

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**ARABA LASTİKLERİNİN ÜÇ BOYUTLU SONLU
ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Cemal GÖZEN

**Anabilim Dalı: MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Programı: KATI CİSİMLERİN MEKANİĞİ**

EKİM 2007

**ARABA LASTİKLERİNİN ÜÇ BOYUTLU SONLU
ELEMENLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Cemal GÖZEN
503031505**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 14 Eylül 2007
Tezin Savunulduğu Tarih : 3 Ekim 2007**

**Tez Danışmanı : Doç. Dr. Ata MUGAN
Diğer Jüri Üyeleri Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ
Yrd. Doç..Dr. Vedat DOĞAN**

EKİM 2007

Önsöz

Bu çalışmada bugüne kadar benden hiç bir zaman desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim. Alilem kadar bana ve tüm öğrencileri ile gönülden ilgilenen ve elinden gelen her türlü yardımı öğrencilerinden esirgemeyen tez danışmanın Sayın Doç. Dr. Ata Mugan 'a sonsuz teşekkürlerimi iletirim. Ayrıca hem bu çalışmada hem de aktif çalışma yaşamında bana sağladıkları bilgi ve moral desteklerini benden esirgemeyen kurumum A-Ztech Ltd. firması Teknik Müdürü Sayın Ali Öge 'ye ve Genel Müdürü Sayın Zeki Erman 'a da teşekkürlerimi iletirim.

Ekim 2007

Cemal GÖZEN

İÇİNDEKİLER

TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
ÖZET	viii
SUMMARY	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Bir Lastik Tekerin Yapısı	2
1.1. Analitik ve Ampirik Teker Modelleri	4
1.2. Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Oluşturulan Teker Modelleri	4
1.3. Kullanılacak Modeller	4
2. Nümerik Yaklaşım	5
2.1. Explicit (Açık) Çözüm Yöntemi	6
2.2. İmplicit (Kapalı) Çözüm Yöntemi	8
3. Kullanılan Teker Modeli	9
3.1. Kullanılan Teker	9
3.2. Kullanılan Referans Tekerin Sonlu Elemanlar Modeli	12
3.2.1. Giriş	12
3.2.2. Tekerin İki Boyutlu Sonlu Elemanlar Modeli	13
3.3.3. Tekere Tanımlanmış Malzeme Özellikleri	16
3.2.4. Tekerin Kauçuk Kısmı İle Güçlendiriciler Arasındaki Bağlantı	18
3.3.5. Eksenel Simetrik Modelin Üçüncü Boyuta Taşınması	19
4. Oluşturulan Teker Modelleri	22
4.1. Giriş	22
4.2. Model-0	22
4.3. Model-1	23
4.4. Model-2	24
4.5. Model-3	25
5. Teker Doğrulama Yöntemleri	27
5.1. Giriş	27
5.2. Statik Karşılaştırma	27
5.3. Titreşim Frekanslarının Karşılaştırılması	32
5.4. Sanki-statik Karşılaştırma	32
5.5. Zamana Bağlı Dinamik Karşılaştırma	34

6. Sonuçlar ve Değerlendirmeler	36
6.1. Teker Modelleri Arasında Statik Karşılaştıırma Sonuçları	36
6.2. Teker Referans Modelinin Düşey Yaylanma Karakteri Sonuçlarının Doğrulaması	40
6.3. Teker Modelleri Arasında Titreşim Frekansları Karşılaştırılması Sonuçları	42
6.4. Sanki-Statik Karşılaştıırma Sonuçları	45
6.5. Zamana Bağlı Dinamik Karşılaştıırma Sonuçları	46
6.6. Sonuçların değerlendirilmesi	47
 KAYNAKLAR	 48
 ÖZGEÇMİŞ	 50

TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 3.1 Tekerin güçlendirmelerine atanan çelik malzeme özellikleri.....	17
Tablo 3.2 Tekere atanan hiperelastik malzeme özellikleri.....	18
Tablo 6.1 Düşey yükleme için sanuçların görünümü.....	40
Tablo 6.2 Ghoreishy ‘nin üç lastiğinin düşey yaylanma miktarları.....	41
Tablo 6.3 Titreşim frekansı sonuçları.....	43

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil-1.1 : Radyal lastiğin iç yapısı	3
Şekil 3.1 : Kullanılan tekerin üç boyutlu görünümü.....	10
Şekil 3.2 : Kullanılan tekerin güçlendirmelerinin görünümü.....	11
Şekil 3.3 : Güçlendirmelerin tekerin içine eklenmesi.....	11
Şekil 3.4 : Üç boyutlu referans teker modeli.....	13
Şekil 3.5 : Referans tekerin iki boyutlu görünümü.....	14
Şekil 3.6 : Tekerin kauçuk kısmının görünümü.....	15
Şekil 3.7 : Tekerin güçlendirme kısmı.....	15
Şekil 3.8 : Kauçuk kısım malzeme dağılımı.....	16
Şekil 3.9 : Güçlendirmele tanımlanan malzemeler.....	17
Şekil 3.10 : Güçlendirmeler ve kauçuk kısım arasında gömme eleman tanımlaması.....	19
Şekil 3.11 : Tekerin üçüncü boyuta getirilmesi.....	20
Şekil-3.12 : Üç boyutlu tekeringörünümü.....	21
Şekil-4.1 : Model-0 'ın görünümü.....	23
Şekil-4.2 : Model-1 'ın görünümü.....	24
Şekil-4.3 : Model-2 'nin görünümü.....	25
Şekil-4.4 : Model-3 'ün görünümü.....	26
Şekil-5.1 : Statik karşılaştırma.....	27
Şekil-5.2 : Statik karşılaştırma adımları, Adım-1.....	28
Şekil-5.3 : Statik karşılaştırma adımları, Adım-2.....	29
Şekil-5.4 : Statik karşılaştırma adımları, Adım-3.....	30
Şekil-5.5 : Statik karşılaştırma adımları, Adım-4.....	31
Şekil-5.6 : Statik karşılaştırma adımları, Adım-5.....	32
Şekil-5.7 : Sanki-Statik doğrulamada geçilen engelin genel görünümü.....	34
Şekil-5.8 : Sanki-Statik doğrulamada geçilen engelin ayrıntılı görünümü.....	34
Şekil-5.9 : Zamana bağlı dinamik doğrulamada geçilen engelin ayrıntı görünümü.....	35
Şekil-5.10 : Zamana bağlı dinamik doğrulamada geçilen engelin ayrıntı görünümü.....	35
Şekil-6.1 : Model-0 ile referans teker arasındaki düşey yaylanma karakteri karşılaştırması.....	36
Şekil-6.2 : Model-0 ile Model-1, Model-2 ve Model-3 arasındaki düşey yaylanma karakteri.....	37
Şekil-6.3 : Model-1 için dönme yönü eleman sayısı karşılaştırması.....	38
Şekil-6.4 : Model-2 için dönme yönü eleman sayısı karşılaştırması.....	39
Şekil-6.5 : Model-3 için dönme yönü eleman sayısı karşılaştırması.....	39
Şekil-6.6 : Referans modelin 0.248 Mpa iç basınç ile düşey yaylanma karakteri.....	41
Şekil-6.7 : Ghoreishy lastikleri ile Referans modelin düşey yaylanma karakterlerinin karşılaştırılması.....	42
Şekil-6.8 : Referans 2modelin ilk üç titreşim frekansının görünümü.....	43
Şekil-6.9 : Model-3 'ün ilk üç titreşim frekansının görünümü.....	44
Şekil-6.10 : Model-3 'ün ilk üç titreşim frekansının görünümü.....	44
Şekil-6.11 : Model-3 'ün ilk üç titreşim frekansının görünümü.....	44
Şekil-6.12 : Model-3 'ün ilk üç titreşim frekansının görünümü.....	45

Şekil-6.13 : Sanki-statik benzetim sonuçları.....	45
Şekil-6.14 : Zamana bağlı dinamik benzetim sonuçları.....	46

ARABA LASTİKLERİNİN ÜÇ BOYUTLU SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ İLE MODELLENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada araç sürüş ve dayanıklılık benzetimlerinde kullanılabilecek, yol ile araç arasındaki kuvvet transferini sağlayan üç boyutlu bir lastik sonlu elemanlar modeli üzerinde çalışılmıştır. Çalışmada 175/65 R14 lastik referans lastik olarak alınmıştır. Çalışmanın amacı araç ile yol arasındaki kuvvet aktarımını optimum şekilde sağlayacak çözüm süresi ve serbestlik derecesi azaltılmış bir sonlu elemanlar modeli elde etmektir. Serbestlik derecelerinin azaltılması için eleman sayısı kademeli olarak azaltılmıştır. Böylece eleman sayıları azaltılmış lastik modelleri elde edilmiştir. Lastik modelleri arasında bazı karşılaştırmalar kullanılmıştır. Bunlar statik, dinamik ve sanki-statik durumlardaki lastiğin sonlu elemanlar çözümleri arasında yapılan karşılaştırmalardır. Lastik ilk olarak simetrikliğinden dolayı yarım ve eksenel simetrik olarak oluşturulmuştur. Üç boyutlu lastik modeli daha sonra üçüncü boyuta kaskatı janta geçirilip şişirilerek elde edilmiştir. Şişirilmiş ve kaskatı janta geçirilmiş lastiğin yere bastırılması statik karşılaştırmadır. Bu durumda lastik modellerini düşey yaylanma karakterleri karşılaştırılmıştır. Diğer karşılaştırmalar lastiğin titreşim modlarının ve frekanslarının karşılaştırılması ile lastiğin kaskatı bir engelden geçerkenki sanki-statik ve dinamik karşılaştırılmasıdır. Karşılaştırmalarda kaskatı olarak modellenmiş jantın orta merkezine gelen kuvvetler karşılaştırma kriteri olarak kullanılmıştır. Statik ve modal çözümlemelerde kapalı(implicit) çözümleme, sanki-statik ve zamana bağlı dinamik çözümlemelerde açık(explicit) sonlu elemanlar çözüm yöntemleri kullanılmıştır. Sonlu elemanlar çözümlerinde implicit çözücü olarak ABAQUS/Standard, explicit çözücü olarak da ABAQUS/Explicit yazılımları kullanılmıştır.

3D FINITE ELEMENT MODELLING OF VEHICLE TIRES

SUMMARY

In this research a three dimensional finite element tire model that transfers the forces between the vehicle and the road at the conditions of vehicle ride and durability analysis is made. 175/65 R14 tire is used as the reference tire. The purpose of the study is to get the optimum load transfer between the road and the vehicle with minimum cpu time and with minimum degree of freedom. In order to decrease the degrees of freedom the reference model's element number is reduced. In the process of decreasing the element number of reference tire model some reduced models is obtained. The comparison the results between the reference tire model and the reduced models some comparison methods is used. First, the tire is modelled as axisymmetric due to the symmetric tructure of the tire. Then, three dimentional tire is obtained. 3D tire is inflated and connected to a rigid rim. Inflated and coonnected 3D tire is pressed to the ground with a vertical load. This is the static load case. The modal frequencies and modal shapes are calculated. Then the tire is passed over an obstacle with 5 km/h velocity. This is quasi-static case. Then, in the same condition of quasi-static case, tire is passed over an obstacle with 50 km/h. This is dynamic case. In this methods the tire is assumed in assemble of the vehicle. The methods are static, quasi-static and the dynamic cases which assume the tires in vehicle assemble. For all cases the reaction forces of the tire center is compared. Abaqus/Standard is used as an implicit finite element solver and Abaqus/Explicit is used as an explicit solver in the research

1. Giriş

Otomobiller 19. yüzyılın sonundan itibaren içten yanmalı motorların gelişimi ile hayatımızın bir parçası haline gelmişlerdir. Otomobillerin tasarımı at arabalarından ve savaşlarda kullanılan iki tekerlekli at arabalarının yüzyıllar boyunca ki gelişiminin bilgi birikimi ile bugünkü durumlarına gelmişlerdir. Otomobiller yollarda gözüktüğü zamanlarda ister at arabalarında olsun, ister taşımacılıkta kullanılan diğer araçlarda olsun içinde tekerlerin de olduğu süspansiyon sistemleri kullanılmakta idi. Bugün eski at arabalarında kullanılan metal veya tahta tekerlerden şimdiki pnömomatik lastik tekerlere gelinmiştir [1]. Araçlarda yol ile araç arasındaki kuvvet aktarımını sağlayan temel kısım araçların tekerleridir. Bu nedenle araçların dinamik karakterlerinde tekerler önemli rol oynamaktadırlar. Bugün gelişen bilgisayar teknolojisi ile beraber tüm bir aracın üretim öncesinde dinamik karakteri hakkında bilgi edinile bilinmektedir. Bilgisayar ortamında tüm bir aracın sonlu elemanlar modeli hazırlanarak sürüş(ride) ve dayanıklılık(durability) benzetimleri gerçekleştirile bilinmektedir.

Taşıt tasarımında tasarımcının düşünmesi gereken durumlardan biri aracın dinamik karakteristiğidir. Bu dinamik karakteristiğin belirlenmesindeki yöntemlerden bir tanesi taşıt sürüş(ride) ve dayanıklılık(durability) benzetimleridir. Yapılan bu dinamik araç benzetimlerindeki araç modelleri hesaplama süresi dolayısı ile daha basit olarak modellenirler. Yapılan modellerin basitleştirilme sınırı alınan sonuçların hassasiyetidir. Taşıt dinamiği sürüş (ride) ve dayanıklılık (durability) benzetimlerinde aracın zemin ile olan etkileşimini sağlayan ve zemin kuvvetlerini araca ileten kısım aracın tekeridir. Diğer bir deyişle yol bilgisini araca ileten tekerdir. Aracın tümünde olduğu gibi tekerin basitleştirme sınırı da alınan sonuçların hassasiyet ve doğruluğudur. Tam araç modelinde olduğu gibi bu basitleştirmeler aracın tekerlerinde de yapılmaktadır. Bu nedenle, zemin kuvvetlerinin araca en iyi şekilde aktarılması için uygun bir teker modeli oluşturmak

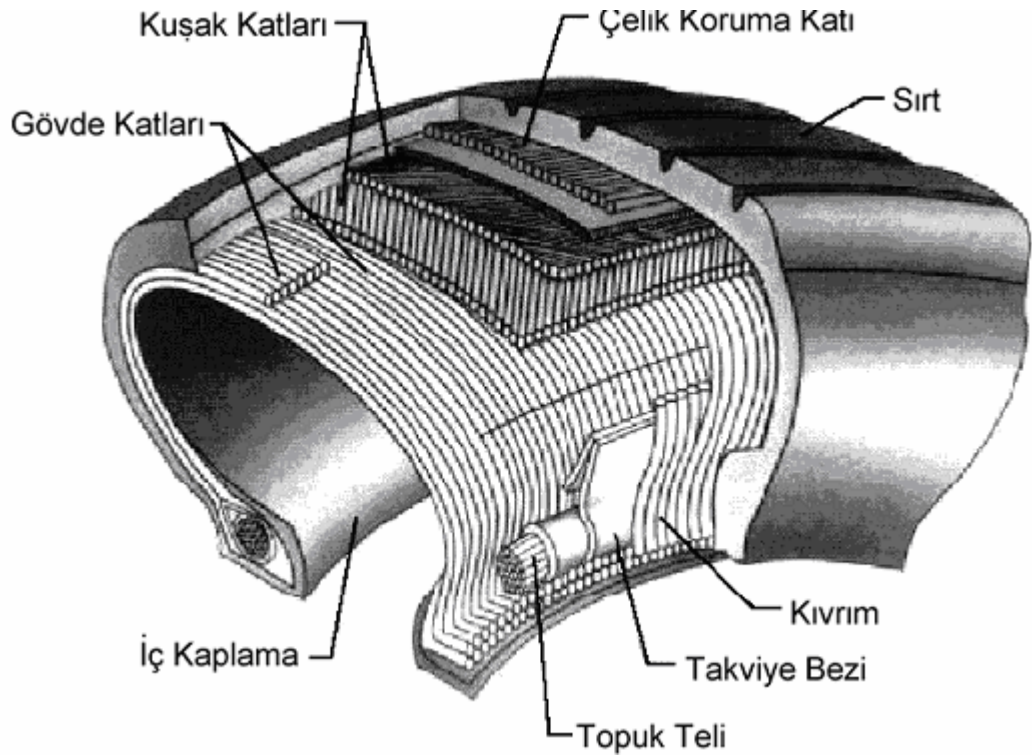
gereklidir. Teker modellerinde de araç modellerinde olduğu gibi basitleştirme sınırı sonuçların doğruluğu ve hassasiyetidir. [2]

1.1. Bir Lastik Tekerin Yapısı

Tipik bir araba lastiği Şekil-1.1 'de gözüktüğü gibi bir çok kısımdan oluşmaktadır. Bu kısımlar lastiğin kauçuk kısmı ve lastiğin direngenliğini arttıran kuşak katlarıdır. Kauçuk kısmın lastiğin yeri kavrama, sürtünme kuvvetlerinin etkisini sağlama gibi özellikleri mevcuttur. Sırt kısmı lastiğin yere temas eden kısmıdır. Lastiğin kuvvetlendiricileri ise lastiğe ek direngenlik sağlayan güçlendirici kısımlardır. Topuk teli lastiğin jant yanağı ile birleşen topuk kısmında bulunan çelik tel yumağıdır. Kauçukla iyi bir tutunma sağlayan, sert kauçuk karışımına dairesel şekil veren, halka biçiminde sarılı ve yüksek gerilme mukavemetli tellerdir. Karkası (gövde katlarını) oluşturan çelik veya tekstil kumaş, topuk çember tellerini içten dışa doğru sararak döner ve kalıpta pişirildikten sonra karkasla birlikte güvenli bir bağ oluşturur. Lastiği boylu boyunca sarar. Gövde katları, topuk tellerinin oluşturduğu topuk çemberini içten dışa doğru sararak dönen ve radyal direngenliğini sağlayan gövdeyi oluşturan çelik veya tekstil kumaştır. Diğer kısımlar ise lastiğin kuşak katlarıdır. Kuşak katları da çelik tellerden oluşur. Bu kısımlar lastiğin üst bölgesinde belli açılarla değerleri ile lastiği sararlar. [3]

Şekil-1.1 'de gösterildiği gibi lastikler kauçuk kısımları ve çelik güçlendiricileri ile beraber yüksek derecede doğrusal olmayan kompozit bir yapıya sahiptir. Bu nedenle prototip üretimi ve denenmesi, yeni bir lastiğin tasarım ve üretim sürecinde en uzun, en zahmetli ve en masraflı aşamayı oluşturmaktadır. Günümüzde pnömatik lastiklerin, araç doğrultu kontrolü ve kararlılığını etkileyen, kuvvet karakteristiklerini belirlemede kullanılan tek yöntem karmaşık ve pahalı deney düzenekleri kullanılarak yapılan deneylerdir. Bu durumda, pnömatik lastiklerin yapısını mümkün olacak tüm ayrıntıları ile kapsayacak bir bilgisayar modelinin, prototip üretimi ve denenmesi ile ilgili zorlukları ve masrafı en aza indirmekte önemli bir araç olacağı açıktır. Böyle bir bilgisayar modeli ayrıca lastik içinde güvenilir ölçümlerin yapılmasının son derecede zor olduğu kritik yerlerdeki parametrelerin değişiminin gözlenmesinde de faydalı olacaktır. Gerçeğe uygun veya en azından

gerçeğe yakın sonuçların alınabileceği bir bilgisayar modeli, tasarımcılara daha iyi lastiklerin geliştirilmesi sürecinde yardımcı olacağı gibi, yol araçlarının değişik yol koşullarında hareketinin simülasyonu için de kullanılabilir. Ancak polimerlerin doğrusal olmayan malzeme özellikleri, bir lastikte birkaç tip polimerin kullanılması, lastik içindeki tekstil ve/veya çelik katların elastik modüllerinin birbirlerine ve polimer malzemeye göre çok farklı olması, asimetrik çalışma koşulları, normal çalışma koşullarında büyük yer değiştirmelerin oluşması ve yer ile kuru sürtünmeli temas gibi özellikler nedeniyle gerçekçi bir lastik modelinin yapılması zorlaşmaktadır. [4]



Şekil-1.1. Radyal lastiğin iç yapısı. [4]

Yukarıda sayılan nedenler dolayısı ile bugüne kadar bu karmaşık yapının modellenmesinde hem modelin karmaşıklığını ve doğruluğunu hesaba katacak , hem de ihtiyaca göre çözümleme süresi kısa olacak bazı modeller kullanılmıştır. Genel olarak , pratikte taşıt sürüş benzetimleri ve taşıt dayanıklılık benzetimlerinde kullanılan teker modelleri ikiye ayrılırlar. Literatürde iki değişik tipte teker modeli vardır. Bu modeller analitik ve ampirik teker modelleri ile fiziksel teker modelleridir. [4,5,6,7]

1.2. Analitik ve Ampirik Teker Modelleri

Literatürde kullanılan teker modellerinden biri analitik ve ampirik teker modelleridir. Analitik ve ampirik teker modelleri araba tekerlerinin kuvvet karakteristiğinin mümkün olan en az hesaplama ile elde edilmesini sağlayan teker modelleridir. Genelde taşıtın düz yoldaki hareketi için çıkarılan bu modeller tekerin düşey ve yatay yönlerdeki kuvvet/moment ile deplasman/açı değerlerinin daha önceden test ile veya analiz ile elde edilen değerlerden uydurulmuş fonksiyonlar şeklindeki modellerdir. Analitik ve ampirik modeller genelde dinamik etkilere sahip olmadığından araç sürüş benzetimlerinde kullanılırlar. Daha önce belirtildiği gibi ampirik modeller daha çok tekerin düz yoldaki davranışına yönelik olarak oluşturulmuşlardır. Bu modeller bir tekerin çukura düşmesi, bozuk yolda ilerlemesi , belli bir engelden geçmesi veya kaldırıma çarpması gibi taşıt dayanıklılık (durability) benzetimlerinde geçerli değildirler. Bu nedenle kullanım alanları oldukça sınırlıdır. [4]

1.3. Sonlu Elemanlar Yöntemi İle Oluşturulan Teker Modelleri

Sonlu elemanlar teker modelleri tekerin tüm malzeme özelliklerini ve çevre ile veya iç güçlendirici gibi diğer kısımları ile olan etkileşiminin ayrıntılı olarak sonlu elemanlar tabanına uygun olarak modellendiği modellerdir. Burada tekerin statik veya dinamik davranışı oluşturulmuş sonlu elemanlar modeline bağlı olacaktır. Bu modeller tekerin tekil olarak ayrıntı benzetimlerinde veya araç benzetimlerinde kullanılan modellerdir. Bu nedenle çalışma kapsamında sonlu elemanlar teker modelleri üzerinde durulacaktır.

1.4. Kullanılacak Modeller

Daha önce belirtildiği gibi ampirik modeller sınırlı kullanım alanına sahiptirler. Bunun yanında hem araç sürüş hem de araç dayanıklılık benzetimlerinde beraber kullanılabilecek bir teker modeli için sonlu elemanlar modeline ihtiyaç duyulmaktadır. Sonlu elemanlar modellerinde tekerin davranışının doğru bir şekilde elde edilip temel amaç olan yol kuvvetlerinin araca aktarılması için tekerin sonlu

elemanlar modelinin ayrıntılı olarak modellenmesi gerekebilir. Modellenecek ayrıntının artması demek düğüm noktası ve eleman sayısının, dolayısı ile modelin serbestlik derecesinin de artması demektir. Tekerin sonlu elemanlar modelinin eleman ve düğüm noktası sayısının artması da tekerin çözüm süresinin de artmasına yol açacaktır. Çalışma kapsamında 175/65 R 14 binek araç lastiğın üzerinde çalışılacak. Bu lastik için az eleman ve hızlı çözümlenebilen, araca en doğru kuvvet aktarımını gerçekleştirecek bir teker modeli geliştirilmesi üzerine durulacaktır. Çalışma kapsamında ampirik teker modelleri üzerinde durulmayacaktır.

Çalışma kapsamında ayrıntılı olarak modellenmiş 175/65 R 14 teker modeli referans olarak alınacaktır. Ardından referans modeli ile aynı geometrik özelliklere sahip olan, eleman ve düğüm noktası sayısı azaltılmış diğer teker modelleri oluşturulacaktır. Oluşturulan eleman ve düğüm noktası sayısı azaltılmış teker modelleri bazı özelliklerine göre referans model ile karşılaştırılacaktır. Karşılaştırmalar tekerlerin düşey yaylanma karakteristikleri gibi statik özellikleri ile titreşim modları ve tekerlerin belli hızlar ile bir engel üzerinden geçerken ki dinamik davranışlarının karşılaştırılması durumları için yapılacaktır. Yapılan karşılaştırmalarında jantı temsil edecek bir rijit parçanın merkez noktasına gelecek kuvvetler temel alınacaktır.

2. Nümerik Yaklaşım

Nümerik yaklaşım olarak sonlu elemanlar yöntemi ile çözümlerler gerçekleştirilmiştir. Çalışmada implicit (kapalı) ve explicit (açık) çözüm yöntemleri kullanılmıştır.

Bir sonlu elemanlar sistemini nonlinear dinamik cevabı denklemini aşağıdaki gibidir.

$$M^t \ddot{U} + C \dot{U} + {}^t K U = {}^t R \quad (2.1)$$

Burada M, C, ${}^t K$ sırası ile kütle, sönüm ve katılık matrisleridir. R ise dış kuvvet vektörüdür.

Eşitlikte ${}^t U$, $\dot{{}^t U}$ ve $\ddot{{}^t U}$ sırası ile sonlu elemanlar modelinin “t” anındaki yer değiştirme, hız ve ivme vektörleridir. [5,8,9,10]

Genel diferansiyel denklemlerin çözümünde kullanılan yöntemler iki grup altında toplanabilir. Bunlar doğrudan integrasyon veya mod süperpozisyon yöntemleridir. Denklem 2.1 ‘in direk integrasyonla çözümünde step-by-step prosedür kullanılır. “Direk” teriminin anlamı nümerik integrasyon sırasında denklemin başka bir forma dönüştürülmeden doğrudan çözümünden gelir. Bu yöntem iki şekilde uygulanır.

-Denklem 2.1 ‘in çözümünün herhangi bir “t” anından ziyade ayrılaştırılmış bir Δt zaman aralığında elde edilmeye çalışılması

-Diğeri ise yer değiştirme, hız ve ivmelerin değişiminin her Δt aralığında elde edilmesi.[5,8,9,10]

Esasen bu yaklaşımlardan birinin seçim kriteri çözümlenecek problemin çözüm hassasiyetini, çözüm kararlılığını ve çözüm yükünü etkiler. İsimlendirilecek olursa, Denklem 2.1 ‘in çözümünde kullanılan iki yöntem yukarıda belirtildiği gibi implicit (kapalı) ve explicit (açık) çözüm yöntemidir.

2.1. Explicit (açık) Çözüm Yöntemi

Merkezi farklar yöntemi olarak da bilinen yöntemde $t+\Delta t$ anının çözümün t anındaki denge şartlarından elde edilmesine dayanır. Bu yöntemde her adım için katılık matrisinin hesaplanmasına gerek yoktur. Merkezi farklar yönteminde diğer önemli düşünce kritik zaman adımıdır. (Δt_{cr}). Kritik zaman adımı sonlu elemanlar modelinin tüm elemanları için katılık ve kütle özelliklerinde hesaplanan bir değerdir. Merkezi farklar yönteminde Δt zaman aralığının çözümün kararlılığı için kritik zaman adımın Δt_{cr} 'den eşit veya küçük olması gerekir. Diğer bir deyişle geçerli bir çözüm elde edebilmek için

$$\Delta t \leq \Delta t_{cr} = \frac{2}{w_{max}} \quad (2.2)$$

şartının sağlanması gerekir.

Denklem 2.2 'de w_{max} "n" serbestlik dereceli sonlu elemanlar modelinin en yüksek frekansıdır. Çözüm ağındaki bir eleman boyunca gerilim dalgası yayılımının en küçük aktarılma zamanı olarak kararlılık limiti aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\Delta t_{cr} \approx \frac{L_{min}}{C_d} \quad (2.3)$$

Eşitlikte L_{min} çözüm ağında bulunan elemanların en küçük eleman boyutu iken C_d Lamé sabitleri λ ve $G=2\eta$ teriminde dalga yayılım hızıdır.

Merkezi farklar yönteminde kritik zaman adımı Δt_{cr} 'den daha küçük bir zaman adımı kullanılan çözümlemeler "conditionally stable" olarak düşünülebilir. Eğer kritik zaman adımından daha büyük bir Δt kullanılırsa integrasyon kararsız olacaktır. Bunun anlamı ya çözüm elde edilemeyecek, ya da elde edilse bile sonuçların doğruluğundan uzaklaşılacaktır. Buradan da anlaşılabilir gibi explicit analizde toplam analiz zamanı kritik zaman adımına bağlı olarak artacaktır. Eğer Δt_{cr} "m" defa büyürse analiz süresi de "m" kadar düşecektir. Denklem 2.2 'de de görüldüğü gibi kritik zaman adımı sonlu elemanlar modelindeki eleman boyutu ile doğru orantılıdır. Sonlu elemanlar modelindeki en küçük eleman boyu küçüldükçe kritik zaman adımı da azalacaktır. Yine Denklem 2.2 'den görülebileceği gibi kritik zaman adımı malzeme özelliğine de bağlıdır. Sonlu

elemanlar modelinin kütle yoğunluğunun artması kritik zaman adımını da arttıracaktır. Bu nedenle analizlerin çözüm süresi modelin çözüm ağı yoğunluğuna göre lineer olarak artacak veya azalacaktır. Analizlerde gerilme dağılımlarının uygunluğu ile eleman büyüklüklerinin optimum şekilde ayarlanması gerekir.

Bu yaklaşımı, explicit çözüm yöntemini, kullanan ticari kodların bir avantajı yüzeyler arasındaki temasın tanımlama ve yönetme kolaylığını kullanıcıya vermesidir. Çalışma kapsamında çözümlerde explicit çözücü olarak Abaqus/Explicit kullanılmıştır. Abaqus/Explicit 'te kinematik ve penaltı olmak üzere iki değişik temas algoritması mevcuttur. Kinematik algoritmada çözücü ilk olarak temas şartlarını düşünmeksizin analizin her adımında modelin kinematik modelini tahmin ettiği konfigürasyona getirir. Ardından hangi düğüm noktaları arasında penetrasyonun olduğunu belirler. Penetrasyon miktarına bağlı olarak düğüm noktalarına vereceği tepki kuvvetini hesaplayarak bu düğüm noktalarına uygular.

Diğer temas algoritması da “penaltı” algoritmasında kinematik temas algoritmasına göre daha yumuşak bir temas sağlanır. Bu çözüm süresini azaltıcı ve yakınsama kolaylığını arttırıcı bir temas algoritmasıdır. Penaltı algoritmada düğüm noktalarının penetrasyonu o anki konfigürasyonda araştırılır. Temas kuvvetleri penetrasyon miktarının bir fonksiyonu olarak düğüm noktalarına ters yönde uygulanır. Sanki düğüm noktası ile karşı yüzey arasında bir yay varmış gibi işlem çözücü tarafından yapılır. Temas katılığı çözücü tarafından otomatik hesaplanarak sisteme etki eder. Explicit analizde zaman adımının çok küçük olması her iki algoritma içinde olası temas penetrasyonlarının çok fazla olmamasını sağlar. Bu nedenle explicit yöntemde temas yakınsaması ile ilgili genelde sıkıntı yaşanmaz. Çalışmada temas algoritması olarak kinematik algoritma kullanılmıştır.

2.2. İmplicit (kapalı) Çözüm Yöntemi

İmplicit (kapalı) çözüm yönteminde $t+\Delta t$ anındaki çözüm o anki denge şartları kullanılarak elde edilir. Standart sonlu farklar ifadeleri kullanılarak hız ve ivme değerleri yer değiştirme çözümü U , aşağıdaki eşitlikten elde edilir.

$$M^{t+\Delta t} \ddot{U} + C^{t+\Delta t} \dot{U} + K^{t+\Delta t} U = {}^{t+\Delta t} R \quad (2.4)$$

İmplicit yöntemde Δt seçimi için herhangi bir kritere ihtiyaç yoktur. Δt , Denklemler 2.3 'de tanımlanmış Δt_{cr} 'den büyük olabilir. İmplicit yönteminin merkezi farklar yöntemine(explicit) göre bir diğer avantajı hem statik hem de dinamik çözümler için uygunluğudur.Merkezi farklar yönteminde kütle ve sönüm etkisi dolayısı ile dinamik çözümler için uygundur.[5,10,11]

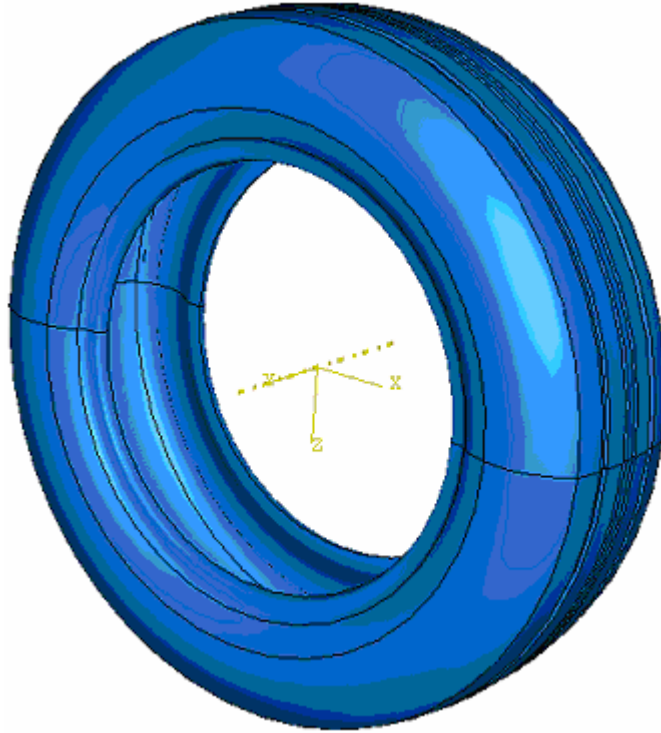
Çalışmada implicit çözücü olarak Abaqus/Standard kullanılmıştır. Abaqus/Standard 'da kullanılan temas saf efendi-köle yüzey temas algoritmasıdır. Köle yüzeydeki düğüm noktaları efendi yüzeye penetre edemezler. Bu temasın iki alt özel formülasyonu vardır. Bunlar küçük kaymalı temas formülasyonu (small sliding formulation) ve sonlu kaymalı temas (finite sliding formulation) formülasyonudur. Küçük kaymalı temas formülasyonunda temas bölgesindeki kaymalar çok küçük kabul edilerek temas kısıtlamaları çözüm öncesinde kurulur ve analiz sürecinde temas değişiklikleri kontrol edilirler. Sonlu kaymalı temas formülasyonunda çözücünün köle düğüm noktaları ve efendi yüzeyin hangi bölgelerinin temasa gireceğini çözümden önce hesaplaması gereklidir. Çözümün her aşamasında gelebilecek temas değişiklikleri çözümden önce hesaba katılır. Bu işlem özellikle iki esnek parça arasındaki temas ve nonlinear etkiler arttıkça çözüm yükünü de artırır, hatta bazı durumlarda çözüm bile elde edilemeyebilir. Bu implicit çözümün doğasında mevcuttur.[5,11]

Yukarıda bahsedilenler ışığında hangi durumlar için hangi çözümün kullanılacağını seçimi önemli bir seçimdir. Çalışmada lastiğin zamana bağlı dinamik benzetiminde her iki yöntemde kombine olarak kullanılmıştır. Örneğin lastiğin yere basması statik bir durumdur ve implicit çözüm yöntemi kullanılmıştır. Ancak lastiğin zamana bağlı dinamik hareketi dinamik bir durumdur ve başlangıç koşulu olarak yere basmış lastiğe ihtiyaç duyar. Burada Abaqus 'ün önemli bir avantajı ortaya çıkmaktadır. Abaqus 'ün en önemli avantajlarından bir tanesi *import seçeneğinin modellemelerde kullanılmasıdır. *İmport özelliği kapalı(implicit) ile başlanan bir analizin açık (explicit) çözücü ile devam ettirilmesini, bu aşamada kapalı çözümdeki malzeme özellikleri, eleman özellikleri ve deforme olmuş değerleri gibi bir çok özelliğinde açık çözüme geçirilmesini sağlamaktadır. [5,10,11]

3. Kullanılan Teker Modeli

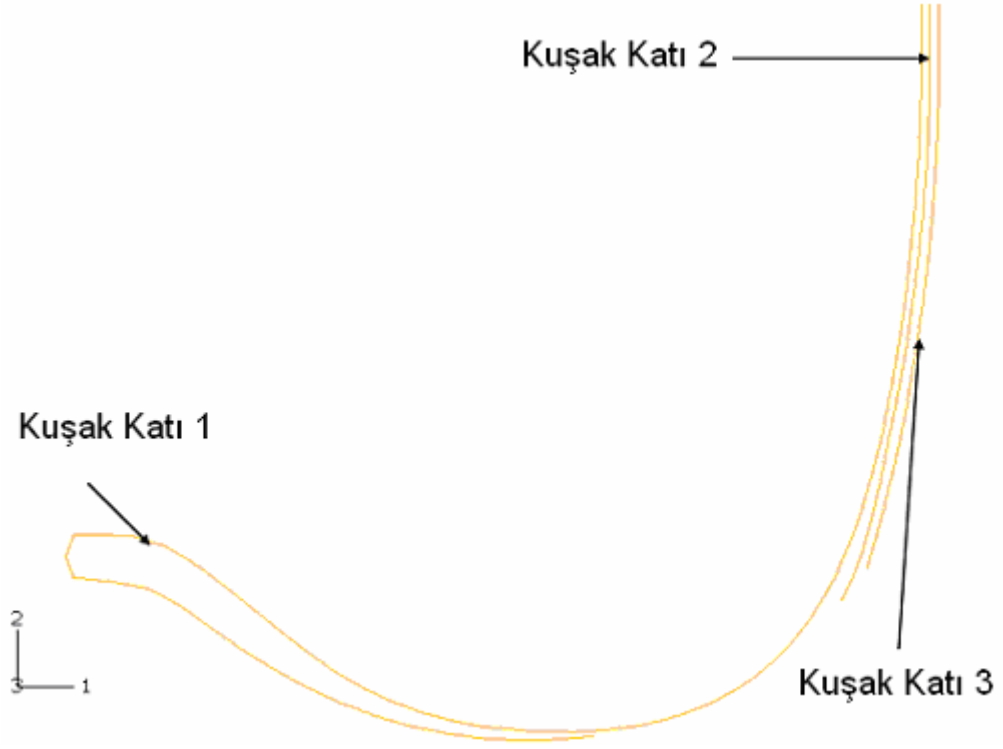
3.1. Kullanılan Teker

Çalışmanın amacı olan hem araç sürüş hem de araç dayanıklılık benzetimlerinde kullanılabilecek az sayıda eleman sayısı ve dolayısı ile çözüm süresi az bir teker modeli elde etmektir. Çalışmada 175 / 65 R 14 bir binek araba lastiği kullanılmıştır. Bu teker Şekil-3.1 'de gösterilmiştir. Şekilde gösterilmiş tekerin sonlu elemanlar modelinin eleman ve düğüm noktası sayısının azalımının tekerin statik ve dinamik davranışına etkisi incelenecektir.



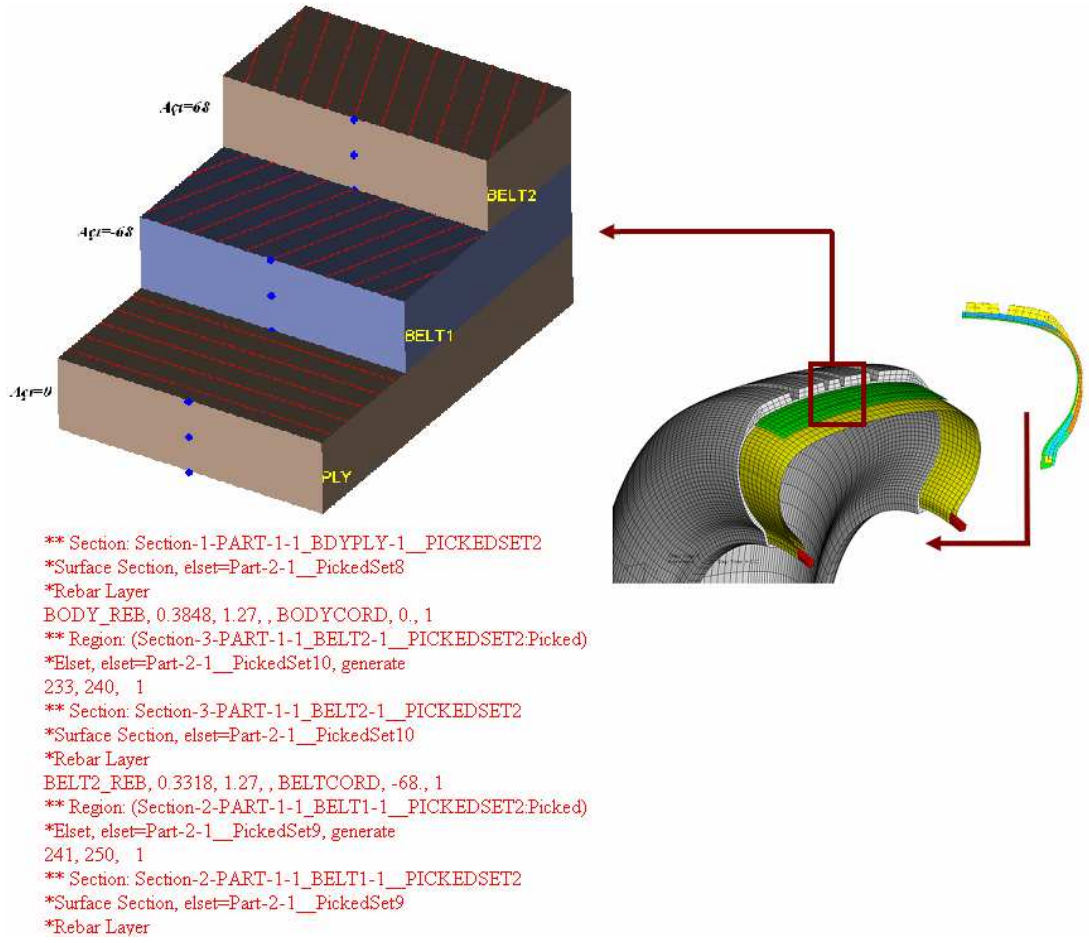
Şekil-3.1. Kullanılan tekerin üç boyutlu görünümü.

Tekerin genel görünümünün yanında güçlendirmeleri de bulunmaktadır. Tekerde toplam üç adet güçlendirme kısmı vardır. Şekil-3.2'de tekerin kuşak katları gösterilmiştir. Her üç kuşak katıda belli bir açı derecesi kadar döndürülerek kauçuk içine geçirilmişlerdir. Şekil-3.3 'de bu kuşak katlarının açıları gösterilmiştir. Şekilde



Şekil-3.2. Kullanılan tekerin güçlendirmelerinin görünümü.

görüldüğü gibi Kuşak-katı-1 isimli kat 0 derece, Kuşak-katı-2 isimli kat 68 derece ve Kuşak-katı-3 olarak isimlendirilmiş üçüncü kat ise -68 derece yönlü katlardır.

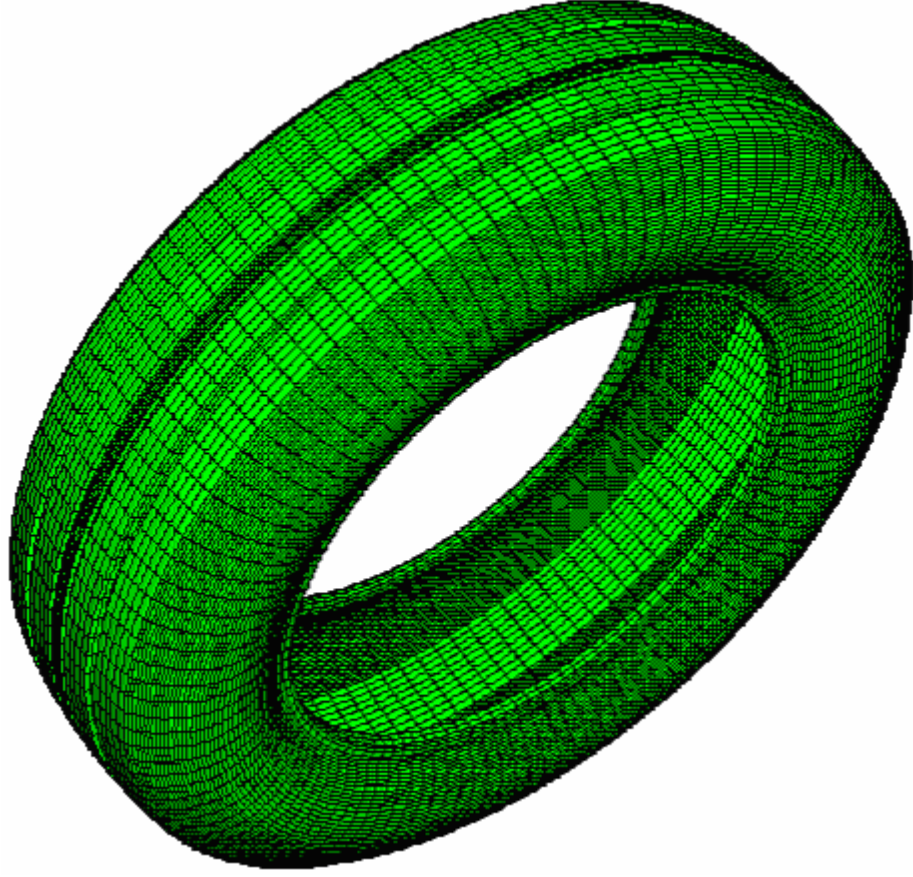


Şekil-3.3 Güçlendirmelerin teker içine eklenmesi.

3.2. Tekerin Sonlu Elemanlar Modeli

3.2.1. Giriş

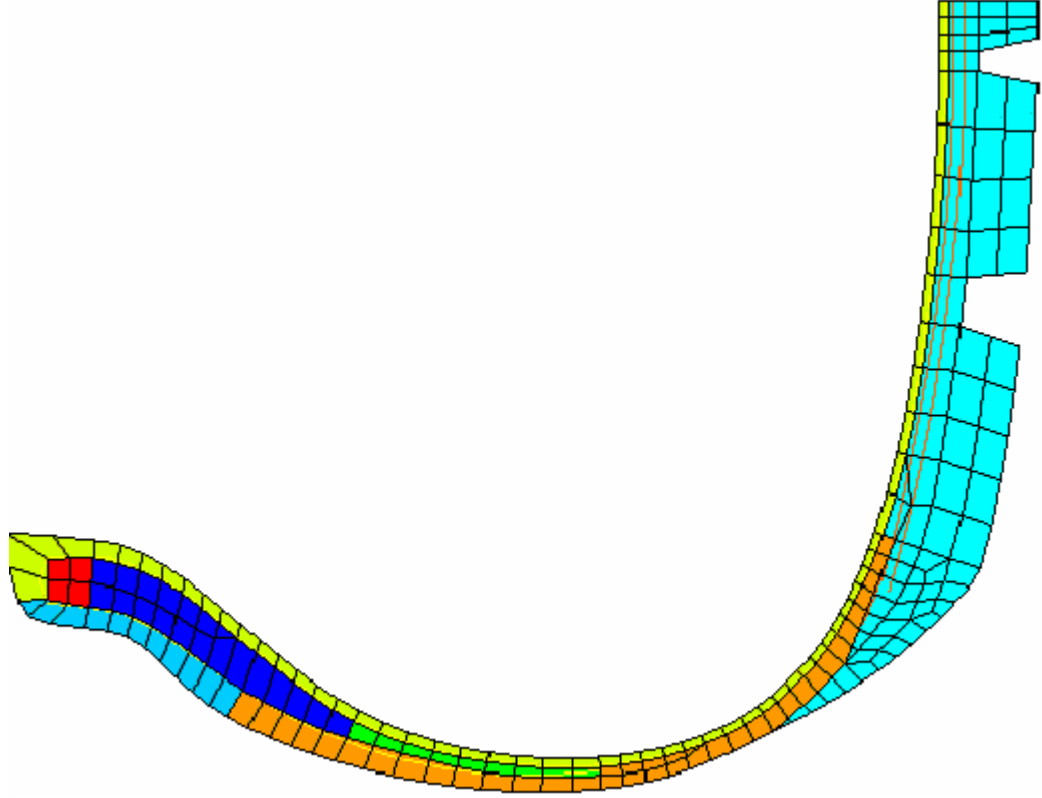
Yukarıda bahsedilen ve Şekil-3.1 'de gösterilmiş olan tekerin sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Bu model, yapılan tüm çalışmalar için bir referans modeldir. Şekil-3.4 'de referans tekerin üç boyutlu olarak hazırlanmış sonlu elemanlar modeli gösterilmiştir. Üç boyutlu sonlu elemanlar modelinde 383 adet düğüm noktası ve 316 adet eleman sayısı mevcuttur.



Şekil-3.4. Üç boyutlu referans teker modeli

3.2.2. Tekerin İki Boyuttaki Sonlu Elemanlar Modeli

Tekerin üç boyutlu sonlu elemanlar modeli oluşturma işlemi ilk olarak iki boyutta yapılan modelleme ile başlamıştır. Bunun nedeni de tekerin bir dönme eksenine göre simetrik olmasıdır. Böylece tekerin eksenel simetrik modeli oluşturulmuştur. Tekerin eksenel simetrik kısmı da yine simetrik olduğundan tüm başlangıç referans modelinin sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasına iki boyutta eksenel simetrik ve yarım olarak başlanmıştır. Referans tekerin iki boyutlu sonlu elemanlar modeli Şekil-2.5 'de gösterilmiştir.

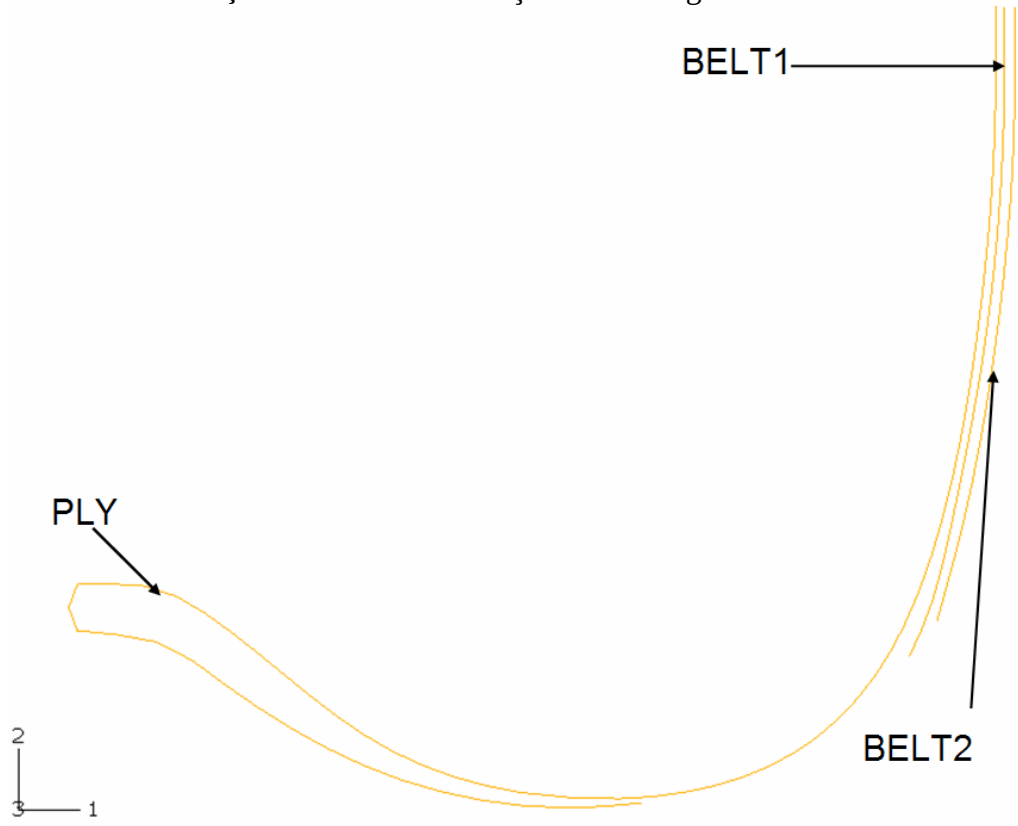


Şekil-3.5 Referans tekerin iki boyutlu görünümü.

Tekerin iki kısmı olan kauçuk kısmı ve güçlendirmeler de iki boyutta tanımlanmışlardır. Tekerin kauçuk kısmı Şekil-3.6 'da gösterilmiştir. Bunun yanında tekerin güçlendirmeleri Şekil-3.7 'de gösterilmiştir. Kauçuk kısım burada dört düğüm noktalı aksenal simetrik elemanlar ile modellenirken, güçlendirmeler de aksenal simetrik iki düğüm noktalı



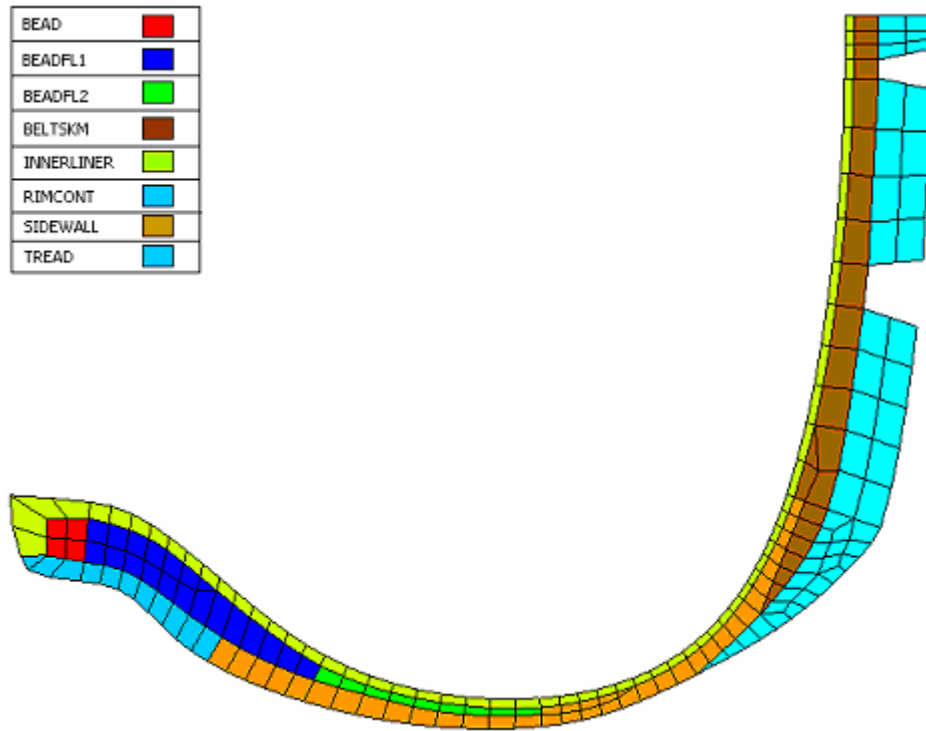
Şekil-3.6. Tekerin kauçuk kısmının görünümü.



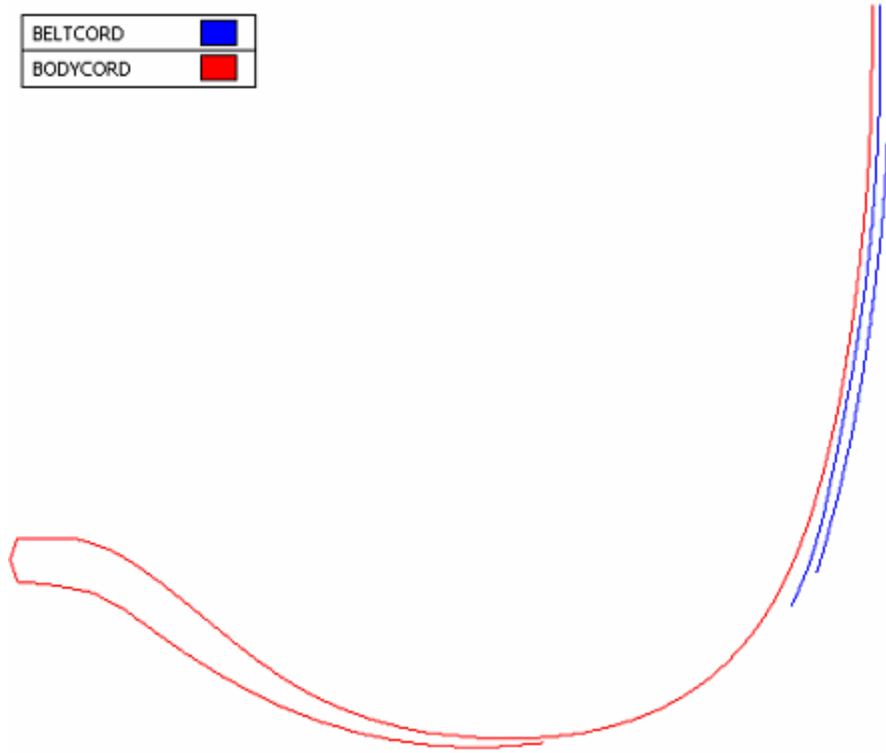
Şekil-3.7. Tekerin güçlendirme kısmı

3.2.3. Tekere tanımlanmış malzeme özellikleri

Tekere malzeme özelliği olarak değişik kısımlarına değişik malzeme özellikleri tanımlanmıştır. Tekerin kauçuk kısmı için hiperelastik malzemeler tanımlanırken çelik güçlendirmelere de ilgili malzeme özelliği olarak çelik malzeme özelliği kullanılmıştır. Şekil-3.8 'de gösterildiği gibi tekerin kauçuk kısmı ve Şekil-3.9 'da güçlendirmelerine atanan malzeme isimleri gösterilmiştir. Tablo-2.1 ve Tablo-3.2 'de de Şekil-3.8 ve Şekil-3.9 'da isimleri verilen malzemelerin özellikleri gösterilmiştir.



Şekil-3.8. Kauçuk kısım malzeme dağılımı.



Şekil-3.9. Güçlendirmelere tanımlanan malzemeler.

Tablo-3.1. Tekerin güçlendirmelerine atanan çelik malzeme özellikleri.

Malzeme İsmi	Malzeme cinsi	Elastisite Modülü	Poisson Oranı	Yoğunluk
		E (GPa)	ν	ρ (ton/mm ³)
BEAD	Çelik	190	0.3	7.8 e-9
BODYCHORD	Çelik	190	0.3	7.8 e-9
BELTCORD	Çelik	190	0.3	7.8 e-9

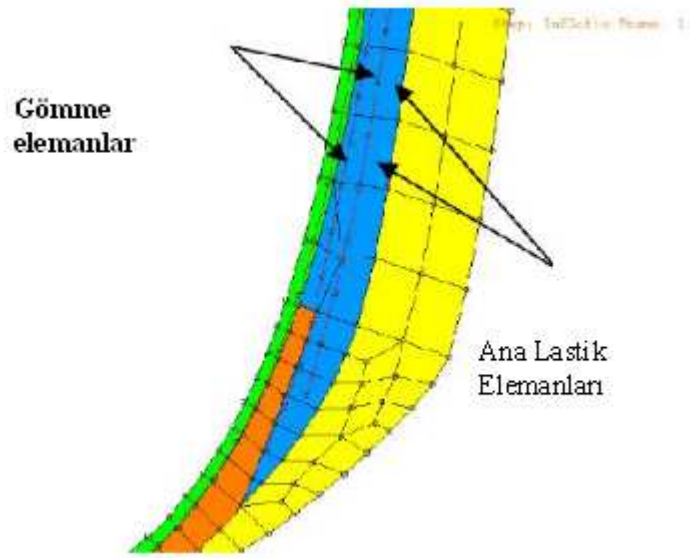
Tablo-3.2. Tekere atanan hiperelastik malzeme özellikleri.

Malzeme İsmi	Gerinim Enerji Fonksiyonları	Fonksyon Katsayıları		Yoğunluk ρ (ton/mm ³)
		C10	D1	
BEADFL1	neo-hook	0.671	0.03	1.1e-9
BEADFL2	neo-hook	1.006	0.02	1.1e-9
BELTSKM	neo-hook	0.839	0.024	1.1e-9
INNERLINER	neo-hook	0.503	0.04	1.1e-9
RIMCONT	neo-hook	1.006	0.02	1.1e-9
SIDEWALL	neo-hook	0.336	0.06	1.1e-9
TREAD	neo-hook	0.671	0.03	1.1e-9

Bunun yanında her bir güçlendirme için Şekil-3.3 ‘de gösterilen yönlendirmelerin de teker modeline eklenmesi gerekmektedir. Gerekli yönlendirmeler kesit özelliği olarak *Rebar Layer seçeneği ile modele eklenmiştir. İlgili çözücü girdi dosyası değiştirgeçleri Şekil-3.3 ‘teki gibi yapılmış, böylece her bir katın yönlendirmeleri tanımlanmıştır.

3.2.4. Tekerin kauçuk kısımları ile güçlendirmeler arasındaki bağlantı

Tekerin güçlendirmeleri ile kauçuk kısmı arasında Şekil-3.10 ‘da gösterildiği gibi herhangi bir düğüm noktası bağlantısı yoktur. İki boyutta modellenmiş olan bu teker modeli ileriki adımlarda üçüncü boyuta taşınacaktır. Üç boyutlu durumda kauçuk kısmın elemanları katı, güçlendirmelerin ise yüzey elemanlar olacaktır. Her iki kısmın elemanları arasındaki boyut ve serbestlik derecesi farkından dolayı aralarında uygun bir bağlantı yapılmalıdır. Bu iki kısım arasındaki bağlantı ABAQUS sonlu elemanlar yazılımında bulunan *Embedded Region seçeneği ile sağlanmıştır.

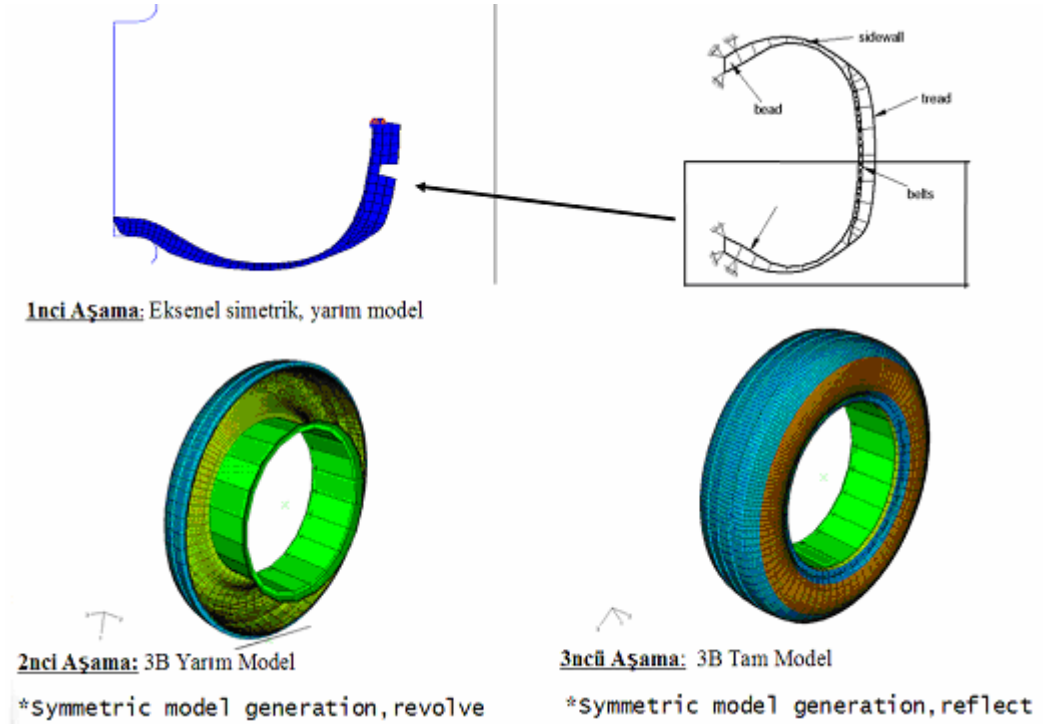


Şekil-3.10. Güçlendirmeler ve kauçuk kısım arasında gömme eleman tanımlaması.

3.2.5. Eksenel Simetrik Teker Modelinin Üçüncü Boyuta Taşınması

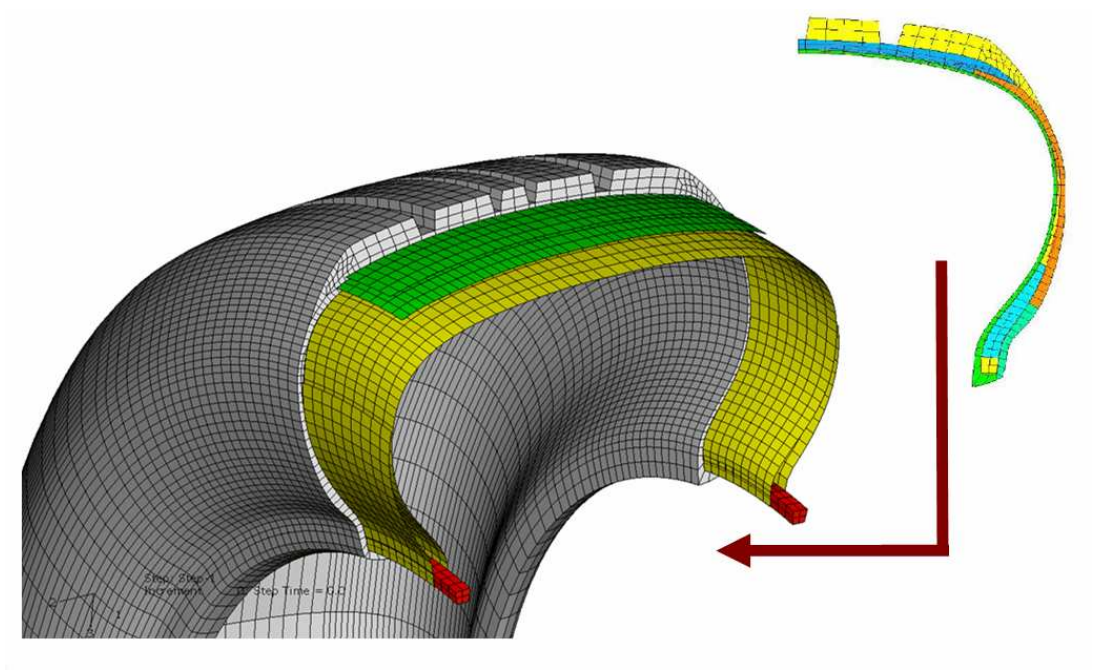
Şu ana kadar iki boyutta oluşturulmuş tekerin üçüncü boyuta aktarılma işlemi yapılır. Eksenel simetrik olarak modellenmiş olan teker dönme eksenine boyunca uniform olarak 120 eleman gelecek şekilde (her üç derecede bir dönme yönünde eleman) üçüncü boyuta aktarılmıştır. Üçüncü boyuta aktarım işlemi iki adımda gerçekleştirilmiştir. Teker eksenel simetrik modelinde yarım olarak oluşturulduğundan ilk adım yarım üç boyutlu modelin oluşturulması, ikinci adım ise yarım üç boyutlu teker sonlu elemanlar modelinin simetriğinin alınarak tam hale getirilmesidir.

İlk adımda eksenel simetrik yarım teker yukarıda belirtildiği gibi dönme eksenine boyunca 120 eleman gelecek şekilde döndürülür. Bu dönme işlemi Abaqus yazılımında bulunan *Symmetric Model Generation, Revolve seçeneği kullanılarak gerçekleştirilir. İkinci adım ise oluşan yarım üç boyutlu teker sonlu elemanlar modelini tam hale getiren *Symmetric Model Generation , Reflect seçeneğidir. Her iki işlem için birer çözümleme yapılarak modeller üçüncü boyuta aktarılır. Şekil-3.11 'de üçüncü boyuta aktarma işlemi gösterilmiştir.



Şekil-3.11. Tekerin üçüncü boyuta getirilmesi.

Bu işlemler sonucunda referans lastik modelinde üç boyutlu olarak 45517 adet düğüm noktası ve 37604 adet eleman bulunmaktadır. Şekil-3.12 ‘de üç boyutlu tekerin güçlendirme katları ile beraber oluşturulmuş şekli gösterilmiştir.



Şekil-3.12. Üç boyutlu tekerin görünümü.

4. Oluşturulan Teker Modelleri

4.1. Giriş

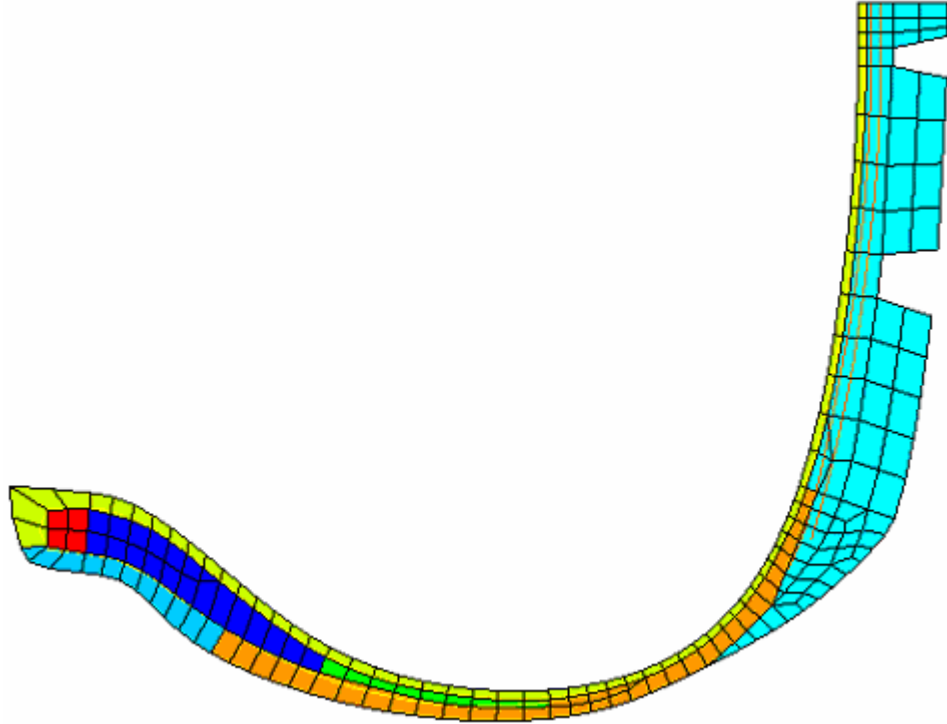
Çalışmanın amacı olan hem araç sürüş hem de araç dayanıklılık benzetimlerinde kullanılabilecek az sayıda eleman sayısı ve dolayısı ile çözüm süresi az bir teker modeli elde etmektir. Çalışmada kullanılan referans modelden kademe kademe eleman sayısı azaltılarak değişik modeller oluşturulmuştur. Oluşturulan modeller referans modelle aynı geometrik ölçülere sahiptirler. Oluşturulan modellerin eleman sayısı iki boyutlu yarım modelde kademe kademe azaltılmıştır. Modeller hem sonuçların karşılaştırılmasında hem de anlatım kolaylığı bakımından isimlendirilmişlerdir. Modellerin isimleri Model-0, Model-1, Model-2 ve Model-3 'tür. Sırası ile modellerin özellikleri aşağıda sıralanmıştır.

4.2. Model-0

İlk model Model-0 olarak isimlendirilmiş modeldir. Model-0 tüm geometrik ve malzeme özellikleri olarak referans model ile aynı özellikleri taşımaktadır. Model-0 383 adet düğüm noktasına ve 316 adet eleman sayısına sahiptir. Model-0 'ın referans modelden tek farkı malzeme özellikleridir. Bu modelde referans modelde Şekil-3.8 ve Şekil-3.9 'da dağılımı görülen ve Tablo-3.1 ve Tablo-3.2 'de özellikleri belirtilenden farklı özellikler kullanılmıştır. Farklılık sadece kauçuk kısımdadır. Güçlendirmeler referans modelle aynı malzeme özelliklerine sahiptir. Kauçuk kısımda belli bölgelerde farklı malzeme tanımlaması yerine tek bir malzeme tanımlaması tüm kauçuk kısımlar için kullanılmıştır. Tüm kauçuk kısım için Tablo-3.2 'de özellikleri verilmiş Rimcont malzemesi kullanılmıştır.

Model-0 'ın tanımlanma nedeni referans modeller ile diğer modeller arasında karşılaştırmalar için bir geçiş modeli olmasıdır. Dikkat edilirse referans modelde malzeme özellikleri belli elemanlara tanımlanmaktadır. İleriki modellerde çözüm adımı kademe kademe azaltılıp sadece eleman sayısının değişiminin tekerin

karakterine etkisi incelenmektedir. Bu amaçla çözüm ağı değiştiğinde eleman sınırları değişeceğinden doğru bir şekilde malzeme özelliklerinin modele eklenmesi zorlaşacaktır. Zorluğun aşılması için modelin kauçuk kısımlarına tek bir malzeme özelliği atanmıştır. Model-0 'da aslında tekerin kauçuk kısmındaki değişik malzeme ataması ile kauçuk kısma tek bir malzeme ataması arasındaki kıyası gösteren modeldir. İlerleyen modellerde de tekerin kauçuk kısmı için aynı malzeme, rimcount, kullanılacaktır. Model-0 'ın iki boyutlu gösterimi Şekil-4.1 'de gösterilmiştir.



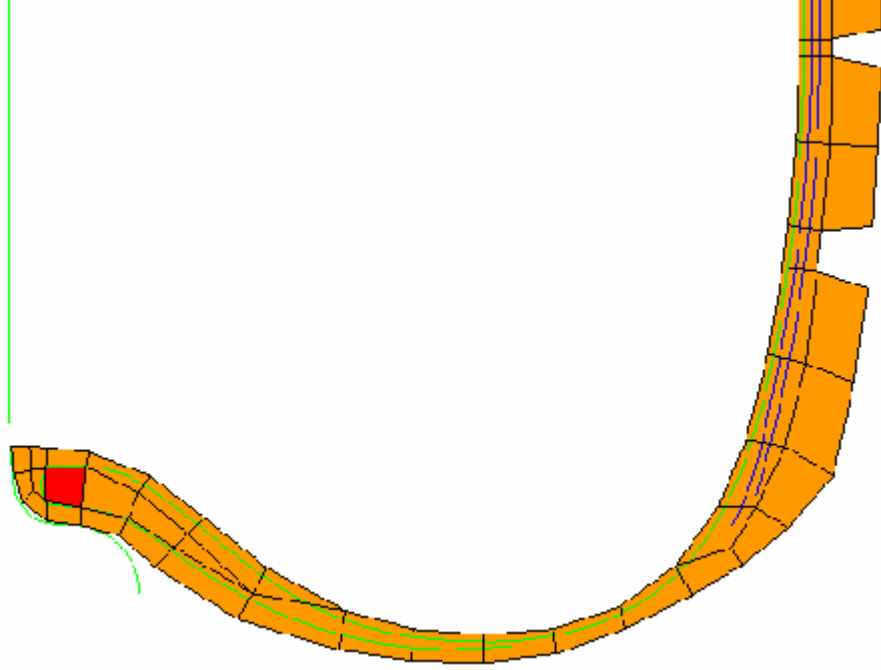
Şekil-4.1. Model-0 'ın görünümü

Model-0 'ın iki boyutlu modeli özellikleri yukarıda belirtilmiştir. Modelin üçüncü boyuta geçirilmesi referans modelde olduğu gibi yapılmıştır. Model-0 üçüncü boyuta geçirilirken yine dönme eksenini boyunca 120 eleman gelecek şekilde yapılmıştır. Böylece üç boyutlu model referans modelinde olduğu gibi 45577 adet düğüm noktası, 37604 adet eleman noktasına sahiptir.

4.3. Model-1

Model-1 , Şekil-4.2 'de gösterilen iki boyutlu modeldir. Bu modelde bulunan toplam düğüm noktası sayısı 172, toplam eleman sayısı ise 144 'tür. Bu eleman sayılarından

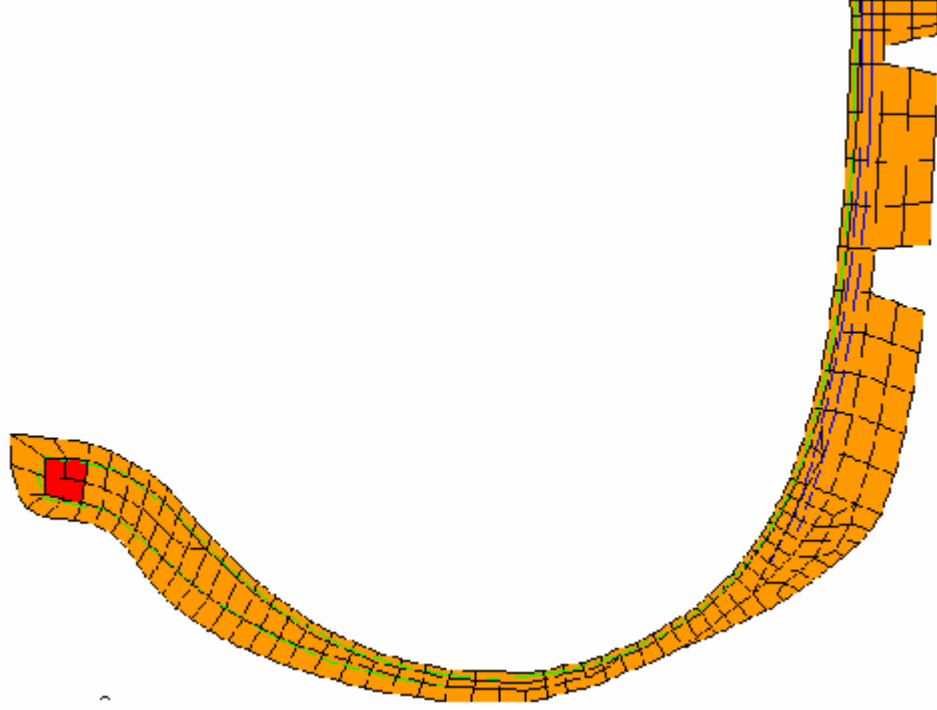
41 tanesi kauçuk kısma, 103 tanesi ise güçlendirmelere aittir. Model-1 ,de malzeme özelliği olarak Model-0 ,daki malzeme özellikleri kullanılmıştır. Model-1 ,de güçlendirmelerin eleman sayısı değiştirilmemiş, sadece kauçuk kısmın eleman sayısının değişiminin modele etkisi incelenmiştir. Yine güçlendirmeler ile lastiğin kauçuk kısmı aynı şekilde bağlanmıştır. Lastiğin üç boyutlu oluşturulan modelinde yine dönme eksenini boyunca uniform dağılım olarak 60, 90 ve 120 eleman kullanılmıştır.



Şekil-4.2. Model-1 'in görünümü

4.4. Model-2

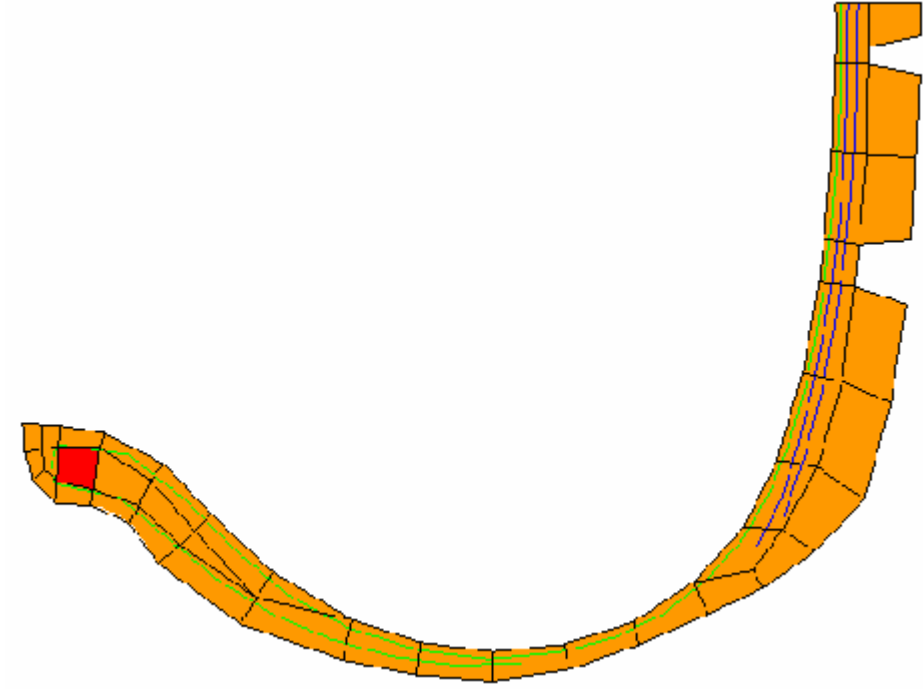
Model-2 Şekil-4.3 'de iki boyutlu olarak gösterilen modeldir. Bu modelde bulunan toplam düğüm noktası sayısı. 330, toplam eleman sayısı ise 263 'tür. Bu eleman sayılarından 213 tanesi kauçuk kısma, 41 tanesi ise güçlendirmelere aittir. Model-2 'de malzeme özelliği olarak Model-0 'daki malzeme özellikleri kullanılmıştır. Model-2 'de kauçuk kısmın eleman sayısı değiştirilmemiş, sadece güçlendirmelerin eleman sayısının değişiminin modele etkisi incelenmiştir. Lastiğin üç boyutlu oluşturulan modelinde yine dönme eksenini boyunca uniform dağılım olarak 60, 90 ve 120 eleman kullanılmıştır.



Şekil-4.3 .Model-2 'nin görünümü

4.5. Model-3

Model-3 Şekil-4.4 'de iki boyutlu olarak gösterilen modeldir. Bu modelde bulunan toplam düğüm noktası sayısı 119, toplam eleman sayısı ise 91 'dir. Bu eleman sayılarından 41. tanesi kauçuk kısma, 50 tanesi ise güçlendirmelere aittir. Model-3 'de malzeme özelliği olarak Model-0 'daki malzeme özellikleri kullanılmıştır. Model-3 'de hem kauçuk kısmın hem de güçlendirmelerin eleman sayısı azaltılarak her iki değişimin beraber modele etkisi incelenmiştir. Lastiğin üç boyutlu oluşturulan modelinde yine dönme eksenini boyunca uniform dağılım olarak 60, 90 ve 120 eleman kullanılmıştır.



Şekil-4.4. Model-3 'ün görünümü

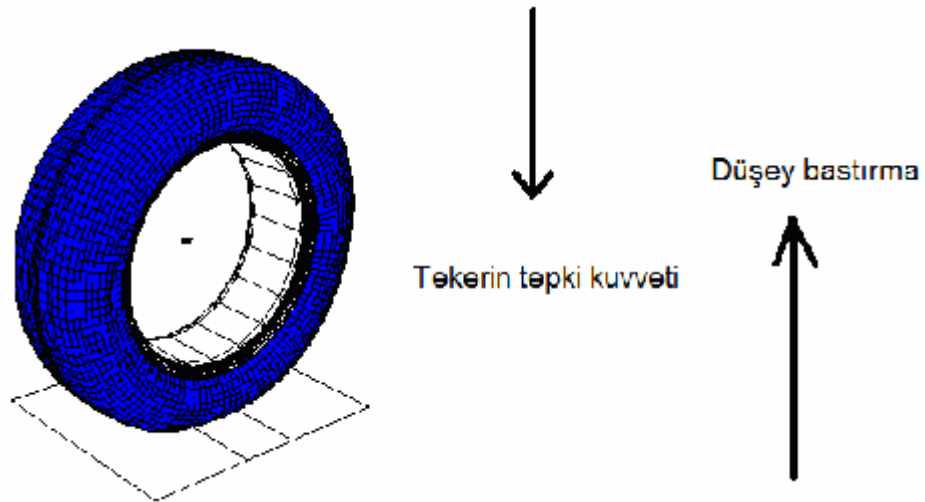
5. Teker Doğrulama Yöntemleri

5.1. Giriş

Şu ana kadar anlatılan teker referans modeli ile eleman sayısı azaltılmış modeller arasında bazı yöntemleri kullanarak karşılaştırmalar yapılmıştır. Kullanılan karşılaştırma yöntemleri tekerin araç sürüş ve dayanıklılık benzetimlerinde maruz kalacağı durumların betimlenmesidir. Kullanılan karşılaştırma yöntemleri aşağıda sıralanmıştır. [1]

5.2. Statik Karşılaştırma

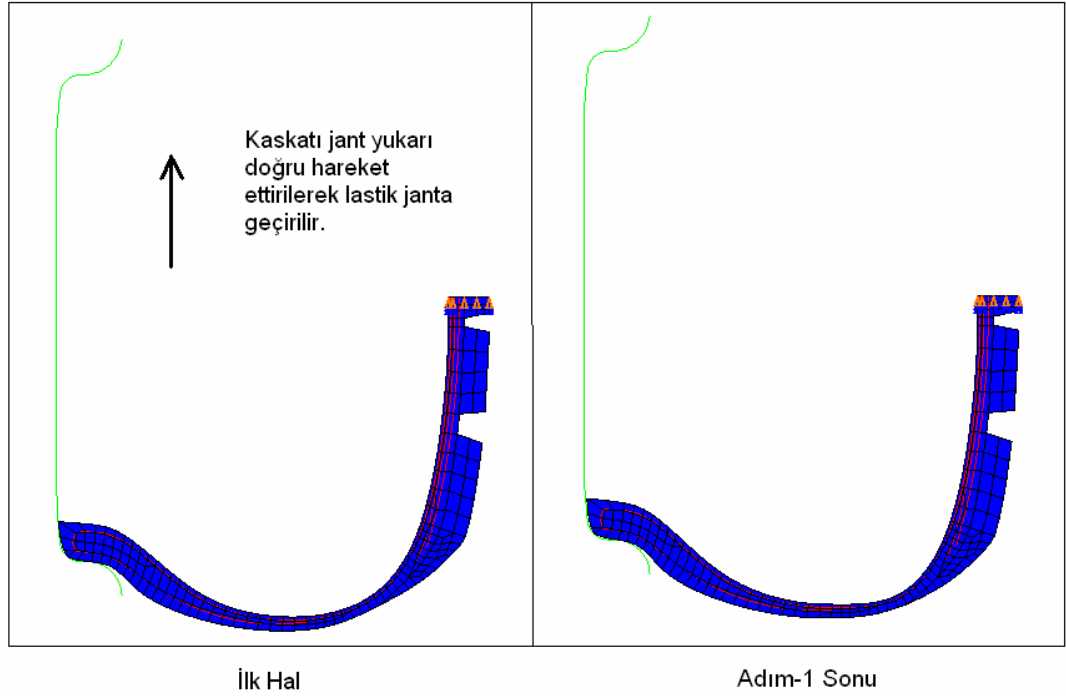
Statik karşılaştırma tekerin yere bastırılması durumunda düşey yaylanma karakterinin doğrulanmasını içerir. Tekerin şişirilip, janta geçirilip ve yere bastırılması sonucunda tekerin yer değiştirme-kuvvet karşılaştırılmasına dayanır. Modeller arasında Şekil-5.1 'de gösterildiği gibi teker janta geçirilip, şişirilip yere bastırılarak düşey yer değiştirme-kuvvet değişimi karşılaştırılmıştır.



Şekil-5.1. Statik karşılaştırma.

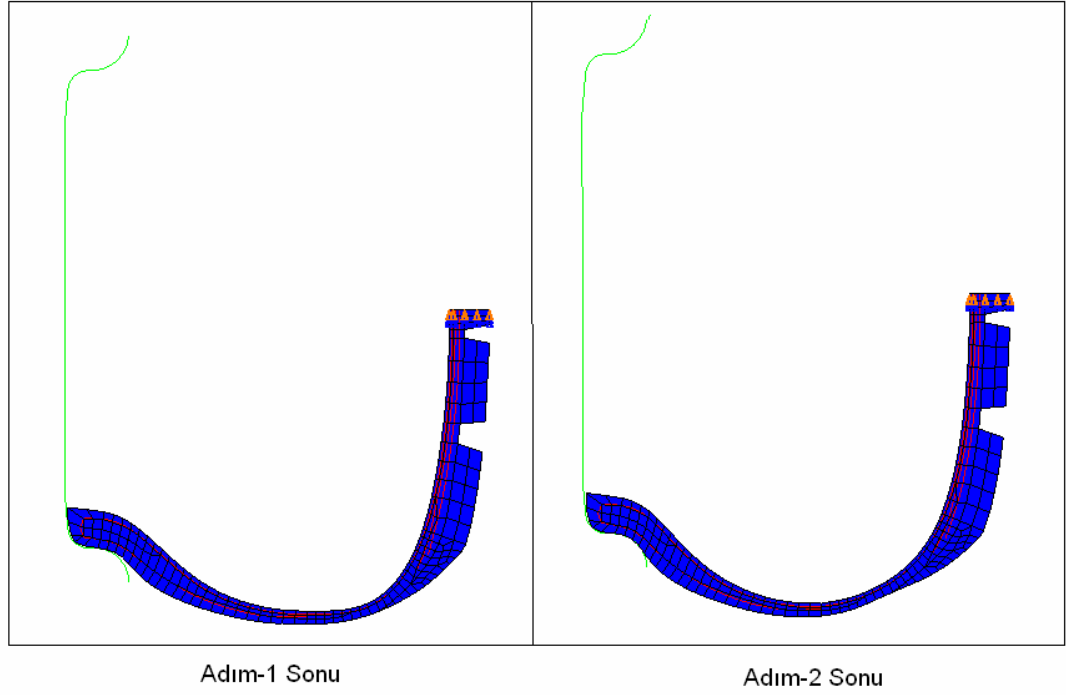
Statik karşılaştırma çözümlemesi Abaqus/Standard implicit sonlu elemanlar kodu ile çözümlenmiştir. Yapılan çözümlemeler beş adımda gerçekleştirilmiştir.

Adım-1: Adım-1 tekerin janta geçirilme adımıdır. Burada ve diğer tüm çözümlemelerde jant kaskatı (rijit) olarak tanımlanmıştır. İlk adımda modellemeye iki boyutta, eksenel simetrik olarak başlanılmış ve tekerin simetrikliğinden dolayı sadece yarısı modellenmiştir. Adım-1 'de kaskatı jant 6 mm 'lik bir öteleme ile tekere iki boyutta geçirilmiştir. Teker ile jant arasında temas tanımlanmıştır. Tekerin simetri düğüm noktalarına simetrikliği verecek sınır koşulları tanımlanmıştır. Adım-1 'in görünümü Şekil-5.2 'de gösterilmiştir.



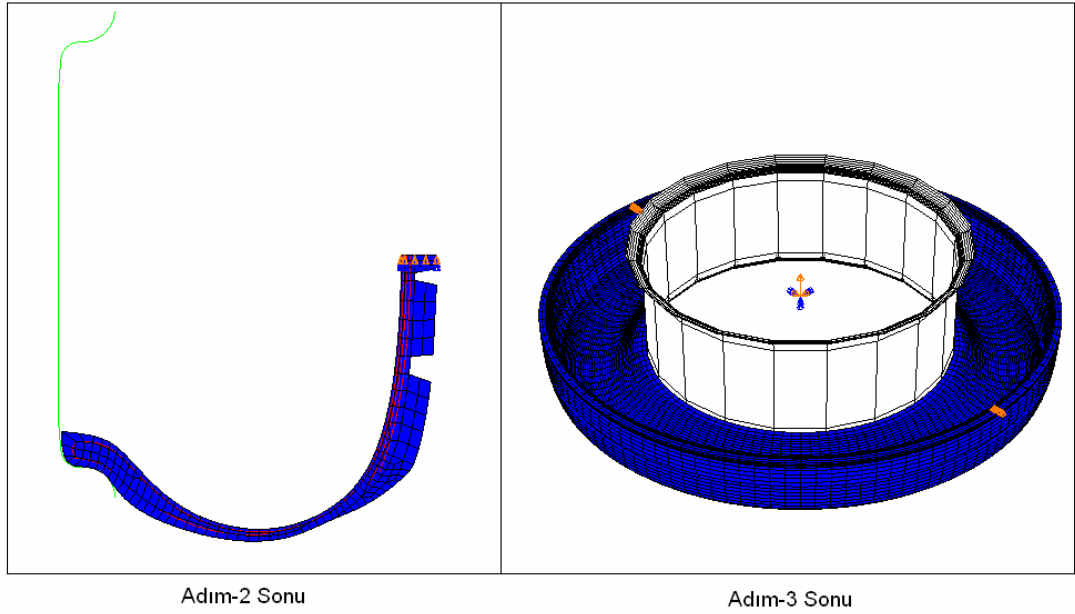
Şekil-5.2. Statik karşılaştırma adımları, Adım-1

Adım-2: Adım-2 tekerin Şekil-5.3 'de gösterildiği gibi şişirilme adımıdır. Adım-2 'de kaskatı janta geçirilen iki boyutlu eksenel simetrik teker iç yüzeyine verilmiş bir basınç ile şişirilmiştir. Tekerin iç yüzeyine verilen basınç değeri 0.255 Mpa 'dır. Bu adımda ilk adımda olduğu gibi tekerin simetri düğüm noktalarına simetrikliği sağlayacak sınır koşulları verilmiştir.



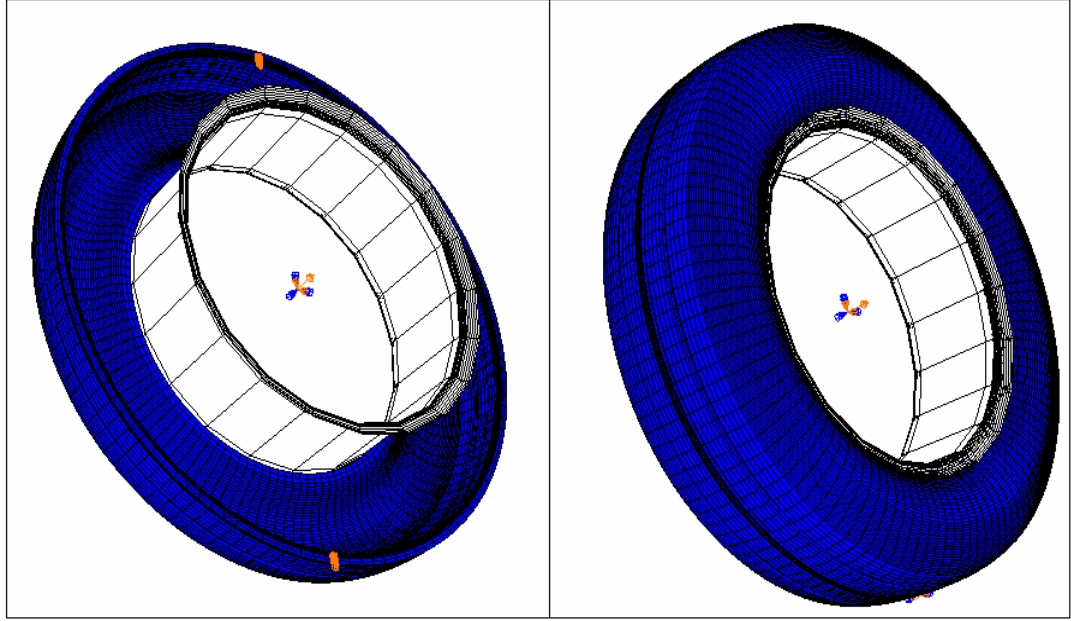
Şekil-5.3. Statik karşılaştırma adımları,Adım-2

Adım-3: Üçüncü adım ise iki boyutta kaskatı janta geçirilen ve şişirilen tekerin tüm sonlu elemanlar tanımlamaları ile üçüncü boyuta taşınması çözüm adımıdır. Şekil-5.4 'de görüldüğü gibi iki boyutlu eksenel simetrik teker Abaqus 'de bulunan *Symmetric Model Generation, Revolve komutu ile üçüncü boyuta taşınmaktadır. Komutla beraber eksenel simetrik modelin üçüncü boyuta geçirilirken tüm malzeme yönlendirmeleri yazılım tarafından otomatik olarak yapılmaktadır. Sınır koşulu olarak Adım-2 'deki aynı sınır koşulları kullanılmıştır. Yapılan çözümleme sadece eksenel simetrik modelin üçüncü boyuta taşınması ve üç boyutlu modelin denge durumunun sağlanması çözümüdür.



Şekil-5.4. Statik karşılaştırma adımları, Adım-3

Adım-4: Dördüncü adım ise Adım-3 'teki üç boyutlu yarım modelin tamamlanmasıdır. Bu işlem için Abaqus yazılımında bulunan *Symmetric Model Generation, Reflect komutu kullanılır. Bu komut yarım modelin ayna simetriğini alacak şekilde kopyalayacak ve her iki kopyayı da bir birine birleştirecek bir komuttur. Şekil-5.5 'de bu işlem gösterilmiştir. Yine çözümlemede ayna simetriği alınmış ve birleştirilmiş tekerin denge durumu sağlanmıştır.

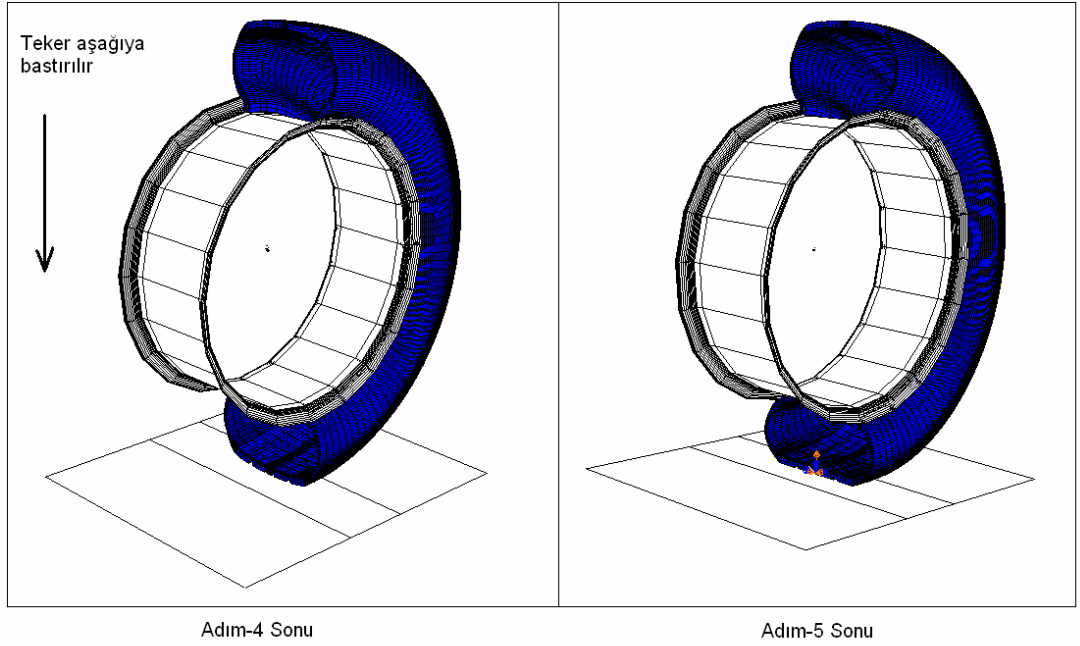


Adım-3 Sonu

Adım-4 Sonu

Şekil-5.5. Statik karşılaştırma adımları, Adım-4

Adım-5: Statik doğrulamadaki son adım artık tekerin Şekil-5.6 'da gösterildiği gibi yere bastırılması adımıdır. Adım-4 'teki üç boyutlu janta geçirilmiş, şişirilmiş teker modelinin yere bastırılması çözümlemesidir. Tekere Şekil-5.6 'da görülen yol kaskatı olarak eklenir. Sınır koşulu olarak jant orta düğüm noktasından tüm serbestlik dereceleri kapatılır. Yol ise yukarı doğru tekeri 20 mm bastıracak şekilde hareket ettirilir. Jant ile teker arasında olduğu gibi yol ile tekerin dış kısmı arasında temas tanımlanarak çözümleme gerçekleştirilir. Statik karşılaştırmada yolun 20 mm tekeri bastırması sonucu jantın yola verdiği tepki kuvveti ölçülür. Modeller arasında statik karşılaştırma için kullanılacak değişken yolun düşey hareketi-jantın merkezinin düşey tepki kuvveti grafiğidir.



Şekil-5.6. Statik karşılaştırma adımları, Adım-5

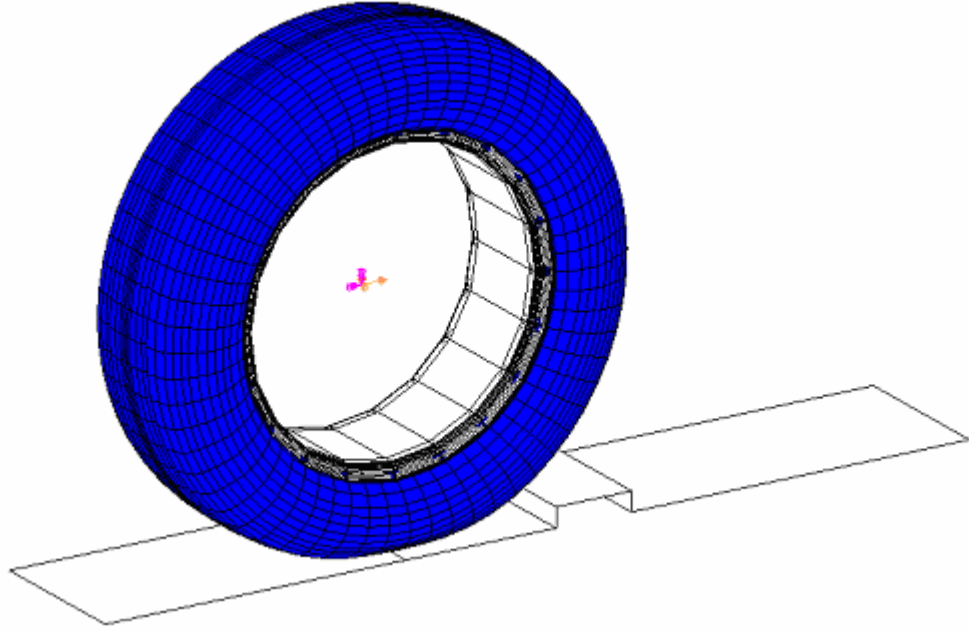
5.3. Titreşim Frekanslarının Karşılaştırılması

Titreşim frekanslarının karşılaştırılması tekerin yola bastırılmış durumdaki frekans çıkarımına dayanır. Burada statik doğrulamadaki yere bastırılmış teker için frekanslar çıkarılmıştır. Çözümlemede statik doğrulama çözümlemesindeki Adım-5 'den devam edilerek bir frekans çözüm adımı tanımlanmış ve modellerin frekans çıkarımları yapılmıştır. Adım-5 'deki aynı sınır koşulları ve yüklemeler frekans çıkarımı çözümlemesinde de devam ettirilmiştir. Karşılaştırmalarda teker modellerinin ilk üç doğal frekansları karşılaştırılmıştır.

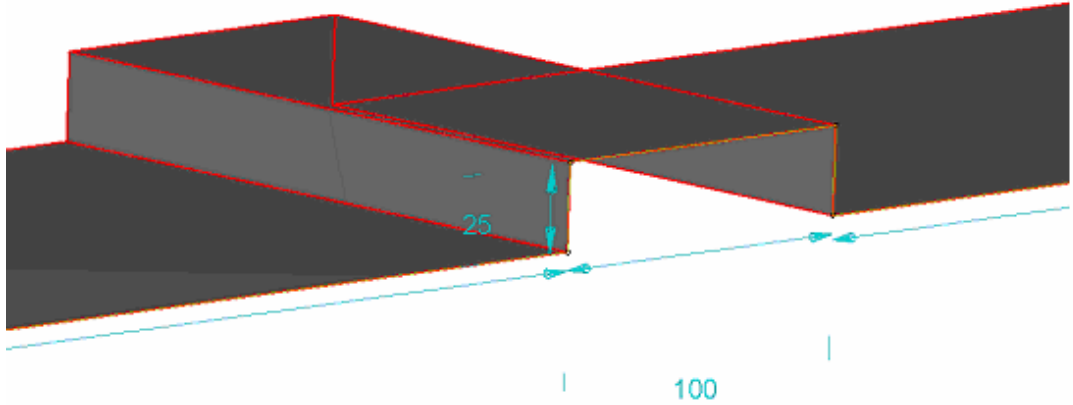
5.4. Sanki-Statik Karşılaştırma

Sanki-statik doğrulama teker düşük bir hızla bir engelden geçirilmesi sırasındaki tekerin davranışının elde edilmesine dayanır. Teker uzun bir yolda düşük bir hızda ilerlerken bir engelden geçirilir. Tekerin düşük hızda engelden geçirilmesi tekerin dinamik etkilerinin ortadan kaldırılıp sadece yaylanma karakterinin engelden geçerken değişiminin elde edilmesinden dolayıdır. Çözüm zamana bağlı ancak kinetik etkiler düşük hız dolayısı ile en aza indirgendiğinden doğrulama sanki-statiktir. Doğrulamada değişik engellerden teker geçirilebilir. Çalışmada teker

Şekil-5.7 ve Şekil-5.8 'de gösterilen 25x100 mm 'lık bir engelden geçirilecektir. Teker sabit hızda saatte 5 km/saat hız ile engelden geçirilmiştir. Teker yine statik doğrulamadaki gibi iki boyutta kaskatı janta temas ile geçirilmiş, 0.255 Mpa 'lık bir iç basınç ile şişirilmiştir. Ardından da üçüncü boyuta aktarılmıştır. Statik doğrulamadaki Adım-4 'e kadarki tüm çözümlemeler yapıldıktan sonra yine yere bastırılmıştır. Yere bastırma yer değiştirme yerine bir binek aracın bir tekerine gelecek yaklaşık kütle (250 kg) ile bastırılmıştır. Buraya kadarki tüm çözümlemeler implicit (kapalı) çözümleme ile Abaqus/Standard ile gerçekleştirilmiştir. Janta geçirilen, şişirilen ve yola basan teker deforme olmuş durumu ile Abaqus 'ün *import özelliği ile Abaqus/Explicit 'e geçirilmiştir. Zamana bağlı explicit (açık) çözümlemede implicit çözümdeki düz yol kaldırılarak engelli yol getirilmiştir. Teker 5 km/saat 'lık sabit bir hız ile yolda ilerletilerek engelden geçirilmiştir. Benzetim boyunca tekerin orta düğüm noktası düşey yönde sabit tutulmuştur. Karşılaştırma olarak tekerin yol boyunca ilerlerken yolun tekerin merkez noktasına ilettiği kuvvet değişimi kullanılmıştır.



Şekil-5.7. Sanki-Statik doğrulamada geçilen engelin genel görünümü.

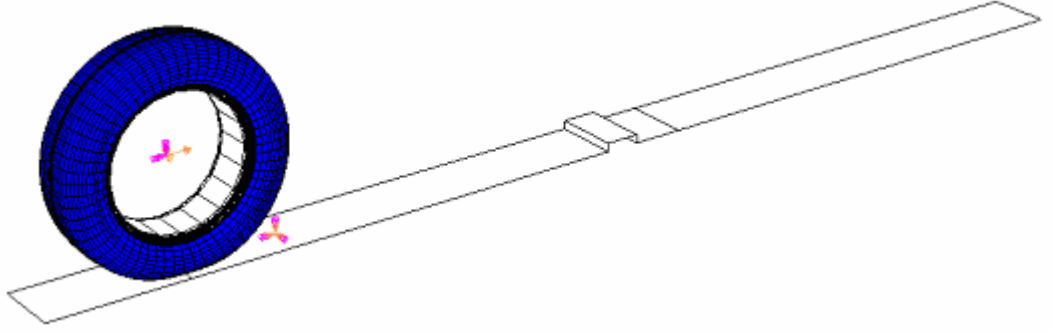


Şekil-5.8. Sanki-Statik doğrulamada geçilen engelin ayrıntı görünümü.

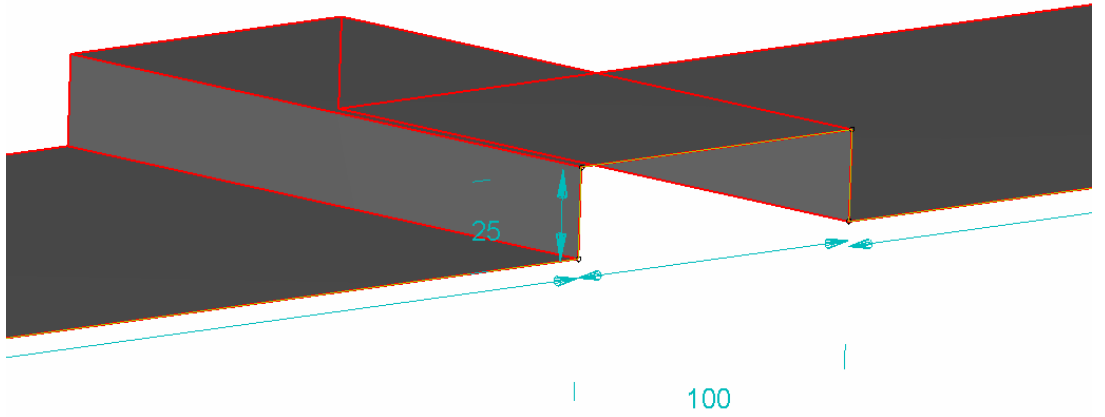
5.5. Zamana Bağlı Dinamik Karşılaştırma

Araç sürüş ve özellikle de araç dayanıklılık benzetimleri zamana bağlı dinamik benzetimlerdir. Bu benzetimlerde araca kuvvet tekerlerden zamana bağlı değişken şekilde iletilir. Tüm bir aracın benzetimleri bozuk yol üzerinde aracın hareket ettirilmesi veya araca yol bilgisinin verilmesi üzerine kuruludur. Bu nedenle araca kuvveti iletecek olan tekerin bozuk yol üzerinde ilerlerken veya bir engeli geçerken üzerine gelen dinamik kuvvetleri araca doğru bir şekilde iletmesi gerekir. Bu nedenle de tekerin dinamik davranışının belirlenmesi önem arz eder. Zamana bağlı dinamik karşılaştırmada teker modellerinin bir engel üzerinden geçerken ki dinamik

davranışı karşılaştırılacaktır. Benzetim sanki-statik doğrulamada olduğu gibi benzer şekilde yapılacaktır. Teker modellerinin 25x100 mm 'lik engele sahip bir yolda ilerlemesi durumundaki dinamik davranışları karşılaştırılacaktır. Şekil-5.9 ve Şekil-5.10 'daki yol gösterilmiştir. Tekerler sanki-statik doğrulamada olduğu gibi yine 250 kg lik bir servis yükü ile yere bastırılacak ve 50 km/saat 'lik bir hızla engelden geçeceklerdir. Hız ve yol hariç diğer tüm şartlar ve izlenen prosedür sanki-statik doğrulama çözümü ile aynıdır.



Şekil-5.9. Zamana bağlı dinamik doğrulamada geçen engelin genel görünümü.

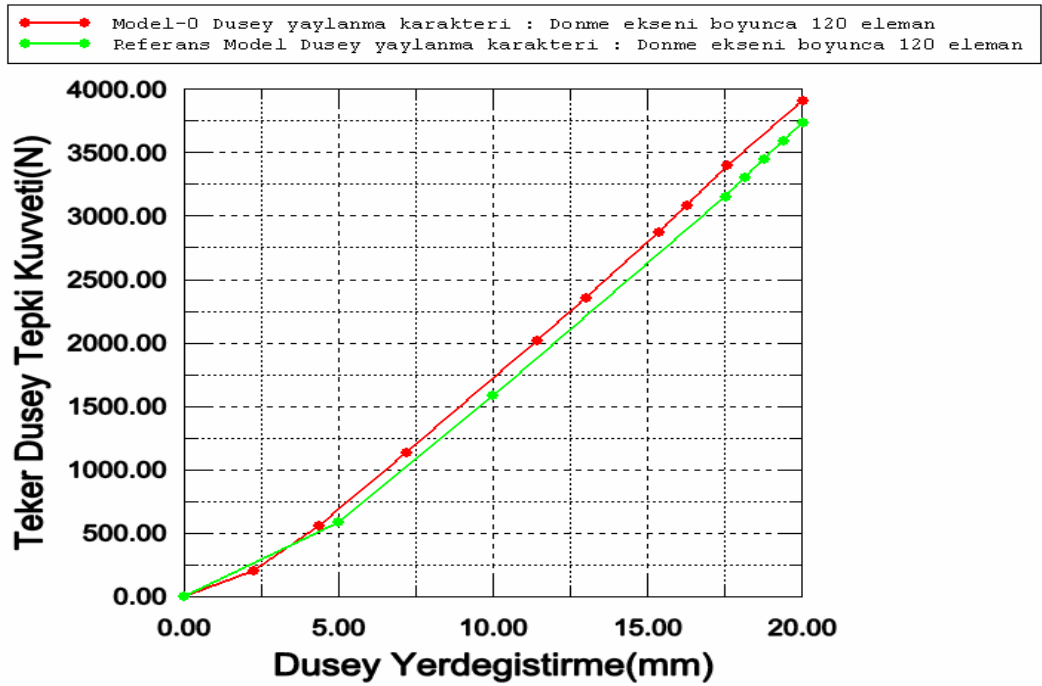


Şekil-5.10 . Zamana bağlı dinamik doğrulamada geçen engelin ayrıntı görünümü.

6. Sonuçlar ve Değerlendirmeler

6.1. Teker Modelleri Arasında Statik Karşılaştırma Sonuçları

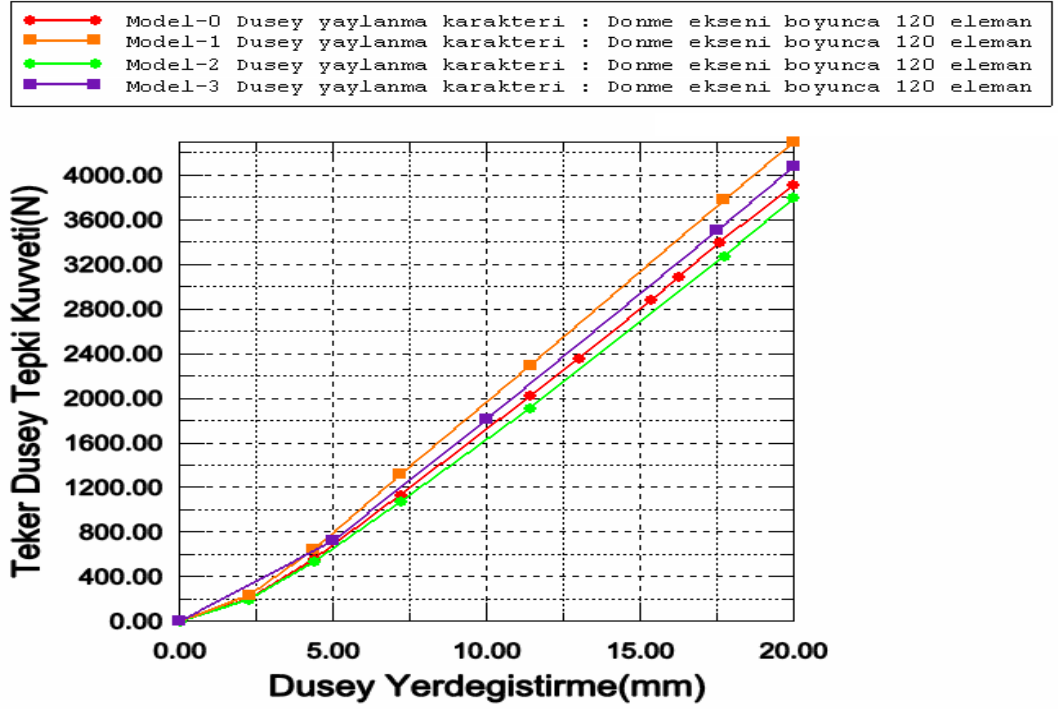
Bölüm-2 'de anlatılan referans model ile Bölüm-4 'de anlatılan teker modellerinin düşey yaylanma karakterleri arasındaki sonuçlar aşağıda sıralanmıştır. İlk olarak referans model ile Model-0 arasında karşılaştırma yapılmıştır. Bu karşılaştırmada tekerin kauçuk kısmının değişik bölgelerine atanan hiperelastik malzeme tanımlamaları ile bu kauçuk bölgelere tek malzeme özelliği atanması arasında Düşey yaylanma karakteri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırmalarda tekerler üzerindeki gerilmeler göz ardı edilmiştir. Bunun nedeni tekerler üzerinde meydana gelen gerilme ve gerinmeden ziyade tekerlerin araca aktaracakları kuvvetler ile ilgilenilmesidir. Şekil-6.1 'de referans model ile Model-0 arasındaki kaskatı jantın düşey hareket-tepki kuvveti grafiği gösterilmiştir.



Şekil-6.1. Model-0 ile referans teker arasındaki düşey yaylanma karakteri karşılaştırması.

Şekil-6.1 'de görüldüğü gibi kauçuk kısımda tek eleman tanımlaması ile bölgelere göre malzeme tanımlaması arasında düşey yaylanma karakteri bakımından fazla bir fark görülmemiştir. İki model arasındaki fark %4 mertebesinde. Bu adımdan sonra tüm karşılaştırmalar Model-0 'a göre gerçekleştirilmiştir. Bunun nedeni diğer modellerde malzeme Model-0 ile aynı tutulmuş ve sadece eleman azalımının tekerin karakterine etkisini incelenmesidir.

İkinci olarak eleman sayıları kademe kademe azaltılmış Model-1, Model-2 ve Model-3 'ün Model-0 'a göre düşey yaylanma karakterleri karşılaştırılmıştır. Şekil-6.2 'de teker modellerinin kaskatı jantının referans noktasının düşey hareketi-tepki kuvveti grafiği verilmiştir. Burada karşılaştırılan tüm modeller üçüncü boyuta aktarılırken dönme eksenini boyunca 120 eleman gelecek şekilde oluşturulmuşlardır.

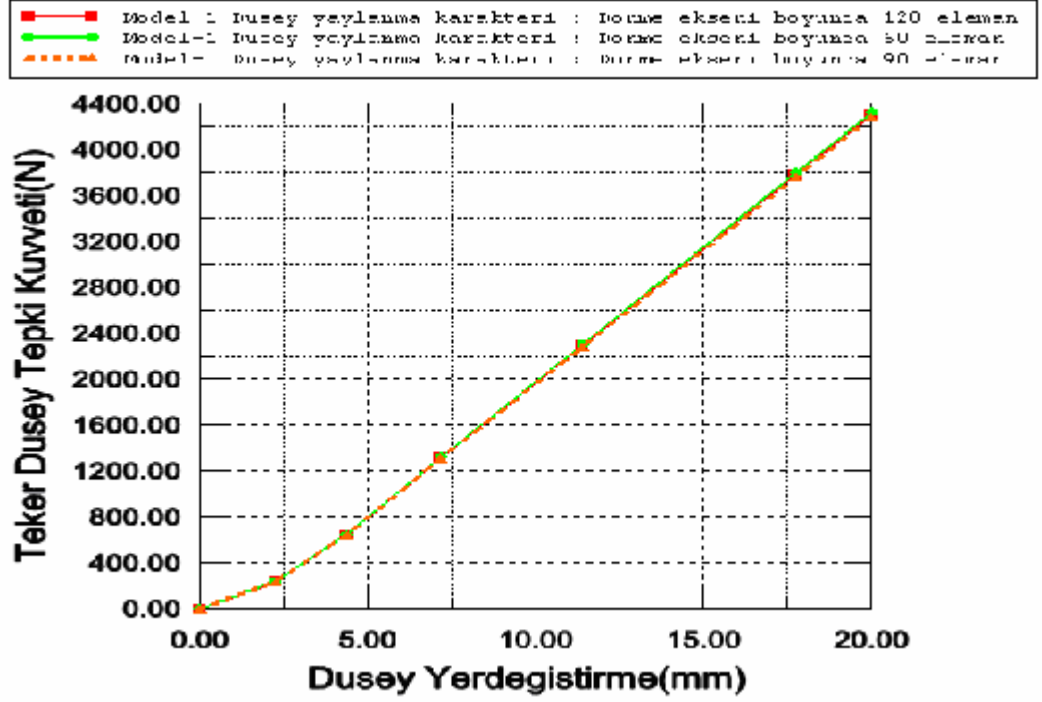


Şekil-6.2. Model-0 ile Model-1, Model-2 ve Model-3 arasındaki düşey yaylanma karakteri

Şu aşamaya kadar tüm modeller üçüncü boyuta geçirilirken teker dönme eksenini boyunca 120 eleman gelecek şekilde oluşturulup karşılaştırılmıştır. Aşağıda teker modellerinin üçüncü boyuta geçirilirken farklı sayıda eleman sayısı ile geçirilmelerinin düşey yaylanma karakterlerine etkisi sonuçları gösterilmiştir. ,

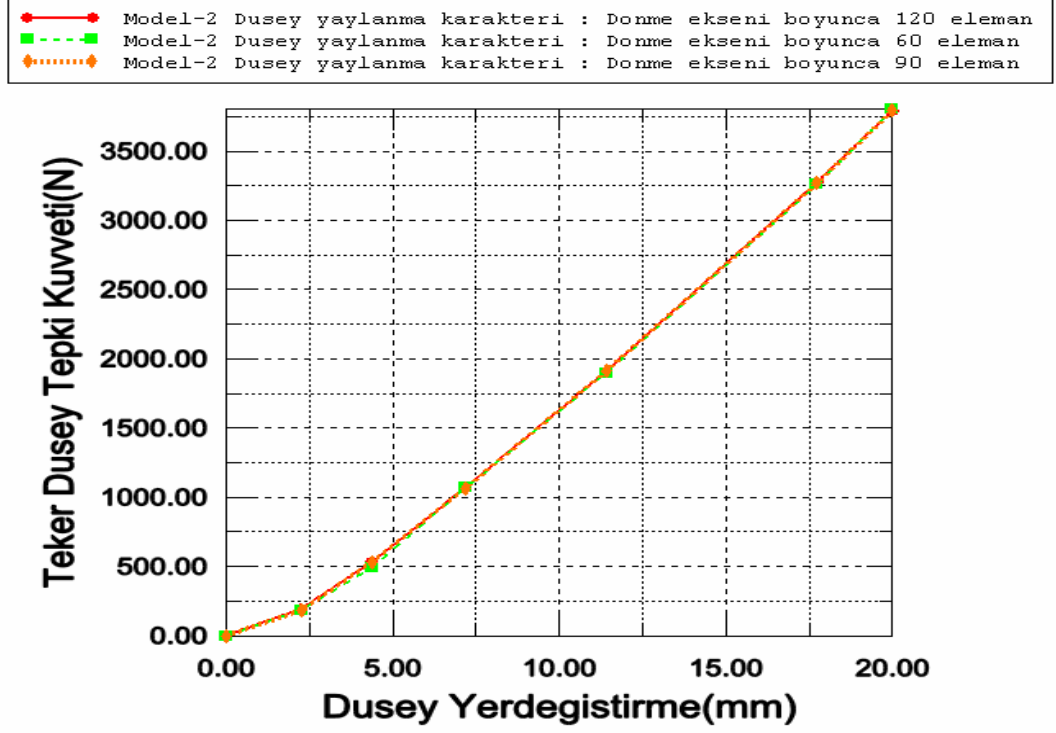
İlk olarak Model-1 'in 60, 90 ve 120 eleman sayısı ile üçüncü boyuta geçirilmesinin düşey yaylanmasına etkisi gösterilecektir. Şekil-6.3 'de 60,90 ve 120 eleman sırası

için Model-1 'in kaskatı jantının referans noktasının düşey hareketi-tepki kuvveti grafiği verilmiştir.

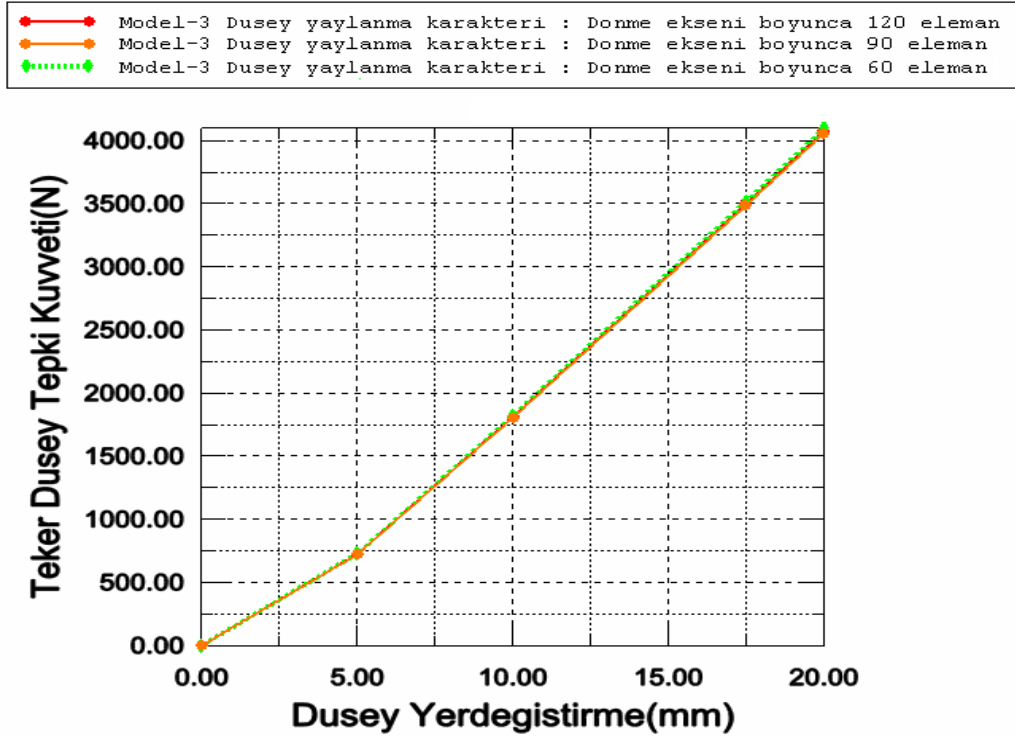


Şekil-6.3. Model-1 için dönme yönü eleman sayısı karşılaştırması.

Benzer şekilde aşağıda sırası ile Model-2 ve Model-3 için dönme eksenı boyunca 60,90 ve 120 eleman ile üçüncü boyuta geçirilmesinin düşey yaylanma karakterine etkisi gösterilecektir. Şekil-6.4 'de Model-2 ve Şekil-6.5 'de Model-3 'ün 60,90 ve 120 eleman sırası için kaskatı jantının referans noktasının düşey hareketi-tepki kuvveti grafikleri verilmiştir.



Şekil-6.4 Model-2 için dönme yönü eleman sayısı karşılaştırması



Şekil-6.5 Model-3 için dönme yönü eleman sayısı karşılaştırması

Yukarıdaki sonuçlar Tablo-6.1 'de toplu olarak gösterilmiştir.

Tablo-6.1. Düşey yükleme için sonuçların görünümü

	Dönme Eksen Yönünde Eleman sayısı	2D eleman sayısı	3D eleman sayısı	Düşey Yaylanma Katsayısı	Eleman Sayısı Oranı (Modelin Eleman Sayısının Referans Model Eleman sayısına Oranı)
Referans Model	120 eleman	316	37604		1
Model-0	120 eleman	316	37604	210.3	1
Model-1	120 eleman	144	17136	215.7	0.455
	90 eleman	144	12816	216.3	0.341
	60 eleman	144	8496	214.7	0.226
Model-2	120 eleman	263	31297	190.7	0.83
	90 eleman	263	23407	190.1	0.622
	60 eleman	263	15517	191.5	0.412
Model-3	120 eleman	91	10829	202.3	0.288
	90 eleman	91	8099	203.1	0.215
	60 eleman	91	5369	201.8	0.14

6.2. Teker Referans Modelinin Düşey Yaylanma Karakteri Sonuçlarının Doğrulaması

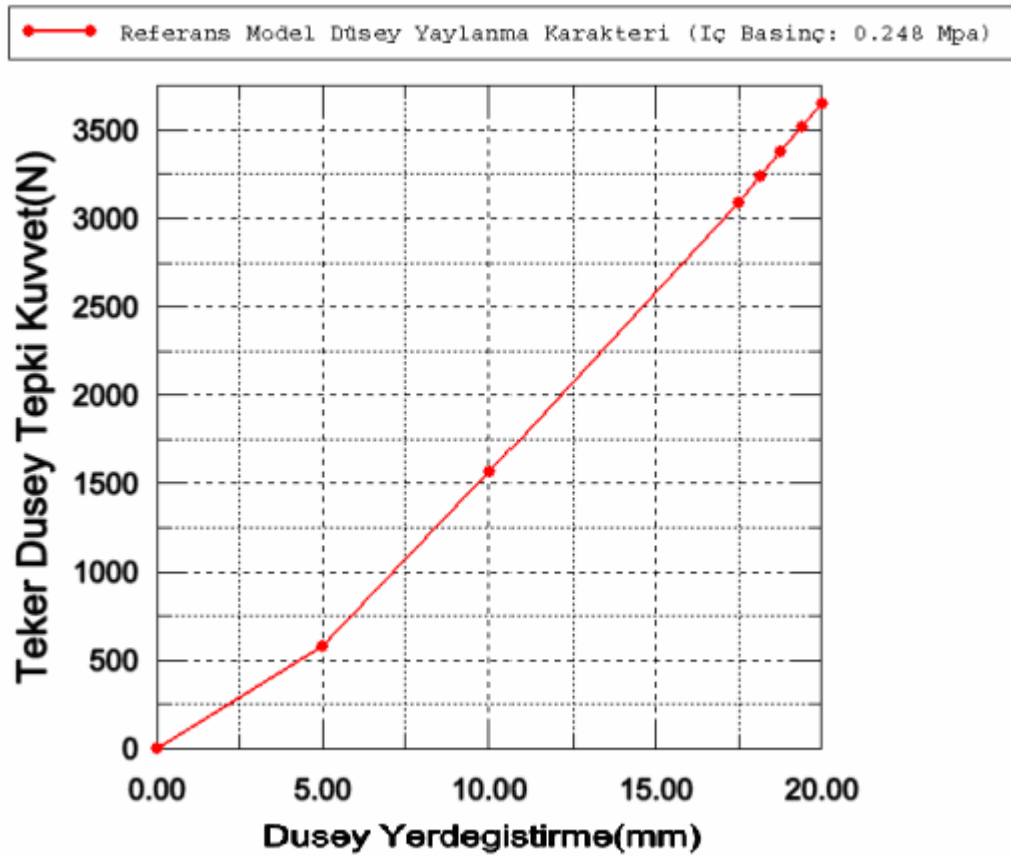
Şu ana kadar yapılan çözümlemeler sonlu elemanlar içerisinde kalmıştır. Yapılan sonlu elemanlar çözümlerinin sonuçlarının doğruluğunun yapılması gerekmektedir. Çözümlemesi yapılan lastik için herhangi bir test yapılmamıştır. Doğrulama işlemi için Ghoreishy 'nin sonuçlarından yararlanılmıştır. [12].

Ghoreishy 'nin çalışmasında 175/70 R14 lastiği için düşey doğrulama için test sonuçları yer almaktadır. Çalışmasında üç adet konstrüksiyon olarak birbirine yakın 175/70 R14 lastik sonuçları gösterilmiştir. 0.248 Mpa iç basınç ile şişirilmiş lastikler 500 Kg 'lık bir düşey kuvvet ile bastırılmıştır. Tablo-6.2 'de 500 kg 'lık yükleme için lastiğin düşey yer değiştirmesi sonuçları gösterilmiştir.

Tablo-6.2. Ghoreishy 'nin üç lastiğinin düşey yaylanma miktarları. [12]

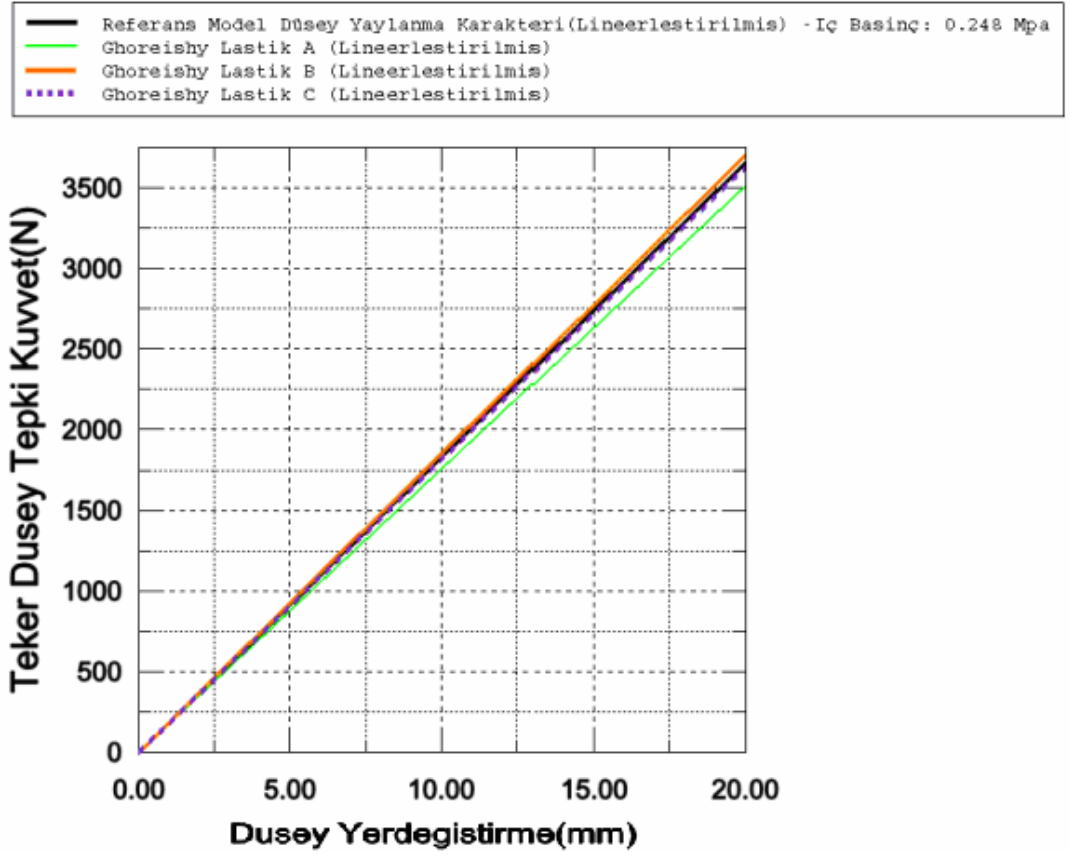
	0.248 Mpa iç basınçlı lastiklerin 500 kg düşey kuvvet altındaki yerdeğiştirmeleri
A	27.94 mm
B	26.5 mm
C	27.04 mm

Referans model 0.248 Mpa iç basınç ile tekrar çözümlenmiş ve sonuçlar Şekil-6.6 'da gösterilmiştir.



Şekil-6.6. Referans modelin 0.248 Mpa iç basınç ile düşey yaylanma karakteri.

Hem Ghoreishy 'nin çalışmasında hem de bu çalışmada lastiğın çözümlemesinin düşey yaylanma karakterinin lineere yakın olduğu görölmüştür. Bu nedenle değışim lineer kabul edilerek grafikler tekrar çizdirilip Şekil-6.7 'de gösterilmiştir. Lineerleřtirmenin bir diğerk nedeni Ghoreishy 'nin çalışmasında verilen lastik yer değıştirmelerinin son değerklerinin verilmesidir.



Şekil-6.7. Ghoreishy lastikleri ile Referans modelin düşey yaylanma karakterlerinin karşılaştırılması.

Ghoreishy 'nin çalışması ile elde edilen sonuçlar arasında korelasyon olduğu görülmüştür.

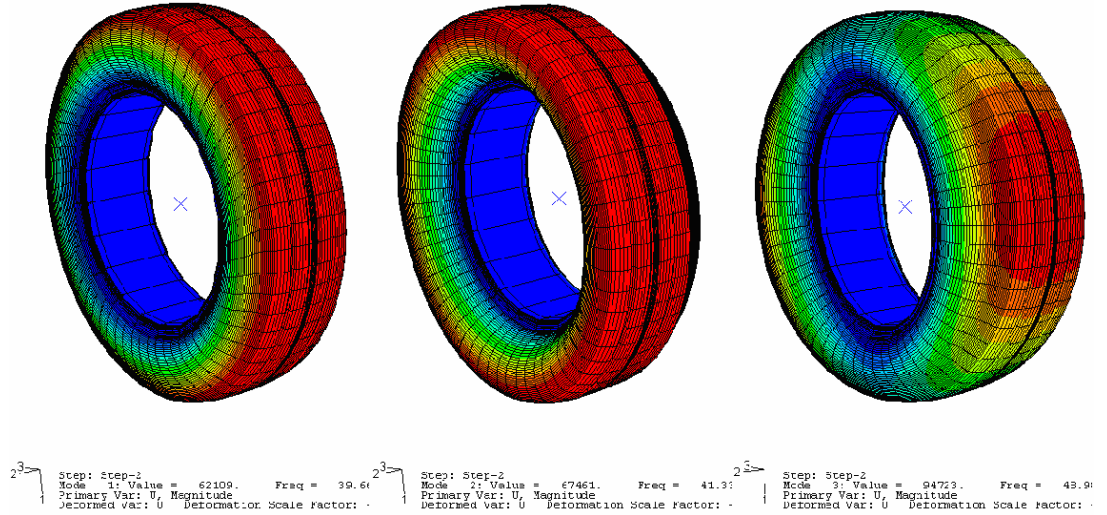
6.3. Teker Modelleri Arasında Titreşim Frekansları Karşılaştırılması Sonuçları

Teker modelleri arasında ilk üç titreşim frekansları arasındaki karşılaştırmalar yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar Tablo-6.3 'de gösterilmiştir.

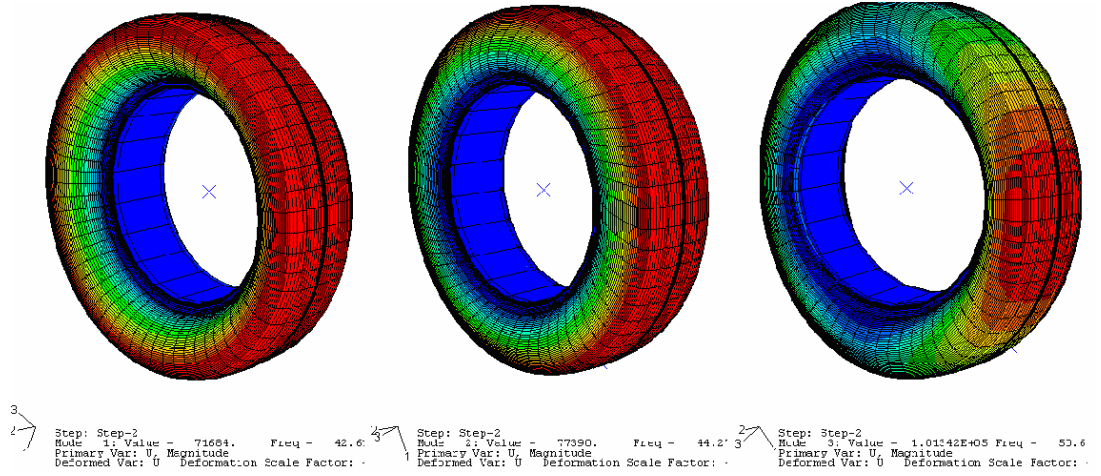
Tablo-6.3. Titreşim frekansı sonuçları

	Dönme Eksenini Yönünde Eleman sayısı	Mode 1	Mode 2	Mode 3
		Mod 1	Mod 2	Mod 3
Referans Model	120 eleman	39.664	41.388	48.983
Model-0	120 eleman	42.612	44.275	50.666
Model-1	120 eleman	44.690	64.30	67.010
	90 eleman			
	60 eleman	44.720	64.354	67.074
Model-2	120 eleman	43.252	45.057	50.719
	90 eleman			
	60 eleman	43.272	45.085	50.738
Model-3	120 eleman	44.794	46.153	53.206
	90 eleman			
	60 eleman	44.825	46.180	53.225

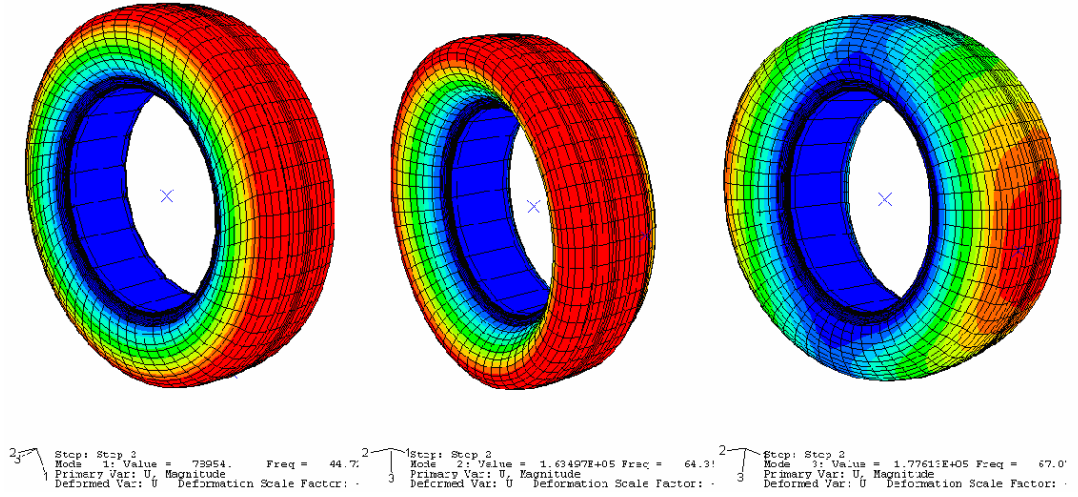
Tablo-6.2 'de gösterilen modellerin titreşim frekanslarının şekilleri aşağıda gösterilmiştir. Şekil-6.8 'de referans modelin ilk üç titreşim frekanslarının görünümü yer almaktadır. Şekil-6.9 'da Model-0 'ın ilk üç titreşim frekanslarının görünümü yer almaktadır. Şekil-6.10 'da Model-1 'in ilk üç titreşim frekanslarının görünümü yer almaktadır. Şekil-6.11 'de Model-2 'nin ilk üç titreşim frekanslarının görünümü yer almaktadır. Şekil-6.12 'da Model-3 'ün ilk üç titreşim frekanslarının görünümü yer almaktadır.



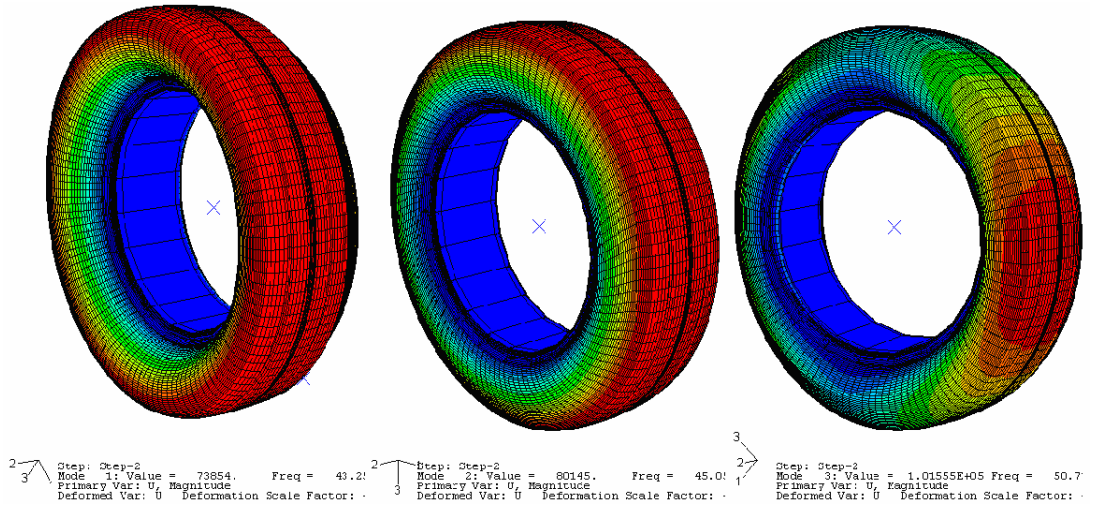
Şekil-6.8. Referans modelin ilk üç titreşim frekansının görünümü.



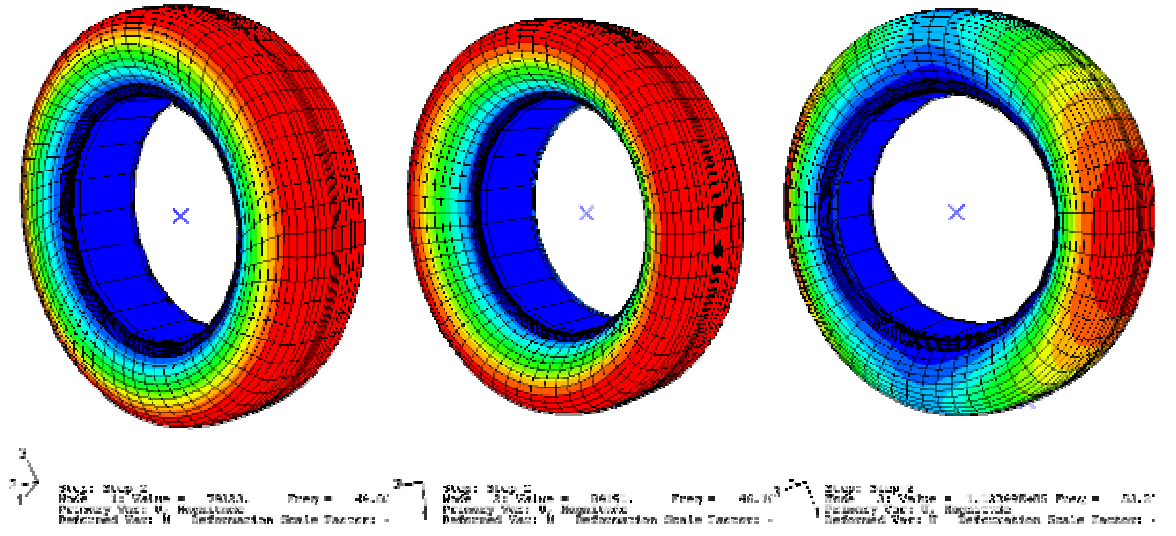
Şekil-6.9. Model-0 'ın ilk üç titreşim frekansının görünümü.



Şekil-6.10. Model-1 'in ilk üç titreşim frekansının görünümü.



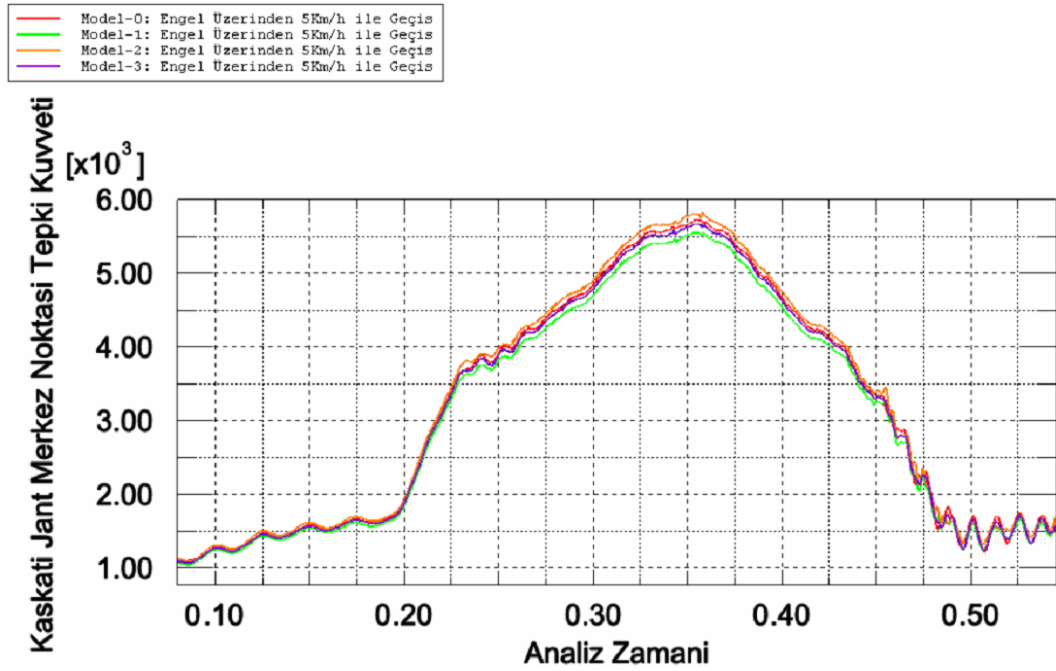
Şekil-6.11. Model-2 'nin ilk üç titreşim frekansının görünümü.



Şekil-6.12. Model-3 'ün ilk üç titreşim frekansının görünümü.

6.4. Sanki-Statik Karşılaştırma Sonuçları

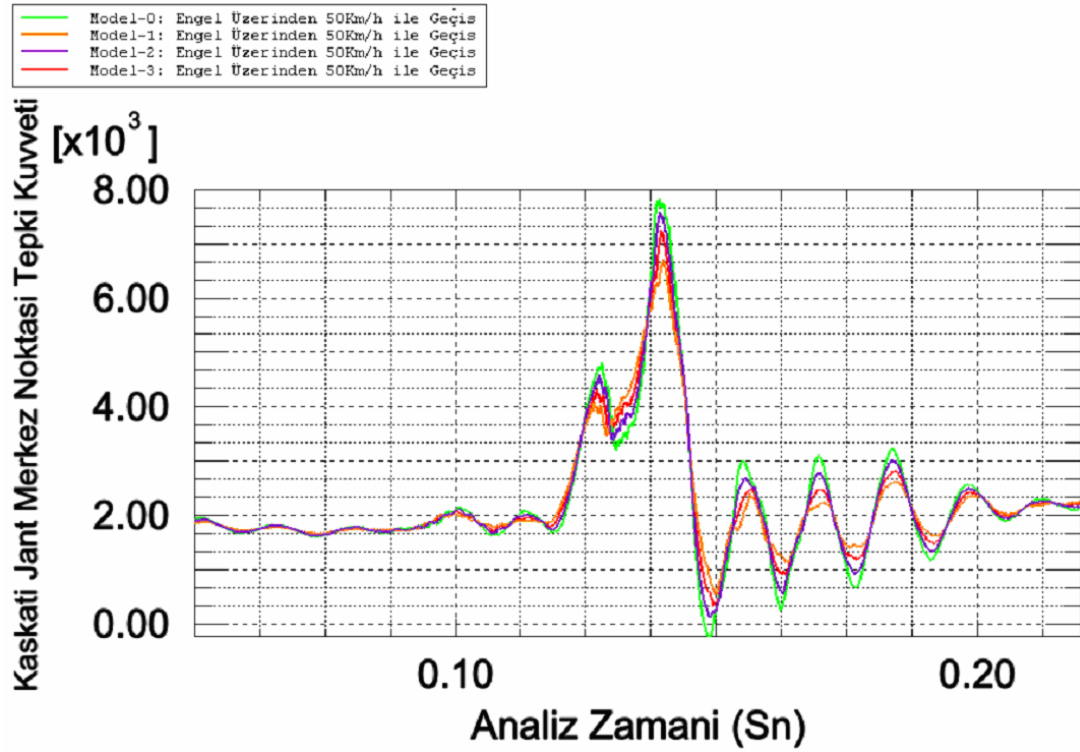
Sanki-Statik doğrulamada karşılaştırma unsuru olarak tekerin merkez noktasının engelin ortasına olan uzaklığı ile tekerin merkez noktasına gelen tepki kuvvetinin grafiği alınmıştır. Bu grafik Şekil- 6.13 'de gösterilmiştir.



Şekil-6.13. Sanki-statik benzetim sonuçları.

6.5. Zamana Bağlı Dinamik Karşılaştırma Sonuçları

Zamana bağlı dinamik doğrulamada karşılaştırma unsuru olarak tekerin merkez noktasına gelen tepki kuvvetinin zamana bağlı değişim grafiği alınmıştır. Bu grafik Şekil- 6.14 'de gösterilmiştir.



Şekil-6.14. Zamana bağlı dinamik benzetim sonuçları

6.6. Sonuçların Değerlendirilmesi

Yukarıda verilen tüm doğrulama yöntemlerinden aşağıdaki sonuçlar çıkarılmıştır.

1. Düşey yaylanma karakterine tekerlerin üçüncü boyutta dönme eksenini boyuncaki eleman sayısı çok düşük bir etki yapmaktadır. Teker modellenirken şu anda alınan 60 sıra eleman sayısı yeterli ve daha da inebilecek bir değer olabilir.
2. Sanki-statik ve zamana bağlı dinamik benzetim sonuçları arasında uygun bir korelasyon olduğu görülmüştür.
3. Teker modelinde iki kısım mevcuttu., güçlendirmeler ve kauçuk kısım. Modeller arasında sırası ile kauçuk ve güçlendirmelerin eleman sayıları azaltılarak çözümler yapıldı. Yukarıdaki sonuçlar ışığında güçlendirmelerin kauçuk kısma

göre göreceli olarak hassas çözüm ağına sahip olması eğriden uzaklaşılmasını ve tekerin doğruluğunu negatif yönde etkilediği görülmüştür.

4. İşlemler sonunda referans teker modelinin eleman sayısı %85 azaltılarak Model-0 ile benzerliği gösterilmiştir. Statik , sanki statik ve dinamik analizlerde çözüm süreleri bir kaç kat azaltılmıştır ve araca belli miktarda hata ile yol kuvvetlerinin doğruya yakın iletebilen teker modeli elde edilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Dixon, John D.**,1996. Tires, Suspension and Handling, *Cambridge University Pres, U.K*
- [2] **Glbay ., Muęan A.** 2003. Sonlu Elemanlar Metodları ile Lastik Modellemesi, 2003, ABAQUS Trkiye Kullanıcılar Toplantısı, İstanbul-Trkiye, 4-5 Aralık 2003, s. 125-142
- [3] **Pireli Tyre**, Pirelli Teknik Terimler, (Çevrimiçi) , 23 Kasım 2006
<http://www.pirelli.com.tr/web/technology/about-tyres/tyre-function/glossary/default.page>,
- [4] **Tnk E. , nlsoy Y. S.**, 2001. Prediction of automobile tire cornering force charecteristics by finite element modeling and analysis. *Computers and Structures*, series 79 (2001),1219-1232.
- [5] **Duni, E., Monfrino G., Saponaro R., Caudano M. ve Urbinati F.** 2003. Numerical Simulation of Full Vehicle Dynamic Behaviour Based on The Interaction Between Abaqus/Satndard and Abaqus/Explicit Codes, 2003 ABAQUS Dnya Kullanıcılar Toplantısı, Mnih-Almanya, 4-6 Haziran 2003, s. 119-132
- [6] **Cho, J.R, Kim K.W. ,Jeon, D.H. , Yoo, W.S.**..2005. Transient dynamic response analysis of 3-D patterned tire rolling over cleat. *European Journal of Mechanics ,series A/Solids* 24, 519-531.
- [7] **Darnell, I. M.**, 2001. An efficient three-dimensional tire model for predicting spindle loads, *Doktora Tezi*, The University of Michigan

- [8] **Abaqus /Explicit Users' Manual**, 2007, Sürüm 6.6, Hibitt ,
Karlson & Sorensen Inc.
- [9] **Abaqus Theory Manual**, 2007, Sürüm 6.6, Hibitt, Karlson & Sorensen Inc.,
- [10] **Zienkiewicz O. C. , Taylor R. L. ,** 2000. The Finite Element Method :
Volume 1, *Butterworth-Heinemann, Oxford.*
- [11] **Abaqus /Standard Users' Manual**, 2007, Sürüm 6.6, Hibitt,
Karlson & Sorensen Inc.
- [12] **M. H. R. Ghoreishy**, 2006. Steady state rolling analysis of a radial tyre:
comparison with experimental results., *Journal of Automobile
Engineering series Proc. IMechE Vol. 220 Part D : (2007).*

ÖZGEÇMİŞ

Cemal GÖZEN 1981 yılında İstanbul 'da doğdu. 1998 yılında Osman Ülkümen Lisesi 'nden Fen-Matematik bölümünden okul birinciliği ile mezun oldu.. Aynı yıl İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Mühendisliğine girdi. 2003 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi , Makina Mühendisliği 'nden mezun oldu. Lisans öğrenimi sırasında 2. sınıfın yaz döneminden itibaren İ.T.Ü. Makina Fakültesi Öğrenci Bilgisayar Laboratuvarı 'nda yarı zamanlı öğrenci asistanlık görevine başladı. Görevini mezun olduğu 2003 yılına kadar devam ettirdi. Ocak 2005 tarihinden itibaren A-Ztech Ltd. Firmasında Sonlu Elemanlar Uygulama Mühendisi olarak göreve başladı. Halen bu görevi sürdürmektedir. 2003-2004 eğitim öğretim yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Katı Cisimler Mekaniği bölümünde yüksek lisans eğitimine başladı.