

Levent Sözen 

Mustafa Yurdakul 

Gazi Üniversitesi Makine Mühendisliği
Bölümü, Maltepe, Ankara

Yusuf Tansel İç* 

Başkent Üniversitesi Endüstri Mühendisliği
Bölümü, Etimesgut, Ankara

Makale Bilgisi:

Araştırma Makalesi

Gönderilme: 10-07-2020

Kabul: 05-09-2020

*Sorumlu Yazar: Yusuf Tansel İç

Email: yustanic@baskent.edu.tr

Güvenirlilik Temelli Mekanik Tasarım ve Tasarımın Güvenirliliğinin Öngörülmesi

Güvenirlilik, bir ürünün gelecekteki performansı veya davranışları ile ilişkili bir kavramdır. Mekanik ekipmanların güvenirliliği ile ilgili en somut veriler çoğunlukla belirli bir kullanım süresi sonrasında meydana gelen hataları veya hasarları üzerinden ölçülmektedir. Oysaki bu durum, ekipmandan beklenen performansı düşürmekte ve kullanım maliyetlerini arttırmaktadır. Bu çalışma, ekipmanın güvenirliliğini etkilemesi muhtemel olan dahili ve harici faktörlerin belirlenmesi ile söz konusu faktörlerin ekipmanın güvenirliliğine olan etkisinin tasarım aşamasında öngörülmesini esas almaktadır. Yapılan bu çalışmada; hasar olasılıklarının hesaplanmasında Monte Carlo Benzetimi yönteminden yararlanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Olasılıklı tasarım, Monte Carlo benzetimi, Yorulma, Sonlu Elemanlar Analizi

1. GİRİŞ

Günümüz dünyasında herhangi bir endüstriyel ürün piyasaya arz edildiğinde gerek kalite gerekse de üretim maliyeti anlamında çok ciddi rekabet koşullarıyla karşı karşıya kalmaktadır. Bununla birlikte daha bilinçli olan son kullanıcının üründen beklediği kalite ve faydalı kullanım ömrü de giderek artmaktadır. Dolayısıyla piyasada kaliteyi ve uzun ömürlülüğü görece daha düşük maliyet ile sunabilen ürünler avantajlı konuma geçmektedir. Bu koşulları sağlamanın en etkin yolu da daha güvenilir tasarımları oluşturmaktan geçmektedir.

Stracener [1] güvenirliliği; bir ürüne veya sisteme ait performansın belirlenmiş bir süre boyunca müşterinin beklentilerini karşılama kapasitesi olarak tanımlamıştır. Güvenirlilik analizi üzerine teoriler Pierre-Simon Laplace'in, Laplace Dönüşümü'nü geliştirmesinden ve "Theorie Analytique Des Probabilities" çalışmasını 1812'de yayınlamasından itibaren başlamıştır. Ayrıca, Andrei Andreevich Markov 1880'de Markov Zincirlerini geliştirmiştir. Ancak modern teknolojinin gelişmesi ve hem ticari, hem de askeri sektörlerde güvenilir ürünlere ihtiyaç duyulmasıyla güvenirlilik araştırmaları 1950'lerin sonlarına doğru hız kazanmıştır. Güvenirlilik analizleri; otomotiv, havacılık ve uzay başta olmak üzere birçok alanda kullanılmaya başlamıştır [2]. Bir ürününün

güvenirliliği; farklı kullanım süreleri ve test sonuçları neticesinde elde edilen veriler kullanılarak ölçülebileceği gibi, mühendislik tasarımı aşamasında bazı olasılıklı metotlar kullanılarak da hesaplanabilir. Mühendislik tasarımı kavramı, Amerikan Ulusal Araştırma Konseyi tarafından 1991'de "ürün ortaya çıkarma süreçlerinde kritik bir teknik bileşen" olarak tanımlanmıştır. Mühendislik tasarımı, müşterilerin performans ve kalite hedeflerini karşılanması için ürünlerin nasıl oluşturulacağını ayrıntılı olarak belirlenmesi yükümlülüğü anlamına gelmektedir. Tasarımı yapılacak olan ürün, kullanıcılarının talep etmiş olduğu performans kriterlerini sağlamakla birlikte güvenirlilik, güvenlik, kalite ve düşük maliyet gibi unsurları da bünyesinde barındırmalıdır.

Ahmed [3] güvenirlilik geliştirme tekniklerini süreç içi ve süreç dışı teknikler olarak ikiye ayırmıştır. Süreç içi teknikler; ürün güvenirliliğinin iyileştirilmesi sürecinin izlenmesi, değerlendirilmesi ve iyileştirmeye esas ürün güvenirlilik parametrelerinin tanımlanması amacıyla kullanılmaktadır. Öte yandan, ürün geliştirmede güvenirliliği sağlamak için süreç dışı teknikler de kullanılmaktadır. Bu teknikler; yeni ürün geliştirme ve ürün geliştirme sırasında kullanılan tasarım

faaliyeti teknikleri veya önerilen tasarım değişikliklerinin ürün güvenilirliği üzerindeki etkilerini analiz etmek için kullanılan teknikler olarak sınıflandırılabilir.

Yang ve Kapur [4]; tasarım geliştirildikten sonra güvenilirlik tespiti üzerine odaklanan mevcut güvenilirlik mühendisliği uygulamasının, son kullanıcının ilgili güvenilirlik taleplerinin tatminkâr bir şekilde karşılanması için yetersiz olduğu görüşünü savunmuşlardır. Mevcut güvenilirlik tanımı ve önlemleri çoğu müşteri tarafından algılanandan oldukça farklı olabilmektedir. Son yıllarda, mevcut güvenilirlik teknolojisini güncellemek ve ürün tasarımı ve imalatı için yeterli güvenilirlik desteği sağlamak için birçok güçlü farklı görüş oluşmaktadır.

Tasarım aşamasında güvenilirliği belirlemenin veya güvenilirlik için tasarımın bir yolu, tasarım için olasılıklı yaklaşımdır. Tasarım değişkenleri rastgele değişkenlerdir ve dolayısıyla uygulanan tasarım metodolojisi onları rastgele değişken olarak ele almalıdır. Olasılıklı tasarım metodolojisi ile güvenilirlik analizindeki temel ilke; belirli bir bileşenin sahip olduğu dayanım değerinin aşılmasıyla bileşenin arızalanmasıdır. Bileşenin dayanımını belirleyen faktörler rastgele değişkenlerdir ve bileşen üzerinde etki eden stresi veya yükü de belirleyen faktörlerdir. Burada stres kavramı başarısızlığa neden olan herhangi bir etken için kullanılırken, dayanım başarısızlığa karşı direniş gösteren herhangi bir aracı belirtir. Hasar veya hata, amaçlandığı gibi çalışmamak anlamına gelir ve gerçek stres değeri gerçek dayanım değerini aştığında meydana gelmektedir [4-7].

Gerçekleştirilen bu çalışmada ise; literatürden farklı olarak, tasarım ve imalat sürecinin doğasında bulunan geometrik toleranslar, üretimin yapıldığı malzemelerin mekanik özelliklerindeki farklılıklar, tasarım yükünün üzerine çıkan yüklemeler ve değişken yükleme koşulları sebebiyle meydana gelen çatlak oluşumları güvenilirliği etkileyen değişkenler olarak olasılık hesaplamalarında değerlendirmeye alınmıştır. Sıralanan bu değişkenlerin etkisi altında bulunan ekipmanların hasar olasılığı zamana bağlı olarak Monte Carlo Benzetimi yöntemi ile hesaplanmıştır. Elde edilen hasar olasılığı fonksiyonu kullanılarak, değişkenlerin farklı değerleri için zamana bağlı hasar olasılığı elde edilebilmektedir. Çalışmada modern tasarım süreçlerinde sıklıkla kullanılan sonlu elemanlar yönteminden de yararlanılmış olup elde edilen sonuçlar analitik sonuçlar ile karşılaştırılmıştır.

2. YÖNTEM

2. 1. Olasılıklı Tasarım

Bu yöntemde güvenilirlik “R(t)”, dayanım değerinin gerilme değerini aşma olasılığı olarak

tanımlanır. Gerilmenin dayanımı aştığı koşulda ise hasar meydana gelmektedir.

Y: Dayanım rastgele değişkeni

X: Gerilme rastgele değişkeni olmak üzere,

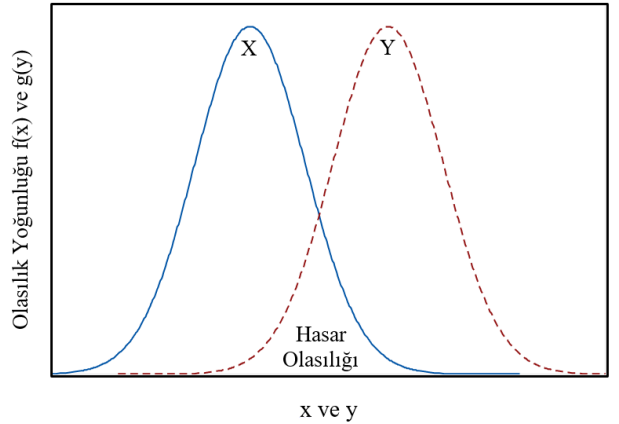
$$R(t) = P[\text{Dayanım} > \text{Gerilme}] \quad (1)$$

$$R(t) = P[Y > X]$$

olarak ifade edilebilir. Emniyet katsayısı, “n” ile temsil edilir ve dayanımın gerilmeye oranıdır. Hem “Y” hem de “X” rastgele değişken olduğu için emniyet katsayısı dağılımların ortalama değerlerinin oranıdır.

$$n = \frac{\mu_Y}{\mu_X} \quad (2)$$

Şekil 1’de normal dağılımlara ait olasılık yoğunluk fonksiyonlarının grafikleri sunulmuştur.



Şekil 1. Gerilme ve Dayanım İçin Olasılık Yoğunluğu Fonksiyonları

Burada dikkat edilmesi gereken X ve Y’nin bağımsız değişkenler olduğudur. F(x) ve G(y) gerilme ve dayanım için olasılık yoğunluk fonksiyonları olmak kaydıyla güvenilirlik aşağıda ifade edildiği şekilde elde edilir [8]:

$$R = P[Y > X]$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} g(y) \left[\int_{-\infty}^y f(x) dx \right] dy$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} g(y) F(y) dy$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} f(x) \left[\int_x^{\infty} g(y) dy \right] dx$$

$$= \int_{-\infty}^{\infty} f(x) (1 - G(x)) dx \quad (3)$$

2.2. Monte Carlo Benzetimi

Monte Carlo Benzetimi yöntemi, matematiksel fonksiyonları tahmin etmek ve karmaşık sistemlerin işlemlerini taklit etmek için rastgele örnekleme ve istatistiksel modelleme yaklaşımlarını kullanır.

Örneğin “R” ve “S” gerçek sayılar ve $R < S$ olmak üzere; “R” ve “S” değerleri arasında olasılık yoğunluk fonksiyonunun düzgün dağıldığını varsayarsak, bu aralıktaki olasılıkların hepsi birbirine eşittir ve aşağıdaki gibi hesaplanabilir:

$$p(x) = \frac{1}{S - R}, \quad R \leq x \leq S$$

(4)

$$P(x) = \int_R^x p(x) dx = \frac{x - R}{S - R}, \quad R \leq x \leq S \quad (5)$$

Benzetimde temel alınan olasılık yoğunluk fonksiyonlarındaki değişkenlerin rastgele olması önem arz etmektedir. Doğadaki birçok değişken rastgele ortaya çıkmasına rağmen bunu bilgisayarın kendi kendine yapabilmesi olası değildir. Bununla birlikte; elektronik ortamında sahte rastgele sayılar üretebilecek rastgele sayı üreteçleri olarak anılan algoritmalar mevcuttur. En eski ve bilinenlerinden birisi doğrusal eşlenik üreteçtir. “nth” rastgele sayı “z_n” olmak şartıyla, bir sonraki rastgele sayı olan “z_{n+1}” Denklem 6’daki gibi elde edilebilir [9]. Burada “m”, “c” ve “a” sabitlerdir.

$$z_{n+1} = (az_n + c) \bmod m \quad (6)$$

3. OLASILIKLI TASARIM YÖNTEMİ VE MONTE CARLO BENZETİMİ İLE GÜVENİRLİĞİN TAHMİNİ

Olasılıklı tasarım ve Monte Carlo Benzetimi yöntemleri bir önceki bölümde kısaca açıklanmıştır. Bu aşamada, bu iki yaklaşım bir araya getirilmiş ve bileşik yük altında bir kiriş problemi üzerinde güvenilirlik tahmini yapabilmek amacıyla uygulanmıştır. Problemdaki kiriş kesiti Şekil 2’de sunulmuştur.

Problemdaki kiriş, bir mekanik sistemi oluşturan elemanlardan kritik bir tanesi olarak değerlendirilmiştir. Kiriş problemindeki değişkenler aşağıda tanımlanmıştır:

$$t = \text{Et kalınlığı}$$

$$h = \text{Kiriş yüksekliği}$$

$$b = \text{Kiriş genişliği}$$

$$z = \text{Delik çapı}$$

$$F = \text{Çekme kuvveti}$$

$$M = \text{Eğilme momenti}$$

Probleme ait değişkenlerin ortalama değerleri ve tolerans aralıkları Tablo 1’de sunulmuştur. Kiriş uzunluğu sabit kabul edilmiş olup hesaplamalarda değerlendirmeye alınmamıştır.

Tablo 1. Problemdaki Değişkenlerin Değerleri

Değişkenler	Ortalama	Tolerans
t (mm)	5	± 0,25
h (mm)	120	± 6
b (mm)	60	± 3
z (mm)	40	± 2
F (kN)	75	± 7,5
M (kNm)	12	± 1,2
Akma Dayanımı S _{ak} (MPa)	340	± 10,2
Çekme Dayanımı S _{ut} (MPa)	425	± 12,75

Kiriş problemine kuvvetler Şekil 3’de gösterilen şekilde uygulanmaktadır. Eğilme momentinin kirişe şekildedeki gibi bir kuvvet çifti uygulamak suretiyle meydana geldiği varsayılmıştır. Kiriş problemindeki kritik kesitin atalet momenti Denklem 7’deki gibi hesaplanır.

$$I = 2 \left[\frac{1}{12} bt^3 + bt \left(\frac{h-t}{2} \right)^2 \right] + 2 \left[\frac{1}{12} t(h-2t)^3 \right] - 2 \left[\frac{1}{12} tz^3 \right] \quad (7)$$

Kesitin alanı ise Denklem 8’de sunulmuştur.

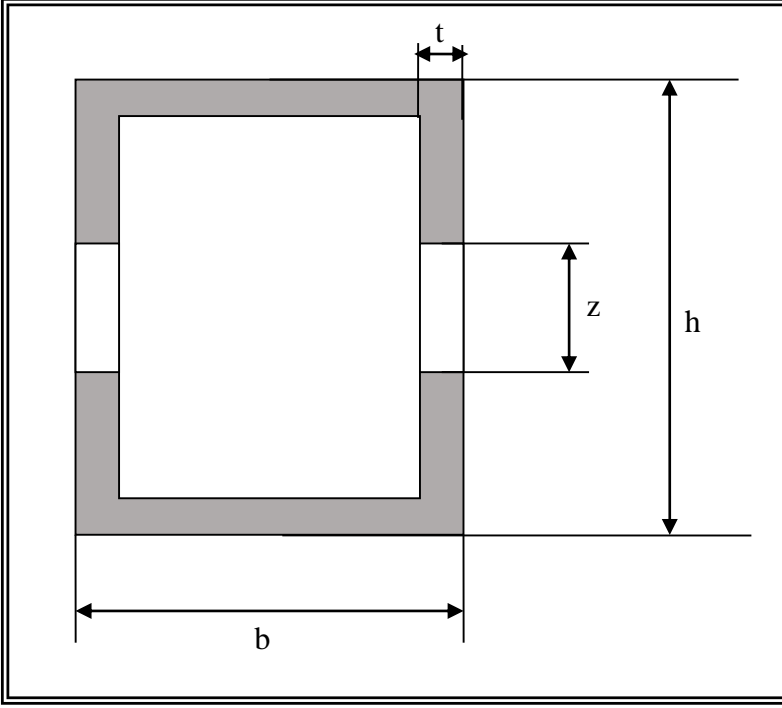
$$A = (2bt) + [2t(h-2t)] - (2tz) \quad (8)$$

Kiriş kesitinde meydana gelen en büyük normal gerilme aşağıdaki gibidir.

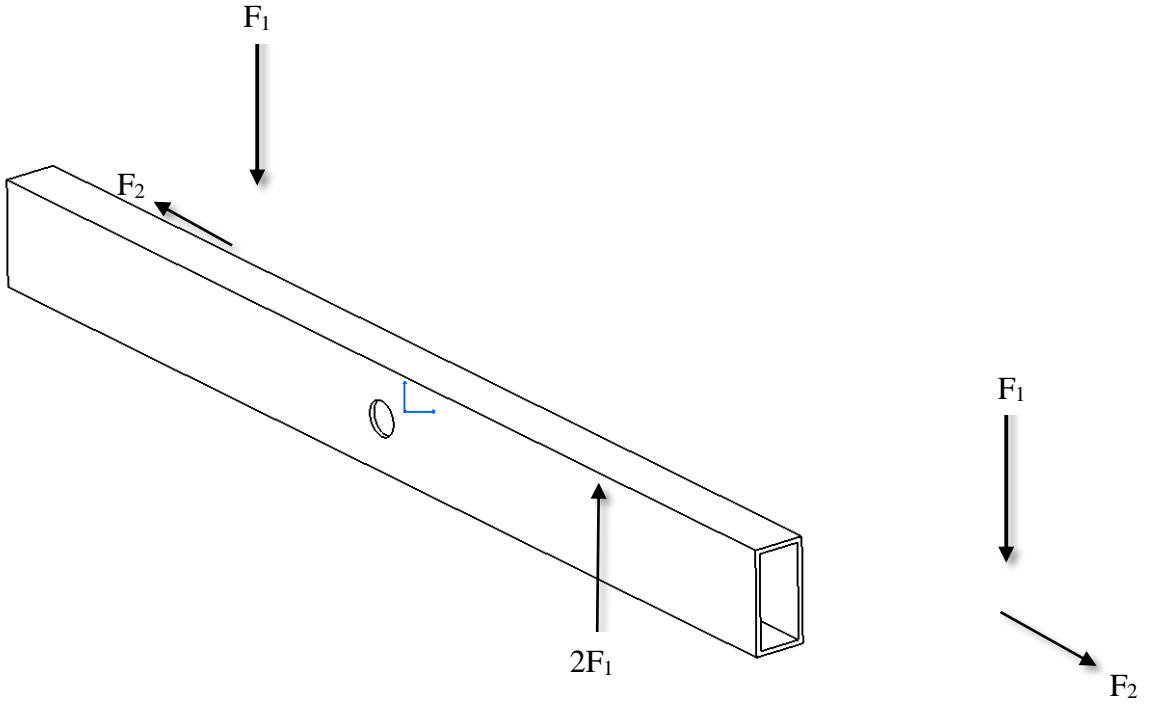
$$\sigma = \frac{Mc}{I} + \frac{F}{A} \quad (9)$$

Söz konusu problem için probleme ait değişkenlerin (t, h, b, z, F, M) her birinin, belirli bir tolerans aralığında değişen ve normal dağılım gösteren farklı değerleri olduğu varsayılmıştır. Denklem 9 için Excel yazılımı ile Monte Carlo Benzetimi yapılmış, söz konusu denklem her bir değişkeninin 2000 ayrı değeri için çözülmüş ve bir gerilme normal dağılımı elde edilmiştir. Söz konusu dağılım, yine belirli bir tolerans aralığında değişen ve normal dağılım gösteren 2000 akma dayanımı değeri ile karşılaştırılmış ve sonuçlar Şekil 4’te sunulmuştur. Benzetim sonucunda ortaya çıkan ve Şekil 4’te sunulan olasılık yoğunluk fonksiyonlarının kesiştiği alan hasar olasılığını vermektedir. Bu alanın fonksiyon eğrileri altında kalan alandan çıkarılması ise güvenilirlik değerine ulaştırır. Güvenirlik Denklem 10 kullanılarak elde edilebilir [8].

$$R = P[S_{ak} > \sigma] \quad (10)$$



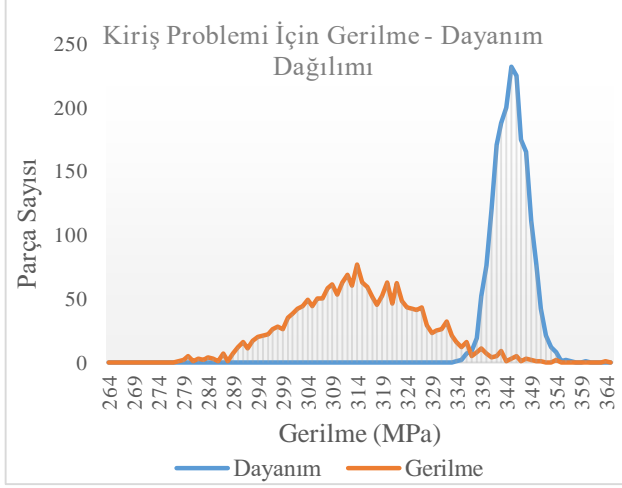
Şekil 2. Kiriş Problemi Kesiti



Şekil 3. Kiriş Problemine Uygulanan Kuvvetler

3.1 Değişken Zorlanma Durumunda Monte Carlo Benzetimi Kullanılarak Güvenirliğin Tahmini

Değişken zorlanmaya maruz kalan elemanlar için yorulma hasarları mutlaka değerlendirmeye alınmalıdır [10].



Şekil 4. Kiriş Problemi İçin Gerilme – Dayanım Dağılımı

Bu bölümde yapılacak olan uygulamada; bir önceki bölümde ele alınan kiriş problemi için maruz kalınan normal kuvvetin “ F ” ve eğilme momentinin “ M ” [$0-F$] kN ve [$0-M$] kNm aralıklarında değişiklik gösterdiği varsayılmıştır. Söz konusu yüklem koşullarının kiriş üzerindeki çatlak oluşumunu ve gelişimini hızlandıracağı, dolayısıyla yorulma hasarlarını meydana getirebileceği değerlendirilmiştir. $S-N$ eğrisindeki sonlu ömür bölgesi için herhangi bir çevrim sayısına karşılık gelen yorulma dayanımı Denklem 11 kullanılarak elde edilebilir [11].

$$S_f = aN^b \quad (11)$$

Burada “ S_f ” yorulma dayanımı, “ S_e ” sonsuz ömür limiti ve “ N ” çevrim sayısına karşılık gelmektedir. “ a ” ve “ b ” değişkenleri de aşağıdaki bağıntılar yardımıyla hesap edilir. Bağıntılardaki “ S_{ut} ” malzemenin çekme dayanımıdır.

$$a = \frac{(f \cdot S_{ut})^2}{S_e} \quad (12)$$

Tablo 2. Değişken Yükleme Altındaki Kirişin Yıllara Göre Güvenirlik Değişimi

Kullanım Süresi	1. Yıl	2. Yıl	3. Yıl	4. Yıl	5. Yıl	6. Yıl	7. Yıl	8. Yıl	9. Yıl	10. Yıl
Güvenirlik	1	1	0,9995	0,9965	0,992	0,9885	0,976	0,963	0,951	0,9395
Hasar Olasılığı	0	0	0,0005	0,0035	0,008	0,0115	0,024	0,037	0,049	0,0605

$$b = -\frac{1}{3} \log \left(\frac{f \cdot S_{ut}}{S_e} \right) \quad (13)$$

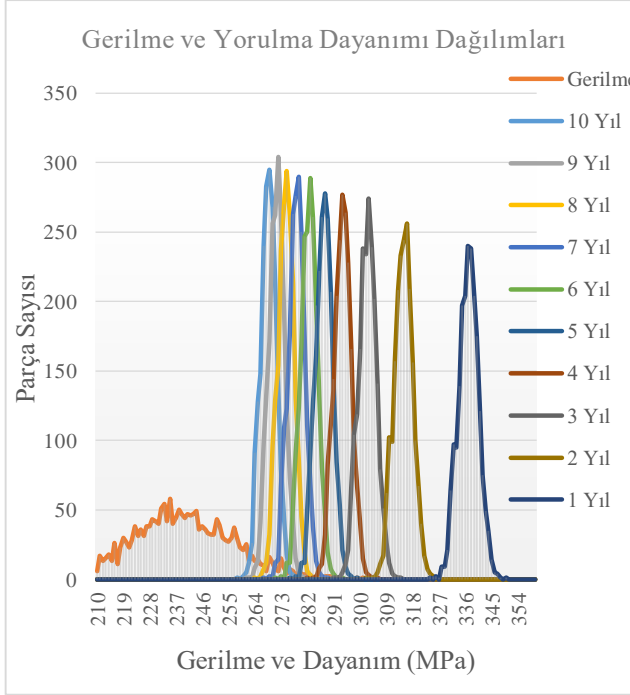
Çalışmada ele alınan kiriş problemi için 10 yıllık bir faydalı ömür öngörülmüş olduğunu varsayılmıştır. Günde 3 kez tam değişken yüklemeye maruz kaldığı varsayılırsa, 10 yılda yaklaşık 11.000 çevrim söz konusu olmaktadır. Dolayısıyla kirişe uygulanan normal kuvvet ve eğilme momenti değerleri 10 yıl içerisinde 11.000 kez sıfırdan maksimum değere ulaşmıştır. Bu kullanım koşullarının hızlandırılmış şekilde öngörülebilmesi için zamana bağlı bir Monte Carlo Benzetimi yapılması gerekmektedir. Zamana bağlı benzetim çalışmasının gerçekleştirileceği kirişe ait değişkenler Tablo 1’de sunulmuştur.

Literatürde malzemelerin yorulma davranışlarını açıklayan ve kabul gören yorulma hasarı teorileri mevcuttur. Bunlardan en sık kullanılan birisi Soderberg kriteridir ve bağıntısı Denklem 14’de sunulmuştur. Denklemdeki “ σ_a ” gerilme genliği, “ σ_m ” ortalama genlik ve “ S_{ak} ” akma dayanımıdır. Soderberg kriteri; hem malzemeye ait akma hasarlarını, hem de yorulma hasarlarını değerlendirmeye aldığından daha muhafazakâr bir yöntemdir ve daha güvenilir sonuçlar vermektedir.

$$\frac{\sigma_a}{S_f} + \frac{\sigma_m}{S_{ak}} = 1 \quad (14)$$

Denklem 9 ve Denklem 14 kullanılarak gerçekleştirilen Monte Carlo Benzetimi sonucunda gerilmeye ait normal dağılım ve Denklem 11 kullanılarak gerçekleştirilen Monte Carlo Benzetimi sonucunda yorulma dayanımına ait normal dağılım Excel yazılımında elde edilmiştir. Denklem 11’de ihtiyaç duyulan çevrim sayıları (N); kirişin 10 yıllık süre boyunca her gün üç kez sıfırdan maksimum yüke ulaştığı varsayımı üzerinden yıllık olarak hesaplanmış ve denklemde yerine yazılmıştır. Denklem 12 ve Denklem 13 malzemenin mekanik özelliklerine bağlıdır ve kullanılan malzemeye ait mekanik özelliklerin de belirli bir tolerans aralığında normal dağılım gösterdiği varsayılmıştır (Tablo 1). Sonuç olarak bir önceki bölümde detayları anlatılan yöntemle, 2000 farklı varyasyondan oluşan bir küme için, her yıl hasar alan kiriş sayısı Excel programında hesaplanmış ve yıllık hasar olasılığı ve güvenirlilik değerleri Tablo 2’de sunulmuştur.

Tavsiye edilen bu yöntem kullanılarak, değişken yüklemeye altında bulunan makine elemanının hasar olasılığı zamana bağlı olarak hesap edilebilmektedir. Beklendiği gibi değişken zorlanma altında görev alan makine elemanının güvenilirliği zamana bağlı olarak düşmektedir.



Şekil 5. Değişken Zorlanma Durumu İçin Gerilme ve 10 Yıllık Yorulma Dayanımı Dağılımları

Monte Carlo Benzetimi çalışması sonucunda elde edilmiş olan dağılım sonuçları Şekil 5’de grafiğe dökülmüştür. Gerilme dağılımı birden fazla değişkene (t, h, b, z, F, M) bağlı olduğundan en büyük standart sapma gerilme dağılımına aittir. Grafikten de görüleceği üzere gerilme değerlerine ait eğri, yorulma dayanımı değerlerine nazaran daha yayılı bir görünüm arz etmektedir. Yorulma dayanımı için dağılımlar birer yıl arayla olmak üzere on yıllık kullanım süresi üzerinden hesap edilmiştir. Mekanik elemanın kullanım süresi arttıkça dayanım eğrisinin gerilme eğrisine yaklaşıyor olduğu grafiklerden görülmektedir. Önceki bölümde açıklanan olasılıklı tasarım metoduna göre, iki ayrı dağılımın kesişim kümesi arttıkça hasar olasılığı da büyümektedir. Fiziksel olarak yorumlamak gerekirse; kullanım süresi arttıkça parçalarda yorulma meydana gelmekte, meydana gelen yorulma parçanın üretildiği malzemenin dayanımını düşürmekte ve bu sebepten yıllara bağlı olarak hasar olasılığı da artmaktadır. Güvenirlik analizi, uygulanan tasarım yönteminin bir parçası olduğundan malzemenin sonsuz ömür limiti “ S_e ” hesap edilirken güvenirlilik faktörü “1” olarak ele alınmıştır.

3.2 Güvenirlik Tahmininde Sonlu Elemanlar Yönteminden Yararlanılması

Önceki bölümlerde bir makine elemanı için güvenirlilik tahminlerinin Monte Carlo Benzetimi yöntemi kullanılarak nasıl yapılacağı, güvenirliliği etkileyen farklı değişkenlerdeki varyasyonlar için güvenirliliğin, dolayısıyla da hasar olasılığının ne şekilde elde edilebileceği gösterilmiştir. Düzgün geometrili tasarımların güvenirliliklerinin hesaplanmasında analitik olarak elde edilen gerilme bağıntılarının kullanılması mümkün olmakta, Monte Carlo Benzetimleri söz konusu analitik bağıntılar üzerinden sonuçlandırılabilir. Fakat gerçek hayatta karşımıza çıkacak mekanik tasarımlarda daha karmaşık geometriler söz konusudur bu sebeple gerilme büyüklüğünün hesaplanabilmesi için analitik bağıntıları kullanmak mümkün olmamaktadır. Dolayısıyla söz konusu karmaşık geometriler için gerilme analizlerinin bilgisayar ortamında yapılması tasarım süreçlerini hızlandırmaktadır. Gerilme analizinde sonlu elemanlar yönteminin kullanılması bu ihtiyaçtan kaynaklı olarak ortaya çıkmış olup kullanımı oldukça yaygındır. Son yıllarda güvenirliliğin öngörülmesi için yapılan çalışmalarda da sonlu elemanlar yönteminin kullanımı yaygınlaşmaktadır.

Bu bölümde güvenirlilik hesaplamaları için sonlu elemanlar yönteminden yararlanılmış, güvenirliliği etkileyen parametrelerin farklı değerleri için hasar olasılıkları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak elde edilmeye çalışılmıştır.

Güvenirlilik analizinde sonlu elemanlar yönteminden yararlanabilmek amacıyla güvenirliliği etkileyen parametrelerin farklı değerleri için yeterli sayıda tasarımın bilgisayar ortamında gerçekleştirilmesi ve elde edilen katı modellerin sonlu elemanlar yöntemini kullanan analiz programlarında gerilme analizlerinin yapılması gerekmektedir. Bu süreç oldukça uzun zaman alacağından verimsiz ve maliyetli bir hal alacaktır. Bunun yerine; söz konusu değişkenlerin tolerans aralığı dahilindeki belirli değerlerini kapsayacak şekilde sistematik bir deney tasarımı oluşturulmuş, ilgili deney tasarımı dahilindeki vekil modellerin katı modelleme programlarında katı modelleri hazırlanmış ve sadece bu vekil modeller için sonlu elemanlar analizi koşturmaları gerçekleştirilerek daha uygulanabilir bir yaklaşım sağlanmıştır.

Daha sonra regresyon yönteminden yararlanılarak, vekil modeller için elde edilen sonuçlar ile bu sonuçları etkileyen değişkenler arasında matematiksel bir ilişki kurulmuştur. Uygun regresyon yönteminin seçilmesiyle; elde edilen her bir analiz sonucuna en yakın ve makul doğrulukta bir yanıt doğru elde edilmiş, söz konusu doğruyu tanımlayan denklem de tasarımın güvenirliliğini etkileyen parametreler ile tasarımın emniyet katsayısı arasındaki ilişkiyi kurmuştur. Sonrasında, elde edilen denklem üzerinden Monte Carlo Benzetimi makul sayıda tekrarlanarak,

tasarımın güvenilirliği tahmin edilmiştir. Uygulanan yöntemin çerçevesi Şekil 6'daki akış şemasında mevcuttur.

Yöntemin örnek uygulaması yine çalışma dahilinde değerlendirmeye alınan giriş problemi üzerinde gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen güvenilirlik sonuçları ile analitik olarak elde edilen sonuçlar karşılaştırılabilecektir. Şekil 2'deki giriş kesiti üzerinde gösterilen 4 adet geometrik değişken (b, h, t, z), çekme kuvveti ve eğilme momenti (F, M) ve malzemenin akma

dayanımı (S_{ak}) olmak üzere güvenilirliği etkileyecek 7 farklı değişken öngörülmüştür.

Bu 7 değişkenin farklı varyasyonları için deney tasarımı hazırlanmasında Taguchi Deney Tasarımı Yöntemine başvurulmuştur [12]. 7 değişkenden oluşan, 32 koşutmalı, değişkenlerden biri 2 seviyeli, diğer 6'sı ise 4 seviyeli olacak şekilde bir deney tasarımı hazırlanmıştır. Deney tasarımının oluşturulmasında MINITAB yazılımı kullanılmıştır. Tablo 3'de hazırlanmış olan deney tasarımı dizilimi mevcuttur.

Tablo 3. Taguchi Deney Tasarımı Dizilimi L 32 ($2^1, 4^6$)

Deney	Faktörler						
	t (mm)	h (mm)	b (mm)	z (mm)	F (kN)	M (kNm)	S_{ak} (MPa)
1	5,25	114	57	38	90	10,8	329,8
2	5,25	114	59	39,33	96,66	11,6	336,6
3	5,25	114	61	40,66	103,32	12,4	343,4
4	5,25	114	63	42	110	13,2	350,2
5	5,25	118	57	38	96,66	11,6	343,4
6	5,25	118	59	39,33	90	10,8	350,2
7	5,25	118	61	40,66	110	13,2	329,8
8	5,25	118	63	42	103,32	12,4	336,6
9	5,25	122	57	39,33	103,32	13,2	329,8
10	5,25	122	59	38	110	12,4	336,6
11	5,25	122	61	42	90	11,6	343,4
12	5,25	122	63	40,66	96,66	10,8	350,2
13	5,25	126	57	39,33	110	12,4	343,4
14	5,25	126	59	38	103,32	13,2	350,2
15	5,25	126	61	42	96,66	10,8	329,8
16	5,25	126	63	40,66	90	11,6	336,6
17	4,75	114	57	42	90	13,2	336,6
18	4,75	114	59	40,66	96,66	12,4	329,8
19	4,75	114	61	39,33	103,32	11,6	350,2
20	4,75	114	63	38	110	10,8	343,4
21	4,75	118	57	42	96,66	12,4	350,2
22	4,75	118	59	40,66	90	13,2	343,4
23	4,75	118	61	39,33	110	10,8	336,6
24	4,75	118	63	38	103,32	11,6	329,8
25	4,75	122	57	40,66	103,32	10,8	336,6
26	4,75	122	59	42	110	11,6	329,8
27	4,75	122	61	38	90	12,4	350,2
28	4,75	122	63	39,33	96,66	13,2	343,4
29	4,75	126	57	40,66	110	11,6	350,2
30	4,75	126	59	42	103,32	10,8	343,4
31	4,75	126	61	38	96,66	13,2	336,6
32	4,75	126	63	39,33	90	12,4	329,8

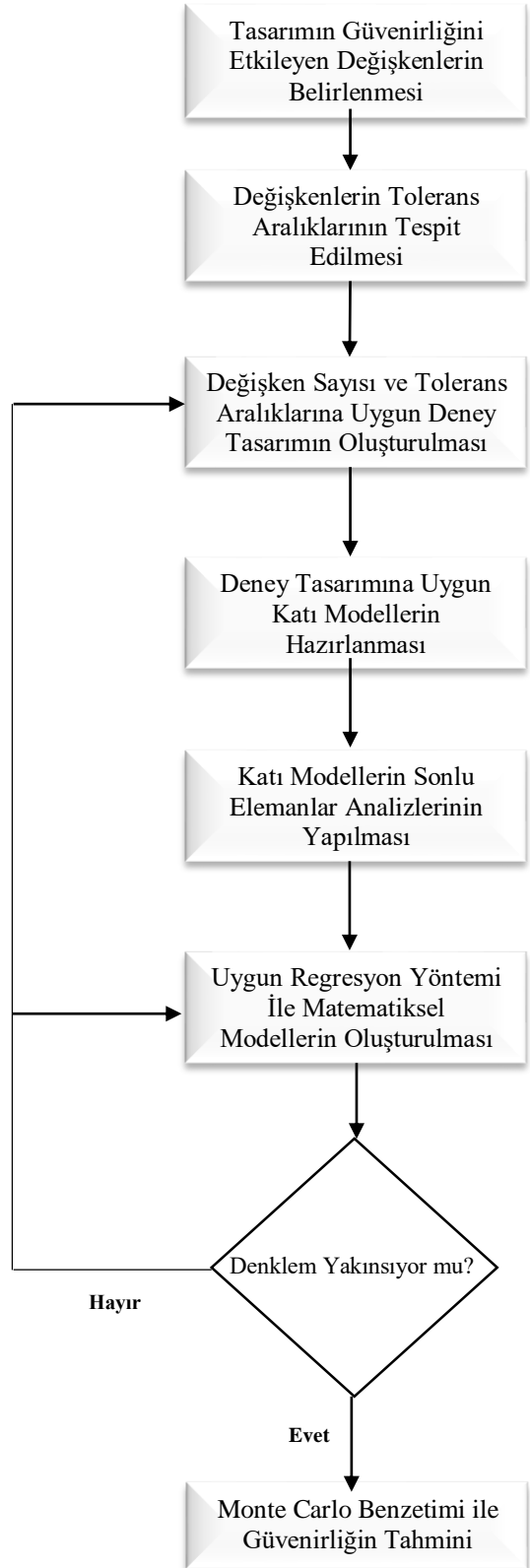
Tablo 3’de sunulmuş olan deney tasarımıyla uyumlu şekilde, geometrik değişkenlerin farklı değerleri için toplam 32 adet katı model CATIA yazılımında oluşturulmuştur.

Sonrasında katı modellerin gerilme analizleri yine deney tasarımının ilgili satırında belirtilen çekme kuvveti, eğilme momenti ve akma dayanımı değerleri kullanılarak ANSYS yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. ANSYS yazılımından; deney tasarımındaki her bir koşturma için maksimum asal gerilme (Şekil 8), maksimum şekil değiştirme ve minimum emniyet katsayısı değerleri elde edilmiştir. Elde edilen değerler MINITAB yazılımı vasıtasıyla işlenerek, her bir değişkenin tasarımın emniyet katsayısını ne derece etkilediği tespit edilmiştir. (Şekil 7) Yapılan çalışmada MINITAB yazılımının doğrusal regresyon ve ANOVA fonksiyonları kullanılmıştır.

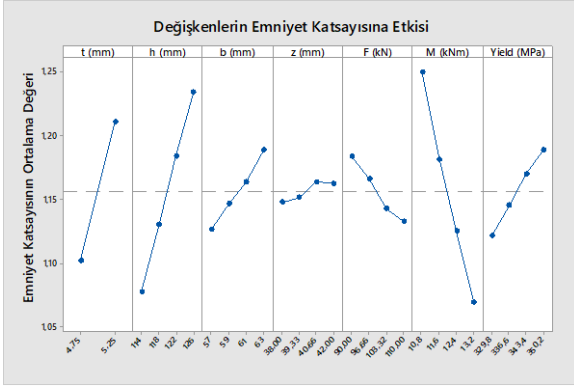
Sonlu elemanlar modeli üzerinden gerçekleştirilen regresyon sonucunda bağımsız değişkenler ile gerilme ve emniyet katsayısı arasında kurulmuş olan bağıntılar aşağıda sunulmuştur.

$$\sigma = 862,3 - 50,70 t \text{ (mm)} - 3,579 h \text{ (mm)} - 1,951 b \text{ (mm)} - 1,323 z \text{ (mm)} + 0,445 F \text{ (kN)} + 20,13 M \text{ (kNm)} \quad (15)$$

$$n = -2,478 + 0,1988 t \text{ (mm)} + 0,01447 h \text{ (mm)} + 0,00931 b \text{ (mm)} + 0,00854 z \text{ (mm)} - 0,002382 F \text{ (kN)} - 0,08203 M \text{ (kNm)} + 0,003621 S_{ak} \text{ (MPa)} \quad (16)$$



Şekil 6. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Güvenirlik Tahmini Akış Şeması



Şekil 7. Değişkenlerin Tasarımın Emniyet Katsayısına Olan Etkisi

Bu aşamada güvenilirlik, değişkenlerin farklı değerlerine bağlı olarak türetilen emniyet katsayısı denkleminin sıfırdan büyük olma olasılığının hesaplanması suretiyle elde edilecektir.

$$R = P \begin{bmatrix} -2,478 + 0,1988t + 0,01447h \\ +0,00931b + 0,00854z \\ -0,002382F - 0,08203M \\ +0,003621S_{ak} > 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

(17)

Denklem 17; bileşik yük altındaki kiriş probleminin sonlu elemanlar analizi sonucunda elde edilmiş olan güvenilirlik fonksiyonudur. Tablo 4'de gerçekleştirilen regresyon modelinin özeti sunulmuştur. R^2 değeri ne

kadar büyükse, model gerçeğe o kadar yakınsamaktadır.

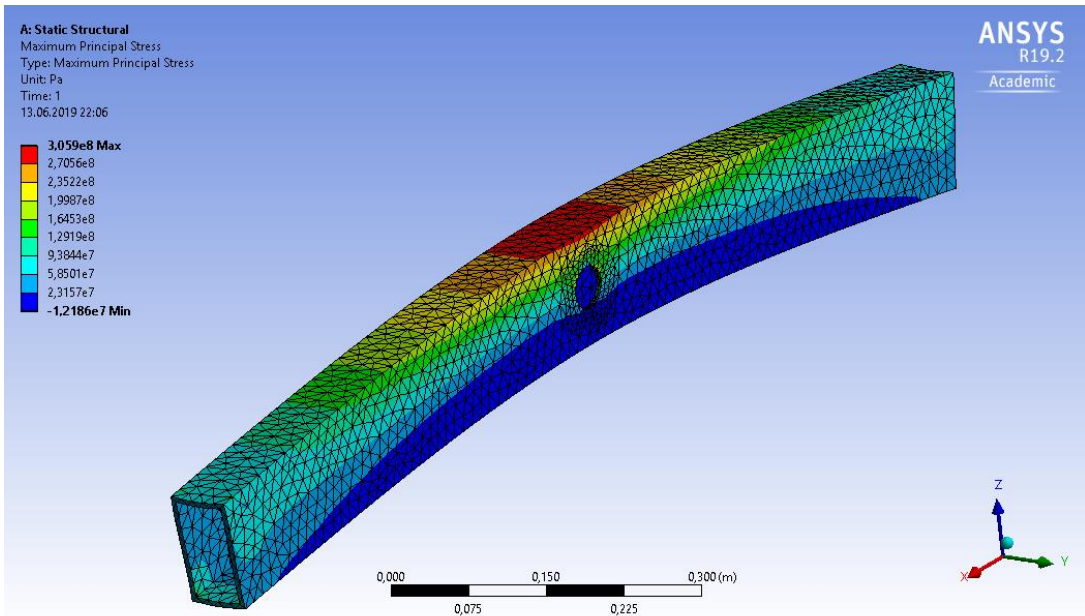
Tablo 4. Model Özeti

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
0,0278591	95,93%	94,74%	92,72%

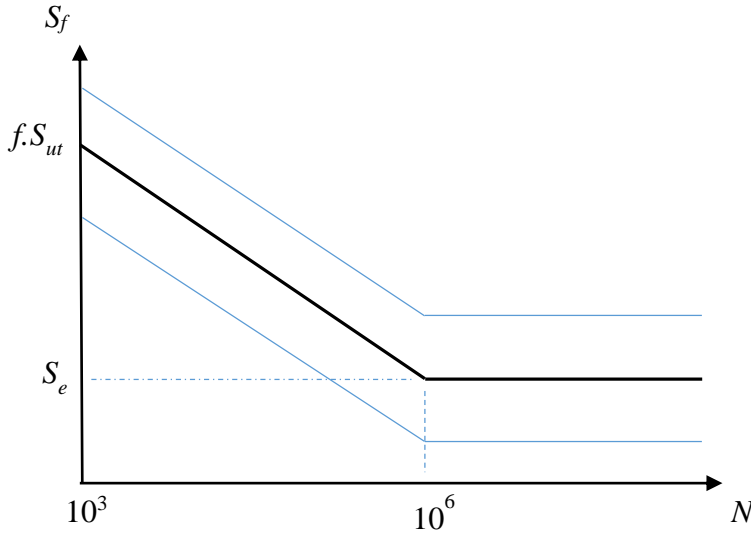
3.3 Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Güvenirlik Tahmininin Değişken Yükleme Altındaki Kiriş Problemi Üzerine Uygulanması

Bir önceki bölümde statik yük altındaki kiriş problemi için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak güvenilirlik tahmininin ne şekilde gerçekleştirileceği açıklanmıştır. Bu bölümde aynı kiriş problemi değişken yükleme koşulu altında ele alınacaktır. Yöntemin ne şekilde gerçekleştirilmiş olduğu bir önceki bölümde detaylarıyla aktarılmış olduğundan bu başlık altında ilgili sonuçlara yer verilecektir. Tablo 3'de sunulmuş olan deney tasarımına uygun şekilde, geometrik değişkenlerin farklı değerleri için toplam 32 adet katı model CATIA yazılımında oluşturulmuştur. Sonrasında katı modellerin gerilme analizleri yine deney tasarımının ilgili satırında belirtilen çekme kuvveti, eğilme momenti ve akma dayanımı değerleri kullanılarak ANSYS yazılımı ile gerçekleştirilmiştir.

Değişken yükleme koşulunda, statik yükleme koşulundan farklı olarak malzemenin mekanik özelliklerinde bulunan muhtemel varyasyonlar dikkate alınarak her bir koşurma için farklı S-N eğrileri tanımlanmıştır (Şekil 9).



Şekil 8. Simülasyon Sonucu Elde Edilen Maksimum Asal Gerilme Dağılımı



Şekil 9. Mekanik Özelliklerdeki Çeşitliliğe Bağlı Olarak Temsili S-N Eğrileri Tolerans Aralığı

ANSYS yazılımında gerçekleştirilen her bir koşuturma için, çekme dayanımı ve sonsuz ömür limitinin farklı değerlerine karşılık gelen S-N eğrileri tanımlanmıştır. Analizlerde kullanılan S-N eğrileri Denklem 11, 12 ve 13 kullanılarak elde edilmiştir. Yazılımda yapılan her bir koşuturma sonucunda, Tablo 3'deki değişkenlerin etkilerine bağlı olarak değişen maksimum eşdeğer gerilme değerleri elde edilmiştir. Sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilirken yorulma hasarı teorisi olarak yine Soderberg kriteri kullanılmıştır.

Sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen gerilme değerleri kullanılarak gerçekleştirilen regresyon sonucunda, bağımsız değişkenler ile maksimum eşdeğer gerilme arasında kurulmuş olan fonksiyon Denklem 18'de sunulmuştur.

$$\sigma_a^{eq} = 1148,7 - 70,39 t \text{ (mm)} - 4,692 h \text{ (mm)} - 3,796 b \text{ (mm)} + 1,501 z \text{ (mm)} + 0,317 F \text{ (kN)} + 28,53 M \text{ (kNm)} - 0,558 S_{ak} \text{ (MPa)} \quad (18)$$

Tablo 5'de ise yine gerçekleştirilen regresyona ait model özeti sunulmuştur.

Tablo 5. Model Özeti

S	R-sq	R-sq(adj)	R-sq(pred)
5,37173	98,58%	98,16%	97,20%

Tasarımın emniyet katsayısı; söz konusu yapısal eleman için ilgili çevrim sayısına karşılık gelen

yorulma dayanımının, maksimum eşdeğer gerilme değerine bölünmesi ile bulunabilir ve elde edilen değer güvenli bir tasarım için birden büyük olmalıdır.

$$n = \frac{\sigma_a^{eq}}{S_f} \quad (19)$$

Bu aşamadan sonra güvenirliliğin hesaplanabilmesi için yine Monte Carlo Benzetimi yöntemine başvurulmuştur. Her bir bağımsız değişkene bağlı olarak elde edilen eşdeğer gerilme dağılımı, malzemenin mekanik özelliklerine bağlı olan yorulma dayanımı dağılımı ile karşılaştırılmak suretiyle güvenirlilik elde edilebilir. Bu koşullarda çevrim sayısına bağlı olarak güvenirlilik;

$$R(N) = P \left[\frac{\sigma_a^{eq}}{S_f(N)} > 1 \right] \quad (20)$$

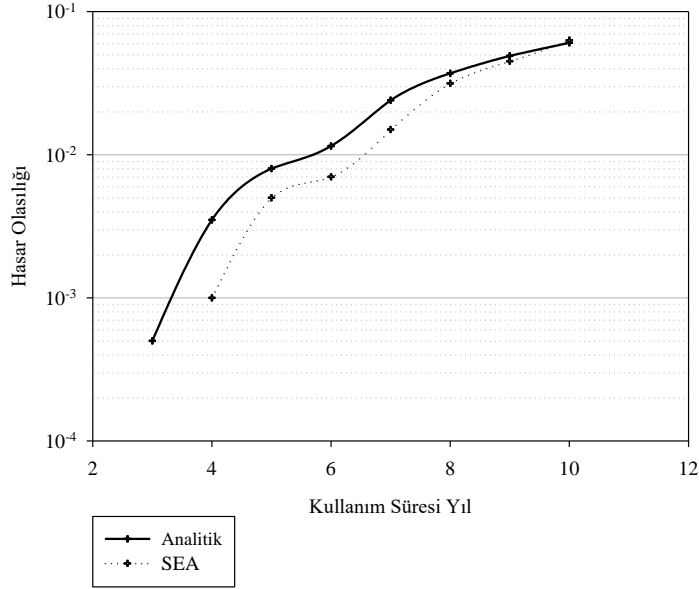
olarak hesaplanır.

Denklemdaki bağımsız değişkenlerin (b, h, t, z, F, M, S_{ak}) her birinin 2000 veriden oluşan normal dağılımları için Denklem 20 çözülmüş olup sonuçlar analitik çözümlerle karşılaştırılmalı olarak Tablo 6'te sunulmuştur. Analitik sonuçlar ile benzetimden elde edilen sonuçlar karşılaştırıldığında birbirleriyle tutarlı olduğu değerlendirilebilir. Sonuçların karşılaştırması grafik olarak da Şekil 10'da sunulmuştur. Hasar olasılığının yıllara göre artış gösterdiği görülmekte olup simülasyon sonuçları ile analitik sonuçların eğilimlerinin uyumlu olduğu değerlendirilebilir.

Tablo 6. Analitik ve Sonlu Elemanlar Yaklaşımı Kullanılarak Elde Edilen Güvenirlik Değerlerinin Karşılaştırılması

Kullanım Süresi	1. Yıl	2. Yıl	3. Yıl	4. Yıl	5. Yıl	6. Yıl	7. Yıl	8. Yıl	9. Yıl	10. Yıl
Güvenirlik- Analitik	1	1	0,9995	0,9965	0,992	0,9885	0,976	0,963	0,951	0,9395
Güvenirlik-SEA	1	1	1	0,999	0,995	0,993	0,985	0,9685	0,955	0,937

Hasar Olasılığının Zamana Bağlı Değişimi



Şekil 10. Analitik Sonuçlar ile Sonlu Elemanlar Yöntemi Sonuçlarının Karşılaştırılması

4. SONUÇLAR

Mekanik elemanların güvenirlüğünün tasarım aşamasında öngörülebilmesi; nihai tasarımın kaliteli, güvenli ve uzun ömürlü olması açısından önemlidir. Gerçekleştirilen bu çalışmada; güvenirlük analizi tasarım sürecinin parçası haline getirilmiş, nihai ürün ortaya çıkmadan zamana bağlı olarak güvenirlüğünün ne şekilde değişeceği öngörülme çalışılmıştır. Çalışmada geometrik toleranslar, mekanik özelliklerdeki çeşitlilikler, yük faktörü ve yorulma etkisi güvenirlüğü etkileyen bağımsız değişkenler olarak ele alınmıştır. Modern tasarım süreçlerinin en önemli yöntemlerinden biri olan sonlu elemanlar analizi yöntemi çalışmada güvenirlük fonksiyonunun elde edilmesi için kullanılmış, sonuçlar analitik denklemlerden elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılmıştır. Şekil 10'da sunulan grafik incelendiğinde; sonlu elemanlar analizi ile yapılan güvenirlük tespitinin alternatif bir yöntem olarak kullanılabileceği sonucuna varılmıştır.

RELIABILITY-BASED MECHANICAL DESIGN AND FORECASTING OF THE DESIGN RELIABILITY

Reliability is a concept associated with the future performance or behaviour of a product. The most concrete data on the reliability of mechanical equipment is often measured by errors or damages that occur after a certain period of use. However, this situation reduces the performance expected from the equipment and increases the costs of use. This study is based on determining the internal and external factors that are likely to affect the reliability of the equipment and predicting the effect of these factors on the reliability of the equipment during the design phase. In this study, a Monte Carlo Simulation Model is used to calculate the probability of damage.

Keywords: Probabilistic design, Monte Carlo simulation, Fatigue, Finite element analysis

KAYNAKÇA

1. Stracener, J. T., Mathematical basis of reliability, *Mechanical Engineering-New York And Basel-Marcel Dekker-*, (1997) 91-122.
2. Mekki, K. S., *Reliability function deployment in conceptual product development phases*, University of Illinois at Chicago, 2010.
3. Ahmed, J. U., Modern approaches to product reliability improvement, *International Journal of Quality & Reliability Management*, 13 (1996) 3, 27-41.
4. Yang, K., & Kapur, K. C., Customer driven reliability: integration of QFD and robust design, *In Reliability and Maintainability Symposium Proceedings*, Annual, 339-345, 1997.
5. Haugen, E. B., *Probabilistic Approaches to Design*, John Wiley and Sons. Inc., New York, 1968.
6. Kececioglu, D., *Reliability engineering handbook (vol. 1)*, Prentice-Hall, Inc., 1991.
7. Kececioglu, D., & Cormier, D., Designing a Specified Reliability Directly into a Component, *Proceedings of Third Aerospace Reliability and Maintainability Conference*, 1968.
8. Kapur, K. C., & Pecht, M., *Reliability Engineering*, John Wiley & Sons, Inc, New Jersey, 2014.
9. Harrison, Robert L., Introduction to Monte Carlo simulation, *AIP conference proceedings. Eds. Carlos Granja, and Claude Leroy*, Vol. 1204, No. 1, AIP, 2010.
10. DNV GL AS, DNV GL-RP-C203, *Fatigue design of offshore steel structures*, Oslo, 2016.
11. Shigley, J. E., *Shigley's mechanical engineering design*, Tata McGraw-Hill Education, 2011.
12. İ, Y.T., Yıldırım, S., Çok Kriterli Karar Verme Yöntemleriyle Birlikte TAGUCHI Yöntemini Kullanarak Bir Ürünün Tasarımının Geliştirilmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, 27, (2012) 2, 447-458.