



T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARAÇ TASARIM OPTİMİZASYON UYGULAMALARI
ÇÖZÜMLEMESİ VE DOĞRULANMASI İÇİN MODEL TABANLI
YÖNTEMLER

Murat YILDIZHAN

Prof.Dr. Ferruh ÖZTÜRK
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2009

T.C.
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ARAÇ TASARIM OPTİMİZASYON UYGULAMALARI
ÇÖZÜMLEMESİ VE DOĞRULANMASI İÇİN MODEL TABANLI
YÖNTEMLER

Murat YILDIZHAN

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bu Tez/...../200... tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği/oy çokluğu ile kabul edilmiştir.

Prof.Dr.Ferruh ÖZTÜRK Prof.Dr. Recep EREN Doç.Dr. Necmettin KAYA
Danışman Jüri Üyesi Jüri Üyesi

.....

.....

ÖZET

Bu çalışmada, literatürdeki araç titreşim modellerinin Lagrange metodu ile hareket denklemleri elde edilmiştir. Bu işleme ek olarak bilgisayar destekli dinamik analiz yöntemi kullanılarak bir model araç için sürüş konfor indeks değeri hesaplanmıştır. Sürüş konforu indeks değerini direkt etkileyen parametre olarak, günümüzde yaygın bir şekilde kullanılan süspansiyon sistemleri incelenmiştir. ISO 2631-1 standardı kullanılarak araç sürüş konfor değerlendirilmesi için gerekli olan gerçek zamanlı test prosedürü oluşturulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Sürüş konforu, Araç titreşim modelleri, süspansiyon sistemleri, ISO 2631

ABSTRACT

In this study the equations of motion are obtained for vehicle vibration models in literature with using Lagrange method. For specific car model, the value of ride comfort index is calculated by means of computer aided dynamic analysis method. The widely using suspension systems are examined as the directly effective parameter for ride comfort index value. The necessary real time test procedure for evaluation of vehicle ride comfort is composed with utilization of ISO 2631-1 standard.

Key Words: Ride comfort, Vehicle vibration models, suspension systems , ISO 2631

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
TEZ ONAY SAYFASI.....	II
ÖZET.....	III
ABSTRACT.....	IV
İÇİNDEKİLER.....	V
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	VII
SİMGELER DİZİNİ.....	IX
GİRİŞ	
1. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	
2. MATERYAL VE YÖNTEM.....	
2.1. Taşıt Titreşimleri.....	9
2.1.1. Çeyrek Araç Modeli.....	9
2.1.2. Yarım Araç Modeli.....	15
2.1.2.1. Yunuslama Hareketi İçin Yarım Araç Modeli.....	15
2.1.2.2. Yalpalama Hareketi İçin Yarım Araç Modeli.....	18
2.1.3. Tam Araç Titreşim Modeli.....	21
2.2. Süspansiyon Sistemleri.....	26
2.2.1. Süspansiyon Tasarım Parametreleri.....	27
2.2.1.1. Toe-in ve Toe-out.....	27
2.2.1.2. Kamber.....	28
2.2.1.3. King Pin Eğimi(direksiyon eksen eğimi).....	29
2.2.1.4. Kaster.....	29
2.2.2. Süspansiyon Çeşitleri.....	31
2.2.2.1 Bağımsız Ön Süspansiyon-McPherson.....	31
2.2.2.2 Bağımsız Arka Süspansiyon-McPherson.....	33
2.2.2.3 Bağımsız Süspansiyon- Çeki kolları.....	35
2.2.2.4 Bağımsız Süspansiyon-Çift Bağlantılı (Paralelkenar).....	35
2.2.2.5 Bağımsız Süspansiyon- Çoklu Bağlantı.....	37
2.2.2.6 Yarı-Bağımsız Süspansiyonlar- Burulma çubuk aksı tipi süspansiyon.....	38
2.2.2.7 Rijit Akslı Süspansiyonlar.....	40
2.3. Sürüş Konfor Değerlendirmesi İçin Standartlar.....	41
2.4. Bilgisayar Destekli Konfor Değerlendirmesi.....	41
2.4.1. LMS Virtual.Lab Programı İle Araç Dinamik Analizi.....	42
2.4.2. MSC.Adams Programı İle Konfor İndeks Çıkarımı.....	44
2.5. Bilgisayar Destekli Titreşim Analizi.....	52

3.ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA	
3.1. Sürüş Konforu Test İşlemi Prosedür Oluşturma	60
3.1.1. Test Yollarının Belirlenmesi	60
3.1.2. Test Cihazları ve Kullanım Bölgeleri.....	63
3.2. Bilgisayar Destekli Konfor Analizi Yönteminin Değerlendirilmesi	67
3.3. Gerçek Zamanlı Konfor Testi ve Bilgisayar Destekli Konfor Analizi Yöntemlerinin Karşılaştırılması.....	69
SONUÇ	
KAYNAKLAR	72
ÖZGEÇMİŞ	74
TEŞEKKÜR	75

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Çeyrek araç modeli (kütle-yay-damper sistemi).....	9
Şekil 2.2. Sönümsüz kütle-yay modeli.....	11
Şekil 2.3. Yarım araç modeli (yunuslama hareketi).....	16
Şekil 2.4. Yarım araç modeli (yalpalama hareketi)	18
Şekil 2.5. Tam araç modeli.....	21
Şekil 2.6. Toe açısı	27
Şekil 2.7. Karakteristik parametreler	28
Şekil 2.8. Tekerleğin otomatik olarak geri gelmesinde kaster açısının etkisi.....	30
Şekil 2.9. King-pin eğiminin dönüş esnasındaki oto ayarlama özelliği üzerindeki etkisi	30
Şekil 2.10. Ön Süspansiyon (Opel Omega).....	32
Şekil 2.11. Arka Süspansiyon (Lancia Delta).....	33
Şekil 2.12. A) McPherson şok sönümleyici montajı B) Ön süspansiyon.....	34
Şekil 2.13. Bağımsız Süspansiyon- Çeki kolları (Mercedes-Benz A sınıfı).....	35
Şekil 2.14. Ön çift bağlantılı süspansiyon(Honda).....	36
Şekil 2.15. Bağımsız Süspansiyon- Çoklu Bağlantı (Nissan Europe NV).....	37
Şekil 2.16. Çoklu bağlantı arka süspansiyon (Honda).....	38
Şekil 2.17. Yarı-Bağımsız Süspansiyon- Burulma çubuk aksı tipi süspansiyon (Audi A6).....	38
Şekil 2.18. Rijit aks temel parçaları.....	40
Şekil 2.19. Virtual.Lab ile tüm araç dinamik analizi.....	42
Şekil 2.20 Virtual.Lab ile süspansiyon sistemi dinamik analizi.....	43
Şekil 2.21 Virtual.Lab ile hazırlanmış araç için yol tutuş testi.....	43
Şekil 2.22 MSC Adams araç modeli.....	44
Şekil 2.23 Adams programı başlatma seçeneği (Başlat-Programlar).....	45
Şekil 2.24 Komut satırı kullanılan başlatma seçeneği.....	45
Şekil 2.25 MSC.Adams programı arayüzü.....	46
Şekil 2.26 Araç modelinin programa çağırılması.....	46
Şekil 2.27 Araç modelinin bulunduğu klasörün araştırılması.....	47
Şekil 2.28. Modelin yüklenmesi.....	47
Şekil 2.29. Test parkuru için uyarıcı sinyalin hazırlanması.....	48
Şekil 2.30. Test parkuru için uyarıcı sinyal görüntüsü.....	48

Şekil 2.31. Iso standartı yardımcı penceresine geçiş.....	49
Şekil 2.32. Iso standartı yardımcı penceresi.....	49
Şekil 2.33. Sürücü koltuğundaki ivme değerlerinin indeks hesaplamasına dahil edilmesi.....	50
Şekil 2.34. Sürüş konfor analizi yapılması istenen bölgenin seçilmesi.....	50
Şekil 2.35. K faktörleri ve ağırlıklandırma ayarlaması.....	51
Şekil 2.36. Sürüş konforu indeks hesaplaması.....	51
Şekil 2.37. Sayısal araç modelinin programa yüklenmesi	53
Şekil 2.38. Analiz Tanımlaması.....	53
Şekil 2.39. Test sinyallerinin programa dahil edilmesi.....	54
Şekil 2.40. Motor takozu-motor tarafı ivme sinyali lokasyon belirleme.....	54
Şekil 2.41. Motor takozu-gövde-şasi tarafı ivme sinyali lokasyon belirleme.....	55
Şekil 2.42. Motor takozu gövde-motor bağlantısı nokta koordinat kontrolü.....	55
Şekil 2.43. Aktif ve pasif noktalar arasında bağlantı kurulumu.....	56
Şekil 2.44. Dinamik sertlik değer ayarlanması.....	57
Şekil 2.45. Sertlik parametresi eksen ayarları.....	57
Şekil 2.46.İvme sinyalinden kuvvet değeri elde edilmesi-aşama 1.....	58
Şekil 2.47.İvme sinyalinden kuvvet değeri elde edilmesi-aşama 2.....	58
Şekil 2.48.Yapısal mod ve motor takoz ile cevap noktası tanımlama.....	59
Şekil 2.49. Transfer fonksiyonların elde edilmesi.....	59
Şekil 3.1. Farklı yol çeşitleri.....	61
Şekil 3.2. Yol karakterinin bilgisayar ortamına aktarılması.....	63
Şekli 3.3. İnsan vücudu için temel eksenler.....	64
Şekil 3.4. Bir araç konfor testi için ivme ölçer lokasyonları.....	65
Şekil 3.5. Örnek Sinyal toplama cihazları.....	67
Şekil 3.6. Koltuk için özel tasarım ivmeölçerler.....	67

SİMGELER DİZİNİ

- K – Kinetik enerji
V – Potansiyel enerji
D – Yitirgenlik fonksiyonu
f – Kuvvet
m – Kütle
x – Yerdeğişim
c – Sönümlenme katsayısı
k – Yay katsayısı
 ω_i - Sistemin doğal frekansları
 u_i - Mod şekilleri
w – Özdeş frekans
 ϕ – Faz açısı
 θ - Enine eksen etrafındaki dönel salınım
 ϕ - Gövde yalpalama hareketi
 I_x - x eksenindeki atalet momenti
 I_y - y eksenindeki atalet momenti
 k_t – Tekerlek sertlik katsayısı
 k_R - Burulma sertlik katsayısı
 β - Kamber açısı
 α - King pin açısı(alpha)
 γ - Kaster açısı(gama)
a - İvme
i - İndeks
w - Frekans ağırlıklı ivme
N - Zaman alanında içerilen sinyal sayısı
 k_x, k_y, k_z - Eksenlere göre çarpan faktörleri

GİRİŞ

Teknolojik gelişmelerin hızlı bir şekilde hayata geçtiği otomotiv sektörünün, müşteri odaklı ürün tasarımında en önemli basamaklardan bir tanesi, ürünün test ve kontrol basamağıdır. Bir önceki ürün ya da yeni bir tasarım hakkında, gerçek hayattaki müşteri geri bildirimleri ya da bilgisayar destekli mühendislik analizleri ile belirlenen değerlerin toleranslar içerisinde tutulması gibi tasarım sürecini belirleyen faktörler vardır. Bu faktörlerin hızlı ve optimum maliyetle değerlendirilmesi mühendisliğin ilgilendiği önemli konulardan bir tanesidir. Dolayısıyla bilgisayar destekli tasarım ve gerçek zamanlı test işlemlerinin kombine edilerek tasarım sürecinin başından sonuna kadar belirgin bir şekilde kullanılması maliyet, hız ve güvenilirlik açısından büyük önem taşır.

Bu çalışmada, araç sürüş konforu değerlendirilmesi için standartlara uygun ve piyasaya uygulanabilecek yöntemlerden bahsedilmiştir. Otomotiv sektörünün yanı sıra raylı sistemler için de büyük önem taşıyan titreşimden kaynaklanan konforsuzluk hissi için test ve teorik değerlendirmeler objektiflik çerçevesinde incelenmiştir.

1. KAYNAK ARAŞTIRMASI:

Sürüş konforunun geliştirilmesi için en önemli parametrelerden bir tanesi de süspansiyon sistem özellikleridir. Süspansiyon karakteri direkt olarak aracın sürüş konforu ile yol tutuş özelliklerini etkiler. Sürüş konforunu iyileştirmek için yapılan değişiklikler aracın yol tutuş özelliklerinde kayıplara neden olur. Aynı şekilde, araç yol tutuş özelliklerinin geliştirilmesi ile sürüş konforundan feragat edilmiş olur. Optimum noktanın yakalanarak hem hedef müşteri kitlesi için sürüş konforunun beğenilen düzeylerde olması hem de güvenli sürüş için gerekli yol tutuş özelliklerine sahip bir süspansiyon sistemi tasarlanmalıdır.

Pasif süspansiyonlar için optimum sertlik ve sönümlenme değerlerinin konfor ve yol tutuşu açısından değerlendirilmesi ile ilgili literatürde çok fazla kaynak bulunamamıştır. Sadece araç sürüş konforu iyileştirme sürecini ele alan ve farklı tip süspansiyon çeşidi kullanan çalışmalar da vardır. Fakat pasif süspansiyon için bilgisayar destekli simülasyon kullanımı ile bir model hazırlanması ve bunun testler ile onayı gerçekleştirilerek, süspansiyon bazlı optimum sürüş konfor parametrelerine ulaşmak için yapılmış bir çalışma bulunamamıştır. Genel olarak çalışmalar aktif ve yarı aktif süspansiyonların optimum sürüş konforu için kontrol sistemlerinin geliştirilmesi üzerine yapılmıştır. Bu bölümde bu tip çalışmalar hakkında bilgi aktarılacaktır.

Swevers ve ark. (2006), araç sürüş konforunu ve yol tutuş özelliğini iyileştirmek için serbest modelli devamlı ayarlanabilir bir kontrol sistemi yarı aktif süspansiyon için geliştirmişlerdir. Audi A6 marka bir araç üzerinde gerçek zamanlı olarak farklı yol şartlarında testler yapılarak bu kontrol sistemi denenmiştir. Sonuç olarak pasif süspansiyon kullanan araçlara göre daha iyi konfor değerlerine ulaşırken aynı zamanda manevra kabiliyeti açısından da gelişmeler elde edilmiştir.

Yağız ve Hacıoğlu (2008), aktif süspansiyon için geri beslemeli bir kontrol sistemi geliştirerek sürüş konforu üzerindeki etkilerini incelemiş, belirlenen kriterlerin farklı koşullarda sabit kalmasını sağlamaya çalışmışlardır. Elde edilen 7 serbestlik

dereceli lineer olmayan matematiksel tam araç modeli ile oluşturulan kontrol sistemi denenmiştir. Sonuçlara göre yolcu konfor değerlerinin geliştirildiği bildirilmiştir.

Els ve ark. (2005), eğim bazlı yaklaşım metotlarını kullanarak süspansiyon karakterlerini yani sertlik ve sönümleme katsayılarının değerlerini iyi bir sürüş konforu ve yol tutuş özelliği için optime etmeye çalışmışlardır. MATLAB paket programı ve MSC.ADAMS gibi çoklu parça simülasyonların gerçekleştirebileceği yazılımlar kullanmışlardır. Sonuç olarak istenen konfor değerleri için süspansiyon karakterlerini belirlemişlerdir.

Sürüş konforu ve yol tutuş özelliği için en önemli nokta süspansiyon karakteristikleri yani sertlik ve sönümleme değerleridir. Bu değerlerin değiştirilmesi sonucu elde edilen sert süspansiyon yol tutuş özelliği bakımından iyi bir performans ortaya çıkarırken, sürüş konforu açısından istenilen değerlere ulaşmayı engellemektedir. Tam tersi durumlarda ise iyi sürüş konforu fakat kötü yol tutuş özelliğine sahip olmak kaçınılmazdır. Bu yüzden aracın bu iki önemli kriter için optimum değerlerde bir süspansiyona sahip olması gerekir. Bu tip çalışmalardan bir tanesi, Uys ve Els. (2002) tarafından gerçekleştirilmiştir. Dinamik Q optimizasyon algoritmalarının, süspansiyon için optimum sertlik ve sönümleme değerlerinin bulunmasında kullanılabilirliği incelenmiştir. Bu çalışmada çoklu parça simülasyonu paket programı olan DADS programını kullanarak askeri bir araç modellenmiştir.

Tamboli ve Joshi (1998), farklı yol uyarılarına maruz kalan bir araç için optimum değerlerde pasif süspansiyon tasarlamaya çalışmışlardır. Matematiksel model olarak 2 serbestlik dereceli bir yarım araç modeli kullanılmıştır. Ayrıca ISO 2631 içerisinde belirtilmiş olan işlem adımlarına uyarak konfor için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmada ortaya konulan optimizasyon yöntemi ile yoldan gelen uyarıların standartlarda belirtilmiş olan matematiksel hesaplar baz alınarak gerçekleştirilen dönüşümlerini en aza indirgemeye çalışarak konforsuzluk hissini ortadan kaldırmaya çalışılmıştır.

Lee ve Moon (2006), gerçekleştirmiş oldukları matematiksel modelde akışkan modellemesini de eklemek için 1 boyutlu modelleme için kullanılan Imagine.Lab programını kullanmışlardır.Çeyrek araç modeli kullanılarak hazırlanan model içerisinde, yer değişime duyarlı bir kontrol sistemi geliştirilerek sürüş konforu üzerindeki etkileri incelenmiştir.

Sürüş konforunun incelenmesinde önemli konulardan bir tanesi de yapılan testlerdir. Testler, gerçek zamanlı yada simülasyon için hazırlanan özel yol tanımlamalarının etkileri araç tahrik sistemleri ile araca yada belirlenen komponente, örneğin koltuk, uygulanarak istenen konfor değeri gibi bir değer incelenebilir. Bu konuda Els ve ark. (2006)'in yaptığı çalışmada, Off-Road araç olarak bilinen bozuk yollar için kullanım kolaylığı sağlayan dizaynlara sahip araçların konfor değerlerinin geliştirilmesi sağlanmıştır. Farklı yol tipleri ve farklı hızlardaki testlerde, bu araçlar için tasarımı gerçekleştirilmiş süspansiyon modeli denenmiştir. Buradaki yöntem ise, çoklu parça simülasyonu paket programlarından olan MSC.ADAMS kullanılarak Land Rover Defender 110 olarak bilinen aracın modeli ve aynı zamanda yol modeli de hazırlanmıştır. Böylece farklı hızlar için farklı yollar kolayca denenerek hazırlanan süspansiyon modeli için sürüş konfor değerleri incelenmiştir.

Araç sürüş konforu incelemeleri üzerine yapılan çalışmalar araç bazlı olmalarının dışında komponent bazlı da olabilmektedir. Tekerlek yapısının hem farklı malzemeler içermesi hem de akışkan içermesinden kaynaklanan kompleks yapı, çoklu parça simülasyonlarında modelleme açısından büyük zorluklar içermektedir. Aynı zamanda yol karakteristiklerinin üzerine sönümlenme etkisi oluşturduğundan dolayı yoldan kaynaklanan etkileri tam olarak elde etmeyi zorlaştırmaktadır. Lee ve Kim (2008), bu çalışmada, modellemesi gerçekleştirilen tekerleğin deneyler yardımıyla doğrulaması üzerine çalışmıştır. Bu modelleme ise sürüş konforu araştırmalarında kullanılabilir bir komponent olarak çoklu parça simülasyonlarında seçilebilir.

Araç tüm model ya da gerçek zamanlı araç testlerinin yanı sıra komponent bazlı testler ve simülasyonlar da literatürde araştırma konuları içerisinde yerini almıştır. Bunlardan bir tanesi de Demic ve ark. (2002)'in hazırlamış olduğu çalışmadır. Sürüş

konforuna etkisinin önemli olduğu komponentlerden bir tanesi de araç içindeki koltuklardır. Bunların aracın yoldan gelen uyarıları minimuma indirmesi için tasarlanmış yapıları ve özellikleri mevcuttur. Bu çalışmada koltuk özelliklerini belirlemek için yoldan gelen uyarılar koltuğun bağılı olduğu bir uyarıcı simülatörden koltuğa uygulanarak komponent bazlı bir test uygulanmıştır. Böylece koltuk için sürüş konforuna etki eden özellikler incelenmiştir. Genelde sürüş konforunun tetiklendiği değerler oturma pozisyonunda yer düzlemine dik olan ekseninde gerçekleşmektedir. Fakat diğer eksenlerinde etkileri göz ardı edilmemesi gerekir. Bu çalışmada kullanılan simülatör çoklu eksen uyarılarını koltuk üzerine uygulayabilecek niteliktedir.

Pennati ve ark (2008), sürüş konforunun 0–30 Hz’lik frekans aralığında dikey ve yatay eksenindeki uyarıların bir ürünü olduğunu bildirmektedir. Farklı insanların sübjektif açıdan incelediği bu parametre, sayısal ya da mekanik olarak gerçekleştirilen bir model yardımıyla daha tutarlı bir değer olarak elde edilebilir. Deneylerde kullanılan her insanın farklı değerlerde bilgiler vermesinin yanında, tek bir mekanik manken modeli kullanılarak daha tutarlı ve gerçek objektif değer olarak bilgiler elde edilebilir. Bu çalışmada yer alan insanın kullanılması elde edilen ivmelenme değerleri aynı şekilde manken kullanılarak elde edilmeye çalışılmıştır.

Daha önce de bahsedildiği şekilde sürüş konforunun incelenmesi test alanında gerçekleşebildiği gibi konu ile ilgili matematiksel ifadeler kullanılarak bir model oluşturulabilir. Sürüş konforunun iyileştirilmesi dışında bunun geliştirilerek daha iyi değerlere çıkarılması söz konusu olduğunda ise aktif, yarı aktif gibi süspansiyon çeşitlerine yönelinir. Şayet pasif süspansiyon iyileştirme işlemi ile ilgili çalışmalar yapılarak sürüş konfor hissini artırmak bir amaç ise, bu noktada dikkat edilmesi gereken araç yol tutuş özelliklerinin kaybolmadan güvenli değerler içerisinde kalması sağlanıp, özellik bakımından süspansiyonun yumuşak tabirinin kullanıldığı sertlik ve sönümleme değerlerine çekilmesi gerekir. Demic ve ark. (2006) bu konudaki çalışmasında tasarımını gerçekleştirdiği aktif süspansiyon kontrol devresini 7 serbestlik derecesine ve 24 koordinata sahip olan tam araç modelinde denemiştir. Sonuç olarak bu sistemin sürüş konforunu pozitif yönde etkilediği ve aynı zamanda yol tutuşu için de olumlu değerlere ulaştığını belirlemiştir.

Liu ve Yedavalli (1994), yarım araç modellemesi ile bölgesel kutup sınırlandırmaları kullanılarak hazırlanan en uygun kontrol algoritmasının aktif süspansiyon olarak denenmesi üzerine çalışmışlardır. Yol pürüzlülüklerinin eliminasyonu ile sürüş konforunun iyileştirilmesi için çalışılmıştır.

Bu çalışmada Long ve ark. (2007), çoklu disiplinli sistemler için kullanılan AMESim programı ile mühendislik ve diğer bilim dallarında geniş kullanım alanına sahip olan matematiksel bir yazılım olan MATLAB yazılımını kullanarak bir model oluşturmak için yol tanımı gerçekleştirmişlerdir. Amaç olarak ise sisteme entegre edilen kontrol sistemi ile sürüş konforunu iyileştirmek ve yol tutuş stabilitisini sağlamaya çalışmaktır. AMESim programı ile mekanik sistemi modellenirken, Matlab programı ile de kontrol sistemini modelleyerek birbirine bütünleşmiş bir şekilde sistemin kurulumunu sağlamışlardır.

Sürüş konforunu etkileyen faktörlere baktığımızda başta süspansiyon sistemi özellikleri gelir. Konforsuzluk hissini giderilmesi için bu konuda yoğunlaşılabilir ve gerekli önlemler alınarak istenilen konfor değerlerine objektif anlamda ulaşılabilir. Süspansiyon dışında konforsuzluk üzerinde etkili faktörlerden biri de koltuktur. Hong ve ark. (2003), geleneksel koltuk yapılarının dışına çıkarak hava hücreleri ile oluşturulmuş bir koltuk tasarımını denemiştir. Geleneksel poliüretan süngere sahip koltuk üzerinde hava hücreli yüzeyi kullanarak bir takım testler gerçekleştirilmiştir. Bu sistemin yay sabiti ve sönümleme katsayısı deneysel yoldan elde edilerek matematiksel olarak oluşturulmuş olan üç serbestlik derecesine sahip çeyrek araç modeline entegre edilmiş ve bu sistemin konfor değerlerindeki etkileri araştırılmıştır. 4,5 Hz altı titreşimlerde geleneksel koltuk daha iyi sonuçlar verirken, 4,5–8 Hz arası titreşimlerde ise yeni geliştirilen koltuğun daha iyi performans gösterdiği belirlenmiştir.

Konforsuzluk hissini araç hareket halinde iken objektif olarak, kendi tasarladığı bir program ile gösteren bir çalışmayı Rafael (2007) gerçekleştirmiştir. ISO 2631 standartlarını baz alarak hazırladığı test ekipmanlarının DasyLab isimli program ile bütünleşik çalışmasını sağlayarak, araç hareket halinde iken yolun durumuna göre sürücünün objektif anlamdaki hissiyatını yansıtacak bir çalışma gerçekleştirmiştir.

Programı farklı yollarda denemiş ve yol karakteristiklerinden kaynaklanan uyarıların kullanmış olduğu Volvo V40 aracındaki sürücüye ne anlamda etki oluşturduğunu anlık olarak belirtebilmiştir.

Linden (2003)'in hazırladığı bu çalışmada, kamyon koltuklarından elde edilen sürüş konfor değerlerinin literatürdeki farklı metotlarını incelemiştir. İki ana kategoride toplanan çalışmalar, koltuk üzerinden ivme toplanması ve basınç dağılım ölçümü olarak belirginleşmiştir. Test aracı olarak Scania 4x2 kullanılmıştır. Farklı 3 koltuk denenmiştir. Basınç dağılım ölçümleri çoğunlukla koltuk minderi ve yapısından etkilenirken, ivme ölçümleri ise koltuk süspansiyonundan etkilenmiştir. Ayrıca bu çalışma, basınç dağılım ölçümlerinin sübjektif değerler ile daha iyi korele edilebileceğini ortaya çıkarmış, titreşim ölçümünün de bunun bir tamamlayıcı ayağı olduğunu bildirmiştir.

Sürüş konforu ile ilgili olan çalışmalar her türlü araçlar için gerçekleştirilmiştir. Yol şartlarının en pürüzlü olduğu yollarda kullanılan traktörler için de önemli bir konu olan sürüş konforu süspansiyon optimizasyonu ile giderilmeye çalışılmıştır. Yang ve ark. (2007), bu konudaki çalışmasında, traktör süspansiyon sistemini ADAMS programı kullanarak modellemiş, objektif ve sübjektif ifadelerin korelasyonu sağlamaya yönelik çalışmalar gerçekleştirmişlerdir. Sonuç olarak optimizasyon işlemi süspansiyon özellikleri üzerinde uygulanmış, lineer olmayan yol yüklemelerin sonucunda sürüş konforunda pozitif olarak ilerlemeler sağlanmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

Taşıtlarda titreşime bağlı konfor değerlendirme sübjektif ve objektif yöntemler ile gerçekleştirilebilir. Sürücünün ya da yolcunun hislerine dayalı olarak hazırlanan değerlendirme işlemlerine sübjektif yöntemler, test ve teorik işlemlere dayalı olarak hazırlanan değerlendirme işlemine ise objektif yöntemler denir. Bu çalışmada, objektif yöntemler üzerinde yoğunlaşarak, bu bilgilerin düzenli bir şekilde konfor değerlendirme işlemindeki prosedür oluşturma aşamasında kullanımları incelenecektir.

Taşıt konfor değerlendirmesi iki genel başlık altında toplanabilir. Bunlar; bilgisayar destekli ve gerçek zamanlı teste dayalı taşıt konfor değerlendirmesidir. Bu terimler daha da genel bir şekilde, teorik ve teste dayalı olmak üzere ele alınabilir. Teorik değerlendirme için araç sayısal modelinin oluşturulması gerekir. Literatürde 3 farklı sayısal taşıt modeli vardır. Bunlar, çeyrek, yarım ve tam araç modelleridir. İleriki bölümlerde bu üç modelin oluşturulması için gereken hareket denklemleri üzerine çalışmalar gerçekleştirilmiştir.

Sürüş konfor değerlendirmesindeki en büyük katkı sahibi sistem, araç süspansiyon sistemidir. Titreşime dayalı bir optimizasyon gerçekleştirilerek sürüş konforu iyileştirmeye yönelik çalışmalar genelde süspansiyon sistem karakteristikleri parametre olarak alınarak gerçekleştirilmektedir. Literatürde 3 farklı süspansiyon sistemi bulunmaktadır. Bunlar, pasif, yarı aktif ve aktif süspansiyon sistemleridir. Fakat bu gruplandırma içerisinde piyasa tarafından maliyeti düşük olmasından dolayı en çok tercih edilen sistem, pasif süspansiyon sistemidir. Bu bölümde pasif süspansiyon sistemleri hakkında bilgi verilerek, bu konudaki bir sonraki aşama olan konfor iyileştirme çalışmaları için bir kaynak oluşturulması hedeflenmiştir.

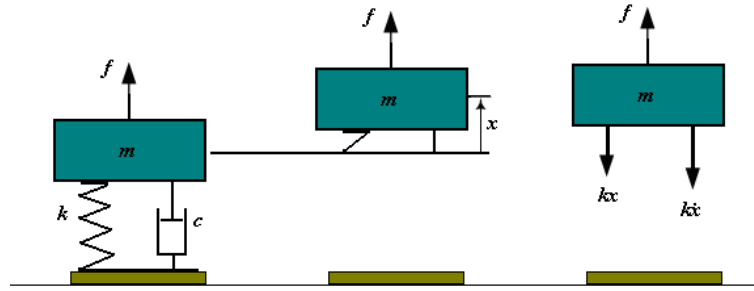
Taşıtlardaki titreşim bazlı konforsuzluk hissi belirli standartlar çerçevesinde değerlendirilmektedir. Bu bölümde son aşama olarak literatürde bulunan ve konfor değerlendirme işlemlerinde sıkça kullanılan standartlar hakkında bilgi verilecektir.

2.1. Taşıt Titreşimleri

Araçlar çoklu serbestlik derecesine sahip sistemlerdir. Bir aracın titreşim davranışı, sürüş ya da sürüş konforu olarak da bilinir. Bu, yüksek ölçüde aracın doğal frekanslarına ve mod şekillerine bağlı bir olaydır. Bu bölümde, konfor değerlendirme işleminin temel basamağı olan araç sayısal modeli oluşturulması için gereken hareket denklemlerinin elde edilmesi üzerine olan çalışmalar hakkında bilgi verilecektir. Literatürde de belirtilen 3 farklı model olan çeyrek, yarım ve tam araç modelleri için Lagrange enerji metodu kullanarak hareket denklemleri elde edilmiştir.

2.1.1. Çeyrek Araç Modeli

Titreşime dayalı bir araç modeli kurma işleminde, kurulması hedeflenen sistemin içerdiği komponentler ve sistemin serbestlik derecesinin belirlenmesi en önemli adımdır. Şayet taşıt modeli ile sadece zemin eksenine dik yöndeki eksenle titreşimler incelenecek ise basit bir model seçimi tercih edilir. Literatürde bu tip çalışmalar için çeyrek araç modeli diye belirtilen modeller kullanılmaktadır. Tek serbestlik derecesi ve içerdiği 3 temel komponent ile hızlı çözümlene ve sistem karakteristiğini belirlemede kullanılabilir.



Şekil 2.1. Çeyrek araç modeli (kütle-yay-damper sistemi)

Şekil 2.1. çeyrek araç modelini (1 serbestlik derecesine sahip zorlanmış kütle-yay-damper sistemini) ifade etmektedir. f kuvveti m kütesine etki etmektedir. Hareket halindeki sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri,

$$K = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 \quad (2.1)$$

$$V = \frac{1}{2} k x^2 \quad (2.2)$$

ve bunun yitirgenlik fonksiyonu

$$D = \frac{1}{2} c \dot{x}^2 \quad (2.3)$$

olarak elde edilir. Bu denklemleri genel bir şekilde bütünleştirecek

$$\frac{d}{dt}(m\dot{x}) + c\dot{x} + kx = f \quad (2.4)$$

çünkü

$$\frac{\partial K}{\partial \dot{x}} = m\dot{x} \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial K}{\partial x} = 0 \quad (2.6)$$

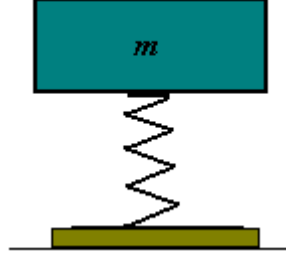
$$\frac{\partial D}{\partial \dot{x}} = c\dot{x} \quad (2.7)$$

$$\frac{\partial V}{\partial x} = kx \quad (2.8)$$

olarak dönüştürülebilir. sistemin hareket denklemi de

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = f \quad (2.9)$$

olarak elde edilir. K ; kinetik enerji, V ; potansiyel enerji ve D ise yitirgenlik fonksiyonudur. f ; m kütlesi üzerine uygulanan kuvveti temsil etmektedir. x ise yer değişimi ifade etmektedir. c sistemdeki sönümlenme elemanın sönümlenme katsayısı, k ise yay sabitidir.



Şekil 2.2. Sönümsüz kütle-yay modeli

Bir sistemin zorlanmamış ve sönümlenmemiş titreşimleri, sistemin doğal frekansını ifade eden temel cevabıdır. Sistem incelendiğinde ve daha önce hareket denklemini çıkartılan sistemden kuvvet ve sönümlenme katsayısı çıkartılırsa,

$$[m]\ddot{x} + [k]x = 0 \quad (2.10)$$

denklemini elde edilmiş olur. Serbest sistemin cevabı harmoniktir.

$$\begin{aligned} x &= \sum_{i=1}^n u_i (A_i \sin \omega_i t + B_i \cos \omega_i t) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \\ &= \sum_{i=1}^n C_i u_i \sin(\omega_i t - \phi_i) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \end{aligned} \quad (2.11)$$

ω_i ; sistemin doğal frekansları, u_i ise mod şekillerini belirtmektedir. Doğal frekanslar, sistemin karakteristik denkleminin çözümleridir.

$$\det [[k] - \omega_i^2 [m]] = 0 \quad (2.12)$$

ve ω_i 'ye göre u_i mod şekilleri aşağıdaki denklemin çözümleridir.

$$[[k] - \omega_i^2 [m]] u_i = 0 \quad (2.13)$$

Bilinmeyen katsayılar A_i ve B_i ya da C_i ve ϕ_i başlangıç koşullarından tayin edilebilir. Bu değerlerin bulunabilmesi için aşağıdaki başlangıç şartlarının varlığını kabul edelim.

$$x = u q(t) \quad (2.14)$$

$$x_i = u_i q(t) \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (2.15)$$

Bu değerler genel denklemde yerine yazılarak,

$$[m]u \ddot{q}(t) + [k]u q(t) = 0 \quad (2.16)$$

elde edilir. Zamana bağlı terimleri bir tarafta toplanırsa aşağıdaki denklem oluşur.

$$\begin{aligned} -\frac{\ddot{q}(t)}{q(t)} &= [[m]u]^{-1} [[k]u] \\ &= \frac{\sum_{j=1}^n k_{ij} u_j}{\sum_{j=1}^n m_{ij} u_j} \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \end{aligned} \quad (2.17)$$

Sağ taraftaki ifadeler zamandan bağımsız olurken, sol taraftaki ifadeler ise i indeksinden bağımsız olurlar. Bu yüzden her iki tarafta bir sabite eşit olmalıdır. ω^2 'nin bir pozitif sayı olarak düşünülürse,

$$\ddot{q}(t) + \omega^2 q(t) = 0 \quad (2.18)$$

$$[[k] - \omega^2 [m]] u = 0 \quad (2.19)$$

ya da,

$$\sum_{j=1}^n (k_{ij} - \omega^2 m_{ij}) u_j = 0 \quad i = 1, 2, 3 \dots n \quad (2.20)$$

denklemleri elde edilir. 2.18 denkleminin çözümü aşağıdaki gibidir.

$$\begin{aligned} q(t) &= \sin wt + \cos wt \\ &= \sin(wt - \varphi) \end{aligned} \quad (2.21)$$

Sistemin bütün koordinatları x_i , özdeş frekans w ve faz açısı φ ile harmonik bir harekete sahiptir. Frekans w , u bilinmeyen için homojen denklem setine sahip olan 2.19 denkleminde bulunabilir. Bu denkleminin $u=0$ çözümü bulunmaktadır. Bunun anlamı, sistemin hareketsiz olduğu durumdur. Bu çözüm açık çözüm olarak nitelendirilirken önemsiz olduğunu da belirtmek gerekir. Kapalı çözüme sahip olma için, katsayı matrisinin determinantının 0 olması gerekir.

$$\det[[k] - \omega^2 [m]] = 0 \quad (2.22)$$

w sabitinin belirlenmesi, özdeğer problemi olarak bilinir ve 2.19 denklemi kapalı bir çözüm sunar. Determinant yani 2.22 denkleminin genişletilmesi ile karakteristik denklem ortaya çıkmaktadır. Karakteristik denklem, w^2 içerisindeki n . dereceden bir denklemdir ve doğal frekansların bulunmasını sağlar. Doğal frekanslar aşağıdaki düzen içerisinde olabilir.

$$\omega_1 \leq \omega_2 \leq \omega_3 \leq \dots \leq \omega_n \quad (2.23)$$

Denklem 2.10'u $[m]^{-1}$ ile çarpalım,

$$\ddot{x} + [m]^{-1}[k]x = 0 \quad (2.24)$$

elde edilir. Karakteristik denklemi, denklem 2.22 ye benzer olarak elde ederiz.

$$\det[[A] - \lambda I] = 0 \quad (2.25)$$

$$[A] = [m]^{-1}[k] \quad (2.26)$$

Doğal frekansların yani w_i 'lerin belirlenmesi, 2.26 denklemi matrisinin özdeğerlerinin belirlenmesi ile aynı olacaktır.

$$\lambda_i = \omega_i^2 \quad (2.27)$$

u_i vektörlerinin bulunması için 2.19 denkleminin kullanılması özvektör problemi olarak da bilinir. u_i 'nin belirlenmesi için her bir w_i için denklem 2.19'u aşağıdaki şekilde yazarak çözebiliriz.

$$[[k] - \omega_i^2 [m]] u_i = 0 \quad (2.28)$$

Böyle bir işlem sonucunda n adet farklı u_i bulunur. Titreşimlerde ve araç dinamiklerinde, özdeğer w_i 'ye göre özvektör u_i mod şekilleri olarak bilinmektedir. Alternatif olarak matris $[A] = [m]^{-1}[k]$ için özvektörleri bulunabilir.

$$[[A] - \lambda_i I] u_i = 0 \quad (2.29)$$

Denklem 2.28 homojen bir denklem, bu yüzden u_i bir çözüm ise au_i 'nin de bir çözüm olması gerekir. Bu nedenle özdeş vektörler benzersiz değildir ve herhangi bir uzunlukla ifade edilebilirler. Buna rağmen, bir özdeş vektörün herhangi iki elemanın oranı benzersiz değildir ve bu yüzden u_i benzersiz, bir şekle sahiptir. Eğer u_i 'nin elemanlarından biri belirlenirse, geriye kalan $n-1$ eleman benzersiz bir şekilde belirlenebilir. Bir özdeşlik vektörünün şekli, vibrasyon içindeki sistemin koordinatlarının ilişkili genliklerini barındırmaktadır. Çünkü özdeş vektörün uzunluğu benzersiz olarak belirlenmemiştir. u_i 'nin ifade edilmesi için birçok yol vardır.

Bu aşamaya kadar incelenen sistem için katsayıların belirlenmesi için sayısal metotlardan yararlanılabilir.

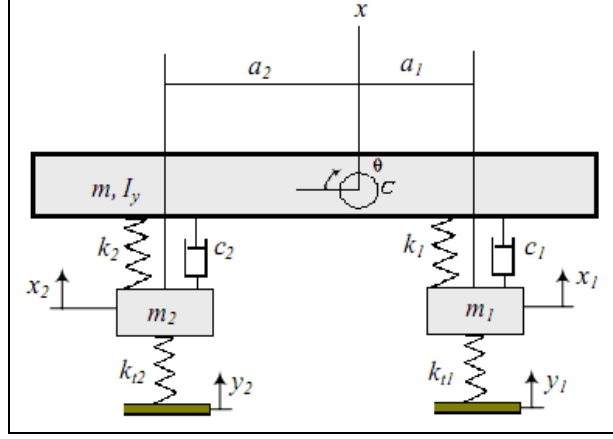
2.1.2. Yarım Araç Modeli

Araç modelleri yapılması hedeflenen sistemler için en basit modelden en karmaşık modele kadar tasvir edilebilir. Fakat sistemler karmaşık bir yapı olarak oluşturulduğunda bazı sorunlar meydana gelmektedir. Bu sorunlar bir önceki bölümde bahsedilen doğal mod değerleri ve şekillerindeki katsayıların bulunması ve diferansiyel denklemlerin çözülmesinden kaynaklanmaktadır. Bu konuda yapılan çalışmalar bilgisayar sistemlerinin gelişmesi ile karmaşık sistemlerin de uygulanabilirliğinin arttığını göstermektedir. Çeyrek araç modelinin sınırlı analiz seçeneğinin dışında, yarım araç modeli diye bilinen ve çeyrek araç modelinden biraz daha karmaşık bir yapıya sahip olan model bu bölümde incelenecektir.

Yarım araç modeli ile iki çeşit analiz gerçekleştirilebilir. Yunuslama hareketi ve yalpalama hareketine bağlı olan analizlerdir. En basit ifadeyle, aracın ön yada arka kısmından bakıldığında boyuna eksen etrafındaki döngüsel eksenindeki hareket yalpalama hareketini oluşturur. Araca sol ya da sağ tarafından bakıldığında enine eksenindeki döngüsel eksenindeki hareket ise yunuslama hareketini oluşturmaktadır.

2.1.2.1. Yunuslama Hareketi İçin Yarım Araç Modeli

Çeyrek araç modeli, gövdenin dikey eksenindeki salınımlarını optimize etmede kullanılacak iyi bir model olduğu söylenebilir. Bununla birlikte, diğer eksenlerdeki salınımların da içerildiği bir model için hesaplamaları genişletebiliriz. Şekil 2.3'te, aracın tasvir ettiği bisiklet salınım hareketi için bir modelini görmekteyiz. Bu model, gövdenin zıplaması yani dikey eksenindeki hareketi x , yunuslama hareketi yani enine eksen etrafındaki dönel salınım θ , ayrıca tekerleklerin dikey yöndeki zıplama hareketleri x_1 ve x_2 ile bağımsız yol uyarıları y_1 ve y_2 gibi özellikleri içermektedir.



Şekil 2.3. Yarım araç modeli (yunuslama hareketi)

Şekil 2.3'deki bisiklet titreşim modeli için hareket denklemlerinin bulunmasında Lagrange metodunu kullanalım. Sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri,

$$K = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} I_z \dot{\theta}^2 \quad (2.30)$$

$$V = \frac{1}{2} k_{t1} (x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_{t2} (x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2} k_1 (x - x_1 - a_1 \theta)^2 + \frac{1}{2} k_2 (x - x_2 - a_2 \theta)^2 \quad (2.31)$$

ve yitirgenlik fonksiyonu,

$$D = \frac{1}{2} c_1 (\dot{x} - \dot{x}_1 - a_1 \dot{\theta})^2 + \frac{1}{2} c_2 (\dot{x} - \dot{x}_2 + a_2 \dot{\theta})^2 \quad (2.32)$$

olarak bulunmuştur. Lagrange metodunu kullanarak,

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} + \frac{\partial V}{\partial q_r} = f_r \quad r = 1, 2, \dots, 4 \quad (2.33)$$

yazılabilir. Hareket denklemi,

$$[m] \ddot{x} + [c] \dot{x} + [k] x = F \quad (2.34)$$

kullanılarak yukarıdaki formüllerin matris formülleri,

$$x = \begin{bmatrix} x \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (2.35)$$

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_z & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (2.36)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_1 + c_2 & a_2 c_2 - a_1 c_1 & -c_1 & -c_2 \\ a_2 c_2 - a_1 c_1 & c_1 a_1^2 + c_2 a_2^2 & a_1 c_1 & -a_2 c_2 \\ -c_1 & a_1 c_1 & c_1 & 0 \\ -c_2 & -a_2 c_2 & 0 & c_2 \end{bmatrix} \quad (2.37)$$

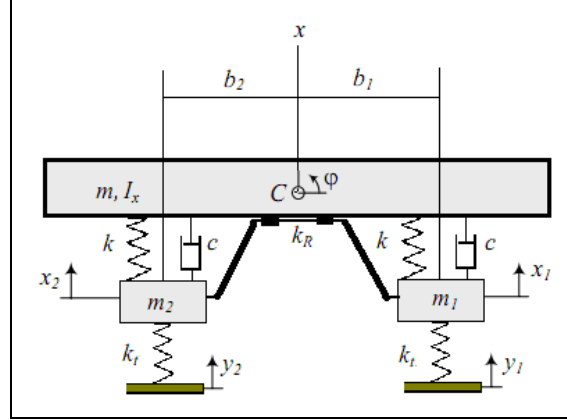
$$[k] = \begin{bmatrix} k_1 + k_2 & a_2 k_2 - a_1 k_1 & -k_1 & -k_2 \\ a_2 k_2 - a_1 k_1 & k_1 a_1^2 + k_2 a_2^2 & a_1 k_1 & -a_2 k_2 \\ -k_1 & a_1 k_1 & k_1 + k_1 & 0 \\ -k_2 & -a_2 k_2 & 0 & k_2 + k_2 \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 k_{t_1} \\ y_2 k_{t_2} \end{bmatrix} \quad (2.39)$$

şeklinde elde edilmiştir.

2.1.2.2. Yalpalama Hareketi İçin Yarım Araç Modeli

Araç yalpalama hareketinin incelenmesi ve optimizasyonun gerçekleştirilebilmesi için yarım araç titreşim modelini kullanabiliriz. Şekil 2.4'te bir taşıtın yarım araç modelini görebiliriz.



Şekil 2.4. Yarım araç modeli (yalpalama hareketi)

Bu model, x eksenindeki sıçrama hareketini, gövde yalpalamasını ϕ , tekerlek sıçrama hareketleri x_1 ve x_2 ile bağımsız rol uyarımları olan y_1 ve y_2 'yi içermektedir. Yarım araç modeli ön ve arka modeller için farklı süspansiyon ve kütle dağılımından dolayı değişiklikler gösterebilir. Ayrıca, farklı burulma sertliklerine sahip devrilme önleyici çubukları kullanılarak yine bu modeller üzerinde farklı etkiler oluşturulabilir.

Araç gövdesi bir rijit çubuk olarak modellenmiştir. Bu çubuk m kütlesine sahiptir. Yapılan modele göre aracın arka ya da ön ağırlığı burada uygulanmalıdır. Ayrıca x eksenindeki atalet momenti I_x de yine aynı şekilde tüm gövdenin yarısı için kullanılmalıdır. Sol ve sağ tekerlekler m_1 ve m_2 olacak şekilde modellenmiştir. Bunlar genelde aynı değerlere sahip olurlar. Tekerlek sertlik değerleri k_t ile belirtilmiştir. Tekerleklerin sönümlenme değerleri süspansiyonlarınkinden daha küçük olduğundan hesapların basitleştirilmesi açısından bunların elemine edilmesi söz konusu olabilmektedir. Aracın süspansiyon sertlik değerleri k ve sönümlenme değerleri c ile sol ve sağ için hesaplamalara eklenmiştir. Genelde sol ve sağ süspansiyonlar aynı özelliklere sahiptir. Bu yüzden sertlikleri ve sönümlenme özellikleri eşit sayılabilir.

Bununla birlikte belirtilmesi gereken önemli bir nokta da ön ve arka için araç modelinde farklı k, c ve k_t değerleri kullanılır.

Araç ön ve arkası için farklı k_R burulma sertliklerine sahip devrilme önleyici çubuklar kullanılabilir. Basit bir model kullanımı için, devrilme önleyici çubukları M_R tork değerini yalpalama açısına ϕ göre orantılı olarak belirtelim.

$$M_R = -k_R \phi \quad (2.40)$$

Bununla beraber devrilme önleyici çubukların daha iyi bir şekilde etkileri aşağıdaki denklem ile belirtilebilir.

$$M_R = -k_R \left(\phi - \frac{x_1 - x_2}{w} \right) \quad (2.41)$$

Yarım araç titreşim modelinin hareket denklemlerini bulmak için Lagrange metodunu kullanalım. Sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri,

$$K = \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{x}_2^2 + \frac{1}{2} I_x \dot{\phi}^2 \quad (2.42)$$

$$V = \frac{1}{2} k_r (x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2} k_r (x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2} k (x - x_1 - b_1 \phi)^2 + \frac{1}{2} k (x - x_2 - b_2 \phi) \quad (2.43)$$

ve yitirgenlik fonksiyonu aşağıdaki gibi edildi.

$$D = \frac{1}{2} c (\dot{x} - \dot{x}_1 - b_1 \dot{\phi})^2 + \frac{1}{2} c (\dot{x} - \dot{x}_2 + b_2 \dot{\phi}) \quad (2.44)$$

Lagrange metodunu kullanarak yukarıdaki denklemleri birleştiriyoruz.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_r} \right) - \frac{\partial K}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} + \frac{\partial V}{\partial q_r} = f_r \quad r = 1, 2, \dots, 4$$

Buradaki ifadeleri matris formuna uygun şekilde yazalım.

$$[m]\ddot{x} + [c]\dot{x} + [k]x = F \quad (2.45)$$

$$x = \begin{bmatrix} x \\ \varphi \\ x_1 \\ x_2 \end{bmatrix} \quad (2.46)$$

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \quad (2.47)$$

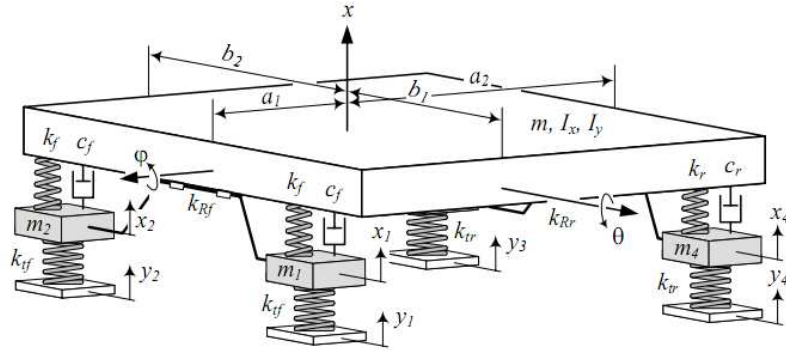
$$[c] = \begin{bmatrix} 2c & cb_1 - cb_2 & -c & -c \\ cb_1 - cb_2 & cb_1^2 - cb_2^2 & -cb_1 & cb_2 \\ -c & -cb_1 & c & 0 \\ -c & cb_2 & 0 & c \end{bmatrix} \quad (2.48)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} 2k & kb_1 - kb_2 & -k & -k \\ kb_1 - kb_2 & kb_1^2 + kb_2^2 + k_R & -kb_1 & kb_2 \\ -k & -kb_1 & k + k_t & 0 \\ -k & kb_2 & 0 & k + k_t \end{bmatrix} \quad (2.49)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ y_1 k_t \\ y_2 k_t \end{bmatrix} \quad (2.50)$$

2.1.3. Tam Araç Titreşim Modeli

Bir aracın genel titreşim modeli tam araç modeli olarak bilinir. Bununla ilgili bir model şekil 2.5’de verilmiştir. Bu model, x eksenindeki sıçrama hareketini(x), gövde yalpalama hareketi(φ), gövde yunuslama hareketi(θ), tekerlek sıçrama hareketlerini(x_1, x_2, x_3, x_4) ve bağımsız yol uyarılarını(y_1, y_2, y_3, y_4) içermektedir.



Şekil 2.5. Tam araç modeli

Kaynak: Jazar, Vehicle Dynamics Theory and Application 2008,p.867(örnek 13.14)

Tam araç titreşim modeli 7 serbestlik derecesine sahiptir. Taşıt gövdesi kalın bir dilim şeklinde modellenmiştir. Kütle m ile temsil edilmiştir ve taşıt tüm kütlesi için değer almaktadır. İki adet atalet momenti kullanılmaktadır. Bunlar, x eksenindeki I_x ve y eksenindeki I_y 'dir. Yalnız bunlar kütlelerin atalet momentleridir, tüm aracın olmadığını belirtmek gerekir. Tekerlekler sırasıyla, m_1, m_2, m_3 ve m_4 olmak üzere belirtilmişlerdir. Bununla birlikte,

$$m_1 = m_2 = m_f \quad (2.51)$$

$$m_3 = m_4 = m_r \quad (2.52)$$

ön ve arka lastiklerin sertlik değerleri k_{tf} ve k_{tr} olarak tanımlanmıştır. Şok sönmüleyicilerin sönmüleme değerlerinin yanında lastiklerin sönmüleme değerlerinin küçük kalmasından ve hesapların basitleştirilmesinin önem taşımasından dolayı bu değerlerin ihmali söz konusu olmaktadır.

Araç süspansiyonu için ön bölüm k_f ve c_f , arka bölüm ise k_r ve c_r olarak sertlik ve sönümleme değerleri şeklinde belirtilmiştir. Bu aşamada sağ ve sol süspansiyonlar eşit değerler alacak şekilde modellenmiştir. Sertlik ve sönümleme değerleri eşittir. Ayrıca modellenen taşıt ön ve arka bölümde devrilme önleyici çubuklar modellenmiştir. Bu çubuklardan öndeki için k_{Rf} arkadaki için ise k_{Rr} olmak üzere sertlik özelliklerini temsil eden tanımlamalar verilmiştir. Modelin basitleştirilmesi için, burulma açısı(φ) ile orantılı olarak devrilme önleyici çubuğun ürettiği tork değeri olan M_R hesaplamaya alınmıştır.

$$\begin{aligned} M_R &= -(k_{Rf} + k_{Rr})\varphi \\ &= -k_R\varphi \end{aligned} \quad (2.53)$$

Bununla birlikte devrilme önleyici çubuğun reaksiyonu için daha iyi bir model aşağıdaki gibidir.

$$M_R = -k_{Rf} \left(\varphi - \frac{x_1 - x_2}{w_f} \right) - k_{Rr} \left(\varphi - \frac{x_4 - x_3}{w_r} \right) \quad (2.54)$$

Birçok araç devrilme önleyici çubuğunu ön bölgede içermektedir. Bu şekilde düşünüldüğünde devrilme önleyici çubuğun oluşturduğu moment değeri,

$$M_R = -k_{Rf} \left(\varphi - \frac{x_1 - x_2}{w_f} \right) \quad (2.55)$$

olarak bulunur. Şayet aşağıdaki denklemler kullanılırsa yukarıdaki eşitliği yazabiliriz.

$$w_f \equiv w = b_1 + b_2 \quad (2.56)$$

$$k_{Rf} \equiv k_R \quad (2.57)$$

Tam araç titreşim modeli kurmak için Lagrange metodunu kullanalım. Sistemin kinetik ve potansiyel enerjileri

$$K = \frac{1}{2}m\dot{x}^2 + \frac{1}{2}I_x\dot{\varphi}^2 + \frac{1}{2}I_y\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}m_f(\dot{x}_1^2 + \dot{x}_2^2) + \frac{1}{2}m_r(\dot{x}_3^2 + \dot{x}_4^2) \quad (2.58)$$

$$V = \frac{1}{2}k_f(x - x_1 + b_1\varphi - a_1\theta)^2 + \frac{1}{2}k_f(x - x_2 - b_2\varphi - a_1\theta)^2 + \frac{1}{2}k_r(x - x_3 - b_1\varphi + a_2\theta)^2 + \frac{1}{2}k_r(x - x_4 + b_2\varphi + a_2\theta)^2 + \frac{1}{2}k_R\left(\varphi - \frac{x_1 - x_2}{w}\right)^2 + \frac{1}{2}k_{t_f}(x_1 - y_1)^2 + \frac{1}{2}k_{t_f}(x_2 - y_2)^2 + \frac{1}{2}k_{t_r}(x_3 - y_3)^2 + \frac{1}{2}k_{t_r}(x_4 - y_4)^2 \quad (2.59)$$

ve yitirgenlik fonksiyonu

$$D = \frac{1}{2}c_f(\dot{x} - \dot{x}_1 + b_1\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_f(\dot{x} - \dot{x}_2 - b_2\dot{\varphi} - a_1\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_r(\dot{x} - \dot{x}_3 - b_1\dot{\varphi} + a_2\dot{\theta})^2 + \frac{1}{2}c_r(\dot{x} - \dot{x}_4 + b_2\dot{\varphi} - a_2\dot{\theta})^2 \quad (2.60)$$

olarak bulunur. Lagrange metodunu kullanarak

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial K}{\partial \dot{q}_r}\right) - \frac{\partial K}{\partial q_r} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_r} + \frac{\partial V}{\partial q_r} = f_r \quad r = 1, 2, \dots, 7$$

elde edilmiştir. Buradaki ifadeleri matris formuna uygun şekilde yazarsak

$$[m]\ddot{x} + [c]\dot{x} + [k]x = F \quad (2.61)$$

$$x = \begin{bmatrix} x \\ \varphi \\ \theta \\ x_1 \\ x_2 \\ x_3 \\ x_4 \end{bmatrix} \quad (2.62)$$

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & m_f & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & m_f & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_r & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_r \end{bmatrix} \quad (2.63)$$

$$[c] = \begin{bmatrix} c_{11} & c_{12} & c_{13} & -c_f & -c_f & -c_r & -c_r \\ c_{21} & c_{22} & c_{23} & -b_1c_f & -b_2c_f & b_1c_r & -b_2c_r \\ c_{31} & c_{32} & c_{33} & a_1c_f & a_1c_f & -a_2c_r & -a_2c_r \\ -c_f & -b_1c_f & a_1c_f & c_f & 0 & 0 & 0 \\ -c_f & b_2c_f & a_1c_f & 0 & c_f & 0 & 0 \\ -c_r & b_1c_r & -a_2c_r & 0 & 0 & c_f & 0 \\ -c_r & -b_2c_r & -a_2c_r & 0 & 0 & 0 & c_f \end{bmatrix} \quad (2.64)$$

$$\begin{aligned} c_{11} &= 2c_f + 2c_r \\ c_{21} = c_{12} &= b_1c_f - b_2c_f - b_1c_r + b_2c_r \\ c_{31} = c_{13} &= 2a_1c_r - 2a_1c_f \\ c_{22} &= b_1^2c_f + b_2^2c_f - b_1^2c_r + b_2^2c_r \\ c_{32} = c_{23} &= a_1b_2c_f - a_1b_1c_f - a_2b_1c_r + a_2b_2c_r \\ c_{33} &= 2c_f a_1^2 + 2c_r a_2^2 \end{aligned} \quad (2.65)$$

$$[k] = \begin{bmatrix} k_{11} & k_{12} & k_{13} & -k_f & -k_f & -k_r & -k_r \\ k_{21} & k_{22} & k_{23} & k_{24} & k_{25} & b_1 k_r & -b_2 k_r \\ k_{31} & k_{32} & k_{33} & a_1 k_f & a_1 k_f & -a_2 k_r & -a_2 k_r \\ -k_f & k_{42} & a_1 k_f & k_{44} & 0 & 0 & 0 \\ -k_f & k_{52} & a_1 k_f & -\frac{k_R}{w^2} & k_{55} & 0 & 0 \\ -k_r & b_1 k_r & -a_2 k_r & 0 & 0 & k_r + k_{t_r} & 0 \\ -k_r & -b_2 k_r & -a_2 k_r & 0 & 0 & 0 & k_r + k_{t_r} \end{bmatrix} \quad (2.66)$$

$$F = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ y_1 k_{t_f} \\ y_2 k_{t_f} \\ y_3 k_{t_r} \\ y_4 k_{t_r} \end{bmatrix} \quad (2.67)$$

$$\begin{aligned} k_{11} &= 2k_f + 2k_r \\ k_{21} &= k_{12} = b_1 k_f - b_2 k_f - b_1 k_r + b_2 k_r \\ k_{31} &= k_{13} = 2a_2 c_r - 2a_1 k_f \\ k_{22} &= k_r + b_1^2 k_f + b_2^2 k_f + b_1^2 k_r + b_2^2 k_r \\ k_{32} &= k_{23} = a_1 b_2 k_f - a_1 b_1 k_f - a_2 b_1 k_r + a_2 b_2 k_r \\ k_{42} &= k_{24} = -b_1 k_f - \frac{1}{w} k_R \\ k_{52} &= k_{25} = -b_2 k_f - \frac{1}{w} k_R \\ k_{33} &= 2k_f a_1^2 + 2k_r a_2^2 \\ k_{44} &= k_f + k_{t_f} + \frac{1}{w^2} k_R \\ k_{55} &= k_f + k_{t_f} + \frac{1}{w^2} k_R \end{aligned} \quad (2.68)$$

olarak 7 serbestlik dereceli tam araç titreşim modelini matrissel olarak hareket denklemi elde edilmiş olur (Jazar 2008).

2.2. Süspansiyon Sistemleri

Otomotiv dizayn işlemindeki en önemli amaçlardan biri, sürüş konforunun iyi bir değerde olmasıdır. Dolayısıyla süspansiyonun temel fonksiyonu bu durumu sağlamasıdır. Bu sayede yolcular veya sürücüler konforlu, titreşimler ve sarsıntılardan izole edilmiş bir şekilde yolculuk edebilmektedir. Süspansiyon sistemi ayrıca bütün sürüş koşullarında, örneğin yön değiştirme, frenleme, hızlanma gibi durumlarda aracın bu hareketlere uyumlu davranmasında önemli rol oynamaktadır.

Süspansiyon tasarımında iki önemli amaç; iyi bir sürüş konforu ve yol tutuşudur. Fakat bunların herhangi birine yönelmek diğerinin etki alanını daraltır ve olumsuz özelliklerini ortaya çıkarır. Yumuşak süspansiyon sürüş konforunda ne denli etkin ise yol tutuşunda da o kadar yetersiz kalmaktadır. Bu yüzden iki özellik arasında en iyi uyumun sağlanması için süspansiyon sistemi özellikleri belirlenmelidir.

Sistem tarafından izin verilen, tekerlek dikey hareketlerin genişliği ile küçük açısız hareketlerin kapasitesi gayet önemlidir. Dönme ve kamber açısı değişimleri enine kuvvetleri oluşturabilir. Bunun sonucunda ise, istenen doğrultudan sapmalara sebep olan bir durum ortaya çıkar. Güvenlik açısından bakıldığında ise negatif bir etkinin olduğu söylenebilir.

Sistem dizayn aşamasında bu değerlerin bağlı olduğu önemli ölçüde parametre vardır. Örneğin, yay esnekliği, şok sönümleyicilerin sönümleme değerleri, süspansiyon bağlantı dizaynları gibi parametreler doğru kullanıldığında, belirli araçlar için arzu edilen niteliklere sahip sistemler oluşturulabilir.

Taşıt konforunun belirlenmesinde önemli parametrelerden bir tanesi de kütle ağırlıklarıdır. Tekerleklerin ağırlığı ve süspansiyonun diğer elemanlarının, yani zemin ile araç gövdesi arasındaki elemanların ağırlığı bu aşamada önemli bir parametre olarak karşımıza çıkmaktadır. Araç gövdesi, yaylı kütle olarak da bilinir. Yüksek değerdeki yaysız kütle değeri yüksek lineer momentumlar oluşturur. Bu yüzden daha fazla enerji tekerleklerden gövdeye iletilir. Bunun bir sonucu olarak da dikey yöndeki ivmelenme

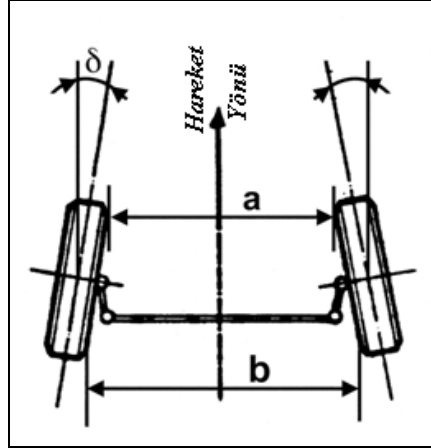
ve konforsuzluk hissi olmaktadır. Bu problem, düşük yaysız kütle değerlerinin gerekliliğini gündeme getirir. Bu yüzden bu olay, hafif alaşımlı alüminyum veya magnezyum tekerlek jantlarının kullanımını destekler.

2.2.1. Süspansiyon Tasarım Parametreleri

İyi bir yol tutuşu ve konforlu bir sürüş için en önemli araç sistemlerinden biri süspansiyon sistemidir. Süspansiyon sistemleri tasarımında, süspansiyonun tipi ne olursa olsun 4 adet genel parametre vardır. Bunlar; toe-in/out, kamber, kaster, king-pin eğimi (direksiyon eksen eğimi) olarak bilinir. Bu bölümde bu parametreler hakkında bilgi verilecektir.

2.2.1.1. Toe-in ve Toe-out

Şekil 2.6'da görüldüğü gibi, tekerlek normal sürüş eksenine ile tekerleğin pozisyonundan kaynaklanan eksen arasındaki δ (delta) açısı toe açısı olarak bilinir. Şekilde belirtilen "a" ve "b" uzunlukları arasındaki fark olarak da belirlenebilir.



Şekil 2.6. Toe açısı

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.192

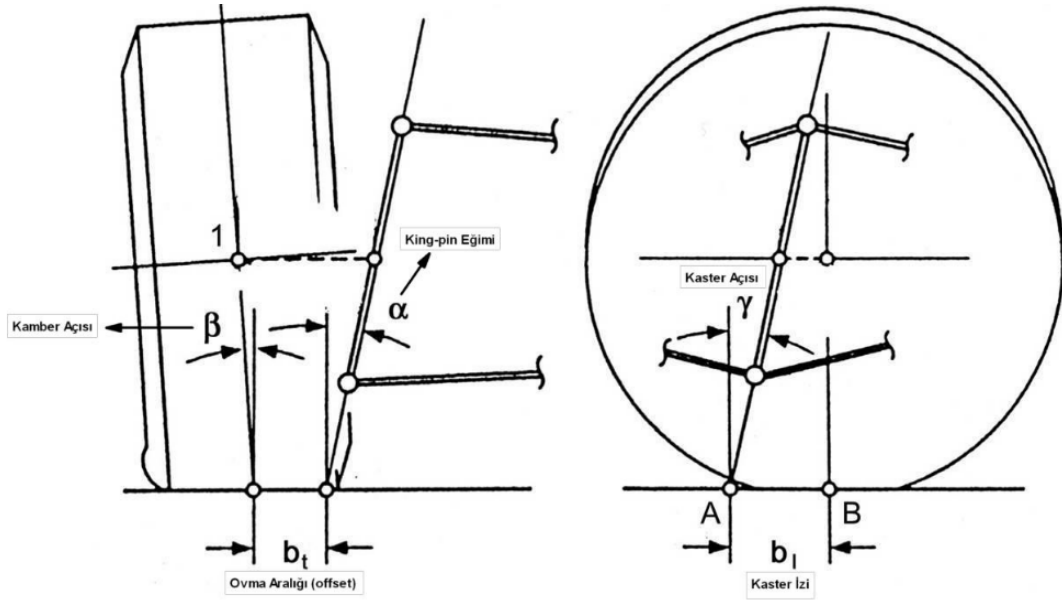
Bu ölçüt 2mm'den 3mm'ye (toe-in) arkadan çekişli araçlarda, 0mm'den 2mm'ye (toe-out) önden çekişli araçlarda olmaktadır. Teorik olarak bu açı 0 olmalıdır. Fakat 0 açı değeri ile ayarlanan bir tekerlek, hareket halinde iken, hareketinden dolayı maruz

kalacağı yol tepkilerine dayanıksız olur. Dolayısıyla bu durumlar değerlendirilmeli ve uygun açı seçimi yapılmalıdır.

Bu açının kullanılmasındaki iki amaçtan birincisi yukarıda da belirtildiği gibi, tekerleğin aşınmasını önlemek, ikincisi ise tekerleğin yolu kavrama kabiliyetini artırmaktır. Böylece en iyi yol takibi ve en az tekerlek aşınması meydana gelmiş olur.

2.2.1.2. Kamber

Şekil 2.7'de görüldüğü üzere tekerleğin pozisyonundan kaynaklanan koordinat ile yere dik olan koordinat arasındaki β (beta) açısına kamber açısı diyoruz. Araç gövdesinin enine düşey yüzeyindeki süspansiyon izdüşümü ile ölçülebilir.



Şekil 2.7. Karakteristik parametreler

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.194

Tekerleğin üst noktası dışarıya doğru yatık ise bu pozitif kamber olarak bilinir. Normal açılar -1° ile 2° arasındadır. Araç yönü düz olduğunda kamber açısı en uygun tekerlek izinin oluşmasını engeller ve yanıl kuvvetlerin oluşması ile tekerlek aşınmasına sebep olur. Viraj alımı esnasında, kamber açısının sağladığı etki ile tekerleklerin zemine dik kalması sağlanarak en iyi kavrama açısı tekerlek için elde

edilebilir. Kamber açısı ideal olarak bakıldığında araç gövdesinin yalpalama açı değeri ile eşit olması önerilir. Özet olarak, toe ve kamber açılarının seçimi, en iyi uzlaşma eğilimini gösterir ki bu da en iyi yol tutuş özelliğini sağlamaktadır. Bu olay farklı sürüş koşullarında gerçekleşir ve en az tekerlek yıpranması için söylenebilir.

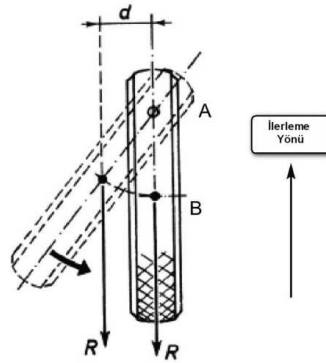
2.2.1.3. King Pin Eğimi(direksiyon eksen eğimi)

Kamber açısına benzer şekilde, king-pin eğikliğini anlayabilmek için aracın önden yada arkadan görünüş düzlemine dikkat ederek gözlem yapmak gerekir. Tekerleğin dönme eksenini ile dikey boylamsal düzlem arasındaki açı, α (alpha) açısı yani king pin açısı olarak bilinir. Araç durağan olduğu halde ya da hareket halinde olması durumunda bu açı, şekil 2.7’de görüldüğü üzere, direksiyon sisteminin kendi düzenini koruma ve tersine çevrilebilme özelliklerinin gelişmesinde etkili olmaktadır. Bu eğimin normal aralığı 5° - 10° ’lik alandadır. Bu eğim king pin kaydırma veya enine temel olarak belirlenir. Bunlar direksiyon eforu üzerinde direkt etkiye sahiptir. Bu değerlerdeki son nokta ise tabii ki $bt=0$ yani en düşük değerdir. Fakat pozitif değerler, viraj alma esnasında daha iyi sürücü hislerine sebep olur. Ayrıca artan direksiyon eforu güç direksiyon sistemi ile ayarlanır.

Bazı uygulamalarda, az bir şekilde öne çıkan negatif kaydırma işlemi, frenleme stabilitesini öne çıkarmak için yapılan bir uygulama olarak karşımıza çıkar. Çünkü bu şartlar altında toe-in artırılır.

2.2.1.4. Kaster

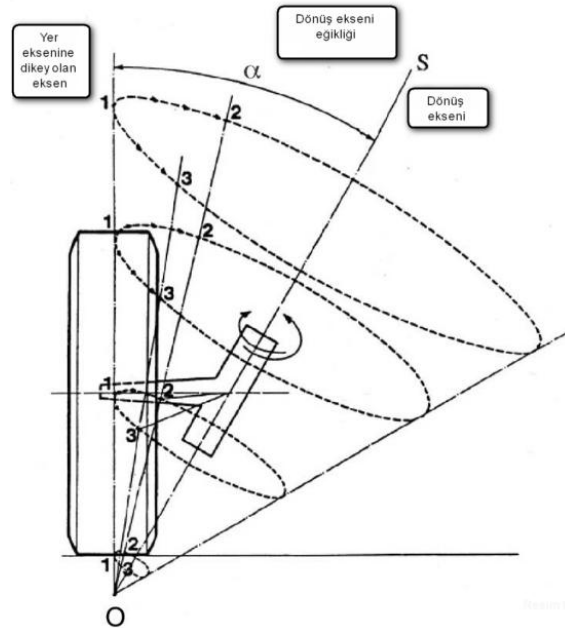
Tekerleğin dönüş eksenini ile aracın boylamasına eksenine bakıldığında tekerlek normalinin paraleli olan kaster izi başlangıç noktasından çıkan dik eksen arasındaki açı γ (gama) ile belirtilen kaster açısıdır. Şekil 2.7’de anlatılan γ açısı belirtilmiştir. Bu açı, araç boylamsal düzleminde bakılarak süspansiyon konumundan anlaşılabilir. Araç hareket halinde iken, bu açı oto ayarlama ya da direksiyon sisteminin tersine çevrilebilme özelliğini sağlamaktadır. Şekil 2.8’de ise açının sağlamış olduğu özelliğin bir şekilsel anlatımı mevcuttur.



Şekil 2.8. Tekerleğin otomatik olarak geri gelmesinde kaster açısının etkisi

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.195

0,5°'den 5°'ye kadar ki bölüm pozitif kaster açısı olarak bilinir ve genelde arkadan çekişli araçlarda kullanılır. Negatif ya da çok az bir pozitif açının olduğu yani -0,5°'den +1,5°'ye kadar olan aralıkta bulunan kaster açısı değerleri ise önden çekişli araçlarda kullanılır. Kaster açısı, boylamasına olan taban değerini belirlemektedir. Önden çekişli araçlarda hareketlenmeye sebep olan tork, görünüşte olumsuz olan geometrik statiksel durumları karşılamaktadır.



Şekil 2.9. King-pin eğiminin dönüş esnasındaki oto ayarlama özelliği üzerindeki etkisi

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.195

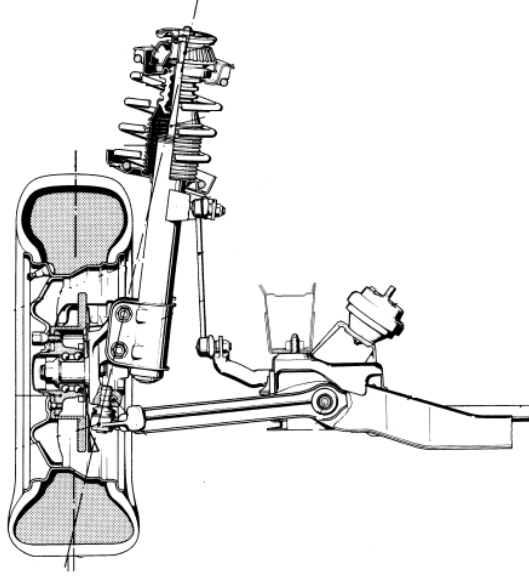
Şekil 2.9’da görüldüğü üzere, tekerlek dönüşünde, 1 numarayla gösterilen tekerlek aks noktası aşağı yönde hareket ederek dönüş yönüne göre 2 yada 3 numaralı bölgelere kaymaktadır. Bunun anlamı ise normalde mümkün olmayan bir olay gerçekleşmesi yani tekerleğin yola temas ettiği bölgede 2 ve 3 noktalarının olduğu iç bölgelere kayması demektir. Bu olayın tam tersi bir şekilde, araç gövdesi böyle bir şartlanmada yukarı hareket eder. Dolayısıyla araç gövde ağırlığının tersine bir tepki oluşur. Fakat dönüş tamamlandığında araç ağırlığı ile oto ayarlama diye bahsedilen olay meydana gelerek tekerlek konumunun tekrar eski haline gelmesinde etkili olan bir düzenleme gerçekleşir(Scolari 2008).

2.2.2. Süspansiyon Çeşitleri

Bu bölümdeki süspansiyon sistemlerinin piyasadaki kullanımları baz alınarak en genel kullanıma sahip olanlar seçilerek gruplandırılmıştır.

2.2.2.1 Bağımsız Ön Süspansiyon-McPherson

Bağımsız süspansiyon yapıları ön ve arka süspansiyona uygulanır. Şekil 4.14 de ön süspansiyon için kullanılan McPherson tip süspansiyon görülmektedir. Bu süspansiyon sisteminin temel prensibi, iki tekerleğin birbirinden ayrı hareket kabiliyetine sahip olmasıdır. Fonksiyonel terimler içerisinde, bu tip süspansiyon sistemleri en iyi konfor ve yol tutuş özelliklerini sergilemektedir. Bunu sebebi de iki tekerleğin birbirinden bağımsız hareket edebilme yeteneğine sahip olmasıdır.



Şekil 2.10. Ön Süspansiyon (Opel Omega)

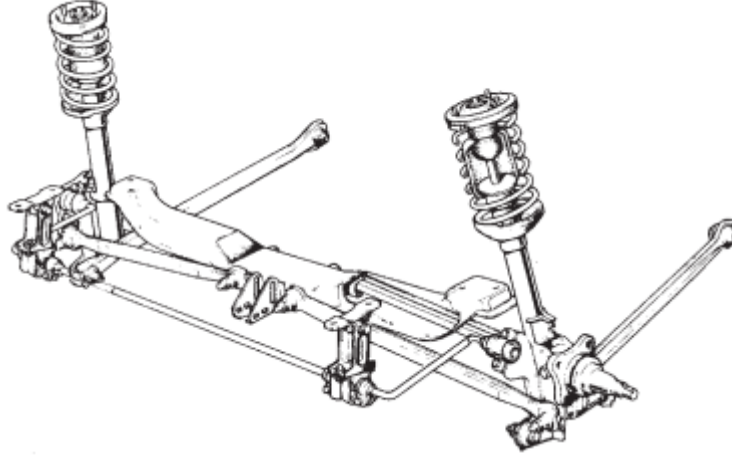
Kaynak: Reimpell, The Automotive Chassis: Engineering Principles 2001, p.11 (örnek 1.8)

Bağımsız süspansiyonlar, tekerleği gövdeye bağlayan bağlantı elemanlarının sayısına göre kaba bir şekilde sınıflandırılabilirler. Mantıksal olarak, süspansiyonun içerdiği daha az bağlantı elemanı daha yüksek karşılıklı entegrasyon oluşturacak, daha az karmaşıklık içerecek (dolayısıyla daha az maliyet) ve daha az fonksiyonel performans oranlarına sahip olacaktır. Rijit parça hareket kanuna göre, bir cisim uzayda 6 serbestlik derecesine sahiptir. Bunların üçü normal eksen takımlarında diğerleri ise bu eksen takımlarının döngüsel eksenlerinde gerçekleşmektedir.

Tekerlek göbeği rijit parça ile karşılaştırılabilir. Bir serbestlik derecesi eldesi için beş sınırlandırma gerekir (dikeydeki hareket). Bağımsız süspansiyon, en genel durum içerisinde, uçlarında rulmanlı esnek bağlantı olan beş rod elemanına sahip sistem olarak da bilinir. Diğer bir bağımsız süspansiyon çeşidi ise, bir öncekini basitleştirerek oluşturulan, rodların uygun şekilde bağlı olduğu sistemdir. Bu çözümde, tekerlekler gövdeye bağlantı çubukları ile bağlıdır. Bu bağlantı elemanları süspansiyon hareket halinde iken oluşan karakteristik açı değişimlerine izin verecek şekilde dizayn edilmişlerdir. Açılar, farklı çalışma koşullarına uygun bir şekilde hesaplanır ve oluşumlarına izin verilir.

2.2.2.2 Bağımsız Arka Süspansiyon-McPherson

McPherson süspansiyon sistemi en genel kullanıma sahip bir sistem olup fonksiyonların nasıl entegre edilebilir olduğunu gösteren iyi bir örnektir. Bu yapı ön ve arka süspansiyon için kullanılabilir. Yitirgenlik elemanı yani hidrolik şok sönümleyici aynı zamanda yapısal bir eleman olarak davranır.



Şekil 2.11. Arka Süspansiyon (Lancia Delta)

Kaynak: Garrett, The Motor Vehicle 2001, p.1169 (örnek 43.26)

Avantajları:

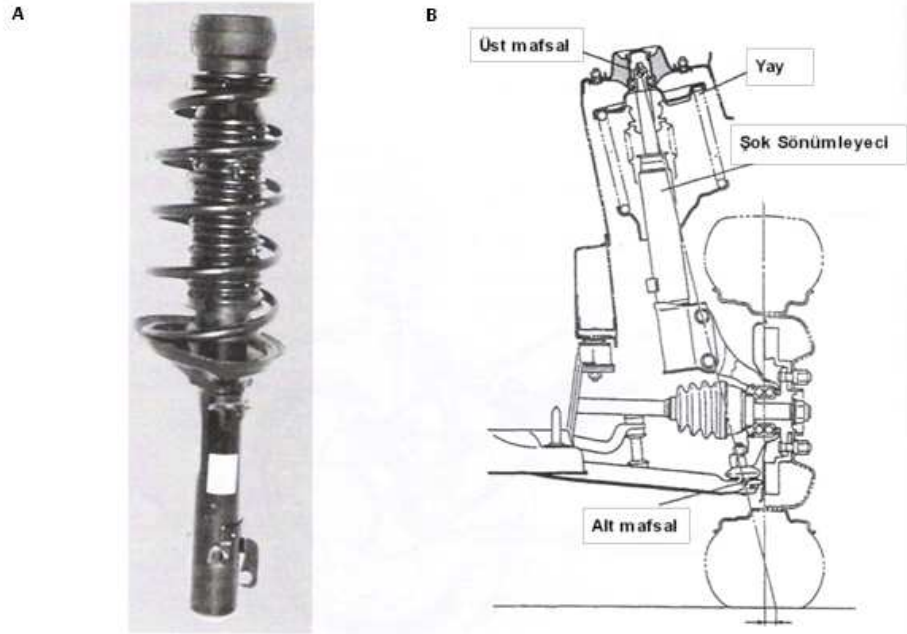
- basit yapı
- düşük ağırlık
- düşük maliyet
- karşılıklı olarak gövde kuvvet uygulama noktalarından uzak, böylece gövde üzerinde düşük kuvvet oluşumu ile çalışma ve yüksek yapısal basitlik
- iyi toe-in/out kontrolü

Dezavantajları:

- Şok sönümleyiciler yanal yüklemelere maruz kalırlar. Aynı zamanda tekerlek üzerindeki dikey kuvvetlerin varlığı içerisinde bile bu tarz etkiler vardır. Bu yüklemeler şok sönümleyici kayar pistonu üzerine etki ederler ve konfor üzerinde negatif etkiye sebebiyet verirler
- Kamber varyasyonlarıyla ilişkili olarak tekerlekler daha az idare edilebilir

Bu sebeplerden dolayı McPherson sistemleri düşük ile orta aralık modellerinde yaygın olarak görülür. Daha karmaşık tipleri ise yüksek aralık modellerinde görülebilir. McPherson süspansiyonları, özellikle arka aks versiyonları ki bunda daha az idare edilebilirlik özelliği iki ya da üç rot ile elde edilebilir, mükemmel elastik ve kinematik toe in/out açlarına sahip olur.

McPherson süspansiyon sisteminin önemli bir parçası olan McPherson şok sönümleyici hakkında bazı bilgiler verelim.



Şekil 2.12. A) McPherson şok sönümleyici montajı B) Ön süspansiyon

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.210

Şekil 2.12'da gösterilen McPherson şok sönümleyici, geleneksel olandan tek farkı dış yapısıdır. Uygulama prensibi tam olarak aynıdır. Bu sönümleyicinin bir avantajı, değişik fonksiyonların birleşiminden oluşmasıdır. Bu fonksiyonların sonuçları ise, ağırlık azalımı, düşük maliyet ve daha az yer kaplayan ölçülerle motor bölümünde yer almasıdır. Dezavantajı ise, çalışması esnasında, devamlı yanıl yüklerle maruz kalması ve kayma stroğunun her zaman bağımsız olmamasıdır. Geleneksel şok sönümleyicilere göre, yüksek sürtünme ve histerezis oluşur.

2.2.2.3 Bağımsız Süspansiyon- Çeki kolları

Şekil 2.13’de görülen çeki kolu çözüm seçeneği sadece arka süspansiyonlar için kullanılır. Tekerlek sabit bir şekilde, rotasyonun enine ekseninde salıncak koluna bağlanmıştır.



Şekil 2.13. Bağımsız Süspansiyon- Çeki kolları (Mercedes-Benz A sınıfı)

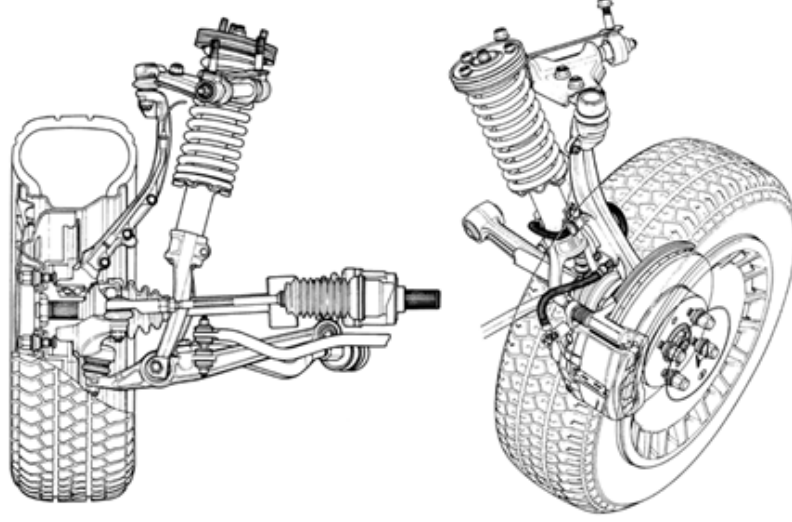
Kaynak: Reimpell, The Automotive Chassis: Engineering Principles 2001, p.16 (örnek 1.13)

Tekerlek bu yüzden dönme ve kontrol edilebilme özelliği olmadan sabit bir şekilde kolları takip ederler. Tekerlekler gövdeye paralel tutulur. Böylece yalpalanma esnasında, zemine göre gövde ile aynı eğime sahip olunur. Bu süspansiyonun değişik bir biçimi, yatay düzlemdeki kolların rotasyonel eksen eğimleri sayesinde elde edilir. Bu model yarı çeki kolu süspansiyon olarak bilinir. Toe-in/out açıları ve kamber açısı sayesinde daha iyi bir performans elde edilir. Özellikle bu olay sallanma esnasında geçerli olur. Fakat bazı parametreler, taşıt yük yükleme ve azaltımlarına göre çeşitlenebilir.

2.2.2.4 Bağımsız Süspansiyon-Çift Bağlantılı (Paralelkenar)

Bunlar genelde ön aksa uygulanırlar. Tekerlek, alt ve üst bağlantılar ile kontrol edilir. Şok sönmüleyici geleneksel tiptedir ve McPherson’daki gibi yapısal komponent olarak kullanılmaz. Bağlantı elemanlarının açıları ve boyutları ayarlanabilir ve bu olay tekerlek kamber kontrolünün yapılmasına izin vermektedir. Çift bağlantılı

süspansiyonlarda entegre fonksiyonlar yoktur. Her bir eleman kendi fonksiyonelitesine sahiptir.



Şekil 2.14. Ön çift bağlantılı süspansiyon(Honda)

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.211

Avantajlar:

- Daha iyi konfor(yanal yüklerin histerezis etkileri ve sürtünme yok)
- Optimal tekerlek kontrolü. İki bağlantı çubuğu uzunluk ve açı bakımından çeşitlilik gösterir. Böylece muhteşem bir kamber kontrolüne izin verir.

Dezavantajlar:

- Ağırlık
- Maliyet
- Daha geniş çapraz ölçüler

Çift bağlantılı süspansiyonun iki değişik çeşidi bulunmaktadır.

- Düşük bağlantılı (Genelde boylamasına yerleştirilmiş motora sahip ve arkadan çekişli olan araçlarda kullanılır.)
- Yüksek bağlantılı (Genelde enine yerleştirilmiş motora sahip ve önden çekişli olan araçlarda kullanılır.)

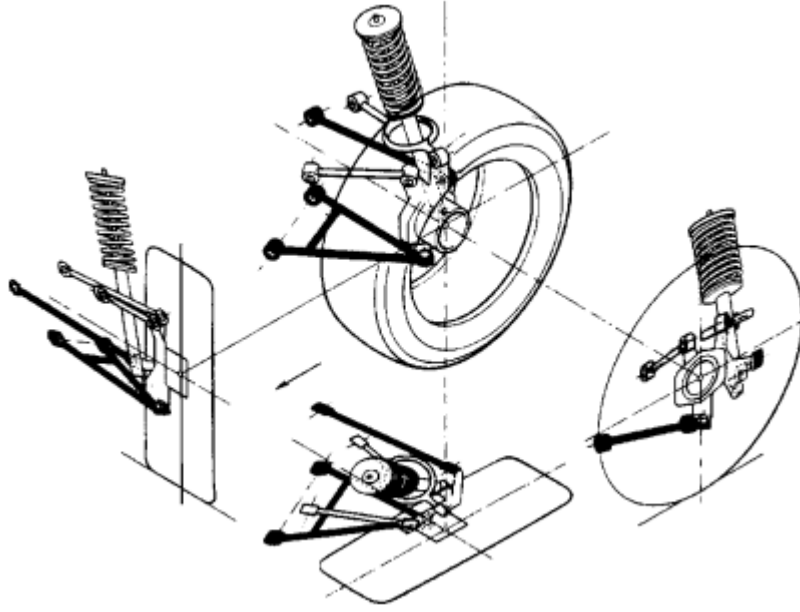
Şekil 2.14’de yüksek bağlantılı süspansiyon tipi görünmektedir. Yüksek bağlantılı süspansiyon öncelikli olarak enine motora sahip olan önden çekişli araçların

ön akslarında kullanım için dizayn edilmiştir. Bugünlerde diğer uygulamalar içinde çözüm olarak kullanılmaktadır. Bunun sebebi de küçük çapraz boyutlardır.

Çift bağlantılı süspansiyon sistemi(özellikle yüksek bağlantılı tip) son yıllarda artan konfor ve yol tutuş özelliği isteklerinden kaynaklanan talepler doğrultusunda, yüksek ve orta aralıktaki araçlarda ön ve arka McPherson tip süspansiyonların yerine tercih edilmeye başlamışlardır.

2.2.2.5 Bağımsız Süspansiyon- Çoklu Bağlantı

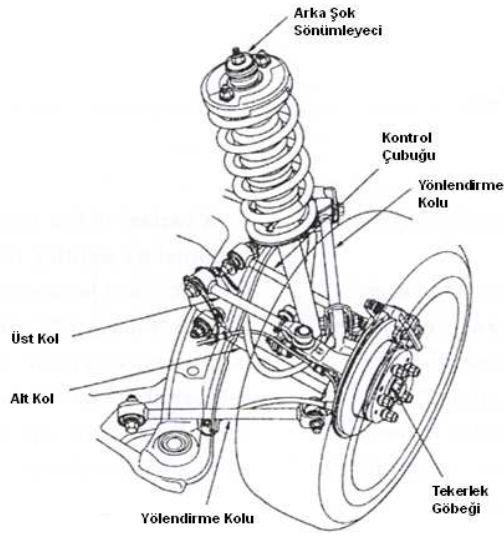
En karmaşık yapıya sahip bağımsız süspansiyon olan çoklu bağlantı tip süspansiyon(şekil 2.15 ve 2.16), genelde arka akslarda kullanılır.



Şekil 2.15. Bağımsız Süspansiyon- Çoklu Bağlantı (Nissan Europe NV)

Kaynak: Nunney, Light and Heavy Vehicle Technology 2007, p.471(örnek 23.21)

Tekerlek, gövde ile 5 adet bağlantı çubukları ile bağlanır. Böylece tamamen dönüş ve serbestlik derecesi ayarlama özellikleri kazanılmış olur.

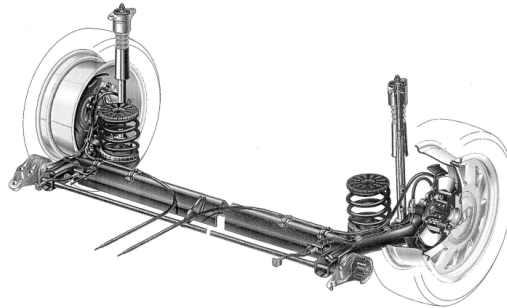


Şekil 2.16. Çoklu bağlantı arka süspansiyon (Honda)

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.214

2.2.2.6 Yarı-Bağımsız Süspansiyonlar- Burulma çubuk aksı tipi süspansiyon

Yarı bağımsız süspansiyonlar yapıları gereği sadece arka akslara uygulanabilir. Bu tiptekilerin uygulamada kullanılan tek örneği burulma çubuk aksı tipi süspansiyondur. Bu tipteki süspansiyonlar, tekerlekler sabit bir şekilde iki bağlantı çubuğu ile bağlıdır. Stabilize fonksiyon tarafından sağlanan asimetrik sallantı esnasında bükülen komponent ile bağlantılıdır. Bu şekil, çapraz yapıdaki komponentin yüksek bükülme dayanımı sayesinde, kısmi bir kamber düzeltim özelliği ve yüksek stabilize etkisi oluşturur. Şekil 2.17’de Audi marka otomobil için tasarlanmış burulma çubuk aksı tipi süspansiyonu verilmiştir.



Şekil 2.17. Yarı-Bağımsız Süspansiyon- Burulma çubuk aksı tipi süspansiyon(Audi A6)

Kaynak: Reimpell, The Automotive Chassis: Engineering Principles 2001,p.58(örnek 1.58)

Bu özellikler, düşük ağırlık, düşük maliyet ve ideal taban bölgesi (yakıt tankı, egzoz vs.) gibi özelliklerle kombine edilerek, düşük ve orta aralıktaki taşıtlar için bir seçim şansı oluşturur. Bazen de yüksek aralıktaki modeller için de uygulanır.

Burulma Çubuk Aksı: Bir komponentten oluşur. İki tekerleğin kenarlarına bağlıdır. İki geniş kenarlı burç ile gövdeye bağlanmıştır. Virajlarda (asimetrik sallanma), aksın orta bölümü, stabilite etkisi sağlayarak bükülme hareketini oluşturur. Bu karmaşık bir etkidir ve kullanılan komponentler tarafından oluşturulur. Bunlar burulmaya karşı esnek davranmakta ve bükülmeye karşı rijit davranış gösterirler. Özellikle tüp şeklinde ve boydan boya deliği bulunan elemanlar, V-kesitli çubuklar, C-kesitli çubuklar ya da üçgen kesitli çubuklar kullanılır.

Stabilizatör çubuk: Genelde önde ayarlanır. Bu, aksın yalpalanma önleyici etkileri yetersiz kaldığında gereklidir.

Şok sönümleyici/yay montajı: Tekerleğin hemen yanında dikey pozisyonda yerleştirilir.

Bu tipteki süspansiyon, görünüş olarak çok basit, fakat gerçekte, dizayn karmaşıklığının önemli ölçüdeki derecelerinde bulunur. Özel tasarımları, örneğin konfor ve yol tutuşun yüksek limitlerinin (burç tipi ve ölçülendirme, aks rijitliği ve bükülen elemanın pozisyonu, vs.) eldesi ve teknolojik olarak uygulanabilme ile yorulma dayanımına göre iyi bir performans sergilemesi için yapılmaktadır.

Avantajlar:

- Basit yapı ve düşük miktarda parça
- düşük ağırlık
- düşük maliyet
- en iyi gövde altı bölgeye sahip komponent

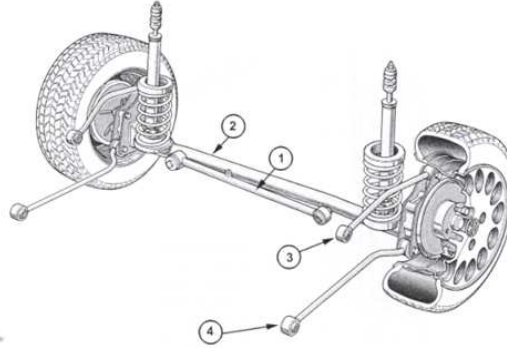
Dezavantajlar:

- Konfor ve yol tutuş özelliklerinde limitli optimizasyon. Örneğin, yük altında iken toe-in/out varyasyonlarını gerçekleştirmek zordur.

—Tekerlek kontrol edilemez, deformasyona tabi olur ve aksın bir parçası olur. Özellikle dikkatli aks mühendisliği bu aşamada önem taşımaktadır.

2.2.2.7 Rijit Aksh Süspansiyonlar

Bu süspansiyon tipi ön ve arka akslar için kullanılabilir. Bugünlerde ise off-road araçlarında kullanılmaktadır. Şekil 2.18’de rijit aks görülmektedir.



Şekil 2.18. Rijit aks temel parçaları

Kaynak: Scolari, Motor Vehicle and Their Evolution 2008,p.217

Bu, bütün süspansiyonların en eski ve en basit dizaynıdır. Tekerleklerin zemin ile dik konumda kalabilmesi için tasarlanmış bir örnektir. Bilindiği üzere bu durum tekerlekler için en iyi çalışma durumudur. Fakat dezavantajlarını da göz ardı etmemek gerekir.

Aks rijit bir şekilde tekerleklere bağlanır ve çeşitli tiplerdeki, pozisyonadaki ve ölçüdeki bağlantı kolları yardımıyla gövdeye bağlanır.

Avantajlar:

—tekerlekler zemine dik kalmaktadır. Çünkü sabit bir aksla bağlanmışlardır.

—düşük maliyet

—düşük ağırlık

Dezavantajlar

—optimal toe in/out değerlerinin eldesi zor olabilir

Şekil 4.22’nin tanımlanması:

- (1) Panhard Çubuğu: viraj dönme esnasındaki yüklemelere dayanım ve aksın yanıl hareketlerinin kontrol edilmesi
- (2) katı rijit aks
- (3/4) Dikey hareketlenmeler esnasında boylamsal yüklemelere dayanmak için akif rodlar

Bu sistemler, yavaş yavaş kullanımları düşük ve orta aralık araçlar için azalmaktadır. Yüksek performanslı benzerlerine bu alanlardaki kullanım şansını bırakmıştır. Örneğin, burulma çubuğu aksı süspansiyonu düşük aralık için ve McPherson, çift bağlantılı süspansiyon veya çoklu bağlantı tip ora ve yüksek aralık modeller için tercih edilmektedir(Scolari,2008).

2.3. Sürüş Konfor Değerlendirmesi İçin Standartlar

Literatürde konfor değerlendirme yapılan çalışmalar incelendiğinde karşımıza 4 farklı standart çıkmaktadır. Bunların en yaygın kullanılanı ise ISO 2631-1 standardıdır. Bu standart hakkında ayrıntılı bilgi daha sonraki bölümlerde verilecektir. Ayrıca konfor değerlendirme üzerine hazırlanan test ve bilgisayar destekli değerlendirme işlemlerinde bu standart yani ISO 2631-1'den yararlanılmıştır.

Bu standardın yanı sıra, İngiliz standardı BS 6841 yine bu işlemler için kullanılabilir. Amerikan otomotiv birliğinin hazırlamış olduğu, kamyon sürücülere ve iş makineleri sürücülere titreşime maruz kalma değerlendirme yapılması için SAE J1490 ve SAE J1013 standartları da literatürde yerini almıştır.

2.4. Bilgisayar Destekli Konfor Değerlendirmesi

Bu bölümde dinamik analiz işleminde kullanılan iki önemli program incelenecektir. Bu programlar LMS firmasının Virtual.Lab ve MSC firmasının Adams yazılımlarıdır. Daha sonra Adams yazılımı kullanılarak daha önceden modellenmiş bir araç için sürüş konfor indeksi çıkarılacaktır.

2.4.1. LMS Virtual.Lab Programı ile Araç Dinamik Analizi

Bu program arayüzü kolaylığı sayesinde kullanıcı için önemli avantajlar sunmaktadır. Konfor değerlendirmesinde daha önceki bölümlerde belirtildiği gibi standartlar çerçevesinde belirtilen lokasyonlardan ivme değerleri toplanmaktadır. Bu aşamada bilgisayar destekli mühendislik ile bir araç modellemesi ve bunun dinamik olarak yol üzerindeki hareketlerinden oluşan bir analiz gerçekleştirmek mümkündür. Şekil 2.19 bu konuda Virtual.Lab programı ile hazırlanmış bir modeli belirtmektedir.



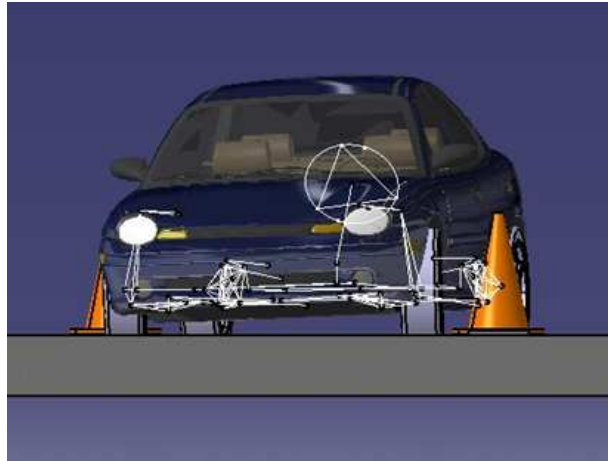
Şekil 2.19. Virtual.Lab ile tüm araç dinamik analizi

Tüm araç modellemesinin yanı sıra komponent bazlı dinamik analizleri de gerçekleştirmek mümkündür. Bu tip analizlere bir örnek şekil 2.20’de verilmiştir. Süspansiyon modellemesi gerçekleştirildikten sonra yol sinyalinin sisteme uygulanması ile sistemin bu etkiye karşı verdiği tepkiler gözlemlenebilir ve hızlı bir analiz gerçekleştirilebilir. Bilgisayar sistemleri ne kadar gelişmiş olsa bile analiz içeriğindeki komponent sayısı her zaman negatif yönde analiz süresine etki etmektedir. Şayet süspansiyon optimizasyonu üzerine bir çalışma yapılması hedefleniyorsa, bunun tüm araç modeli gerçekleştirilmesi yerine sadece süspansiyon sistemi modellenerek yapılması zaman alanında büyük avantaj sağlayacaktır.



Şekil 2.20. Virtual.Lab ile süspansiyon sistemi dinamik analizi

Dinamik analiz için hazırlanan araç modeli program yardımı ile sanal bir yol üzerinden hareket ettirilebilir. Bu aşamada akla gelen ilk soru yol oluşumunun nasıl gerçekleştirildiği olabilir. Program bu konuda yol tanımlaması için başka programlardan bilgi alabilmesinin yanı sıra kendisi de lineer sayısal ifadeler ile yol oluşturabilmektedir. Böylece oluşturulan yol üzerinde araç modelimiz hareket ettirilebilir. İleriki bölümlerde test konularında bilgi verilecektir. Fakat bu noktada belirtilmesi gereken önemli bir konudan bahsedilmesi gerekir.



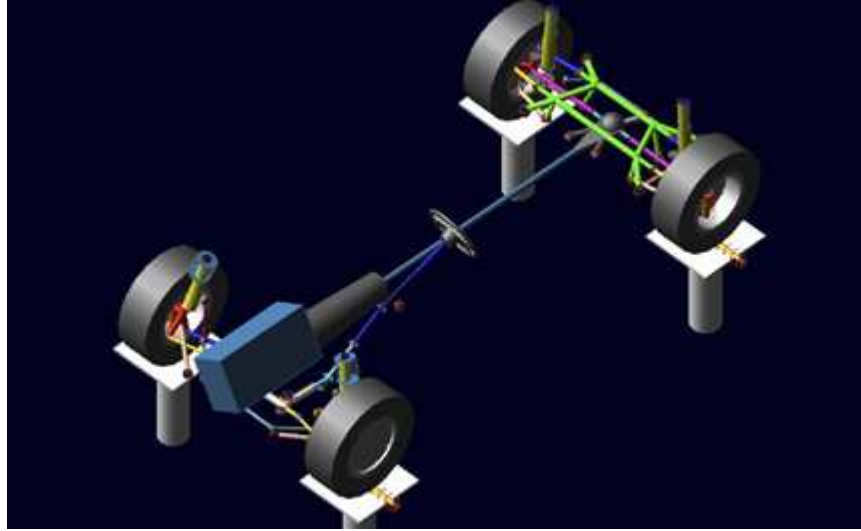
Şekil 2.21. Virtual.Lab ile hazırlanmış araç için yol tutuş testi

Bilgisayar destekli dinamik analizde en önemli avantajlardan bir tanesi de hazırlanmış olduğumuz ya da gerçek yol karakteristiğine sadık kalarak hazırlanan yol simülasyonu zaman içerisinde değişime uğramaz. Örneğin hava şartları yada araç aşırı

yüklemelerinden oluşan yol bozuklukları hem aynı yolun kullanımını etkiler hem de yapılan sürüş konfor değerlendirme testlerinin güvenilirliğini azaltır. Şekil 2.21'deki araç hazırlanan yol üzerinde yol tutuşu için bir analize tabi tutulmuştur.

2.4.2. MSC.Adams Programı ile konfor indeks çıkarımı

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile birlikte mühendisliğin gereksinimleri doğrultusunda problem çözme ve analizinde önemli ölçüde yardımcı olabilecek yazılımlar da hazırlanmıştır. Bu gelişmelerin sonucunda genel olarak bilgisayar destekli mühendislik olarak bilinen bir alan ortaya çıkmıştır. Bu alandaki önemli yazılımlardan biri olan MSC.Adams yazılımı ile araç modellerinin ve alt komponentlerinin dinamik analizleri gerçekleştirilebilmektedir. Şekil 2.22 Adams programı ile hazırlanmış araç yürüyen aksamını belirtmektedir. Ayrıca bu yazılımların özelleştirilmiş modülleri ile spesifik konularda analizler de yapmak mümkün olmaktadır. Bu konu ile ilgili olarak MSC.Adams yazılımı kullanılarak sürüş konforu analizi üzerine bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

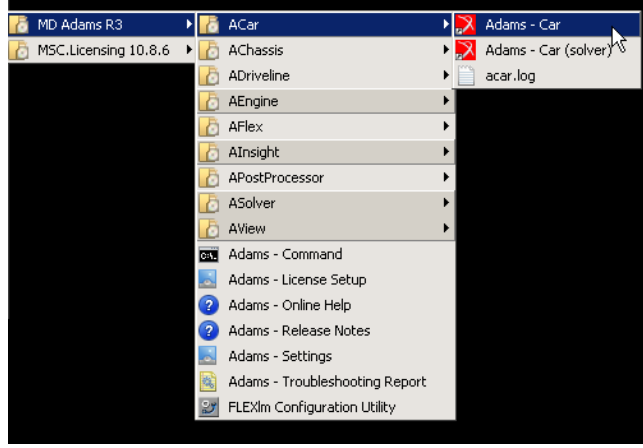


Şekil 2.22. MSC Adams araç modeli

Bu bölümde, daha önceden hazırlanmış olan bir araç modelinin “test-rig” diye tabir edilen test parkuru üzerinde frekans değeri git gide artan bir uyarı 4 tekerleğe de

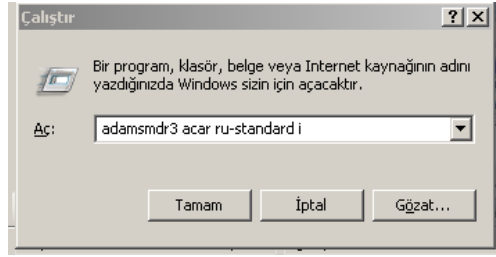
uygulanarak tahrik oluşturacaktır. Tekerlekten gelen titreşimin yolcu tarafından hissedilmesi ile oluşan konfor indeks değeri bulunacaktır.

MSC.Adams yazılımı bilgisayara kurulduktan sonra 2 şekilde başlama yolu vardır.Kullanıcının tercihinine göre seçim yapılabilir. Şekil 2.23, Windows “Başlat” bölümünden ilerleyerek ilgili programın kısa yoluna ulaşarak çalıştırılabilir.



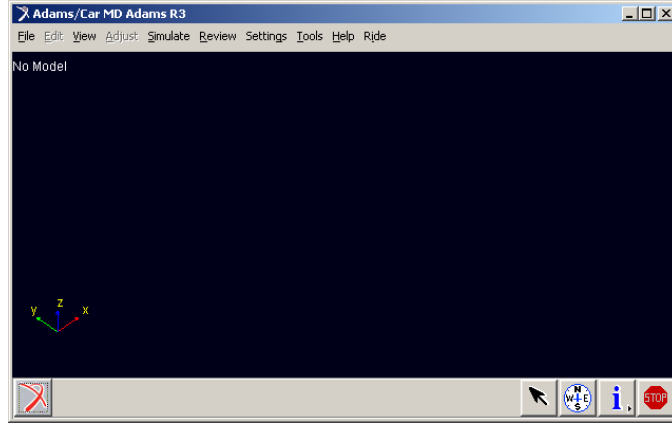
Şekil 2.23. Adams programı başlatma seçeneği (Başlat-Programlar)

İkinci yol ise Windows “çalıştır” komutu kullanılarak şekil 2.24’de belirtilen komut yazılarak kullanılabilir.



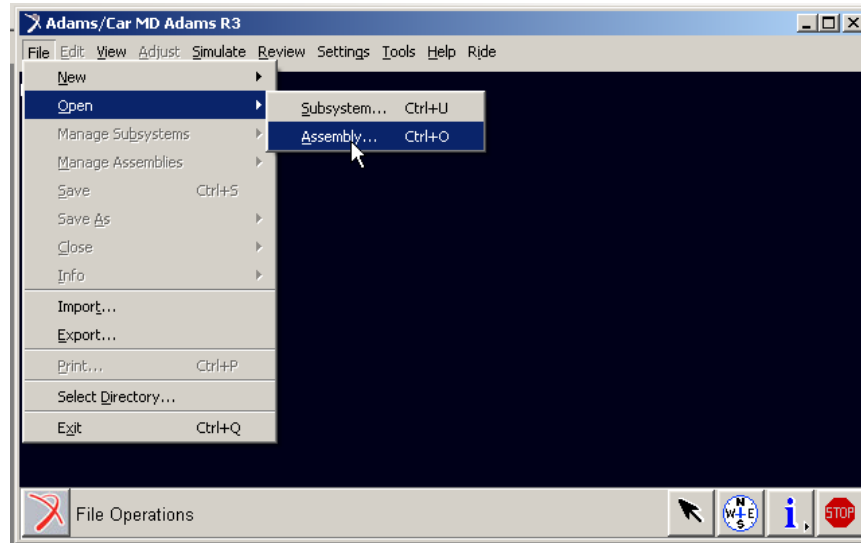
Şekil 2.24. Komut satırı kullanılan başlatma seçeneği

Bu işlem adımlarından biri seçilerek başlatılan program bir arayüz penceresi olarak şekil 2.25’deki gibi karşımıza çıkmaktadır.



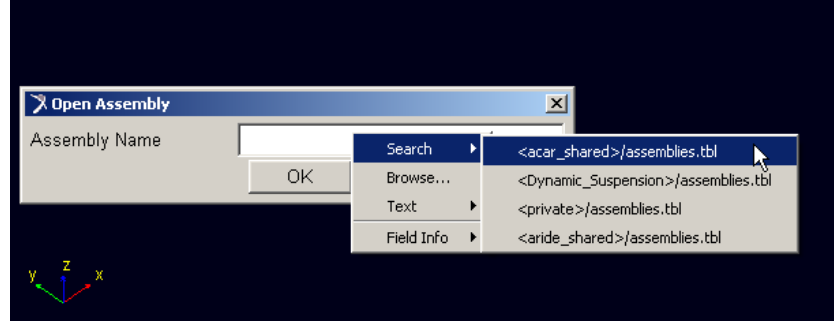
Şekil 2.25. MSC.Adams programı arayüzü

Daha önceden hazırlanmış bir araç modelinin program arayüzünde açılması için şekil 2.26’da görülen adımlar takip edilerek “Assembly” bölümüne basılır. Bir sonraki aşamada gerekli olan araç modelinin bulunduğu dosyanın bilgisayardan bulunarak çağırılmasıdır.



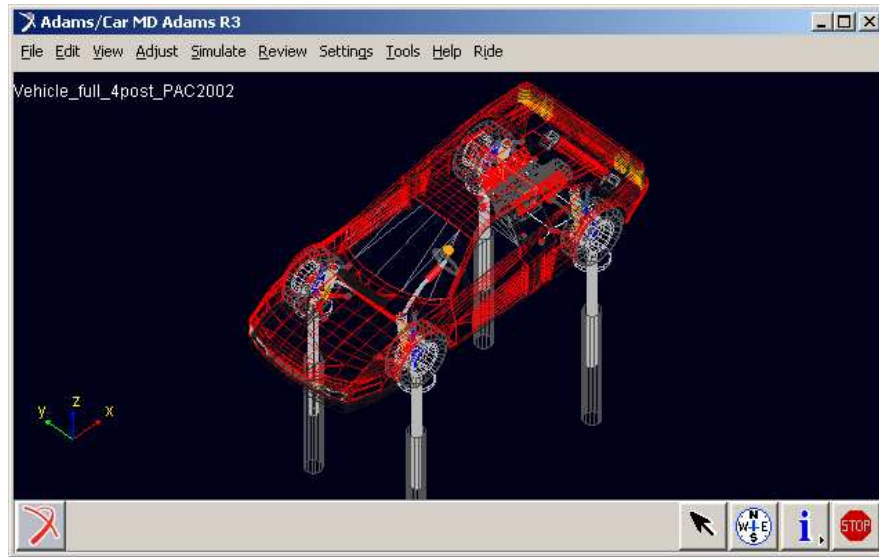
Şekil 2.26. Araç modelinin programa çağırılması

Yukarıda belirtilen yol izlendiğinde karşımıza yeni bir pencere çıkmaktadır. Şekil 2.27’de gösterildiği şekilde fare sağ tuşu kullanılarak “Browse” bölümünden gerekli dosyalar açılır.



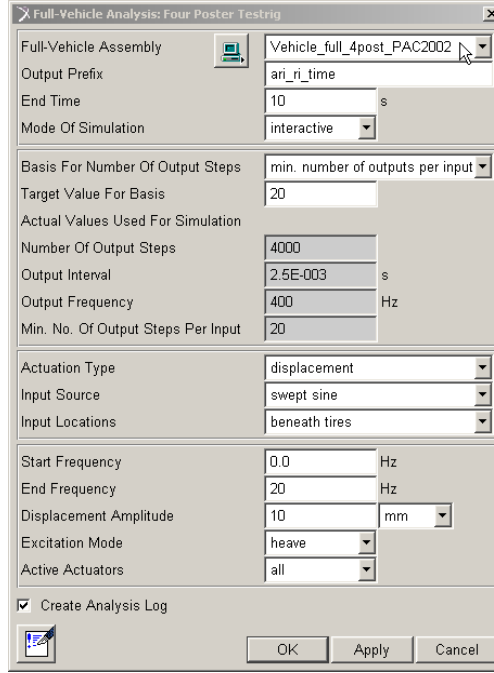
Şekil 2.27. Araç modelinin bulunduğu klasörün araştırılması

Araç modelinin arayüz ile görüntülenmesi şekil 2.28’de verilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere 4 tekerlekten verilen tahrik, silindirlerin deplasman hareketleri neticesinde gerçekleşecektir.



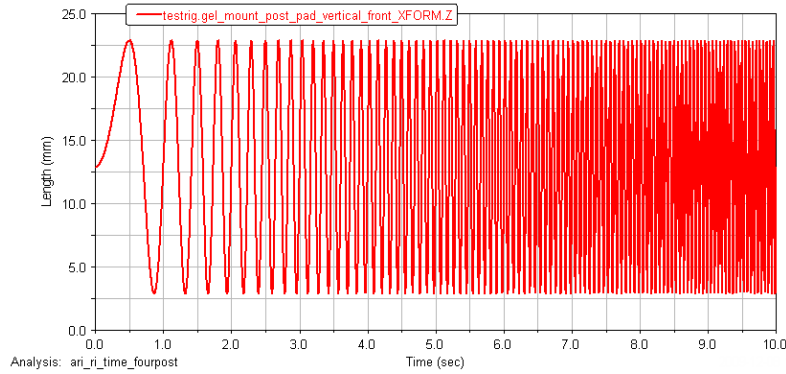
Şekil 2.28. Modelin yüklenmesi

Silindir tahrikleyicilerinden tekerleklere verilen uyarılar aynı değerlere sahiptir. Şekil 2.29’da görüldüğü üzere, 10 saniyelik bir uzunlukta, 0 Hz den 20 Hz’e kadar yükselen bir frekans değerinde ve genliği 10 mm olan bir tahrik tekerleklere uygulanmıştır.



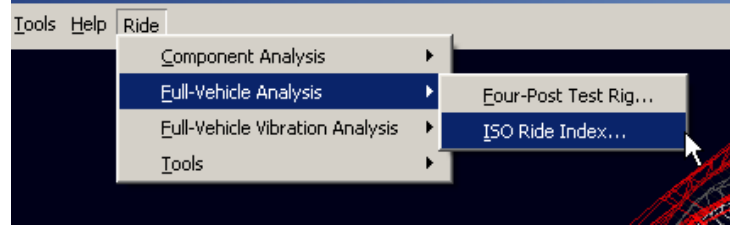
Şekil 2.29. Test parkuru için uyarıcı sinyalin hazırlanması

Bu değerlerin girilmesinden sonra “OK” butonunu kullanarak değerlerin hesaplama dahil edilmesini sağlıyoruz. Yukarıdaki yardımcı menü yardımı ile oluşturulan uyarıcı sinyal değeri aşağıdaki şekil 2.30’da verilmiştir.



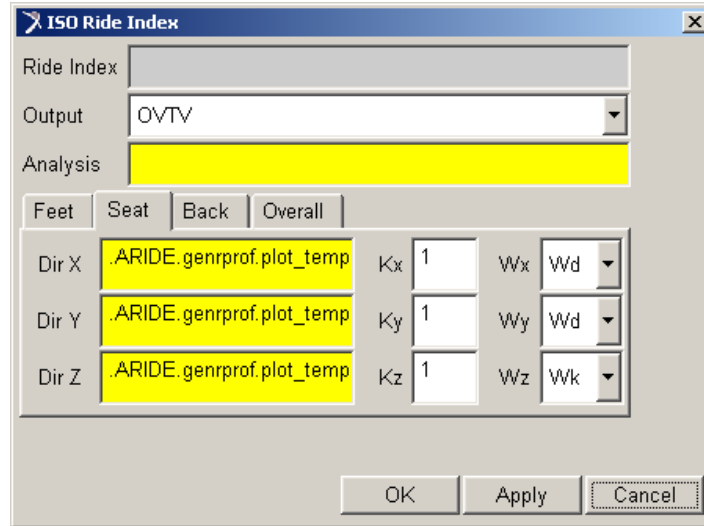
Şekil 2.30. Test parkuru için uyarıcı sinyal görüntüsü

Değerler girildikten sonra, şekil 2.31’de görülen “ISO Ride Index” bölümüne tıklayarak yolcu sürüş konforu için ISO 2631 standartlarına göre hazırlanmış yardımcı analiz menüsüne geçiş yapıyoruz.



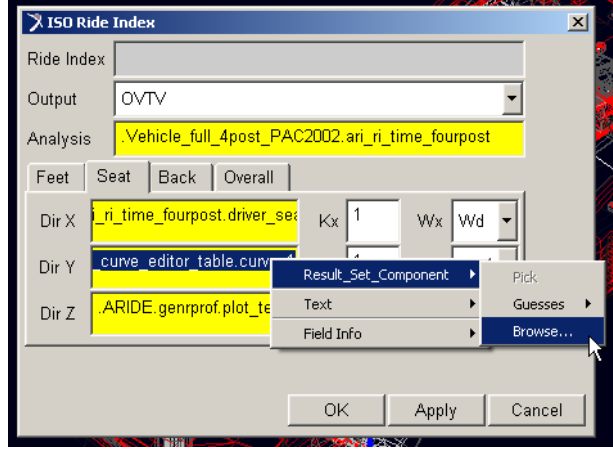
Şekil 2.31. Iso standartı yardımcı penceresine geçiş

Şekil 2.32 ISO standartlarına göre koltuk, ayak, sırt için ayrı ayrı ve hepsinin karelerinin toplamının karekökünü veren bir menüyü göstermektedir. Daha önceki bölümlerde de belirtildiği gibi k çarpan faktörü ve frekans ağırlıklandırma gibi seçenekleri belirterek istenen bölgenin analizini yapmak mümkündür.



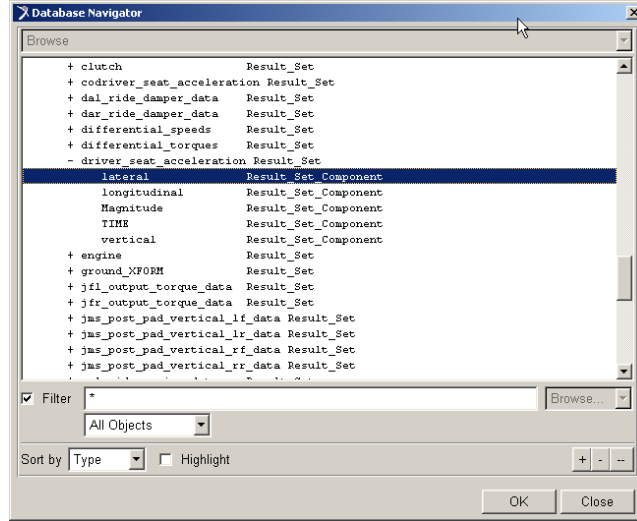
Şekil 2.32. Iso standartı yardımcı penceresi

Bu aşamadaki önemli nokta, analizin başında uyarıcı değerlerinin girilmesi ile oluşan test parkurunun, aracı tekerleklerden tahrik etmesinin bir sonucu olarak oluşan değerlerin, sürüş konforu hesaplanmasına dahil edilmesidir. Bu işlem şekil 2.33'de verilmiştir.



Şekil 2.33. Sürücü koltuğundaki ivme değerlerinin indeks hesaplamasına dahil edilmesi

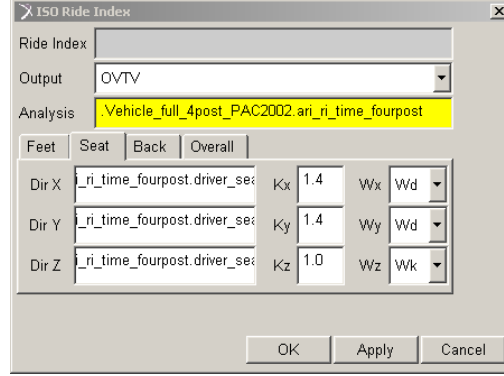
Şekil 2.33’de yapılan işlemlerden sonra aşağıdaki ek pencere açılır. Şekil 2.34, sürüş konfor analizi yapılması istenen bölgenin seçilmesini göstermektedir. Bu işlemler her üç ekseninde de yapılmıştır. Bu aşamada Y eksenindeki değer atamaları gösterilmiştir. Analiz için X ve Z eksenleri de Y eksenini için yapılan işlem adımları tekrarlanarak gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2.34. Sürüş konfor analizi yapılması istenen bölgenin seçilmesi

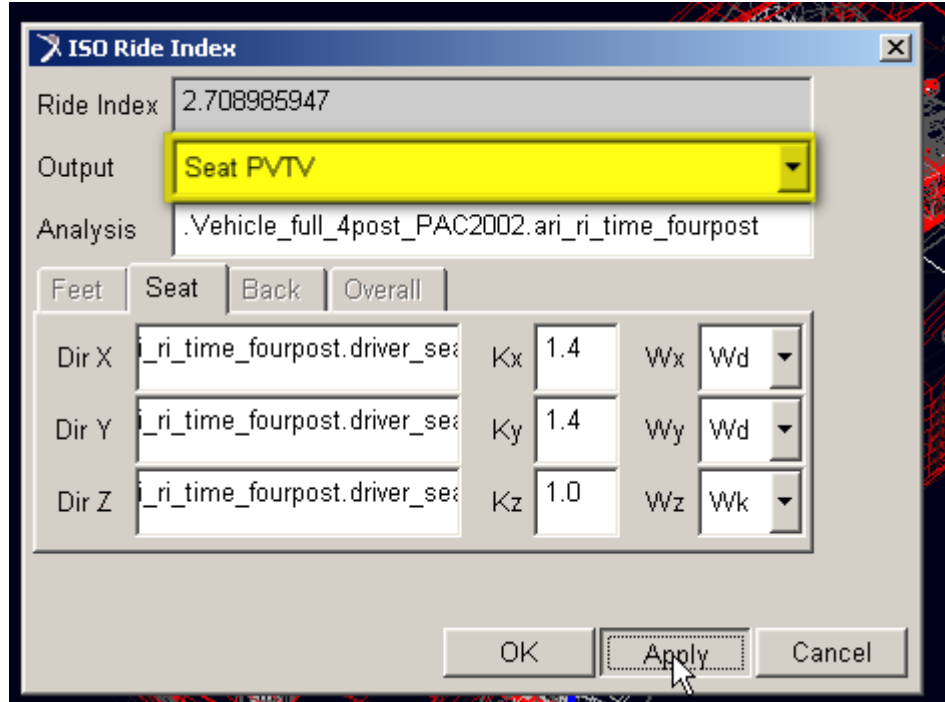
Koordinatlara göre değerler atandıktan sonra, K çarpan faktörleri girilir. Bütün bu işlemler koltuk üzerinden alınan değerler için hesaplamaya katılacaktır. Çarpan faktörleri girildikten sonra, yine hesaplama yapılması istenen bölge için ISO

standartlarında belirtilen ağırlıklandırma değerleri (W_x, W_y, W_z) ayarlaması şekil 2.35’de görüldüğü şekilde gerçekleştirilir.



Şekil 2.35. K faktörleri ve ağırlıklandırma ayarlaması

Son aşamada, yukarıda anlatılan işlem adımları gerçekleştirilmiş olarak şekil 2.36’da görüldüğü gibi “Apply” butonu kullanılarak sürüş konfor indeks değeri 2,708985947 olarak elde edilir.



Şekil 2.36. Sürüş konforu indeks hesaplaması

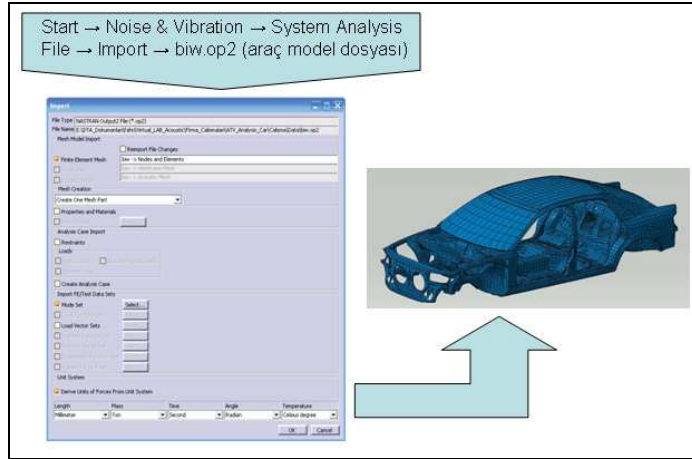
2.5. Bilgisayar Destekli Titreşim Analizi

Yukarıdaki bölümlerde, araç sürüş konforu üzerine yapılan test ve bilgisayar destekli analizler ile bu hissiyatın değerlendirme yolları hakkında incelemeler ve örnekler yapılmıştır. Konforsuzluk hissinin objektif ve sübjektif metotlar ile belirlenmesinden sonra mühendisliğin devreye girdiği bir dönem meydana gelmektedir. Bu da konforsuzluk hissiyatını oluşturulan etkenlerin incelenerek giderilmesidir. Test metotları bu tip bir dönem içerisinde yavaş ve maliyetli olmaktadır. Şayet testten alınan sonuçlar ile bilgisayarda hazırlanan araç modeli dinamik analizinden alınan sonuçlar karşılaştırılıp, toleranslar dahilinde doğruluk ve benzerlikleri onaylanırsa, bilgisayar modeli üzerinden analiz ve çözüm yolları oluşturma işlemi hem daha hızlı hem de daha az maliyetle gerçekleştirilebilir. Bu aşamada, konu ile ilgili bir örnek gerçekleştirmek olayın açıklanması için gerekli görülmüştür. Örnekte konforsuzluk hissinin önemli etkeni olan titreşim analizi gerçekleştirilerek, titreşim kaynaklarından uygulanan uyarıların belirlenen bir cevap noktasındaki değerler incelenmiştir. Aracın şasi yapısının, motor takozlarının ve aradaki sönümleme elemanlarının nasıl titreşim değerlerini indirgediği belirlenecektir. Böylece bu komponentler ya da yapılar üzerinde yapısal değişiklikler oluşturarak titreşim değerlerinin cevap noktasında istenen limitlere çekilmesi gerçekleştirilebilir. Bu örnekte, LMS Virtual.Lab yazılımı kullanılarak bir araç üzerindeki motor titreşimlerinin cevap noktası olarak belirlenen araç iç noktasındaki değerlerine ulaşılabilecektir.

Yazılımın kullanıcıya sunduğu önemli özelliklerden bir tanesi testlerden elde edilen ivme-zaman sinyallerinin yazılımdaki sayısal araç modeli üzerinde kolaylıkla uygulanabilir olmasıdır. Elimizde bahsedildiği gibi, motor titreşim testlerinde motor-şasi bağlantı noktalarından alınan ivme sinyalleri bulunmaktadır. Bu sinyalleri kullanarak araç içindeki belirlenen bir noktadaki zamana bağlı ivme, yer değişim ve noktasal hız değerlerini elde edeceğiz.

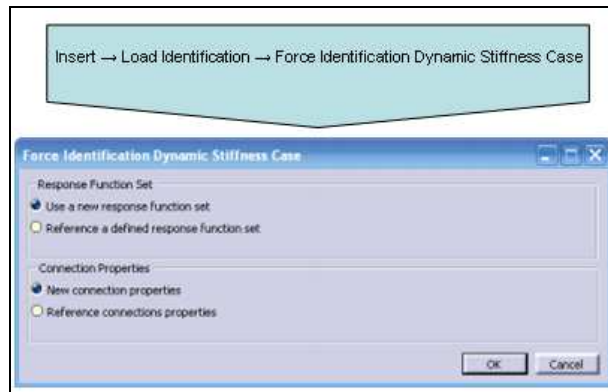
Önceden hazırlanmış olan bir araç modeli öncelikle program içerisine alınmalıdır. Bu hazırlama işlemi sonlu elemanlar analizi kullanılarak aracın mod değerlerini içermelidir. Bu işlem örnekteki araç için farklı bir yazılım kullanılarak

gerçekleştirilmiştir. Dolayısıyla, Virtual.Lab programına alınan araç model dosyası aynı zamanda aracın doğal frekans değerlerini içermektedir. Buna bir örnek görüntü şekil 2.37’de verilmiştir.

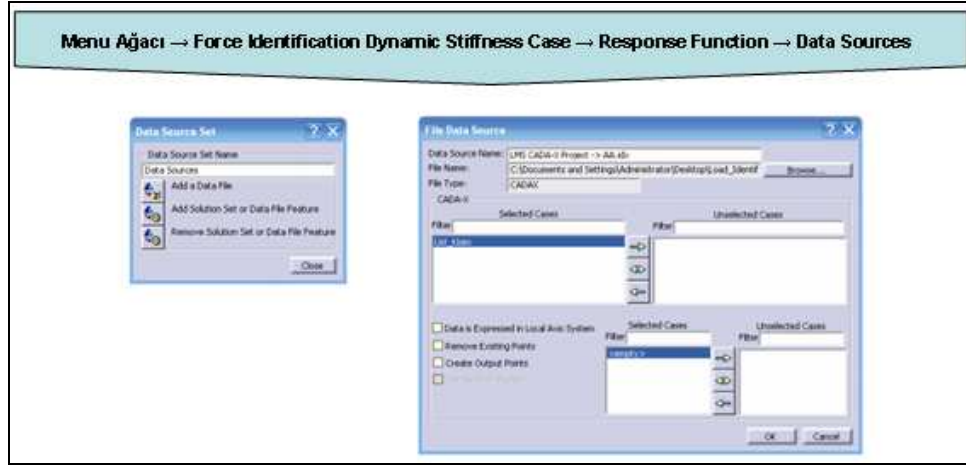


Şekil 2.37. Sayısal araç modelinin programa yüklenmesi

Araç modeli program içerisine alındıktan sonraki adım ise test işlemlerinden elde edilen ivme sinyallerinin analiz içerisine dahil edilmesidir. Bu işlem gerçekleştirilmeden önce analizin tanımlaması yapılmıştır. Şekil 2.38 bunu göstermektedir.

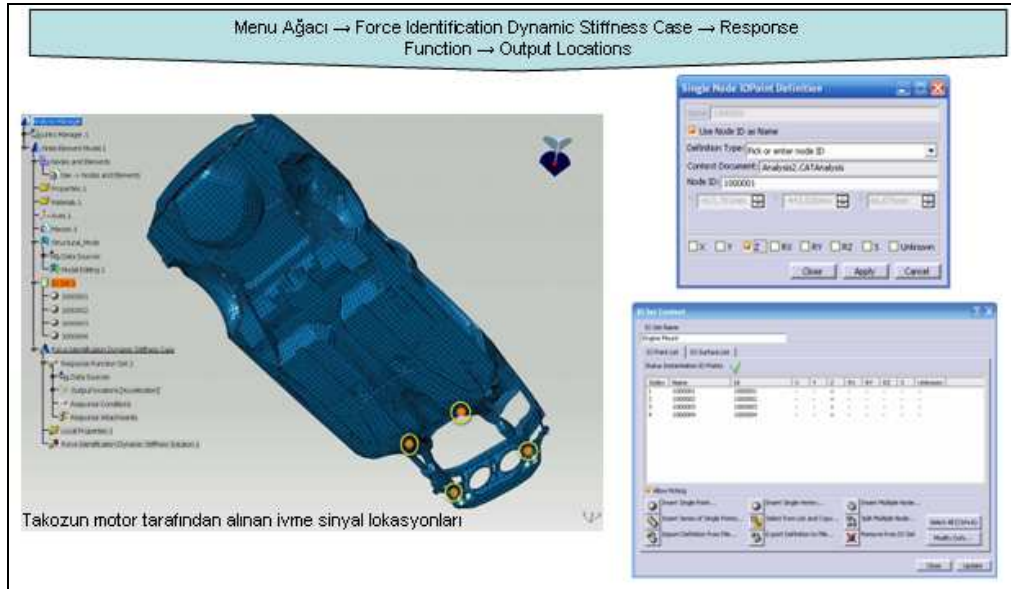


Şekil 2.38. Analiz Tanımlaması



Şekil 2.39. Test sinyallerinin programa dahil edilmesi

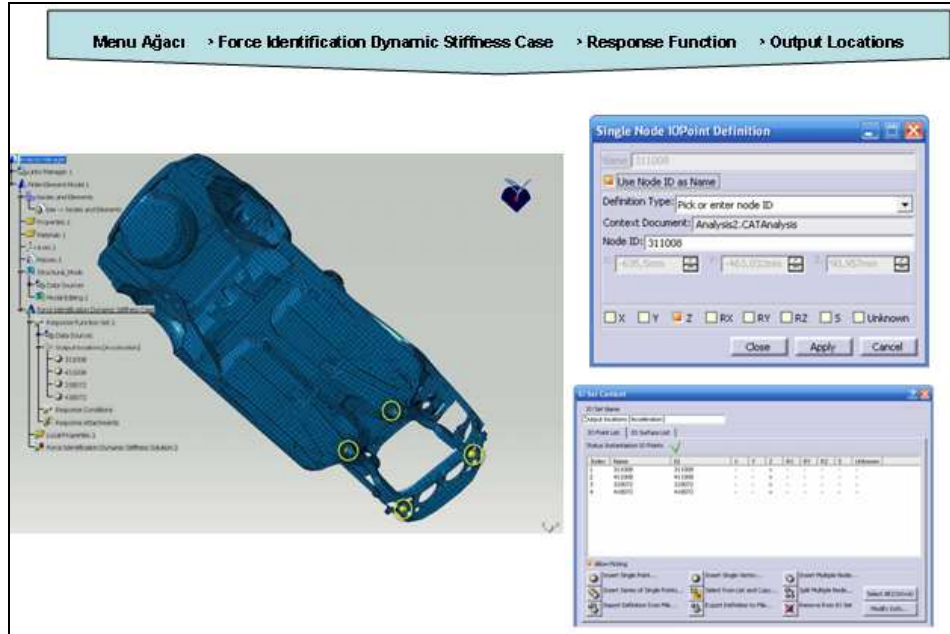
Testten alınan sinyaller “idx” formatında olduğundan ek bir arayüz kullanılarak programa dahil edilecektir. Arayüz ve işlem adımları şekil 2.39’da verilmiştir. Dikkat edilmesi gereken noktalar, motor takozlarının gövde yani şasi ve motora bağlandığı noktalardaki ivme değerlerinin tanıtılmasıdır. Böylece bu aşamada bahsedilen motor takozlarına ait karakteristik özellikleri elde edebileceğiz.



Takozun motor tarafından alınan ivme sinyal lokasyonları

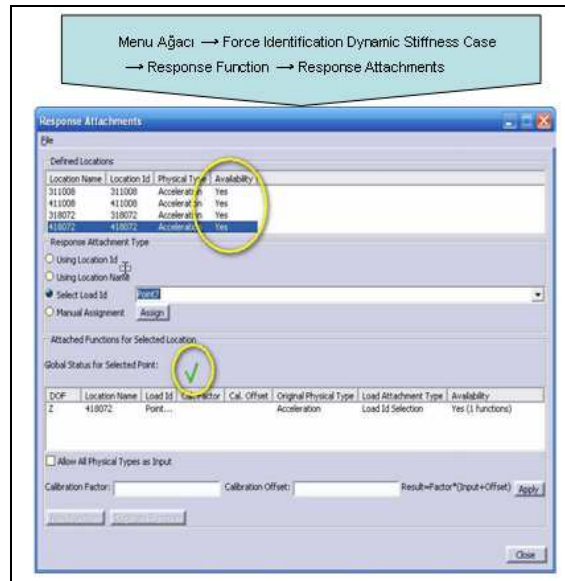
Şekil 2.40. Motor takozu-motor tarafı ivme sinyali lokasyon belirleme

Şekil 2.40 ve 2.41’de motor takoz karakteristiğini belirlemek için gerçekleştirilen işlemin ikinci adımı olan motor takozu gövde (şasi) ve motor tarafındaki ivme değerlerinin girilmesi gösterilmiştir.



Şekil 2.41. Motor takozu-gövde-şasi tarafı ivme sinyali lokasyon belirleme

Motor takozu için ivme değerleri test sinyalleri olarak program hesaplaması içerisine alınmış oldu. Fakat buradaki analiz için program içerisinde bu noktaların tanımlanıp tanımlanmadığını kontrol etmek gerekir. Şekil 2.42'deki arayüz ile bu işlem gerçekleştirilmiş ve onay simgesi şekilde belirtildiği gibi elde edilmiştir.



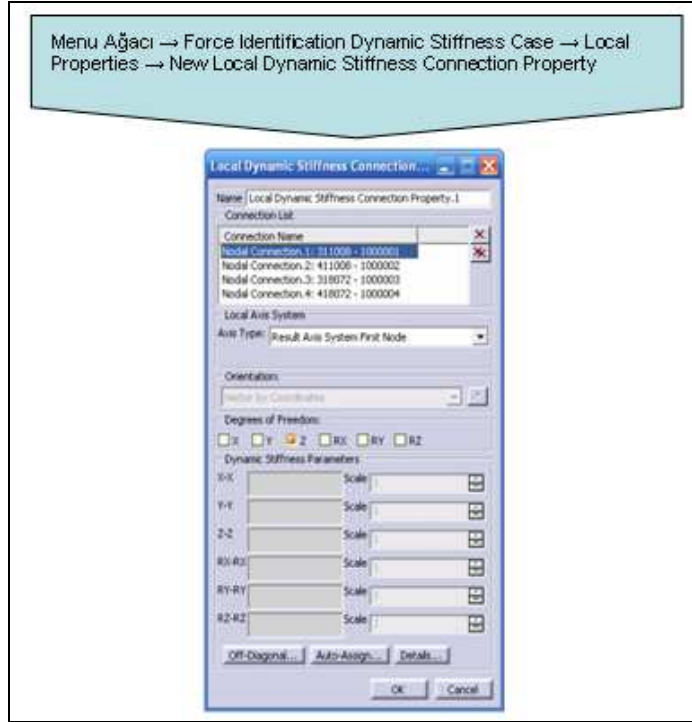
Şekil 2.42. Motor takozu gövde-motor bağlantısı nokta koordinat kontrolü

Bu işlemlerden sonra, ivme değerlerinden yararlanarak gövdeye gelen kuvvet değerleri bulunacaktır. Bu aşamada aktif ve pasif noktalar yani motor ve gövdedeki noktalar arasında bağlantı kurulmalıdır. Aracın sonlu elemanlar modeli üzerinden işlem yapıldığından, motor takozunun tam olarak bağlandığı koordinatlar kullanılamayabilir. Bu aşamada belli bir tolerans değeri girilerek hesaplama için bu problem giderilir. Şekil 2.43 bu konudaki işlem adımlarını belirtmektedir.



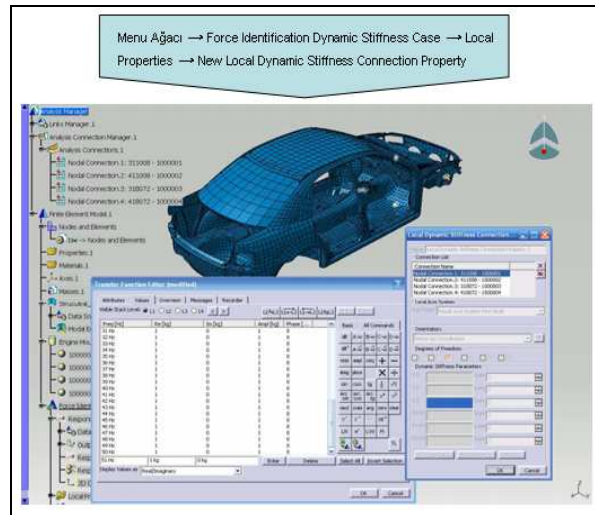
Şekil 2.43. Aktif ve pasif noktalar arasında bağlantı kurulumu

Bir önceki adımda oluşturduğumuz bağlantı özelliklerine dinamik sertlik değeri atama işlemini bu kısımda gerçekleştiririz. Dinamik sertlik değerleri, bu bilgileri içeren bir dosya ile ya da kullanıcı tarafından girilerek hesaplamaya dahil edilir. Dinamik sertlik değeri atayacağımız bağlantı noktalarını seçer, bu noktaların serbestlik derecelerini belirleriz. Ayrıca bu serbestlik derecelerinin parametreleri belirtilir. İvme sinyalleri Z yönünde olduğundan kuvve değerleri de Z yönünde olacaktır. Bu yüzden dinamik sertlik değer parametreleri sadece Z-Z kısmında oluşturulur. Bu ayarlama işlemi şekil 2.44'de belirtilmiştir.



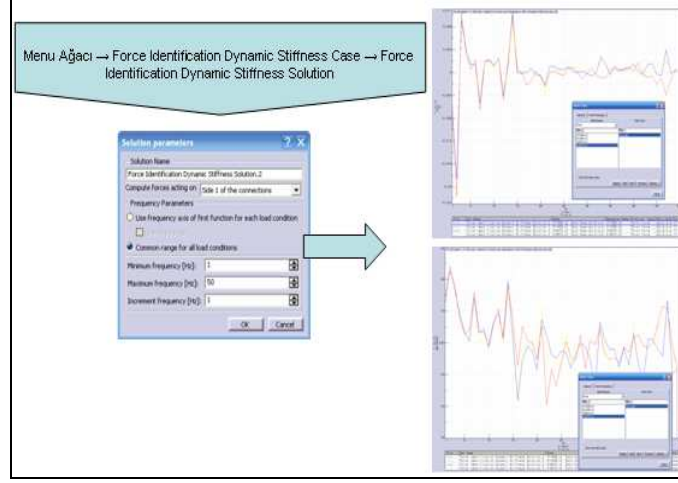
Şekil 2.44. Dinamik sertlik değer ayarlanması

Z-Z yönünde dinamik sertlik parametrelerini ayarlayabilmek için şekil 2.45’deki gibi Z-Z kutusunun üzerinde sağ tıklayarak açılan pencereden “New Edited Transfer Function” seçeneğini seçeriz. Yeni açılan pencerede “values” sekmesine geçilir. Bu aşamada iki seçenek vardır. Biri “import” yani program dışından bir dosya alınır, diğeri ise değerler kullanıcı tarafından girilir.



Şekil 2.45. Sertlik parametresi eksen ayarları

İvme sinyalinin kuvvet olarak dönüşümünün gerçekleştirilmesi işlemi ve programın analiz kısmı hazırlanışı şekil 2.46'da ve 2.47'de verilmiştir.

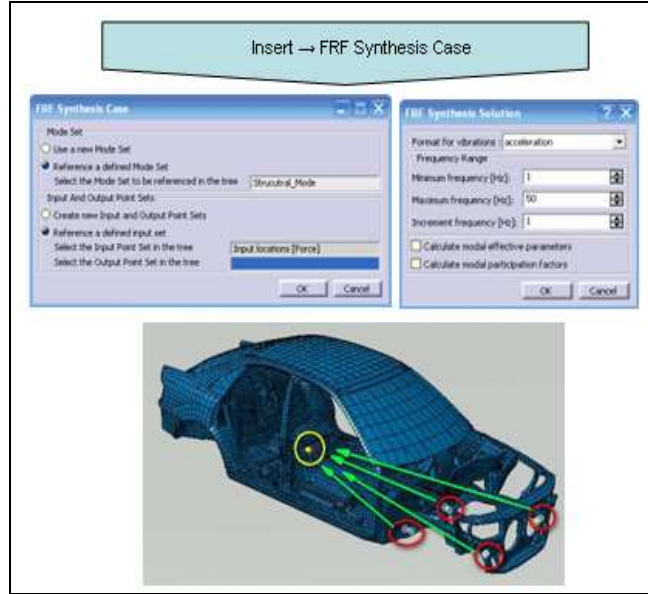


Şekil 2.46. İvme sinyalinden kuvvet değeri elde edilmesi-aşama 1



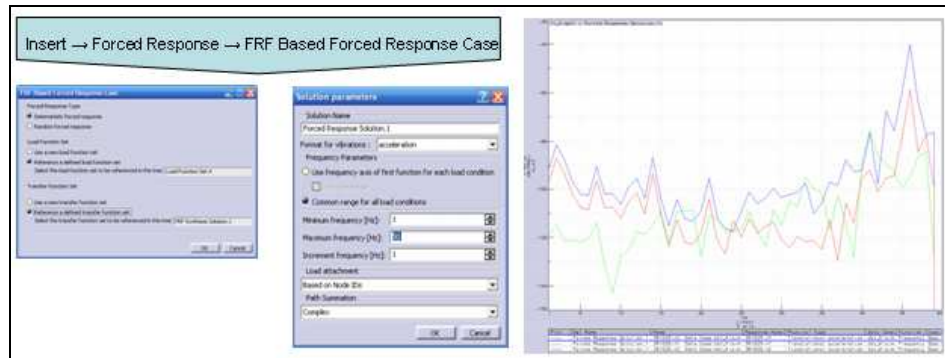
Şekil 2.47. İvme sinyalinden kuvvet değeri elde edilmesi-aşama 2

Kuvvet tanımlaması gerçekleştirildikten sonra, kuvvet cevap analizi gerçekleştirilecektir. Bu analiz için belirlenen bölgeler arasında transfer fonksiyonlarının çıkarılması gerekir. Kuvvet cevap analizi için, motor takozları ile cevap noktaları ve aracın yapısal modlarına ihtiyaç vardır. Şekil 2.48'de yapısal mod tanıma ve motor takozları ile cevap noktaları tanımlanması için ayarlamalar gösterilmiştir.



Şekil 2.48. Yapısal mod ve motor takoz ile cevap noktası tanıma

Bu aşamadan sonra Virtual.Lab programı ile motor takozları ile cevap noktası arasındaki transfer fonksiyonları elde edilir ve görüntülenebilir. Şekil 2.49 bu aşamadan bir sonrakinde, kuvvet bazlı analiz gerçekleştirilmesi hakkındadır. Motor takozlarından alınan uyarılar ile cevap noktası arasındaki ilişki gerçekleştirilmiş, cevap noktasından (aracın orta noktası) ivme, yer değiştirme ve hız sinyalleri olarak zamana bağlı değerler elde edilmiştir.



Şekil 2.49. Transfer fonksiyonların elde edilmesi

Bu analiz sonrasında örneğin koltuk koordinatları ve malzeme yapı özellikleri programa aktarılırsa, koltuk üzerinden alınan ivme sinyalleri konfor analizi için kullanılabilir.

3. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

3.1. Sürüş Konforu Test İşlemi Prosedür Oluşturma

Bilgisayar destekli dinamik analiz ile hesaplanan değerlerin test metodu ile onaylanma işlemi piyasada ve bilim çevresinde genel olduğu gibi gerekli de bir adımdır. Bu bölümde sürüş konforu test değerlendirmesi için yapılan test işleminin iki önemli adımı olan “test yollarının belirlenme işlemi” ve “test cihazları ile bunların kullanım bölgeleri” incelenmiştir.

3.1.1. Test Yollarının Belirlenmesi

Sürüş konfor indeksi belirleme test işlemlerinin en önemli adımlarından bir tanesi de aracın koşturulacağı farklı yolların belirlenmesidir. Yol karakterizasyonun belirlenmesi ve test prosedürü içerisine alınması ile başlayan bu aşamada, konfor beklentilerinin yüksek olması öngörülen yolların seçilmesi daha doğru olacaktır. Ayrıca farklı hızlarda, aynı yol kullanılarak gerçekleştirilen sürüş konfor indeksi belirleme ölçümleri ile hız parametresinin konfor indeksi üzerindeki etkileri de belirlenmiş olur.

Test yolu belirleme işleminde meydana gelebilecek en önemli sorunlardan bir tanesi de yol şartlarının tutarsızlığıdır. Belirlenen yolların her daim kullanılıyor olması ile ortaya çıkan yol pürüzlülüğü değişimi dikkat edilmesi gereken, olumsuz bir faktördür. Araç etkisi ile gerçekleşen negatif bir değişim, aynı şekilde yol pürüzlülüğü giderme çalışmaları ile gerçekleşen pozitif anlamda bir değişim sonuç itibarıyla seçilen test yollarında eliminasyon yapılmasını gerektirebilir. Bu aşamada gerçekleşebilecek olumsuzlukları göz önünde bulundurarak; yol seçim işleminde istenilen özelliklere sahip birden fazla yol seçimi yapılarak, bu tarz bir problemin oluşma ihtimalini daha da azaltabiliriz. Sürüş konfor indeksi belirleme test işlemi kullanılarak yapılacak farklı araç karşılaştırılmalarında, önemli bir başlangıç etkeni olarak anlatılan birden çok yol seçimi aynı zamanda hava değişimlerinin de dikkate alınması ile genişletilebilir

Yolların seçim işlemi daha önce de bahsedildiği gibi yol karakterizasyonu baz alınarak gerçekleştirilmiştir. Teorik olarak, sürüş konfor indeksi incelendiğinde; araç yalpalama, yunuslama ve zıplama hareketlerinin ne denli önemli olduğu belirlenmiştir. Bu yüzden, bahsedilen faktörlerin baskın olarak hissedildiği yolların seçilmesi uygun görülmektedir.

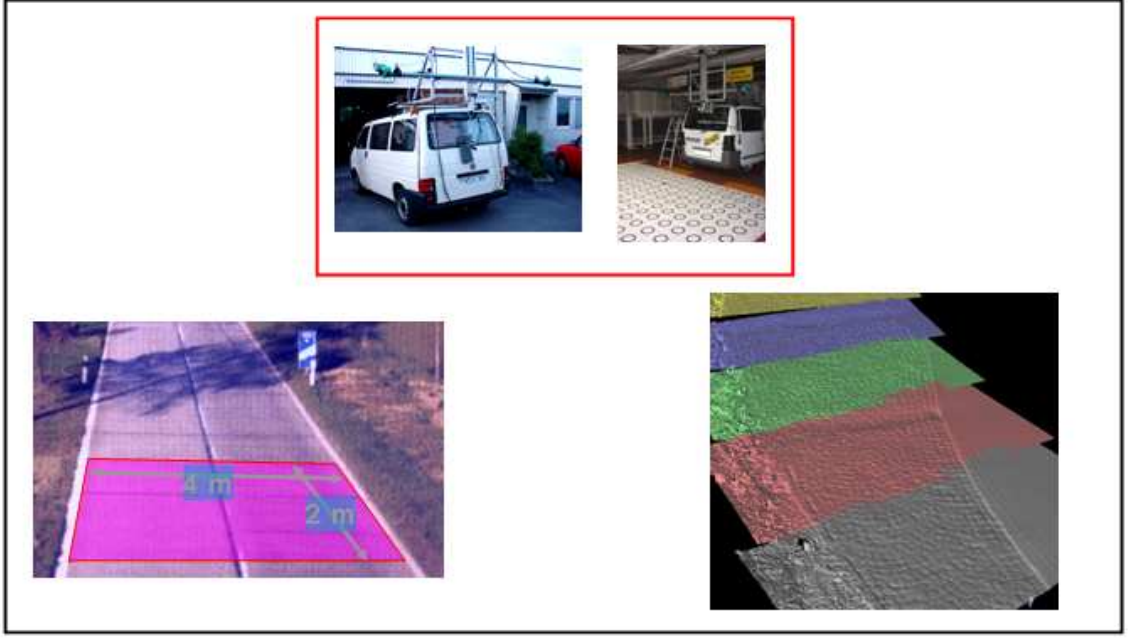
Test işlemindeki önemli problemlerden diğeri ise sabit bir hızı bulunmayan trafik yapısıdır. Test işlem prosedürüne göre, belirlenen yollarda sabit hız ile aracın testi tamamlanması beklenirken, trafiğin olumsuz etkisi ile test işleminin tekrarlanması gerektiği birçok kez meydana gelmiştir. Böyle bir problem ile karşılaşmamak için, trafik problemi olmayan ve test işlemi için geçerli hız limitlerinin mümkün kılınabileceği yollar seçilmelidir.



Şekil 3.1. Farklı yol çeşitleri

Şekil 3.1 A ile belirtilen yol hemen hemen her yerde bulunabilen yol çeşidi olan asfalt yol örneğidir. Hedef müşteri kullanıma göre planlaması gereken yol seçimi işleminde, binek araç üreticilerin hedef kitlesinin büyük bölümü bu çeşit yolları kullanmaktadır. Bu yüzden asfalt yol seçimi konfor değerlendirmesinde ilk sırada seçilebilir. Karakter olarak bu tip yollar eğer dış şartlardan zarar görmemiş ise aracın zemine dikey yönde zıplaması, yalpalama hareketi gibi oluşumlara sebebiyet verir. Şekil 3.1 B ile verilen örnek yol, pave ya da Arnavut kaldırımı olarak bilinir. Yüksek hızdaki sürüşlere izin vermeyen bu tip yollar hızın artması ile yüksek frekanslarda etkiler oluşturarak konforsuzluk hissinin yolcu ve şoför üzerinde oluşmasını sağlar. 3.1 C ile verilen örnek yol ise normal yol tiplerinin aykırı bir örneğidir. Off-Road olarak yada bozuk yol olarak bilinen bu tip yollarda konforsuzluk hissi üst limitlere ulaşır. 3.1 D ile verilen örnek yol tipi, kasisli yol olarak bilinen yol tipidir. Ani yavaşlama ile oluşan hareketlenmenin ardından kasis üzerinden geçiş ile yunuslama hareketi büyük ölçüde hissedilir. Bu örneklerde konforsuzluk kriterine etki eden en önemli parametreler daha önce de belirtildiği gibi süspansiyon parametreleridir.

Test işleminde tekrarlanabilirlik çok önemli bir faktördür. Şayet farklı araçlar ile aynı yollar kullanılarak yapılması hedeflenen bir konfor testi için özel pistler dışında halka açık yollar kullanılıyorsa, tekrarlanabilirlik kriteri önemi bir kat daha artmaktadır. Bu olumsuzluğun giderilmesi için önerilen yol ise bir önceki bölümdeki bilgisayar destekli konfor analizleridir. Fakat gerçek yol karakteristiğinin bilgisayar ortamına aktarılması geleneksel metotlar ile zor ve uzun süren bir işlem olarak karşımıza çıkmaktadır. Bu konudaki önemli gelişmelerden bir tanesi de günümüzde yüksek çözünürlüklü kamera ve kızıl ötesi cihazlar ile yol tanımlamasının sayısal olarak yapılabilmesinin mümkün olmasıdır. Şekil 3.2 bu tip bir çalışma sonrasında sayısal bir yol çeşidinin oluşturulmasını belirtmektedir.



Şekil 3.2. Yol karakterinin bilgisayar ortamına aktarılması

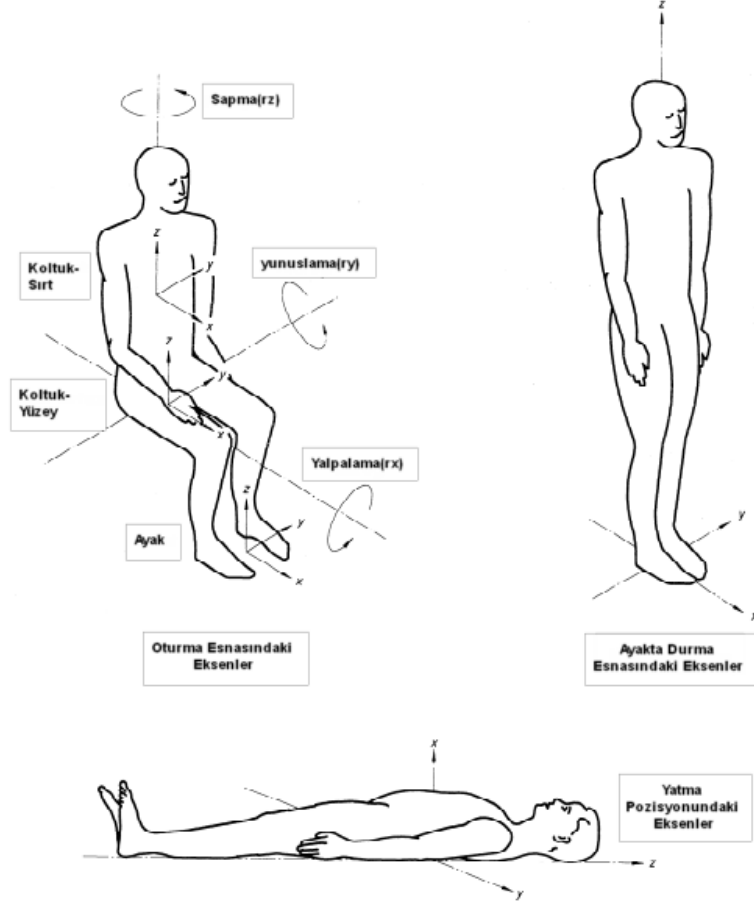
3.1.2. Test Cihazları ve Kullanım Bölgeleri

ISO 2631-1 standartlarına göre titreşim frekanslarına maruz kalınan değerlerin etkileri aşağıdaki gibi verilmiştir.

-0,5 Hz- 80 Hz; sağlık, konfor, algı

-0,1 Hz- 0,5 Hz; hareket hastalığı

Dolayısıyla bu değerlerin, yani ivme değerlerinin bu standartlara göre belirlenmiş belirli lokasyonlardan elde edilmesi ve matematiksel bir takım işlem ile değerlendirilmesi konfor değeri bulunması için öncelikle amaç belirlenmesi ve ardından bu amaca göre bakılması gereken frekans aralığı seçilmelidir.



Şekli 3.3. İnsan vücudu için temel eksenler

Kaynak: ISO 2631 Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole-body vibration 1997,p.3 (örnek 1)

Şekil 3.3’de görüldüğü gibi insan vücudu için önemli eksenler dikkate alınarak test işlemleri gerçekleştirilmelidir. Şoför için yapılan bir test işlemi için şeklin ilk bölümündeki oturma esnasındaki eksenler baz alınmalı ve sırt-oturma yüzeyi-ayak ivme ölçerlerin yerleştirileceği bölgeler olmalıdır. Şekil 3.4 bu konuda yapılan bir çalışma için ivme ölçer bölgelerini belirtmektedir.



Şekil 3.4. Bir araç konfor testi için ivme ölçer lokasyonları

İvme ölçümleri için gereken hassasiyet değerlerinde ivmeölçerler kullanılabilir. Ölçümler için kullanımı gereken bu cihazların kullanılması hedeflenen koordinatlarla olan ilişkilerini dikkat edilmelidir. Şayet istenen doğrultuda ivmeölçer yerleştirilemiyorsa 15° 'lik bir sapma değeri ile bu işlem gerçekleştirilebilir. Eğimli bir koltukta oturan insan için ölçüm alınırken, z ekseninin yere dik olması gerekmez. Burada insanın oturma pozisyonuna göre ilişkili olan koltuk yüzey eğimi de referans alınabilir.

İvmeölçerlerin bir ölçüm yerindeki yerleşimleri dikey pozisyonda olmalıdır. Dikkat edilmesi gereken bir başka konu ise, aynı bölgeden alınması gereken farklı yönlerdeki ivme değerleri için kullanılan bu ivmeölçerlerin birbirlerine yakın olabilecekleri kadar yakın yerleştirilmeleri gerekir.

İvme ölçerlerin yerleştirileceği bölgeler, titreşim kaynağından gelen uyarıların insan vücuduna geçtiği bölgeler olarak bilinmeli ve bu kriter göz önünde olarak değerlendirme yapılmalıdır.

Bu bölgelerin kesin olarak kendilerini belirtmemekle beraber, standartlar ölçüsünde bir tanımlama yapmak gerekmektedir. Bu aşamada ISO 2631 standartlarında bazı tanımlamalar vardır. Bunlar; oturma pozisyonundaki insan için, oturulan yüzey, sırta destek olan bölge ve ayakların bulunduğu bölge olarak üç ana bölgeden

oluşmaktadır. Oturma bölgesinden alınan ölçümler insan vücudu ile oturulan yüzey arasında olmalıdır. Sırt destek bölgesi ile insan vücudu arasındaki alan da yine sırttan gelen değerler için önem arz eden bölgedir. Son olarak ayak bölgesi için ise, ayağın devamlı durduğu bölge olan araç taban bölgesinden yani koltuğun sabitlendiği bölgeden alınmalıdır.

Bazen direkt olarak ölçüm almak pek pratik olmayabilir, örneğin aracın istenen bölgesinde rijit bir yüzey bulamamak gibi durumlar söz konusu olabilir.

Sırttaki ölçümler de aynı şekilde insan vücudu ile ölçülecek yüzey arasındaki bir ara yüzeyde gerçekleştirilmesi gerekir. Bunun zor olduğu şartlarda, koltuk sırt bölgesinin minder arkasından da bu işlem gerçekleştirilebilir. Fakat bu yöntem kullanılacak ise, sırt minder materyalinin geçirgenliği ile olayın doğrulanması gerekir.

Rijit yüzeylerden vücuda geçen titreşimlerin ölçülmesi için ilgili bölge eğer bu ölçümlerin yapılmasında istenen değerleri karşılamıyorsa, ilgili bölgeye en yakın yüzey bu işlem için seçilebilir. Bu alanın merkezinden 10 cm lik uzaklık içerisinde herhangi bir uygun bölge bu işlem için seçilebilir.

Titreşim, insan vücudu ile titreşim kaynağı arasından rijit olmayan ya da esnek bir yapı, örneğin koltuk veya minder tarafından iletilir. Belirtilen ölçüm bölgesinde, vücut ile titreşim kaynağı arasından ölçüm almak en doğru yöntemdir. Bu işlem için tasarlanmış özel korumalı ivmeölçerler bulunmaktadır. Bu koruma, esnek materyalin üzerindeki baskının dağılmamasını sağlayacak şekilde olmalıdır. Rijit olmayan yüzeyler için testte bulunan kişinin normal sürüş içindeki pozisyonunu kaybetmeyecek şekilde ölçüme katılması gerekir.

Konfor hissiyatının olduğu frekans aralıklarındaki sinyal değerlerini yakalayabilecek özellikte ekipmanlar ile daha doğru ve güvenilir bir test oluşturmak mümkün olmaktadır. Şekil 3.5 ile gösterilen örnek sinyal toplama cihazları özellikleri bakımından gerekli kriterleri sağlayarak konfor testi için kullanılabilir düzeydedir.



Şekil 3.5. Örnek Sinyal toplama cihazları

Bu cihazların yanı sıra yine spesifik frekans aralığında istenen sinyal değerlerini elde edebilecek hassasiyette ivme ölçerlerin kullanılması gerekir. Konfor test işlemi için özel olarak geliştirilmiş farklı bir yüzey yapısı ile piyasada bulunan ivme ölçerler de mevcuttur. Bunlara örnek şekil 3.6’da verilmiştir.



Şekil 3.6. Koltuk için özel tasarım ivmeölçerler

3.2. Bilgisayar Destekli Konfor Analizi Yönteminin Değerlendirilmesi

Bu tez çalışmasında, araç dinamik analizleri ile titreşime bağlı oluşan problemlerin değerlendirilmesinde kullanılan, literatürdeki benzer çalışmalarda ve piyasada yaygın olarak bulunan programlar incelenmiştir.

Sistem dinamiği ve komponent bazlı analizlerde, bilgisayar yazılımlarının desteği mühendislik alanında önemli gelişmelere sebebiyet vermiştir. Konfor değerlendirmesi, titreşim faktörü tek parametre olarak alındığında, standartlara bağlı olarak değerlendirilebilir. Fakat bu işlem, konforsuzluk hissiyatının giderilmesi gibi bir adım ile devam edecek ise, titreşim analizi ile konfor iyileştirme işlemi ortaya çıkmaktadır. Bu işlem ise gerçek zamanlı test uygulamalarında önemli ölçüde zaman

kayıplarına sebep olmaktadır. Örneğin, süspansiyon karakteristiklerinin konforsuzluk hissiyatına sebep olması ile bir optimizasyon süreci içine girilir. Şayet bu işlem, bu konuda yardımcı olabilecek yazılımlardan bağımsız olarak yapılırsa uzun bir deneme-yanılma test prosedürü içerisine girilmiş olur. Bu da hem maliyet hem de zaman açısından olumsuz etki oluşturur.

MSC. Adams ve LMS Virtual.Lab programlarının örneklerle desteklenen incelemesi tez içerisinde gerçekleştirilmiştir. Sürüş konforu değerlendirme işleminde kolaylıkla ve hızlı bir şekilde sonuç alınarak bir analiz gerçekleştirmek Adams programı ile mümkün olmaktadır. Virtual.Lab programında ise diğer yazılıma göre kullanım kolaylığı bir adım öne çıkarken, sürüş konfor değerlendirmesi için programa entegre bir bölüm bulunmamaktadır. Fakat bu konuda yazılım desteği üretici firmadan alınarak konfor indeks hesaplayan bir modül oluşumu gerçekleştirilebilir.

İncelenen iki program da fiyat yönünden yüksek değerler arz ediyorsa, tez içerisindeki taşıt titreşim modelleri ile birlikte bulunan hareket denklemleri kullanılabilir. Matematiksel çözüm bazlı programlar yardımıyla hareket denklemlerinden ivme değerleri bulunur ve yolcu koltuğu modellemesindeki konfor için gereken değerler elde edilebilir. Böylece maliyeti düşük ve zamandan kazanç sağlayan bir analiz işlemi uygulaması yapılabilir.

Konforu etkileyen en önemli parametre olan süspansiyon sistemleri karakteristik özelliklerine yoğunlaşarak optimum değerler elde edilmesi iki programda da gerçekleştirilebilir. Özellikle Virtual.Lab programı ile yapılan örnekteki titreşim analizi yöntemi kullanılarak, titreşim kaynağından gelen uyarıcı etkilerin aracı oluşturan komponentlerden geçerek sürücüye iletilmesi esnasında, görevini tam olarak yerine getirmeyen parçalar belirlenebilir. Daha sonra da optimum değerlerinin bulunması için çalışmalar yapılarak aynı işlem defalarca tekrarlanabilir.

Programı kullanacak operatörün eğitimi, program maliyeti, model hazırlama ve analiz işlemleri bir düzen içerisinde firmaların araştırma geliştirme bölümlerinde

gerçekleştirilebilirse, test işlemi ile harcanan para ve zaman kriterleri minimum noktalara çekilebilir.

3.3. Gerçek Zamanlı Konfor Testi ve Bilgisayar Destekli Konfor Analizi Yöntemlerinin Karşılaştırılması

İki yönteminde kendine göre avantaj ve dezavantajları bulunmaktadır. Test yöntemlerinde gerçek ortamlar ve araç kullanımı bu işlemi daha güvenli hale getirirken, zaman olarak uzun sürelerde elde edilen sonuçlar olumsuz bir özellik oluşturmaktadır. Sanal ortamda oluşturulan araçta, kompleks bir oluşum gerçekleşse bile, bu oluşum içerisindeki sayısal denklemlere ve teorilere özgü hata payları sonucun belirli toleranslar içerisinde kabulünü gerektirir.

Bilgisayar destekli analiz ve gerçek zamanlı test işlemindeki seçim kriterlerinden biri güvenilirliktir. Gerçek araç modelini ve yol şartlarını ne kadar sanal ortamda modelleme şansımız varsa o derecede test ile elde edilen sonuçlara benzer değerler yakalayabiliriz. Bu aşamada tolerans değerleri önem kazanır. Analiz ve test işleminden elde edilen sonuçların belirli toleranslar içerisinde kabulü beklenmektedir. Sistem kompleks bir yapı haline doğru ilerlerken, iki yöntemin birbirine değer vermesi gerçekten de çok ayrıntılı bir çalışmanın ürünü olabilir. Fakat bir araç modeli gibi binlerce komponentten oluşan bir sistem için yapılan analize göre önemli ve analize etki oluşturabilecek parçaların seçilerek diğerlerinin eliminasyona tabi tutulması, toleranslar dahilinde elde edilebilecek sonuçların hızlı bir şekilde eldesini sağlar. Bu işlen aynı zamanda kesin değer benzeşiminden uzaklaşmaya da sebep olmaktadır. Böyle bir durumda önerilen; araç modelleme ve korelasyon işleminin komponent bazında ilerlemesidir. Şayet titreşim analizi gerçekleştiriliyorsa, önceki bölümlerde verilen örnekteki gibi, her komponentin doğal frekans değerleri hesaplamalar içine dahil edilecektir. Her bir komponent doğal frekans değerleri ve mod şekilleri test ile eş zamanlı bilgisayar destekli titreşim analizi bütünlüğünde yapılarak bir komple araca ulaşmak en doğru yol olacaktır. Aksi takdirde tüm araç için elde edilen titreşim testi ve simülasyonunun sonuçlarının beklendiği gibi benzer çıkması çok zor bir ihtimaldir.

İki yöntemin; araç konfor değerlendirme, titreşim problemi tayini, problemin giderilmesi ve eniyileme metodu uygulanması gibi bir döngü içerisinde kullanılabileceği belirtilmiştir. Fakat yöntem seçimi için iki önemli kriter daha mevcuttur. Bunlardan bir tanesi işlem sürecinin uzunluğudur. Yukarıda belirtildiği gibi bir döngü oluşumunda, test işlem bazlı bir ilerleme yöntemi seçilmiş olsun. Araç konfor testi gerçekleştirilir. Konforsuzluk değeri yüksek değerler elde edilirse, bunun sebebi araştırılır. Problemi oluşturan parametre tayini gerçekleştirildikten sonra çözüm işlemine geçilir. Bu aşamada teste dayalı bir deneme yanılma metodu kullanılırsa, işlem süresi yüksek değerlere sahip olur. Her bir hedefe parametre değerine yönelik değişiklikten sonra, parça ya da sistemin tekrar üretilmesi, montajı ve teste tabi tutulması uzun bir işlem sürecinin oluşmasına sebep olacaktır. Böyle bir aşamada en uygun yöntem, güvenilirliği onaylanmış bir simülasyon modeli ile analizler gerçekleştirilmesi ve optimum değerlerin bulunmasına yönelik çalışmalar yapılmasıdır. Literatürdeki optimizasyon yöntemleri, tez içerisinde verilen konfora dayalı dinamik analiz yazılımları ile tümleşik olarak sistem yada komponente uygulanarak; bu sürecin içerisinden üretim, montaj ve ayarlama zaman kayıplarının minimize edilmesine izin verir. Böylece işlem zaman uzunluğunda önemli avantajlar sağlanır. Diğer kriter ise maliyettir. Zamanın kısaltılmasındaki asıl önemli etken, alt işlemlerin elemine edilmesidir. Bu eliminasyon normal olarak maliyete yansiyarak bir düşüş meydana getirecektir.

Araç konfor değerlendirme ve geliştirilmesinde, yöntem seçiminin en doğru şekli iki yöntemde bütünleşik olarak kullanılmasıdır. Konfor değerlendirme işlemi için test ile elde edilen koltuk, sırt ve ayak bölgelerindeki ivme değerleri, aynı aracın simülasyon tabanlı dinamik testinden elde edilen değerleri ile doğrulanmalıdır. Doğrulama işlemi toleranslar dahilinde gerçekleşirse, diğer yapılması gereken bütün işlemler bilgisayar ortamında yapılarak hem zaman, hem de maliyet açısından önemli azaltımlar sağlanacaktır.

SONUÇ

Bu tezde taşıtlarda titreşime bağlı konfor değerlendirmesinin gerçekleştirilmesi için gerekli olan prosedür oluşturma ve bu prosedürün uygulanabilmesi için gereken yöntemler incelenmiştir. Literatürde standartlar dışında açıklayıcı bir bilgi olmadığından bu konudaki test prosedürü eksikliği giderilmeye çalışılmıştır. ISO 2631 standart bilgileri kullanılarak hazırlanan ve adım adım açıklanan prosedür son bölümde verilmiştir.

Konfor değerlendirmesindeki önemli bir adım olan yöntem seçimi hakkında bilgi verilerek bu aşamadaki karar verme aşamasının süresinin azaltılması hedeflenmiştir. Farklı konfor değerlendirmesi yöntemlerinden, bilgisayar destekli ve gerçek zamanlı test için örnek ve tanımlamalar yapılarak bu konudaki bilgi dağınıklığının giderilmesi gerçekleştirilmiştir.

Konforsuzluk hissiyatının gerçekleşmesi durumunda, çözüm odaklı mühendislik kullanılarak yardımcı kaynaklardan yararlanılmış, bir araç üzerinde titreşime dayalı analiz çalışması gerçekleştirilmiştir.

Sürüş konforu indeks değerini etkileyen parametrelerden süspansiyon sistem parametreleri hakkında bilgi verilmiştir. Süspansiyon çeşitlerinden günümüzde en yaygın olarak kullanılanlar hakkında bilgi verilerek sistem tanıma ve modifikasyonu için bir giriş bilgisi verilmiştir. Bu bilgiler ışığında süspansiyon parametrelerinin optimizasyonu için gerekli bilgiler kolayca elde edilmiş ve zamandan kazanç sağlanımı hedeflenmiştir.

Sayısal araç titreşim modelleri elde edilerek, herhangi bir paket programdan bağımsız olarak konfor değerlendirmesinin gerçekleştirilmesindeki önemli olan bir adımın kolaylaştırılması sağlanmıştır.

KAYNAKLAR

DEMIC, M., D. DILIGENSKI, I. DEMIC and M. DEMIC. 2006. A method Of Vehicle Active Suspension Design. *Forsch Ingenieurwes*, Belgrade ,Vol:70, p.145–158.

DEMIC, M., J. LUKIC and Z. MILIC. 2001. Some Aspects Of The Investigation Of Random Vibration Influence On Ride Comfort. *Journal of Sound and Vibration*, Vol: 253, p. 109-129.

ELS, P., P. UYS, J. SNYMAN and M. THORESSON. 2005. Gradient-based approximation methods applied to the optimal design of vehicle suspension systems using computational models with severe inherent noise. *Mathematical and Computer Modelling*,Vol:43, p. 787–801.

ELS, P. and P. UYS. 2002. Investigation of the Applicability of the Dynamic-Q Optimisation Algorithm to Vehicle Suspension Design. *Mathematical and Computer Modelling* ,Vol:37, p. 1029-1046.

GARRETT, T.K., K. NEWTON, and W. STEEDS. 2001. *The Motor Vehicle*. Reed Educational and Professional Publishing Ltd. Oxford. p.1169.

HONG, K., S. HWANG, and K. HONG. 2003. Automotive Ride-Comfort Improvement with an Air Cushion Seat. *SICE Annual Conference*, Fukui University, August 2003, Japan.

ISO 2631 Mechanical Vibration And Shock - Evaluation Of Human Exposure To Whole-body Vibration . *International Organization for Standardization*, Switzerland 1997. p. 1-17.

JAZAR, R.N. 2008. *Vehicle Dynamics Theory and Application*.Springer Science and Business Media.New York. p.866-870.

LEE C. and B. MOON. 2004. Simulation And Experimental Validation Of Vehicle Dynamic Characteristics For Displacement-Sensitive Shock Absorber Using Fluid-flow Modeling. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol:20, p. 373–388.

LEE, T. and B. KIM, 2007. Vibration Analysis Of Automobile Tire Due To Bump Impact. *Applied Acoustics*, Vol: 69, p. 473–478.

LINDEN, J. 2003. Test Methods for Ride Comfort Evaluation of Truck Seats. Department of Signals, Sensors & Systems Automatic Control Royal Institute of Technology Master Thesis, Sweden.

LONG, C., N. LI-MIN, Z. JING-BO, and J. HAO-BIN, 2007. Application of AMESim & MATLAB Simulation on Vehicle Chassis System Dynamics. *Workshop on Intelligent Information Technology Application*, IEEE Computer Society.

- NUNNEY, M.J. 2007. Light and Heavy Vehicle Technology. Elsevier Ltd., Oxford, p.471.
- PENNATI, M., M. GOBBI, and G. MASTINU. 2006. A Dummy For The Objective Ride Comfort Evaluation Of Ground Vehicles. Vehicle System Dynamics, Vol. 00, p.1–20.
- RAFAEL, J. 2007. Development Of An On-line Ride Comfort Evaluation Tool. Vehicle Dynamics Aeronautical and Vehicle Engineering Royal Institute of Technology Master Thesis, Sweden.
- REIMPELL, J., H. STOLL, and J. W. BETZLER. 2001. The Automotive Chassis: Engineering Principles. Reed Elsevier and Professional Publishing Ltd., Oxford, p.11,16,58.
- SCOLARI, P. 2008. The Motor Vehicle And Its Evolution. Turin. p.189-221.
- SWEVERS, J., C. LAUWERYS, B. VANDERSMISSEN, M. MAES, K. REYBROUCK, and P. SAS. 2006. A Model-free Control Structure For The On-line Tuning Of The Semi-active Suspension Of A Passenger Car, Mechanical Systems and Signal Processing, Vol:21, p. 1422–1436.
- TAMBOLI, J. and S. JOSHI. 1998. Optimum Design Of a Passive Suspension System Of a Vehicle Subjected To Actual Random Road Excitations, Journal of Sound and Vibration, Vol: 219, p.193-205.
- UYS, P., P. ELS and M. THORESSON. 2006. Suspension Settings For Optimal Ride Comfort Of Off-road Vehicles Travelling On Roads With Different Roughness And Speeds, Journal of Terramechanics, Vol: 44, p. 163–175.
- YAGIZ, N. and Y. HACIOGLU. 2008. Backstepping Control Of A Vehicle With Active Suspensions, Control Engineering Practice.
- YANG, Y., W. REN, L. CHEN, M. JIANG and Y. YANG. 2007. Study On Ride Comfort Of Tractor With Tandem Suspension Based On Multi-body System Dynamics. Applied Mathematical Modeling.
- YEDAVELLI, R. K. and Y. LIU. 1994. Active Suspension Control Design For Optimal Road Roughness Isolation And Ride Comfort. Proceeding of the American Control Conference Baltimore, Maryland, June 1994.

ÖZGEÇMİŞ

Murat YILDIZHAN, 12.12.1983 tarihinde Zonguldak'ta doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini burada tamamladı. 2002 yılında Dumlupınar Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünü kazandı. 2004 yılında elde ettiği derece ile Uludağ Üniversitesi Makine Mühendisliğine yatay geçiş yaptı. 2006 yılında lisans öğretimini tamamladı. 2007 yılında Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği anabilim dalında yüksek lisans eğitimine başladı. Halen yüksek lisans eğitimine devam etmektedir.

TEŞEKKÜR

Tez konusunun belirlenmesi ve tezin oluşması aşamasında değerli bilgi ve zamanını benimle paylaşan saygıdeğer hocam ve danışmanım Prof. Dr. Ferruh ÖZTÜRK'e, teorik alandaki çalışmalarımda destek olan Doç. Dr. Necmettin KAYA ve Arş. Gör. İdris KAREN'e, tez çalışmalarımda destek veren TOFAŞ AR-GE Bölümüne, tez çalışmalarımda yardımcı olan TOFAŞ AR-GE bölümünden Dr. İbrahim KORKMAZ, Turgay KUTLU, Murat ERGÜL ve Hülya BULUR'a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca, her konuda bana sabırla yardımcı olan Arş. Gör. Cemal HANİLÇİ ve Ayça YURTTAŞ'a teşekkür ederim.