



XIX. ULUSAL MEKANİK KONGRESİ

24-28 Ağustos 2015, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Trabzon

SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİNİN ARAÇ DAYANIM VE ÖMÜR HEDEFLERİNİN DOĞRULANMASINDAKİ ÖNEMİ VE BUNA AİT BAZI ÖZEL UYGULAMA SONUÇLARI

Ali Çınar¹

¹MEF Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, Makine Bölümü

ÖZET

Bu çalışmada araç dayanım ve ömür hedeflerinin doğrulanmasında kullanılan sonlu elemanlar yöntemleri iki farklı örnek üzerinde özetlenmiştir. Bilindiği gibi araçta yoldan gelen kuvvetler değişken olup yol türüne göre çok farklılık gösterir. Araç çukur veya tümsekten geçerken kuvvetler anlık olarak artar sonra çok kısa sürede önceki durumuna döner. Taşlı ve bozuk yolda giderken yine araç parçalarına gelen kuvvetlerde artış olur, bu durum düz yola çıkana kadar devam eder. Yoldan gelen kuvvetler, lastikler ve yolun etkileşimi, lastiklerin yoldaki çukur ve tümseklere çarpması sonucu oluşan tepki olarak tanımlanır. Bu çalışmada; Ford Otosan’da 16 sene içinde edindiğim bilgi ve tecrübeye dayanarak; araç tasarımında kullanılan sonlu elemanlar yöntemleri kısaca özetlenmiştir. Ayrıca, motor bağlantı krosu ve viraj çubuğu bağlantı braketine ait sonlu elemanlar analiz değerleri ve laboratuvar test sonuçları detaylıca sunulmuştur.

GİRİŞ

Araç tasarımında ömür hedeflerinin tutturulması zor ve zaman alıcıdır. Binek araçta ortalama 4.000 parça vardır, araç büyüdükçe bu sayının daha arttığı söylenebilir. Piyasaya yeni çıkmış bir araçta herhangi bir parçanın kırılması yada çatlaması firmanın pazar payı kaybetmesine ve garanti maliyetlerinin artmasına yol açar. Bu durum otomotiv şirketleri için kabul edilemez olduğundan aracın dayanım ve ömür açısından sorunsuz olarak piyasaya çıkması hayati önem taşımaktadır. Otomotiv firmaları araç ömrünü binek ve transit araçlarda “10 yıl veya 240.000 km müşteri beklentilerini karşılmalıdır” şeklinde tanımlamaktadır. Yukarıdaki rakamların garanti süresi ile ilişkisi yoktur, aracın kalite metriklerinin üretici firma tarafından gözlemlenip takip edildiği süreç olarak düşünülebilir. Nitekim araç ömrünü müşterinin kendisi belirler; aracını iyi kullanan müşteriler yukarıdaki rakamların çok üzerine çıkabilirler. Yukarıda tanımlanan araç ömrü ucu açık ve genel bir tanım olmakla beraber her bir firmanın bu konuda yazılmış binlerce sayfa analiz ve test prosedürleri bulunmaktadır.

Tasarımın ilk aşamasında araç ve parçalar olmadığından fiziksel test yapma olanağı yoktur, sadece parçaların sanal ortamda çizilmiş geometrik dataları vardır. Bu aşamada bilgisayar destekli tasarım, sonlu elemanlar yöntemi ön plana çıkar [1,2]. Tasarım esnasında; araç dayanım, çarpışma güvenliği ve gürültü titreşim özellikleri arasında çok sayıda optimizasyon yapılır. Araç dayanımı ve ömür hesaplarında sonlu elemanlar yöntemi yaygın olarak kullanılmaktadır [3-9]. Montaj yüklerinin etkisi; analizi zor olmakla beraber; bazı özel durumlarda hesaplanabilir[7-9]. Yüklerdeki belirsizlikten; aracın dinamik ve doğrusal olmayan davranışından dolayı; araç koşullarını bire bir analiz etmek çok zor olabilir. Bu nedenle; çıkan sonucun mutlak değeri yerine; A, B karşılaştırmalı analiz çok yaygın olarak kullanılmaktadır. Daha önce araçta kullanılmış ve testleri sorunsuz olarak geçmiş parça A olsun; B ise bunun yerini alacak ve herhangi bir nedenle tasarım değişikliğine ihtiyaç duyulan parça olsun; bunların aynı yük altında gerilme veya ömür değerlerini karşılaştırdığımızda; B parçası için tasarım hedefleri bakımından öngörüle bulunmak mühendislik açısından kolay olacaktır. Parçalar tasarlanıp imal edilebilir duruma gelince aracın prototip imalatı yapılır. Daha sonra farklı yol testlerine tabi tutulur. Bunlardan birisi hızlandırılmış genel ömür testidir.

Hızlandırılmış yol test prosedürünün oluşturulması gereklidir çünkü prototip aracı 10 yıl veya 240.000 km test etme olanağı yoktur. Mühendislik açısından bu kadar uzun süreli bir test zaten ekonomik olmaz.

Yukarda belirtilen araç ömür hedefine eşdeğer olarak hazırlanır. En kötü(aracı en fazla zorlayan) müşteri kullanımını göz önünde bulundurarak; farklı yol ve yükleme koşullarında; en az %90 oranında korelasyon sağlayacak şekilde hızlandırılmış test prosedürü oluşturulmaktadır [10-12].

Bu testler sırasında müşteri beklentilerini karşılamak amacı ile aşağıdakilerden hiçbirinin olmaması gerekiyor. Bunlar; parça kırılması, yorulma çatlakları, punta ve ark kaynağı çatlakları, civata gevşemesi, kalıcı şekil değişimleri, sıvı sızıntısı, sıcaklık, asit veya sudan etkilenme, kabul edilemez seviyedeki gürültü ve titreşim, sönümlenme kaybı, süspansiyon çökmesi, teker eksenlerindeki uyumsuzluklar, korozyon, toz ve kum hasarları, aşınma, randıman kaybı. Hızlandırılmış yol testleri 5-8 ay gibi bir zaman diliminde tamamlanabilir.

Araç tasarımında proje zaman kilometre taşları önceden belirlenmekte ve aracın öngörülen zamanda piyasaya sorunsuz çıkması hedeflenmektedir. Prototip araç imalatında olası gecikmeler, testlere zamanında başlayamama riskini taşır, bu' da testlerin gecikmesine ve tasarım doğrulamak için ayrılan sürenin kısalmasına yol açar. Buna ilave olarak testlerde görülen problemlerin çözümü zaman baskısı yaratmaktadır. Yol testini tekrardan yapmak için yeterli zamanın olmayışı; bu testlerin çok pahalı ve uzun sürmesi; bilgisayar destekli tasarım ve laboratuvar testlerini alternatif tasarım doğrulama yöntemleri olarak öne çıkarmaktadır. Araç tasarımını dayanım ve ömür açısından doğrulamak için her üç yöntemde kullanılmaktadır. Herhangi bir parçanın testin %50 sindi kırıldığını varsayalım; bu durumda parçanın ömrünü en az iki misli artıracak şekilde tasarım değişikliğine gidilir. Bunun için önce bilgisayar destekli tasarım ortamında; kırılan parçanın çatlak oluşum noktasında maksimum gerilme oluşacak şekilde gerilme analizi yapılır, daha sonra yeni tasarlanacak parçada aynı analiz tekrarlanır ve her iki durum için gerilme değerleri karşılaştırılır. Gerilmedeki düşme en az iki misli ömür artışı sağlamalıdır. Yeni parçanın imalatı yapıldıktan sonra ; karşılaştırmalı yorulma testleri yapılır. Ömür artışının iki kat 'tan fazla olduğunu görmek tasarımı doğrulamak için yeterli olur. Burada önemli nokta parçayı araç testinde kırıldığı yerden kırabilecek yorulma test düzeneğini oluşturmaktır. Bu durum kamyon viraj çubuğu bağlantı braketini analizinde incelenmiştir.

ARAÇ TASARIMINDA EN ÇOK KULLANILAN ANALİZ YÖNTEMLERİ

1-) Doğrusal statik analiz : Araç gövdesi, kapılar, motor kaputu, koltuklar gibi bazı sistemler için çok sayıda sabit; standart yükler altında yapılabilecek analizler başta gelir. Bunlar araç gövdesinin ve kapıların eğilme, burulma rijitlikleri olmak üzere; kapıların kendi ağırlığı etkisi ile aşağı çökmesi; koltukların omuz dayanım bölgesinden geriye zorlanması; araç dış panellerinin belli yükler altında çökmesi gibi çok sayıda analiz bu gruba girer. Kritik bölgelerde standart 5 mm' lik kabuk elemanlar kullanılır. Bunun dışındaki bölgelerde eleman boyutu 10 mm ye kadar çıkabilir. Civata ve punta kaynakları rijit elemanlarla modellenir. Yazılım olarak genellikle MSC Nastran kullanılmaktadır.

2-) Doğrusal olmayan statik analiz : Büyük deformasyonlar, temas problemleri, malzemenin elastik-plastik davranışı, burkulma ve montaj yüklerinin etkisini görmek için bu tür analize ihtiyaç vardır. Yazılım olarak Abaqus kullanılmakta olup dış yükler belirli yüzdelik dilimler halinde artırılır.

3-) Dinamik Analiz : Frekans alanında ve özellikler rezonans durumlarında oluşan gerilmeleri görmek için araç gövdesi veya bazı sistemler için yapılır. Bazı sistemlerde titreşime dayalı olarak çatlak oluşabilir. Özellikle kamyon şasisine bağlı parçalarda; egzoz askı sistemi, ön ve arka çamurluklar, akü sehpası, yedek lastik braketleri, kedi yürüyüş tablası vs.; çok sayıda sistemde titreşime dayalı kırılma olabilir. Bu durumda sistemin dinamik davranışı ve başka parçalarla etkileşimi önem kazanır. Zaman alanında analiz yapmak zor olduğundan; daha kolay ve hızlı olmasından dolayı frekansa alanında kuvvet yada ivme uygulayarak dinamik analiz yapılır.

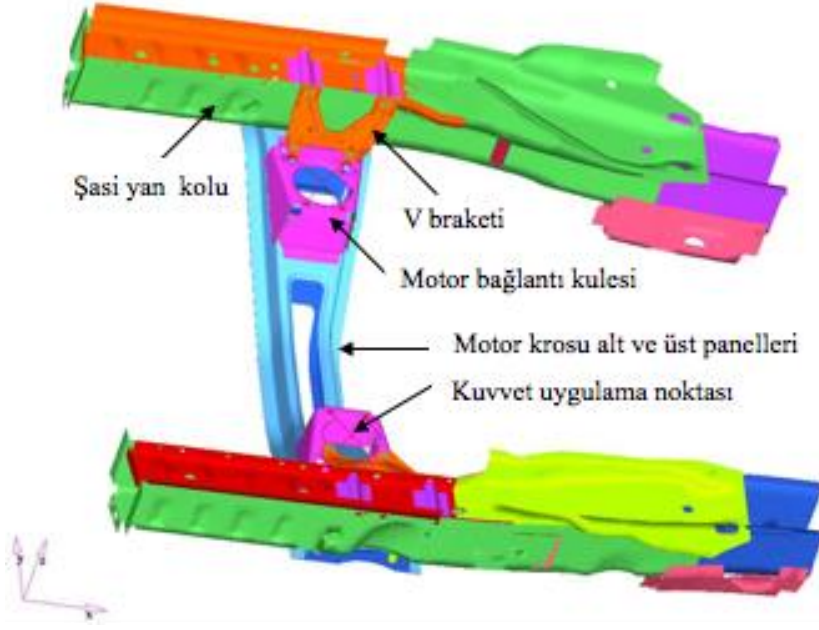
4-) Ömür (yorulma) Analizleri : Sabit genlikli gerilme (gerinme) değerlerinden S-N (ϵ -N) eğrilerini kullanarak ömür değerleri kolayca hesaplanabilir. Yol yükleri değişken olduğundan, maksimumun, minimumun, ortalama gerilmeler ve genlikleri' de değişkendir. Bu durumda ömür değerleri FLAP (Ford'un iç yazılımı), NCODE, FEMFAT gibi paket programları kullanarak hesaplanabilir.

SONLU ELEMANLAR MODELLERİ VE ANALİZ SONUÇLARI

1-) Transit Motor Bağlantı Krosu

Binek, hafif ve orta ticari araçlarda motor genellikle iki ön, bir arka olmak üzere üç noktadan bağlanmaktadır. Şekil 1'de iki ön bağlantı yeri görülmektedir. Yeni tasarım sadece motor krosu olduğundan Şekil 1 deki geometri sonlu elemanlar modeli için yeterli görülmüştür. Sistem ortalama 5

mm' lik elemanlarla örülmüş ve malzemenin elastik-plastik davranışını kullanarak analiz yapılmıştır. Çizelge 1' de verilen standart yükler uygulanmış ve doğrusal olmayan statik analiz; Abaqus [13] yazılımını kullanarak yapılmıştır. Çizelge 1'deki yükler bilgisayar destekli tasarım analizinde kullanılmak için hesaplanmıştır. Ford prosedürüne göre sistemin toplam ağırlığı, atalet momentleri, ağırlık merkezi, bağlantı yerlerinin rijitlik değerlerini kullanarak hesaplanmıştır. Standart yükler için sistemin en az 1.000 çevrim, maksimum yükler için ise en az 100 çevrim dayanması istenmektedir. Sonlu elemanlar analizinde şasi yan kolları ön ve arkadan sabitlenmiş olup; yükler motor bağlantı yerlerinden uygulanmıştır. Sonlu elemanlar modelinde 50.000 civarı eleman vardır.

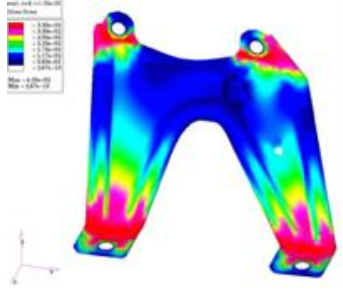


Şekil 1. Sonlu Elemanlar Modeli

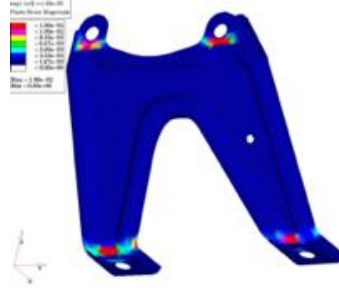
Çizelge 1. Analiz Yükleri

Yükler (±kN)	Standard yükler			Maksimum yükler
	F_x	F_y	F_z	F_z
Çevrim sayısı	1.000	1.000	1.000	100
Sağ bağlantı yeri	5,2	3,1	9,4	18,6
Sol bağlantı yeri	6,4	3,8	11,3	20,1

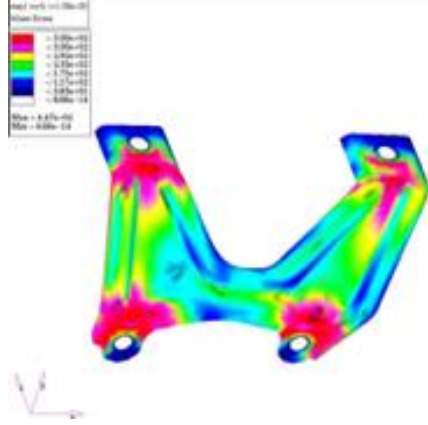
En yüksek gerilme V braketinde oluşmuştur, bu yüzden sadece buna ait gerilme dağılımı verilmiştir. Şekil 2a,3a'daki kırmızı bölgeler akma sınırının (350 MPa) üzerindedir. Şekil 2b, 3b'de kırmızı bölgeler ise % 1'in üzeri plastik gerinmenin olduğu yerlerdir. Sonuçlar, Çizelge 2 ve 3 de topluca görülmektedir.



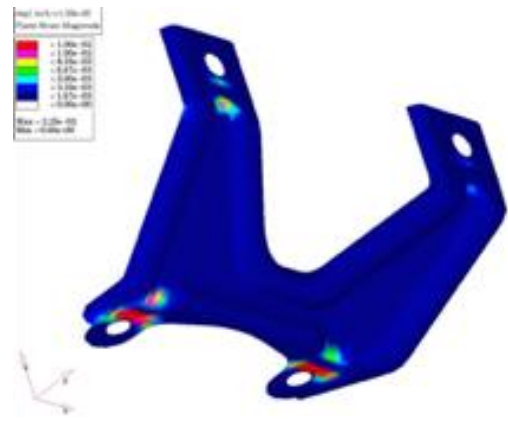
Şekil 2a. Sol V Braket von Mises Gerilmesi



Şekil 2b. Sol V Braket Plastik Gerinme



Şekil 3a. Sağ V Braket von Mises Gerilmesi



Şekil 3b. Sağ V Braket Plastik Gerinme

Çizelge 2. Standart Düşey Yükler Altında Gerilme Değerleri

Parça Adı	Sol 11,3 kN	Sağ 9,4 kN
	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)	
Motor Krosu	302	342
Motor Bağlantı Kulesi	255	353
V Braketi	381	373

Çizelge 3. Maksimum Düşey Yükler Altında Gerilme ve Gerinme Değerleri

Parça Adı	Sol 20,1 kN	Sağ 18,6 kN
	Maksimum von Mises Gerilmesi (MPa)	
Motor Krosu	366	342
Motor Bağlantı Kulesi	355	353
V Braketi	435	447
V Braketi-plastik gerinme	% 1,9	% 2,25

V braketinin gerilme değerleri diğerlerine göre daha yüksektir. Bu braket 100 ve 1.000 çevrimlik yüklere karşı emniyetli ise diğer parçalar' da emniyetlidir sonucuna varılabilir. V braketi için ömür değerleri (çevrim sayıları), malzemenin ϵ -N eğrisi ve toplam gerinme değerlerini kullanarak hesaplanmıştır. Bunun sonucunda; emniyet katsayısının her iki yükleme durumunda (standart ve maksimum) yaklaşık 2 civarında olduğu görülmüştür.

Yukardaki analiz sonuçları V braketini kule ve şasi yan koluna bağlayan cıvatalara uygulanan montaj yükünü; bunun sonucu yüzeyler arasında oluşan temas problemini içermez. Bu eksikler [8] de dikkate alınarak analiz edilmiştir. Bunun sonucu olarak V braketinin boyun bölgesinde oluşan gerilme ve gerinmelerin düştüğü görülmüştür. Düşey yükler ve montaj yükleri V braketini ters yönlerde eğilmeye zorladığından neticenin iyileşmesi beklenen bir sonuçtur.

Yorulma ve Araç Testi :

Motor bağlantı yerlerine yoldan gelen yükler; motor ve gövde tarafındaki ivmeleri hızlandırılmış test güzergahında ölçerek ve rijit kütle hareket denklemlerini kullanarak hesaplanabilmektedir. Bu hesaplama sonucu elde edilen zamana bağlı düşey yükler Şekil 4 deki yorulma test düzeneğinde kullanılmıştır. Test sonunda çatlak görülmemiştir, bunun sonucu olarak tasarım laboratuvar ortamında doğrulanmıştır. Bu test 240.000 km müşteri kullanımına tekabül eder.

Motor gibi önemli parçayı taşıyan krosun araç testlerinin yapılması gerekiyor. Ayrıca yorulma testinde sadece düşey kuvvetlerin kullanılması (x, y yönlerindeki kuvvetlerin ihmal edilmesi) araç testlerini zorunlu kılar. Bu testler : Hızlandırılmış genel ömür testi, çukur testi ve sinüzoidal yol üzerinde motor maksimum hızda, araç maksimum ivme kazanarak yapılan dur kalk testi olmak üzere üç adettir. İlk test uzun sürelidir; 240.000 km müşteri kullanımına tekabül eden genel ömür testidir. Son iki test ise kısa sürede yapılabilen dayanıklılık (mukavemet) testidir. Çukur testinde araç 100 defa belirli bir hızla çukurdan geçmektedir. Bu durumda motor bağlantı yerlerinde maksimum yükler oluşmaktadır. Bu kuvvetler analiz kısmında maksimum kuvvetler olarak kullanılmıştır. Araç testlerinin sonuçlarına istinaden tasarım doğrulanmıştır. Araç tasarımında sonlu elemanlar yöntemi, laboratuvar ve araç testleri olmak üzere her üç metodu kısaca özetlemiş bulunuyoruz.



Şekil 4. Yorulma Test Düzeneği

2-) Kamyon Viraj Çubuğu Bağlantı Braketi

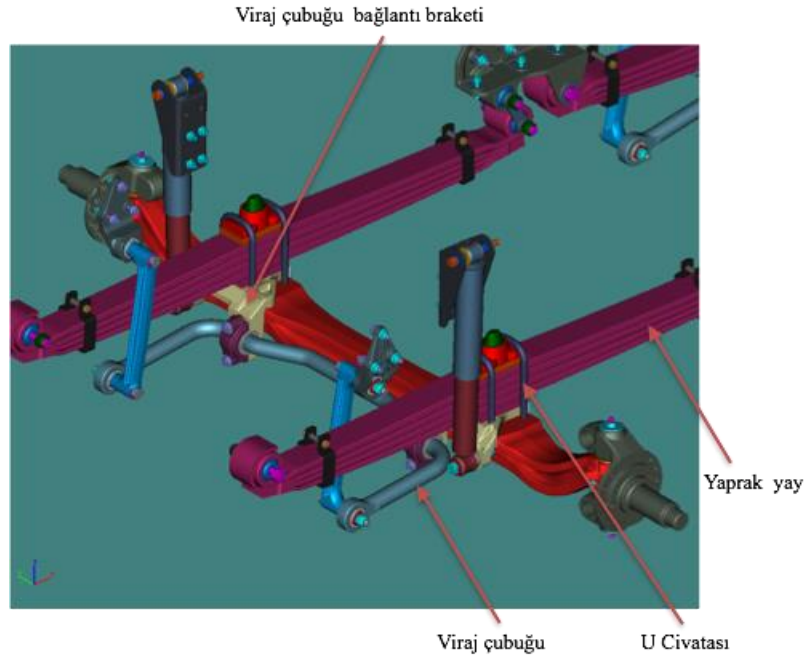
Şekil 5 de kamyon ön dingil aksamı ve buna bağlı parçalar görülmektedir. Viraj çubuğu bağlantı braketinde prototip araç dayanım testinde oluşan kırılma nedeni ile tasarım değişikliğine gidilmiştir. Bu tür problemlerin çözümünde bilgisayar destekli tasarım ve laboratuvar testleri çözüm sürecini hızlandırmaktadır. Araç üzerindeki parçaların; bilgisayar ortamında bire bir simülasyonunu yapma imkanı yoktur. Modelleme teknikleri çok önemlidir, kırılan yerde maksimum gerilme oluşacak şekilde sonlu elemanlar analizi yapılmalıdır. Test düzeneği de buna uygun olmalıdır. Ön dingil ve braket 1-3 mm boyutunda piramit elemanlar kullanarak modellenmiştir. Yaprak yayın orta kısmı çok kalın olduğundan rijit blok olarak modellenmiştir. Şekil 6 da görülen sonlu elemanlar modelinde yaklaşık 300.000 eleman vardır. Brakete iki yerden kuvvet gelmektedir, bunlar viraj çubuğu ve amortisör bağlantı yerleri. Viraj çubuğu lastiklerin aşağı yukarı hareketinden kolayca etkilenir. Yükleme noktası olarak viraj çubuğunun braketle etkileşim noktası uygun görülmüştür.

Yükleme ve sınır koşulları aşağıda özetlenmiştir :

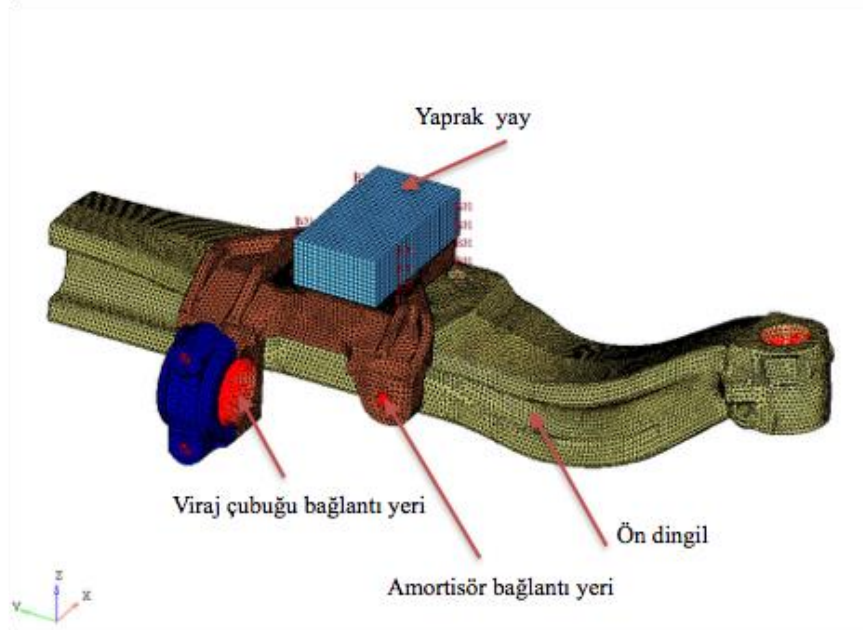
a-) Yükleme 1 : U civatalarına 120 kN yukarı yönlü montaj kuvveti uygulanmıştır. Braketin alt, üst yüzeylerinde temas tanımlanmış ve malzemenin elastik-plastik davranışı göz önüne alınmıştır. Dingilin ucu x, y yönlerinde sabitlenmiş olup ortasına ise simetri koşulları uygulanmıştır.

b-) Yükleme 2: Yukardaki yüklemeye ilave olarak viraj çubuğu bağlantı yerinden yukarı yönlü 25 kN uygulanmıştır.

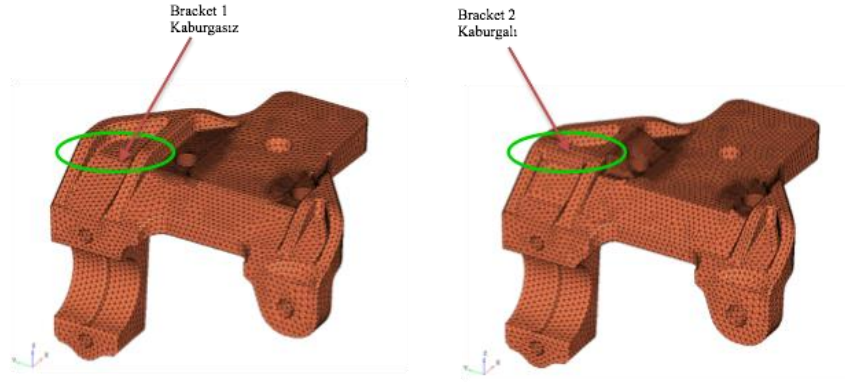
c-) Yükleme 3: Yükleme 2'nin devamı olarak aynı noktadan aşağı yönlü 25 kN uygulanmıştır.



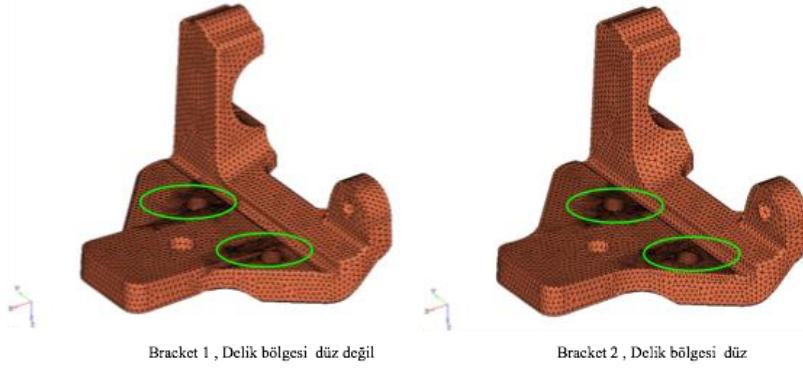
Şekil 5. Kamyon Ön Dingil Sistemi ve Viraj Çubuğu Bağlantı Braketi



Şekil 6. Sonlu Elemanlar Modeli

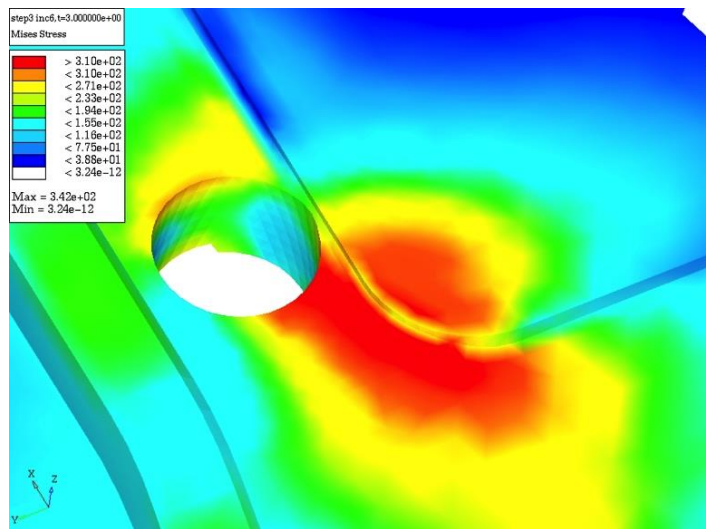


Şekil 7a. Bracketlerin Geometrisi (braket 1: kaburgasız , braket 2: kaburgalı)



Şekil 7b. Bracketlerin Geometrisi (delik alt bölgesinde yapılan değişiklik)

Braket 2 ye Şekil 7a da görüldüğü gibi kaburga eklenmiştir, ilave olarak alt yüzü daha düzgünleştirilerek oturma yüzeyi genişletilmiştir (Şekil 7b). Braket 2, braket 1'e göre %7 daha ağırdır. Kırılan yerde maksimum gerilmenin oluşması (Şekil 8) sonlu elemanlar modelini doğrulamaktadır. Civataları sıkma esnasında parçada oluşan gerilmeler bir hayli yüksektir. Tablo 4 deki sonuçlar incelendiğinde braket 1 montaj esnasında aşırı zorlanmakta ve akma sınırını geçmektedir, dış yüklerin etkisi ile %2 ye varan plastik gerinme değerleri oluşmaktadır. Braket 2'nin gerinme değerlerinde iyileşme görmekteyiz. Bunun ömür artışına etkisini görmek için karşılaştırmalı test yapılmıştır.



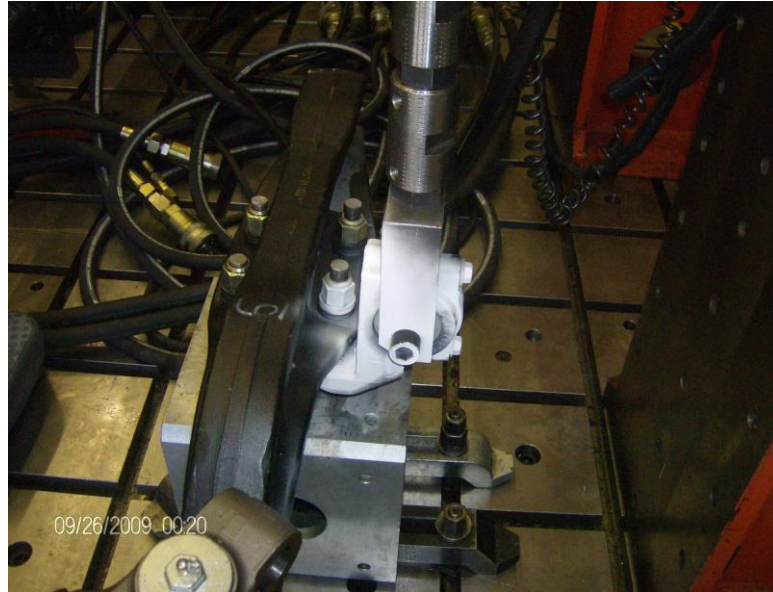
Şekil 8. Kırılan bölgedeki maksimum von Mises gerilmesi (braket 1)

Çizelge 4. Farlı yüklemeler için maksimum von Mises gerilmesi ve plastik gerinme

YÜKLEMELER	BRAKET 1		BRAKET 2	
	Maksimum Gerilme (MPa)	Mak. Plastik Gerilme (%)	Maksimum Gerilme (MPa)	Mak. Plastik Gerilme (%)
Yükleme 1: 120 kN Montaj yükü	321	0,6	311	0,1
Yükleme 2: Yüklem 1 + (25 kN↑)	338	1,0	316	0,2
Yüklem 3: Yüklem 2 + (-25 kN↓)	356	2,0	308	0,2

Yorulma Testi :

Şekil 8 deki test düzeneğinde her iki parça karşılaştırmalı yorulma testine tabi tutulmuştur. Kuvvet aşağı, yukarı (∓ 25 kN) 2 Hz hızla uygulanmıştır. Şekil 9-10 da görüldüğü gibi her iki braket’de maksimum gerilme bölgesinde çatlak oluşmuştur. Bu bize sonlu elemanlar modelinin ve test düzeneğinin uyumlu olduğunu gösterir. Çatlak oluşması ve parçanın kırılması için gereken yük çevrim sayıları Çizelge 5 de özetlenmiştir. Çatlak oluşması için gerekli çevrim sayısı parçanın muayene zamanına bağlı olarak değişebilir (çatlak daha erken oluşup daha geç gözlemlenmesi gibi durumlar olabilir). Kırılma başlangıcı ise pistonun ilave olarak 0.5 mm daha fazla hareket etmesi olarak tanımlanmıştır. Tasarım hedefi olarak braketin minimum 100.000 çevrime dayanması istenmektedir. Braket 1 için ortalama ömür 25.000 çevrim civarındadır. Braket 2 için ömür değeri 400.000 çevrim diyebiliriz.



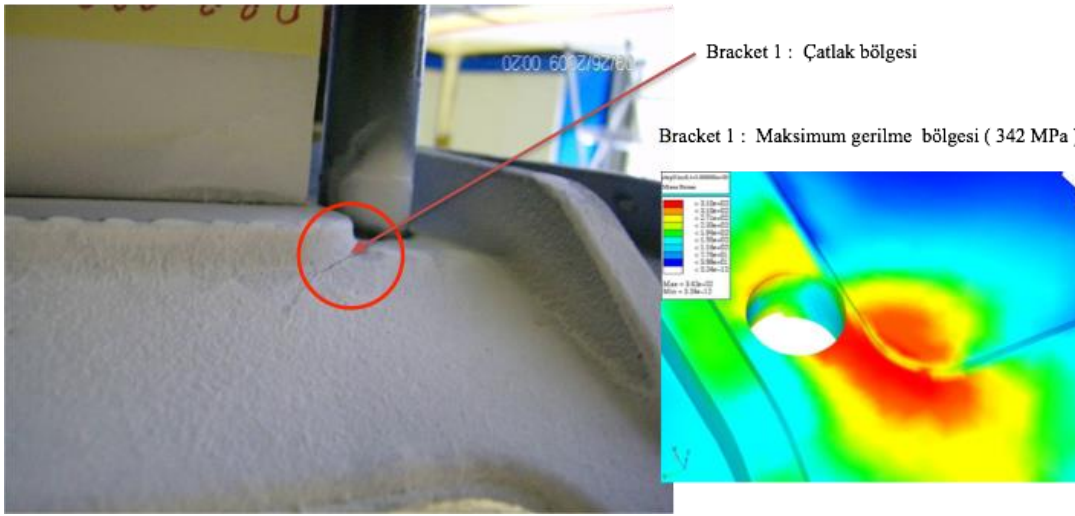
Şekil 8. Yorulma Test Düzeneği

Çizelge 5. Yorulma Testi Sonuçları

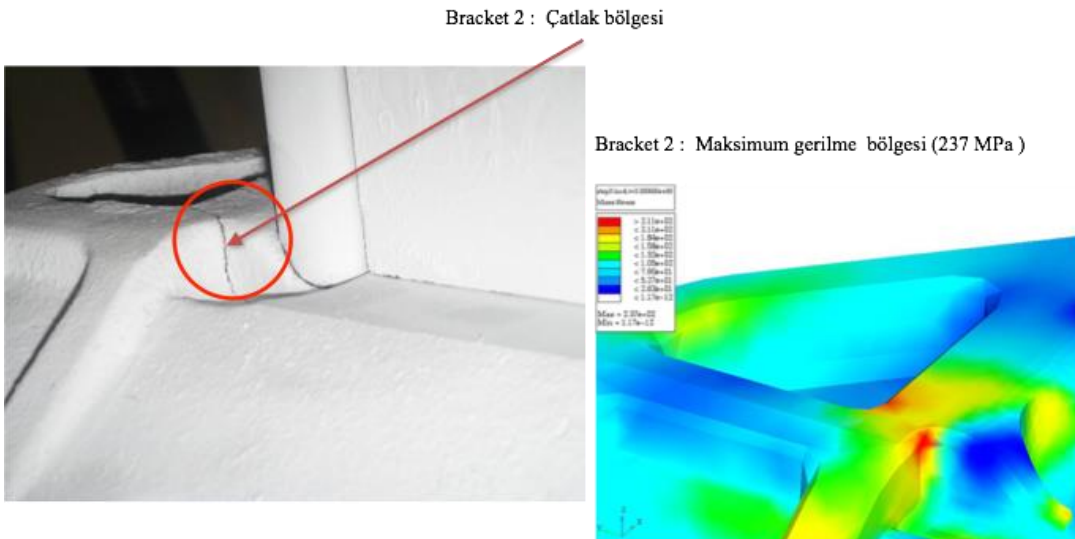
Çınar ¹	Braket 1	Çatlak Başlangıcı (Çevrim)	Kırılma Başlangıcı ⁽¹⁾ (Çevrim)
	Numune 1	--	24010
	Numune 2	806	21475
	Numune 3	2206	39452
	Numune 4	350	30854
	Numune 5	520	16745
	Numune 6	749	16972
	Braket 2	Çatlak Başlangıcı (x1000 Çevrim)	Kırılma Başlangıcı ⁽¹⁾ (x1000 Çevrim)
	Numune 1	--	300 ⁽²⁾
	Numune 2	--	304 ⁽²⁾
	Numune 3	309	444
	Numune 4	280	453

⁽¹⁾Pistonun ilave olarak 0.5 mm daha fazla hareket etmesi kırılma başlangıcı olarak tanımlanmıştır.

⁽²⁾ İlk iki numune kırılmamıştır. Daha fazla parça test etmek için yeni parçalar denenmiştir.



Şekil 9. Braket 1: Yorulma Testinde Oluşan Çatlak ve Maksimum Gerilme



Şekil 10. Braket 2: Yorulma Testinde Oluşan Çatlak ve Maksimum Gerilme

SONUÇLAR

Motor bağlantı krosu ve viraj çubuğu bağlantı braketleri için her üç tasarım doğrulama yöntemleri detaylıca sunulmuştur. Montaj yükleri önemlidir. Parça üzerinde pozitif veya negatif etkisi olabilir. İkinci problemde braket’de yapılan ufak değişiklikler ilave %7 ağırlık artışı getirmesine rağmen 16 kat ömür artışı sağlamıştır. Bilgisayar destekli tasarım hızlı ve ucuz olması nedeni ile tercih edilir. Çok farklı tasarım alternatifleri hızlıca değerlendirilir. Sadece sonlu elemanlar modeli ile tasarım doğrulanması bazı istisnalar hariç yoktur. Daha önce tasarımı doğrulanmış parçada yapılan değişikliklerin %5 civarı gerilme artışı oluşturduğunu varsayalım; bu riskin alınabileceği durumlar olabilir yada karşılaştırmalı laboratuvar ömür testleri yapılabilir. Yapılan değişikliğin boyutuna bağlı olarak; genel kamı araç yol testi yapılması yönündedir. Araç üzerinde parçalara her üç yönde kuvvet gelmektedir, laboratuvar ortamında genellikle tek yönlü yüklerle yapılan testler araç koşullarına aynen denk gelmez. Piyasaya yeni çıkmış bir araçta parça kırılması üretici firmanın itibar kaybına , garanti maliyetlerinin artmasına ve pazar kaybına neden olur. Bu nedenle araç testleri yapılmaktadır.

KAYNAKLAR

- [1] Z.H. Zhong, *Finite Element Procedures For Contact-Impact Problems*, Oxford University Press 1993.
- [2] A.Çınar and G.B.Sinclair, *Quasi-Static Normal Indentation of and Elasto-Plastic Half Space by a Rigid Circular Cylinder of Infinite Length*, Int. J. Solids and Structures, vol. 8, p919-934 , 1986.
- [3] E.Chase, *Truck Durability Evaluation through Computer Simulation*, SAE 2001- 01-2763
- [4] S.Yoo, J. Park and J. Lim, *Fatigue Strength Evaluation for the Leaf Spring of Commercial Vehicle Considering U Bolt Fixing Force*, SAE 2007-01-0853.
- [5] R.W.Landgraf , *Fatigue Technology in Vehicle Development*, SAE 2001-01-4081.
- [6] S M.Anvari and B. Beigi, *Automotive Body Fatigue Analysis. Inertia Relief or Transient Dynamics?* , SAE 1999-01-3149.
- [7] A.Cinar and K. Senocak, *Fatigue Life Improvement of Antiroll Bar Used in Heavy Truck Suspension*, ESDA 2010-24202, Istanbul Turkey.
- [8] A.Cinar, *Effect of the Assembly Loads on the Stress Distribution of an Engine Cross Member*, OTEKON’04, Otomobil Teknolojileri Kongresi, 21-23 Haziran 2004 Bursa.
- [9] B. Balta, A. Cinar, B. Balta, *Fuel Tank Bracket & Strap Design Iterations Considering the Assembly Loads*, OTEKON’10, Otomobil Teknolojileri Kongresi, 7-8 Haziran 2010 Bursa.
- [10] R.Potukutchi, K. Pal, H. Agrawal and P. Perumalswami, *Practical Approach for Fast Durability Analysis and Iterations*, SAE 2006-01-0784.
- [11] D. Ensor and C. Cook, *Derivation of Durability Targets and Procedures Based on Real World Usage*, SAE 2007-26-074.
- [12] J. Dakin, P. Heyes, M.Fermér and D. Minen, *Analytical Methods for Durability in the Automotive Industry – The Engineering Process, Past, Present and Future*, SAE 2001-01-4074
- [13] Abaqus User Documentation Version 6.11.