

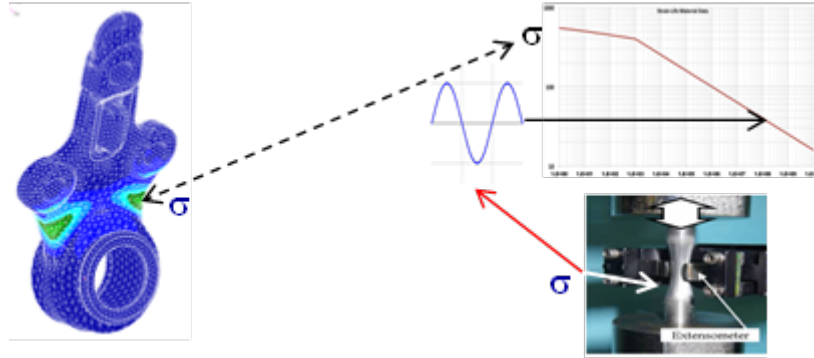
CAEfatigue ile Punto Kaynak (Spot Weld) Analizi

Hazırlayan	Çeviren
MSC Hexagon	Resul Demir Lider Yapısal Analiz Mühendisi

Tarih: 11/02/2022

Punto Kaynak Analizi - Teorik Arka Plan ve Modelleme Yöntemleri

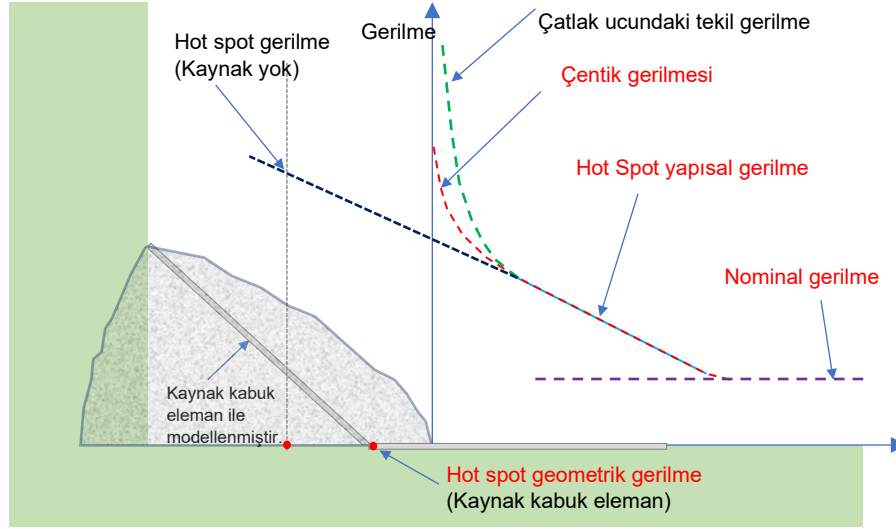
FEA ile yorulma analizi, hesaplanan gerilmelerin (veya gerinimlerin) ve uygun malzeme özelliklerinin - genellikle Gerilme-Ömür (S-N) veya Gerinim-Ömür(E-N) verilerinin - dikkatli bir şekilde eşleştirilmesini içerir. FEA modelindeki yetmezlik gösteren bölgedeki malzeme davranışının test ile gözlemlenen yetmezlik bölgesindeki malzeme davranışıyla aynı olmasını gerektiren bir "benzerlik (similitude)" varsayımı vardır.



Benzerlik – Bu yapının ömrü . . . bu yapının ömrü ile aynıdır . . . eğer iki yapıda aynı gerilme altındaysa

Pratik açıdan benzerlik varsayımı malzeme eğrisindeki dikey eksenin (gerilme, gerinim, kuvvet vb.) FEA analizinden elde edilen sonuç ile aynı olması gerektiği anlamına gelir. Modern FEA tabanlı yorulma kodları, bunun homojen, değişken geometrili bileşenler için çalışmasını sağlamak üzere bir dizi karmaşık prosedür oluşturmuştur. Bu sistemler için, "tepe gerilme değeri" konumundaki (veya çentikteki) lokal malzeme davranışı, kırılma noktasındaki malzeme özelliklerinin aynı olduğu numunelerdeki malzeme özellikleriyle karşılaştırılabilir. Kaynaklar için bu yöntem işe yaramaz. Kaynak bölgelerinde malzeme özellikleri homojen değildir, çünkü kaynak işlemi, kaynak içinde yetmezlik meydana gelebilecek yerlerde malzeme özelliklerini önemli ölçüde değiştirir (kötüleştirebilir). Bu nedenle,

kaynaklar (hem dikiş kaynakları hem de punto kaynakları) için alternatif bir yaklaşım kullanılır. Kaynaktan uzak bölgeledeki gerilme (veya kuvvet) miktarlarına dayalı 4 farklı yaklaşım ile değerlendirme yapmak mümkündür.



Şekil 1: Çatlak ucundaki "nominal", "yapısal" ve "gerçek" gerilme arasındaki fark

Bu 4 yaklaşım

- Nominal gerilmeler (veya kuvvetler),
- Belirli bir geometriye (yarıçap) dayalı olarak kaynak ucuna yakın çentik gerilmeleri,
- Hot spot (geometrik) gerilmeler (çoğunlukla otomotiv punto kaynaklarında kullanılır) ve
- Hot spot (yapısal) gerilmeler (çoğunlukla otomotiv dikiş kaynaklarında kullanılır).

Bunların hiçbiri, çatlak ucundaki tekil gerilmeler ile karıştırılmamalıdır. Çatlak ucundaki gerilme, hasar seviyesini belirlemek için anlamlı bir parametre değildir.

Her bir yaklaşımın kısa açıklamaları aşağıda verilmiştir. İlk olarak dikiş kaynak tiplerine değinilecek ve daha sonra punto kaynaklar ele alınacaktır.

"Nominal" gerilmeleri kullanan geleneksel kaynak yorulması

Kaynakların yorulma ömrünü hesaplamının geleneksel yöntemi, İngiliz Standardı BS7608 [1]'de açıklandığı gibi dikiş kaynaklarının yorulma ömrü tahmini için S-N tabanlı yöntem kullanılmaktadır. Bu yöntem, kalın levha ve kirişlerden tasarlanan inşaat mühendisliği yapıları için geliştirilmiştir. BS7608 yorulma analizindeki ana adımlar aşağıdaki gibidir:

• Aşağıdakiler göz önünde bulundurularak her bir bağlantı veya bağlantı parçası için bir kaynak sınıfı seçilir:

- a) bağlantı geometrisi,
- b) yükleme yönü,
- c) olası yetmezlik bölgesi,

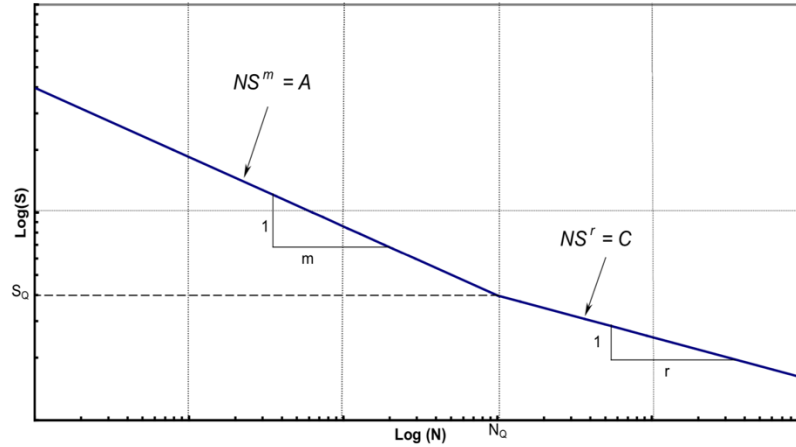
- d) kaynak tipi (tam penetrasyon vb.).
- Uygun kaynak sınıfı için S-N eğrisi kullanılır.
 - Kullanılan ilgili S-N eğrisi için uygun nominal gerilme değerlendirme bölgesi dikkatlice belirlenir (bu, kullanılan kaynak sınıfına özeldir).
 - Bu bölge için, yüklemmeden kaynaklanan gerekli gerilme geçmişi belirlenir.
 - Rainflow cycle ile gerilme geçmişi belirlenir.
 - Rainflow cycle ile belirlenen gerilmeler uygun S-N eğrisine göre değerlendirilir, Miners kuralı ile yorulma ömrü hesaplanır.

Yaygın olarak kullanılan kaynak “sınıflarından” bazıları ve bu kaynaklar için Gerilme-Ömür eğrileri aşağıda gösterilmiştir (MPa birimlerinde).

Weld Class	A	m	C	r	No	Sq
B	1.01E+15	4.0	1.02E+19	6.0	1.00E+07	100.2
C	4.23E+13	3.5	2.59E+17	5.5	1.00E+07	78.2
D	1.52E+12	3.0	4.33E+15	5.0	1.00E+07	53.4
E	1.04E+12	3.0	2.30E+15	5.0	1.00E+07	47.0
F	6.30E+11	3.0	9.97E+14	5.0	1.00E+07	29.8
F2	4.30E+11	3.0	5.28E+14	5.0	1.00E+07	35.0
G	2.50E+11	3.0	2.14E+14	5.0	1.00E+07	29.2
W	1.60E+11	3.0	1.02E+14	5.0	1.00E+07	25.2

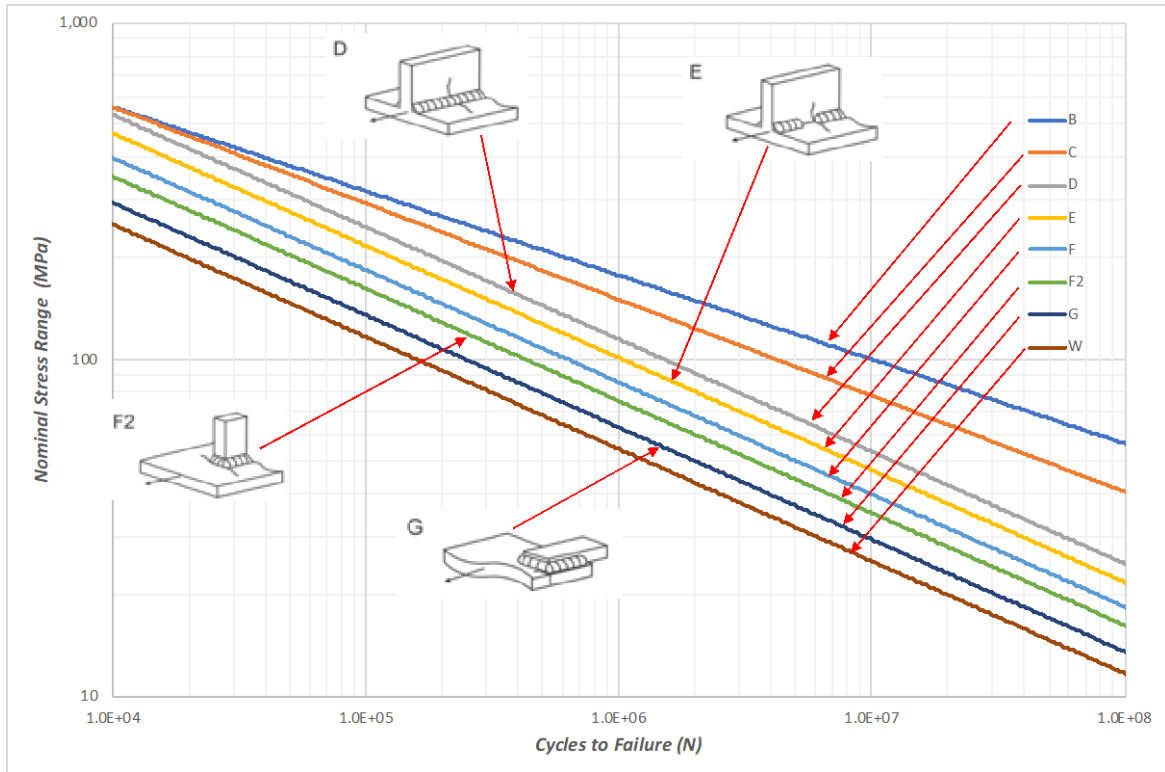
Tablo 1: (Nominal) Havadaki offshore kaynaklar için Gerilme-Ömür veri katsayıları

Verinin formu, aşağıda gösterildiği gibi log-log eksenleri üzerinde 2 parçalı bir düz çizgi şeklinde gösterilen S-N eğrisidir.



Şekil 2: Log-log eksenlerinde çizilen tipik 2 segmentli S-N eğrisi

Diğer kaynak sınıfı verileri için örnek bir grafik aşağıda gösterilmiştir.



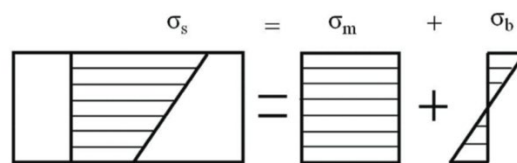
Şekil 3: Farklı kaynak sınıfları için S-N Eğrileri. 350°C'ye kadar ferritik çelikler, 430 °C'ye kadar östenitik paslanmaz çelikler, 100°C'ye kadar alüminyum alaşımları için uygundur.

Nominal gerilmelere dayalı bu geleneksel kaynak yorulması yöntemi makul derecede doğrudur (işlem adımları doğru bir şekilde takip edilirse), ancak modelin farklı parçaları için farklı kaynak sınıfları belirtme ihtiyacı nedeniyle, FE tabanlı bir yaklaşıma dahil etmek çok zordur ve uygun nominal gerilme bölgesini doğru bir şekilde belirlerken bunu yapmak için gerekli yüksek düzeyde kullanıcı deneyimine ihtiyaç duyulmaktadır.

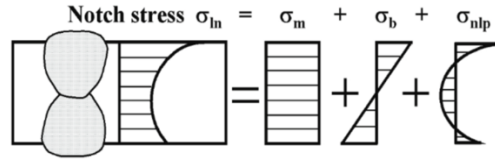
Yaklaşımın en önemli noktası, FE modelindeki bir nominal gerilmenin, referans olarak aynı nominal gerilme kullanılarak oluşturulan bir S-N eğrisi ile karşılaştırılmasıdır.

Geometriye (yarıçap) bağlı olarak kaynak ucunun yakınındaki çentik gerilmeleri

Bazen, nominal gerilme ve yorulma davranışı arasındaki ilişki, çatlak büyümesini tetikleyen gerilme, başka faktörlerden kaynaklandığından, iyi bir korelasyon göstermez. Dolayısıyla, çatlak yakınındaki gerilmeyi kullanmanın bir mantığı vardır. Çatlak ucundaki gerilme, bir tekillik olduğundan doğrudan kullanılması uygun değildir (aşağıya bakınız), kaynak ucundaki "çentik" gerilmesi en uygun olanıdır. Bununla birlikte, bu konumdaki geometri genellikle karmaşıktır ve bu nedenle bazı durumlarda her zaman uygun değildir (aşağıya bakınız).

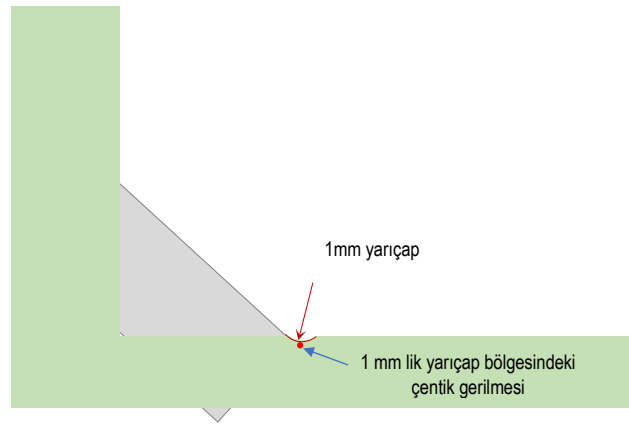
$$\sigma_s = \sigma_m + \sigma_b$$


Şekil 4: Yapısal (geometrik) gerilmeler



Şekil 5: Lokal (çentik) gerilmeler

Bir seçenek olarak kaynak ucuna varsayımsal bir çentik (1 mm yarıçap diyelim) koymak ve ardından hem analiz gerilmesini (FEA'den) hem de malzeme S-N eğri gerilmesini tanımlamak için 1 mm çentikteki efektif çentik gerilmesi kullanmaktır. Bu yaklaşım bir miktar ilgi bulmuştur ve bazı FE yorulma kodlarında kullanılmaktadır. Ancak belirli yarıçap boyutları kullanılarak modellenen çentiklerin oluşturulması gereksiz yere zahmetli olabilir. Alternatif bir yaklaşım, kaynak kırılma yerinin yakınında önceden belirlenmiş bir konumda, yapısal stres konsantrasyon faktörlerini dikkate alan hot spot (geometrik) yapısal gerilme yaklaşımıdır ve bir sonraki bölümde bu ele alınmaktadır.



Şekil 6: Efektif çentik gerilme kavramı

Otomotiv Punto Kaynak yorulması için detaylandırılmış hot spot (geometrik) gerilme yöntemi

Kaynaklı bağlantıların nispeten karmaşık geometrisi, (yukarıda açıklandığı gibi) her kaynak farklı bir kaynak sınıflandırması gerektirebileceğinden, ortak nominal gerilme yaklaşımına dayalı bir yorulma mukavemeti değerlendirmesini oldukça zorlaştırır. Alternatif yaklaşım olarak, bir boru şeklindeki bağlantı için aşağıda gösterildiği gibi kaynak (hot spot) üzerinde önceden belirlenmiş bir geometrik konumda gerilme kullanmaktır. Bu yapısal hot spot gerilme aşağıdaki şekilde tanımlanır.

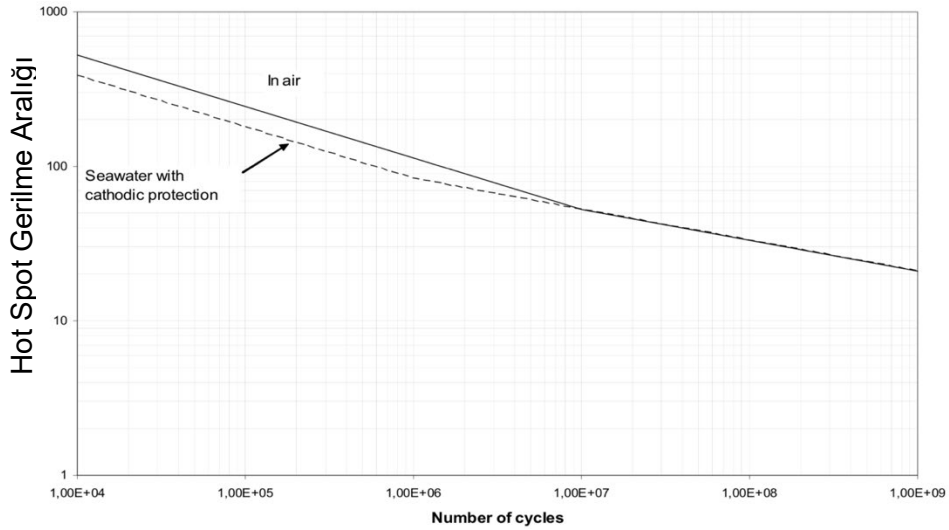
$$\sigma_{HS} = SCF \cdot \sigma_{nominal}$$

Burada daha önce bahsedilen BS7608 kaynak sınıfı eğrilerine geri dönülmektedir. Bu eğrilerin her biri için stress concentration factor (SCF) değeri aşağıdaki gibi belirlenebilir:

Weld Class	SCF
B	NA
C	NA
D	1.00
E	1.13
F	1.27
F2	1.52
G	1.80
W	2.12

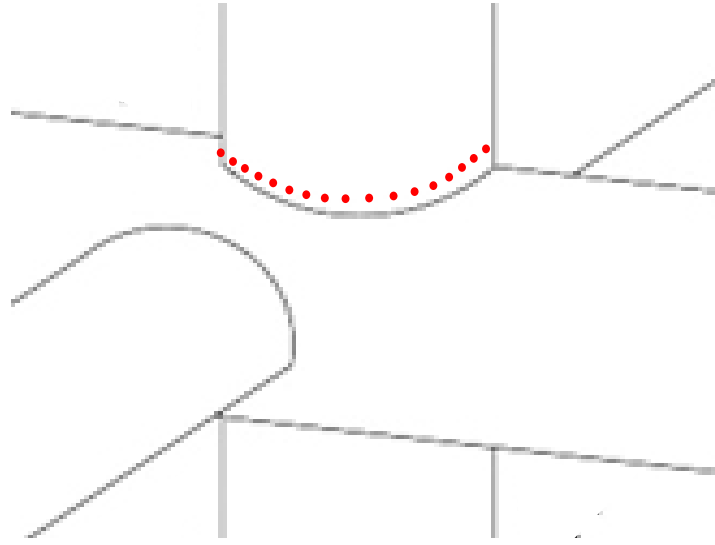
Tablo 2: Kaynak sınıflarına göre SCF değerleri

Yukarıda gösterilen nominal gerilme kaynak sınıfı eğrileri, SCF'nin bu değerleri ile ölçeklendirilirse, eğrilerin bir "ana" eğri üzerinde birleştiğini görürüz (bkz. DNV-RP-C203, Fatigue Design of Steel Structures, 2007). Bu daha sonra herhangi bir kaynak türü için kullanılabilir. Kilit nokta, analizden elde edilen gerilmenin (örneğin FEA analizi) aynı zamanda ilgili hot spot nokta gerilmesi olması gerektiğidir. "Hava içi" bölümün, yukarıdaki D Sınıfı kaynakla (SCF 1.0 olan) aynı olduğuna dikkat edin.



Şekil 7: Havada ve deniz suyunda katodik korumalı boru şeklindeki bağlantılar için S-N eğrileri

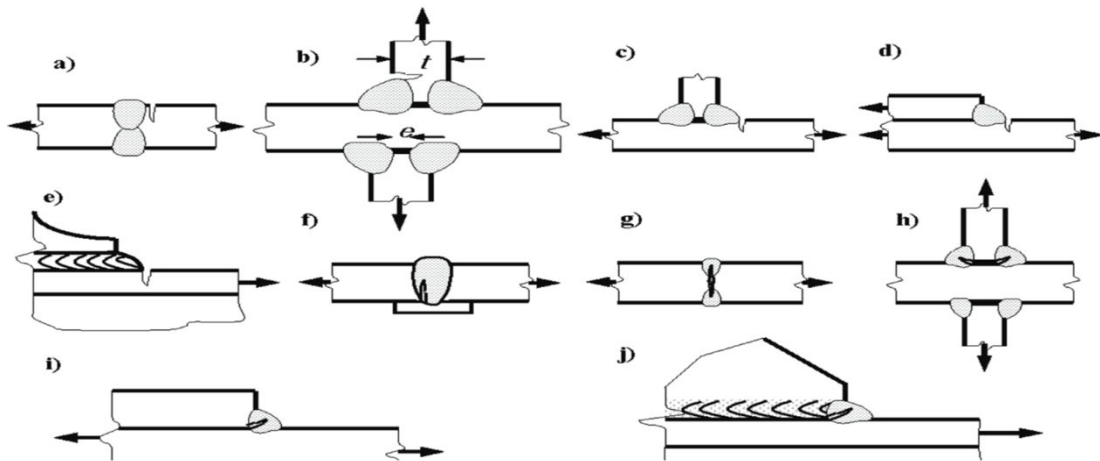
Bu birleşik S-N eğrisi (hot spot gerilmeye dayalı), kaynaklı yapıların kaynaklı bağlantı kategorilerine karşılık gelen çok sayıda eğri kullanmak yerine yorulma mukavemetini tahmin etmek için kullanılabilir. Boru şeklindeki bağlantılar için, çok özel konumlarda bağlantı kaynak hattının etrafındaki bir dizi noktada bir değerlendirme (kontrol) yapılacaktır (Şekil 8'de kırmızı noktalarda gösterilmiştir).



Şekil 8: Boru şeklindeki bir bağlantı kaynak hattının etrafındaki hot spot gerilme kavramı

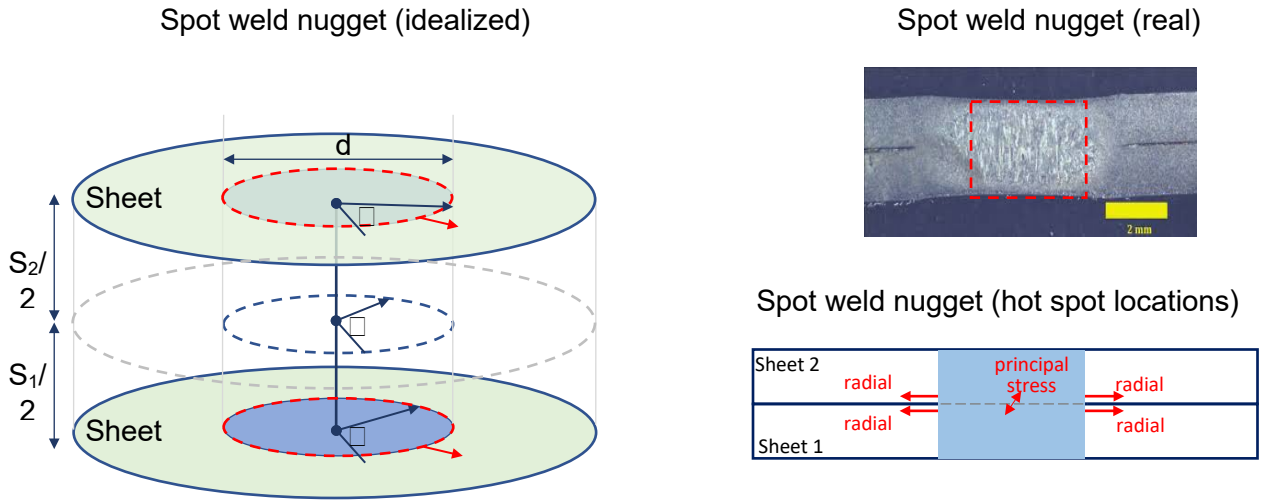
Şekil 8 de gösterilen örnek, BS7608 yaklaşımına dayanmasına rağmen, boru bağlantıları gibi belirli geometrilerin kaynak sınıfları için tasarlanmıştır. Daha sonra, bazı kısıtlamalarla, yukarıda gösterilen hot spot gerilmelerine karşılık "genel" S-N eğrisi (hot spot gerilmelerine dayalı olarak) referans alınabilir. Bu "geometrik" hot spot gerilmesi, nominal gerilmeleri ve süreksizliklerden ve bağlantılardan kaynaklanan gerilmeleri içermelidir. Ancak kaynağın varlığından kaynaklanan ek gerilmeleri içermeyecektir.

Yaklaşım, aşağıdaki (a) ila (e) kaynakları gibi belirli konşekilasyonlarda kaynak ucundaki gerilmeye dayalı kaynak davranışını değerlendirmek için kullanılabilir, ancak uygun SCF kullanılmadığından (f) ila (j) arasındaki kaynak türleri için uygun değildir.

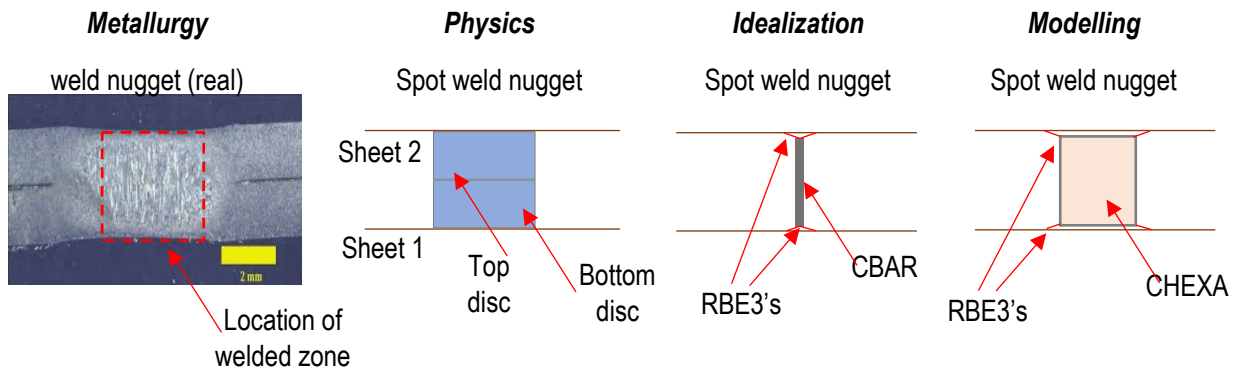


Otomotivde kullanılan punto kaynaklarının analizi

Hot spot gerilme kavramı, bileşendeki ilgili gerilmenin belirli bir gerilme konumunda yeterince temsil edilebildiği herhangi bir yapısal konfigürasyona uygulanabilir. Punto kaynak tipinde, punto kaynak dolgusunun üst yarısını ve alt yarısını temsil etmek için iki varsayımsal disk kullanılır. Hot spot gerilmesi daha sonra, üst ve alt tabakaların (üst tabakanın altı ve alt tabakanın üstü) iç kısmında bulunan halkaların çevresi etrafında hesaplanır. Çevre etrafındaki yüksek radyal gerilme, normal olarak uygun bir S-N eğrisinde kontrol için korunur. Dolgu merkezinin çevresi etrafında başka bir kontrol yapılır. Bu durumda ana gerilme kullanılır. Böylece, üç katmanın en yüksek gerilmeye sahip noktası için bir kontrol yapılır.

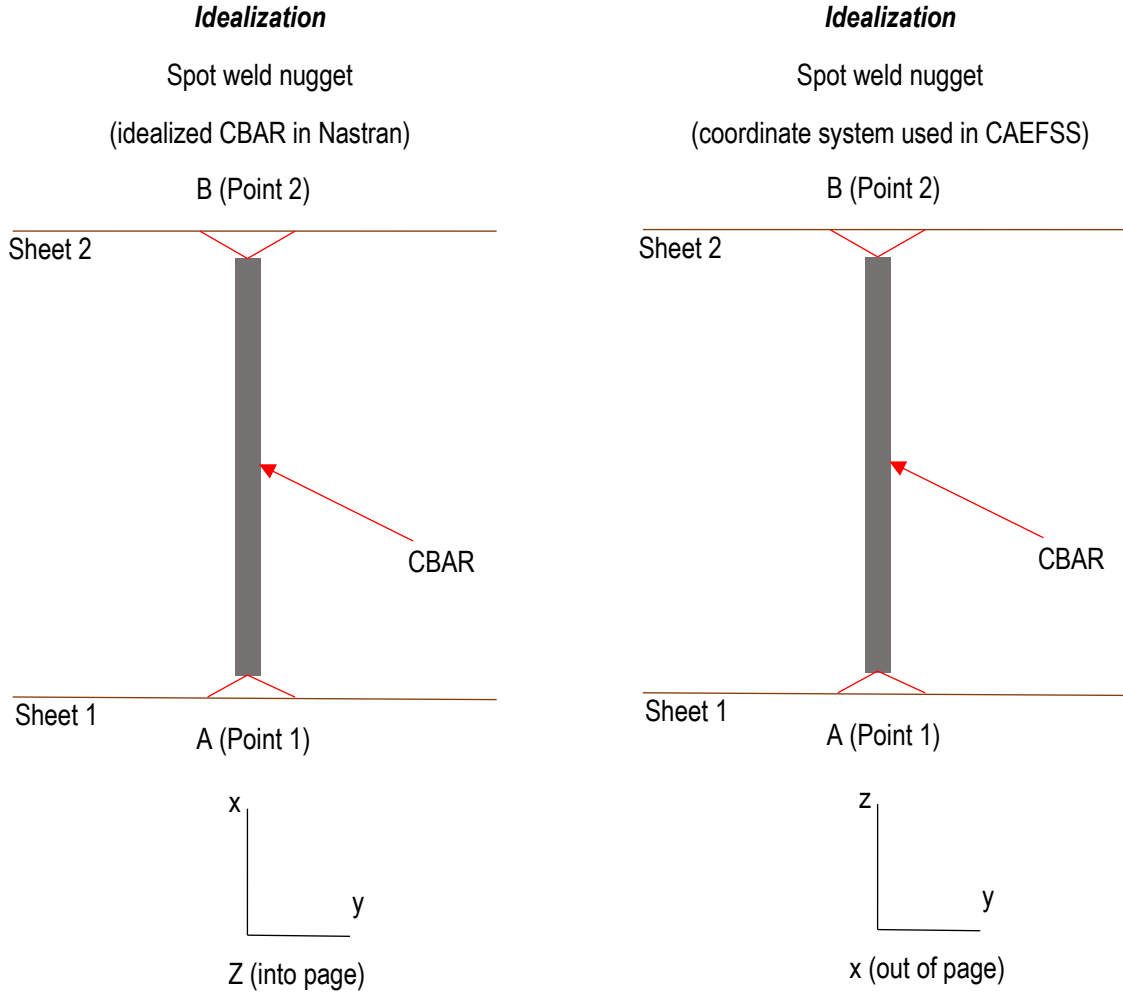


Bu hot spot gerilmelerini hesaplamak için 2 yaklaşım vardır. Orijinal yaklaşımı Rupp, A., Störzel, K. ve Grubisic, V., 1995, "Computer Aided Dimensioning of Spot-Welded Automotive Structures", SAE Technical Paper 950711'de açıklanmıştır. Bu yöntem, NASTRAN'da bir CBAR elemanın iki tabaka kabuk elemanını birleştirdiğini varsayar. Bu CBAR elemanları aracılığıyla iletilen eleman kuvvetleri daha sonra kaynak dolgusundaki ve her bir punto kaynağının çevresi etrafında belirli açılarda sac metaldeki yapısal gerilmeleri hesaplamak için kullanılır. Bu gerilmeler daha sonra uygun bir malzeme eğrisi (özellikle punto kaynakları için geliştirilmiş) ile birleştirilmiş Gerilme-Ömür yaklaşımı kullanılarak yorulma hesaplaması için kullanılır.



Şekil 9: Punto Kaynak Modelleme Örnekleri

Saclardaki yapısal gerilmeler, yapısal eleman (örn. CBAR) tarafından saca iletilen kesme gerilimi, aksenal gerilim ve eğilme momentlerinin bir fonksiyonudur ve açıya göre değişir. Gerilmeler, üç hesaplama noktasının her birinin punto kaynağının çevresi etrafında belirli açılardaki kuvvetlerden ve momentlerden türetilir, bunlar dolgudur ve kaynak dolgusunun çevresi etrafındaki iki levhanın iç yüzeylerinden gelen radyal gerilmelerdir. Dolgudaki yapısal gerilmeler, orta noktadaki dolgunun çevresi etrafındaki ana gerilmelerden belirlenir.



Şekil 10: Punto Kaynak CBAR Modelleme Örneği

CAEfatigue sağ tarafta bulunan koordinat sistemi için gerekli gerilmeler aşağıdaki formül kullanılarak hesaplanır.

$$\sigma_{sheet\ 1} = -FX1 * C_f * \cos(\theta) - FY1 * C_f * \sin(\theta) + FZ1 * C_z + MX1 * C_m * \sin(\theta) - MY1 * C_m * \cos(\theta)$$

C'lerin geometriden ve ampirik verilerden gelen sabitler olduğu durumlarda:

$$C_f(d, s_1) = \frac{SFFXY * d^{DEFXY} * s_1^{TEFXY}}{\pi d s_1} \quad [Not\ 1]$$

$$C_z(d, s_1) = \frac{1.744 * SFFZ * d^{DEFZ} * s_1^{TEFZ}}{s_1 * s_1} \quad [\text{Not 2}]$$

$$C_m(d, s_1) = \frac{1.872 * SFMXY * d^{DEMXY} * s_1^{TEMXY}}{d * s_1 * s_1} \quad [\text{Not 3}]$$

Not 1: Kesme kuvvetlerinden gelen katkılar, kesme kuvvetlerinin katkılarını eksenel kuvvet ve eğilme momentlerine göre ayarlayan ve kaynak çapı ve sac kalınlığı açısından bir boyut etkisinin olmasına izin veren ampirik bir faktör olan $SFFXY \times d^{DEFXY} \times s_1^{TEFXY}$ ile ayarlanır.

Not 2: Bu, eksenel bileşenler için başka bir ampirik faktördür. Bu yaklaşımın orijinal versiyonunda, yalnızca eksenel kuvvetten gelen çekme (pozitif) katkıları dikkate alınır.

Not 3: Eğilme momentinden gelen katkıyı tanımlar, yine ampirik faktör dahil.

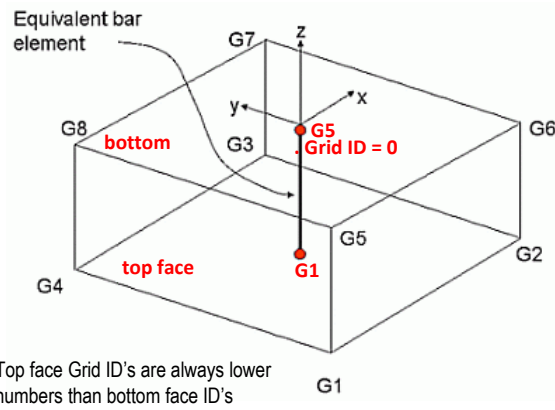
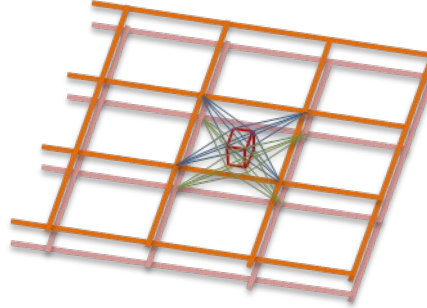
Ampirik faktörler, 9 malzeme özelliğinden hesaplandı. Aşağıdaki değerler çeliklerdeki punto kaynaklar için jenerik değerlerdir:

Component	Factor	Diameter Exponent	Thickness Exponent
FX, FY	SFFXY = 1.0	DEFXY = 0.0	TEFXY = 0.0
MX, MY	SFMXY = 0.6	DEMXY = 0.0	TEMXY = 0.5
FZ	SFFZ = 0.6	DEFZ = 0.0	TEFZ = 0.5

Component	Factor	Diameter Exponent	Thickness Exponent
FX, FY	SFFXY = 0.4	DEFXY = 0.5	TEFXY = -0.25
MX, MY	SFMXY = 0.4	DEMXY = 0.5	TEMXY = -0.25
FZ	SFFZ = 1.0	DEFZ = 0.0	TEFZ = 1.0

CAEfatigue'te kullanılan punto kaynak modelleme yönergeleri

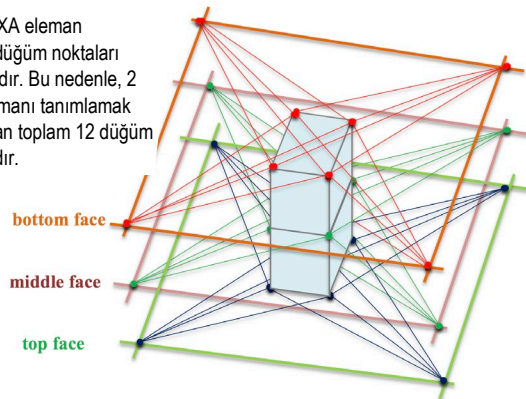
CAEfatigue'te punto kaynak elemanını temsil etmek için bir CHEXA (Nastran) elemanı kullanır ve daha sonra (her katman için) yükü dağıtmak için RBE3'ler kullanılarak 2 kabuk katmanını birleştirilir.



Şekil 12: RBE3'ler kullanılarak üst ve alt kabuk katmanlarına bağlanmış CHEXA elemanı kullanılarak modellenen 2 yapraklı punto kaynağı

Üç yapraklı bir punto kaynağı için temas yüzeylerinde bulunan düğüm noktalarının ortak olduğu iki adet CHEXA elemanı kullanılır.

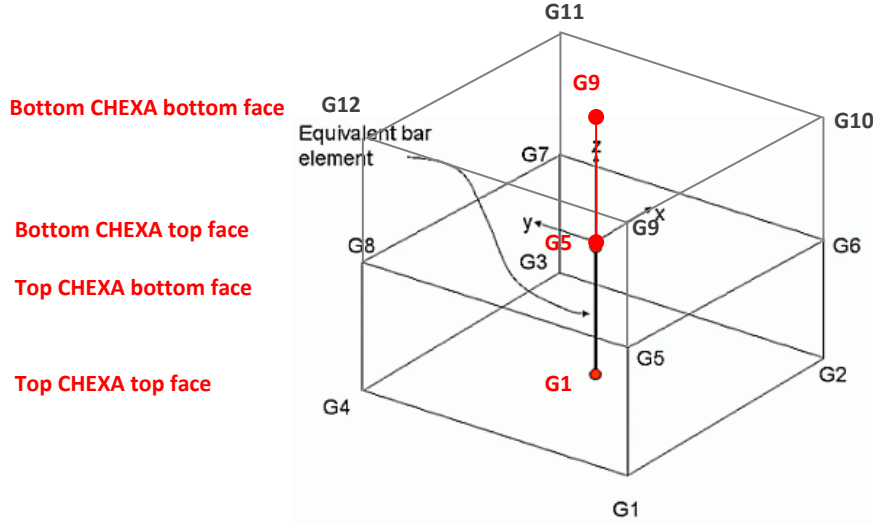
Not: 2 CHEXA eleman arasındaki düğüm noktaları ortak olmalıdır. Bu nedenle, 2 CHEXA elemanı tanımlamak için kullanılan toplam 12 düğüm noktası vardır.



Şekil 13: 2 adet CHEXA eleman ile modellenen 3 yapraklı punto kaynağı örneği

Bu düğüm noktalarındaki MPC kuvvetleri daha sonra eşdeğer bar elemanın koordinat sisteminde G1-G4 ve G5-G8 yüzlerinin ağırlık merkezlerini birleştiren eşdeğer bir bar elemanı üzerinde kuvvetler ve momentler verecek şekilde dönüştürülür. Bar elemanının koordinat sistemi, z eksenini G1-G4 ve G5-G8 yüzlerinin ağırlık merkezleri tarafından tanımlanacak ve x eksenini G1-G2'ye mümkün olduğunca paralel olacak şekilde tanımlanır.

MPC kuvvetleri 3 sac punto kaynağı ile kullanıldığından, kaynak dolgusu için ömür tahmini doğru olmayacaktır.



Şekil 14: 2 adet CHEXA eleman ile modellenen 3 yapraklı punto kaynağı örneği

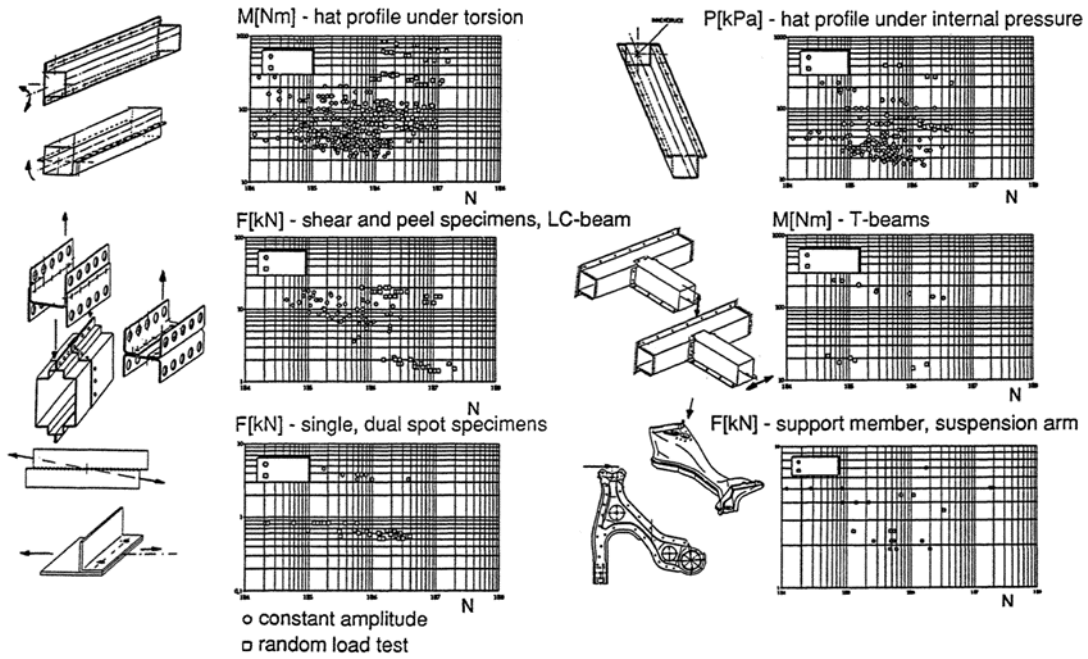
Punto kaynağı hesaplaması için kullanılan kuvvetler, Nastran'daki MPCFORCES istenilerek çıkarılır.

Ortak bir strateji, punto kaynak elemanlarının kesit alanını ayarlayarak global katılığı ayarlamayı amaçlar. Eleman kesit alanının gerçek nokta kaynağı kesit alanına oranı, alan temas faktörü olarak bilinir.

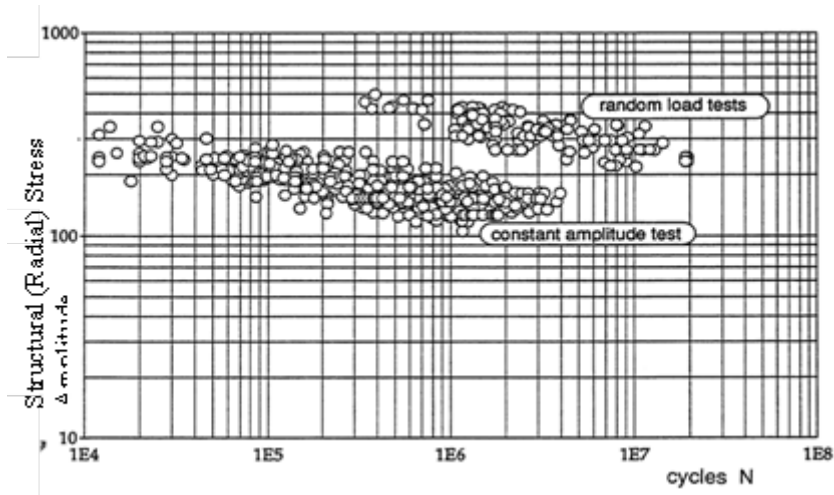
RBE3 bir flanş açısındaki düğümlere bağlanırsa veya herhangi bir RBE3'ün bağlantıları bitişik nokta kaynaklarıyla bağımsız düğüm noktalarını paylaşırsa, yanlış sonuçlar ortaya çıkacaktır. Bu nedenle flanşlar arasında en az 3 eleman kullanılmalı ve her bir levhaya olan bağlantı ideal olarak tek bir kabuk elemanına düşmelidir.

“Rupp” punto kaynakları için malzeme verileri

Rupp makalesinde, aşağıdaki şekilde gösterildiği gibi bir dizi farklı punto kaynak numunesi test edilmiştir.



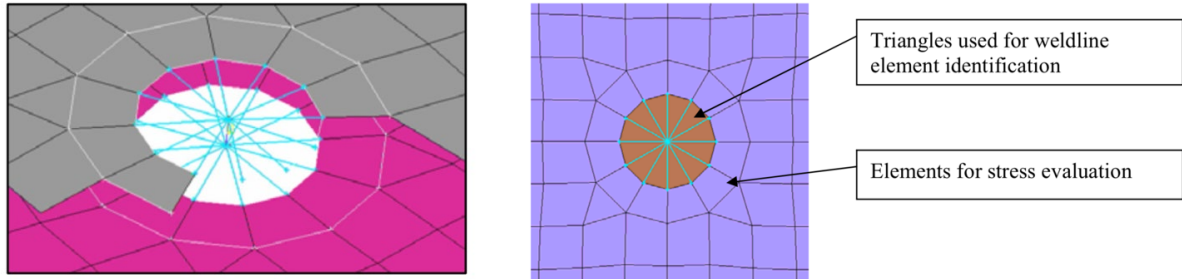
Bu veriler, yalnızca belirtilen konşekilasyon için geçerli olmaları bakımından BS7608 kaynak sınıfı eğrilerine benzer. Ancak, BS7608 kaynak sınıflarında olduğu gibi, bu veriler uygun “SCF” ile normalize edilerek tek bir ana eğride birleştirilebilir. Her durumda, bileşen kuvvetinin maksimum hot spot radyal gerilmesine oranı belirlenir. Her eğri daha sonra maksimum radyal gerilmenin bir fonksiyonu olarak yeniden çizilir ve aşağıdaki eğri takip edilir.



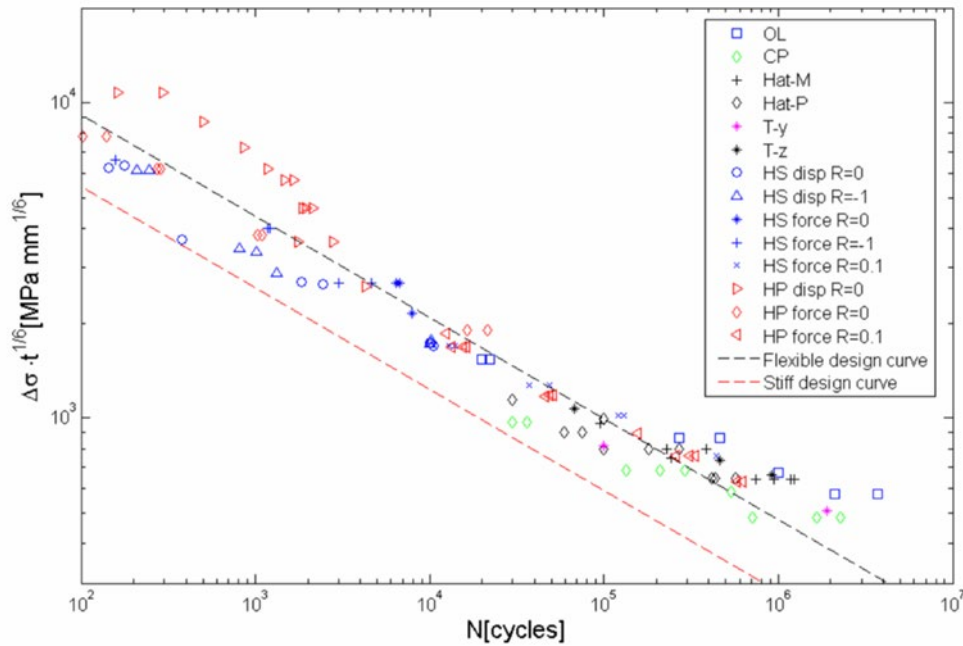
Bu S-N verileri, her bir punto kaynağı türü için ayrı eğriler kullanmaya gerek kalmadan çeşitli punto kaynağı konşekilasyonlarında yorulma hesaplamaları yapmak için kullanılabilir.

Alternatif "spider" punto kaynak yaklaşımı

Alternatif bir punto kaynağı formülasyonu, "Fatigue analysis of spot-welded car body structures using shell element structural stresses, Analysis Report no. DURA-CAE-2007-175-01" bölümünde açıklandığı gibi spider punto kaynağıdır. Bu durumda, aşağıda gösterilen spider tipi punto kaynağı değerlendirilmiştir.



Bu durumda yorulma ömrünün punto kaynağını oluşturan eleman çevresindeki maksimum kübik gerilme tarafından kontrol edildiği varsayılır. Runarsson, aşağıda gösterilen ilişkili S-N verilerini sunmuştur. Bunun, "d" dolgu çapıyla da ilgili olan sac kalınlığının bir fonksiyonu olduğuna dikkat edilmelidir.



Punto kaynakları için bu yaklaşımın, dikiş kaynağı analizi için geliştirilmiş kavramların çoğunu kullandığı unutulmamalıdır.