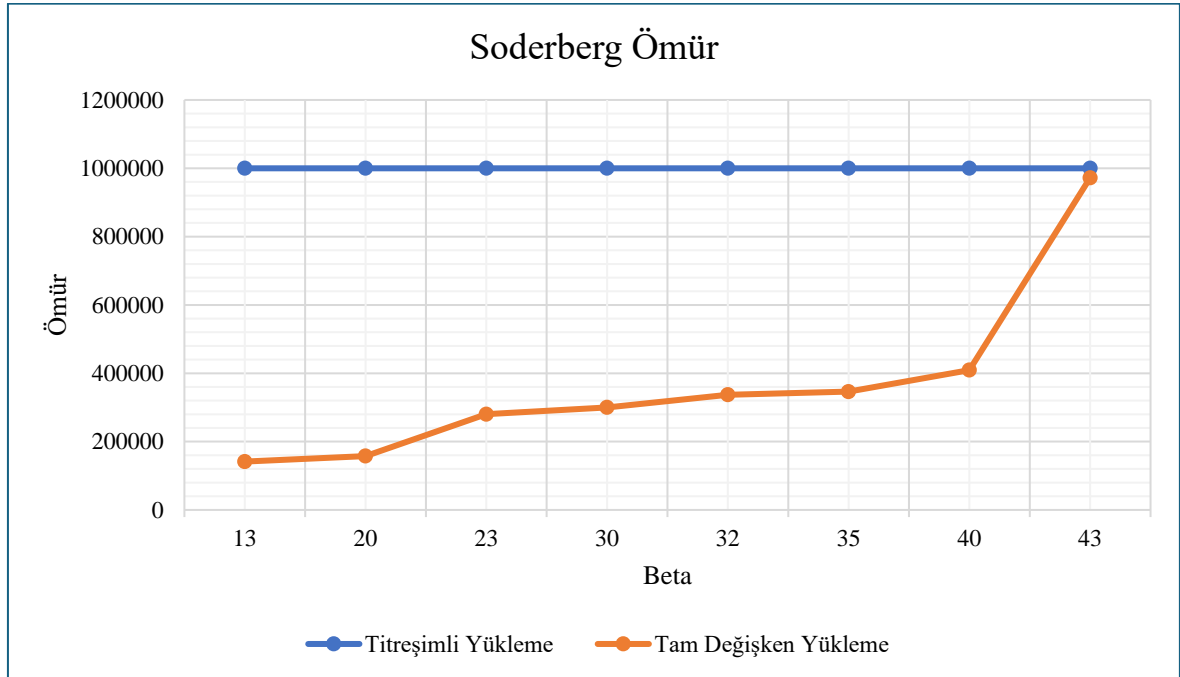
Grafikler modül 4 değeri için değişken betalarda, $z=28$, $\alpha=20^\circ$, $T=250000$ parametreleri üzerinden yapılmıştır.

Şekil 7.49'da Goodman yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yükleme altında yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Beta arttıkça dayanımın artmandan dolayı ömrün arttığı gözlenmiştir.



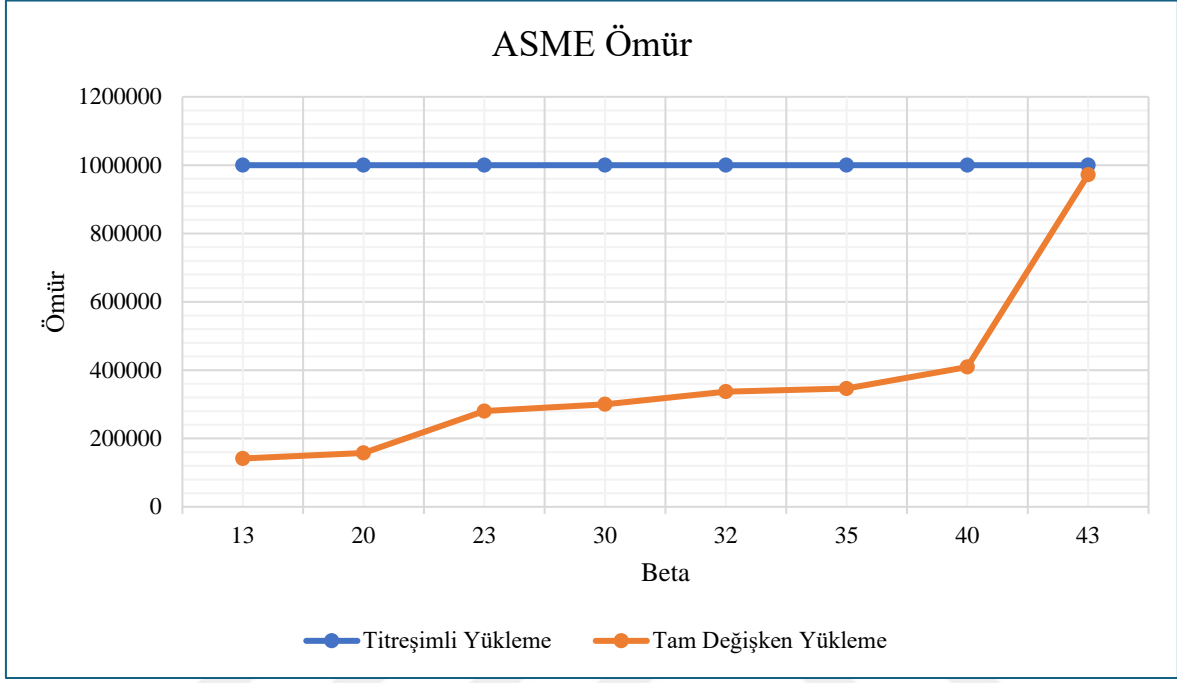
Şekil 7.49. Farklı yüklemeler altında Goodman yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği

Şekil 7.50’de Soderberg yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yükleme altında yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Beta arttıkça dayanımın artmandan dolayı ömrün arttığı gözlenmiştir.



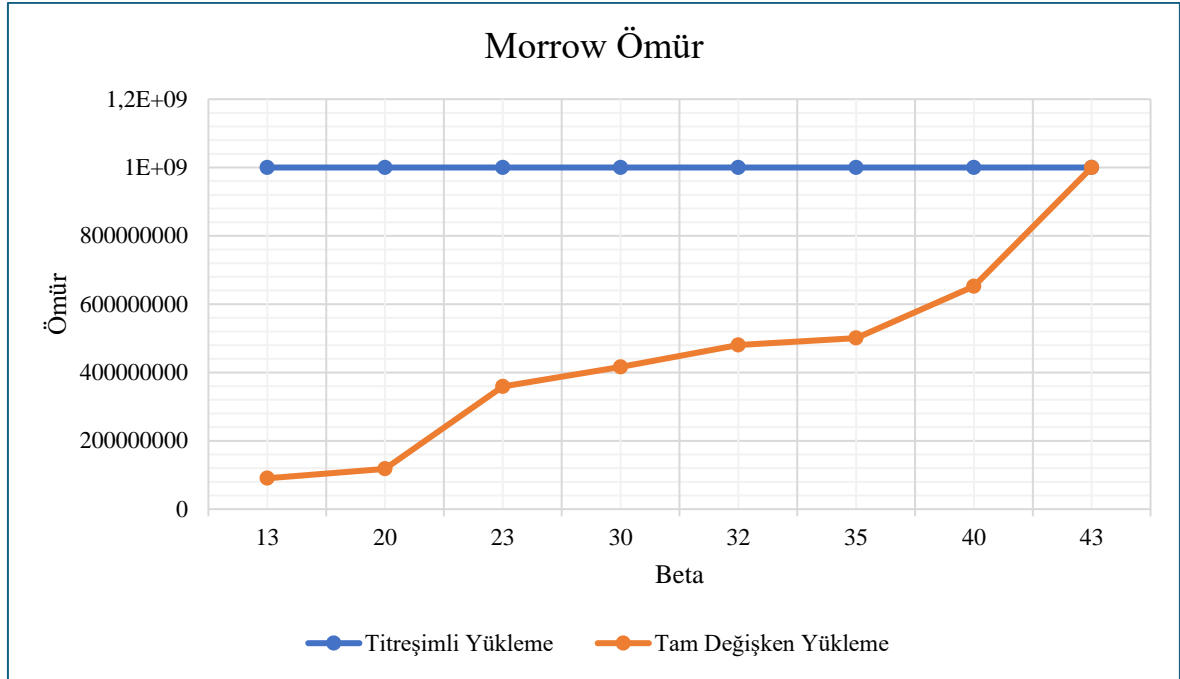
Şekil 7.50. Farklı yüklemeler altında Soderberg yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği

Şekil 7.51.'de ASME yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yüklemeye altında yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Beta arttıkça dayanımın artmaktan dolayı ömrün arttığı gözlenmiştir.



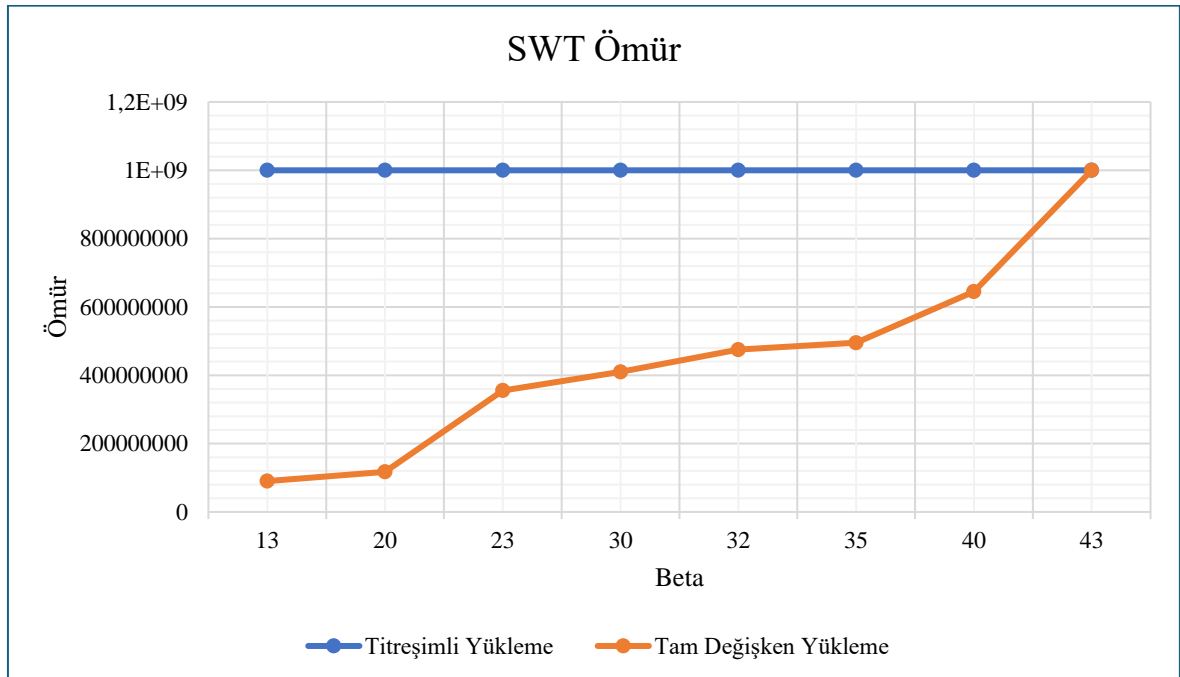
Şekil 7.51. Farklı yüklemeler altında ASME yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği

Şekil 7.52.'de Morrow yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yüklemeye altında yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Beta arttıkça dayanımın artmaktan dolayı ömrün arttığı gözlenmiştir.



Şekil 7.52. Farklı yüklemeler altında Morrow yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği

Şekil 7.53.'de SWT yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yükleme altında yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Beta arttıkça dayanımın artmandan dolayı ömrün arttığı gözlenmiştir.

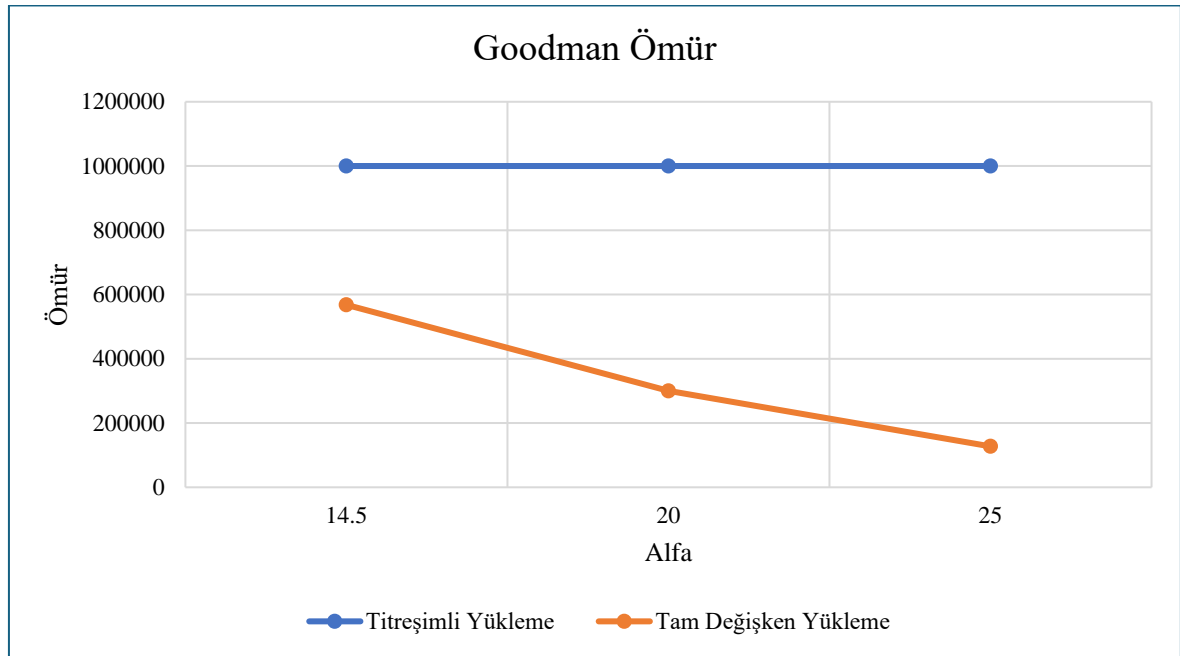


Şekil 7.53. Farklı yüklemeler altında SWT yaklaşımı ile değişken beta için ömür grafiği

Alfa değişken ömür grafikleri

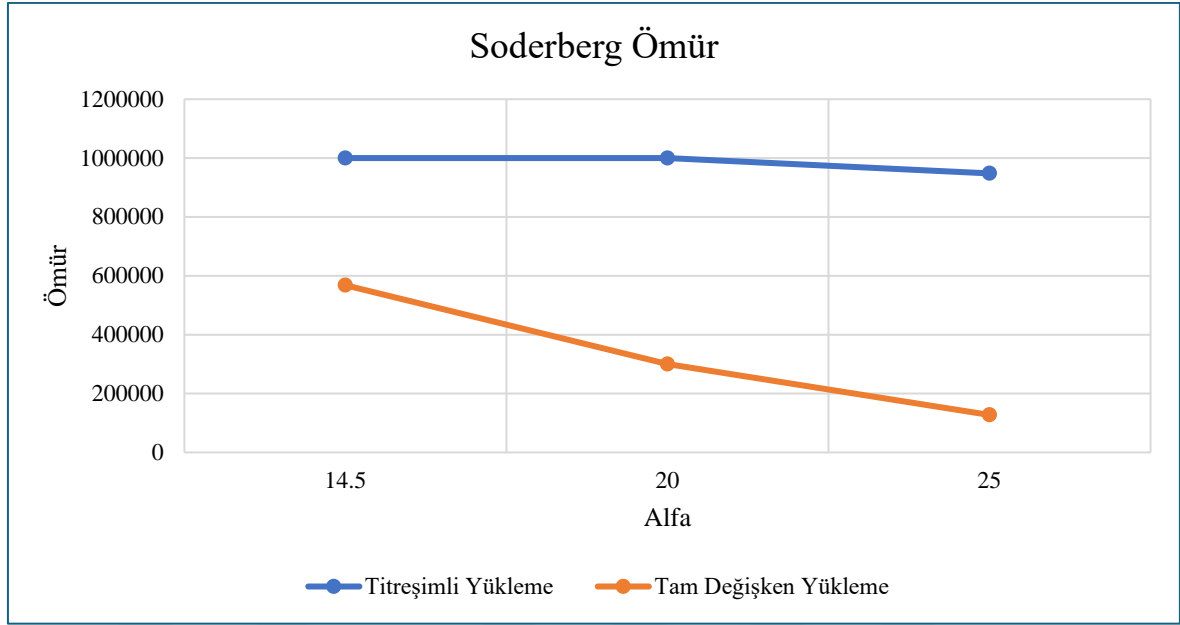
Grafikler modül 4 değeri için değişken alfalarda, $z=28$, $\beta=30^\circ$, $T=250000$ parametreleri üzerinden yapılmıştır.

Şekil 7.54.'de Goodman yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yükleme altında yapılan dinamik analizin tam değişken yüklemeye göre yapılan analizden daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Alfa arttıkça tam değişken yükleme durumunda ömrün azaldığı gözlemlenmiştir.



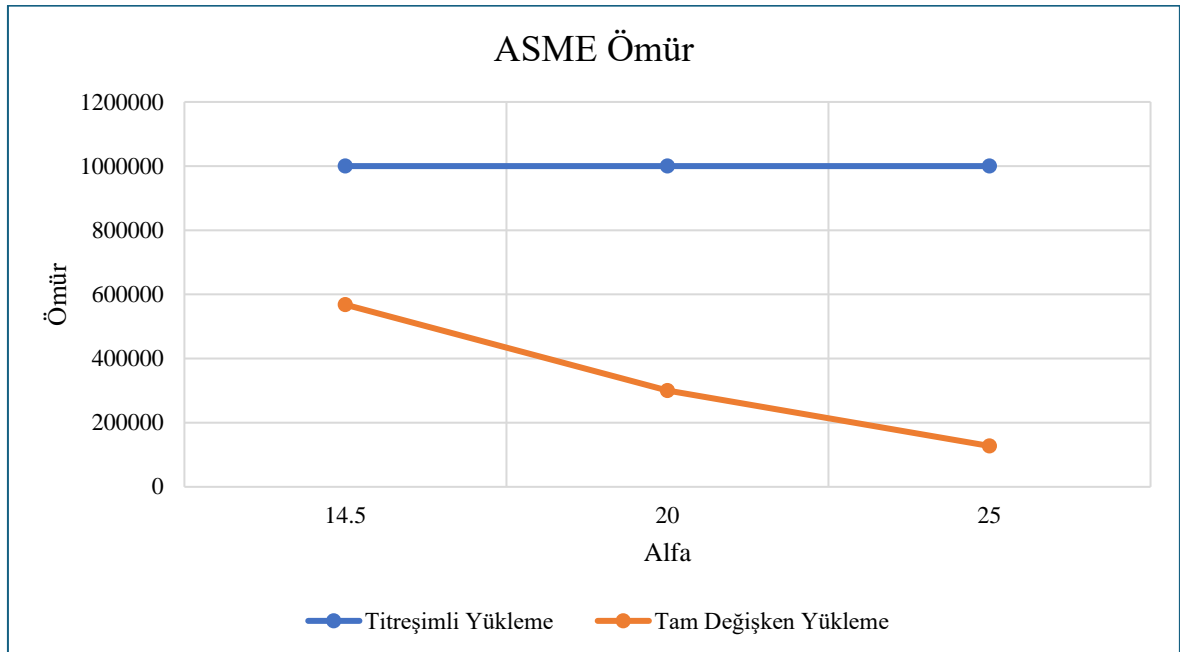
Şekil 7.54. Farklı yüklemeler altında Goodman yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği

Şekil 7.55.'de Soderberg yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yükleme altında yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Alfa ömrün azaldığı gözlemlenmiştir.



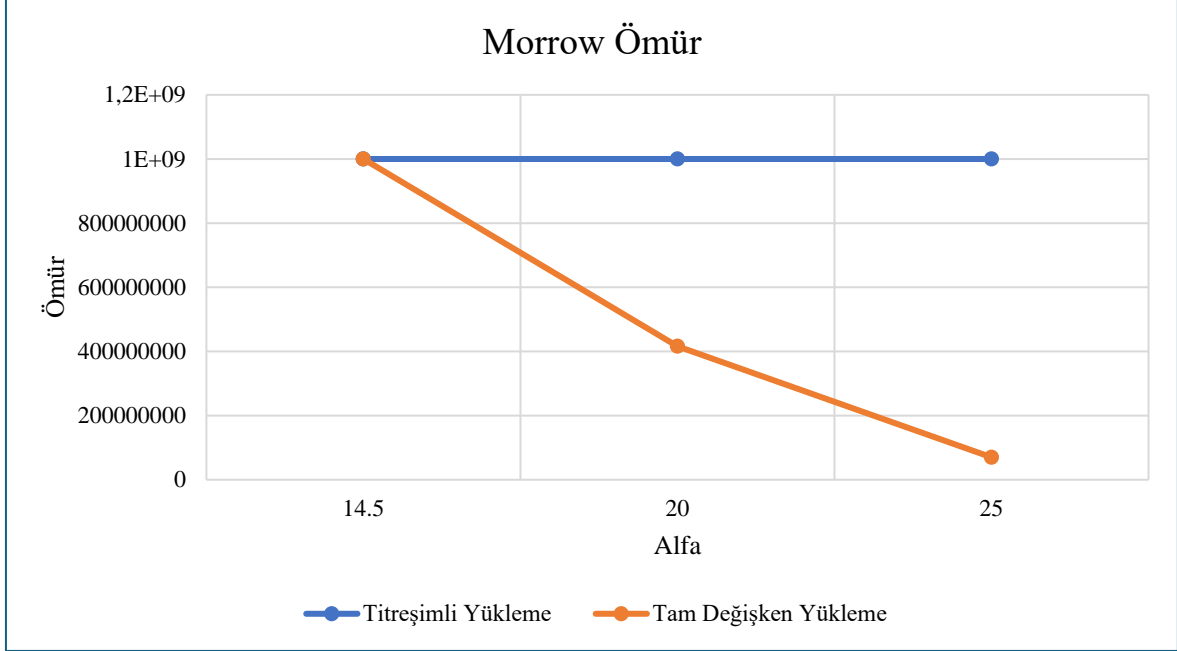
Şekil 7.55. Farklı yüklemeler altında Soderberg yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği

Şekil 7.55'te ASME yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yüklemeye göre yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Alfa ömrün azaldığı gözlemlenmiştir.



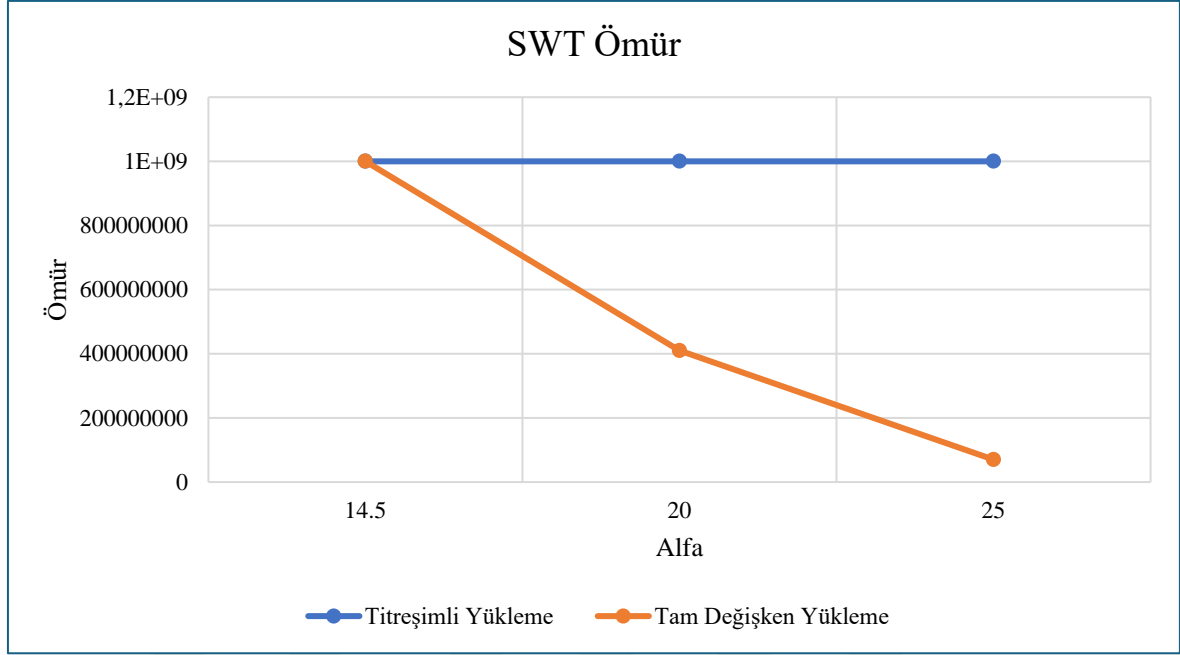
Şekil 7.56. Farklı yüklemeler altında ASME yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği

Şekil 7.57.'de Morrow yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yüklemeye göre yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Alfa ömrün azaldığı gözlemlenmiştir.



Şekil 7.57. Farklı yüklemeler altında Morrow yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği

Şekil 7.58.'de SWT yaklaşımı ile yapılan analizlerde titreşimli yüklemeye göre yapılan dinamik testin tam değişken yüklemeye göre yapılan testten daha uzun ömürlü olduğu gözlemlenmiştir. Alfa ömrün azaldığı gözlemlenmiştir.



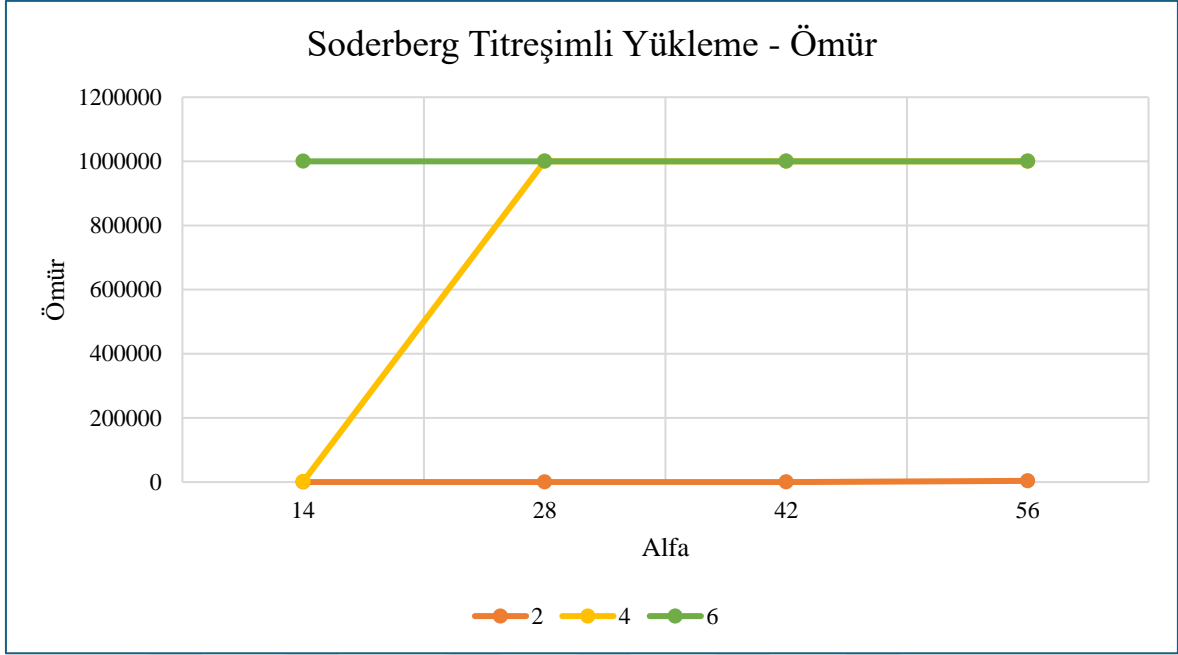
Şekil 7.58. Farklı yüklemeler altında SWT yaklaşımı ile değişken alfa için ömür grafiği

Dinamik analizde yorulmayı etkileyen en önemli faktörlerden biri yüklemenin genliğidir. Tam değişken yüklemenin genliği titreşimli yüklemenin genliğinden çok daha büyüktür. Bu yüzden tam değişken yükleme altında yorulmanın daha fazla olması beklenir. Ömür grafiklerinde çıkan sonuçlar genlik farkından doğan bu farkı doğrulamaktadır.

Diş sayısı değişken ömür grafikleri

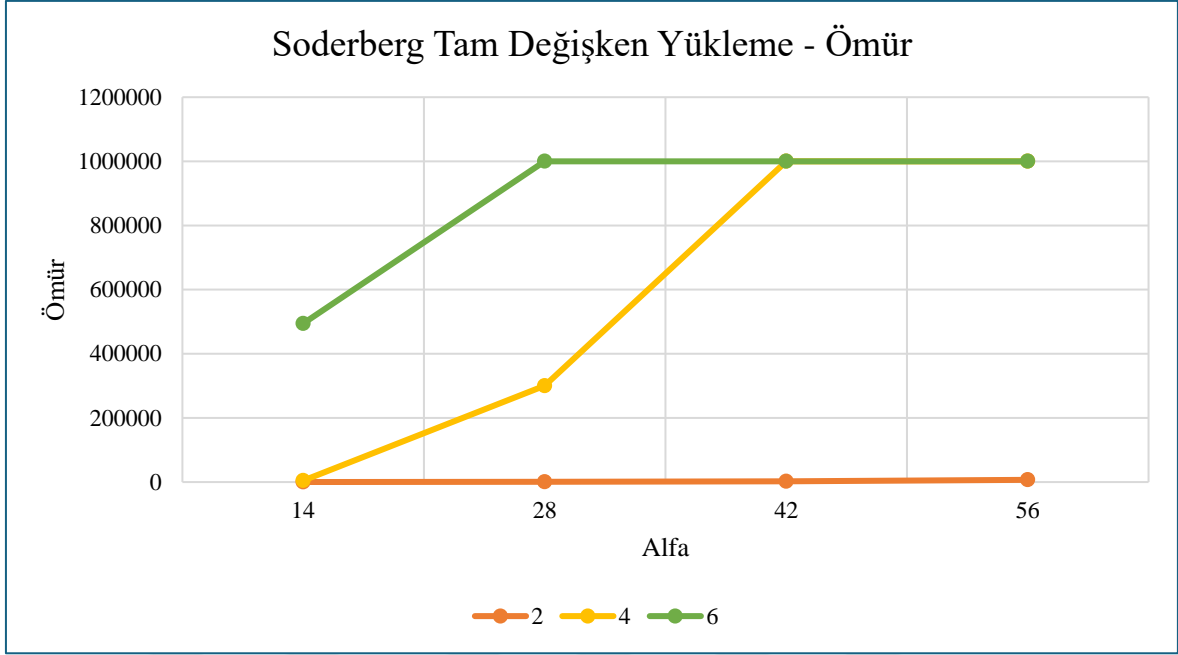
Grafikler modül 4 değeri için değişken diş sayılarında, $\alpha=20^\circ$, $\beta=30^\circ$, $T=250000$ parametreleri üzerinden yapılmıştır.

Şekil 7.59.'da beta 30, alfa 20 için 250000 moment altında titreşimli yüklemesinin Soderberg yaklaşımıyla çözümü farklı modüller için grafikteki gibidir. Modül 2 dişlileri hiç dayanmazken, modül 4 için 14 diş sayısına sahip dişli dayanmamış, sonraki dişler dayanmıştır, modül 6 da ise tüm dişliler yüke dayanmıştır. Goodman ve ASME yaklaşımları için de sonuçlar benzerdir.



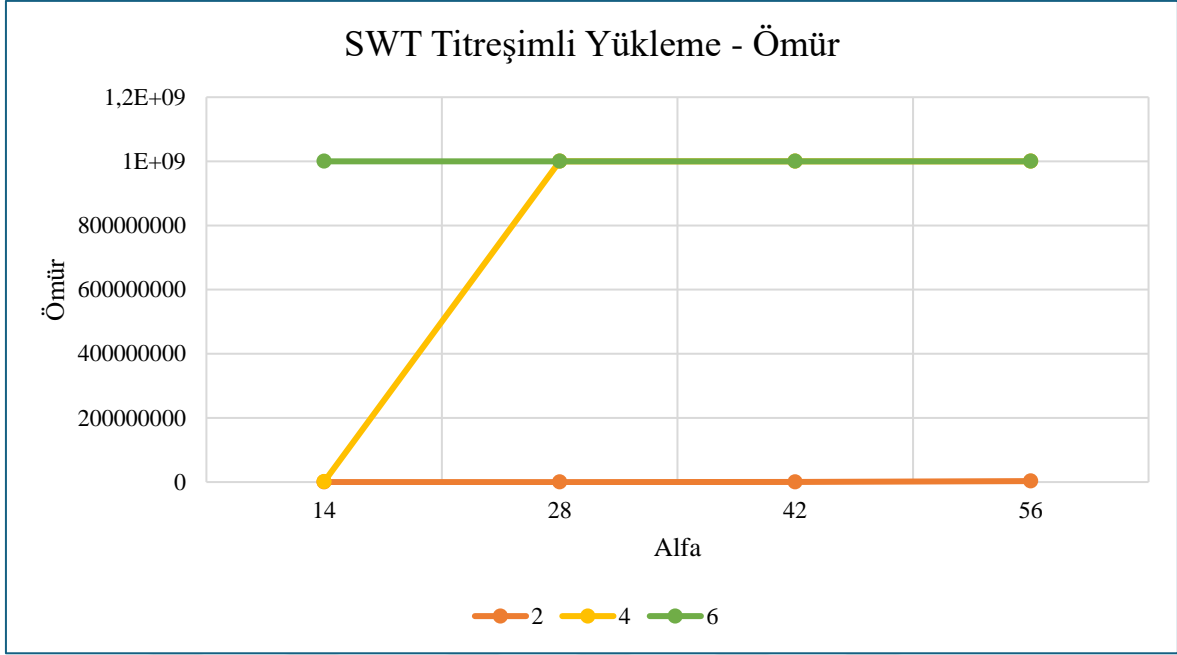
Şekil 7.59. Titreşimli yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.60.'da beta 30, alfa 20 için 250000 moment altında tam değişken yüklemesinin Soderberg yaklaşımı çözümü farklı modüller için grafikteki gibidir. Modül 2 dişlileri hiç dayanmazken, modül 4 için 14 ve 28 diş sayısına sahip dişliler dayanmamış, sonraki dişler dayanmıştır, modül 6 da ise sadece 14 diş sayılı dişli dayanmamış, diğer dişliler yüke dayanmıştır. Goodman ve ASME yaklaşımları için de sonuçlar benzerdir.



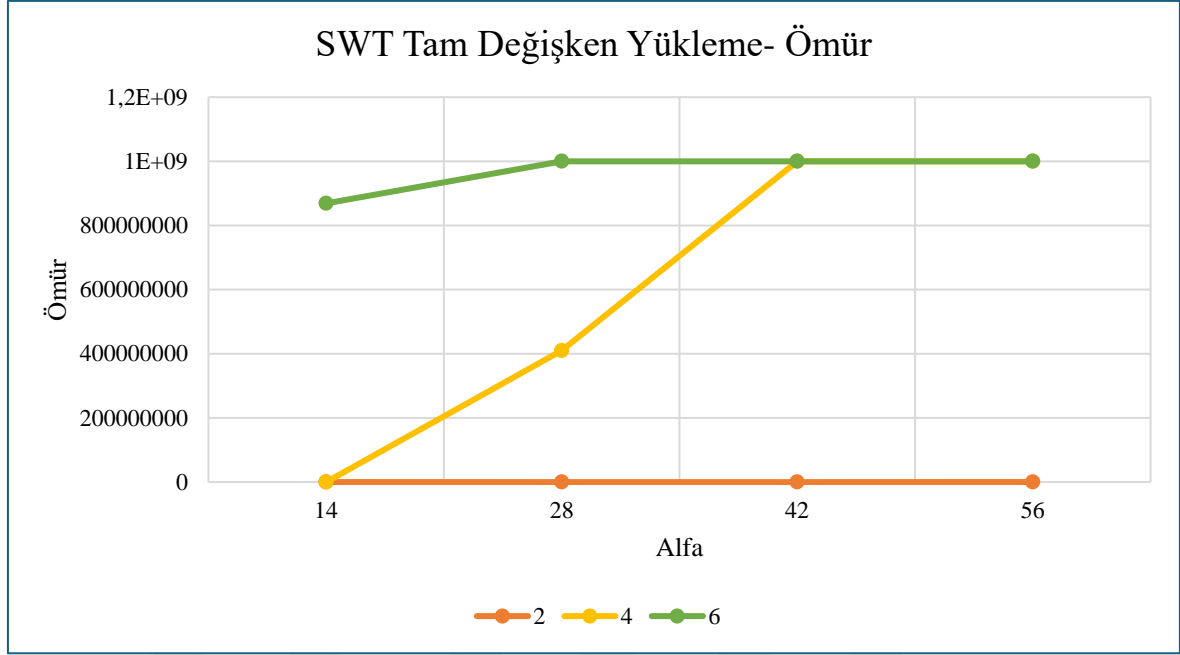
Şekil 7.60. Tam değişken yükleme altında Soderberg yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.61.'de beta 30, alfa 20 için 250000 moment altında titreşimli yüklemesinin SWT yaklaşımı çözümü farklı modüller için grafikteki gibidir. Modül 2 dişlileri hiç dayanmazken, modül 4 için 14 diş sayısına sahip dişli dayanmamış, sonraki dişler dayanmıştır, modül 6 da ise tüm dişliler yüke dayanmıştır. Morrow yaklaşımı için de sonuçlar benzerdir.



Şekil 7.61. Titreşimli yükleme altında SWT yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Şekil 7.62.'de beta 30, alfa 20 için 250000 moment altında tam değişken yüklemesinin SWT yaklaşımı çözümü farklı modüller için grafikteki gibidir. Modül 2 dişlileri hiç dayanmazken, modül 4 için 14 ve 28 diş sayısına sahip dişliler dayanmamış, sonraki dişler dayanmıştır, modül 6 da ise sadece 14 diş sayılı dişli dayanmamış, diğer dişliler yüke dayanmıştır. Goodman ve ASME yaklaşımları için de sonuçlar benzerdir.



Şekil 7.62. Tam değişken yüklemeye altında SWT yaklaşımı ile değişken diş sayısı için ömür değerlerinin modül kıyaslaması grafiği

Grafiklerden görüldüğü üzere tam değişken yüklemeye altında yapılan testlerde ömür titreşimli yüklemeye altında yapılan testte göre daha azdır. Diş sayısı arttıkça dayanım arttığından ömür daha yüksek bulunmuştur.

7.2.2. Histerezis grafikleri

Şekil 7.63. Grafikleride görüldüğü üzere beta arttıkça çizgilerde bir daralma olmuştur. Eksenel kuvvetlerden doğan fark dişinin dayanımına etki etmiştir. Grafikler $m=2$, $Z=28$, $\alpha=20^\circ$ parametrelerindeki dişlilerde $T=250000\text{N.mm}$ değeri üzerinden çizdirilmiştir.

Şekil 7.64. Grafiklerde görüldüğü üzere alfa değişimi $20 > 25 > 14,5$ olarak görülmüştür. Eksenel kuvvetlerden doğan fark dişinin dayanımına etki etmiştir. Grafikler $m=2$, $Z=28$, $\beta=30^\circ$ parametrelerindeki dişlide $T=250000\text{N.mm}$ değeri üzerinden çizdirilmiştir.

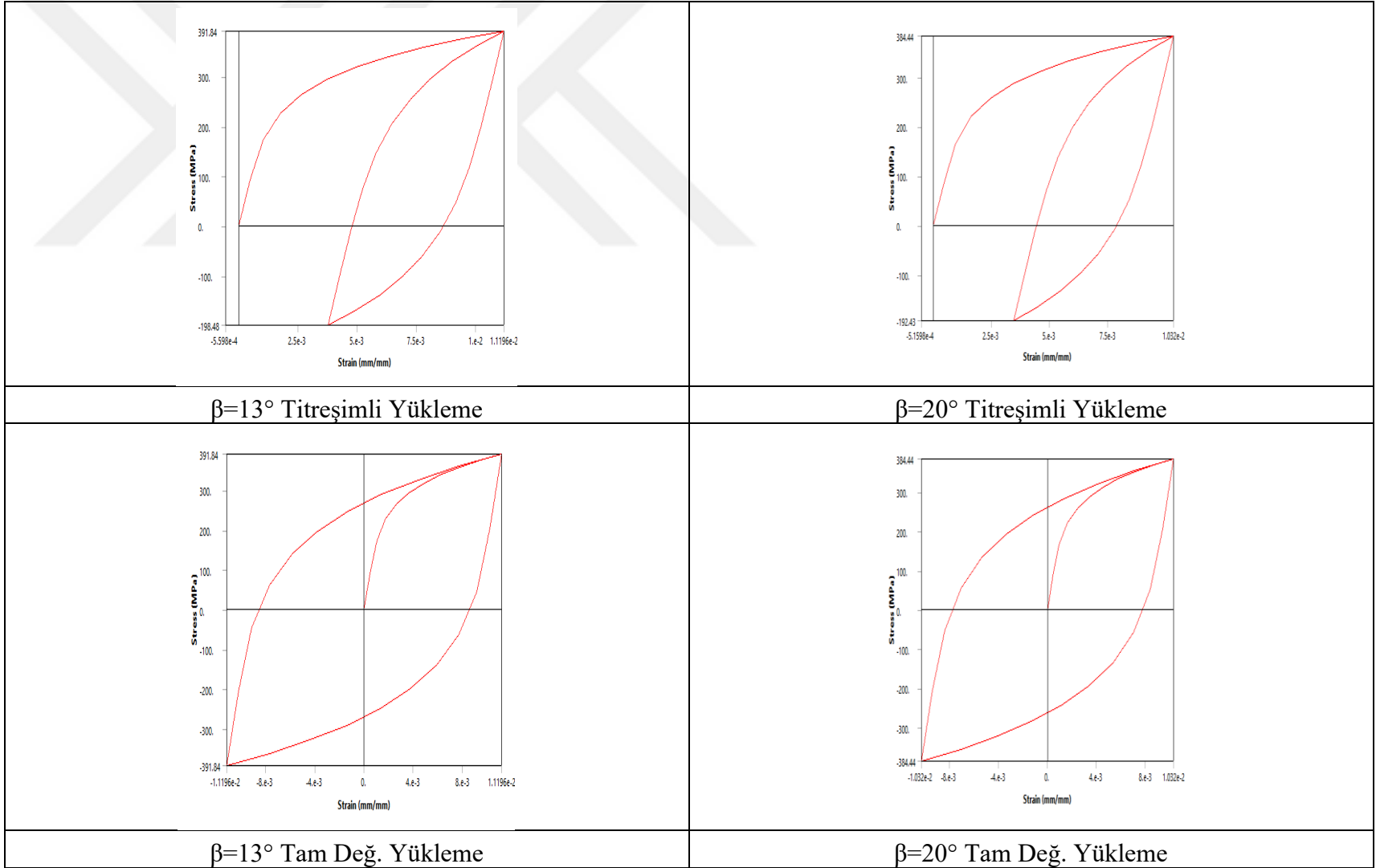
Şekil 7.65. Grafiklerde görüldüğü üzere diş sayısı artarken çizgilerin alanının daraldığı görülmüştür. $m=2$, $\alpha=20^\circ$, $\beta=30^\circ$, parametrelerindeki dişlide $T=250000\text{N.mm}$ değeri üzerinden çizilmiştir.

Şekil 7.66. Grafiklerde görüldüğü üzere modül arttıkça çizgilerin alanının daraldığı görülmüştür. Tabloda bulunan grafiklerde görüldüğü üzere titreşimli yüklemelerde histerezis grafiklerinin daha geniş çizildiği gözlemlenmiştir. Tam değişken grafiklerde ise grafik artıdan eksiye çizimi tamamlamış ve daha geniş bir alanda çizilmiştir. Yüklemedeki genliğin büyüklüğü dişlinin dayanımını etkilemiştir. Grafikler $Z=28$, $\alpha=20^\circ$, $\beta=30^\circ$ parametrelerindeki dişlilerde $T=250000$ N.mm değeri üzerinden çizilmiştir.

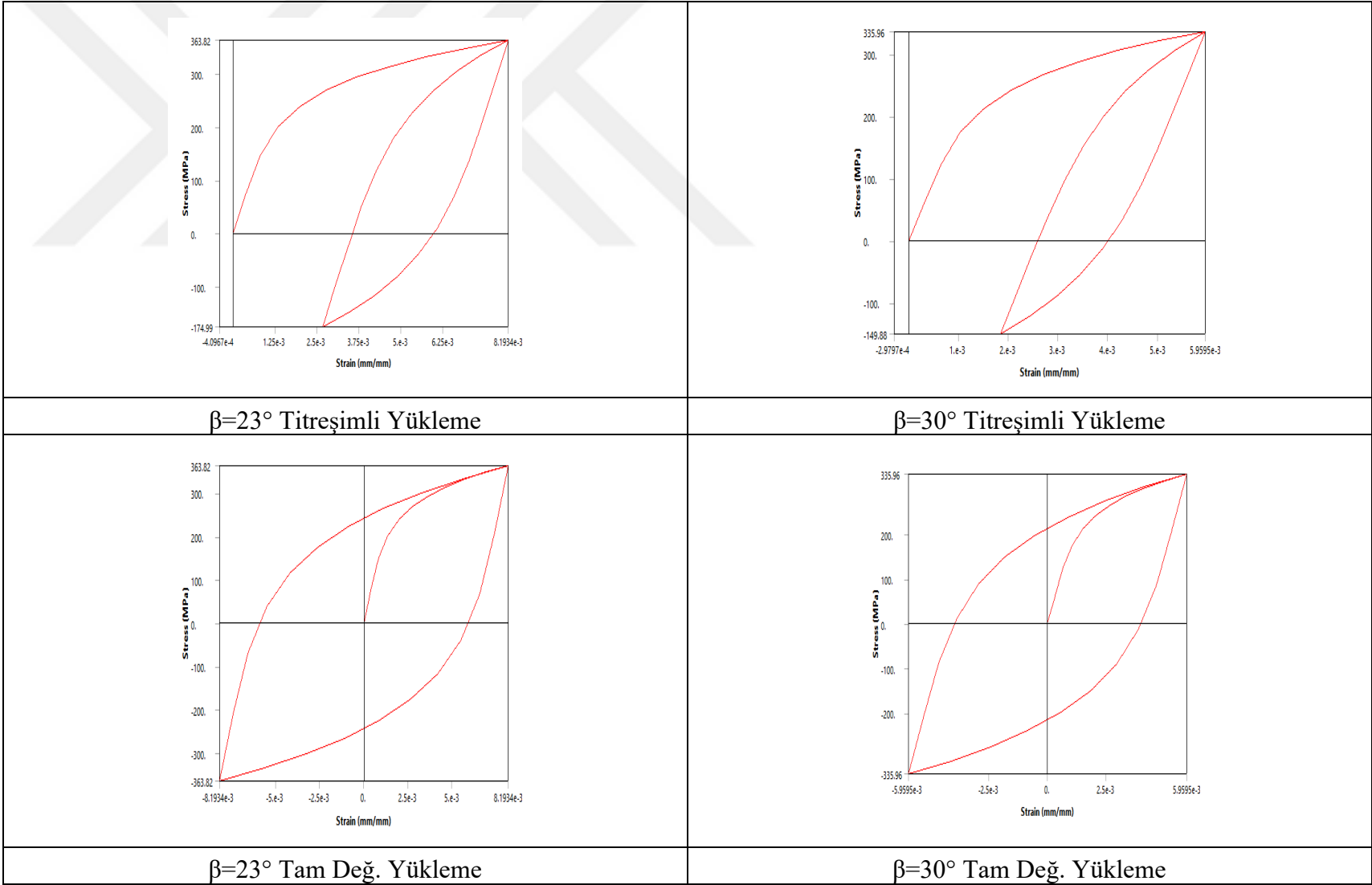
Şekil 7.67. Grafiklerinde tork artışının grafiklerde genişleme olarak yansımaları görülmektedir. Tork artışı doğrudan dişli dayanımını düşürmektedir. Grafikler $m=2$, $Z=28$, $\alpha=20^\circ$, $\beta=30^\circ$ parametrelerindeki dişli üzerinden çizdirilmiştir.

Şekil 7.68. Grafiklerde görüldüğü üzere Morrow ve SWT yaklaşımlarının her iki yüklemde grafikleri aynıdır. Grafikler $Z=28$, $\alpha=20^\circ$, $\beta=30^\circ$ parametrelerindeki dişlilerde $T=2500000$ N.mm değeri için yapılmıştır.

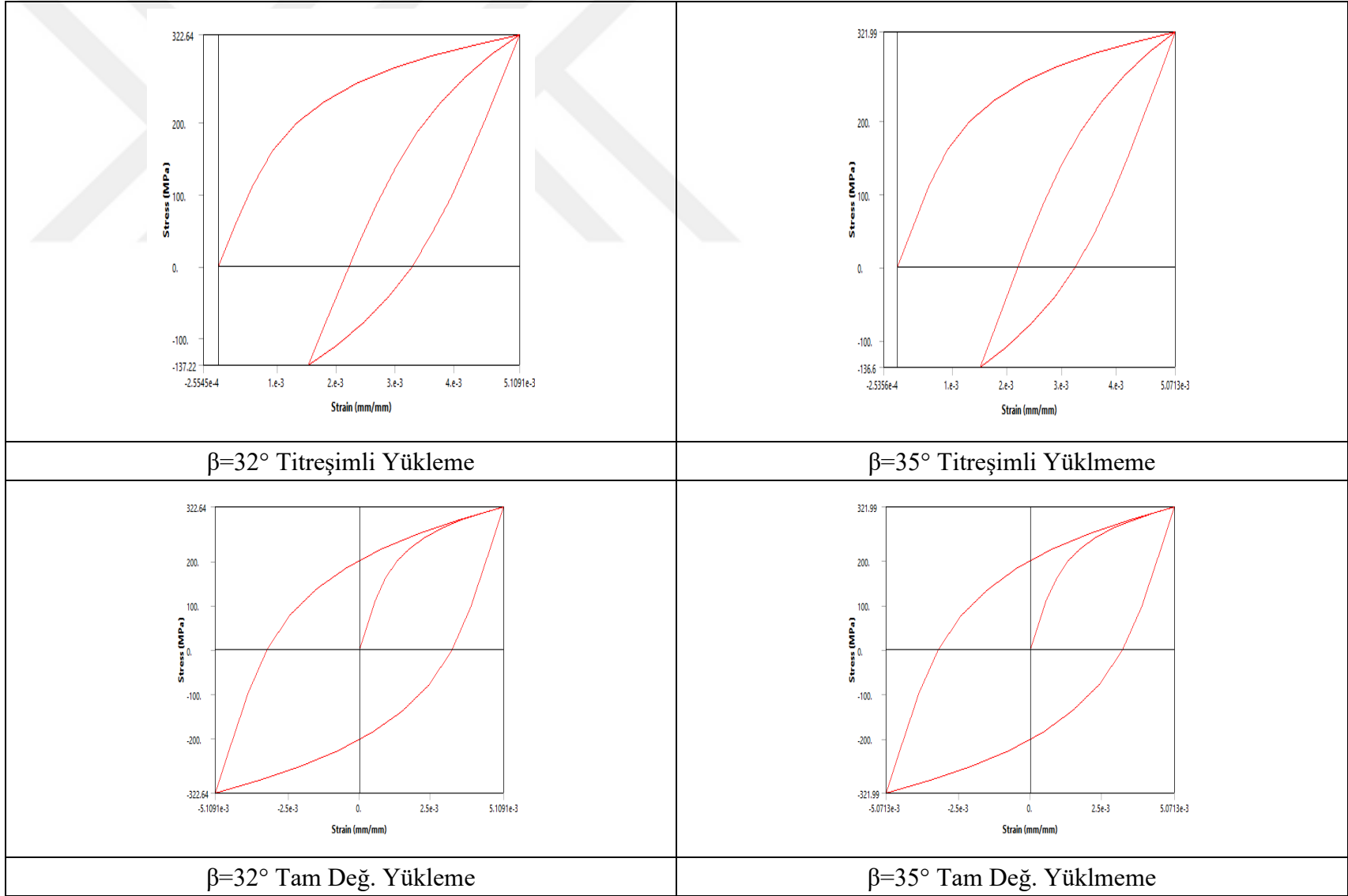
Şekil 7.63. SWT yaklaşımında beta değişken histerezis grafikleri



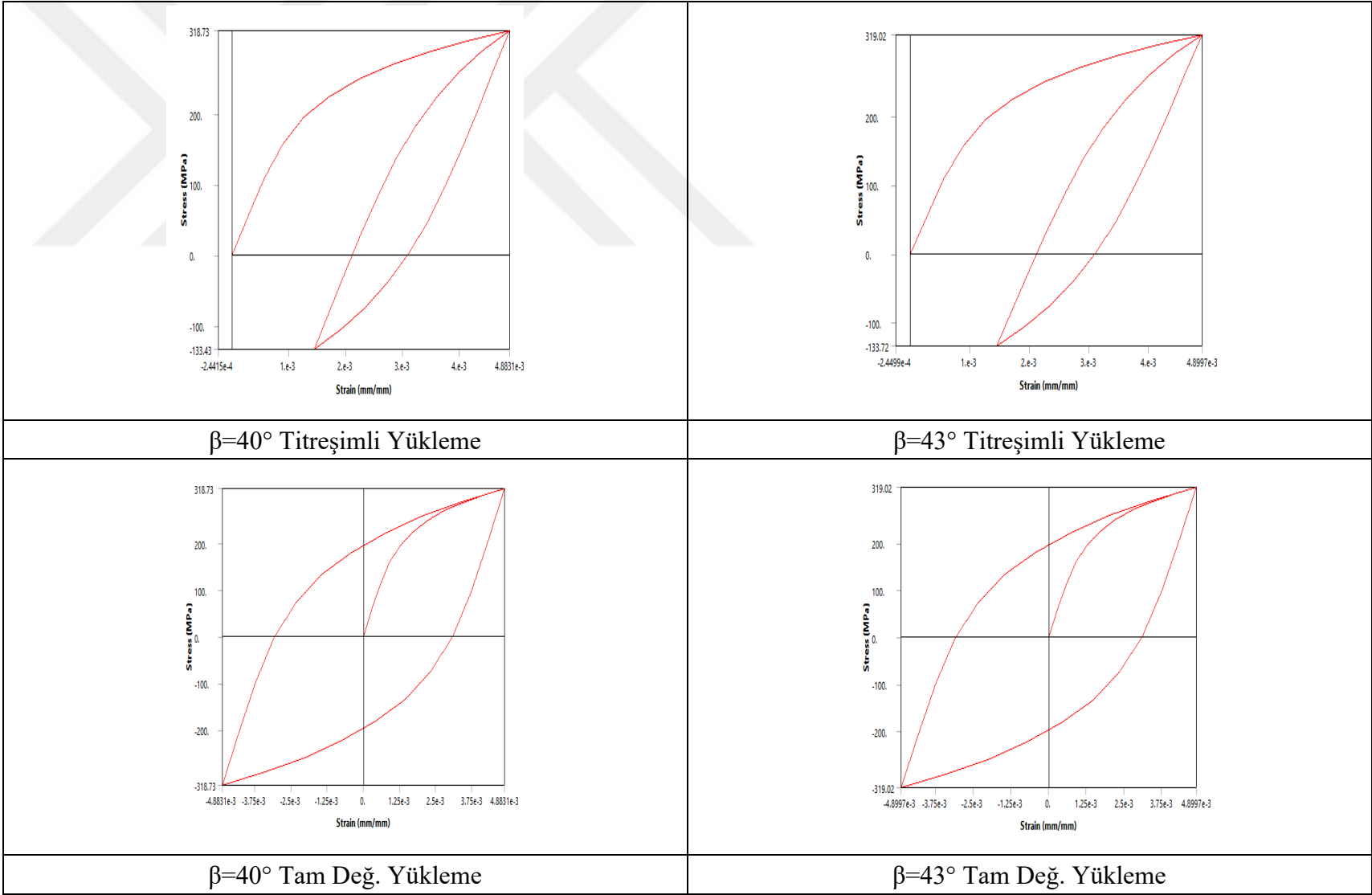
Şekil 7.63. SWT yaklaşımında beta değişken histerezis grafikleri(devam)

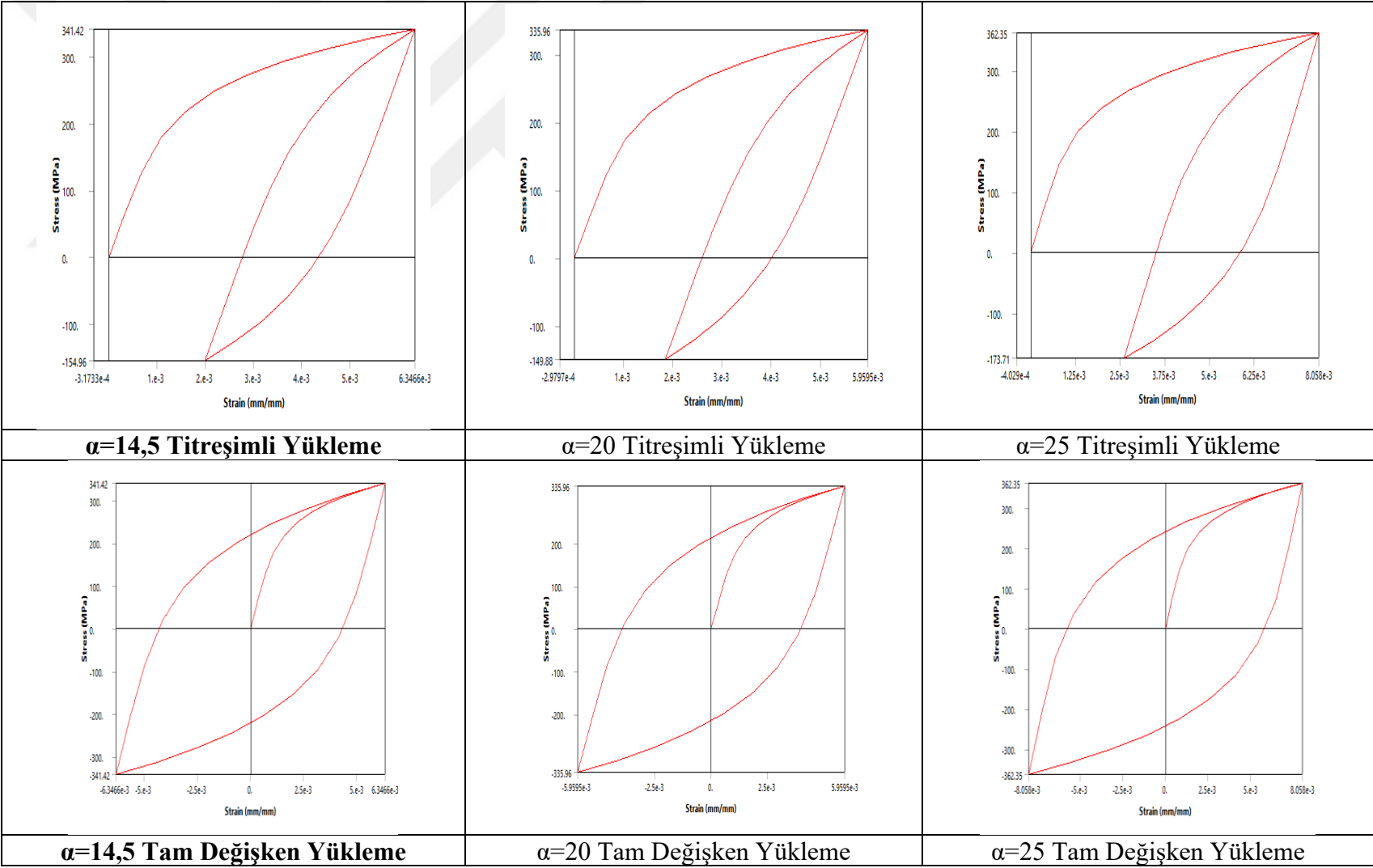


Şekil 7.63. SWT yaklaşımında beta değişken histerezis grafikleri (devam)



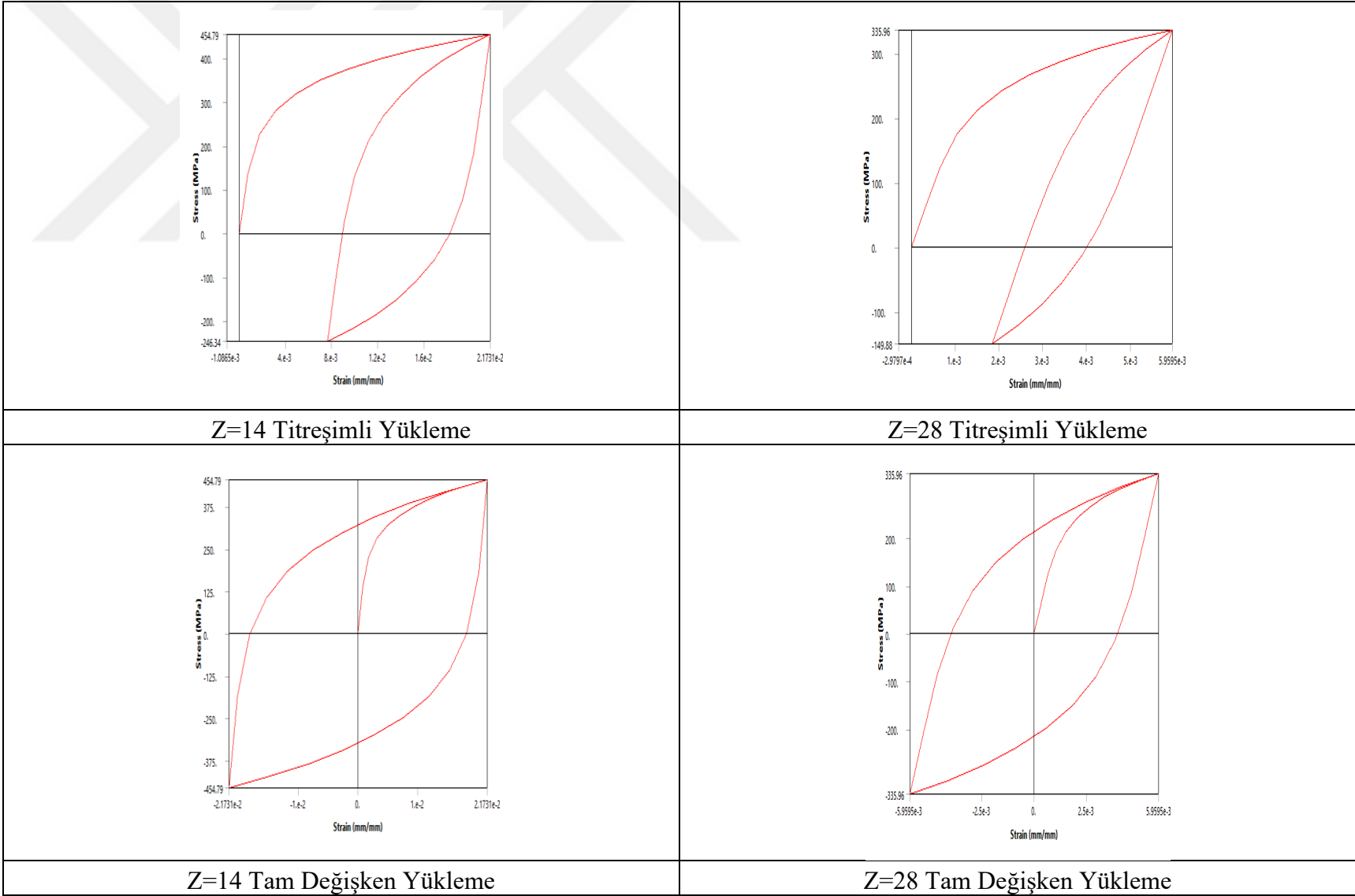
Şekil 7.63. SWT yaklaşımında beta değişken histerezis grafikleri (devam)



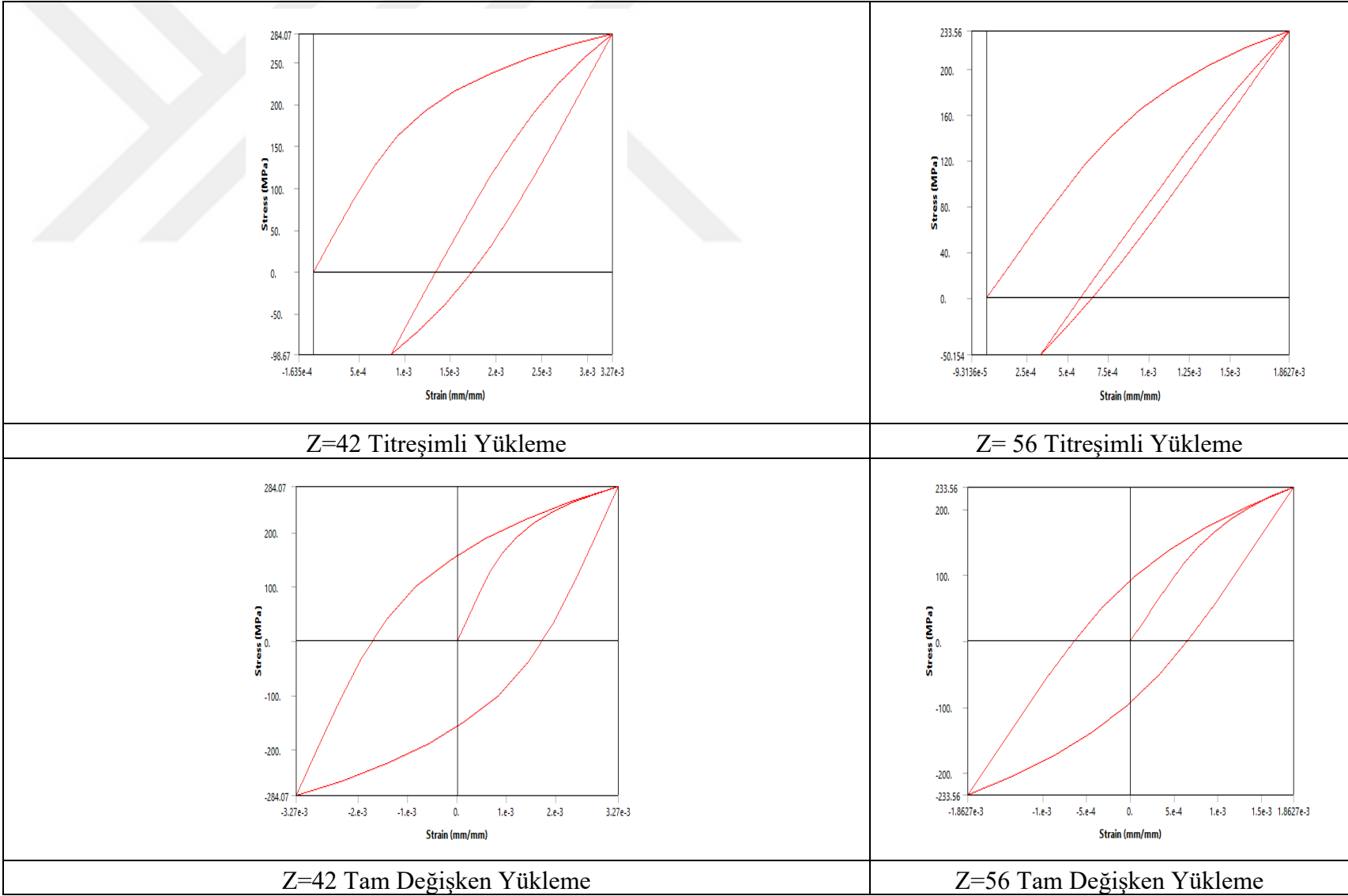


Şekil 7.64. SWT yaklaşımı için değişken alfa değerlerinde iki farklı yükleme altında histerezis grafikleri

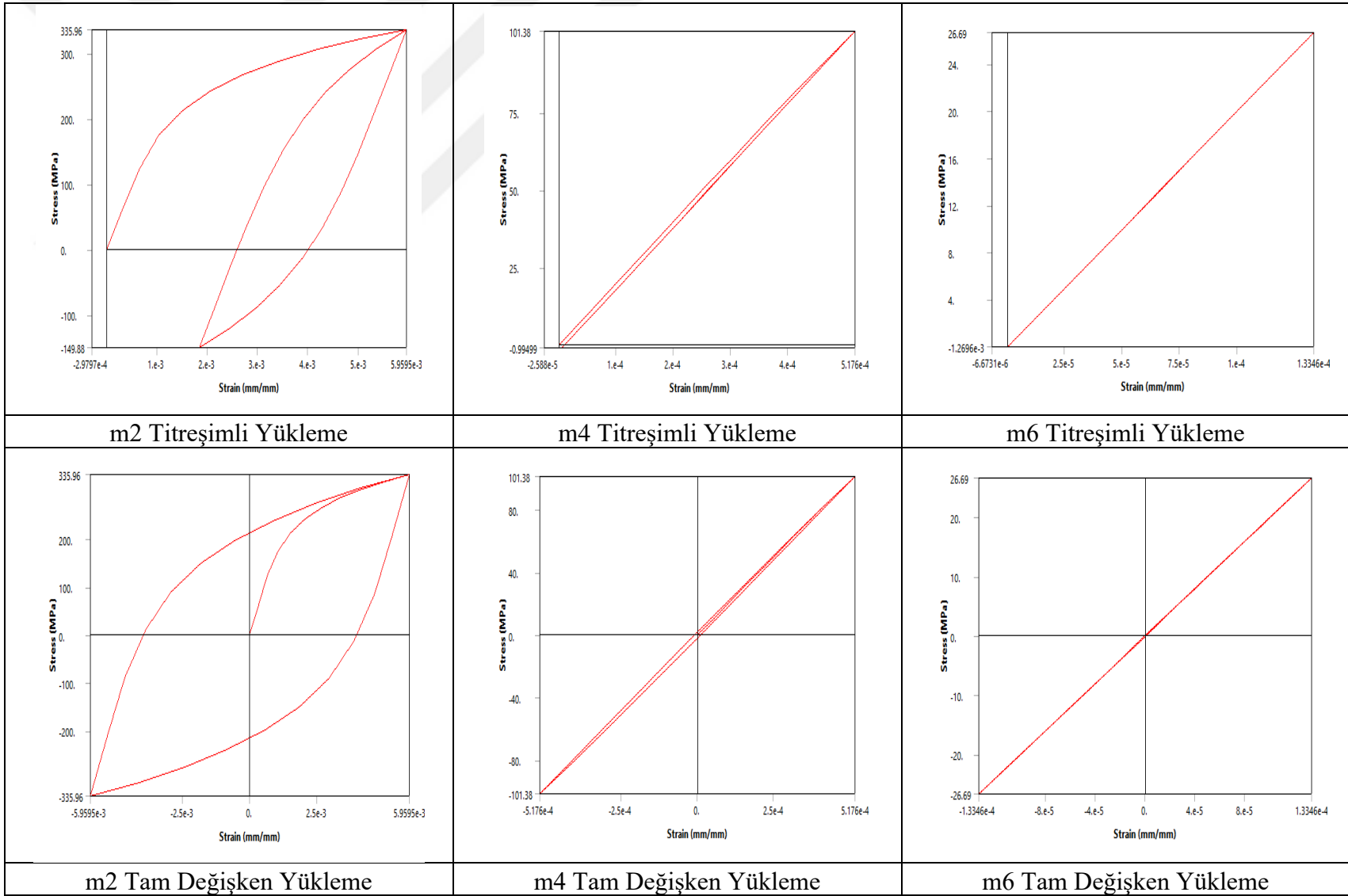
Şekil 7.65. Değişken dış sayılarında histerezis grafikleri



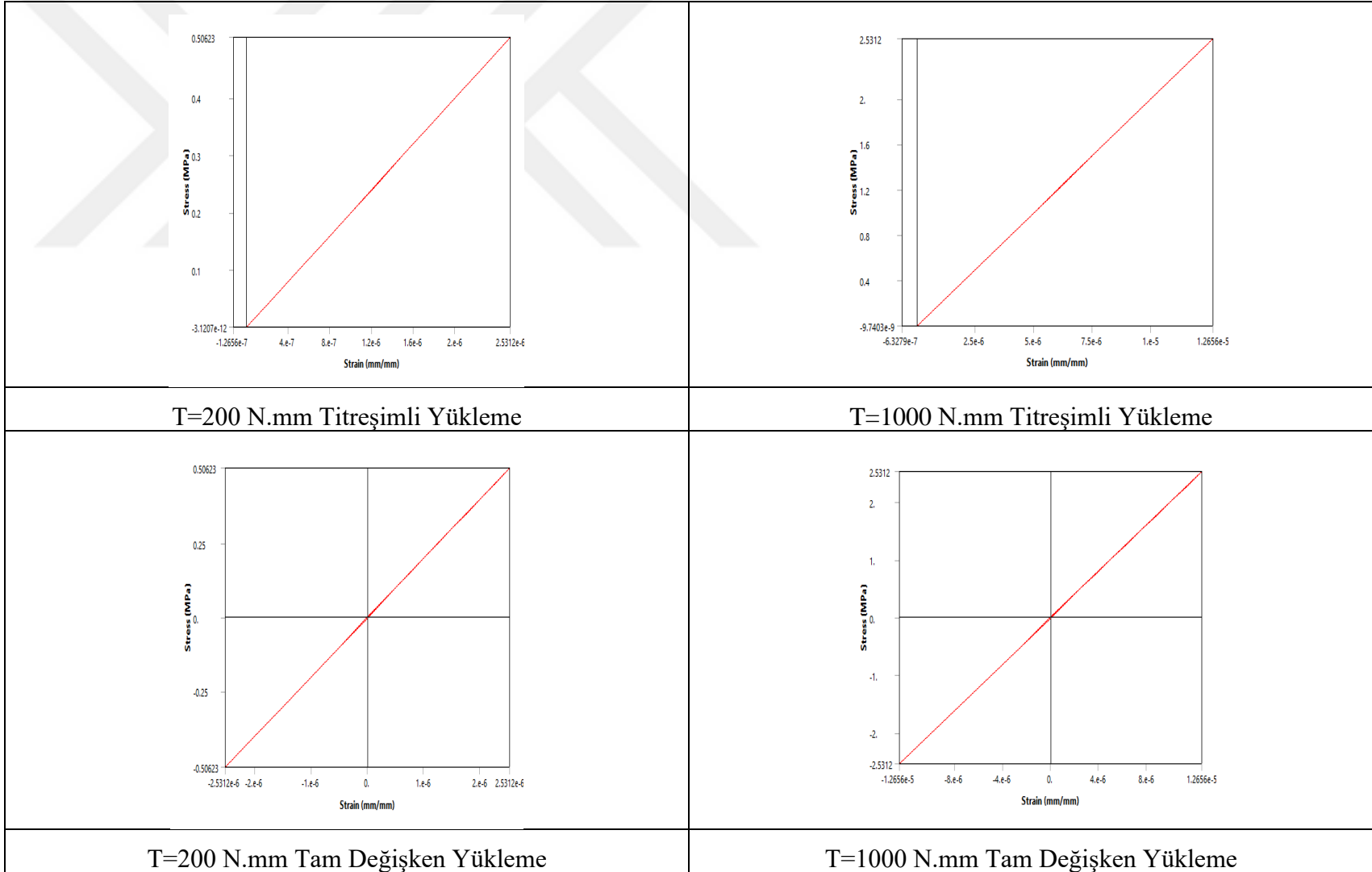
Şekil 7.65. Değişken dış sayıların da histerezis grafikleri (devam)



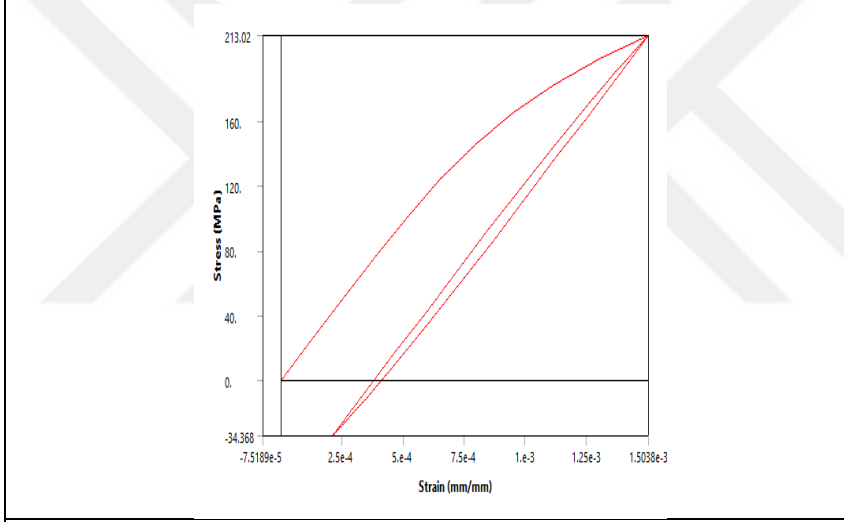
Şekil 7.66. Değişken momentlerde histerezis grafikleri



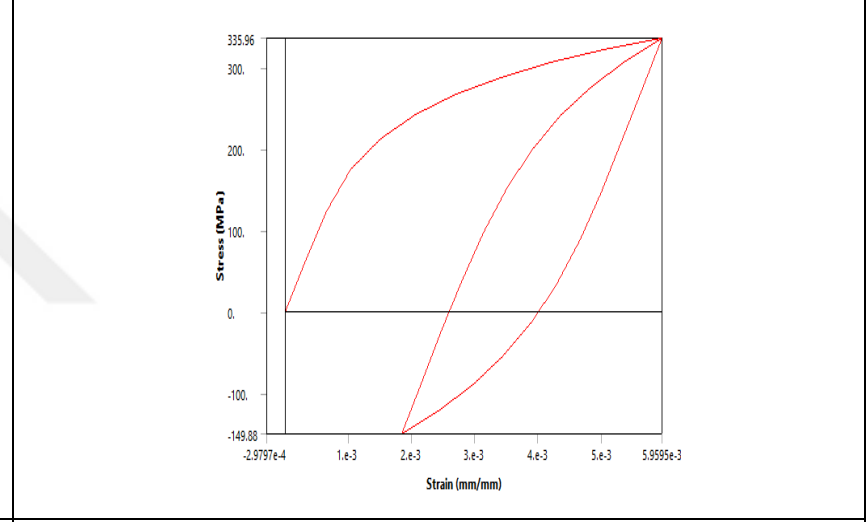
Şekil 7.67. Değişken torklarda histeresis grafikleri



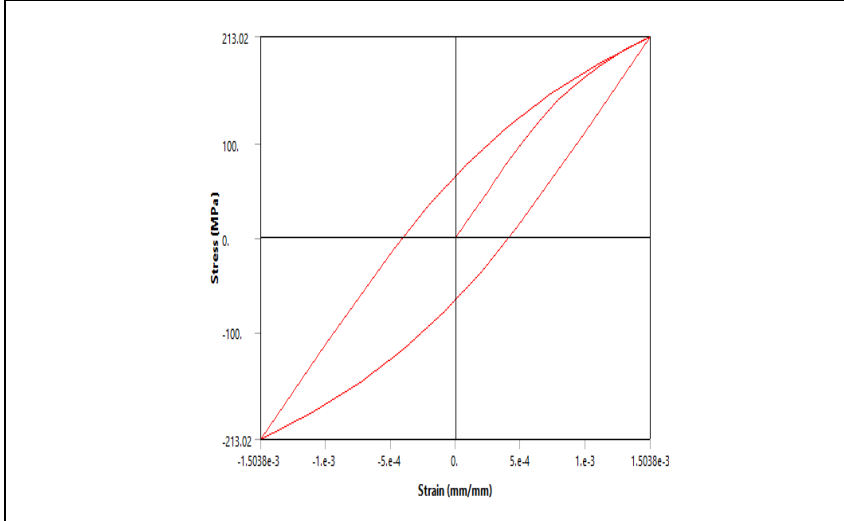
Şekil 7.67. Değişken torklarda histerzis grafikleri (devam)



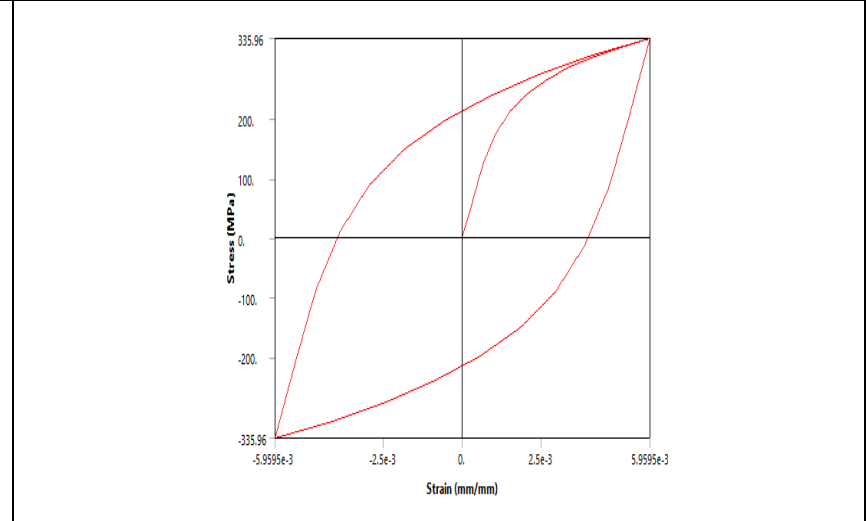
T=1000 N.mm Titreşimli Yükleme



T=250000 N.mm Titreşimli Yükleme

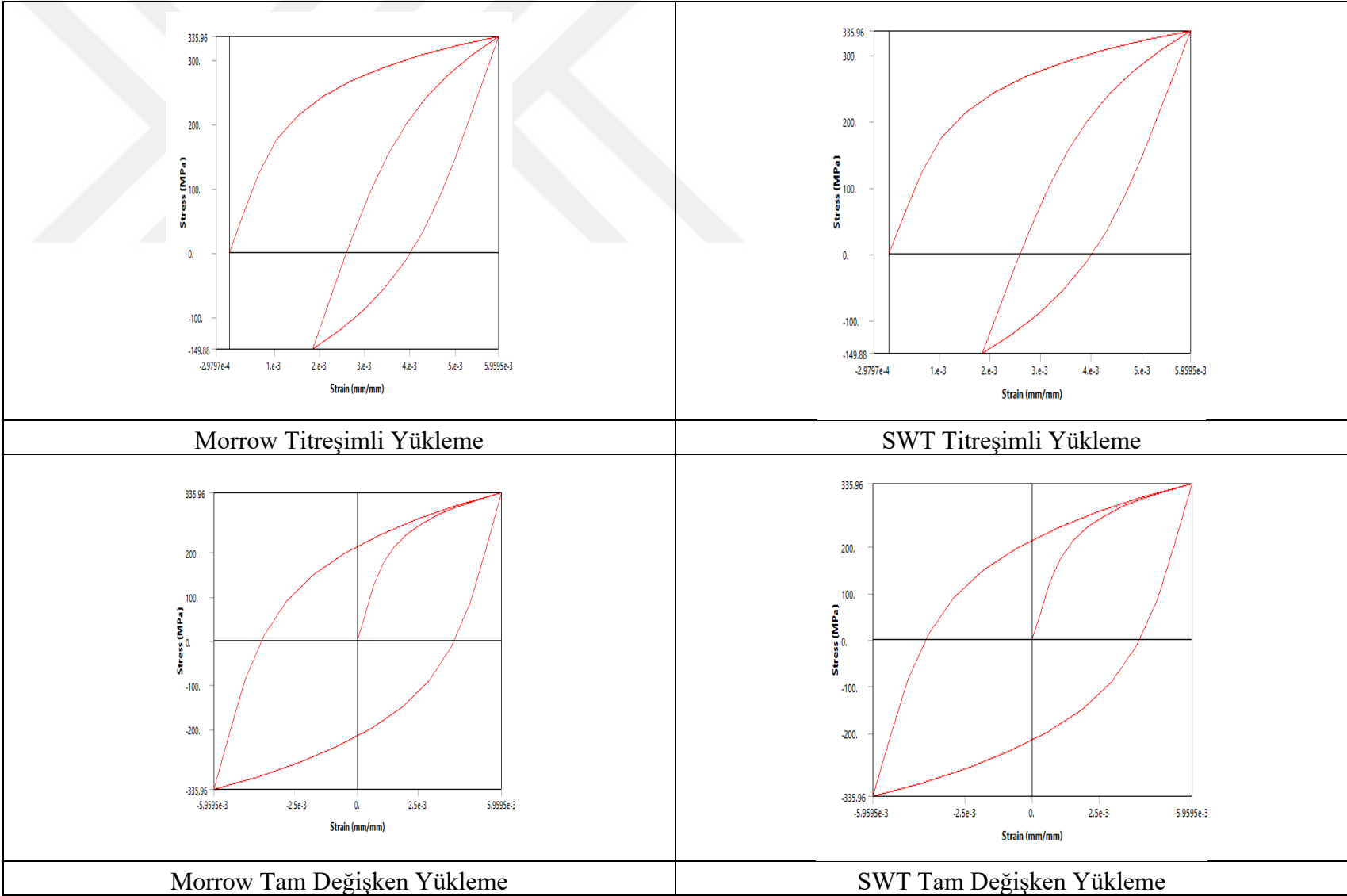


T=100000 N.mm Tam Değişken Yükleme



T=250000 N.mm Tam Değişken Yükleme

Şekil 7.68. Morrow ve STW yaklaşımlarının histerezis grafiklerinin karşılaştırılması



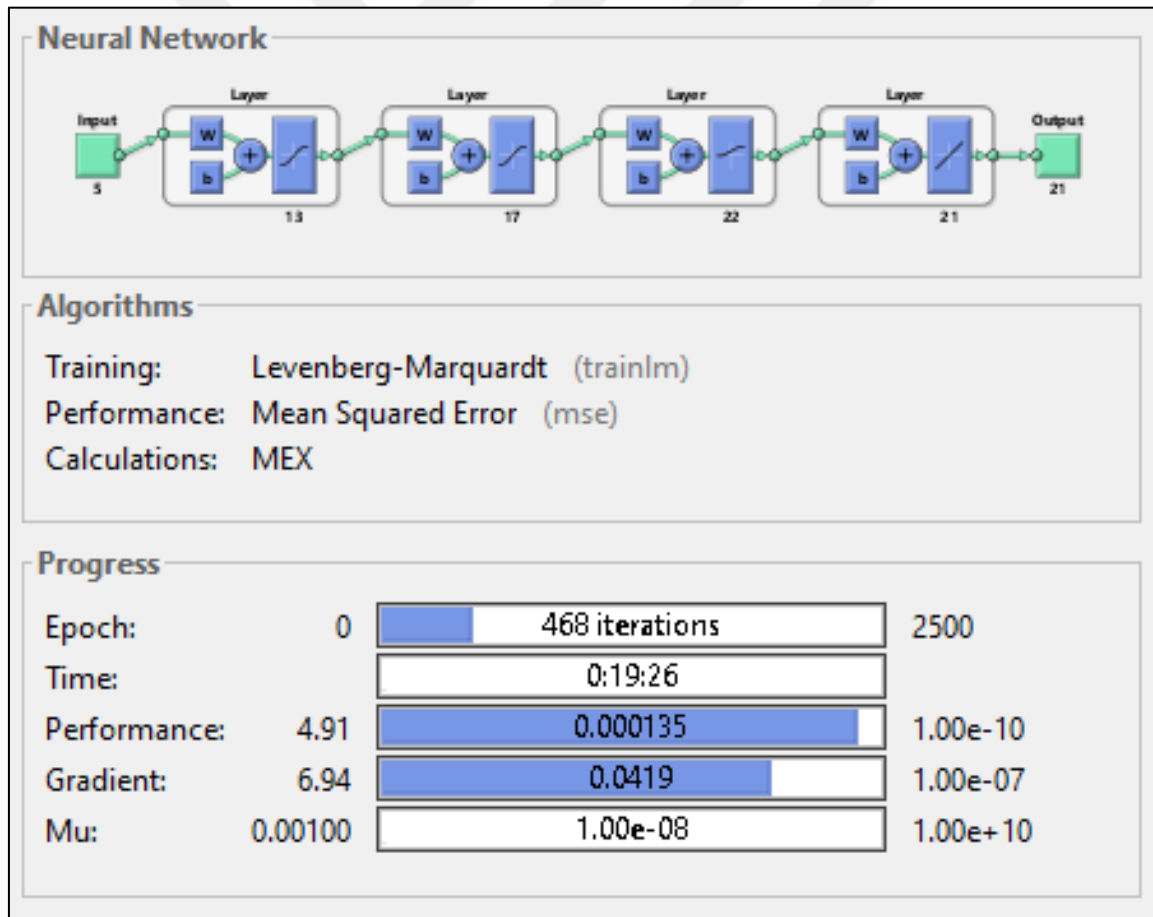
7.2.3.Yapay sinir ağı (YSA) sonuçları

Matlab ANN Modeli

Statik ve dinamik analizler sonucu elde edilen veriler bir dosyada sınıflandırılmış ve Matlab programı içerisinde bulunan “nntool” aracı kullanılarak yapay sinir ağı modeli oluşturulmuştur.

Modül içinde kullanılan akış Şekil 7.69’da görülmektedir.

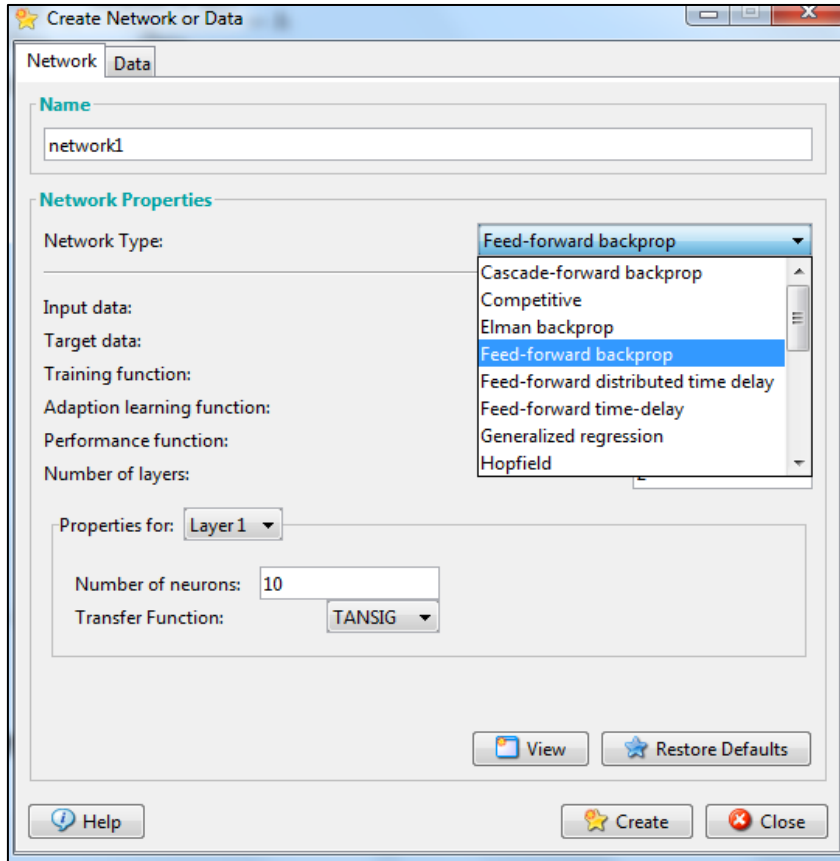
Bu modelde 5 Input verisi için 13 Tansig, 17 Logsig fonksiyonu ve 21 Purelin fonksiyonu kullanılarak 21 Output elde edilmiştir.



Şekil 7.69. Matlab içinde oluşturulan yapay sinir ağı modeli

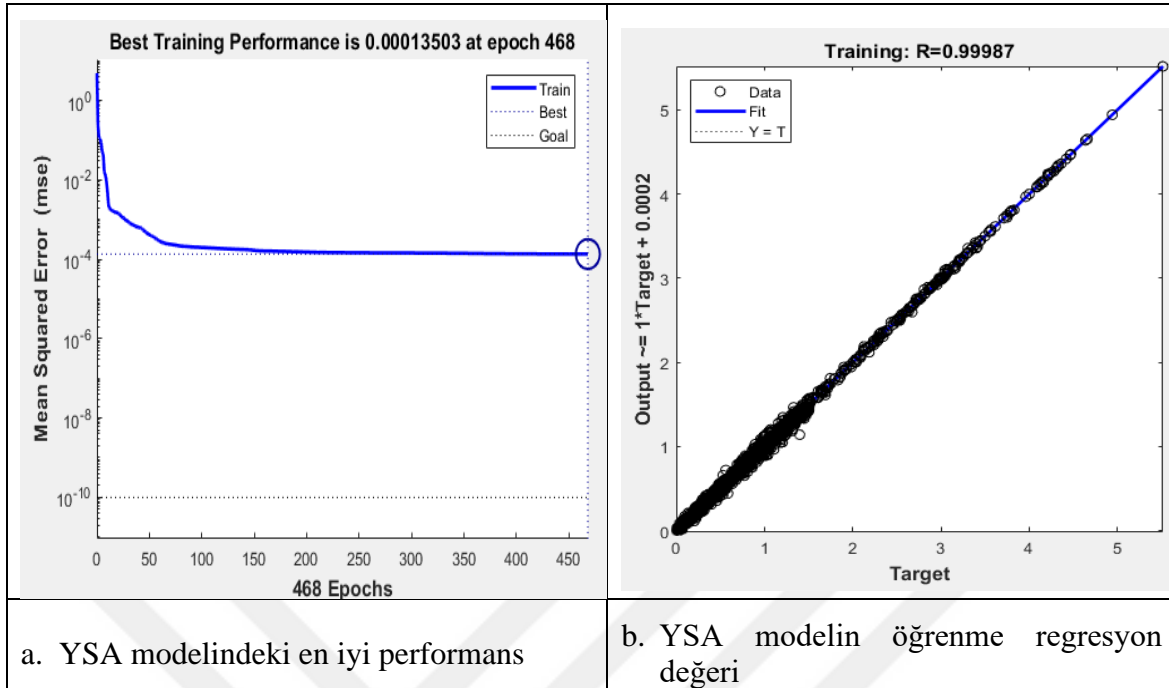
Ağ tipi olarak “Feed-Forward Backpropagation” kullanılmıştır. Feed-Forward Backpropagation modelde herhangi bir gizli katmanda bir fonksiyon sonucu elde edilir. Bu

değer hata aralığına bağlı olarak optimize edilmesi gerekir. Herhangi bir x_i girdisine karşılık y çıktısı elde edilirken hata miktarının çok veya az olmasına bağlı olarak işlem geri başa döndürülür. Buradaki bias katsayısı optimize edilerek işlem yeniden sonuçlandırılır. Bu işlem istenilen hata aralığında sonuç elde edilinceye kadar yapay zekâ tarafından yenilenir. (Şekil 7.70.)

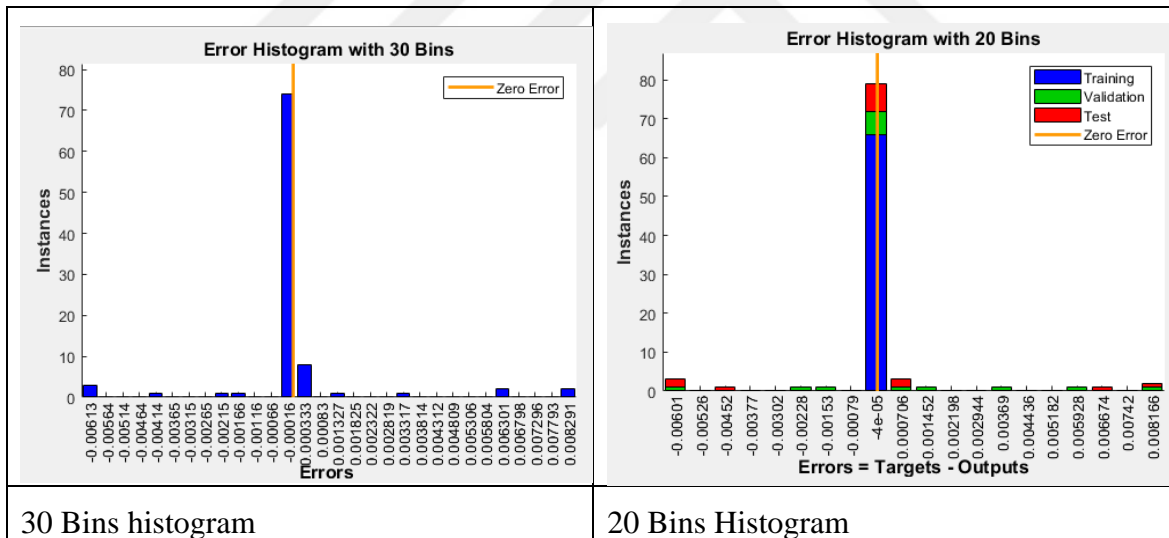


Şekil 7.70. Ağ tipi seçimi

Şekil 7.71.a'de en iyi öğrenme performansının 468 epoch ile 0 altında kalan değeri görülmektedir. Şekil 7.71.b'de ise YSA modelin öğrenme regresyon değerinin istenen 1 değerine yakınlığı görülmektedir. Şekil 7.72.'de 30 Bins ve 20 Bins değerleri için hata histogramları görülmektedir.

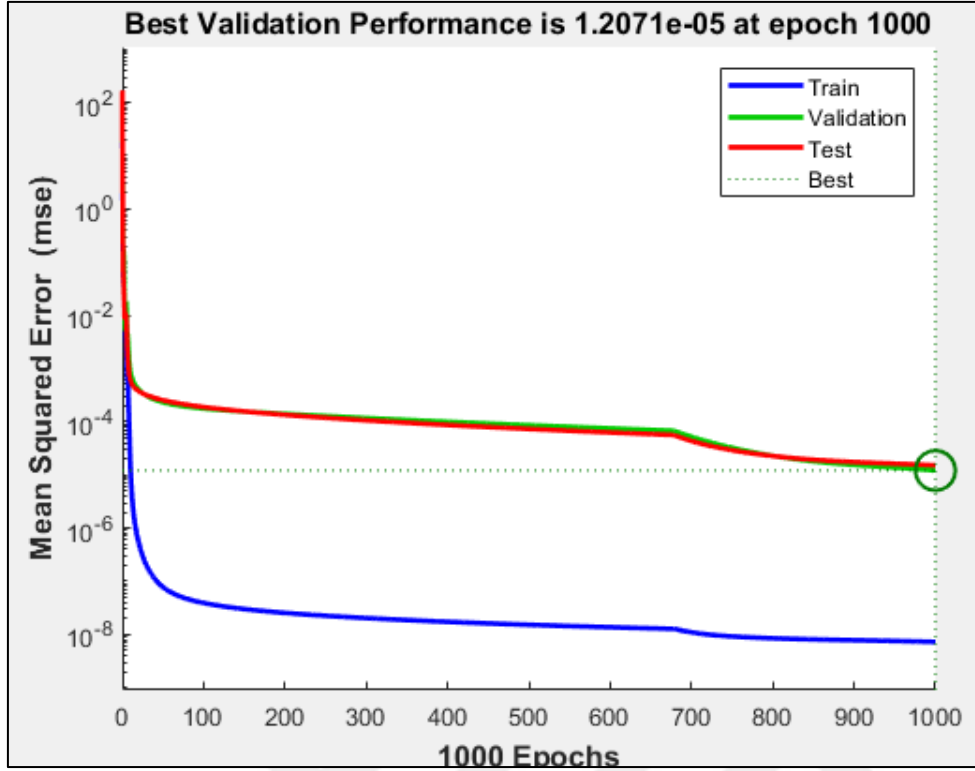


Şekil 7.71. YSA modelin in en iyi perfn iyi performans ve öğrenme değeri

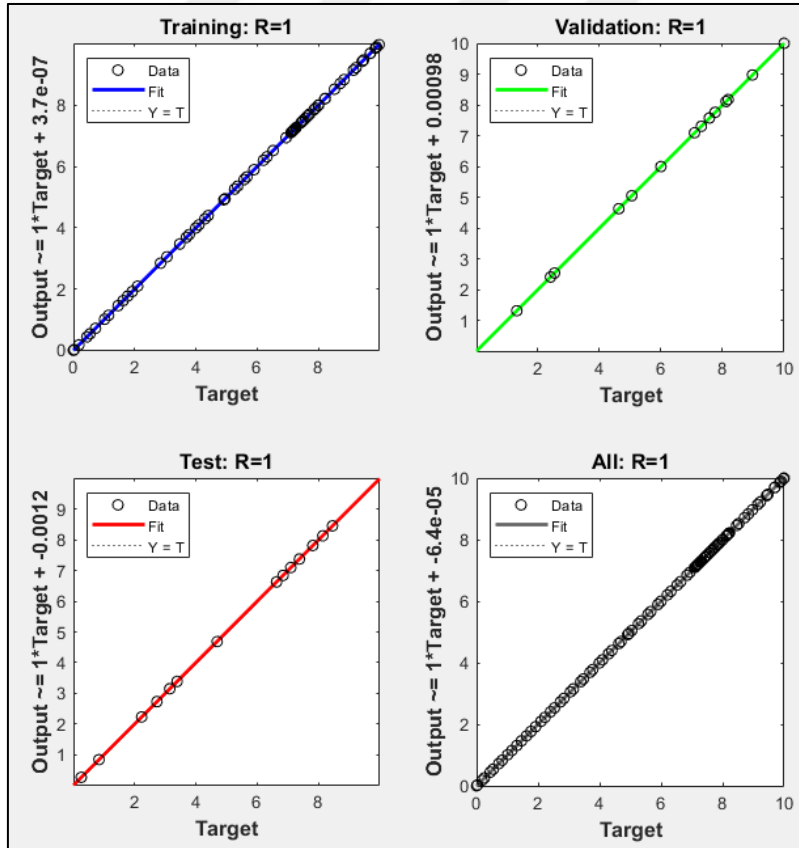


Şekil 7.72. YSA modelin hata histogramları

Matlab YSA modelinin öğrenme eğrisinin doğrulama ve test eğrilerine olan performans Şekil 7.73.'de görüldüğü üzere daha iyidir. Öğrenme sürecinin daha iyi olması istenen bir durumdur. Modelinin performansı neredeyse $R = 1$ olarak hesaplanmıştır. ANSYS üzerinde alınan veriler ile oluşturulan YSA modelinin regresyon değerleri Şekil 7.74.'te olduğu gibidir.



Şekil 7.73. YSA modelin en iyi doğrulama performansı



Şekil 7.74. YSA modelin eğitim, test ve doğrulama performansı

YSA modelinin doğruluk değerlerinin analiz sonuçlarına göre sonuçları Çizelge 7.2.'de gösterilmiştir. Değerlerin yükleme tipine göre sınıflandırıp ortalamaları alındığında çıkan sonuçlar ise Çizelge 7.3.'de gösterilmiştir. Ortalama hata ve MAPE değerleri kabul edilebilir aralıktadır. R^2 değeri ise neredeyse 1 bulunmuştur.

Çizelge 7.2. YSA regresyon değerleri

Analiz Tipi		Ortalama Hata	MAPE	R^2	
Statik	Maksimum Eşdeğer Gerilme – E.K.	1,7055	0,0129	0,9999	
	Maksimum Kayma Gerilme – E. K.	1,8032	0,0129	0,9999	
	Mohr-Columb Gerilme – E.K.	1,8947	0,0134	0,9999	
	Maksimum Çekme Gerilme – E.K.	2,7142	0,0204	0,9997	
Titreşim Yükleme	Gerilme	Goodman – E.K.	1,4008	0,0068	0,9999
		Soderberg – E.K.	1,4887	0,0094	0,9999
		ASME – E.K.	1,5686	0,0115	0,9999
	Gerinim	Morrow – E.K.	1,5169	0,0111	0,9999
		SWT – E.K.	1,4239	0,0075	0,9999
Tam Değişken Yükleme	Gerilme	Goodman – E.K.	1.6560	0.0067	0.9999
		Soderberg – E.K.	1,6560	0.0067	0.9999
		ASME – E.K.	1.6560	0.0067	0.9999
	Gerinim	Morrow – E.K.	1.4997	0.0082	0.9999
		SWT – E.K.	1.4997	0.0081	0.9999

Çizelge 7.3. YSA regresyon değerler ortalamaları

Yükleme Tipi	Ortalama Hata	MAPE	R ²
Statik Ortalama	2.0294	0.0149	0.9998
Titreşimli Yük. Gerilme Ort.	1.4860	0.0092	0.9999
Titreşimli Yük. Gerinim Ort.	1.4704	0.0093	0.9999
Tam Değişken Yük. Gerilme Ort.	1.6560	0.0067	0.9999
Tam Değişken Yük. Gerinim Ort.	1.4997	0.0081	0.9999

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

8.1. Sonuçlar

Üç farklı modül değeri ($m=2$, $m=4$, $m=6$), dört farklı dişli sayısı ($Z=14$, $Z=28$, $Z=42$, $Z=56$), üç farklı alfa değeri ($\alpha=14,5^\circ$, $\alpha=20^\circ$, $\alpha=25^\circ$), dokuz farklı beta açısı ($\beta=0^\circ$, $\beta=13^\circ$, $\beta=20^\circ$, $\beta=23^\circ$, $\beta=30^\circ$, $\beta=32^\circ$, $\beta=35^\circ$, $\beta=40^\circ$, $\beta=43^\circ$) parametrelerinden oluşturulan dişlilerin dört farklı tork ($\tau=200$ N.mm, $\tau=1000$ N.mm, $\tau=100000$ N.mm, $\tau=250000$ N.mm) altında statik ve dinamik analizleri yapılmıştır. Yapılan statik analizler dört farklı yaklaşım (maksimum eşdeğer Gerilme, max shear Gerilme, mohr- coulomb Gerilme ve max tensile Gerilme) üzerinden çözümlenmiştir. Dinamik analizler iki farklı yükleme tipinde (titreşimli ve tam değişken yükleme) gerçekleştirilmiş ve yorulma sonuçları beş farklı yaklaşım üzerinden (Goodman, Soderberg, ASME, Morrow, SWT) çözümlenmiştir. Çıkan sonuçlara göre;

Modül ve diş sayısı değişkenleri doğrudan boyuta etki eden parametreler olduğundan artışlarında dişlinin dayanımı artmıştır. Alfa ve Beta parametreleri (Denklem 3.6, 3.7, 3.8) denklemlerinde görüldüğü üzere dişli kuvvetlerinde değişime neden olmaktadır. Bu aksenal, radyal, teğetsel kuvvetlerdeki değişikliklerden dolayı dişli dayanımını etkilemektedirler. Aynı yük için dinamik yükleme statik yüklemeye göre yorulmaya neden olduğu görülmüştür. Yüklemenin genliğindeki büyüklük dişlinin dayanımını etkilemektedir.

1. Modül arttıkça emniyet katsayısı artmış yani dayanım artmıştır. Dolayısı ile ömür uzamıştır. Histerezis grafiklerinde çizgiler arasındaki daralma ile sonuçlar eşleşmiştir.
2. Diş sayısı arttıkça emniyet katsayısı artmış yani dayanım artmıştır. Dolayısı ile ömür uzamıştır. Histerezis grafiklerinde çizgiler arasındaki daralma ile sonuçlar eşleşmiştir.
3. Alfa sayısı arttıkça beta ile oluşturdukları kesit alanının değişmesi sonucu farklı sonuçlar vermiş, yine de alfa arttıkça emniyet katsayısında azalma eğilimi gözlemlenmiş, yani dayanım azalmıştır.
4. Beta açısı arttıkça emniyet katsayısı artmış, yani dayanım artmıştır. Dolayısı ile ömür uzamıştır. Histerezis grafiklerinde çizgiler arasındaki daralma ile sonuçlar eşleşmiştir.
5. Tork arttıkça, dayanım azalmış. Dolayısı ile ömür kısalmıştır. Histerezis grafiklerinde çizgiler arasındaki genişleme ile sonuçlar eşleşmiştir.
6. Statik yükleme altında dişliler dayanırken, dinamik yükleme altında yorulma başlamıştır.

7. Tam değişken yükleme altında oluşan yorulma, titreşimli yükleme altında oluşandan yüksek çıkmıştır. Bu yüzden tam değişken yüklemede ömür, titreşimli yüklemeye göre daha kısalmıştır.
8. Aynı yükleme şartları altında yapılan analizlerde, Soderberg yaklaşımı için en düşük emniyet katsayısı çıkarken, ASME değeri için en yüksek emniyet katsayısı bulunmuştur. Goodman ise arada bir emniyet değeri vermiştir. Soderberg yaklaşımı Gerilme yorulmaları için daha hassas sonuç vermektedir.
9. Aynı şartlar altında yapılan analizlerde, SWT yaklaşımı Morrow yaklaşımına göre daha düşük emniyet katsayısı değeri bulmuştur. SWT yaklaşımı gerinim yorulmaları için daha hassas sonuç vermektedir. ANSYS üzerinden alınan histerezis grafikleri bu detayı göstermekte yeterli olmamaktadır.

ANSYS programı içerisinde yapılan statik ve dinamik analizler sonucu 1296 adet model oluşturulmuş ve 12960 veri elde edilmiştir. Elde edilen veriler bir dosya içerisinde derlenip sınıflandırılarak Matlab programı içerisinde bir yapay sinir ağı modeli oluşturulmuştur. Modelin performansının regresyon değeri neredeyse 1 olarak bulunmuştur ve modelin başarılı olduğu ispat edilmiştir. Bu ispat üzerinden görülmüştür ki, artık yeniden fiziksel ortamlarda pahalı ve yorucu statik, dinamik testler hazırlamadan, tekrar tekrar CAD ortamında parametrik dişli çark tasarımı gerçekleştirmeden, daha önceden elde edilmiş veri setleri ile yapay zekâ tekniğini kullanarak helis dişli çarkları için hem statik hem dinamik tasarım parametrelerinin maliyetsiz, hızlı ve kolay bir biçimde tahmin edileceği ortaya konulmuştur.

8.2. neriler

1. Çalışma helis dişli üzerindeki farklı parametreler için tekrar edilebilir.
2. Çalışma helis dişli dışındaki dişli tipleri için tekrar edilebilir.
3. Alfa ve beta arasındaki ilişki yapay zekâ modeli sayesinde daha detaylı incelenebilir.
4. Yapay zekâ üzerinden daha hızlı ve direkt histerezis çıkaran paket programlar oluşturulabilir.
5. İleriden çıkabilecek olası farklı yapay zekâ modellerinde kullanılmak üzere belli parametreler üzerinden, statik ve dinamik analizler yapılarak temel veri setleri hazırlanabilir.

KAYNAKLAR

1. Jyothirmai, S., Ramesh, R., Swarnalatha, T. and Renuka, D. (2014). A finite element approach to bending, contact and fatigue stress distribution in helical gear systems. *Procedia materials science*, 6, 907-918.
2. Lad, V. and Singh, L. (2016). Design Modelling and Analysis of Helical Gear Using Catia, Ansys and Aqma Parameters. *International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET)*, 7(4), 221-226.
3. Cui, Y., Zhang, Q., Han, W. and Zhao, D. (2016). Fatigue life analysis of spur gears with precise tooth profile surfaces. *Mathematical Modelling of Engineering Problems IIETA*, 3(2), 81-86.
4. Singh, V. (2018). Finite element analysis of helical gear pair for bending and contact stresses. *International Journal of Computer Engineering in Research Trends*, 5(5), 136-140.
5. NC, S. C., and Subbaratnam, B. (2014). Finite element analysis and fatigue analysis of spur gear under random Loading. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 3(4), 533-541.
6. Zhu, C. (2022). *Application of similarity theory and dimensional analysis for helical gear fatigue model test*. *Journal of Physics: Conference Series*, 2218(1), 12052.
7. Rajesh, S., Marimuthu, P., Babu, P. D. and Venkatraman, R. (2023). Balanced bending fatigue life for helical gear drives to enhance the power transmission capacity through novel rack cutters. *Engineering Failure Analysis*, 144, 106989.
8. Hanoca, H., Sharath, P. C. and Ramakrishna, H. V. (2019). Contact stress and fatigue analysis of spur gear. *Applied Mechanics and Materials*, 895, 158-163.
9. Sarkar, G. T., Yenarkar, Y. L. and Bhope, D. V. (2013). Stress analysis of helical gear by finite element method. *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, 2(4), 322-329.
10. Osakue, E. E. and Anetor, L. (2017). Helical gear design for bending fatigue. *International Journal of Research in Engineering and Technology*, 6(3), 6-18.
11. Netpu, S. and Srichandr, P. (2012). Failure analysis of a helical gear in a gearbox used in a steel rolling mill. *Journal of Materials Science and Engineering B*, 2(4), 289-294.
12. Yamaoka, M., Tanaka, M., Kumada, M., Nojima, K., Nishi, R., Ono, Y. and Koide, T. (2019). Bending fatigue strength of case-carburized helical gears with large helix angles up to 40 degrees. *Journal of Mechanical Science and Technology*, 33, 5699-5709.
13. Fattahi, A. M. and Khosroshah, M. G. (2017). Three dimensional stress analysis of a helical gear drive with finite element method. *Mechanics*, 23(5), 630-638.

14. Chowdhary, A., Kumar, A. and Singh, S. K. (2020). Design and analysis of an electromagnetic clutch. *International Journal of Progressive Research in Science and Engineering*, 1(3), 89-95.
15. Wang, Q., Zhao, B., Fu, Y., Kong, X. and Ma, H. (2018). An improved time-varying mesh stiffness model for helical gear pairs considering axial mesh force component. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 106, 413-429.
16. Venkatesh, B., Vattikuti, S. P. and Prasad, S. D. (2014). Investigate the combined effect of gear ratio, helix angle, facewidth and module on bending and compressive stress of steel alloy helical gear. *Procedia materials science*, 6, 1865-1870.
17. Pradhan, S., Singh, H. and Parkarsha, O. (2021). Bending Strength Analysis of Involute Helical Gear Using FEA Software. **Advances in Engineering Design: Select Proceedings of FLAME 2020*, 651-660.
18. Bozca, M. (2018). Helix angle effect on the helical gear load carrying capacity. *World Journal of Engineering and Technology*, 6(4), 825.
19. Chen, Z., Zeng, M. and Fuentes-Aznar, A. (2020). Computerized design, simulation of meshing and stress analysis of pure rolling cylindrical helical gear drives with variable helix angle. *Mechanism and Machine Theory*, 153, 103962.
20. Patil, S. S., Karuppanan, S., Atanasovska, I. and Wahab, A. A. (2014). Contact stress analysis of helical gear pairs, including frictional coefficients. *International Journal of Mechanical Sciences*, 85, 205-211.
21. Hwang, S. C., Lee, J. H., Lee, D. H., Han, S. H. and Lee, K. H. (2013). Contact stress analysis for a pair of mating gears. *Mathematical and Computer Modelling*, 57(1-2), 40-49.
22. Owolabi, O. I., Madushele, N., Adedeji, P. A. and Olatunji, O. O. (2023). FEM and ANN approaches to wind turbine gearbox monitoring and diagnosis: a mini review. *Journal of Reliable Intelligent Environments*, 9(4), 399-419.
23. Ahmed, B. (2022). Identifying the influence of dimensional parameters on the stresses and deformations of two helical gears. *Eastern-European Journal of Enterprise Technologies*, 5(7), 76-83.
24. Concli, F. and Fraccaroli, L. (2023). Investigation of the fatigue strength behaviour of a fine 2 mm module gear. *International Journal of Computational Methods and Experimental Measurements*, 11(2), 73-78.
25. Urbas, U., Zorko, D., and Vukašinović, N. (2021). Machine learning based nominal root stress calculation model for gears with a progressive curved path of contact. *Mechanism and Machine Theory*, 165, 104430.
26. Kang, J. S. and Choi, Y. S. (2008). Optimization of helix angle for helical gear system. *Journal of mechanical science and technology*, 22, 2393-2402.
27. He, C. and Lin, C. (2017). Analysis of loaded characteristics of helical curve face gear. *Mechanism and Machine Theory*, 115, 267-282.

28. Rajeshkumar, S. and Manoharan, R. (2017, November). *Design and analysis of composite spur gears using finite element method*. IOP Conference Series: Materials Science and Engineering 263(6), 62048.
29. Palermo, A., Mundo, D., Hadjit, R. and Desmet, W. (2013). Multibody element for spur and helical gear meshing based on detailed three-dimensional contact calculations. *Mechanism and machine theory*, 62, 13-30.
30. Chen, Z., Ning, J., Wang, K. and Zhai, W. (2021). An improved dynamic model of spur gear transmission considering coupling effect between gear neighboring teeth. *Nonlinear Dynamics*, 106, 339-357.
31. Guilbault, R., Gosselin, C. and Cloutier, L. (2004). Express model for load sharing and stress analysis in helical gears. *Journal of Mechanical Design*, 127(6), 1161–1172.
32. Wen, Q., Du, Q. and Zhai, X. (2018). A new analytical model to calculate the maximum tooth root stress and critical section location of spur gear. *Mechanism and Machine Theory*, 128, 275-286.
33. Morrow, J. D. (1965). Cyclic plastic strain energy and fatigue of metals. *Internal Friction, Damping, and Cyclic Plasticity, ASTM STP 378*, 45-87.
34. Erber, T., Guralnick, S. A. and Michels, S. C. (1993). Hysteresis and fatigue. *Annals of Physics*, 224(2), 157-192.
35. Kawamoto, M. and Nishioka, K. (1955). Research on the fatigue under consideration of the phenomenon of elastic hysteresis. *Memoirs of the Faculty of Engineering, Kyoto University*, 17(1), 1-29.
36. Mughrabi, H. (2001). Fatigue life and cyclic stress-strain behavior. *Encyclopedia of Materials: Science and Technology*, 2917-2931.
37. Seo, K. K., Park, J. H., Jang, D. S. and Wallace, D. (2002). Prediction of the life cycle cost using statistical and artificial neural network methods in conceptual product design. *International Journal of Computer Integrated Manufacturing*, 15(6), 541-554.
38. Leszczyński, Z. and Jasiński, T. (2020). Comparison of product life cycle cost estimating models based on neural networks and parametric techniques a case study for induction motors. *Sustainability*, 12(20), 8353.
39. Oliveira, G. A. B., Júnior, R. C. S. F., Veloso, L. A. C. M. and Araújo, J. A. (2022). A hybrid ANN-multiaxial fatigue nonlocal model to estimate fretting fatigue life for aeronautical Al alloys. *International Journal of Fatigue*, 162, 107011.
40. Chojaczyk, A. A., Teixeira, A. P., Neves, L. C., Cardoso, J. B. and Soares, C. G. (2015). Review and application of artificial neural networks models in reliability analysis of steel structures. *Structural safety*, 52, 78-89.
41. Artymiak, P., Bukowski, L., Feliks, J., Narberhaus, S. and Zenner, H. (1999). Determination of S–N curves with the application of artificial neural networks. *Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures*, 22(8), 723-728.

42. Zhang, X. C., Gong, J. G. and Xuan, F. Z. (2021). A physics-informed neural network for creep-fatigue life prediction of components at elevated temperatures. *Engineering Fracture Mechanics*, 258, 108130.
43. Shigley, J. E., Mischke, C. R. and Budynas, R. G. (2009). *Mechanical engineering design* (Tenth Edition). New York: McGraw-Hill, 665-806.
44. İnternet: Kutay, M. G. (2010, Ekim). Dişli çarklar-silindirik dişliler [Ders notları]. URL: https://www.guven-kutay.ch/disliler/12_01_silindirik_disliler.pdf, Son Erişim Tarihi: 30.06.2024.
45. Beer, F. P. and Johnston, E. R., Jr. (2007). *Vector mechanics for engineers: Statics and dynamics* (Ninth Edition). New York: McGraw-Hill, 45-48.
46. Dowling, N. E. and Wilson, W. K. (1979). *Analysis of notch strain for cyclic loading*. Proceedings of the Fifth International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology (L13/4), 1-8.
47. Landgraf, R. W. (1970). The resistance of metals to cyclic deformation. *Achievement of high fatigue resistance in metals and alloys ASTM STP 467*, 3-36.
48. Özkan, M. T. (2009). *Makine elemanları* [Yayınlanmamış ders notları]



Gazili olmak ayrıcalıktır