

TRAKTÖR ÖMÜR ANALİZİNDE ESNEK CİSİM DİNAMİK MODELİ KULLANILMASI

Aydın Gültekin^{*} , Gamze Saranlı^{*} , Gürkan Güven^{*} , Murat Balaban^{*} , Emre Yetkin^{*} , Aydın Kuntay^{} , Hünkar Yurt^{**}**

^{*}Türk Traktör, Ankara
^{**} Bias Mühendislik, İstanbul

ÖZET

Bu çalışmada yeni bir traktörün geliştirme sürecinde yapılan dayanıklılık analizleri ve tasarım iyileştirmesi anlatılmaktadır. Traktörün ilk prototipinin örnek saha ve laboratuvar testleri yapılmıştır. Bu testlerin benzetimi esnek cisim dinamiği modelleriyle kurulmuştur. Traktörün sahadaki davranışı sanal ortamda tekrar edilmiş ve sonlu elemanlar ile yorulma hesaplamaları yapılmıştır. Tasarımda yapılan değişiklikle ömürde önemli iyileştirmeler elde edilmiştir.

Anahtar kelimeler: Traktör, yorulma analizi, sonlu elemanlar yöntemi, test

TRACTOR DURABILITY IMPROVEMENT BY USING FLEXIBLE BODY DYNAMICS BASED FATIGUE ANALYSIS

ABSTRACT

Durability analysis and related design improvements of a new tractor are given in this paper. Some of the field and laboratory tests are done for the first prototype. Flexible body dynamics model of the tractor is created. Further tests are done in virtual model and fatigue analysis has been performed. Design changes has significantly improved the fatigue life of the tractor.

Keywords: Tractor, fatigue analysis, finite element method, test

1. GİRİŞ

Dayanıklılık yeni traktör geliştirme sürecinin konularından birisidir. Yorulma ömür kriteri parça seçimini, malzeme özelliklerini ve tasarımı ilgilendirmektedir. Ömüre dayalı tasarım iyileştirmeleri prototip öncesinde ve sonrasında optimum tasarıma erişene kadar devam etmektedir. Prototip testlerinden elde edilen sonuçlarla, bilgisayar destekli çalışmaların beraber değerlendirilmesi önemli katkılar sunmaktadır. Bu yüzden sanal modellerin mümkün olduğunca testlerin gerçekçi şekilde benzetimini yapan içerikte olması önemlidir. Bu çalışmada traktörün esnek cisim dinamiği modeli kurularak “bump track” testleri simüle edilmiştir. Bump track testinde etkiyen yükler altında yorulma analizleri yapılmış ve tasarım değişikliğinin etkisi

incelenmiştir.

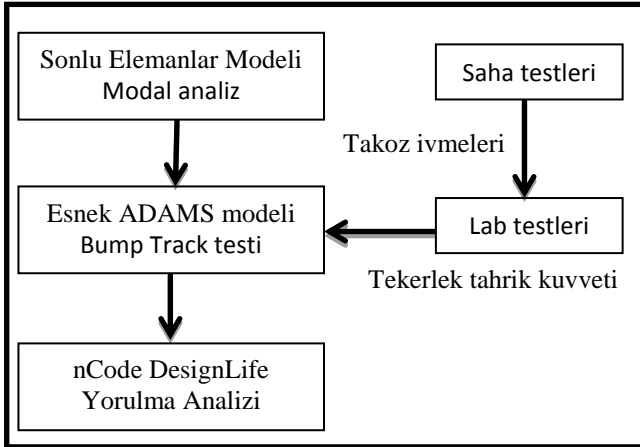
Yeni geliştirilen traktörün prototipi önce saha testlerine tabi tutulmuştur. Bu testlerde diğer bir çok parametre yanında kabin takozlarının gövde ve kabin bağlantısı noktalarından ivme verileri toplanmıştır. Bump track test pistinde de traktör koşturulmuş ve aynı ivme verileri burada da toplanmıştır. Bu veriler kullanılarak eşdeğer hasarı sağlayacak bump track test senaryosu elde edilmiştir. Test senaryosunun elde edilmesi ayrı bir çalışmanın konusu olup, bu makalede yer almayacaktır. Bump track testi laboratuvar ortamında da tekrar edilmiştir. Bunun için hem 4-poster hem de tekerlek göbeğinden bağlanan test sistemleri kullanılmıştır. Sanal ortamda lastik modelinin parametreleri çok zor belirlenebildiğinden, tekerlek göbeğinden bağlanan test

sisteminin sanal modeli oluşturulmuştur.

Kabin yorulma analizleri için öncelikle tüm traktörün dinamik modeli oluşturulmuştur. Dinamik modelde kabin esnek, diğer tüm gövde, motor, aks gibi yapılar rijit kabul edilmiştir. Esnek cisim modeli hakkında daha geniş bilgi ilerleyen bölümlerde verilecektir. 4-Poster eyleyicileri doğrudan tekerlek göbeklerine bağlanmıştır. Lastikler modellenmemiştir. Kabin takozları gerçeğe mümkün olduğunca uyularak doğrusal olmayan eğri fonksiyonları ve stop limitlerinde darbe fonksiyonlu olarak modellenmiştir. Bump track testinden alınan eyleyici kuvvetleri dinamik modele aynen uygulanmıştır. Esnek cisim dinamiği analizi sonuçları nCode DesignLife yorulma yazılımında kullanılarak yapının yorulma ömrü hesapları yapılmıştır. Kaynaklı bölgelerde BS7608 standardına uygun kaynaklı birleşim S-N eğrisi seçilmiştir. Uygulanan yöntemin akış şeması Şekil 2’de incelenebilir. Tasarım alternatifleri daha sonra sanal ortamda test edilmiştir. Kabin tasarımı dondurulduktan sonraki mukavemet iyileştirmeleri yük aktarım noktalarının ince ayarı ile sağlanmıştır. Buna örnek olarak kabin takozu yerleşiminin etkisi çalışmada sunulmuştur.



Şekil 1. Traktör 4-Poster testi.



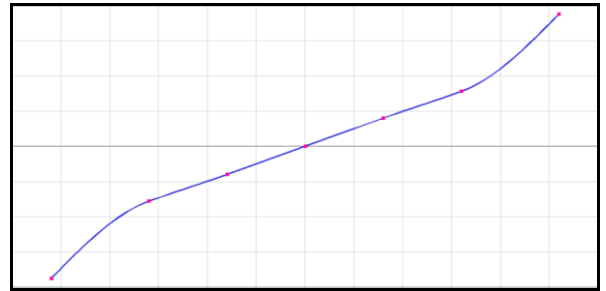
Şekil 2. Traktör dayanıklılık çalışması akış şeması.

2. ESNEK CİSİM DİNAMİĞİ ANALİZLERİ

Esnek cisim dinamiği yöntemi (Craig-Bampton yaklaşımı, Ref.1) ile yapının esneklik davranışının Adams gibi dinamik analiz yazılımlarında kullanılmasıdır. Yapının rijit yerine esnek olmasının iki etkisi bulunmaktadır. Öncelikle yapı dinamik yükler altında gerçekteki gibi esnek davranış göstermektedir. İkincisi de yapıda meydana gelen gerilme ve gerinme dağılımı test süresi boyunca elde edilebilmektedir. Esnek yapılan cisimin doğal modları hesaba katıldığından yapıdaki rezonans durumları da davranışa yansımaktadır. Her parçanın esnek yapılmasına gerek yoktur. Eğer parça diğerlerine göre rijit ise ve gerilme bakımından incelenmesi gerekmiyorsa dinamik modelde rijit olarak bırakılabilir.

Yapılan çalışmada kabinin esneklik modeli için 70Hz’e kadar olan doğal modları kullanılmıştır. Yoldan gelen tahrik frekansları oldukça düşük olduğu için bu frekans içeriği yeterli olmaktadır. Kabinin sonlu elemanlar modeli oldukça detaylı olarak hazırlanmıştır ve yapının direngenliğine etkisi olmayan tüm kütleler noktasal veya yüzeysel kütle olarak modellenmiştir. Böylece kabinin modal frekanslarının doğru elde edilmesi sağlanmıştır.

Adams modelinde kabin, takoz elemanları üzerine oturtulmuştur. Takozlar 6 serbestlik dereceli yay olarak modellenmiştir. Takozun kuvvet-yol eğrisi doğrusal değildir (Şekil 3). Bu eğri Adams’da aynen girilmiştir. Takozların yapabileceği maksimum esneme sonunda metal-metale değerek hareket sınırlanmaktadır. Bu etkiyi modellemek için takozun her iki tarafına da darbe fonksiyonu tanımlanmıştır. Böylece takoz esneme limitine geldiğinde daha fazla uzamamakta ve bir çarpma meydana gelmektedir.

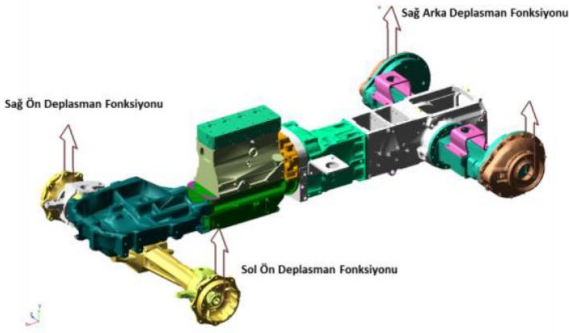


Şekil 3. Takoz kuvvet-yol eğrisi.

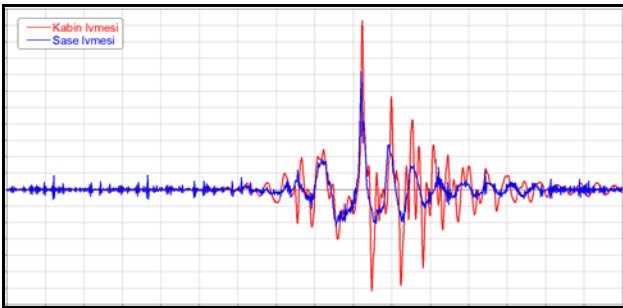
Komple traktör Adams modelinin görüntüsü Şekil 4’de verilmiştir. Tekerlek göbeklerinden test sisteminde verilen deplasman tahrikinin aynısı Adams ortamında aynı noktalara uygulanmıştır (Şekil 5). Takoz alt bağlantı noktası ile üst bağlantı noktasının ivme grafikleri örnek olarak Şekil 6’da verilmiştir.



Şekil 4. Traktör Adams modeli.



Şekil 5. Tekerlek göbeklerinden hareket tahriki.



Şekil 6. Takozun şasi ve kabin tarafı ivmeleri.

3. YORULMA ÖMRÜ HESAPLAMALARI

Yorulma analizi traktörün bump track pistinin bir turunda ne kadar hasar göreceğini veya diğer bir deyişle kaç turluk ömrü olduğunu hesaplamak için yapılmaktadır. Burada esas amaç nihai ömrü hesaplamaktan ziyade tasarıma yön vermek ve alternatif tasarımların

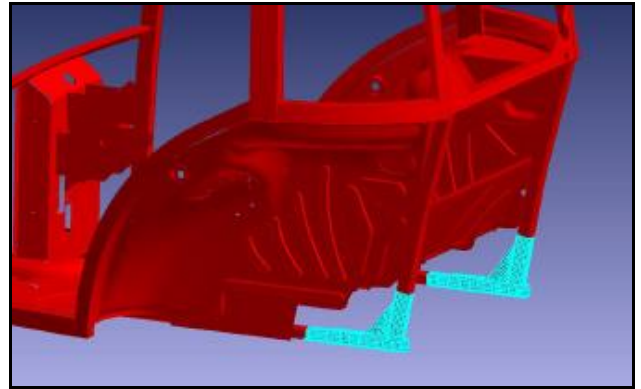
ömürlerinin karşılaştırmasını yapmaktır.

Yorulma analizi için kabin yapısındaki gerilmelerin bump track pistinin bir turunda nasıl değiştiğini elde etmek gerekmektedir. Yorulma analizleri için nCode DesignLife yazılımı kullanılmıştır. Adams'dan çıkarılan parça modal sentez dosyaları ile sonlu elemanlardan alınan modal analiz dosyası DesignLife yazılımında birleştirilip, süperpozisyonu yapılarak kabinin gerilme-zaman değişimi elde edilir. Bu yöntemin teorisi Referans 2'de bulunabilir.

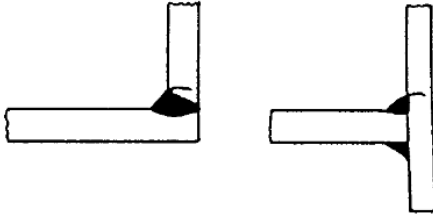
Yorulma analizinde Stress-Life yöntemi ve Goodman ortalama gerilme düzeltme işlemi kullanılmıştır. Kabin yapısı genelde kaynaklı konstrüksüyondan oluşmaktadır. Birleşim noktalarından uzaktaki bölgeler için ana malzemenin S-N eğrisi, kaynaklı kısımlarda ise BS7608 standardı uygulanmıştır.

BS7608, Eurocode 3 ve Eurocode 9 standartlarının özünü oluşturan ve kaynaklı yapıların yorulma analizini tarif eden bir standarttır. Bu standarda göre kaynaklı bölge için öncelikle bir kaynak sınıfı seçilmektedir. Kaynak sınıfları kaynağın şekline ve yüklemenin yönüne göre değişmektedir (Ref 3, 4). Yorulma ömrü, kaynaktan uzaktaki nominal gerilmeye bağlıdır.

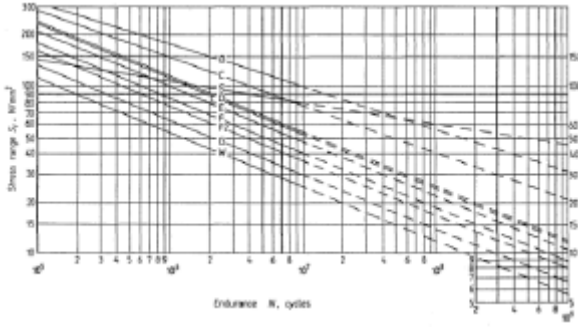
Örneğin aşağıdaki mavi renge boyalı bölge için standarttan F kaynak sınıfı seçilmiştir. Bu kaynak sınıfına ait S-N eğrisi gene aynı standartta verilmektedir (Şekil 7-9). Sonlu eleman modelinde kaynak detayı modellenmemiştir. Kaynak dikişinden sac kalınlığı kadar uzaktaki noktaların gerilme değeri referans olarak tanımlanmıştır. Referans noktaların gerilme seviyesine göre kaynaklı birleşim noktasının ömrü tayin edilmektedir.



Şekil 7. Kaynak S-N uygulanan bölgeye örnek.

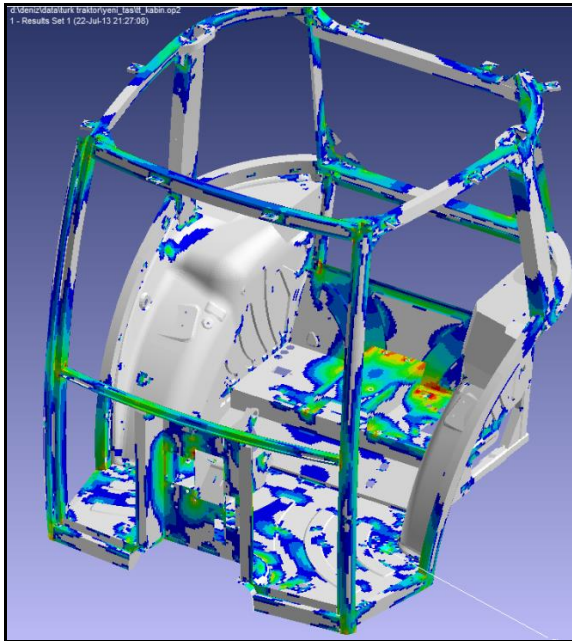


Şekil 8. Standartta F kaynak sınıfı şekli.



Şekil 9. BS7608 standardı kaynak S-N eğrileri.

Yorulma ömrü analiz sonuçları sonlu elemanlar modeli üzerinde grafik olarak elde edilir. Şekil 10'da örnek bir yorulma ömrü dağılımı gösterilmektedir. İhmal edilebilecek kadar uzun ömürlü kısımlar sonsuz ömürlü olarak kabul edilebilir ve beyaz renkte gösterilmektedir. En az ömre sahip olan kritik noktalar ise kırmızı renk ile gösterilmektedir. Kabin tasarımı kritik noktalarda güçlendirilerek ve ömür bakımından kritik olmayan noktalarda ise mümkünse ağırlık azaltma suretiyle optimize edilmiştir.

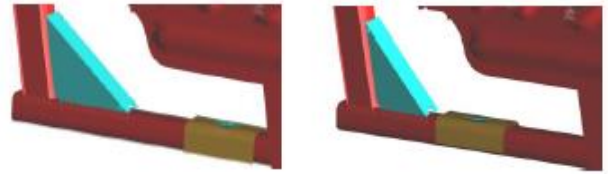


Şekil 10. Yorulma ömrü analiz sonucu.

4. KABİN YORULMA ÖMRÜ BAKIMINDAN TAKOZ YERLEŞİMİNİN OPTİMİZASYONU

Traktör geliştirme sürecinin son safhalarında tasarım değişiklikleri kabin yapısını fazla bozmayacak şekilde olmaktadır.

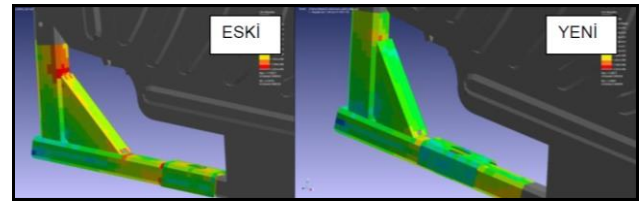
Kabine yük aktarımı takozlar üzerinden olmaktadır. Aynı zamanda kabin atalet yüklerine kabin takozlarını mesnet olarak karşı davranış sergiler. Takozların şasiye ve kabine bağlantı noktaları yük iletimini ve atalet yükleri altındaki gerilme dağılımını etkilemektedir. Bu çalışma kapsamında kabin takozlarının bağlantı noktası 10cm kadar değiştirilmiştir. Şekil 11'de orijinal bağlantı noktası sol resimde, yeni tasarım ise sağ resimde verilmiştir.



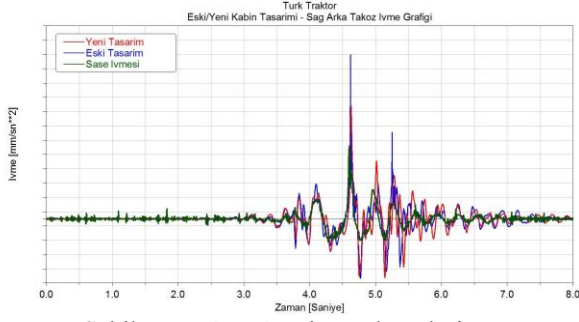
Şekil 11. Kabin takozu bağlantı noktası (orjinal-sol, yeni tasarım-sağ resim).

Bu değişikliğin yorulma ömrüne olan etkisi incelenmiştir. Analiz modellerinde tek yapılacak değişiklik Adams modelinde yeni bağlantı noktasının tanımlanmasıdır. Bu şekilde yeni tasarıma ait yorulma yükleri yeniden elde edilir. Analiz sonucunda Şekil 12'de görüleceği üzere orijinal tasarımla yeni tasarım karşılaştırılmıştır. Kabin takozunun sadece yerinin değiştirildiği yeni tasarımda yorulma ömrü orijinal tasarıma göre gösterilen kritik noktada 500 kat artmaktadır. Buna karşılık kabinin ön-üst bölgelerinde ömür 7 kat azalmıştır. Ancak ömrü azalan bölgeler mukavemet bakımından kritik seviyede değildir.

Diğer bir iyileşme kabin ivmelerinde görülmektedir. Sadece takozun yer değiştirmesi nedeniyle ivmeler 1.45 kat azalmıştır (Şekil 12). Bu da atalet yüklerinin yeni tasarımda daha homojen dağıldığının bir göstergesidir.



Şekil 12. Arka takoz bağlantı bölgesi yorulma ömrü.



Şekil 13. Arka takoz ivme değerleri.

5. SONUÇ

Bu çalışmada, yeni geliştirilen bir traktörün bump track pisti senaryosun yorulma ömrü incelenmiştir. Çalışmada esnek cisim dinamiği destekli yorulma analizi yöntemi uygulanmıştır. Bu yöntemle komple aracın testi gerçeğine en yakın şekilde simüle edilebilmiştir. Yapılan tasarım değişikliklerinin yorulma ömrüne ve kabinin dinamik davranışına olan etkisi incelenmiştir.

KAYNAKLAR

1. 2012, “**Theory of Adams Flex**”, ADAMS Kullanıcı kılavuzu, MSC Software.
2. 2012, “**DesignLife Theory Manual**”, HBM nCode.
3. British Standard, 1993, “**Fatigue Design and Assessment of Steel Structures**”, BS 7608:1993, BSI Standards.
4. European Standard, 2005, “**Eurocode 3: Design of Steel Structures – Part 1-9: Fatigue**”, EN 1993-1-9, CEN.

