

## BİRİKİMLİ HASAR TEORİLERİ VE YORULMA ÇATLAĞINA GÖRE ÖMÜR DEĞERLENDİRMELERİ

**Gökhan Erkin SAATÇI**

Y.T.Ü. Makina Fakültesi, İSTANBUL  
gsaatci@yildiz.edu.tr

**Necati TAHRALI**

Y.T.Ü. Makina Fakültesi, İSTANBUL  
tahralli@yildiz.edu.tr

### ÖZET

Daha önceden bilindiği üzere, malzemelerin Wöhler eğrisini elde etmek oldukça güçtür. Ancak işletmelerde dinamik yüklemelere maruz makina parçalarının servis ömürlerini tayin edebilmek için birikimli hasar teorilerine ihtiyaç duyulmakta ve teorileri kullanabilmek içinse malzemelerin zorlandığı gerilmelerdeki maksimum ömür değerlerinin bilinmesi gerekmektedir. Bu ömür değerleri ise Wöhler eğrilerinden okunmaktadır.

Bu çalışmada Wöhler eğrilerinden bağımsız olarak eşdeğer yorulma ömrünün hesaplanması amaçlanmıştır. Dolayısıyla birikimli hasar teorilerinin ihtiyaç duyduğu ömür değerleri, yorulma çatlağının artışını toplama prensibine dayanan ampirik bir ifadeden elde edilmiştir.

Çalışmada öncelikle bu ampirik ifade tanıtılmış ve 1013. Ord. Ana. Tam. Fabrikasında üretilen GTD model 4X4 askeri aracın çeşitli değişken gerilmeler altında çalışan aktarma elemanının yorulma ömrü hesaplarında kullanılarak eşdeğer ömür hesabı yapılmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Yorulma, ömür, birikimli hasar, çatlak büyümesi

### ABSTRACT

As known before, obtaining Woehler diagrams of the materials are very difficult. But to predict the service life of machine elements that are subject to cyclic loads, the cumulative damage theories are needed, and to use the theories maximum life values at the stresses that the specimen is loaded must known. These values are being read from Woehler diagrams.

In this study, it is aimed to calculate the equivalent fatigue life, independent from Woehler diagrams. Therefore life values that are needed for cumulative failure theories, are obtained from an empirical expression that is related to fatigue crack growth rate.

First of all, this empirical expression is described and then it is used to calculate the equivalent life of the transmission component of "GTD model 4X4 military vehicle" that is being produced in "1013. Ord. Ana. Tam. Fabrikası" which is working under several variable stresses.

**Key Words:** Fatigue, life, cumulative damage, crack growth

### 1. GİRİŞ

Bazı pratik uygulamalar ve malzemeler üzerindeki yorulma deneyleri maksimum ve minimum gerilme seviyeleri arasında çevrimler içerir. Bu tip zorlanmaya dinamik yükleme denilmektedir. Eğer dinamik zorlanmada gerilme seviyeleri sabitse buna *sabit genlikli yükleme* denir. Aksi durumunda ise *değişken genlikli yükleme* adını alır. [1]

Yorulma, dinamik yükleme altında malzemenin veya parçanın mekanik özelliklerindeki azalma olarak tanımlanabilir. Genelde yorulma, herhangi bir yapıyı veya parçayı etkileyen bir problemdir. Arabalar, uçaklar (prensip olarak kanatları), dalgaların etkilediği gemiler, değişken sıcaklık şartlarında çalışan nükleer reaktörler ve türbinler (değişken termik gerilmeler) ve bunlar gibi birçok hareketli parçanın çalıştığı durumlarda malzemenin yorulma davranışı önem kazanır. Metalik parçaların işletme durumundaki

hasarlarının 90%'ının yorulmadan kaynaklandığı kabaca hesaplanmıştır. Bir yorulma kırığı, çoğunlukla kolaylıkla görülebilecek çizgisel bir yüzey (kumsala benzer) sergiler. Örneğin Şekil 1 yorulma hasarına uğramış çelik bir milin kırılma yüzeyini resmetmektedir. Bu tip bir hasarın ana bölümleri yorulma çatlağı başlangıcı, çatlağın yayılması (kumsal benzeri) ve çatlak boyu kritik bir değere ulaştığında yaşanan ani kırılma bölgesinden oluşur. Tipik olarak dinamik zorlanmada hasar, statik zorlanmada taşınabilecek gerilme değerlerinden çok daha düşük seviyelerde gerçekleşir. [2]



Şekil 1: Çatlağın başlangıç, yayılma ve ani kırılma bölgelerini gösteren çelik bir mildeki yorulma kırığı yüzeyinin resmi [2]

## 2. ÇEVİRİMLİ YÜKLEMENİN TANIMI

Bu bölümde değişken yüklemelerde kullanılan bazı ifadeler tanıtılacaktır. Gerilme değişimi ( $\Delta\sigma$ ), maksimum ve minimum değerler arasındaki farktır. Maksimum ve minimum değerlerin ortalamasını almak *ortalama gerilme* ( $\sigma_o$ )'ı verir. Ortalama gerilme 0 da olabilir ancak çoğunlukla 0 olmaz. Gerilme değişiminin yarısı gerilme genliği ( $\sigma_g$ ) diye adlandırılır. Maksimum ve minimum gerilmelerin oranına ise *gerilme oranı* (R) denir. Burada anlatılan bu ifadelerin matematiksel karşılıkları şöyle olur: [1,2,5]

$$\Delta\sigma = \sigma_{\max} - \sigma_{\min}$$

$$\sigma_g = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2}$$

$$\sigma_o = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}$$

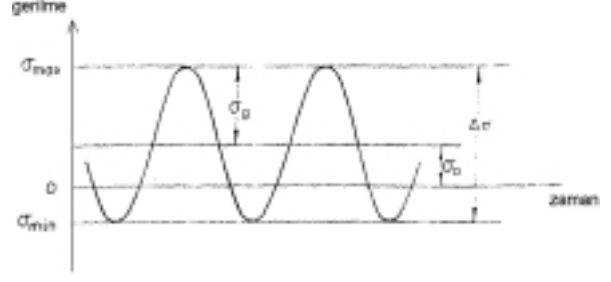
$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}}$$

(1)

Şunları da belirtmek uygun olacaktır:

$$\sigma_{\max} = \sigma_o + \sigma_g \quad , \quad \sigma_{\min} = \sigma_o - \sigma_g \quad (2)$$

Bu ifadeler Şekil 2'de bir grafik üzerinde gösterilmiştir:



Şekil 2: Yorulma parametreleri [2]

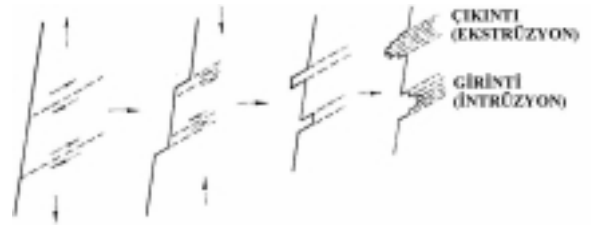
## 3. YORULMANIN MEKANİZMASI [2]

Bu bölümde, yorulmayı oluşturan temel mekanizmalar olan yorulma çatlak oluşum (çekirdeklenme) ve yayılma mekanizmaları tanıtılacaktır.

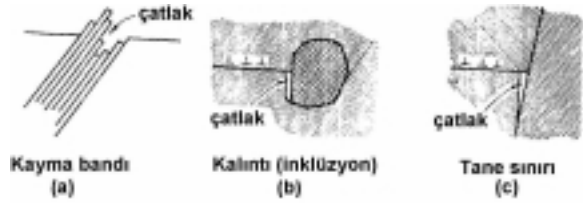
### 3.1 Yorulma Çatlağının Başlaması

Yorulma çatlakları çoğu malzemede tekil ve süreksizliklerde oluşur. Süreksizlikler malzemenin içinde veya dış yüzeyinde olabilir. Tekillikler yapısal (kalıntı veya ikinci faz parçacıkları gibi) veya geometriksel (basamaklar gibi) olabilir.

Yüzeydeki yorulma çatlağının başlangıcı, yüzeydeki plastik deformasyonun daha kolay olması ve kayma basamaklarının yüzeyi oluşturduğu gerçeğine dayandırılabilir. Kayma basamakları tek başlarına bir yorulma çatlağı başlatabilecekleri gibi, yapısal veya geometrik hatalarla etkileşime girme ile de çatlak oluşturabilirler. Yüzey tekillikleri ilk baştan beridir var olabilir veya dinamik yüklenme sırasında oluşabilir (örneğin metallerde kalıcı kayma bantları olarak adlandırılan ve bakır ile nikelde ilk kez Thompson tarafından gözlemlenmiş girinti (intrüzyon) ve çıkıntıların (ekstrüzyonların) oluşumu). Dislokasyonların hareketi yüzeyde girinti ve çıkıntı oluşturur. Şekil 3'te yüklenmeye bağlı olarak girinti ve çıkıntıların nasıl oluştuğu görülmektedir. Bir girinti (intrüzyon) peş peşe gelen çevrimlerde devam eden plastik deformasyon ile büyüyebilir ve bir çatlak oluşturabilir.



Şekil 3: Kayma bantlarında yorulma çatlağının başlaması [2]



Şekil 4: Yorulma çatlağını başlattırان bazı mekanizmalar [2]

Magnezyum, titanyum ve bunların alaşımları gibi hekzagonal kafes yapılı malzemelerde çatlak başlangıcı için ikizlenmeler önem taşırken, alüminyum, yüksek dayanımlı çelikler ve çoğu polimerler gibi ticari malzemelerde genelde kalıntı ve ikinci faz parçacıkları baskın çıkar. Büyük gerilme genliklerinde veya tane sınırını gevrekletiren yabancı maddelerin bulunması halinde (örneğin demir içinde  $O_2$  bulunması) tane sınırları çatlak başlangıcı için önem kazanmaya başlar. Çatlağı başlattırان bazı mekanizmalar Şekil 4'te gösterilmiştir.

Yorulma hasarlarının çoğu malzemenin yüzeyinden başladığından, yüzeyin durumu çok önemlidir. Yüzeyi parlatmak malzemenin yorulma dayanımını önemli derecede arttırabilir. Yorulma ömrünü arttırmak için çok önemli teknolojik bir yöntem ise küçük metal kürelerin hızlandırılıp yüzeye çarptırılması suretiyle yüzeyin bombardımanıdır. Bu bombardıman sonucu yüzeyde kalıntı bir basma gerilmesi oluşur. Bu yöntem endüstride rutin olarak kullanılmaktadır.

### 3.2 Yorulma Çatlağıının Yayılması:

Büyük gerilme genliklerinde yorulma ömrünün çok büyük bir kısmı (yaklaşık 90%) çatlak yayılmasında (yani büyümesinde) harcanmaktadır. Çentik içeren bir parça için bu oran daha da büyük olmaktadır. Çoğu gerçek parçada çatlak benzeri eksiklikler bulunduğundan, çatlak yayılma bölümü daha da önem kazanmaktadır.

Çatlak yayılması hakkında az bir bilgiye sahip olunmasına rağmen çoğunlukla çekirdeklenme prosesinin büyümesi şeklinde düşünülür. Çatlak yayılmasının birinci aşamasında (Aşama I) birkaç çatlak yüzeyde çekirdeklenir ve yayılmaya başlar. Örneğin yüzeydeki bir kayma bandında çatlak bir kere oluşumu, bir tane sınırına ulaşmaya kadar kayma bandı boyunca ilerler. Bu andan itibaren, gerilme eksenine dik yönde baskın bir çatlak yayılımı başlar. Buna Aşama II denir. Çatlak ucundaki gerilme birikimi bölgesel plastik deformasyona neden olur. Çatlak büyüdükçe plastik deformasyon artar ve numunenin kalınlığıyla karşılaştırılabilecek büyüklüğe gelir. Bu büyüklüğe erişildiğinde kırılmanın son evresi oluşur. (Aşama III)

## 4. ÇATLAK BÜYÜMESİNİN TOPLANMASI İLE YORULMA ÖMRÜNÜN HESABI

Bir makina elemanında bir çatlakın bulunması dayanımı önemli derecede düşürür. Çatlak büyümesi dinamik yükleme nedeniyle oluşur ve buna yorulma çatlak büyümesi davranışı denir. Yorulma çatlak yayılma olayı özel olarak lineer elastik kırılma mekaniği şeklinde analiz edilebilir. Buradaki temel kabul, parça içinde çatlakın zaten bulunduğu ve bu çatlakın parça işletmede kullanıldıkça büyüyeceğidir. Yorulma çatlak büyümesi çalışmaları, aynı zamanda değişken yükleme altında çalışan bir parçanın yorulma ömrünü çatlak büyümesi ile tayin etmek anlamına gelmektedir. [1,2]

Belli bir yapısal eleman küçük çatlaklar içerebilir ( $a_i$ ) ancak hiçbiri fark edilebilir (görsel sınıma, x-ışını taraması, ultrasonik dalgalar ile tarama, elektrik akımına maruz bırakma gibi yöntemler) en küçük çatlaktan daha büyük değildir. Çeşitli tahribatsız muayene yöntemleriyle 0,1 mm'den büyük çatlaklar saptanabilir. Ancak bu değerden küçük çatlakları saptamak güçtür. Bu ilk boydaki çatlak uzunluğu belli bir çevrim adedinden (yani ömürden) sonra tam kırılmanın gerçekleşeceği  $a_c$  değerine ulaşır. Bir makina parçasında beklenmeyen çatlakların fark edilmesi yorulma ömrünün tayini açısından önem taşımaktadır. [1]

Herhangi bir malzeme için laboratuarda  $K_c$  (Şekil 5'te absis eksenindeki kesikli çizgiyle gösterilen ikinci nokta) değeri belirlenebilmekte ve elde edilen bu bilgi, kritik gerilme ve buna karşılık gelen kritik çatlak uzunluğu cinsinden bir hasar noktası tayin etmede kullanılabilir. Bu, belli bir gerilme için kritik bir çatlak uzunluğunun bulunması anlamına gelir. Dinamik yüklemede baskın bir çatlak, çevrim adedinin bir fonksiyonu olarak yukarıda tanımlanmış bir ilk boydan ( $a_i$ ), hasara karşılık gelen kritik bir boy ( $a_c$ ) doğru büyür. Dolayısıyla temel problem, baskın çatlak büyüme kinetiğini zorlayıcı kuvvet cinsinden karakterize etmektir. Buradan, bir parçanın belli yükleme şartları ve işletme çevresinde çalışma ömrü hesaplanabilir. Çatlak büyümesi, çatlak ucunda en çok gerilme birikmiş bölgeden başladığından, zorlayıcı kuvvet uçtaki gerilme şiddet faktörleri cinsinden karakterize edilmektedir. Yani gerilme şiddet faktörlerinin aralığı  $\Delta K = K_{maks} - K_{min}$  ile tarif edilir. Burada  $K$ 'nın maksimum ve minimum değerleri sırasıyla maksimum ve minimum yüklere karşılık gelmektedir. [2]

$\Delta N$  adet çevrimde uzunluğunu  $\Delta a$  miktarında arttıran bir çatlak büyümesi düşünülürse çevrim başına çatlak büyümesi oranı  $\Delta a/\Delta N$ , çok küçük aralıklar için ise  $da/dN$  olur. Uygulanan yükün  $F_{maks}$  ve  $F_{min}$  arasında değiştiği düşünülürse bunlara karşılık gelen gerilmeler

$\sigma_{maks}$  ve  $\sigma_{min}$  olur. Yorulma çatlağı büyümesi çalışması için gerilme değişimi  $\Delta\sigma$  ve gerilme oranı R'nin bilinmesi gerekir. Bu değerler 1 denklemindeki gibidir. [1]

Böylece çevrim başına oluşan çatlak büyüme oranı da/dN artık çatlak ucundaki dinamik gerilme şiddet faktörü  $\Delta K$ 'nin bir fonksiyonu olarak ifade edilebilir. Dolayısıyla çatlak büyüme prosesini tanımlayan bir matematik denklem ve uygun sınır şartları sağlanırsa, prensipte yorulma ömrü (hasara kadar geçen çevrim adedi) hesaplanabilir. Dinamik şartlarda çatlak büyümesi için Paris aşağıdaki ampirik ilişkiyi ortaya koymuştur. Bu ifade Paris-Erdoğan ilişkisi olarak bilinir. [2]

$$\frac{da}{dN} = C.(\Delta K)^m \quad (3)$$

Burada a çatlak uzunluğu, N çevrim adedi,  $\Delta K$  dinamik gerilme şiddet faktörü ve C ile m ise malzemeye, çevreye ve test şartlarına (yükleme oranı (R), test sıcaklığı, dalga biçimi, vb.) bağlı ampirik sabitlerdir. m değeri, malzemenin izotropluğuna bağlı olarak boyuna veya enine yüklemelerden etkilenir. C ve m sabitlerinin değerleri çeşitli çelikler için Çizelge 1'de verilmiştir. Aslında detaylı ve ideal bir ifade elde edilememiştir. Fakat sınırlı şartlarda veri elde edilmesine karşın pratikte işletme uygulamaları ile tutarlıdır.  $\Delta K$  değeri ise şöyle hesaplanır:

$$\Delta K = f. \Delta\sigma. \sqrt{\pi.a} \quad (4)$$

K niceliği çatlak uzunluğu, yükleme ve geometriye bağlıdır. Burada a çatlak uzunluğu,  $\sigma$  nominal gerilme (çoğunlukla kırılmamış elemanın kesit alanına bağlıdır) ve f ise boyutsuz bir geometrik fonksiyondur. (Literatürde F olarak geçmektedir. Ancak burada kuvvet (F) ile karışmaması için f ile gösterilmiştir.) f değeri izafi çatlak uzunluğu  $\alpha = a/b$ 'den etkilenir. Burada b parçanın genişliğidir. K aynı zamanda uygulanan kuvvet cinsinden de yazılabilir:

$$\Delta K = f_p \frac{\Delta F}{t.\sqrt{b}}$$

Burada b çatlağın yol aldığı uzunluğun tüm boyu, t ise numunenin kalınlığıdır. [1]

Çizelge 1: Çeşitli çelikler için m ve C sabitleri [1]

Çelik türü	C	
	$\frac{mm}{\text{çevrim}}$	$m_1$
Ferritik-Perlitik	$6,89.10^{-9}$	3,0
Martenzitik	$1,36.10^{-7}$	2,25
Ostenitik	$5,61.10^{-9}$	3,25

Not: m katsayısının metre ile karışmaması için 1 indisyle ayrılmıştır.

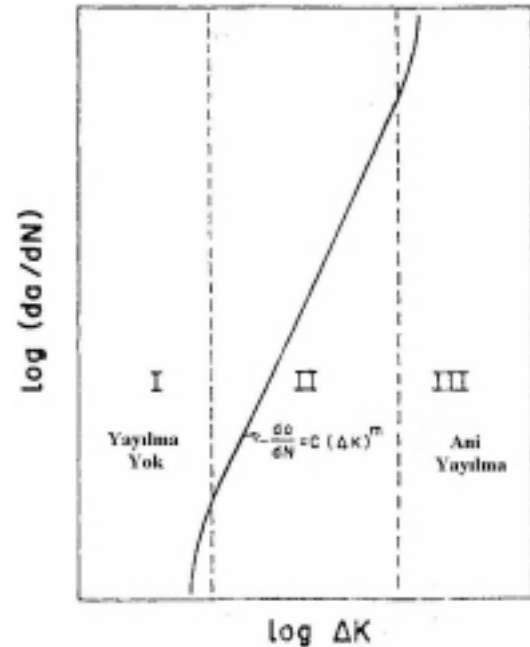
3 denklemde  $\Delta K$  yerine yazılıp integre edilirse işletme ömrüne ulaşılabilir: [1,2,4]

$$N = \int_{a_i}^{a_c} \frac{da}{C.(\Delta K)^m}$$

$$N = \frac{a_c^{1-m/2} - a_i^{1-m/2}}{C.(f.\Delta\sigma.\sqrt{\pi})^m.(1-m/2)} \quad (5)$$

Logaritmik skalada çatlak büyüme oranı da/dN'nin çatlak ucundaki değişken gerilme şiddet faktörü  $\Delta K$ 'ya göre grafiği çizilirse Şekil 5'teki gibi bir eğri elde edilir. Eğri üç bölgeye sahiptir ve ikinci bölgenin Paris-Erdoğan ilişkisi tipinde bir karakteristiği vardır. Bu ifadenin kullanılabileceği bölgeyi yani ikinci bölgeyi sınırlayan sınır şartları çatlağın henüz yayılmaya başlamadığı bölge (1. Bölge) ile son kırılmanın başladığı bölgedir (3. Bölge). Bu sınır şartlarının ilk noktasına  $K_{th}$ , son noktasına ise yukarıda da bahsedildiği gibi kritik çatlak boyunu veren  $K_c$  noktaları denilmektedir. Kritik gerilme şiddet faktörü ile kritik çatlak boyu arasındaki ilişki şöyledir: [1,2]

$$\Delta K_c = f. \Delta\sigma. \sqrt{\pi.a_c} \quad (6)$$



Şekil 5:  $\Delta K$ -da/dN grafiği [2]

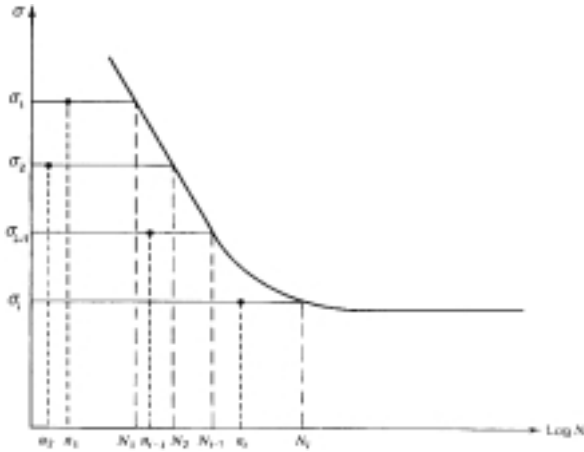
Burada verilen tüm hesaplamalar dinamik gerilmenin dalgalı bir şekilde etkimesi durumu için geçerlidir. Yani diğer bir deyişle  $\sigma_{min} = 0$  ve 1 denklemi

gereğince  $R = 0$  durumudur. Tam değişken veya genel değişken durumları ( $R \neq 0$ ) söz konusu olursa buradaki formülasyonların türetimi için 1 ve 4 nolu kaynaklara bakınız.

## 5. BİRİKİMLİ HASAR TEORİSİ

Bir aracın dişli çarkının birikimli yorulma hasarı hesabı en iyi şekilde Palmgren-Miner ile yapılabildiğinden, burada sadece bu teori açıklanacaktır. [3]

İlk birikimli hasar teorisi 1920'lerde rulmanlı yatakların ömürlerini tahmin etmek için İsveç'te A. Palmgren tarafından uygulanmıştır. Ardından 1937'de daha genelleştirilmiş koşullarla B. F. Langer kullanmıştır. Yine de kural, 1945'te M. A. Miner'in bir dokümanında ortaya çıkıncaya kadar yaygın bir şekilde bilinip kullanılmıyordu. Halen yaygın bir şekilde kullanılan bu lineer teori, *Palmgren-Miner Hipotezi* veya *Lineer Hasar Kuralı* olarak anılır. Teori Şekil 6'da gösterilen  $\sigma$ -N çizimini kullanarak açıklanabilir. [3,4]



Şekil 6. Herbir değişik gerilme seviyesi  $\sigma_i$ 'ye tekabül eden  $n_i$  çevrimlerinin ve her  $\sigma_i$  için  $N_i$  toplam ömrün gösterildiği spektrum yükleme [3,4]

Değişken genlikli bir yükleme durumunu ele alalım.  $\sigma$ -N eğrisinin tanımına göre,  $\sigma_1$  gibi bir sabit gerilme genliğinde çalışmak,  $N_1$  çevrim sonra tümüyle hasar veya işe yaramama oluşturacaktır.  $\sigma_i$  gerilme genliğinde  $N_1$ 'den daha küçük olan  $n_i$  çevrim sayısında çalışmak ise  $D_i$  diyebileceğimiz daha küçük bir hasar oranı oluşturacaktır.  $D$  genellikle hasar oranını ifade eder. Pekçok değişik gerilme seviyesi spektrumunda çalışmak, spektrumdaki her değişik gerilme seviyesi  $\sigma_i$  için  $D_i$  hasar oranı oluşturacaktır. İşte bu gerilmelerin her biri elemanda ayrı hasarlar meydana getirdiğinden ve kırılmaya sebep olan hasar bunların birikmesinden ileri

geldiğinden bu olaya kümülatif veya birikmiş hasar yorulması denilmektedir. [3,4,6]

Palmgren-Miner hipotezi herhangi bir gerilme seviyesi  $\sigma_i$ 'deki hasar oranının, çalışmadaki çevrim sayısının, yine bu gerilme seviyesinde hasarı gerçekleştirecek toplam çevrim adedine oranıyla doğru orantılı olduğunu kesinlikle söylemektedir. [4]

Yani Palmgren-Miner kuralına göre, basit olarak bu çevrim oranlarının toplamı  $K$ 'ya ulaştığında yani ömür % 100 tükendiğinde yorulma hasarının bekleneceği ifade edilir: [3,4,6]

$$\frac{n_1}{N_1} + \frac{n_2}{N_2} + \frac{n_3}{N_3} + \dots + \frac{n_{i-1}}{N_{i-1}} + \frac{n_i}{N_i} = K \quad (7)$$

Burada  $n_1, n_2, \dots, n_i$  sırası ile  $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ 'ye tekabül eden yük tekrarları,  $N_1, N_2, \dots, N_i$  sırası ile  $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_i$ 'ye tekabül eden elemanın ömrü ve  $K$  deneysel olarak tayin edilen ve değeri 0,7 ile 2,2 arasında değişen bir sabittir. En çok tavsiye edilen  $K$  değeri 1'dir. (Burada geçen  $K$  değeri, 4. bölümde geçen  $K$  ile aynı değildir.)

Buradan da eşdeğer ömür  $N_{es}$ 'in kırılmaya kadar yapılan çeşitli gerilme genliklerdeki çevrim oranlarının toplamı olacağı açıkça görülmektedir.

$n_1, n_2, \dots, n_i$  değerlerinin tespiti çok güç olduğundan, bunlar  $c_1, c_2, \dots, c_i$  orantı faktörleri olmak üzere elemanın  $N_{es}$  toplam ömrünün  $n_1 = c_1 \cdot N_{es}$ ,  $n_2 = c_2 \cdot N_{es}$ , ...,  $n_i = c_i \cdot N_{es}$  kısımları olarak ifade edilirse, şöyle bir denklem bulunabilir: [1,6]

$$\frac{c_1}{N_1} + \frac{c_2}{N_2} + \dots + \frac{c_i}{N_i} = \frac{1}{N_{es}} \quad (8)$$

## 6. TEORİYİ AÇIKLAYAN UYGULAMA

Derginin ilk sayısında "Birikimli Hasar Teorileri ve Hareket İletim Elemanına Uygulanması" isimli çalışmamızda, 1013. Ord. Ana. Tam. Fabrikasında üretilen GTD model 4X4 askeri aracın transfer kutusunda çeşitli değişken gerilmeler altında çalışan daimi iştirak dişlisinin yorulma ömrü hesaplanmıştı. Bu hesaplamalar 5 nolu kaynakta verilen değerler ışığında gerçekleştirilmişti. Burada, bu hesabın kısa bir hatırlatması yapıldıktan sonra aynı hesap çatlak ilerleme formülasyonlarına göre yapılacaktır.

Parçaya gelen nominal gerilmeler, 5 nolu kaynakta gösterilen çentik, yüzey düzgünlük ve boyut faktörlerinin de göz önünde tutulmasıyla aşağıdaki gibi bulunmuştu: [3,4]

$$\begin{aligned}\sigma_{1_{\text{maks}}} &= 515,52 \text{ N/mm}^2 & \sigma_{1_{\text{min}}} &= 0 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{2_{\text{maks}}} &= 282,12 \text{ N/mm}^2 & \sigma_{2_{\text{min}}} &= 0 \text{ N/mm}^2 \\ \sigma_{3_{\text{maks}}} &= 186,72 \text{ N/mm}^2 & \sigma_{3_{\text{min}}} &= 0 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Bu dinamik gerilmelerin ortalama değerlerine göre pratik olarak çizilmiş Wöhler eğrisinden okunan ömür değerleri ise aşağıdaki gibiydi: [4]

$$N_1 = 1,335.10^{16}$$

$$N_2 = 5,886.10^{18}$$

$$N_3 = 7,089.10^{19}$$

$$N_{\text{eş}} = \frac{1}{\frac{c_1}{N_1} + \frac{c_2}{N_2} + \frac{c_3}{N_3}} \quad (\text{Palmgren-Miner}) [3,4,5]$$

Bu ömür değerlerinin ve 5 no.lu kaynakta verilen işletim oranlarının ( $c_i$ ) yardımıyla yapılan çalışmada birikimli durumdaki eşdeğer ömür  $N_{\text{eş}} = 1,854.10^{17}$  olarak çıkmıştır. [3,4]

Aynı parçanın eşdeğer ömür hesabı yorulma çatlağının büyümesi prensibine göre Paris-Erdoğan ifadesinden bulunmaya çalışılırsa, öncelikle her bir gerilme için ömür değerini veren 5 no.lu formüldeki malzeme sabitlerinin belirlenmesi gerekir. Çizelge 1'den ilgililenen malzemeye uygun değerler seçilirse:

$$C = 6,89.10^{-12} \frac{\text{m/çevrim}}{\left(\frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \sqrt{\text{m}}\right)^m} \quad m = 3$$

$a_c$  değerini bulabilmek için malzemenin  $K_c$  değerinin bilinmesi gerekir.  $K_c$  bilindiği takdirde 6 no.lu formüle göre  $a_c$  tayin edilir. Her gerilme durumunda  $a_c$  de farklı olacağından bu işlem her gerilme durumu için tekrarlanmalıdır. Ancak 6 no.lu formüle ve aşağıda verilmiş  $K_c$  değerine göre bu çalışmadaki en büyük gerilmede bile (çünkü en küçük  $a_c$  boyu en büyük gerilmede oluşur)  $a_c$  boyunun 12 mm çıktığı görülmüştür. Oysa yorulma çatlağının yaşanacağı diş dibi genişliği 5,95 mm olduğuna göre bu kritik boya ulaşmadan kırılma oluşacaktır. Bu yüzden her üç gerilme durumunda da  $a_c$  boyu diş dibi genişliği olarak alınmıştır. İlk çatlak boyu  $a_i$  olarak ise yüzey pürüzlülük değeri kabul edilmiştir.  $f$  değeri ise dişli çark için 1 alınabilir. Yüklenmede  $\sigma_{\text{min}} = 0$  olduğundan,  $\Delta\sigma = \sigma_{\text{maks}}$  şeklinde yazılabilir. Parçaya gelen maksimum nominal gerilmeler aşağıda gösterilmiştir. Bu gerilmelerin karşılığında ise 5 no.lu formüle göre ömür değerleri yazılmıştır.

$$K_c = 50 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \sqrt{\text{m}} \quad a_i = 2 \mu\text{m}$$

$$\sigma_{1_{\text{maks}}} = 254 \text{ N/mm}^2 \rightarrow N_1 = 2,208.10^6$$

$$\sigma_{2_{\text{maks}}} = 139 \text{ N/mm}^2 \rightarrow N_2 = 1,347.10^7$$

$$\sigma_{3_{\text{maks}}} = 92 \text{ N/mm}^2 \rightarrow N_3 = 4,647.10^7$$

Bu ömür değerlerinden birikimli duruma geçmek için Palmgren-Miner teorisine göre işlem yapılırsa aşağıdaki eşdeğer ömüre ulaşılmaktadır:

$$N_{\text{eş}} = 1,025.10^7$$

## 7. SONUÇLAR

Bu çalışmada daimi iştirak dişlisinin eşdeğer yorulma ömrünün hesaplamasını Wöhler eğrisinden bağımsız olarak yapmanın yolu araştırılmıştır. Yapılan yeni hesaplamalar daha önceden yapılmış ömür değerlendirmesiyle kıyaslanmış ve sonuçların oldukça farklı çıktığı görülmüştür. Farkın nereden kaynaklandığını açıklamak için şu yorumlar getirilmiştir:

1. İlk çatlak boyu olan  $a_i$  değeri olabilecek en hassas yüzey pürüzlülük değerine çekilmiş (yani  $a_i = 0,8 \mu\text{m}$  olarak kabul edilmiş) ve hesaplar yeniden yapılmıştır. İlk çatlak boyunun bu kadar küçük olmasına rağmen ömür değeri çok az artmıştır:  $N_{\text{eş}} = 1,632.10^7$

2. Yukarıdaki  $K_c$  değeri, laboratuarda test numunesi üzerinde çekme dinamik gerilmesi etkilmesine göre elde edilmiş bir tablodan alınmıştır. Ancak dişli çarka gelen diş normal kuvveti diş dibinde hem çekme hem basma gerilmelerine neden olmakta, yani diş elastik bir giriş olarak eğilmeye zorlanmaktadır. Burada şu soru akla gelmektedir. "İlgilenilen parçaya elastik zeminde eğilme gerilmesi geldiğine göre, acaba  $K_c$  değerinin eğilmeye göre tespiti mümkün müdür?" Çünkü burada kabul edilen  $K_c$  değerine göre kritik boy araştırması yapıldığında en yüksek gerilmede bile 12 mm vermektedir, ve bu 5,95 mm'lik bir parçada ani kırılmanın hiç yaşanmayacağı anlamına gelmektedir.  $K_c$ 'de yaşanan bir başka sorun ise, 6 formülünde  $\sigma = \sigma_{\text{kopma}}$  konulduğunda bile bir  $a_c$  değeri vermesidir. Mantıken kopma gerilmesinde hiç kritik boy vermeden (yani çatlak büyümesi göstermeden) ani kırılmanın gerçekleşmesi beklenir. Dolayısıyla kopma gerilmesinde dahi bir çatlak uzunluğu olduğundan bu mantıksızlık ömür değerinde de kendini göstermektedir. Kopma gerilmesinde bile  $10^4$  mertebesinde bir ömür değeri bulunmuştur.

Sonuçta tüm bu mantıksızlıklara göre  $K_c$  değerinin seçimi tartışmalı kalmıştır.

3. Çizelge 1'den alınan C ve m malzeme sabitleri daha hassas alınabilir. Sonuçta bu sabitler de ömür değerlerini önemli derecede etkilemektedir.

Sonuç olarak çatlak ilerlemesi prensibine göre elde edilen ömür ile birikimli hasar teorilerine göre elde edilen ömürlerin bu kadar farklı çıkmasının teorik açıdan mantıklı bir açıklamasını yapmak mümkün olmadı. Ancak bu araç üzerindeki dişli elemanların ömür testleri gerçek dinamik yüklemelerle halen sürmektedir. Sonuçta asıl ömür değerini hangi teorinin verebildiği bu test bittiğinde belli olacaktır.

## 8. KAYNAKLAR

- [1] Dowling N. E., "Mechanical Behaviour of Materials", Prentice Hall, 2. Edition, ABD, 1999  
[2] Meyers M. A., Chawla K. K., "Mechanical

- Behavior of Materials", Prentice Hall, 1999  
[3] Saatçı G. E., Tahralı N., "Birikimli Hasar Teorileri ve Hareket İletim Elemanına Uygulanması", Havacılık ve Uzay Teknolojileri Dergisi, Cilt 1, Sayı 1, 21-30, 2003  
[4] Saatçı G. E., "Dinamik Kırılmalarda Birikimli (Kümülatif) Hasar Metotlarının İncelenmesi ve GTD Model 4x4 Askeri Aracın Aktarma Elemanlarına Uygulanması", Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2002  
[5] Ayaroğlu M. S., "GTD Model 4x4 Askeri Aracın Aktarma Elemanlarının Birikimli Hasar Durumlarına Göre Ömür Değerlendirmeleri", Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, İstanbul, 2002  
[6] Akkurt M., Kent M., "Makina Elemanları 1. Cilt", İ.T.Ü. Mühendislik-Mimarlık Fakültesi sayı: 106, İ.T.Ü. Matbaası Gümüşsuyu-İstanbul, 1975

## ÖZGEÇMİŞLER

### Mak. Yük. Müh. Gökhan Erkin SAATÇI

Lise: 1993 - 1996 İSTEK Özel Acıbadem Lisesi  
Lisans: 1996 - 2000 Kocaeli Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Müh.  
Yüksek Lisans: 2000 - 2002 Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh./Konstrüksiyon  
Doktora: 2002 - devam ediyor Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Makina Müh./Makina Teorisi ve Kontrol

#### Çalıştığı Kurumlar:

Y.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü Araştırma Görevlisi 2002 - devam ediyor

### Prof. Necati TAHRALI

Yüksek Lisans: 1970 İ.T.Ü. Makina Fakültesi  
Doçent: 1978 İstanbul Devlet Mühendislik Mimarlık Akademisi  
Profesör: 1988 Yıldız Üniversitesi

#### Çalıştığı Kurumlar:

Y.T.Ü. Makina Fakültesi Mak. Müh. Öğretim Üyesi 1970 - devam ediyor