



Determination of periodic inspection time in pressurized equipment exposed to fatigue by estimating the probability of fracture

Levent Sözen¹, Mustafa Yurdakul¹, Yusuf Tansel İç^{2*}

¹Gazi University, Engineering Faculty, Department of Mechanical Engineering, 06570, Ankara, Türkiye

²Baskent University, Engineering Faculty, Department of Industrial Engineering, 06790, Ankara, Türkiye

Highlights:

- Thin-walled pressure equipment operating under variable internal pressure load was evaluated
- Finite element analysis and Monte Carlo simulation method were used to predict the damage probabilities
- A new approach has been proposed to determine the optimum periodic inspection

Keywords:

- Risk Based Inspection
- Pressurized Equipment
- Fatigue
- Finite Element Analysis
- Monte Carlo Simulation

Article Info:

Research Article
Received: 10.11.2020
Accepted: 24.03.2021

DOI:

10.17341/gazimmfd.824054

Correspondence:

Author: Yusuf Tansel İç
e-mail:
yustanic@baskent.edu.tr
phone: +90 312 246 6664

Graphical/Tabular Abstract

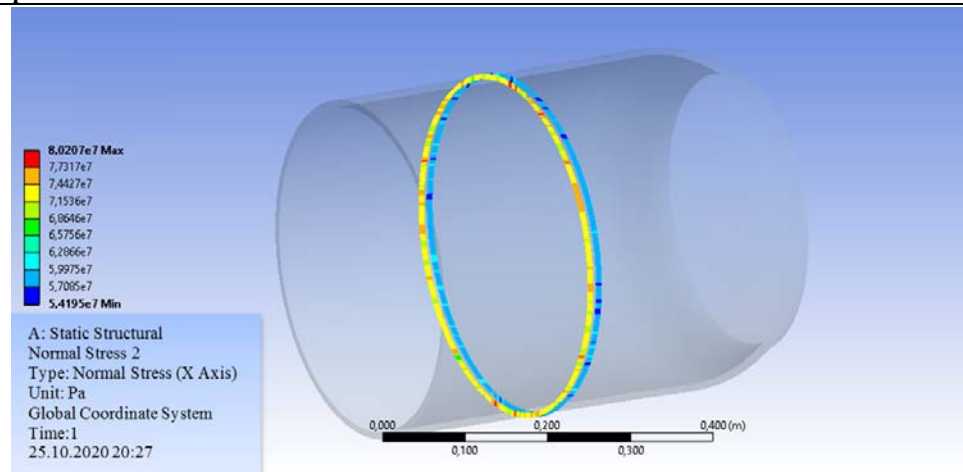


Figure A. Maximum axial normal stress at weld joint

Purpose: Within the scope of this study, we evaluate the thin-walled pressurized equipment under variable internal pressure load. Special attention is crucial to the hot points where the stress is relatively high for inspection of fatigue-related damage on the equipment. We know that stress concentration factors are critical in welded zones in thin-walled pressure vessels. Therefore, the fatigue crack formation in the welded joints is more likely than the equipment's base metal. We determine the methods for the risk assessment process in which the inspection period is referred to essentially risk-based inspection literature.

Theory and Methods:

It is essential to inspect the pressurized equipment such as vessels, pipes, heat exchangers, boilers, etc., which are under the influence of variable load periodically to minimize the possibility of damage occurring or early disclosure of existing damage. These inspections may be carried out at fixed time intervals or can be carried out at determined intervals depending on a risk assessment that considers settlement of the equipment, operating conditions, and the potential danger of the equipment's chemical contained. Some factors are crucial that impact the welded joint such as the geometry of the welded zone, the diameter of the welded pipe, the wall thickness, the mechanical properties of the welded point, the magnitude of applied pressure, and the number of cycles of the possible fluctuation in pressure influence. Finite element analysis and Monte Carlo simulation methods are used to calculate the probability of damage.

Results:

As a result of the study, we present the probability of time-dependent damage under the effect of fatigue caused by variable internal pressure for butt welded joints. Also, we propose a new approach for periodic control planning.

Conclusion:

As a case study, damage probabilities of the fuel or gas pipelines operating under variable pressure are calculated based on the diversity of the mentioned parameters, and a new approach is provided to determine the most suitable periodic inspection interval.



Yorulmaya maruz kalan basınçlı ekipmanlarda periyodik muayene zamanının hasar olasılığı tahmini yapılarak belirlenmesi

Levent Sözen¹, Mustafa Yurdakul¹, Yusuf Tansel İç^{2*}

¹Gazi Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 06570 Maltepe Ankara, Türkiye

²Başkent Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Endüstri Mühendisliği Bölümü, 06790, Ankara, Türkiye

Ö N E Ç İ K A N L A R

- Değişken iç basınç yükü altında görev alan ince cidarlı basınçlı ekipmanlar değerlendirmeye alınmıştır
- Hasar olasılıklarının hesaplanmasında sonlu elemanlar analizi ve Monte Carlo benzetimi kullanılmıştır
- En uygun periyodik muayene aralığının tespiti için yeni bir yaklaşım önerilmiştir

Makale Bilgileri

Araştırma Makalesi
Geliş: 10.11.2020
Kabul: 24.03.2021

DOI:

10.17341/gazimmfd.824054

Anahtar Kelimeler:

Risk bazlı muayene,
basınçlı ekipmanlar,
yorulma,
sonlu elemanlar analizi,
Monte Carlo benzetimi

ÖZ

Değişken basınç etkisi altında bulunan basınçlı kaplar, boru hatları, ısı değiştiriciler, kazanlar vb. ekipmanlarda hasar meydana gelme ihtimalinin en aza indirilebilmesi veya mevcut hasarların erken teşhis edilebilmesi için ekipmanların periyodik olarak muayene edilmesi gerekmektedir. Bu muayeneler sabit zaman aralıkları dahilinde yapılabileceği gibi bir risk değerlendirmesine bağlı olarak, ekipmanın bulunduğu ortam, çalışma koşulları ve içerisinde bulunan kimyasalın potansiyel tehlikesine bağlı olarak belirlenen aralıklarla da gerçekleştirilebilmektedir. Yapılan bu çalışmada değişken iç basınç yükü altında görev alan ince cidarlı basınçlı ekipmanlar değerlendirilmeye alınmıştır. Söz konusu ekipmanlarda yorulmaya bağlı hasarın tespitinde gerilmenin görece yüksek olduğu hassas noktalara dikkat edilmelidir. İnce cidarlı basınçlı kaplarda gerilme konsantrasyon faktörlerinin kaynaklı bölgelerde daha yüksek seviyelerde olduğu bilinmektedir. Dolayısıyla söz konusu kaynaklı birleştirmelerde yorulmaya bağlı çatlak oluşumu ve bu sebepten hasar meydana gelme ihtimali ekipmanın ana metal bölümlerine göre daha yüksektir. Çalışma sonucunda, alın kaynaklı birleştirmeler için değişken iç basınçtan doğan yorulma etkisi altında zamana bağlı hasar olasılığı elde edilmiş ve periyodik kontrol planlaması için yeni bir yaklaşım önerilmiştir. Çalışma dahilinde örnek bir uygulama olarak; değişken basınç altında faaliyet gösteren akaryakıt veya gaz boru hatlarının hasar olasılıkları yukarıda sayılan parametrelerde meydana gelen çeşitliliğe bağlı olarak hesaplanmış ve en uygun periyodik muayene aralığı tespit edilmeye çalışılmıştır.

Determination of periodic inspection time in pressurized equipment exposed to fatigue by estimating the probability of fracture

H I G H L I G H T S

- Thin-walled pressure equipment operating under variable internal pressure load was evaluated
- Finite element analysis and Monte Carlo simulation method were used to predict the damage probabilities
- A new approach has been proposed to determine the optimum periodic inspection

Article Info

Research Article
Received: 10.11.2020
Accepted: 24.03.2021

DOI:

10.17341/gazimmfd.824054

Keywords:

Risk based inspection,
pressurized equipment,
fatigue,
finite element analysis,
Monte Carlo simulation

ABSTRACT

It is essential to inspect the pressurized equipment such as vessels, pipes, heat exchangers, boilers, etc., which are under the influence of variable load periodically to minimize the possibility of damage occurring or early disclosure of existing damage. These inspections may be carried out at fixed time intervals or can be carried out at determined intervals depending on a risk assessment that considers settlement of the equipment, operating conditions, and the potential danger of the equipment's chemical contained. Within the scope of this study, we evaluate the thin-walled pressurized equipment under variable internal pressure load. Special attention is crucial to the hot points where the stress is relatively high for inspection of fatigue-related damage on the equipment. We know that stress concentration factors are critical in welded zones in thin-walled pressure vessels. Therefore, the fatigue crack formation in the welded joints is more likely than the equipment's base metal. As a result of the study, we present the probability of time-dependent damage under the effect of fatigue caused by variable internal pressure for butt welded joints. Also, we propose a new approach for periodic control planning. As a case study, damage probabilities of the fuel or gas pipelines operating under variable pressure are calculated based on the diversity of the mentioned parameters, and a new approach is provided to determine the most suitable periodic inspection interval.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Risk bazlı muayene yöntemi kimya, petro-kimya, akaryakıt ve doğalgaz sektörlerinde kullanılan basınçlı kaplar, boru hatları, kazanlar vb. basınçlı ekipmanların periyodik kontrollerinin maliyet etkin ve kabul edilebilir bir risk seviyesi altında yapılmasını sağlayan bir yöntemdir. Yöntem işletmeye özgü olarak uygulanır ve sistematiktir. Literatürde yöntemin ne şekilde uygulanacağını anlatan çeşitli standartlar ve uygulama rehberleri mevcuttur. Bunlardan en bilinenleri, Amerikan Petrol Enstitüsüne ait API 581 [1] rehberi, Norveç merkezli bir onaylı kuruluş olan Det Norske Veritas'a (DNV) ait RP-G101 [2] ve DNV GL'ye ait RP-C210 [3] uygulama rehberleridir. BS 7910 [4] ise metalik yapılar üzerindeki çatlakların kabul edilir seviyede olup olmadığının değerlendirilmesi için hazırlanmış bir diğer önemli standarttır. Literatürde risk bazlı muayene yöntemi üzerine gerçekleştirilmiş olan akademik çalışmalar da mevcuttur. Bu çalışmalardan önemli birinde, münferit bileşenler için elde edilmiş olan bir risk bazlı muayene planı dâhilinde, tüm sistemin değerlendirilebilmesini amaçlayan bütünlüğü bir yaklaşım sunulmaktadır [5]. Bu alanda yapılmış olan bir diğer çalışmada, bir rafineri bünyesindeki birim içerisinde uygulanan endüstriyel bir prosesteki bakım stratejisini değerlendirmek için risk bazlı muayene yönteminden yararlanılmıştır [6]. Singh ve Pokhrel ise yaptıkları çalışmada, karbon çeliğinden üretilmiş sabit ekipmanlar, borular ve basınçlı kaplardaki mikrobiyolojik korozyon oranını tahmin etmek için bulanık mantık çerçevesine dayanan bir olasılık yaklaşımı sunmaktadır [7]. Son yıllarda yayınlanmış bir başka çalışmada; optimum bir muayene-onarım stratejisi geliştirebilmek için muayene sonuçlarına bağlı olarak sistem güvenilirliğini hızlı bir şekilde hesaplayabilen dinamik bir Bayesian ağı yöntemi geliştirilmiştir. Önerilen metodoloji yolurumaya maruz kalan yapısal bir sisteme uygulanmıştır ve metodolojinin yapısal sistemler için bütünlüğü bir risk bazlı muayene planlamasına olanak sağladığı gösterilmiştir [8]. Literatürde önemli bir yere sahip olan çalışmalardan bir diğeri ise deniz üzerinde kurulu petrol platformlarında meydana gelen yolurma hasarları üzerine odaklanmıştır [9]. Çalışmada, kaynaklı detaylarda yolurma çatlakları için risk bazlı muayene planlaması için metodoloji ve pratik hesaplamalar sunulmaktadır. Söz konusu çalışmada DNV GL'ye ait uygulama rehberlerinden yararlanılmıştır [9]. Benzer alanda gerçekleştirilen ve DNV GL rehberlerine atıf yapan bir diğer çalışmada yine deniz üzerindeki petrol platformlarına ait yapısal elemanların periyodik muayene aralıkları Monte Carlo benzetimi ve Markov zinciri modeli kurularak planlanmaya çalışılmıştır [10]. Literatürde boru hatlarında meydana gelen korozyonun boru hattının yolurma dayanımına olan etkisini inceleyen çalışmalar da yapılmıştır. Cunha vd. termal etki altındaki basınçlı borular üzerinde meydana gelen farklı ölçülerdeki oyuk geometri korozyonun boru hattının yolurma dayanımına olan etkisini araştırmışlardır [11]. Benzer şekilde basınçlı borular üzerinde yürütülen diğer bir çalışmada ise boru üzerinde darbeler sonucu meydana gelen göçüklerin yarattığı mekanik

davranışlar ve göçüklerin oluşturduğu gerilme konsantrasyonu deneysel ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak araştırılmıştır [12]. Korozyon oluşmuş boru bölümleri için darbe sonucunda meydana gelen göçüklerin borunun mekanik davranışına olan etkisini inceleyen çalışmalar da mevcuttur [13]. Basınçlı ekipmanların güvenilirliği, ekipmanın üretiminde kullanılan malzeme ile doğrudan ilişkili bir kavramdır. Bu sebeple, ekipman henüz tasarım aşamasındayken üretiminde kullanılacak malzemenin doğru seçimi de ekipmanın hasar olasılığını etkileyecek bir husus olarak dikkate alınmalıdır. Literatürde basınçlı ekipmanlar için ekipmanın kullanım koşullarına göre en uygun malzemenin seçimine yönelik geliştirilen karar destek sistemlerini öneren çalışmalar da mevcuttur [14]. Literatürde hasar olasılıklarının stokastik olarak belirlendiği güncel çalışmalar da mevcuttur [9]. Gerçekleştirilen bu çalışmada ise; literatürden farklı olarak tasarım ve imalat sürecinin doğasında bulunan geometrik toleranslar, üretimin yapıldığı malzemelerin mekanik özelliklerindeki farklılıklar, kaynaklı birleştirmelerde meydana gelmesi muhtemel varyasyonlar, tasarım yükünün üzerine çıkan basınç değerleri ve değişken yüklenme koşulları sebebiyle meydana gelen çatlak oluşumları güvenilirliği etkileyen değişkenler olarak olasılık hesaplamalarında değerlendirmeye alınmıştır. Ayrıca kaynaklı birleştirmeler için gerilme konsantrasyon faktörü, kaynak bölgesini oluşturan geometrik değişkenlere bağlı olarak sonlu elemanlar analizi yönteminden yararlanılarak elde edilmiştir. Söz konusu değişkenlerin etkisi altında bulunan içten basınçlı ekipmanların hasar olasılığı Monte Carlo benzetimi yöntemi ile zamana bağlı olarak hesaplanmıştır. Elde edilen hasar olasılığı fonksiyonu kullanılarak, ekipmanın bulunduğu işletmenin risk toleransı ve ekipmanın bulunduğu koşullara bağlı olarak gerçekleştirilen risk değerlendirmesi neticesinde ekipmanın periyodik kontrol aralığına karar verilebilir.

2. TEORİK YÖNTEM (THEORETICAL METHOD)

Risk bazlı muayene yönteminde riskin tespiti, başarısızlık olasılığı ile başarısızlığın olası sonuçlarının birlikte değerlendirilmesiyle gerçekleştirilir. API 581'e göre başarısızlık, basınçlı ekipmandan çevreye yönelik bir sızıntıya neden olan bütünlük kaybı veya basınçlı bir bileşenin yırtılması olarak tanımlanır. İşletim sırasında basınçlı bir ekipmanda hasar birikirse, başarısızlık riski artar. Bir mertebeden sonra ise işletme risk toleransı veya risk hedefi aşılar ve ekipmanın hasar durumunu daha iyi ölçmek için bir periyodik muayene yapılması önerilir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta, muayene eyleminin kendisinin riski azaltmadığı sadece belirsizliği azalttığıdır. Böylece ekipmanda mevcut hasarın daha iyi ölçülmesine izin verilir [1]. Riskin büyüklüğü en basit ifadeyle Eş. 1 ile hesaplanır:

$$Risk(t) = H(t) \times C \quad (1)$$

Eş. 1'de " $H(t)$ " başarısızlık olasılığıdır ki çalışmanın geri kalan kısmında hasar olasılığı olarak ifade edilecektir. " C "

ise olası sonuçların etkisinin büyüklüğüdür. Sonuçların etkisi ekipmanın bulunduğu işletmenin ortam koşulları, ekipmanda işlenen, bulundurulmuş veya taşınan kimyasalın sıcaklığı, basıncı, sağlık ve çevre açısından tehlikesi veya meydana gelen hasarın toplam maliyeti gibi hususlara bağlı olarak değişkenlik göstermekle birlikte ne şekilde hesaplanabileceği veya risk değerlendirmesine ne şekilde dahil edileceği API 581 ve DNV-RP-G101 ve benzeri uygulama rehberlerinde gösterilmiştir. Gerçekleştirilen bu çalışma kapsamında ise yorulmaya bağlı olarak meydana gelecek hasar olasılığının “ $H(t)$ ” ne şekilde elde edilebileceği gösterilmiştir.

API 581 dahilinde yorulma hasarları sadece boru hatları için dikkate alınmıştır. DNV-RP-G101 uygulama rehberi ise boru hatlarındaki kaynaklı birleştirmeleri, boruların dallandığı noktaları ve basınçlı kapların çıkış ağzlarını yorulma hasarları özelinde kritik noktalar (hot spot) olarak tanımlamıştır. Kritik noktalar literatürde gerilme konsantrasyon faktörünün yüksek olduğu noktalar olarak tanımlanmaktadır. Bu noktalardaki gerilme değeri nominal gerilmenin de üzerine çıktığı için değişken yükten dolayı oluşan çatlaklar ilk olarak bu kritik noktalarda meydana gelmektedir. Şekil 1’de boru hattı üzerindeki kaynaklı bölgede meydana gelen çatlak oluşumu temsili olarak gösterilmiştir.

2.1. Güvenirliğin Tahmini (Estimation of Reliability)

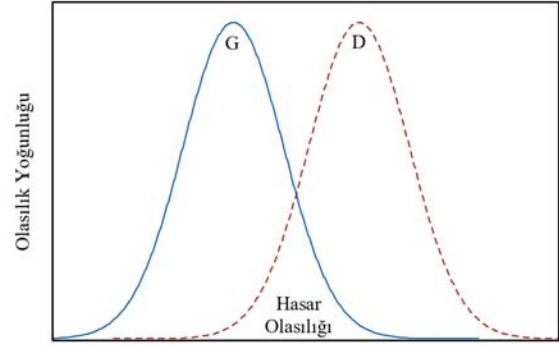
Güvenilir bir tasarım gerçekleştirebilmek için ortaya atılmış olan bu yaklaşım [15], güvenilirliği etkileyen parametrelerin belirlenmesi ve gerilme – dayanım dağılımlarının tanımlanması suretiyle geliştirilmiştir [16]. Bu çalışmada ise hali hazırda tasarımı yapılmış bir ürünün veya sistemin doğasında bulunan veya üretimi ve kullanımı sırasında ortaya çıkabilecek rastgele faktörlerin etkisi ile güvenilirliğinin ne şekilde etkilendiğini tahmin edebilmek için kullanılmıştır. Bu yöntemde güvenilirlik “ $R(t)$ ” dayanım değerinin gerilme değerini aşma olasılığı olarak tanımlanır.

Gerilmenin dayanıma eşit olduğu veya aştığı koşulda ise hasar meydana gelmektedir.

$$\begin{aligned} R(t) &= P[\text{Dayanım} > \text{Gerilme}] \\ &= P[D > G] \\ &= P[D - G > 0] \end{aligned} \quad (2)$$

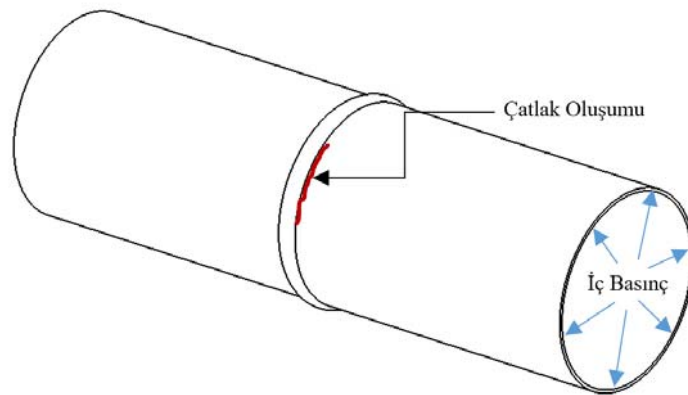
Eş. 2’de “ D ” dayanım rastgele değişkeni ve “ G ” gerilme rastgele değişkeni olmak üzere, söz konusu değişkenlere ait dağılımların farkından elde edilen sınır değer fonksiyonunun sıfırdan büyük olma olasılığı tasarımın güvenilirliği olarak elde edilir. Şekil 2’de olasılık yoğunluk fonksiyonları grafik olarak sunulmuştur. Bu çalışmada ulaşılmak istenen hasar olasılığı “ $H(t)$ ” ise aşağıda gösterilen Eş. 3 ile elde edilir.

$$H(t) = 1 - R(t) \quad (3)$$



Şekil 2. Gerilme ve Dayanım Rastgele Değişkenlerinin Olasılık Yoğunluk Fonksiyonları (Probability Density Functions for Stress and Strength Random Variables)

Güvenirliği veya hasar olasılığını elde etmek için kullanılan farklı yaklaşımlar literatürde yer almaktadır. Bu yaklaşımların önemli bir bölümü sınır değer fonksiyonunu tahmin edebilmek üzerine odaklanmıştır [17-20]. Yapılan bu çalışmada hasar olasılığının tahmininde daha yakın



Şekil 1. Değişken Basınç Etkisiyle Kaynak Bölgesinde Çatlak Oluşumu (Crack Formation in Welding Area Due to Variable Pressure)

sonuçlara ulaşabilmek adına Monte Carlo benzetimi yönteminden yararlanılmıştır.

2.1.1. Monte Carlo benzetimi (Monte Carlo simulation)

Monte Carlo benzetimi, matematiksel fonksiyonların sonuçlarını tahmin etmek ve karmaşık sistemlere ait süreçleri taklit etmek için rastgele örnekleme ve istatistiksel modelleme metodlarını kullanan bir yaklaşımdır [21, 22]. Literatürde Monte Carlo benzetimi yöntemi kullanılarak güvenilirlik analizi yapılan farklı disiplinlerde çalışmalar da mevcuttur [23]. Problemleri tanımlayan fonksiyonların tahmininde ne kadar çok rastgele veri üretilirse sonuca o kadar yaklaşılmakla birlikte gereğinden fazla veri kullanımı hesaplama sürelerini uzatacaktır.

Problem içerisindeki değişkenler olasılık yoğunluk fonksiyonları şeklinde tanımlanarak benzetime dahil edilir (Şekil 2). Bu çalışmada değerlendirmeye alınan problem dahilindeki değişkenlerin normal dağılım gösteriyor olduğu kabul edilmiştir. Normal dağılıma ait olasılık yoğunluk fonksiyonu Eş. 4 ile sunulmuştur.

$$f(x) = \frac{1}{\sigma_{st}\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{x-\mu}{\sigma_{st}}\right)^2} \quad (4)$$

Burada “ x ” rastgele değişken, “ σ_{st} ” dağılımın standart sapması ve “ μ ” dağılıma ait ortalama değerdir. Benzetimdeki normal dağılımlara ait olasılık yoğunluk fonksiyonlarını elde edebilmek için (0-1) aralığındaki rastgele sayılara ihtiyaç duyulmaktadır. Problemden tanımlı değişkenler doğal olarak rastgele olmasına rağmen bunu bilgisayarların kendi kendine yapabilmesi pek olası değildir. Bununla birlikte literatürde elektronik ortamda sahte rastgele sayılar üretilebilecek algoritmalar mevcuttur ve bunlar rastgele sayı üreticileri olarak anılmaktadırlar. En eski ve bilinenlerinden birisi doğrusal eşlenik üreticidir. Bu yöntemde “ n .” rastgele sayı “ z_n ” olmak şartıyla bir sonraki rastgele sayı olan “ z_{n+1} ” Eş. 5’te görüldüğü gibi elde edilebilir [22]. Eşitlikteki “ a ”, “ c ” ve “ m ” rastgele sonuçları üretmek için kararlaştırılan sabit sayılardır.

$$z_{n+1} = (az_n + c) \text{ mod } m \quad (5)$$

Bu şekilde elde edilen (0,1) aralığındaki rastgele sayılar, Eş. 4’teki normal dağılıma ait olasılık yoğunluk fonksiyonunun tersinde yazılırsa “ x ” rastgele değişkenine ait normal dağılım elde edilebilir (Eş. 6).

$$f(z)^{-1} = X \quad (6)$$

Yürütülen bu çalışmada ise problemdeki değişkenlerin normal dağılımları MINITAB yazılımının “Normal Dağılım” fonksiyonu kullanılarak elde edilmiştir. Problemden tanımlı değişkenlerin bir bölümü gerilme normal dağılımını, bir bölümü ise dayanım normal dağılımını meydana getirmektedir. Elde edilen bu dağılımlardaki veriler kullanılarak Eş. 2 ve Eş. 3 çözümlerse probleme ait hasar

olasılığı elde edilebilir. Söz konusu olasılık değerinin Eş. 1’de kullanılmasıyla da risk seviyesinin zamana bağlı olarak fonksiyonu elde edilebilir. Sonuçların etkisinin büyüklüğü olan “ C ” katsayının tespitine bu çalışma kapsamında değinilmediğinden yorulmaya bağlı olarak gelişen hasar olasılığı değeri olan $H(t)$ ’nin asgari değeri 10^{-4} olarak kabul edilmiştir. Bu değer altındaki hasar olasılıkları işin ve işletmenin tehlikesine bağlı olmakla birlikte düşük kabul edilebilir ve acil bir periyodik kontrol gerektirmeyebilir [1,2]. Yöntemin uygulandığı ekipman için hasar olasılığının 10^{-4} mertebesini aştığı koşulda ise periyodik muayene gerçekleştirilmesi tavsiye edilebilir.

2.2. Gerilme Dağılımının Tahmini

(Estimation of Stress Distribution)

2.2.1. Gerilme konsantrasyon faktörünün analitik yöntemle elde edilmesi

(Obtaining the stress concentration factor by analytical method)

İnce cidarlı basınçlı kaplarda veya boru hatlarında iç basıncın etkisi ile kap cidarında aksel ve çevresel yönde normal gerilme durumu oluşmaktadır. Söz konusu gerilme durumu literatürde “membran stres” olarak da adlandırılmaktadır. Radyal yöndeki normal gerilme değerlerine göre çok küçük olduğu için ihmal edilebilir. Büyüklükleri silindirik basınçlı kaplar ve boru hatları için Eş. 7 ve Eş. 8 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\sigma_m^a = \frac{PD}{4t} \quad (7)$$

$$\sigma_m^h = \frac{PD}{2t} \quad (8)$$

Burada “ σ_m^a (MPa)” aksel yönde normal gerilme, “ σ_m^h (MPa)” çevresel normal gerilme, “ P (MPa)” iç basınç, “ D (mm)” çap ve “ t (mm)” cidar kalınlığıdır. Boru hatlarında akış kesintiye uğramadığı sürece iç basınçtan kaynaklı aksel yönde gerilme oluşmadığı kabul edilir. Akışın kesintiye uğradığı koşulda (*end-cap effect*) ise iç basınç etkisiyle aksel yönde normal gerilme dikkate alınmalıdır [24]. Anılan ince cidarlı yapılardaki kaynaklı birleştirmelerde genellikle alın kaynak metodu uygulanır. Basınçlı borular için kaynaklı bölgenin geometrisi Şekil 3’te gösterilmiştir ve gerilme konsantrasyon faktörü (GKF) Eş. 9 [25] kullanılarak hesaplanabilir. Gerek basınçlı kaplarda gerekse de boru hatlarında söz konusu kaynaklı bölgeler yorulma hasarları için kritik noktalar olarak değerlendirilir.

$$GKF = 1 + \frac{3\delta_m}{t} e^{-\sqrt{t/D}} \quad (9)$$

Burada “ δ_m (mm)” kaynak dikişleri için ortalama eksantrikliği ifade eder. Boru hatları için birleştirme hataları veya et kalınlığı ve çapta meydana gelen varyasyonlardan kaynaklıdır. Maksimum değeri cidar kalınlığının 0,1 katı olarak kabul edilmiştir [25]. Eş. 10 söz konusu bölgedeki eksantrik birleştirmeden oluşan normal gerilmeyi ifade etmektedir [25].

$$\sigma_b = \frac{3\delta_m}{t} e^{-\sqrt{t/D}} \sigma^a_m \quad (10)$$

Eş. 7, Eş. 9 ve Eş. 10 kullanılarak kaynaklı bölgedeki toplam normal gerilme Eş. 11 elde edilir.

$$\sigma_T = \frac{PD}{4t} + \frac{3\delta_m}{t} e^{-\sqrt{t/D}} \left(\frac{PD}{4t} \right) \quad (11)$$

Eş. 11 basınç altında çalışan boru hatlarındaki kaynaklı birleştirmeler için en yüksek eksenel yönlü gerilmenin hesap edilmesinde kullanılabilir.

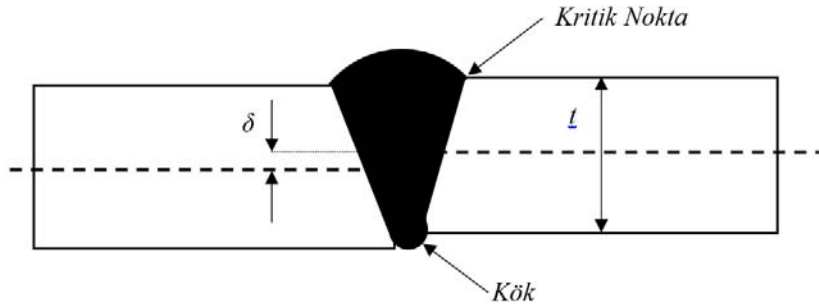
2.2.2. Gerilme konsantrasyon faktörünün sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilmesi (Obtaining the stress concentration factor by the finite element method)

Sonlu elemanlar yöntemi mühendislik alanında karşımıza çıkan karmaşık problemlerin sayısal olarak çözülmesine olanak tanıyan bir yaklaşımdır [26, 27]. Bir önceki bölümde, kaynaklı birleştirme noktasındaki gerilme konsantrasyon faktörü literatürden alıntılanan bir bağıntı yardımıyla analitik olarak elde edilmiştir. Bu bölümde ise literatürden farklı olarak kaynaklı birleştirmeler için gerilme konsantrasyon faktörünü veren bağıntı sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilecektir. Bu amaçla gerilme konsantrasyon faktörünü etkileyen 3 bağımsız değişkeni (D , t ve δ_m) kapsayacak şekilde 9 koşutmadan oluşan bir Taguchi deney tasarımı hazırlanmıştır. Söz konusu deney tasarımı Tablo 1'de gösterilmiştir.

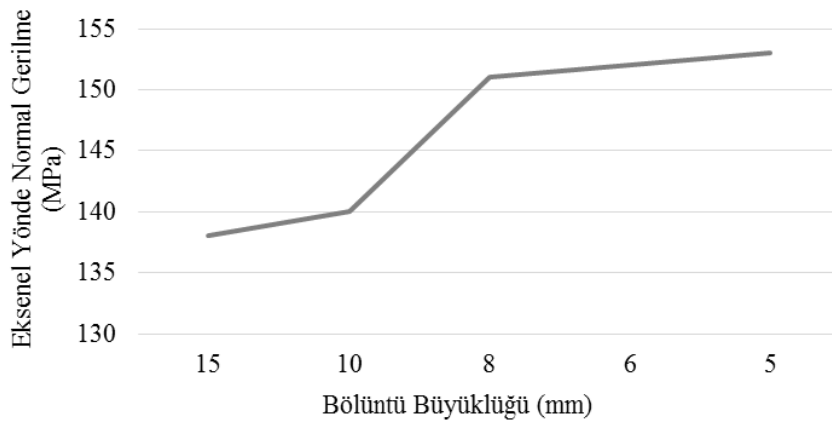
Tablo 1. Taguchi Deney Tasarımı $L_9 (3^3)$
(Taguchi's $L_9 (3^3)$ Experimental Design)

	D (mm)	t (mm)	δ_m/t
1	350	7	0,03
2	350	10	0,05
3	350	12	0,1
4	600	7	0,05
5	600	10	0,1
6	600	12	0,03
7	840	7	0,1
8	840	10	0,03
9	840	12	0,05

Oluşturulan deney tasarımına uygun şekilde katı modeller hazırlanmış ve ANSYS yazılımında sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Kaynaklı birleştirme bölgesindeki gerilme değerinin, ele alınan sonlu elemanlar modelinin sınır koşullarında meydana gelen gerilme değişimlerinden etkilenmemesi adına model uzunluğu 500 mm olarak kararlaştırılmıştır. Bölüntü yapılırken toplam 250,000 dörtüzlü katı eleman kullanılmıştır. En uygun bölüntü büyüklüğünü belirleyebilmek için, bölüntü büyüklüğüne bağlı olarak kaynaklı bölge için eksenel yöndeki maksimum normal gerilme değerleri hesaplanarak yakınsama çalışması yapılmış olup makul hesaplama süreleri dâhilinde kalabilmek için 6 mm bölüntü büyüklüğü yeterli görülmüştür. Yakınsama çalışmasına ait sonuçlar Şekil 4'te sunulmuştur. Şekil 5'te ise 6 mm boyutunda bölüntü



Şekil 3. Alın Kaynak Geometrisi (Butt Weld Geometry)



Şekil 4. Yakınsama Çalışmasına Ait Sonuçlar (Results of Convergence Study)

uygulanan model görülmektedir. Şekil 5'te gösterilen kaynaklı birleştirilmiş boru modeli; Şekil 3'te gösterilen eksantrikliği sağlayacak şekilde ve alın kaynaklı birleştirmeler için makul kabul edilen geometrik özellikler dikkate alınarak oluşturulmuştur. Yakınsama çalışması neticesinde kararlaştırılan bölüntü büyüklüğünün, Şekil 3'te gösterilen kaynaklı birleştirme kusurundan doğan gerilme artışını kabul edilebilir ölçüde ortaya koyduğu değerlendirilmesine varılmıştır.

Analiz sırasında modele iç basınç uygulanmıştır. Borudaki akışın sınırlandırılmasıyla aksel yönde gerilme meydana geleceğinden söz konusu gerilmeyi oluşturacak büyüklükte kuvvet modeldeki boru kesitine aksel yönde (Şekil 5'te x-ekseninde) ayrıca uygulanmıştır. Kuvvetin büyüklüğü boru iç çapı ve basınca bağlı olarak Eş. 12'de gösterildiği şekilde hesaplanmıştır. Sınır koşulları sağlamak amacıyla model diğer kesitinden sabitlenmiştir.

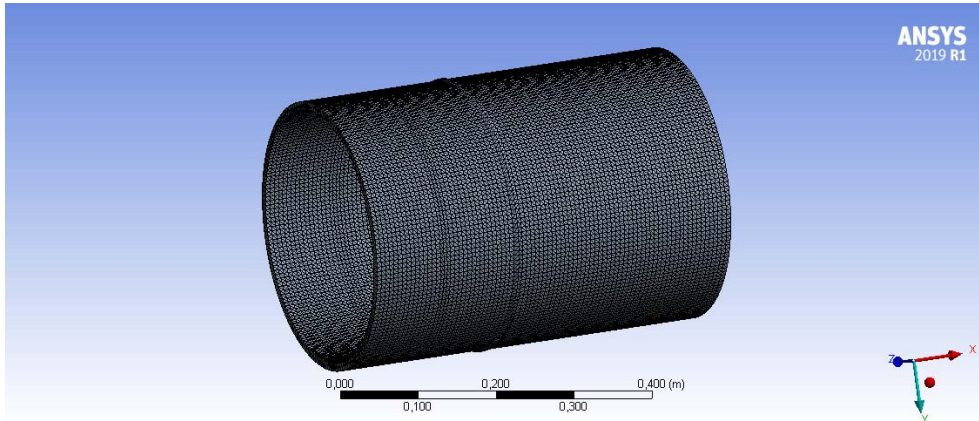
$$F^a = P\pi \frac{D_i^2}{4} \quad (12)$$

Tablo 1'de belirtilen dokuz koşul için analizler tekrarlanmış olup kaynaklı birleştirme bölgesindeki aksel yöndeki

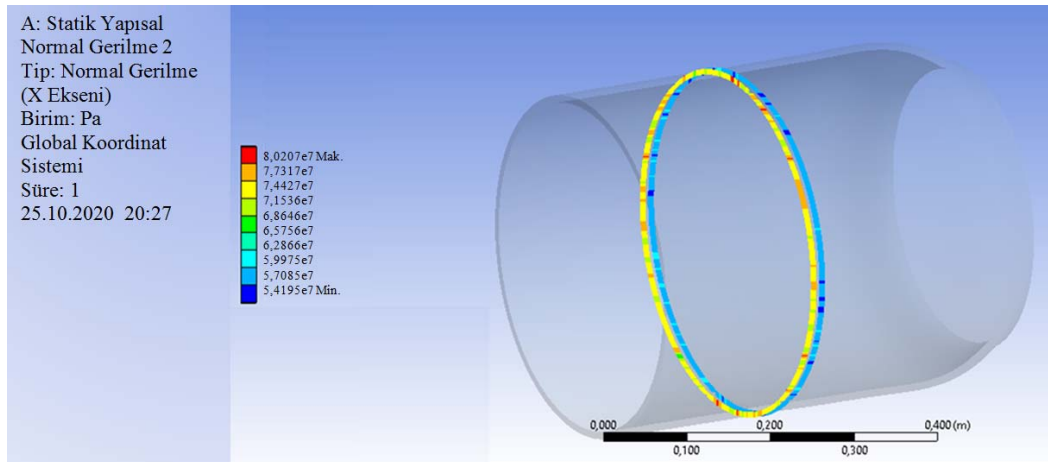
normal gerilme değerleri elde edilmiştir. Elde edilen sonuçların, geometrinin kaynak dikişi olmayan bölümündeki aksel yöndeki normal gerilme değerine oranlanmasıyla da dokuz ayrı koşul için gerilme konsantrasyon faktörlerine ulaşılmıştır. Şekil 6'da 2 numaralı koşturmaya ait kaynaklı birleştirme noktasında meydana gelen aksel yöndeki en büyük normal gerilme gösterilmiştir. Kaynaklı birleştirme noktaları için sonlu elemanlar yöntemiyle elde edilen gerilme konsantrasyon faktörleri, Eş. 11'de verilen bağıntı ile elde edilen sonuçlar ile karşılaştırılarak Tablo 2'de sunulmuştur.

Sonlu elemanlar analizleri sonucunda elde edilen ve Tablo 2'de sunulan gerilme konsantrasyon faktörü değerleri kullanılarak, MINITAB yazılımının lineer olmayan regresyon fonksiyonu aracılığıyla, Tablo 1'deki değişkenler ile gerilme konsantrasyon faktörü arasında bir bağıntı kurularak Eş. 13'te sunulmuştur. Söz konusu bağıntı, alın kaynaklı boru dikişleri için gerilme konsantrasyon faktörünün hesaplanmasında Eş. 9 için alternatif olarak kullanılacaktır.

$$GKF = 1,2473 - 0,00397 \frac{D}{t} e^{-14,5628 \frac{\delta m}{t}} \quad (13)$$



Şekil 5. Bölüntü Büyüklüğü 6 mm (Mesh Size 6 mm)



Şekil 6. Kaynaklı Birleştirme İçin Aksel Yöndeki En Büyük Normal Gerilme (Maximum Axial Normal Stress at Weld Joint)

Tablo 2. Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçlarının Analitik Sonuçlar ile Karşılaştırılması
(Comparison of Finite Element Analysis Results with Analytical Results)

	D (mm)	t (mm)	δ_m/t	GKF Analitik Yöntem (Eş. 11)	GKF Sonlu Elemanlar Yöntemi	Hata %
1	350	7	0,03	1,078	1,000	7,2
2	350	10	0,05	1,127	1,111	1,4
3	350	12	0,1	1,249	1,228	1,7
4	600	7	0,05	1,135	1,016	10,5
5	600	10	0,1	1,264	1,255	0,7
6	600	12	0,03	1,078	1,169	8,4
7	840	7	0,1	1,274	1,086	14,7
8	840	10	0,03	1,081	1,051	2,7
9	840	12	0,05	1,133	1,278	12,8

2.2.3. Gerilme dağılımının elde edilmesi (Obtaining the stress distribution)

Bir önceki bölümde kaynaklı birleştirme için gerilme konsantrasyon faktörü hem analitik hem de sonlu elemanlar analizi yöntemiyle elde edilmiştir. Kaynaklı birleştirme için aksel yöndeki toplam normal gerilme Eş. 14'te sunulmuştur.

$$\sigma_T = \sigma_m^a \times GKF \quad (14)$$

Eş. 14'teki bağımsız değişkenlerin (P , D , t ve δ_m) her birinin belirli bir tolerans dahilinde normal dağılım göstereceği varsayılmıştır. Böylelikle Eş. 4'te verilen normal dağılım fonksiyonu vasıtasıyla gerilme normal dağılımı oluşturulabilir. Tablo 3'te geometrik ve mekanik özellikleri sunulan dikişsiz boru için gerilme normal dağılımı önceki bölümlerde açıklanan yöntemlerle örnek olarak elde edilebilir.

Tablo 3. Örnek Boruya Ait Geometrik ve Mekanik Özellikler

(Geometric and Mechanical Properties of Sample Pipe)

Malzeme	API 5L X60
Akma Dayanımı (MPa)	413
Çekme Dayanımı (MPa)	517
Young Modülü (GPa)	206
Çap (mm)	610
Cıdar Kalınlığı (mm)	9,53
D/t	64
Maksimum Tasarım Basıncı (MPa)*	12,9
Maksimum İşletme Basıncı (MPa)**	9

*Maksimum tasarım basıncı ince cidarlı borular için $\frac{PD}{2t}$ bağıntısı ile elde edilir.

**Maksimum işletme basıncı, maksimum tasarım basıncının en fazla 0,72 katı kadar olabilir. [28]

Gerilme normal dağılımının elde edilebilmesi için Monte Carlo benzetimi yönteminden yararlanılmıştır. Gerilmeyi etkileyen ve Tablo 4'te ortalama ve standart sapma değerleri verilen her bir bağımsız değişken için normal dağılım gösteren 500,000 veri bilgisayar ortamında oluşturulmuştur. Şekil 7'de değişkenlerin dağılımlarına ait histogramlar mevcuttur.

Tablo 4. Gerilme Dağılımını Etkileyen Değişkenler
(Parameters Affecting Stress Distribution)

Değişken	Ortalama	Standart Sapma*
Cıdar Kalınlığı t (mm)	9,53	0,397
Çap D (mm)	610	0,534
Eksantriklik δ_m (mm)	0,476	0,163
Basınç P (MPa)	9	0,3**

*DNV GL-ST-F101 yönergesindeki toleranslara göre oluşturulmuş normal dağılımlara ait standart sapmalar

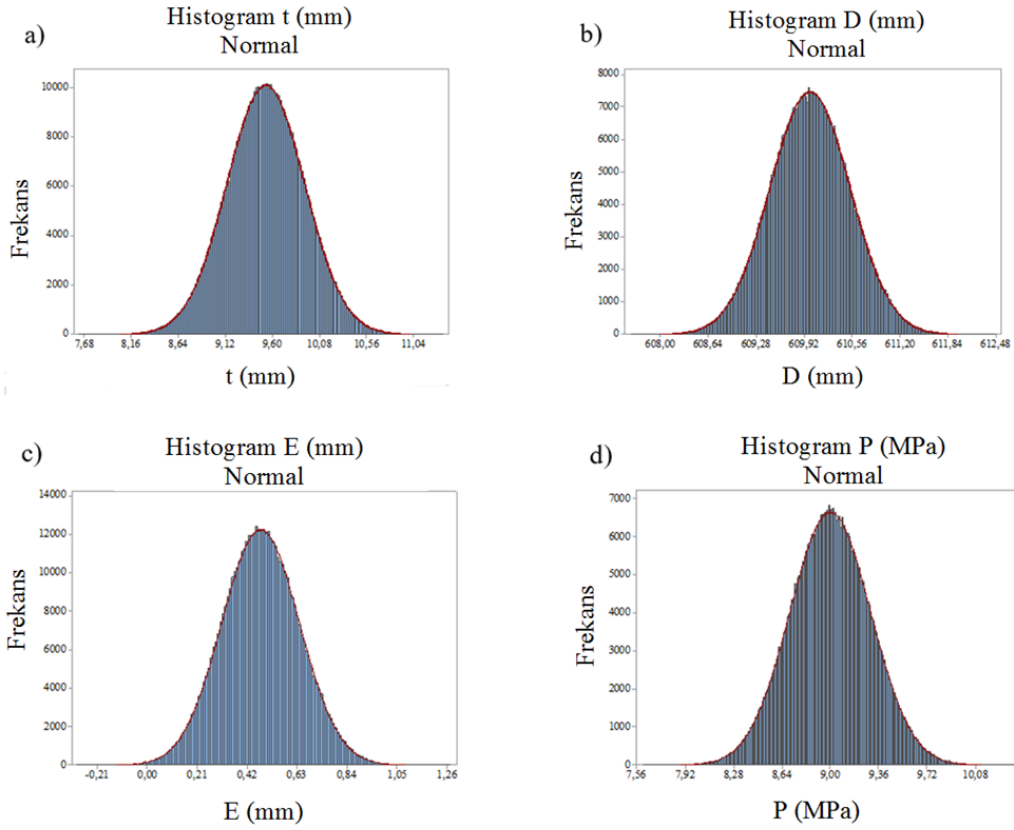
**Olası basınç sapsması işletme basıncının 1,1 katı kadar alınmıştır [24].

Eş. 14'teki her bir bağımsız değişkenin farklı değerleri için gerçekleştirilen Monte Carlo benzetimi sonucunda elde edilen gerilme normal dağılımları Şekil 8'de mevcuttur. Sonuçlar gerilme konsantrasyon faktörünün hem analitik hem de sonlu elemanlar yöntemiyle elde edildiği iki koşulu da gösterecek şekilde sunulmuştur.

2.1. Yorulma Dayanımı Dağılımının Tahmini (Estimation of Fatigue Strength Distribution)

Basıncılı boru hatlarında, operasyon veya emniyet vanaları vasıtasıyla hattaki akış her serbest bırakıldığında ve tekrar durdurulduğunda (aç-kapa koşulu) hattaki işletme basıncından doğan aksel yöndeki gerilmenin sıfırdan maksimum değere tekrar ederek inip çıktığı dolayısıyla değişken yüklenme koşulunun varlığı göz önünde bulundurulmalıdır. Bu tekrarlı yüklerin kaynaklı birleştirmeler üzerindeki etkileri, bu çalışma kapsamındaki yorulma hasarlarının temel sebebi olarak kabul edilmiştir. Bu çalışma kapsamında sadece iç basınç değişimleri dikkate alındığından, işletmelerdeki SCADA (Supervisory Control and Data Acquisition) sistemlerinden alınabilecek aylık veya yıllık basınç değişim değerleri ve çevrim sayıları hesaplamalarda kullanılabilir.

Değişken yüklenme koşulları söz konusu olduğunda hesaplamalarda kullanılmak üzere gerilme genliği " σ_a " ve çevrim sayısı " N " değerlerinin de tespit edilmesi gerekir. Ekipmanın kullanım ömrü süresince maruz kalacağı farklı gerilme genliklerine ve çevrim sayılarına bağlı olarak yorulma hasarının tespitinde aşağıda bağıntısı verilen Palmgren-Miner kuralından yararlanır (Eş. 15).



Şekil 7. Değişkenlere Ait Histogramlar (a: Cedar Kalınlığı t (mm), b: Çap D (mm), c: Eksantriklik δ_m (mm), d: Basınç (MPa)) (Histograms of Parameters)

$$D_a = \sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (15)$$

Burada " n_i "; " σ_i " gerilme seviyesi için çevrim sayısı ve " N_i "; yine " σ_i " gerilme seviyesi için toplam ömür olmak üzere farklı gerilme seviyeleri ve çevrim sayıları için birikimli yorulma hasarı hesaplanabilir. Dolayısıyla SCADA sisteminden alınan farklı basınç değerleri ve çevrim sayıları için eşdeğer bir gerilme genliğine de elde edilmiş olacaktır.

Kaynaklı birleştirmelere ait S-N (yorulma dayanımı – çevrim sayısı) eğrileri baz metale ait olan S-N eğrilerinden farklıdır. Dolayısıyla ilgili kaynaklı birleştirmenin geometrisi ve malzemesine uygun olarak hazırlanmış olan yorulma deney numunelerinden elde edilmiş olan S-N eğrileri kullanılmalıdır. Bu çalışma kapsamında kullanılan S-N eğrisi DNV GL-RP-C203 uygulama rehberinden temin edilmiştir. Şekil 9'da tek kaynak ağzına sahip, alın kaynaklı birleştirme için atmosferik koşullardaki S-N eğrisi sunulmuştur. Yorulma dayanımı dağılımının elde edilmesinde Eş. 16 [25] kullanılmıştır.

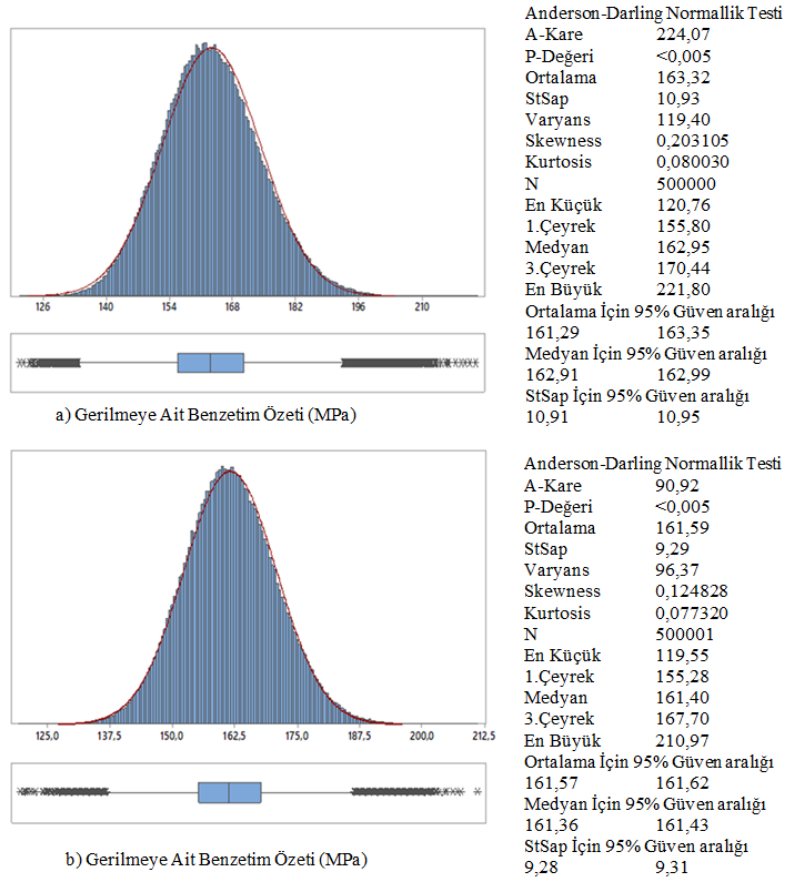
$$\log N = \log a - m \log(S_f) \quad (16)$$

Burada " N " çevrim sayısı, " $\log a$ " S-N eğrisi ile grafiğin N ekseninin kesişimi, " m " S-N eğrisinin eğiminin negatifi, " S_f " yorulma dayanımı olarak tanımlanmaktadır. " m " ve " a "

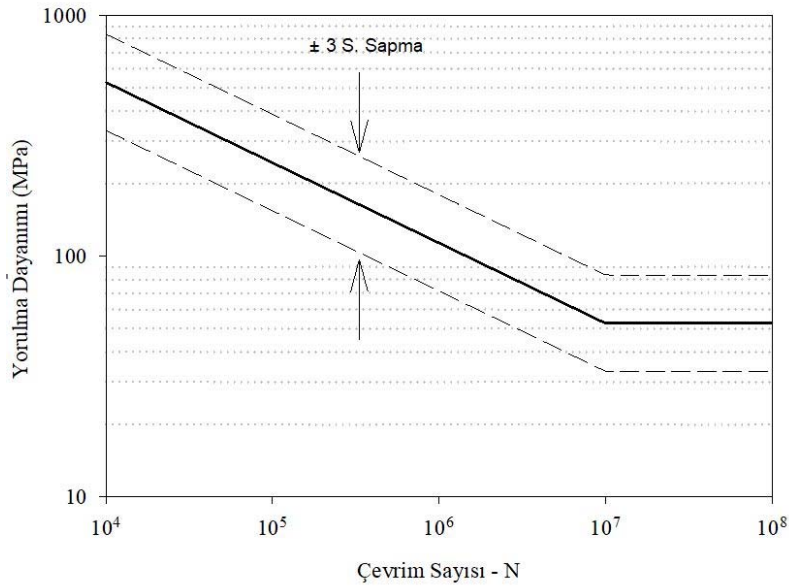
malzemeye bağlı katsayılar olup kaynaklı bölgenin mekanik özelliklerine göre değişiklik göstermektedir. Üzerinde çalışılan problem için " $m = 3$ " ve " $\log a = 12,164$ " olarak kabul edilmiştir [25]. Kaynaklı birleştirme için iç basınca bağlı aksenal yöndeki normal gerilme değerinin akışın kesintiye uğramasıyla birlikte maksimum değere ulaştığı ve akışın serbest bırakılması ile tekrar sıfıra düştüğü kabul edilmiştir. Bu sebepten gerilme genliği Eş. 17 kullanılarak hesaplanmıştır.

$$\sigma_a^a = \frac{\sigma_T}{2} \quad (17)$$

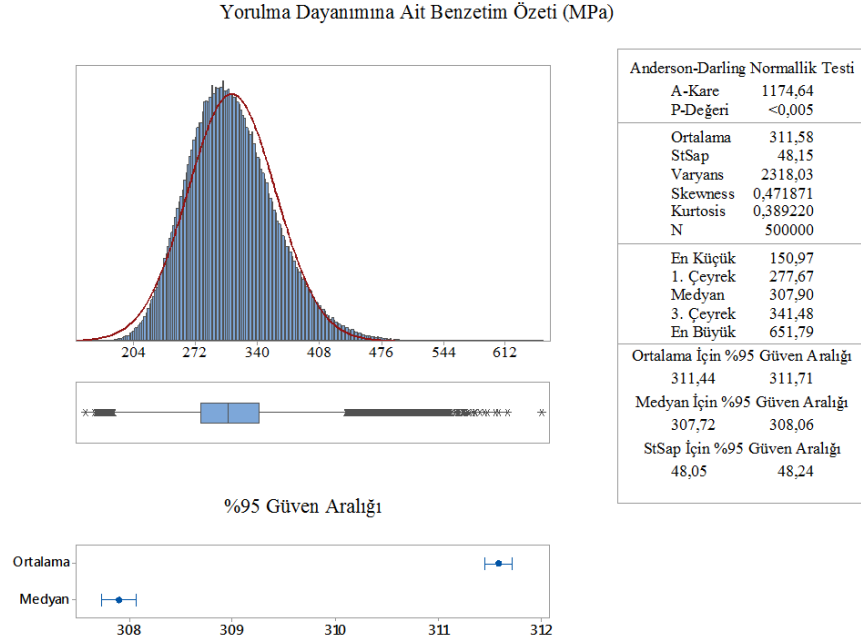
Kaynaklı birleştirmenin yorulma dayanımı, malzemenin mekanik özelliklerindeki olası varyasyonlara göre farklılıklar gösterecektir. Bu sebepten gerçeğe uygun bir dayanım dağılımı elde edebilmek için S-N eğrisi Şekil 9'da görülüşü gibi bir tolerans aralığında kabul edilmelidir. Dolayısıyla malzemenin yorulma dayanımının şekilde gösterilen tolerans aralığında normal dağılım gösteriyor olduğu varsayılmıştır. Eş. 16'daki " a " malzeme değişkenin, ± 3 (standart sapma) aralığında normal dağılım gösterecek şekilde değişen 500,000 değeri için Eş. 16 çözüldüğünde, Şekil 10'da sunulan yorulma dayanımı dağılımı elde edilir. Burada " $\log a$ " malzeme mekanik özelliklerine bağlı değişken için standart sapma 0,2 olarak alınmıştır [25].



Şekil 8. Gerilme İçin Benzetim Sonucu a: Analitik, b: SEA (Simulation Result for Stress a: Analytical, b: FEA)



Şekil 9. Kaynaklı Birleştirme İçin S-N Eğrisi [12] ($m = 3$, $\log a = 12,164$) (S-N Plot For Welded Joint)



Şekil 10. Kaynaklı Birleştirmede Dayanım İçin Benzetim Sonucu ($N=5 \times 10^4$ Çevrim İçin Hesaplanan)
(Simulation Result for Strength of Weld)

İnce cidarlı silindirik kaplarda, iç basınca bağlı çevresel yöndeki gerilme daha büyüktür. Bu sebeple; çalışma özelinde değerlendirmeye alınan basınçlı borular için, kaynaklı birleştirmenin söz konusu olmadığı gövde bölümlerindeki yorulma hasar olasılığının belirlenmesi amacıyla, çevresel yöndeki gerilme de dikkate alınmalıdır. Çevresel yöndeki gerilmenin büyüklüğü Eş. 8 kullanılarak hesaplanabilir. Basınçlı borularda çevresel yöndeki gerilme genliği için boru işletme basıncında meydana gelen dalgalanmalar esas alınmıştır. Çalışmada ele alınan problem için, boru iç basıncındaki değişim miktarı Tablo 4'te belirtildiği üzere işletme basıncının %10'u olarak alınmış olup basıncın işletme basıncından \pm %10 kadar saptığı kabul edilmiştir. Çevresel yöndeki gerilme genliği Eş. 18 kullanılarak hesaplanabilir.

$$\sigma_a^h = 0,1\sigma_m^h \quad (18)$$

Tablo 3'te mekanik özellikleri verilen boruya ait S-N eğrisi hesaplanarak elde edilmiş ve boru gövdesi için yapılacak yorulma analizinde kullanılmak üzere Şekil 11'de sunulmuştur. S-N eğrisi malzemenin mekanik özelliklerinde meydana gelebilecek çeşitliliğe bağlı olarak \pm %5 tolerans aralığında tanımlanmıştır. S-N eğrisi için sonsuz ömür limiti " S_e " Eş. 19 kullanılarak elde edilmiştir.

$$S_e = 0,5k_a S_{ut} k_b k_c \quad (19)$$

Eşitlikte " S_{ut} " malzemenin çekme dayanımını, " k_a " malzemeye ait yüzey faktörünü, " k_b " malzemeye ait boyut faktörünü ve " k_c " ise probleme ait yük faktörünü temsil etmektedir. Sonsuz ömür limitinin hesabında yüzey faktörü " $0,65$ ", burada eksenel kuvvetten doğan normal gerilme meydana geldiğinden boyut faktörü " 1 " ve yük faktörü

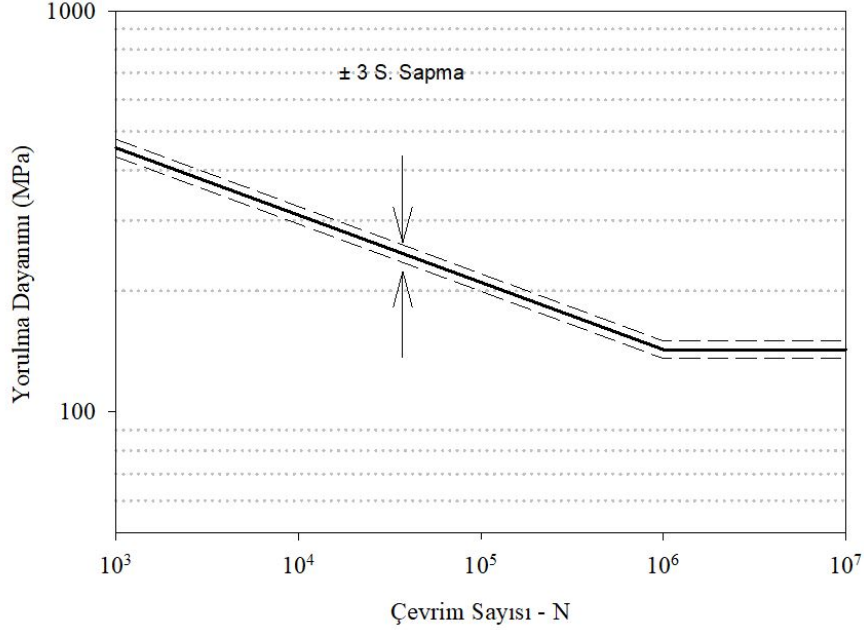
" $0,85$ " olarak kabul edilmiştir. Düşük çevrim için ($N < 10^3$) yorulma dayanımı malzeme çekme dayanımının yaklaşık 0,88 katı olarak alınmıştır [29].

Şekil 11'de gösterilen S-N eğrisi kaynaklı birleştirmenin söz konusu olmadığı boru gövdesi için yorulma dayanımı dağılımlarının elde edilmesinde kullanılmıştır. Malzemenin çekme dayanımında oluşması muhtemel \pm %5 tolerans için yine 500,000'er veriden oluşan yorulma dayanımı dağılımları Şekil 11'de sunulan S-N eğrisine uygun olarak bilgisayar ortamında elde edilmiştir.

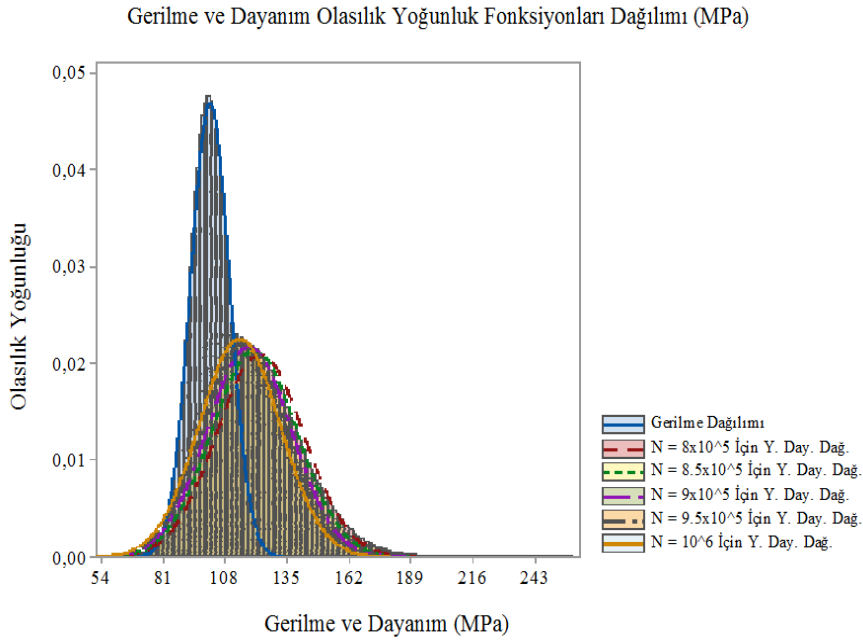
2.2. Hasar Olasılığının Öngörülmesi (Prediction of Failure Probability)

Şekil 2'de sunulmuş olan dayanım " D " ve gerilme " G " dağılımlarının ne şekilde elde edildiği önceki bölümde gösterilmiştir. Şekil 12 ve Şekil 13'te kaynaklı birleştirmeler ve boru gövdesi için farklı çevrim sayıları üzerinden elde edilen yorulma dayanımı dağılımları ile gerilme dağılımları aynı grafik üzerinde gösterilmiştir.

Şekil 12'de kaynaklı birleştirme için eksenel yönde gerilme dağılımı ile çevrim sayısına bağlı olarak değişen yorulma dayanımı dağılımları karşılaştırılmış olup hasar olasılığının büyüklüğü iki dağılımın kesişim alanının büyüklüğü üzerinden elde edilebilmektedir. Benzer şekilde Şekil 13'te boru gövdesinde kaynak olmayan alanlar için çevresel yöndeki gerilme dağılımı ile yorulma dayanımı dağılımları karşılaştırılmıştır. İki grafik birlikte incelendiğinde kaynaklı birleştirme bölgesinin yorulma hasarı yönünden daha kritik olduğu değerlendirilebilir. Bunun en önemli nedeni, iç basınca bağlı eksenel yöndeki gerilmenin borudaki akışın sınırlandırılmasıyla meydana gelmesi ve bu yüzden de



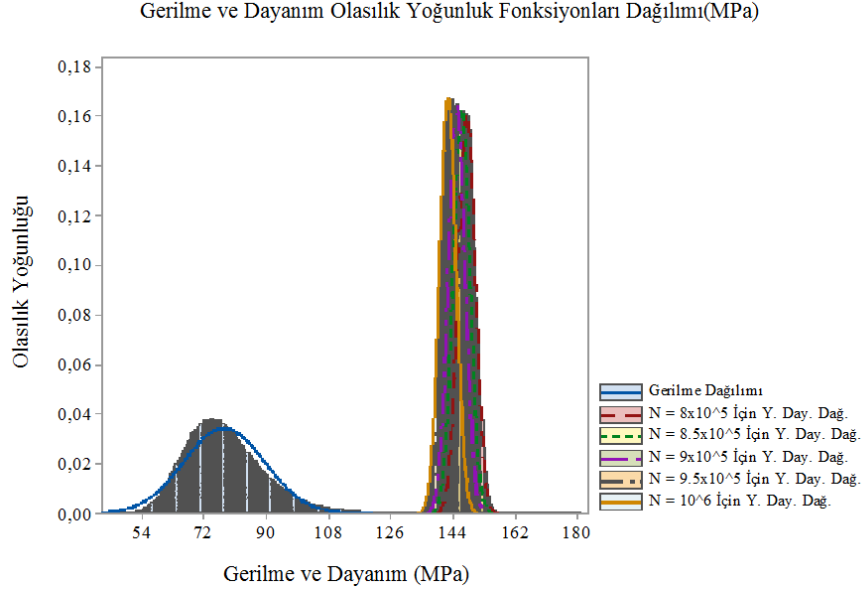
Şekil 11. Boru Gövdesi İçin S-N Eğrisi (S-N Plot for Pipe Base Metal)



Şekil 12. Kaynakta Eksenel Gerilme ve Dayanım Olasılık Yoğunluk Dağılımları (Probability Density Distribution for Axial Stress at Weld and Strength)

eksenel yöndeki gerilme genliğinin çevresel yöndeki gerilme genliğinden daha büyük olmasıdır. Ayrıca kaynaklı bölgeye ait S-N eğrisi ile boru gövdesi için hesaplanan S-N eğrisi karşılaştırıldığında, kaynaklı bölgenin sonsuz ömür limitinin daha düşük olduğu görülmektedir. Şekil 13 ve Şekil 14'te görüldüğü üzere, çevrim sayısı arttıkça yorulma dayanımı dağılımının gerilme dağılımına yaklaştığı bu sebeple de birikimli hasar olasılığının artıyor olduğu anlaşılmaktadır. Bu çalışmada yorulma hasar olasılıklarının hesaplanmasında yorulma hasar kriterlerinden Soderberg hasar kriteri 1988

kullanılmıştır. Çevrim sayısına bağlı olarak hasar olasılığını elde edebilmek için Eş. 2 ve Eş. 3'ün farklı çevrim sayıları için tekrarlı çözülmesi gerekmektedir. Her bir çevrim sayısına karşılık gelen hasar olasılığı bu şekilde hesaplanabilmektedir. Bilgisayar ortamında gerçekleştirilmiş olan çözüme ait sonuçlar Tablo 5'te sunulmuştur. Tablo 5 incelendiğinde, yorulmaya bağlı hasar olasılığının birikimli olarak zamana bağlı şekilde artıyor olduğu görülmektedir. Tablo 5'te ayrıca boru gövdesinde çevresel yöndeki gerilmeye bağlı hasar olasılığı sonuçları da



Şekil 13. Boru Gövdesinde Çevresel Gerilme ve Dayanım Olasılık Yoğunluk Dağılımları
(Probability Density Distribution for Hoop Stress at Pipe Base and Strength)

Tablo 5. Çevrim sayısına Bağlı Hasar Olasılığı (Fracture Probability Due to Cycle Number)

Çevrim Sayısı	Hasar Olasılığı Analitik	Hasar Olasılığı SEA	Hasar Olasılığı Boru Gövdesi
1,50E+05	1,40E-05	2,00E-06	0,00E+00
2,00E+05	9,00E-05	5,00E-05	0,00E+00
2,50E+05	4,86E-04	2,42E-04	0,00E+00
3,00E+05	1,69E-03	9,26E-04	2,00E-06
3,50E+05	4,07E-03	2,50E-03	2,00E-06
4,00E+05	8,27E-03	5,41E-03	2,00E-06
4,50E+05	1,52E-02	1,02E-02	4,00E-06
5,00E+05	2,50E-02	1,78E-02	1,60E-05
5,50E+05	3,76E-02	2,79E-02	2,40E-05
6,00E+05	5,34E-02	4,10E-02	2,80E-05
6,50E+05	7,20E-02	5,68E-02	4,20E-05
7,00E+05	9,37E-02	7,53E-02	5,40E-05
7,50E+05	1,18E-01	9,66E-02	7,40E-05
8,00E+05	1,44E-01	1,20E-01	9,80E-05
8,50E+05	1,72E-01	1,46E-01	1,20E-04
9,00E+05	2,00E-01	1,73E-01	1,34E-04
9,50E+05	2,31E-01	2,02E-01	1,58E-04
1,00E+06	2,61E-01	2,32E-01	1,80E-04

görülmektedir. Elde edilen sonuçlardan, kaynaklı birleştirmelerin yorulma hasarı özelinde daha dikkatli incelenmesi gerektiği yorumu yapılabilir. Kaynaklı birleştirmeye sahip basınçlı ekipmanlar için en uygun muayene zamanının belirlenmesinde söz konusu olasılık verileri kullanılabilir.

3. UYGULAMA SONUÇLARI (APPLICATION RESULTS)

Örnek olarak seçilen API 5L X60 çelik boru için, önerilen yöntem dahilindeki analitik ve sonlu elemanlar yaklaşımları ile elde edilmiş olan “Hasar Olasılığı – Kullanım Süresi” grafikleri Şekil 14’te sunulmuştur. Şekilde kaynaklı birleştirme noktalarında yorulma hasarı meydana gelme

olasılığı çevrim sayısına bağlı olarak gösterilmiştir. Literatürde en bilinen ve yaygın olarak kullanılan yöntem API 581 uygulama rehberinde açıklanmaktadır.

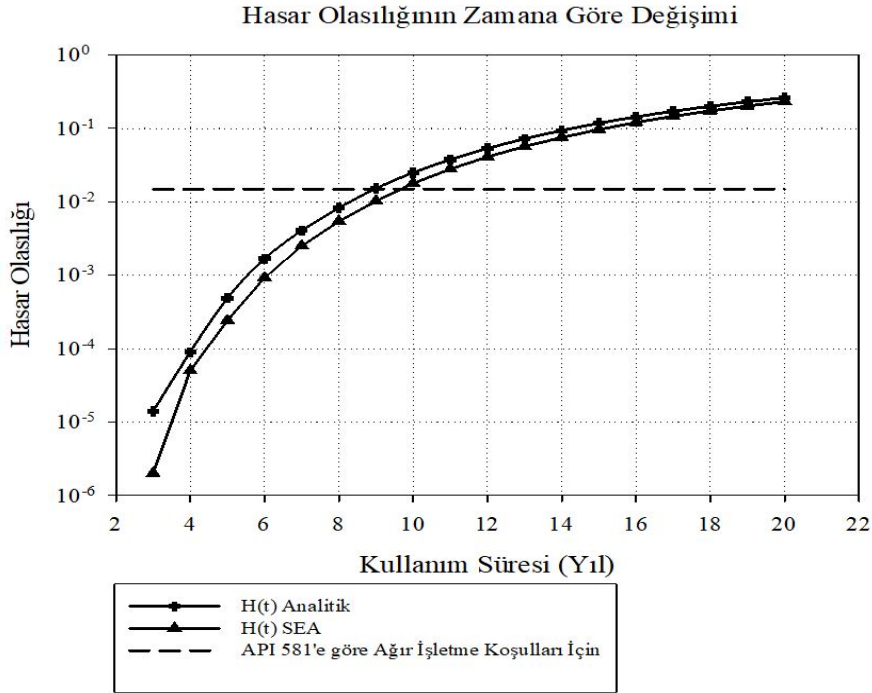
Gerçekleştirilen bu çalışmada, yorulmaya bağlı olarak elde edilen hasar olasılığı, API 581 uygulama rehberinden elde edilen hasar olasılığı ile karşılaştırılmıştır. API 581’de açıklanan hasar katsayısının tespitinde, uygulamanın yapıldığı işletmede ağır çalışma koşullarının mevcut olduğu ve işletmedeki benzer boru hatlarında daha önce birden fazla hasar meydana gelmiş olduğu kabulü yapılmıştır. Bu sebeple rehberde öngörülen en ağır yorulma hasar faktörü dikkate alınmış ve söz konusu koşullar altında hasar olasılığı değeri $1,5 \times 10^{-2}$ olarak kabul edilmiştir. Bu olasılık rehberine göre

yüksek risk tanımına karşılık geldiğinden olası hasarın sonuçlarından bağımsız olarak ivedi bir periyodik kontrol yapılması tavsiye edilmektedir. Söz konusu olasılık değeri, bu çalışma kapsamında ön kabulü yapılan yükleme koşulları ve çevrim sayıları için elde edilen hasar olasılığı eğrisi ile karşılaştırıldığında yaklaşık 9-10 yıllık bir servis ömrüne tekabül etmektedir.

Çalışma kapsamında örnek olarak ele alınan boru için elde edilen hasar olasılığı grafiği, periyodik muayene aralıklarının belirlenmesi için önemli bir veri oluşturmaktadır. Çalışmanın önceki bölümlerinde detayları açıklanan risk bazlı muayene yönteminde riskin büyüklüğü, hasarın meydana gelme ihtimali ile hasarın olası sonuçlarının çarpımı kadardır. Hasarın olası sonuçları söz konusu ekipmanın bulunduğu ortama, ekipmanda işlenen, depolanan veya aktarılan kimyasalın tehlike ve risklerine, oluşan hasarın çalışanlara veya çevreye verebileceği muhtemel etkilere bağlı olarak değişimle birlikte bu çalışma kapsamında değerlendirmeye alınmamıştır. İşletmelerin söz konusu olası sonuçları dikkate alan bir risk değerlendirmesi çalışması gerçekleştirmeleri ve bu çalışma sonucunda

tolerans gösterebilecekleri hedef risk büyüklüklerini belirleyerek, kendilerine en uygun periyodik muayene aralıklarını karar vermeleri gerekmektedir. Genel olarak kabul edilen görüş 10^{-4} 'ün altındaki olasılıkların yorulma hasarı yönünden düşük kabul edildiği ve acil bir periyodik kontrol gerektirmediğidir.

Çalışmada gerçekleştirilen örnek vaka özelinde; Şekil 14'te sunulan grafik incelendiğinde, API 581'de öngörülen en ağır yorulma koşulları için hesaplanan hasar olasılığı üst sınır olarak kabul edilirse, boru hattının kurulumunu izleyen 10. yıl dolmadan periyodik kontrolün mutlaka gerçekleştirilmesi gerektiği yorumu yapılabilir. Eğer işin veya işletmenin gereği olarak daha güvenli tarafta kalınmak istenirse 10^{-4} olasılığa ulaşılmadan, dolayısıyla 4. yılı doldurmadan periyodik muayene gerçekleştirilmesi tavsiye edilir. Bu aşamada önemli olan işin ve işletmenin risk toleransı da dikkate alınarak gerçekleştirilen risk değerlendirmesiyle, Şekil 14'te sunulan zamana bağlı hasar olasılığı eğrisi kullanılmak suretiyle, işletme için maliyet etkin ve yeterince güvenli en uygun periyodik kontrol zamanına karar vermektir (Tablo 6).



Şekil 14. Hasar Olasılığının Zamana Göre Değişimi (1 yıl içindeki çevrim sayısı $N:5 \times 10^4$ olarak kabul edilmiştir.)
(Variation of Damage Probability Over Time)

Tablo 6. Örnek problem için hasar olasılığına bağlı olarak tavsiye edilebilecek periyodik muayene aralıkları
(Periodic inspection intervals that can be recommended depending on the possibility of damage for case study)

Hasar Olasılığı	Tavsiye edilen periyodik muayene zamanı
$10^{-6} < \text{Hasar Olasılığı} \leq 10^{-5}$	-/-
$10^{-5} < \text{Hasar Olasılığı} \leq 10^{-4}$	$3 \leq \text{Muayene Yılı} < 4$
$10^{-4} < \text{Hasar Olasılığı} \leq 10^{-3}$	$4 \leq \text{Muayene Yılı} < 6$
$10^{-3} < \text{Hasar Olasılığı} \leq 10^{-2}$	$6 \leq \text{Muayene Yılı} < 8$

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Gerçekleştirilen bu çalışma kapsamında; ince cidarlı silindirik basınçlı ekipmanlarda, değişken iç basınca bağlı olarak yorulma hasarının meydana gelme olasılığı zamana bağlı olarak tahmin edilmiştir. Çalışma kapsamında hasarın meydana gelme ihtimalinin daha yüksek olduğu hassas noktalara yani kaynaklı birleştirmelere odaklanılmıştır. Söz konusu hassas noktalarda; tasarım kapasitesini aşan iç basınç, değişken iç basınç için çevrim sayısı, kaynaklı birleştirmelerin geometrik ve mekanik özellikleri güvenilirliği etkileyen rastgele değişkenler olarak hesaplamalarda değerlendirmeye alınmıştır. Kaynaklı birleştirmeler için S-N eğrileri ve gerilme konsantrasyon faktörleri DNV GL'ye ait uygulama rehberlerinden temin edilmiştir. Kaynaklı birleştirme bölgesi için gerilme konsantrasyon faktörü sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilerek sonuçlar analitik yöntemle karşılaştırılmıştır. İki farklı yöntemle elde edilen gerilme konsantrasyon faktörleri kullanılarak elde edilen zamana bağlı hasar olasılığı grafikleri karşılaştırıldığında sonuçların uyumlu olduğu gözlemlenmiştir. Çalışma dahilindeki olasılık hesaplamaları için Monte Carlo benzetimi yöntemi kullanılmıştır.

Yapılan periyodik muayene sonucunda bir bakım veya yenileme söz konusu değilse hasar olasılığının düşmediği ama mevcut durumdaki belirsizliğin azaldığı unutulmamalıdır. Bu sebepten bir sonraki periyodik kontrol tarihinin belirlenmesi için periyodik kontrol sırasında elde edilen bilgi ve bulgulardan yararlanılması gerekmektedir. Yorulma hasarlarına yönelik periyodik muayenelerde tahribatsız muayene yöntemlerinden yararlanılır ve çatlak boyutu tespit edilmesine yönelik olarak uygulanır. Muayene sırasında tespit edilen çatlak boyutuna göre benzer bir olasılık hesabı yapılarak sonraki uygun periyodik kontrol aralığı tespit edilmelidir. Dolayısıyla bu çalışmaya ek olarak kırılma mekaniği bağıntılarından yararlanılarak çatlak büyümesini tahmin etmeye yönelik bir yorulma analizi yapılması tavsiye edilir.

Son olarak; çalışmanın kısıtları aşağıda verilen iki maddede özetlenebilir:

- Çalışma kapsamında gerçekleştirilen hasar olasılığı hesaplamalarında; söz konusu ekipmanlarda meydana gelmesi muhtemel korozyon, çok düşük sıcaklıklardan kaynaklı gevrek kırılmalar, yüksek sıcaklıktaki hidrojenin etkileri ve dış darbelerden kaynaklı etkiler dikkate alınmamıştır. Ayrıca dirsek, flanş, mesnet gibi farklı geometrik unsurlar da değerlendirilmemiştir.
- Çalışma kapsamında değerlendirilen ince cidarlı silindirik basınçlı ekipmanlar için elde edilen hasar olasılıkları teorik olup, periyodik muayeneler için ulusal veya uluslararası standartlar ile ilgili mevzuat kapsamında hükmedilen periyodik muayene aralıkları göz ardı edilmemelidir.

Bu konular ileride gerçekleştirilebilecek çalışmalarda araştırmacılara ışık tutabilir.

5. SİMGELER (SYMBOLS)

C	: Olası Sonuçların Etkisi
D	: Çap
D_a	: Birikimli Yorulma Hasarı
F^a	: Boru Kesitine Eksenel Yönde Etki Eden Kuvvet
k_a	: Yüzey Faktörü
k_b	: Boyut Faktörü
k_c	: Yük Faktörü
log_a	: S-N Eğrisi ile Grafiğin Yatay Ekseninin Kesişimi
m	: S-N Eğrisinin Eğimi
N	: Çevrim Sayısı
P	: İç Basınç
$H(t)$: Hasar olasılığı
$R(t)$: Güvenirlilik
S_e	: Sonsuz Ömür Limiti
S_f	: Yorulma Dayanımı
S_{ut}	: Çekme Dayanımı
t	: Cidar Kalınlığı
z_n	: Rastgele Sayı
δ_m	: Ortalama Eksantriklik
μ	: Dağılıma Ait Ortalama
σ_a	: Gerilme Genliği
σ_a^a	: Eksenel Yönde Gerilme Genliği
σ_a^h	: Çevresel Yönde Gerilme Genliği
σ_b	: Bölgesel Eğilmeden Kaynaklı Normal Gerilme
σ_m^a	: Eksenel Yönde Normal Gerilme
σ_m^h	: Çevresel Yönde Normal Gerilme
σ_{st}	: Dağılıma Ait Standart Sapma
σ_r	: Toplam Normal Gerilme

KAYNAKLAR (REFERENCES)

1. American Petroleum Institute, Risk-Based inspection technology, Washington D.C.: API Standards Department, 2008.
2. Det Norske Veritas, DNV-RP-G101 Risk based inspection of offshore topsides static mechanical equipment, Oslo: DNV, 2010.
3. DNV GL AS, DNV GL-RP-C210 Probabilistic methods for planning of inspection for fatigue cracks in offshore structures, Oslo: DNV GL AS, 2015.
4. The British Standards Institution, BS 7910 Guide to methods for assessing the acceptability of flaws in metallic structures, London: BSI, 2016.
5. Straub D., Faber M. H., Risk based inspection planning for structural systems. Structural safety, 27 (4), 335-355, 2005.
6. Tan Z., Li J., Wu Z., Zheng J., He W., An evaluation of maintenance strategy using risk based inspection, Safety science, 49 (6), 852-860, 2011.
7. Singh M., Pokhrel M., A fuzzy logic-possibilistic methodology for risk-based inspection (RBI) planning of oil and gas piping subjected to microbiologically influenced corrosion (MIC), International Journal of Pressure Vessels and Piping, 159, 45-54, 2018.
8. Luque J., Straub D., Risk-based optimal inspection strategies for structural systems using dynamic Bayesian networks, Structural Safety, 76, 68-80, 2019.

9. Lotsberg I., Sigurdsson G., Fjeldstad A., Moan T., Probabilistic methods for planning of inspection for fatigue cracks in offshore structures, *Marine Structures*, 46, 167-192, 2016.
10. Lassen T., Recho N., Risk based inspection planning for fatigue damage in offshore steel structures, ASME 34th International Conference on Ocean Offshore and Arctic Engineering, Saint John – Canada, V003T02A076-V003T02A076, May 31 – June 5, 2015.
11. Cunha D. J., Benjamin A. C., Silva R. C., Guerreiro J. N., Drach P. R., Fatigue analysis of corroded pipelines subjected to pressure and temperature loadings, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 113, 15-24, 2014.
12. Shuai Y., Shuai J., Zhang X., Experimental and numerical investigation of the strain response of a dented API 5L X52 pipeline subjected to continuously increasing internal pressure, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 56, 81-92, 2018.
13. Ryu D. M., Wang L., Kim S. K., Lee J. M., 2017, Comparative study on deformation and mechanical behavior of corroded pipe: Part I–Numerical simulation and experimental investigation under impact load, *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, 9, (5), 509-524, 2017.
14. Balcı A., Yurdakul M., İç Y.T., Development of a decision support system to select materials for pressure vessels, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 33 (1), 115-125, 2018.
15. Haugen E. B., *Probabilistic Approaches to Design*, John Wiley and Sons, New York, A.B.D., 1968.
16. Kececioglu D., Cormier D., Designing a specified reliability directly into a component, SAE Technical Paper, 640615, 1964.
17. Cornell C. A., A probability-based structural code, In *Journal Proceedings*, 66 (12), 974-985, 1969.
18. Hasofer A. M., Lind N. C., Exact and invariant second-moment code format, *Journal of the Engineering Mechanics division*, 100 (1), 111-121, 1974.
19. Rackwitz R., Flessler B., Structural reliability under combined random load sequences, *Computers & Structures*, 9 (5), 489-494, 1978.
20. Ditlevsen O., Principle of normal tail approximation, *Journal of the Engineering Mechanics Division*, 107 (6), 1191-1208, 1981.
21. von Neumann J., Ulam S., Monte Carlo method, *National Bureau of Standards Applied Mathematics Series*, 12 (1951), 36, 1951.
22. Harrison R. L., Introduction to Monte Carlo simulation, *AIP conference proceedings*, 1204 (1), 17-21, 2010.
23. Çalamak M., Estimation of flood induced overtopping reliability of dams on Tanyeri Dam case study, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 32 (3), 965-975, 2017.
24. DNV GL AS, DNV GL-ST-F101 Submarine pipeline systems, Oslo: DNV GL AS, 2016.
25. DNV GL AS, DNV GL-RP-C203 Fatigue design of offshore steel structures, Oslo: DNV GL AS, 2016.
26. Altın M., Investigation of performances of energy absorbing profiles having different geometries under oblique loads, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 34 (3), 1517-1525, 2019.
27. Uğuz A., Penekli U., Determination of mechanical behavior of metal-rubber compound pulley part, finite element analysis and verification with tests, *Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University*, 35 (4), 2113-2123, 2020.
28. The American Society of Mechanical Engineers, ASME B31.4: Pipeline transportation systems for liquid hydrocarbons and other liquids, Washington D.C.: ASME, 2002.
29. Budynas R. G., Nisbett J. K., *Shigley's Mechanical Engineering Design*, McGraw-Hill, New York, A.B.D., 8, 2008.