

**Makale
(Article)**

Uçak Yapılarında Perçinlenmiş Bindirme Mafsalları Etrafındaki Çatlak İlerlemesi ve Çoklu Çatlak Etkileşimlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Tahmini

Tolga BAKLACIOĞLU

*Anadolu Üniversitesi, Havacılık ve Uzay Bil. Fak., Uçak Gövde Motor Bakım Böl., 26470 Eskişehir/TÜRKİYE
tbaklacioglu@anadolu.edu.tr

Geliş Tarihi: 16.10.2012 Kabul Tarihi: 28.12.2012

Özet

Bu çalışmada perçinlenmiş bindirme mafsalları etrafındaki yorulma çatlak ilerlemesi hızı, sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tahmin edilmiştir. Bir McDonnell Douglas C-15 uçağında kanat yüzeyinde bulunan 2024-T3 Alüminyum alaşımı bir bindirme mafsallının birbirine komşu iki perçini etrafında çatlakların başladığı bir geometri, ANSYS yazılımı kullanılarak modellenmiştir. 2500 uçuş saati ve 3843 inişte C-15 uçağının kanat yük dağılımından elde edilen 164.8 MPa tipik gerilme değerine maruz kalan bindirme mafsallının yorulma analizi yapılarak yorulma ömrü tahmini gerçekleştirilmiştir. Aynı düzlemdeki çoklu çatlak etkileşimlerinin, gerilme şiddet faktörü üzerindeki etkisi tartışılmıştır. Artan çatlak uzunluğu ile çevrim sayısı değerlerinin değişimi ve gerilme şiddet faktörü aralığı değerlerine ilişkin çatlak ilerleme hızları belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Yorulma Çatlak İlerlemesi, Sonlu Elemanlar Metodu, Çoklu Çatlak Etkileşimleri, Uçak Yapıları, ANSYS.

Using Finite Element Method to Predict Fatigue Crack Propagation and Multi-Crack Interactions Around Riveted Lap Joints in Aircraft Structures

Abstract

In this study, the fatigue crack propagation rate around riveted lap joints was predicted using finite element method. A geometry which consists of cracks nucleating around two adjacent notches of a 2024-T3 Aluminium alloy riveted lap joint found on McDonnell Douglas C-15 aircraft wing surface was modelled using ANSYS software. Fatigue analysis of the lap joint subjected to a typical stress value of 164.8 MPa obtained from the wing load distribution of C-15 aircraft at 2500 flight hours and 3843 landings was carried out and its fatigue life prediction was achieved. The effect of coplanar multi crack interactions on stress intensity factor was discussed. The variation of number of cycles values with respect to increasing crack length as well as crack propagation rates related to stress intensity factor range values were determined.

Keywords : Fatigue Crack Propagation, Finite Element Method, Multi-crack Interactions, Aircraft Structures, ANSYS.

Bu makaleye atf yapmak için

Baklacioğlu T., "Uçak Yapılarında Perçinlenmiş Bindirme Mafsalları Etrafındaki Çatlak İlerlemesi ve Çoklu Çatlak Etkileşimlerinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Tahmini" Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi, 2012, (9) 53-69

How to cite this article

Baklacioğlu T., "Using Finite Element Method to Predict Fatigue Crack Propagation and Multi-Crack Interactions Around Riveted Lap Joints in Aircraft Structures" Electronic Journal of Machine Technologies, 2012, (9) 53-69

1. GİRİŞ

Metalik parçalar, statik dayanımından daha küçük yani elastik sınırın altındaki tekrarlanan gerilmeler altında çalışmış olsalar bile belirli bir çevrim sayısı sonunda genellikle yüzeylerinde çatlaklar oluşmaktadır. Oluşan çatlaklar, tekrarlı yüklerin etkisiyle ilerlemekte ve meydana gelen kırılma olayı ile yapı kullanılamaz hale gelmektedir [1]. En yüksek değeri statik kırılma büyüklüklerine ulaşmayan, ancak zamanla değişen ve tekrarlanan bir zorlamanın, malzemede kırılmaya kadar gidebilen olumsuz etkilerine yorulma denir.

Söz konusu tekrarlanan zorlamalar, böyle bir hasar yaratma koşulu aranmaksızın, genel olarak yorulma zorlamaları olarak adlandırılır. Malzemelerin yorulma davranışı ve konstrüksiyonların yorulma açısından incelenmesi, etkenlerin çokluğu nedeniyle statik zorlamalara göre oldukça karmaşıktır [2].

Yorulma yüklerine maruz kalan bir yapıda gerilme ve deformasyonların dağılımını bulmak gereklidir. Eğer yapı düzlem gerilme veya düzlem deformasyon yüklemesine maruz kalmışsa ve izotropik doğrusal elastik bir malzemeden meydana geliyorsa, bir gerilme fonksiyonu bulmak mümkün olabilir. Katı mekaniğindeki problemlerde sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır integral eşitlik metotları gibi çeşitli nümerik yöntemler uygulanmıştır [3].

1.2. Literatür Araştırması

Sonlu elemanlar analiz teknikleri birkaç on yıldır kırılma mekaniğinde başarıyla kullanılmaktadır. Yorulma ve kırılma ile ilgili problemleri analiz etmek için sonlu elemanlar metotları kullanımının incelenmesi, Liebowitz ve Moyer tarafından gerçekleştirilmiştir. Hem sabit çatlak hem de monoton yüklemeye altında çatlak ilerleme problemleri gözden geçirilmiştir. Hem tek hem de çok çatlaklı problemler için gerilme şiddet faktörlerinin belirlenmesinde kullanılan mevcut sonlu elemanlar metotları Shields ve arkadaşları tarafından incelenmiştir. Bu inceleme şu başlıkları kapsamaktadır: (i) Çatlak ucu singularitesini tahmin etmek için gerilme ya da yer değiştirme ekstrapolasyon tekniklerini kullanan direkt metotlar, (ii) sanal çatlak uzaması ve J integral metotları gibi enerji metotları, (iii) çeyrek nokta eleman metotları gibi özel singular çatlak ucu elemanları, (iv) süperpozisyon metotları ve (v) sınır integral metotları. Çatlak ilerleme yönünü ve karma Mod I ve Mod II yüklemesi altında çatlak ilerleme hızını tahmin etmek için mevcut metotların gözden geçirilmesi, Guo ve arkadaşlarınca gerçekleştirilmiştir [4].

Birkaç istisnanın dışında çoğu çalışma, tek eksenel çekme altında, tek çatlaklı numuneler için gerçekleştirilmiştir. Çatlak ucunda bir gerilme singularitesi elde etmek için çatlak büyüdükçe ağ içinde hareket edebilecek özel bir elemanın kullanılması gereklidir. Bununla birlikte, çoğu özel elemanlar bir yer değiştirme alanından ziyade varsayılan bir gerilme alanı içerisinde formüle edildiğinden dolayı, özel ve sıradan elemanlar arasında süreklilik koşullarının sağlanması mümkün olmayabilir. Singularite elemanı, Heppler ve Hansen, Sauma ve Schwemmer, Taheri ve Mufti, Guo ve Padovan'ın sonlu elemanlar ağ örgülerinde kullanılmıştır [5].

Kaya ve Nied tarafından bağlı seramik yapıların kırılma analizlerinde kullanılan zenginleştirilmiş sonlu elemanlar, daha sonra Yıldırım tarafından çok tabakalı yapıların lineer olmayan termal gerilme ve kırılma analizlerinde kullanılmıştır [6]. Ayrıca termomekanik yüklemeye altında dereceli izotropik malzemelerin kırılma analizinde zenginleştirilmiş sonlu elemanların formülasyonu ve kullanılması, Yıldırım ve Erdoğan tarafından gerçekleştirilmiştir [6-7]. Daha sonra bu yaklaşım, dereceli bir ortotropik ortamda bir çatlakın kırılma analizini gerçekleştirmek üzere Yıldırım, Dağ ve Erdoğan tarafından genişletilmiştir [7].

İki boyutlu karma Mod I ve II yorulma çatlak ilerlemesi için sonlu elemanlar metodu, Saouma ve Zatz tarafından geliştirilmiştir. K_I ve K_{II} gerilme şiddet faktörlerini tahmin etmek için çatlak ucu yakınında yer değiştirme ekstrapolasyon metodu kullanılmış, çatlak ucu singularitesinin modellenmesi üçgensel çeyrek-

nokta eleman tekniği ile gerçekleştirilmiştir. Çatlak ilerleme açısını (v_0) tahmin etmek için Erdoğan ve Sih'in maksimum gerilme teorisi kullanılmıştır. ΔK_I ve ΔK_{II} karma mod gerilme şiddet faktörü aralıklarına dayanılarak eşdeğer bir Mod I gerilme şiddet faktörü aralığı (ΔK_{eq}) hesaplanmıştır. ΔK_{eq} 'in değeri, v_0 yönünde çatlak ilerleme hızının (da/dN) belirlenmesi amacıyla Paris-Erdoğan eşitliğinde kullanılmıştır. Sonra çatlak, v_0 yönünde seçilen bir miktar kadar uzatılmış ve yeni çatlak ucu lokasyonundaki üçgenel çeyrek-nokta elemanlarını yerleştirmek için sonlu elemanlar modeli yeniden otomatik olarak ağlanmıştır. Bu proses son çatlak uzunluğuna ya da istenilen yorulma ömrüne erişilene kadar tekrar edilmiştir.

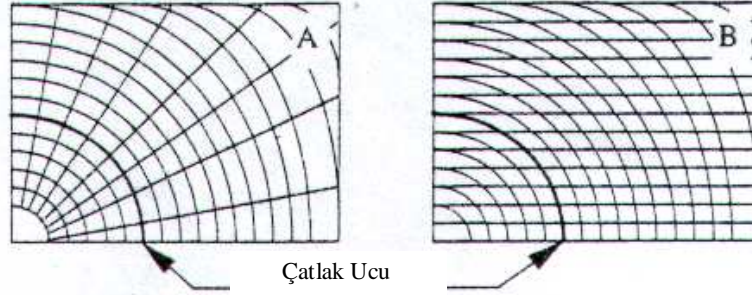
Hareket eden sonlu elemanlar metodu, iki boyutlu Mod I çatlak ilerlemesini incelemek için Ostlund ve Gudmundson tarafından kullanılmıştır. Bu modelde tüm ağ, çatlak ucuyla birlikte hareket etmektedir. Düğüm noktalarının koordinatları zamanla değişir. Bu da eleman yer değiştirme fonksiyonlarının zamana bağlı olması anlamına gelir. Bu formülasyon, düğüm noktalarına ait hız ve ivmenin ilave alan değişkenleri olması sonucunu verirken, eşitlikler sistemi de asimetrik matrislerle sonuçlanır. Bu durum geleneksel sonlu elemanlar metotlarına göre (duran ağ örgüsü) daha yüksek bilgisayar belleği ve daha karmaşık hesaplamalar gerektirir [4].

2. SONLU ELEMANLAR METODU İLE GERİLME ŞİDDET FAKTÖRLERİNİN BELİRLENMESİ

Sonlu elemanlar metodunda gerilme şiddet faktörleri, direkt veya endirekt metotlarla belirlenir. Direkt metotta gerilme şiddet faktörü doğrudan sonlu eleman çözümünden hesaplanır. Kuvvet ve çatlak açılma yer değiştirmesi metotları bu ekstrapolasyon tekniğinin en yaygın uygulamalarıdır. Singularite elemanları kullanıldığında gerilme şiddet faktörü doğrudan hesaplanır. Endirekt metotlar gerilme şiddet faktörünü hesaplamak için düğüm bilgisi, yer değiştirme ve kuvvetleri kullanır. Endirekt metot örnekleri sanal çatlak kapanma tekniği, tanım kümesi integrali ve rijitlik türev metodudur. Buna ek olarak, de Koning ve Lof gerilme şiddet oranlarını kullanarak rijitlik türev yaklaşımını geliştirmişlerdir.

2.1. Direkt Metotlar

Bir sonlu elemanlar formülasyonunda, eşitlikler sisteminin çözümünün temel sonucu düğüm noktalarına ait kuvvetler, gerilmeler ve birim uzamaların hesaplanmasında kullanılan düğüm noktalarına ait yer değiştirmelerdir. Genel amaçlı bir sonlu elemanlar programından standart bir çıktının alınabilmesi nedeniyle sonlu elemanlar yaklaşımı ile gerilme şiddet faktörünün elde edilmesinde direkt metot oldukça caziptir. Fakat ticari sonlu elemanlar paketleri, K gerilme şiddet faktörlerini hesaplamayabilir, bu nedenle K'yı elde etmek için ciddi bir biçimde çalışma gerekebilir. En sık kullanılan iki direkt metot, çatlak açılma yer değiştirmesi ve kuvvet metotlarıdır. Teorik bazda bir gereklilik olmamasına rağmen her iki metot da genellikle elemanların çatlak ucuna dik olarak konumlandığı birbirine dik ağ örgülerini kullanır. Bir ağ örgüsünün birbirine dik veya dik olmayan şekilde sınıflandırılması, çatlak düzleminde çatlak ucuna komşu elemanların oryantasyonuna bağlıdır. İki ağ örgüsü arasındaki fark Şekil 1'de görüldüğü gibi oldukça açıktır. Şekil 1(a)'da çatlak ucunu çevreleyen elemanlar çatlak ucuna paralel ve birbirine dik kenarlara sahiptir, bunun tersine Şekil 1(b)'de elemanların kenarlarının oryantasyonu rastgeledir. Eğer bir lokasyonda hiçbir düğüm noktası yoksa, bu lokasyondaki yer değiştirme ya da kuvvetleri bulmak için komşu düğüm noktalarındaki yer değiştirme ya da kuvvetler kullanılarak interpolasyon yapılmalıdır.



Şekil 1. (a) Dik ağ örgüsü (b) Dik olmayan ağ örgüsü [8]

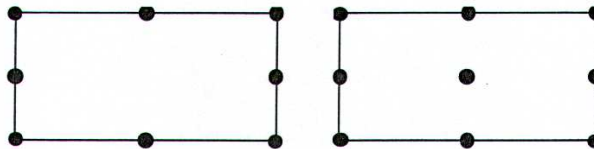
2.2. Endirekt Metotlar

Genellikle endirekt metotlar, elastik enerji salınım oranından gerilme şiddet faktörünü elde ederler. Elastik enerji salınım oranı, bir çatlak ilerlemesi sırasında komplians, sertlik veya çatlak büyümesi için kullanılan enerjideki değişimler belirlenerek bulunabilir. Buna ek olarak, lineer elastik davranış için J, elastik enerji salınım oranına eşit olduğundan, J integrali de ayrıca kullanılabilir. Komplians metoduyla yer değiştirme verilerinin sonradan işlenmesi gerektiği için, endirekt metotlar yaygın bir kullanım elde edememiştir. Parks ve Hellen tarafından geliştirilen rijitlik türev metodu, çatlak ucundaki eleman sertlik matrislerindeki değişimi hesaplayarak K'yı elde eder. Maalesef bu tekniğin yaygın kullanımı genel amaçlı sonlu elemanlar koduna çevriminin karmaşıklığı yüzünden sınırlı kalmıştır. J integrali ise literatürde, özellikle plastisite etkilerinin ihmal edilemeyeceği çatlak konfigürasyonları için çok ilgi görmüştür [8]. J integrali değerlerinin, yüklemeye arttıkça çatlak uçlarındaki plastik deformasyonun artması ve çatlak uçlarının kütlelesmesinin bir sonucu olarak arttığı bilinmektedir [9].

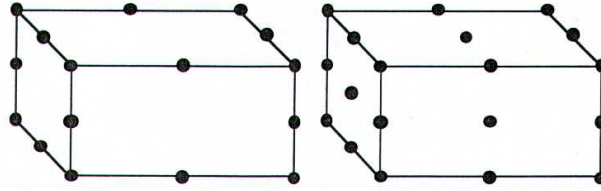
2.3. Ağ Tasarımı

Bir sonlu elemanlar ağının tasarımı bir bilim olduğu kadar aynı zamanda bir sanattır. Çoğu ticari yazılım otomatik ağ yaratma yeteneğine sahip olmasına rağmen, gerektiği şekilde tasarlanmaya çalışılan bir sonlu elemanlar modeli her zaman insan müdahalesine de ihtiyaç duyar. Özellikle çatlak problemleri, kullanıcı tarafından bir miktar muhakeme yapılmasını gerektirir.

Şekil 2, çatlak problemleri için birkaç genel eleman tipini göstermektedir. Shih ve arkadaşları, iki boyutlu problemler için 9 düğüm noktalı iki boyutlu Lagrange elemanları; üç boyutlu problemler için de 27 düğüm noktalı üç boyutlu Lagrange elemanları tavsiye etmektedirler. 8 düğüm noktalı iki boyutlu elemanlar ve 20 düğüm noktalı tuğla elemanlar da çatlak problemlerinde yaygın olarak kullanılır.



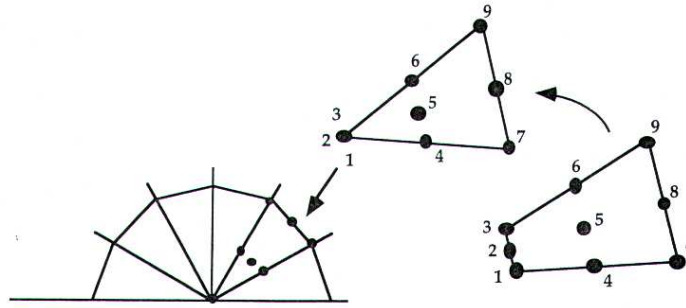
(a) 8 düğüm noktalı iki boyutlu eleman (b) 9 düğüm noktalı iki boyutlu eleman



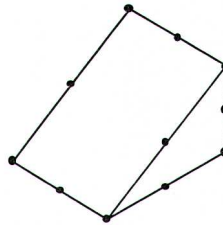
(c) 20 düğüm noktalı tuğla eleman (d) 27 düğüm noktalı tuğla eleman

Şekil 2. İki ve üç boyutlu çatlak problemlerinde sıkça kullanılan izoparametrik elemanlar [3]

Şekil 3'te gösterildiği gibi, iki boyutlu problemlerde çatlak ucunda dört kenarlı elemanlar genellikle üçgen elemanlara dönüştürülür. Bu durumda üç düğüm noktası da uzayda aynı noktayı işgal etmektedir. Şekil 4, üç boyut için tuğla bir elemanın takoz bir elemana dönüştüğü benzer bir durumu göstermektedir.

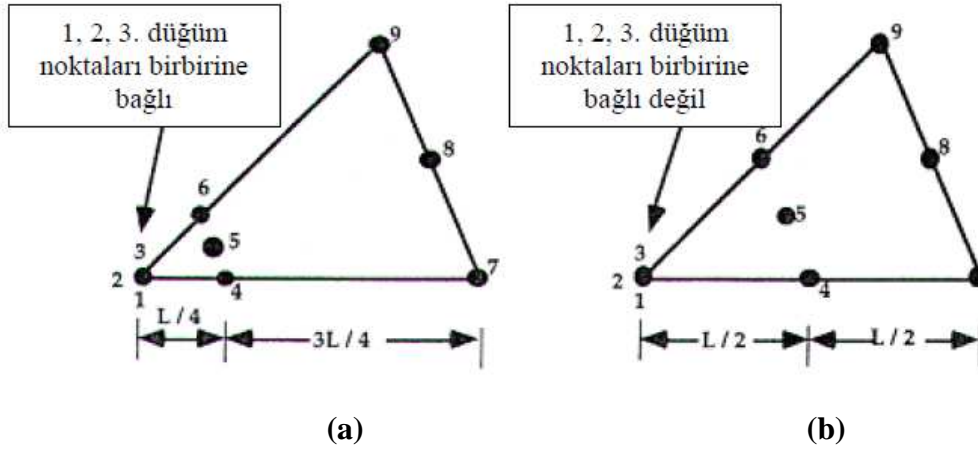


Şekil 3. Çatlak ucunda dörtgen bir elemanın üçgen bir elemana dönüşmesi [3]



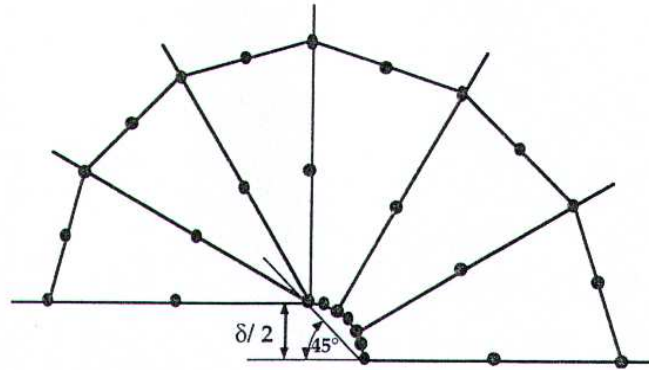
Şekil 4. Tuğla bir elemanın takoz bir elemana dönüşmesi [3]

Elastik problemlerde çatlak ucundaki düğüm noktaları birbirine bağlanır ve kenarların ortasında bulunan düğüm noktaları, Şekil 5(a)'da görüldüğü gibi kenarların $1/4$ 'ünde bulunan noktalara çekilir. Bu tip bir modifikasyon elemanda, $1/\sqrt{r}$ uzama singularitesine sebep olur. Dörtgen elemanlarda kenarların ortasındaki düğüm noktaları, kenarların $1/4$ 'ünde bulunan noktalara çekildiğinde singularite sadece eleman kenarlarında bulunur. Bu durumda üçgen elemanlar tercih edilir, çünkü singularite kenarlarda olduğu gibi elemanın içinde de mevcuttur [3]. Çatlak ucu bölgesinde özel çeyrek nokta düğümlü üçgen elemanların kullanılması, çatlak ucunda gerilme şiddeti faktörlerinin hesaplanmasında daha doğru sonuçların elde edilmesini sağlamaktadır [10].



Şekil 5. Elastik ve elastik-plastik analizler için çatlak ucu elemanları [3]

Plastik bölge oluştuğunda ise $1/\sqrt{r}$ singularitesi artık çatlak ucunda bulunmaz. Şekil 5(b) tamamen plastik şartlar altında istenilen uzama singularitesini gösteren bir elemanı göstermektedir. Elemanlar önceden olduğu gibi üçgene dönüştürülür, fakat çatlak ucundaki düğüm noktaları birbirine bağlı değildir ve elemanların kenarlarının ortasındaki düğüm noktalarının yerleri değişmemiştir. Bu eleman geometrisi $1/r$ uzama singularitesi oluşturur, bu da tamamen plastik malzemeler için gerçek çatlak ucu uzama alanına karşılık gelir.



Şekil 6. Plastik singularite elemanlarının deforme olmuş biçimi [3]

Plastik singular eleman tasarımının beraberinde getirdiği bir kazanç, çatlak ucu açılma yer değiştirmesinin, Şekil 6'da gösterilen deforme olmuş ağ yardımıyla hesaplanmasına imkan sağlamasıdır. Birbirine bağlı olmayan düğüm noktaları başlangıçta uzayda aynı noktayı işgal ederler, fakat elemanlar deforme oldukça birbirlerinden uzaklaşırlar.

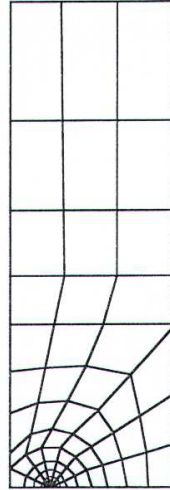
Çoğu problemde çatlak ucu bölgesi için en verimli ağ tasarımının, çatlak ucuna doğru odaklanan, dört kenarlı elemanlardan oluşan ve ortak merkezli halkalar içeren *örümcek ağı* konfigürasyonu olduğu ispatlanmıştır. En içteki halkadaki elemanlar üçgenlere dönüştürülür. Ağ inceltmesi çatlak ucunda en fazla olmalıdır. Örümcek ağ tasarımı çatlak ucundaki ince bir ağdan, çatlak ucuna uzak konumdaki daha geniş bir ağa yumuşak olarak geçişi kolaylaştırmaktadır. Şekil 7, örümcek bir ağdan geniş dikdörtgen elemanlara geçişin olduğu basit çatlaklı bir yapının yarı-simetrik modelini göstermektedir.

Ağ inceltmesinin uygun seviyesi analizin amacına bağlıdır. Tanım kümesi integral yaklaşımı gibi modern metotlar, lokal çatlak ucu bölgelerinin tam olarak çözülmesi ihtiyacını ortadan kaldırdığı için, gerilme

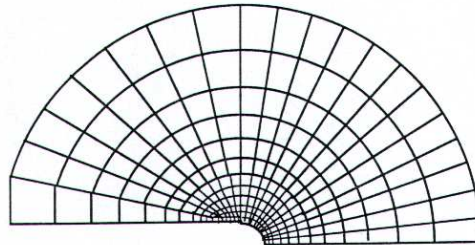
şiddeti veya enerji salınımı elastik analizleri nispeten daha geniş ağ örgüsü ile gerçekleştirilebilir. Daha yeni yaklaşımlardaki alan ve hacim integrasyonları, elastik problemler için ağ boyutundan nispeten daha az etkilenir. Bununla birlikte, tanım kümesi çatlak ucu çevresinde küçük bir bölge olarak belirlendiğinde, çatlak ucunda singularite elemanları bulunmalıdır.

Elastik-plastik problemler bir yapının akma olan bölgelerinde daha çok ağ inceltmesine ihtiyaç duyar. Bir yapı akmaya maruz kaldığı zaman, dar deformasyon bantları numune boyunca ilerler. Bu bantlardaki yüksek plastik uzama seviyesi, J integraline önemli miktarda katkıda bulunur. Bu deformasyonu tam olarak yakalayabilmek için bu bölgelerde sonlu elemanlar ağı yeteri kadar inceltmelidir.

Analizin amacı çatlak ucu gerilme ve uzamalarını incelemek olduğunda çok yüksek bir ağ inceltme seviyesine ihtiyaç duyulur. Genel bir kural olarak, ilgilenilen bölgede yarıçapsal bir doğru üzerinde en az 10 elemanın olması istenilir. Buna ek olarak, çatlak ucundan çatlak ucu açılma yer değiştirmesinin iki katından daha az uzaklıklardaki çatlak ucu bölgelerini incelemek gerekiyorsa, analiz yazılımı büyük şekil değiştirme teorisini kullanmalıdır. McMeeking ve Parks, çatlak ucu bölgesinde büyük şekil değiştirme analizini uygulayan ilk araştırmacılarıdır. Şekil 8'de görüldüğü gibi büyük şekil değiştirme analizinde çatlak ucu elemanları üçgenlere dönüştürülmez.



Şekil 7. Çatlaklı bir levhanın yarı simetrik modeli [3]



Şekil 8. Büyük şekil değiştirme analizi için bir ağ örgüsünün çatlak ucu bölgesi [3]

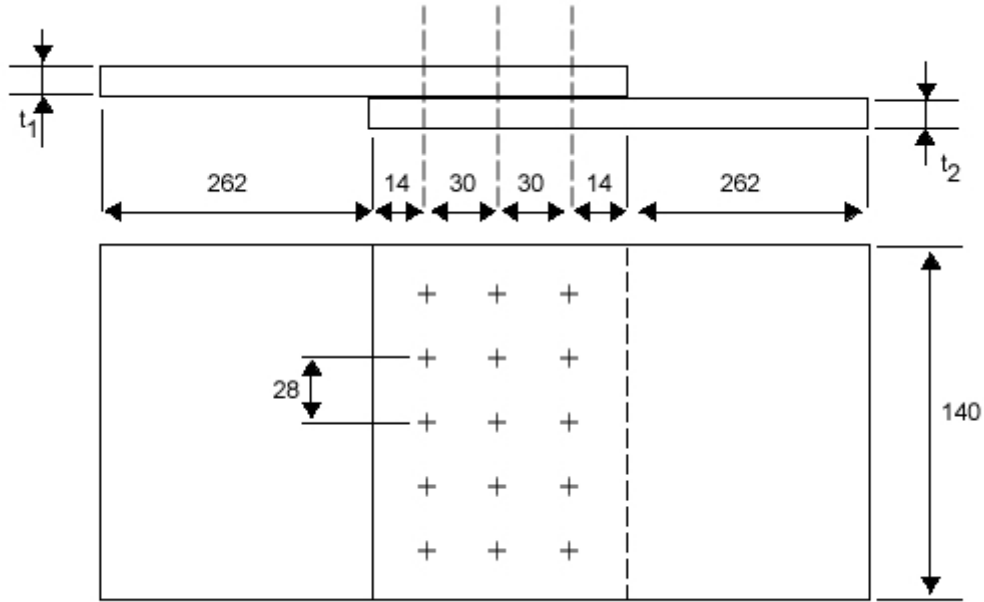
Bazı eleman ve düğüm noktası konfigürasyonları uzama singulariteleri meydana getirir. Bu tip bir davranış çoğu analiz için arzu edilmezken, elastik çatlak problemleri için idealdir. Çatlak ucundaki elemanları $1/\sqrt{r}$ uzama singularitesi göstermeye zorlamak, sonuçların doğruluğunu büyük oranda artırır ve çatlak ucunda yüksek derecede ağ inceltmesi ihtiyacını azaltır.

İki boyutlu izoparametrik elemanlarda kenarların ortasında bulunan düğüm noktalarını, kenarların 1/4' ündeki noktalara getirmekle, istenilen singularite elde edilebilir. Bu davranış ilk olarak Barsoum, Henshell ve Shaw tarafından ifade edilmiştir [3].

ANSYS'te gerilme şiddet faktörlerini hesaplamak için çatlak ucundaki 3 düğüm noktası seçilir. Bu adım çok önemlidir, çünkü seçilen düğüm noktalarının gerilme şiddet faktörlerinin hesaplanmasında doğrudan etkisi vardır [11].

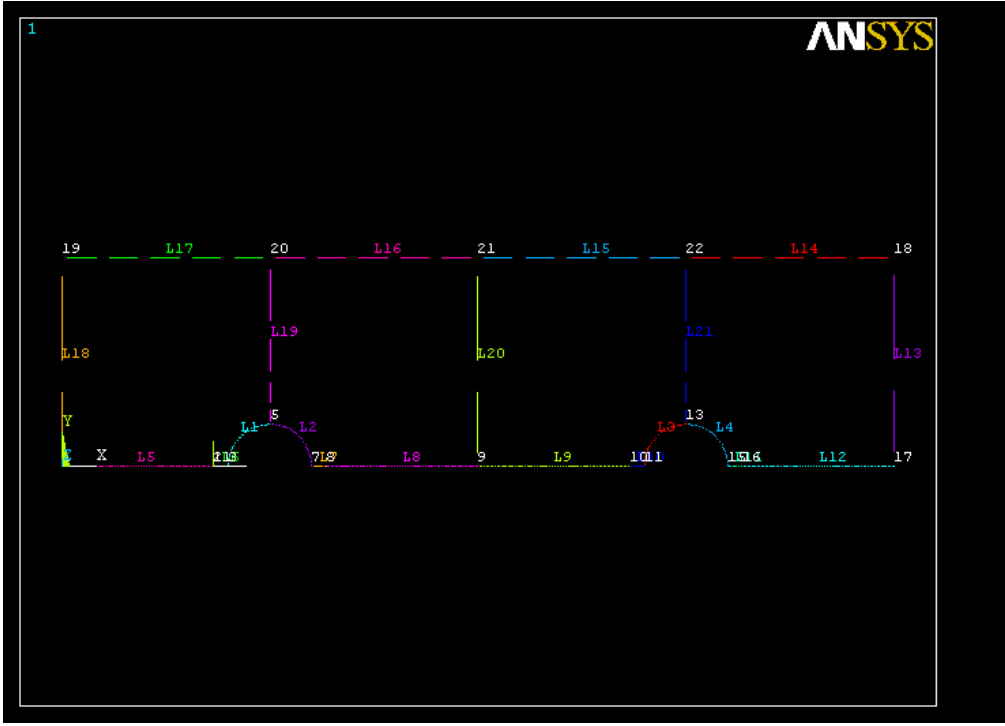
2. METODUN UYGULANMASI

Uçak yapısal parçalarında yaygın olarak kullanılmakta olan 2024-T3 Alüminyum alaşımı merkez çatlaklı numunelerin, farklı yüklemeye koşulları altında yorulma çatlak ilerleme deneyleri gerçekleştirilmektedir [12]. Bu bölümde, Şekil 9'da gösterilen kanat yüzeyindeki üzerinde 15 perçin bulunan 2024-T3 Alüminyum alaşımı bir bindirme mafsallının $\Delta\sigma = 164.8$ MPa çekme gerilmesi altında ANSYS'te yorulma analizi yapılmıştır. İlk perçin sütununun ilk iki perçininde çatlakların başladığı bir durumda yorulma ömrü hesaplanmıştır. Perçinlerin her iki tarafında her biri 1 mm uzunluğunda toplam dört çatlak bulunmaktadır. $\Delta\sigma = 164.8$ MPa gerilme değeri, C-15 uçağının 2500 uçuş saati, 3843 inişte kanat yük dağılımından elde edilmiş tipik bir değerdir [13].



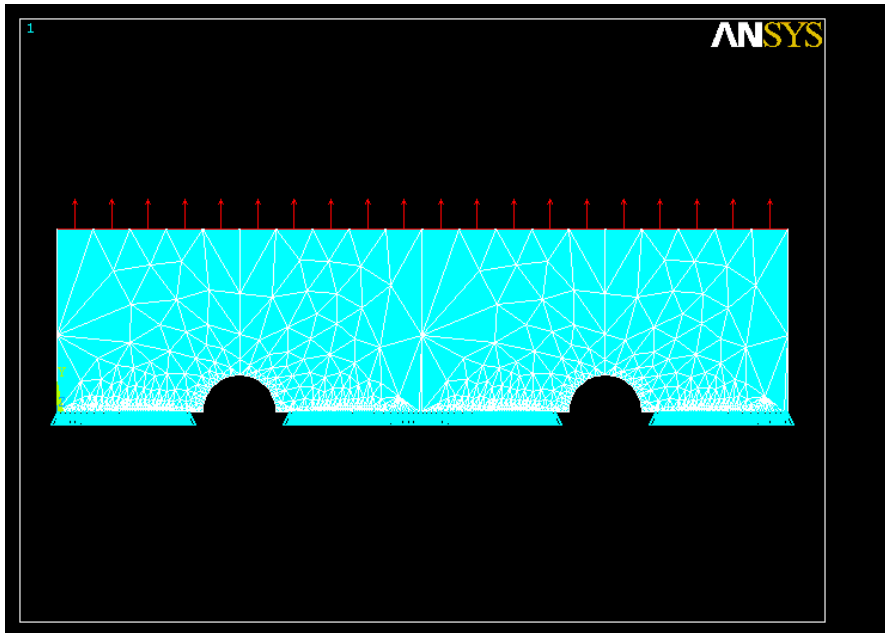
Şekil 9. Üzerinde 15 perçin bulunan bindirme mafsalı [14]

Üst levhada bulunan perçinlerin ilk sütunundaki ilk iki perçin incelenmiştir. Şekildeki üst levha kalınlığı $t_1= 2.5$ mm, alt levha kalınlığı $t_2 = 2$ mm, levha genişliği 140 mm, her perçinin çapı ise $d= 5.6$ mm'dir. Simetri özellikleri kullanılarak levhanın yarısı iki boyutlu olarak modellenmiştir. Levha kalınlığı, levha genişliği ve uzunluğuna göre çok küçük olduğu için problemin çözümünde düzlem gerilme koşulları kullanılmıştır. Şekil 10'da yarım levha geometrik modeli görülmektedir.

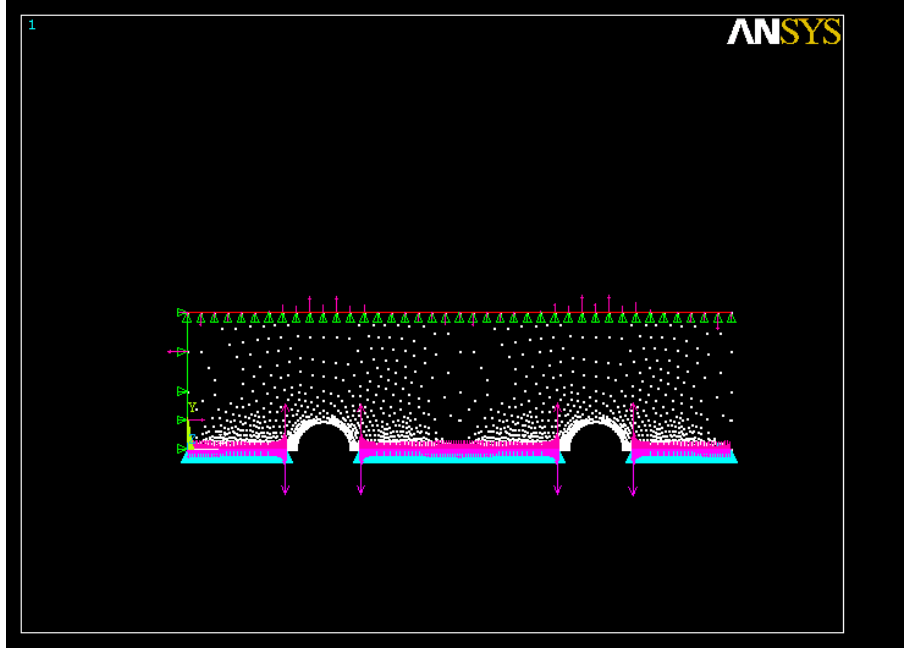


Şekil 10. Yarım levha geometrik modeli (L6, L7, L10 ve L11 çatlakları ifade etmektedir)

Sonlu elemanlar modelinde iki boyutlu 6 düğüm noktalı PLANE 2 elemanı kullanılmıştır. Çatlak uçlarında, eleman kenarlarının ortasındaki düğüm noktaları kenarların 1/4'ünde bulunan noktalara kaydırılmıştır.



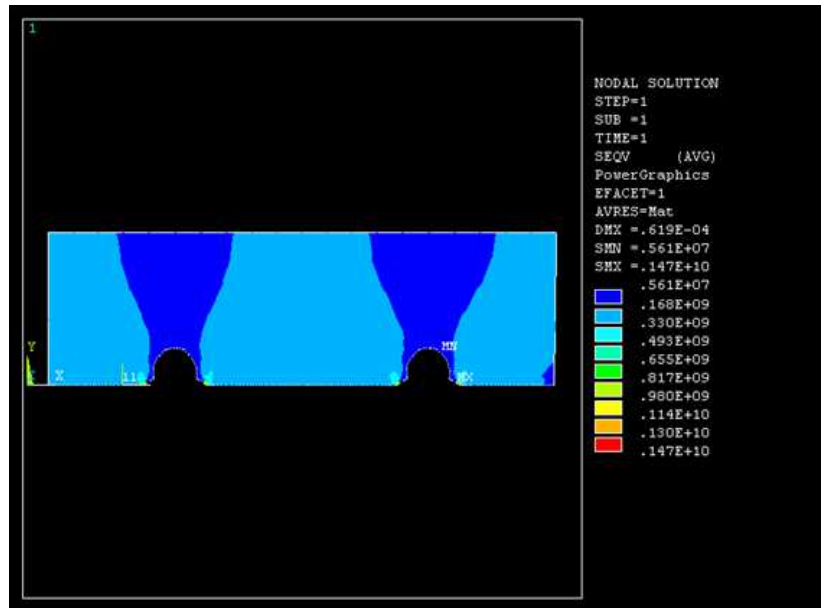
a)



b)

Şekil 11. a) Levhadaki ağ örgüsü, b) Levha üzerindeki gerilme ve kısıtlamalar

Levhanın üst yüzeyine $\Delta\sigma = 164.8\text{MPa}$ çekme gerilmesi uygulanmıştır. Şekil 11'den görülebileceği gibi levha yarım olarak modellendiği için, alt yüzeyinde çatlakların haricindeki kısımlar (L5, L8, L9, L12 çizgileri) y yönünde kısıtlanmıştır. Ayrıca levha yine alt yüzeyde bir noktada hem x, hem y yönlerinde kısıtlanmalıdır. Bu nedenle levhanın sağ alt ucundaki anahtar nokta seçilerek hem x, hem y yönlerinde kısıtlanmıştır. Bunlara ek olarak, levhanın sol kenarına x, üst yüzeyine de y yönünde *couple* uygulanmıştır. ANSYS ile gerçekleştirilen sonlu elemanlar çözümü ile düğüm noktalarına ait elde edilen gerilme dağılımları, Von Mises akma kriterine [10, 15-16] göre incelenmiştir ve Şekil 12'de gösterildiği gibidir.



Şekil 12. Perçinlerin her iki yanındaki çatlaklar 1 mm iken düğüm noktalarındaki gerilme dağılımı

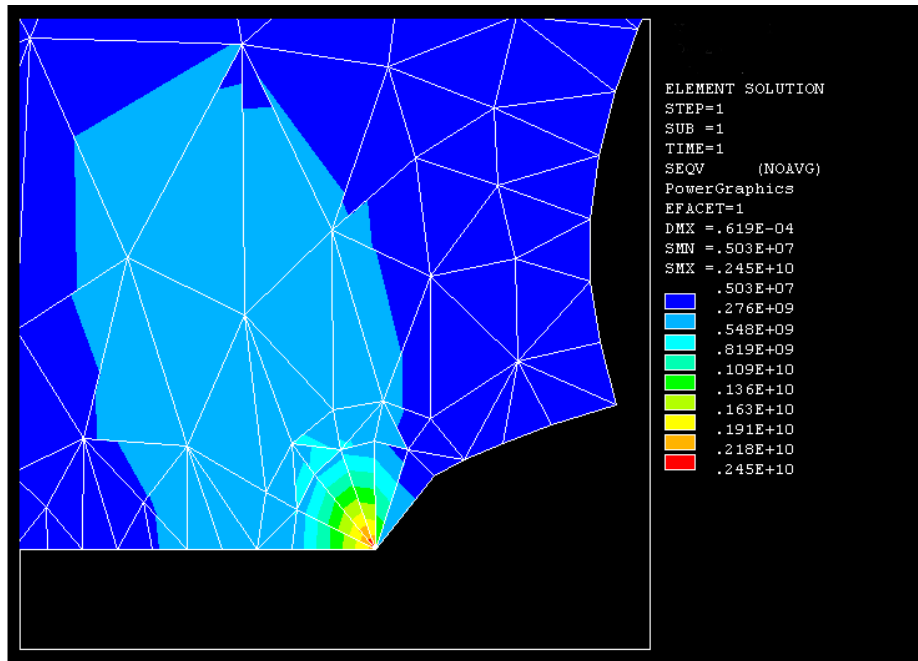
Çatlak 1 etrafındaki elemanlara ait Von Mises gerilme dağılımı Şekil 13'te görülmektedir. Şekilden de görüldüğü gibi çatlak ucundaki elemanlar deforme olmuştur. $\Delta\sigma = 164.8$ MPa çekme gerilmesi uygulanarak elde edilen gerilme şiddet faktörleri, çatlak 1 için $K_I = 19.079$ MPa \sqrt{m} ; çatlak 2 için $K_I = 19.060$ MPa \sqrt{m} ; çatlak 3 için $K_I = 19.238$ MPa \sqrt{m} ; çatlak 4 için $K_I = 19.448$ MPa \sqrt{m} 'dir.

Çatlak 1'in gerilme şiddet faktörü aralığı ΔK_I ; çatlak artış uzunluğu $\Delta a = 1$ mm; $C = 3.6 \times 10^{-35}$ ve $m = 4$ değerleri Paris-Erdoğan eşitliği olarak bilinen eşitlik (1)'de yerine koyularak çevrim sayısı artışı $\Delta N = 209596$ olarak hesaplanmıştır. Daha sonra ise 1 mm'lik çatlak artış uzunluğu için, hesaplanan bu çevrim sayısı artışı değeri ile çatlak 2, 3 ve 4'ün gerilme şiddet faktörü değerleri, Paris-Erdoğan eşitliğinde yerine koyularak her çatlak için uzama miktarı belirlenmiştir.

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (1)$$

Buradaki C ve m katsayıları; malzeme değişkenleri, çevre, frekans, sıcaklık ve gerilme oranının fonksiyonudur [17].

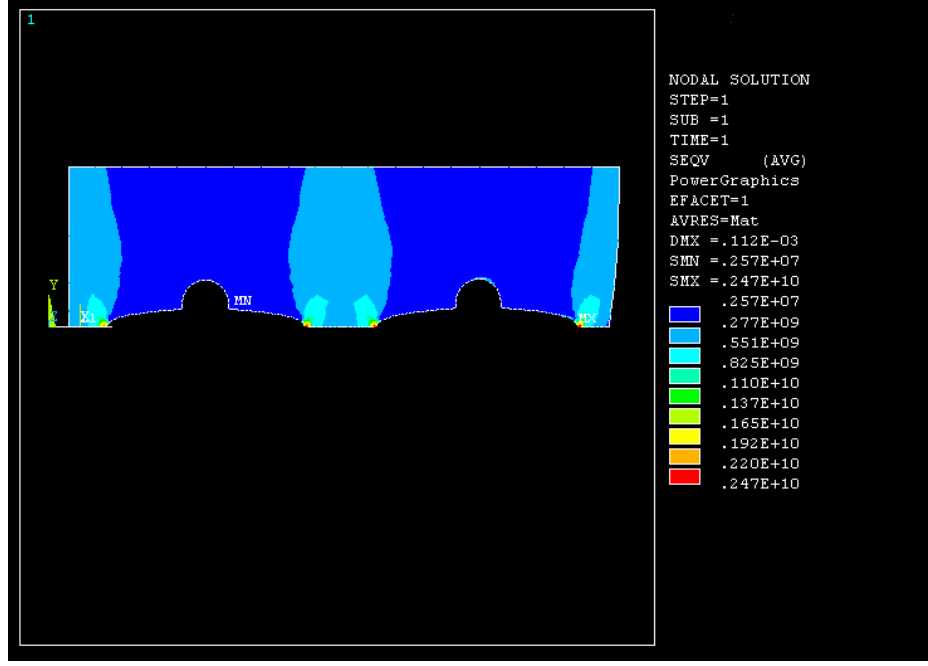
Çatlak uzunluğu adım adım arttırılarak, her adımdaki artırım miktarı olan da değerinin göz önünde bulundurulması yaklaşımı ile hesaplanan çatlak ucundaki K_I değerinin, her defasında kırılma tokluğu, K_{IC} , değerine ulaşip ulaşmadığı kontrol edilmiştir [18]. Çatlak 1'in uzunluğu her arttırıldığında, çevrim sayısı artışı yeniden hesaplanarak diğer çatlakların uzama miktarları bulunmuştur. Böylelikle çatlaklar uzama miktarları kadar arttırılarak her defasında levha yeniden modellenmiş, yüklenmiş ve sonlu elemanlar çözümü elde edilmiştir. 2024-T3 Alüminyum alaşımı için kırılma tokluğu değeri olan $K_{IC} = 44$ MPa \sqrt{m} 'ye ulaşıncaya kadar kırılma meydana gelmiştir. Levha kırıldığında çatlak 1'in uzunluğu, $a = 8$ mm; çatlak 2'nin uzunluğu $a = 7.987$ mm; çatlak 3'ün uzunluğu $a = 8.335$ mm; çatlak 4'ün uzunluğu $a = 8.996$ mm'ye ulaşmıştır.



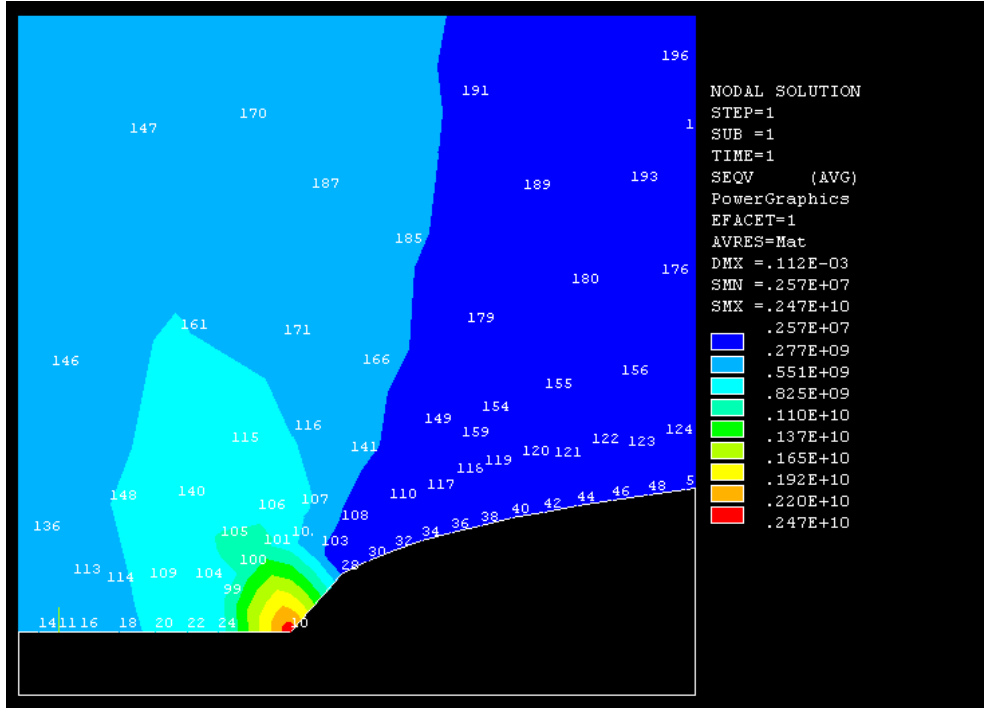
Şekil 13. Perçinlerin her iki yanındaki çatlaklar 1 mm iken çatlak 1 etrafındaki elemanlara ait gerilme dağılımı

2024-T3 Alüminyum alaşımı için kırılma tokluğu değeri olan $K_{IC} = 44 \text{ MPa}\sqrt{\text{m}}$ 'ye ulaşılıncaya kadar geçen çevrim sayısı 516426'dır. Her iki perçin etrafındaki çatlakların 1mm olduğu durumda, $\Delta\sigma = 164.8 \text{ MPa}$ çekme gerilmesi altında 516426 çevrim sonrasında kırılma meydana gelecektir.

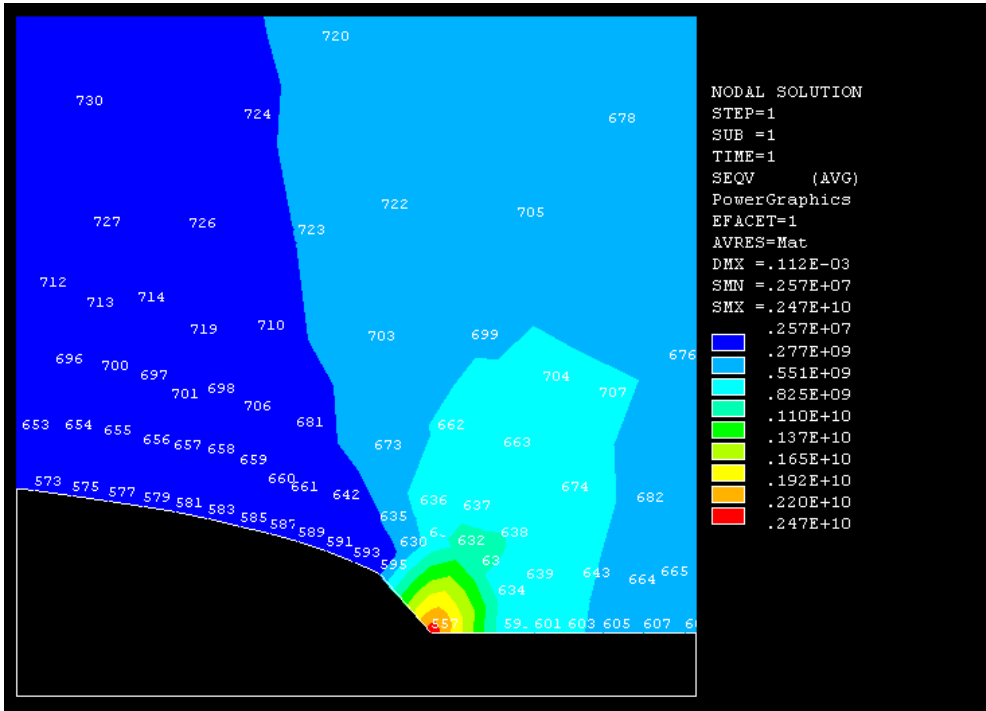
Yarım levha üzerindeki düğüm noktalarına ait elde edilen Von Mises gerilme dağılımları, K_{IC} değeri aşıldığında Şekil 14'te gösterildiği gibidir. Şekil 15 ile Şekil 18'de sırasıyla çatlak 1, 2, 3 ve 4 etrafında bulunan düğüm noktalarındaki gerilme dağılımları görölmektedir.



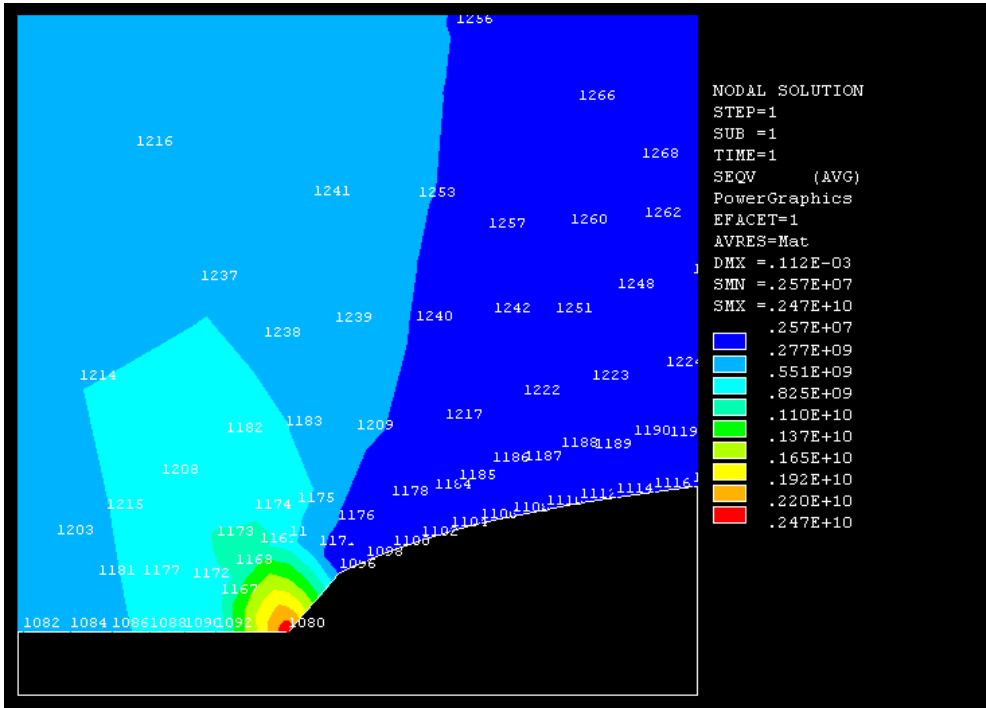
Şekil 14. Kırılma tokluğu aşıldığı durumda düğüm noktalarındaki gerilme dağılımı



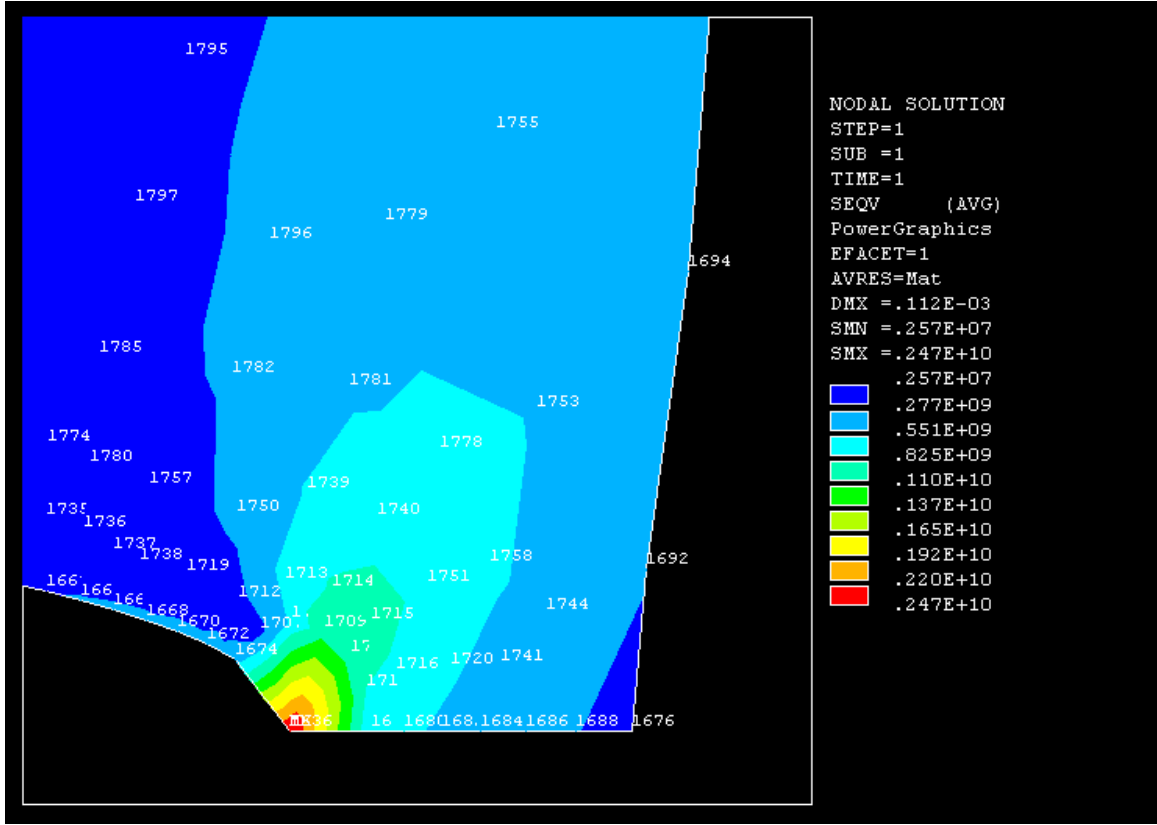
Şekil 15. Kırılma tokluğu aşıldığı durumda, çatlak 1 etrafında bulunan düğüm noktalarındaki gerilme dağılımı



Şekil 16. Kırılma tokluğu aşıldığı durumda, çatlak 2 etrafında bulunan düğüm noktalarındaki gerilme dağılımı



Şekil 17. Kırılma tokluğu aşıldığı durumda, çatlak 3 etrafında bulunan düğüm noktalarındaki gerilme dağılımı



Şekil 18. Kırılma tokluğu aşıldığı durumda, çatlak 4 etrafında bulunan düğüm noktalarındaki gerilme dağılımı

3. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

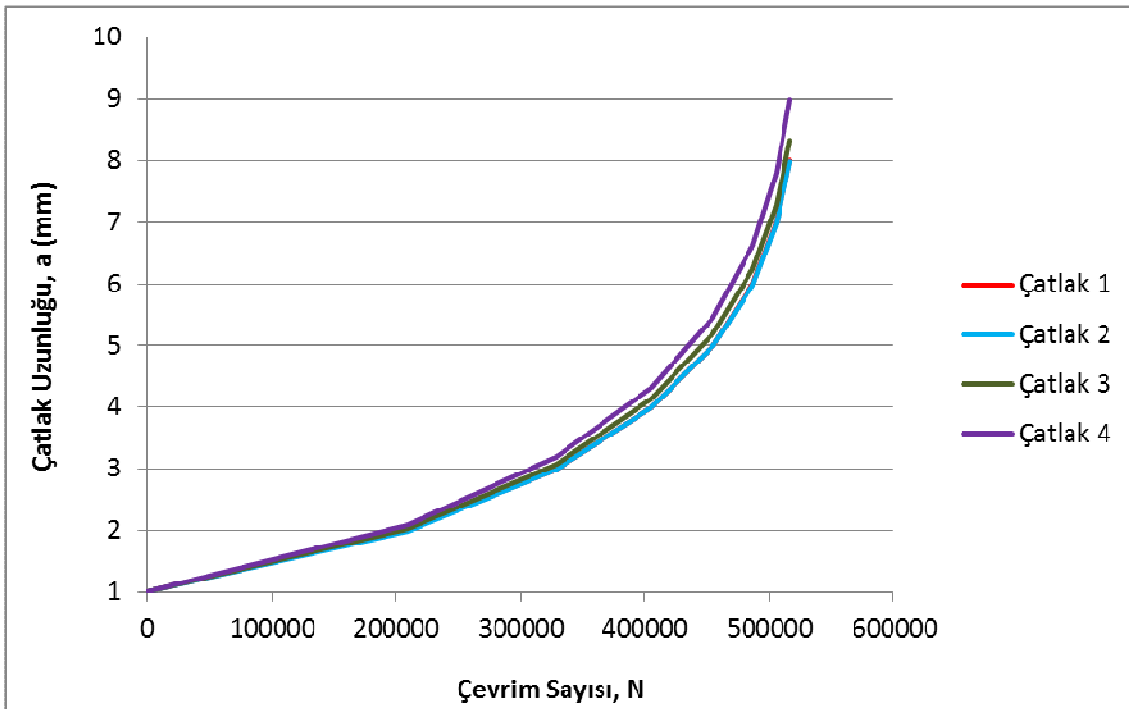
Gerilme konsantrasyonu ve gerilme şiddet faktörü aralığı değerleri, genellikle uzun çatlaklar ve yakınında, kısa çatlaklara göre daha yüksektir. Örneğin, Tablo 1'den görüldüğü üzere, kırılma tokluğuna ulaşıldığında en uzun çatlak olan çatlak 4'teki gerilme şiddet faktörü aralığı değeri en büyüktür. Çatlak 4'ten sonra en uzun ikinci çatlak olan çatlak 3'te gerilme şiddet faktörü aralığı yine aynı sebepten dolayı çatlak 1 ve 2'deki gerilme şiddet faktörlerinden daha büyük ve çatlak 4'tekinden daha küçüktür.

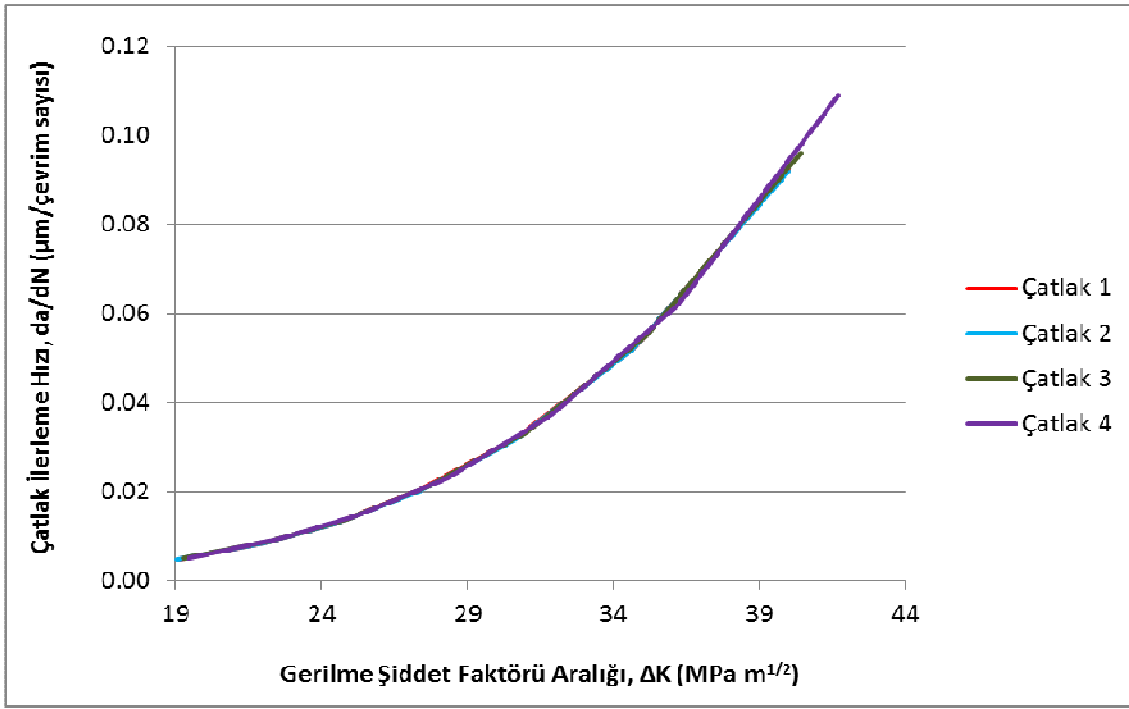
Aynı düzlemdeki çoklu çatlak etkileşimlerinin etkisinin bir sonucu olarak gerilme konsantrasyonunun ve gerilme şiddet faktörü aralığı değerinin yüksek olduğu çatlaklara komşu olan daha kısa uzunluktaki çatlaklar, kırılma tokluğuna ulaşıldığında kendilerinden daha uzun çatlaklara göre daha yüksek gerilme şiddet faktörü aralığı değerlerine sahip olabilirler. Yine Tablo 1'den görülebileceği gibi, kırılma tokluğu değerine erişildiğinde çatlak 1'e göre daha kısa olmasına rağmen çatlak 2'deki gerilme şiddet faktörü aralığı değeri, çatlak 1'dekinden daha büyüktür. Bunun sebebi, çatlak 1'e komşu bir çatlakın bulunmaması; buna karşın çatlak 2'nin, gerilme konsantrasyonunun ve gerilme şiddet faktörü aralığı değerinin yüksek olduğu çatlak 3'e komşu olmasıdır.

Şekil 19'da her bir çatlak için çatlak uzunluklarının çevrim sayısı ile değişimi görülmektedir. Şekil 20'de ise gerilme şiddet faktörü aralığı değerlerine ilişkin çatlak ilerleme hızları verilmiştir.

Tablo 1. Çatlak boyuna (a) karşılık gerilme şiddet faktörü aralığı (ΔK_I) değerleri

Çatlak 1		Çatlak 2		Çatlak 3		Çatlak 4	
a (mm)	ΔK_I (MPa \sqrt{m})	a (mm)	ΔK_I (MPa \sqrt{m})	a (mm)	ΔK_I (MPa \sqrt{m})	A (mm)	ΔK_I (MPa \sqrt{m})
1	19.079	1	19.060	1	19.238	1	19.448
2	21.972	1.996	21.969	2.034	22.230	2.080	22.528
3	24.526	2.995	24.520	3.082	24.850	3.185	25.268
4	27.351	3.994	27.338	4.135	27.723	4.311	28.317
5	30.660	4.993	30.641	5.191	31.059	5.460	31.885
6	34.726	5.990	34.705	6.244	35.138	6.630	36.222
7	40.002	6.988	39.993	7.292	40.424	7.814	41.710
8	47.407	7.987	47.504	8.335	47.921	8.996	49.347

**Şekil 19.** Çatlak uzunluklarının çevrim sayısı ile değişimi



Şekil 20. Gerilme şiddet faktörü aralığı değerlerine ilişkin çatlak ilerleme hızları

4. KAYNAKLAR

1. Petit, J., Davidson, D. L., Suresh, S. ve Rabbe, P., 1998, "Fatigue Crack Growth Under Variable Amplitude Loading", Elsevier Science Publishers Ltd., England.
2. Güleç, Ş., Aran, A., 1988, "Malzeme Bilgisi", MBEAE Matbaası, Gebze, Türkiye.
3. Anderson, T. L., 1995, "Fracture Mechanics", 2nd Edition, CRC Press, New York, USA.
4. Dougherty, J. D., Padovan, J. ve Srivatsan, T. S., 1996, "Fatigue crack propagation and closure behavior of modified 1070 steel: Finite element study", Engineering Fracture Mechanics, 56 (2), 189-212.
5. Shields, E. B., 2001, "Fracture prediction of hole patterns with multiple cracks using the finite element method", International Journal of Fatigue, 23, 13-20.
6. Yıldırım, B., Erdoğan, F., 2004, "Edge crack problems in homogeneous and functionally graded material thermal barrier coatings under uniform thermal loading", Journal of Thermal Stresses, 27, 311-329.
7. Dağ, S., Yıldırım, B. ve Erdoğan, F., 2004, "Interface crack problems in graded orthotropic media: Analytical and computational approaches", International Journal of Fatigue, 130, 471-496.
8. Fawaz, S. A., 1998, "Applications of the virtual crack closure technique to calculate stress intensity factors for through cracks with an elliptical crack front", Engineering Fracture Mechanics, 59(3), 327-342.

9. Özdemir, T. E., Çetinel, H. ve Uyulgan, B., “Kaynaklanmış farklı çeliklerin yorulma ve kırılma analizlerinin sonlu elemanlar yöntemi ile gerçekleştirilmesi”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2010, 7 (4) 1-11.
10. Taşgetiren, S., Aslantaş, K. ve Çakmakkaya, M., “Difüzyon kaynağı ile birleştirilmiş bakır ve çelik levhalarda birleşme hatasının kırılma mekaniğı ile analizi”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2004, 1 (1), 9-16.
11. Acar, B., 1997, “Finite Element Analysis of Fracture Mechanics Problems”, Yüksek Lisans Tezi, Orta Doğu Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, Türkiye.
12. Karcı, A., Turan, D., “Periyodik aşırı yüklerin 2024-Al alaşımında yorulma çatlak ilerleme hızına etkisi üzerine bir alan araştırması”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2009, 6 (6) 57-62.
13. Abelkis, P. R., 1980, “Effect of transport aircraft wing loads spectrum variation on crack growth”, Effect of load spectrum variables on fatigue crack initiation and propagation (Ed: Bryan, D.F., Potter, J.M.), American Society For Testing And Materials STP 714, USA, 143-169.
14. Muğan, A., Murat, Ö., 2003, “Design and engineering directorate program TSEBFACT 1.0 secondary bending factor-t computation program”, TAI GENTHMT004, Ankara, Türkiye.
15. Bekçi, U., Varol, R. ve Taylan, F., “Farklı malzemelerden imal edilmiş modüler dişli çarkların ANSYS ile gerilme analizi”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2006, 3 (2), 19-26.
16. Aslantaş, K., Çolakoğlu, M., “Çelik bir plakanın şok yüklemeler altındaki davranışının nümerik olarak modellenmesi”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2004, 1 (3), 22-30.
17. Vardar, Ö., 1988, “Fracture Mechanics”, Boğaziçi Üniversitesi Yayımevi, İstanbul, Türkiye.
18. Taşgetiren, S., Aslantaş, K. ve Uçun, İ., “Düz dişlilerde sıkı geçme basıncının diş dibi yorulma hasarları üzerindeki etkisi”, Makine Teknolojileri Elektronik Dergisi 2004, 1 (2), 21-29.