



MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**TİCARİ BİR OTOBÜS GÖVDE YAPISINDA
GÖVDE KATILIĞINA GÖRE TOPOLOJİ VE
KALINLIK OPTİMİZASYONU**

SONER KARAMERT

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Abdullah DEMİR

İSTANBUL, 2021



MARMARA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ



**TİCARİ BİR OTOBÜS GÖVDE YAPISINDA
GÖVDE KATILIĞINA GÖRE TOPOLOJİ VE
KALINLIK OPTİMİZASYONU**

SONER KARAMERT
(523218002)

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

DANIŞMAN
Dr. Öğr. Üyesi Abdullah DEMİR

İSTANBUL, 2021

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, son dönemlerde ön plana çıkan bir optimizasyon uygulaması olan topoloji optimizasyonu tekniği, bilgisayar ortamında bir otobüs gövdesi profil yapısına uygulanmıştır. Bu uygulama sonucunda otobüs gövde yapısında tasarım değişiklikleri yapılmıştır. Tasarım değişikliği sonrasında eski ve yeni gövde yapıları literatürde yer alan veriler dikkate alınarak çeşitli kriterler altında incelenmiştir.

Çalışma süresince tecrübe ve bilgisi ile hem iş hem de akademik hayatımda bana destek olan Sayın Göktuğ Çınar'a, tez çalışmasını birlikte yürüttüğüm Dr. Öğr. Üyesi Abdullah Demir'e ve akademik anlamda beni teşvik eden, eğitim hayatımda bana sonsuz destek veren aileme çok teşekkür ederim.

Mart, 2021

Soner KARAMERT

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	ii
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
SEMBOLLER	vi
KISALTMALAR	vii
ŞEKİL LİSATESİ	viii
TABLO LİSTESİ	x
1. GİRİŞ	1
1.1. Amaç ve Konu	1
1.2. Literatür Araştırması	2
2. METODOLOJİ	5
2.1. Otobüs Geometrik Modeli	5
2.2. Sonlu Elemanlar Modeli	6
2.3. Sonlu Elemanlar Analizi	7
2.3.1 Gerilim ve gerinim	7
2.4. Gövde Katılığı	10
2.4.1. Burulma Katılığı	11
2.4.2. Eğilme Katılığı	13
2.4.3 Yanal Eğilme Katılığı	14
2.4.4. Çarpılma Katılığı	15
2.5. Optimizasyon Teorisi.....	17
2.5.1. Sınırlandırılmamış Optimizasyon Problemi	17
2.5.2. Sınırlandırılmış Optimizasyon Problemi.....	18
2.5.3. Esneklik Optimizasyonu	18
2.5.4. Hacim Optimizasyonu	21
2.5.5. Yapısal Optimizasyon Teknikleri	21
2.5.5.1. Topoloji optimizasyonu	23
2.5.5.2. Kalınlık optimizasyonu	25
2.6. Katılık Analizleri Yükleme ve Sınır Şartları	26
3. BULGULAR	29
3.1. Bulgular	29

3.1.1. Gövde katılık analizleri	29
3.1.1.1. Ön aks sol burulma katılığı	29
3.1.1.2. Ön aks sağ burulma katılığı	31
3.1.1.3. Arka aks sol burulma katılığı	33
3.1.1.4. Arka aks sağ burulma katılığı	35
3.1.1.5. Eğilme katılığı	37
3.1.1.6. Yanal eğilme katılığı	39
3.1.1.7. Çarpılma katılığı	41
3.1.2. Optimizasyon öncesi gövde katılığı sonuçları.....	43
3.1.3. Optimizasyon analizleri	43
3.1.3.1. Topoloji optimizasyonu analiz modeli	43
3.1.3.2. Topoloji optimizasyonu analiz sonucu.....	45
3.1.3.3. Profil kalınlık optimizasyonu modeli	45
3.1.3.4. Profil kalınlık optimizasyonu analiz sonucu	47
3.1.4. Optimize edilmiş gövde yapısı bilgileri	48
3.1.5. Optimize edilmiş gövde yapısı katılık analizleri	51
3.1.5.1. Ön aks sol burulma katılığı	51
3.1.5.2. Ön aks sağ burulma katılığı	53
3.1.5.3. Arka aks sol burulma katılığı	55
3.1.5.4. Arka aks sağ burulma katılığı	57
3.1.5.5. Eğilme katılığı	58
3.1.5.6. Yanal eğilme katılığı	60
3.1.5.7. Çarpılma katılığı	62
3.2. Tartışma	65
4. SONUÇLAR	67
4.1. Sonuçlar.....	67
4.2. Öneriler ve Gelecekteki Çalışmalar	68
KAYNAKLAR	69
ÖZGEÇMİŞ	

ÖZET

TİCARİ BİR OTOBÜS GÖVDE YAPISINDA GÖVDE KATILIGINA GÖRE TOPOLOJİ VE KALINLIK OPTİMİZASYONU

Son yıllarda otomotiv sektöründe çevreci uygulamaları destekleyen hibrit, elektrikli ve yakıt hücreli taşıtlar eğilimi gelişirken; bu trendler ağırlık ve maliyetleri azaltma ile performans ve yakıt ekonomisini iyileştirme gibi tamamlayıcı uygulamalarla desteklenmektedir. Güvenlik zafiyeti oluşturmadan yapılacak olan optimizasyon çalışmaları, araçları en uygun tasarım aşamasına getirme gayesiyle yürütülmektedir. Bu bağlamda ticari araçlarda optimizasyon çalışmaları son dönemlerde ön plana çıkmaktadır.

Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım alanı içerisindeki malzeme dağılımını belirli yük ve sınır koşulları için en uygun hale getiren ve bir dizi performans hedefini karşılayan bir yaklaşımdır. Bu çalışmada, ticari bir otobüsün gövde yapısında optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu bağlamda topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak profil örgü yapısının geometrik olarak değiştirilmesi suretiyle en uygun tasarıma ulaşılmıştır. En uygun profil örgü yapısının belirlenmesinin akabinde bu profillerin üzerinde kalınlık optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Bir ticari taşıtın gövdesinin yol koşullarındaki mukavemetini değerlendirmenin birçok yöntemi bulunmaktadır. Bu çalışmada mevcut yöntemler arasında genel bir yaklaşım olduğu değerlendirilen gövde katılık değerleri ölçüt olarak kabul edilmiştir. Gövde katılığı değerlendirilirken burulma ve eğilme katılığı literatürde yer alan yöntemlerle ölçülmüştür.

Optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen optimize edilmiş otobüs gövdesinin gövde katılık değerleri, optimizasyon öncesindeki gövdenin katılık değeri ve literatürden elde edilen ideal katılık değerleri karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. Optimizasyon çalışması sonucunda %11 kütle kazancına ulaşılmıştır. Optimize gövde katılık değerleri incelendiğinde farklı senaryolarda ortalama %4 azalma gözlemlense de optimize gövde katılık değerleri literatürdeki verileri sağlamaktadır. Ayrıca kilogram başına düşen katılık değerlerindeki ortalama %7'lik artış da gözlemlenmiştir.

ABSTRACT

TOPOLOGY AND THICKNESS OPTIMIZATION OF COMMERCIAL BUS BODY STRUCTURE BASED ON BODY STIFFNESS

In recent years, trend of hybrid, electric and fuel cell vehicles that support environmentalist practices in the automotive industry has been developing; these trends are supported by complementary applications such as reducing weight and costs, and improving performance and fuel economy. Optimization studies to be carried out without creating a security weakness are performed with the aim of bringing the vehicles to the most appropriate design stage. In this context, optimization studies in commercial vehicles have come to the fore in recent years.

Topology optimization is an approach that optimizes material distribution within a given design area for specified load and boundary conditions while meets a range of performance goals. In this study, optimization studies were performed on the commercial bus body structure. By this way, the most appropriate design was achieved by geometrically changing the profile structure using the topology optimization technique. Following the determination of the most suitable profile structure, thickness optimization was performed on these topologically optimized profiles.

Various methods exist to evaluate the strength of the body of a commercial vehicle in road conditions. In this study, body stiffness values, which are considered to be a general approach among the existing methods, were accepted as criteria. While evaluating the stiffness values of the bus body structure, torsional stiffness and bending stiffness were obtained by the methods that found in literature.

The body stiffness values of the optimized bus body which obtained after the optimization study, the stiffness value of the body before the optimization and the ideal stiffness values obtained from the literature were examined comparatively. At the end of the optimization process 11% weight reduction is achieved. Although, optimized body stiffness values decreased by 4%, those values considered adequate when compared with the data in the literature. Also, there is a significant increase of 7% in values of body stiffness per kilogram.

SEMBOLLER

σ	: Gerilim
ε	: Gerinim
γ	: Yüzey gerinimi
K_b	: Otobüs gövde yapısı burulma katılığı
K_e	: Otobüs gövde yapısı eğilme katılığı
K_{ye}	: Otobüs gövde yapısı yanal eğilme katılığı
K_{ζ}	: Otobüs gövde yapısı çarpılma katılığı
Ω	: Bağımsız değişkenlerin tanımlı olduğu küme
R	: Gerçek sayılar kümesi
f	: Esneklik ya da gerinim enerjisi
U	: Birleşim sembolü
Σ	: Toplam sembolü
Γ	: Düğüm noktasındaki deplasman ile birim vektörün skaler çarpımı
ρ	: Optimizasyonda elemanlara atanan bitim yoğunluk değeri
K	: Sonlu elemanlar yönteminde katılık matrisi

KISALTMALAR

CAD : Bilgisayar destekli tasarım (Computer aided design)

Min : Bir parametrenin minimize edilmesi (azaltılması)

SIMP : Solid Isotropic Material Panelization



ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1. Otobüsün Geometrik Modeli	6
Şekil 2.2. Otobüs Sonlu Elemanlar Modeli	7
Şekil 2.3. Üç Boyutlu Bir Elemandaki Gerilmeler	9
Şekil 2.4. Burulma Yükleme Temel Deplasman Görseli	12
Şekil 2.5. Burulma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları	13
Şekil 2.6. Eğilme Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları	14
Şekil 2.7. Yanal Eğilme Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları	15
Şekil 2.8. Çarpılma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları	16
Şekil 2.9. Farklı Panelizasyon Faktörü Seçimleri ile Yoğunluk Skalası Değişimi	20
Şekil 2.10. Yapısal Optimizasyon Teknikleri a) Boyut, b) Şekil, c) Topoloji	22
Şekil 2.11. Panelizasyon Faktörünün Katılık ve Eleman Yoğunluğuna Etkisi	24
Şekil 2.12. Eleman Yoğunluğu ile Elastisite Modülünün İlişkisi	25
Şekil 2.13. Kutu Profil Kesit Görünümü	26
Şekil 2.14. Çalışmanın İş Akış Diyagramı	26
Şekil 2.15. Katılık Ölçümü Senaryolarında Yükleme ve Sınır Koşulu Atanan Bölgeler	28
Şekil 3.1. Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	30
Şekil 3.2. Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	31
Şekil 3.3. Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	32
Şekil 3.4. Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	33
Şekil 3.5. Arka Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	34
Şekil 3.6. Arka Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	35
Şekil 3.7. Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	36
Şekil 3.8. Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	37
Şekil 3.9. Eğilme Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	38
Şekil 3.10. Eğilme Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	39
Şekil 3.11. Yanal Eğilme Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	40
Şekil 3.12. Yanal Eğilme Katılığı Analizi Yanal Deplasman Sonuçları	40
Şekil 3.13. Çarpılma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	41
Şekil 3.14. Çarpılma Katılığı Analizi Araç Yönü Deplasman Sonuçları	42
Şekil 3.15. Optimizasyon Analiz Modeli	44

Şekil 3.16. Optimizasyon Analiz Sonucu	45
Şekil 3.17. Profil Kalınlık Optimizasyon Modeli	46
Şekil 3.18. Kalınlık Optimizasyonu Öncesi Araç Modelindeki Profil Et Kalınlıkları ...	47
Şekil 3.19. Profil Kalınlık Optimizasyonu Sonuçları Uyarınca Tespit Edilen Kalınlıklar	48
Şekil 3.20. Optimizasyon Öncesi ve Sonrası Gövde Yapılarının Modelleri	49
Şekil 3.21. Optimizasyon Öncesi ve Sonrası Gövde Yapılarının Modelleri Profil Et Kalınlıkları	50
Şekil 3.22. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	51
Şekil 3.23. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Değerleri	52
Şekil 3.24. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	53
Şekil 3.25. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	54
Şekil 3.26. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sol Burulma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları	55
Şekil 3.27. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	56
Şekil 3.28. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları	57
Şekil 3.29. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Değerleri	58
Şekil 3.30. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Eğilme Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	59
Şekil 3.31. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Eğilme Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları	60
Şekil 3.32. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Yanal Eğilme Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları	61
Şekil 3.33. Optimize Edilmiş Yanal Eğilme Katılığı Analizi Yatay Deplasman Sonuçları	62
Şekil 3.34. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Çarpılma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları	63
Şekil 3.35. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Çarpılma Katılığı Analizi Araç Yönü Deplasman Sonuçları	65

TABLO LİSTESİ

Tablo 2.1. St 52 Çeliğinin Mekanik Özellikleri	7
Tablo 2.2. Gövde Katılık Analizleri Yükleme ve Sınır Koşulları	27
Tablo 3.1. Ön Aks Sol Süspansiyon Yay Bölgesi Deplasman Değeri	31
Tablo 3.2. Ön Aks Sağ Süspansiyon Yay Bölgesi Düşey Deplasman Değeri	33
Tablo 3.3. Arka Aks Sol Süspansiyon Yay Bölgesi Düşey Deplasman Değeri	35
Tablo 3.4. Arka Aks Sağ Süspansiyon Yay Bölgesi Düşey Deplasman Değeri	37
Tablo 3.5. Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Düşey Deplasman Değeri	39
Tablo 3.6. Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Yanal Deplasman Değeri	41
Tablo 3.7. Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Araç Yönü Deplasman Değeri	42
Tablo 3.8. Analiz Modeli ve Katılık Değerleri	43
Tablo 3.9. Optimizasyon Analizi Parametreleri Bilgisi	44
Tablo 3.10. Profil Kalınlık Optimizasyonunda Kullanılan Kalınlık Değerleri	47
Tablo 3.11. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sol Süspansiyon Yay Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri	52
Tablo 3.12. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sağ Süspansiyon Yay Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri	54
Tablo 3.13. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Arka Aks Sol Süspansiyon Yay Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri	56
Tablo 3.14. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Arka Aks Sağ Süspansiyon Yay Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri	58
Tablo 3.15. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Düşey Deplasman Değeri	60
Tablo 3.16. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Yanal Deplasman Değeri	62
Tablo 3.17. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Araç Yönü Deplasman Değeri	64
Tablo 3.18. Optimizasyon Sonrasında Kütle Kazancı	65
Tablo 3.19. Optimizasyon Sonrası Gövde Katılığı Karşılaştırması	65
Tablo 3.20. Kilogram Başına Katılık Değeri Karşılaştırması	66

1. GİRİŞ

1.1. Amaç ve Konu

19. yüzyılın sonu itibariyle insanlık tarihinde yer almaya başlayan otomobil teknolojisi ile birlikte eş zamanlı olarak otobüsler de dünya tarihinde boy göstermeye başlamışlardır. Sanayi devrimi sonrasında büyüyen şehirlerin ulaşım ihtiyaçlarına cevap vermek adına bu taşıtlar günümüze önemli değişiklikler ile ulaşmışlardır. 21. yüzyılda şehirleşme ve şehir nüfuslarındaki artışla birlikte otomobiller ve toplu taşıma araçları insan hayatında önemli bir rol oynamaya başlamış ve ulaşım temel bir ihtiyaç haline gelmiştir. Otomotiv sektöründeki firmalar ise bu ihtiyaca cevap vermeye çalışmaktadır. Bu bağlamda birçok otomotiv şirketi rekabetçiliği sağlayabilmek ve çevrecilik kaygıları çerçevesinde araçlarının satın alma ve işletme maliyetlerini düşürmek için çalışmaktadır.

Son yıllarda otomotiv sektöründe çevreci uygulamaları destekleyen hibrit, elektrikli ve yakıt hücreli taşıtlar eğilimi gelişirken; bu eğilimler ağırlık ve maliyetleri azaltma ile performans ve yakıt ekonomisini iyileştirme gibi tamamlayıcı uygulamalarla desteklenmektedir [1]. Güvenlik zafiyeti oluşturmadan yapılacak olan optimizasyon çalışmaları, taşıtların tasarımını en uygun seviyeye getirme gayesiyle yürütülmektedir. Bu bağlamda, ticari araçlarda optimizasyon çalışmaları son dönemlerde ön plana çıkmaktadır [2,3]. Optimizasyon çalışmaları, karar verme süreçlerini hızlandırmakta ve karar kalitesini arttırmakta kullanılarak gerçek hayatta karşılaşılan problemlerin etkin, doğru ve gerçek zamanlı çözümlerinde yararlanılmaktadır.

Topoloji optimizasyonu, belirli bir tasarım alanı içerisindeki malzeme dağılımını belirli yük ve sınır koşulları için en uygun hale getiren ve bir dizi performans hedefini karşılayan bir yaklaşımdır [4]. Bu çalışmada, ticari bir otobüsün gövde yapısının optimize edilmesine yönelik otobüs gövdesinin profil örgü yapısında hafifletme çalışması yapılmıştır. Bu amaçla topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak, profil örgü yapısının geometrik olarak değiştirilmesi suretiyle en uygun tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır.

Bir taşıtın gövde katılığı süspansiyon sistemini ve yol koşullarında sağladığı konforu direkt olarak etkilemektedir. Katı bir gövde yol koşullarında süspansiyonların daha etkili çalışmasını sağlamaktadır. Esnemelerin minimum olduğu katı bir gövde, ses ve gürültü

açısından da avantaj sağlamak suretiyle kalite algısını yükseltmektedir [5]. Ancak fazla katı bir gövde oluşturmak için ağır bir gövde yapısı kullanmak gövdenin en uygun tasarımdan uzaklaşmasına, neticede hem yakıt tüketimi ve atmosfere salınan zararlı egzoz emisyonlarının artmasına hem de rekabet edebilirlikten uzaklaşmasına neden olmaktadır [6].

Bir ticari taşıtın gövdesinin yol koşullarındaki mukavemetini değerlendirmenin farklı yöntemleri bulunmaktadır. Literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde ticari bir otobüs gövde yapısı optimizasyonunda gövde katılık değerlerinin kullanılması uygun bulunmuştur [7,8].

Tasarımda optimizasyon, çeşitli parametrelere bağlı olarak bir hedef dahilinde en uygun geometriye ulaşmak için kullanılan bir tekniktir. Bu çalışmada, ticari bir otobüsün kaynaklı gövdesinde ağırlık azaltma çalışmaları yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak ilgili aracın özgün gövde yapısının değiştirilmesi suretiyle en elverişli tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır. Araç gövde yapısı optimizasyonu sırasında gövde katılığının korunması hedeflenmiştir. Optimizasyon öncesinde ölçülen gövde katılığı değerleri ile optimizasyon sonrası ölçülen gövde katılığı değerleri karşılaştırılmıştır.

1.2. Literatür Araştırması

Bu çalışmada ticari bir otobüsün gövde yapısı, profil yönleri ve kalınlıkları açısından optimize edilmesi hedeflenmiştir. Çalışmanın kapsamı kaynaklı gövde yapısı ile sınırlandırılmış bu gövdenin taşımakta olduğu kapı, klima, dış kapama sacları ve yalıtım malzemesi gibi ağırlık teşkil eden diğer yapılar optimizasyon çalışmasının dışında tutulmuştur. Bu bağlamda konu ile ilgili literatür taramasında otobüs gövde katılık değerlerinin incelendiği çalışmalara rastlanmıştır [9,10]. Yine bazı çalışmalar [11,12] incelendiğinde, araç şasi optimizasyonu konusunda farklı yol koşullarındaki yapısal analizler veya katılık değerleri tasarımları doğrulamak için kullanıldığı görülmüştür. Bu çalışmada optimizasyon sürecinde ise genel bir yaklaşım yapabilmek adına yol koşullarında farklı senaryoları birleşik olarak içerdiği değerlendirilen gövde katılık değerleri kullanılmıştır. Otobüs gövde yapısının optimizasyon çalışması ile tasarımı değiştirilmeden önceki halinin gövde katılığı ölçülmüş ve optimizasyon ile tasarımı değiştirilmiş gövde yapısının katılık değerleri ile karşılaştırılmıştır.

Reyes ve ark. (2013) tarafından yapılan çalışmada otobüs gövde profil örgü yapısı burulma ve eğilme katılığı baz alınarak optimize edilmiştir. Otobüs gövdesinde yol koşullarında dinamik analizler yapılmıştır. Ayrıca frekans cevap analizleri ile geometrinin çalışma koşullarında rezonans frekansının görülüp görülmediği incelenmiştir. Yol koşulları analizleri statik yükleme, viraj ve kasis senaryolarında araç gövdesinde oluşan deplasman ve gerilme değerleri incelenmiştir. Gövde yapısı bu veriler uyarınca optimize edilmiştir. Bazı bölgelerin kalınlıkları değiştirilmiş, bazı profiller kaldırılmıştır. Optimizasyon süreci sonunda otobüs gövde profil örgü yapısında %7,76 hafifleme gözlemlenmiştir. Optimize edilen gövde, ilk tasarımdaki gövde ile burulma ve eğilme katılığı bakımından karşılaştırılmıştır [7].

Lan ve ark. (2004) tarafından yapılan çalışmada bir otobüsün gövde profil örgü yapısı hafifletilmiştir. Bu çalışmada hafifletme uygulamaları yapılırken otobüs gövdesinin burulma ve eğilme katılığı referans alınmıştır. Gövde katılığı analizinde elde edilen deplasman değerlerinin optimizasyon analizi uyarınca hafifletilen yeni gövde yapısında korunması hedeflenmiştir. Otobüs gövdesinin birim ağırlık başına katılık değeri hesabı yapılarak gövde yapısının optimizasyon süresince bu değer kriter olarak kabul edilmiş ve bu yolla bir yaklaşım yapılmıştır. Ayrıca çalışmada bir otobüsün gövde profil örgü yapısının burulma katılığı değeri için kabul edilebilir bir aralık da tanımlanmıştır [13].

Liang ve ark. (2012) tarafından yapılan çalışmada bir otobüsün gövde profil örgü yapısı ECE R66 otobüs devrilme standardına göre devrilme direnci baz alınarak optimize edilmiştir. Profil örgü yapısında topolojik bir değişikliğe gidilmeden yapılan çalışmada profil kalınlıkları değişiklik parametresi olarak belirlenmiş ve kalınlıklar değiştirilmek suretiyle otobüs gövde profil örgü yapısında hafifletme yapılmıştır. Yan duvarlar cam altı bölgesi yüksekliğinin de değerlendirildiği çalışmada güvenliği maksimumda tutan bir yaklaşım ile güvenlik gereksinimlerini sağlayan minimum ağırlığa sahip örgü yapıları üzerinde çalışılmıştır [14].

Gauchia ve ark. (2009) tarafından yapılan çalışmada burulma katılığı ölçülen bir otobüs gövde profil örgü yapısının kalınlık bazlı optimizasyonu yapılmıştır. Profil kalınlıkları optimizasyon parametresi olarak atanmıştır. Bu parametreler Matlab® programında genetik algoritma kodu oluşturularak optimize edilmiştir. Optimizasyon sürecinin sonunda otobüs gövde profil örgü yapısında bulunan profil kalınlık ve kesit boyutları değiştirilerek

%4 hafifletme sağlanmıştır. Optimizasyon süreci öncesinde ve sonrasında otobüs gövde profil örgü yapısının katılık değerleri ölçülmüş ve bu hafifletmeye karşın burulma katılığı değerlerinde %0,22 düzeyinde bir artış tespit edilmiştir [8].

Danielsson ve ark. (2015) tarafından yapılan çalışmada bir taşıt şasisinin çeşitli katılık değerlerinin sürüş dinamiğine olan etkisi değerlendirilmiştir. Çeşitli açılardan katılık değerlerini arttırmak için güçlendirilen bir aracın şasisi Volvo S60 aracının şasisi ile karşılaştırılmıştır. Sürüş karakteristikleri ayrıntılı incelenen araçların çoklu cisim dinamiği analizleri yapılarak dinamik karakterleri ortaya çıkarılmış ve bu işlem sırasında da araç şasisi için bölgesel ve global bazda katılık ölçüm teknikleri de incelenmiştir. Yapılan değerlendirmeler neticesinde şasinin yanal ve burulma katılığının aracın sürüş dinamiği üzerindeki etkisinin belirgin olduğu sonucuna varılmıştır [5].

Cavazzuti ve ark. (2011) tarafından yapılan çalışmada optimizasyon teknikleri kullanılarak yüksek performanslı bir araç şasisi geliştirilmesi kapsamında bir metodoloji oluşturulması hedeflenmiştir. Bu kapsamda araç şasisi için bir tasarım alanı belirlenmiştir. Burulma ve eğilme katılığının da dahil edildiği katılık değerleri baz alınarak topoloji optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimize edilen tasarım alanı topometri optimizasyonu ile CAD geometrisi düzenlenen yapının boyut optimizasyonu ile düzenlenmiş, kalınlık değerleri belirlenmiş, Ferrari F458 şasisi ile karşılaştırılmış ve önemli derecede hafif olduğu tespit edilmiştir [15].

Jung ve ark. (2019) tarafından yapılan çalışmada elektrikli bir otobüs tavan yapısının optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmada çoklu ve tek materyal optimizasyonu teknikleri ve ticari bir yazılımın optimizasyon sonuçları birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Otobüs gövde yapısının burulma katılığı, kendi ağırlığı ile yanal katılığı ve devrilme katılığı senaryolarıyla incelenmiştir. Esneklik (compliance) minimizasyonu ile çözülen optimizasyon problemi sonucunda çoklu materyal optimizasyonu tekniğinin tek materyal optimizasyonu tekniğine oranla %8 daha iyi sonuç verdiği tespiti yapılmıştır [16].

2. METODOLOJİ

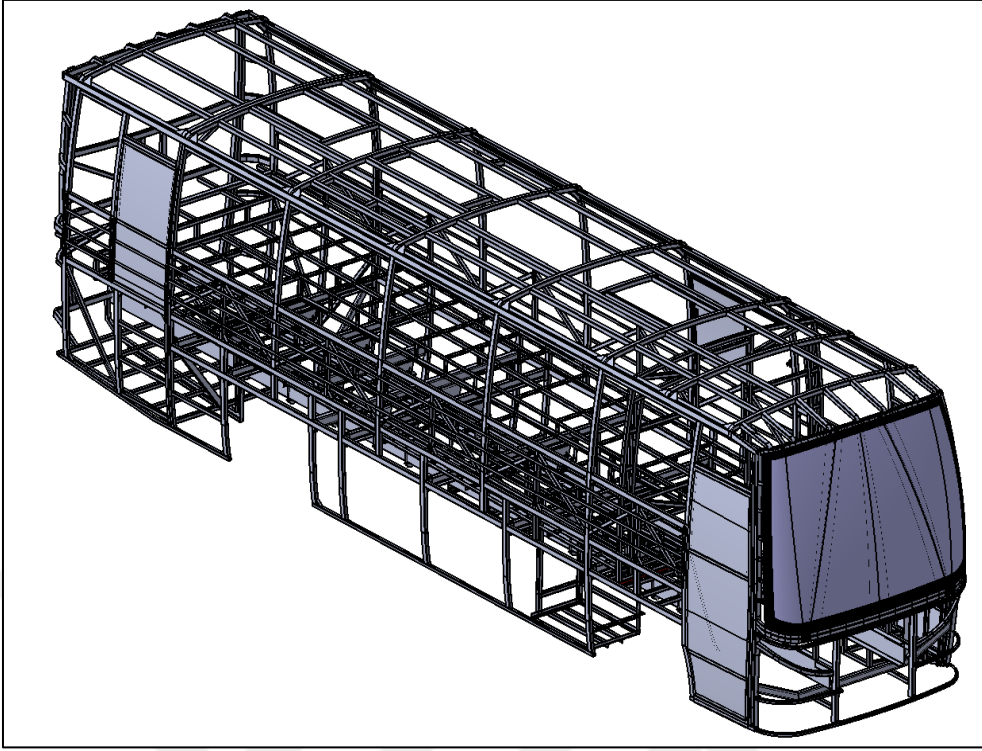
Bu bölümde optimize edilecek olan otobüsün geometrik ve sonlu elemanlar modellerine ilişkin detaylara yer verilmekle beraber sonlu elemanlar analizi, gövde katılığı ölçümleri ve optimizasyona dair teorik bilgilere yer verilmiştir.

2.1. Otobüs Geometrik Modeli

Bir otobüs geometrisi profil örgü yapısı ve bu yapıya bağlı güç paketi, kapı ve dış kaplamalar, aks ve süspansiyon sistemi ile klima, sızdırmazlık elemanları ve camlar gibi yardımcı sistemlerden oluşmaktadır.

Otobüs gövde yapısı, otobüs geometrilerinde bulunan ve bağlı alt sistemleri bir arada tutmak ve yol koşullarındaki mukavemeti sağlamak için kullanılan bir sistemdir. Otobüslerde de yer yer şasi geometrisinin kullanıldığı görülmekle birlikte çoğunlukla profil örgü yapısı kullanılarak oluşturulan yapı alt sistemleri bir arada tutarak otobüsün iskeletini oluşturmaktadır. Bu iskelet örgü yapısının adına otobüs gövde yapısı adı verilmektedir. Kısa mesafe yolcu taşımacılığı ve servis amaçlı kullanılan otobüslerde ise çoğunlukla şasi ve gövde yapısı birlikte kullanılmaktadır.

Bu çalışmaya konu olan otobüs, iki adet u profil yapısının oluşturduğu şasinin üzerine inşa edilmiş bir gövde yapısına sahip 10 metre uzunluğundaki ticari bir otobüs geometrisidir. Aracın ön ve arka akslarının genişliği 1840 mm'dir. Söz konusu geometri açık kaynaklı bir geometri paylaşım ortamından bu çalışmada yapılacak sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere temin edilmiştir (Şekil 2.1) [17].

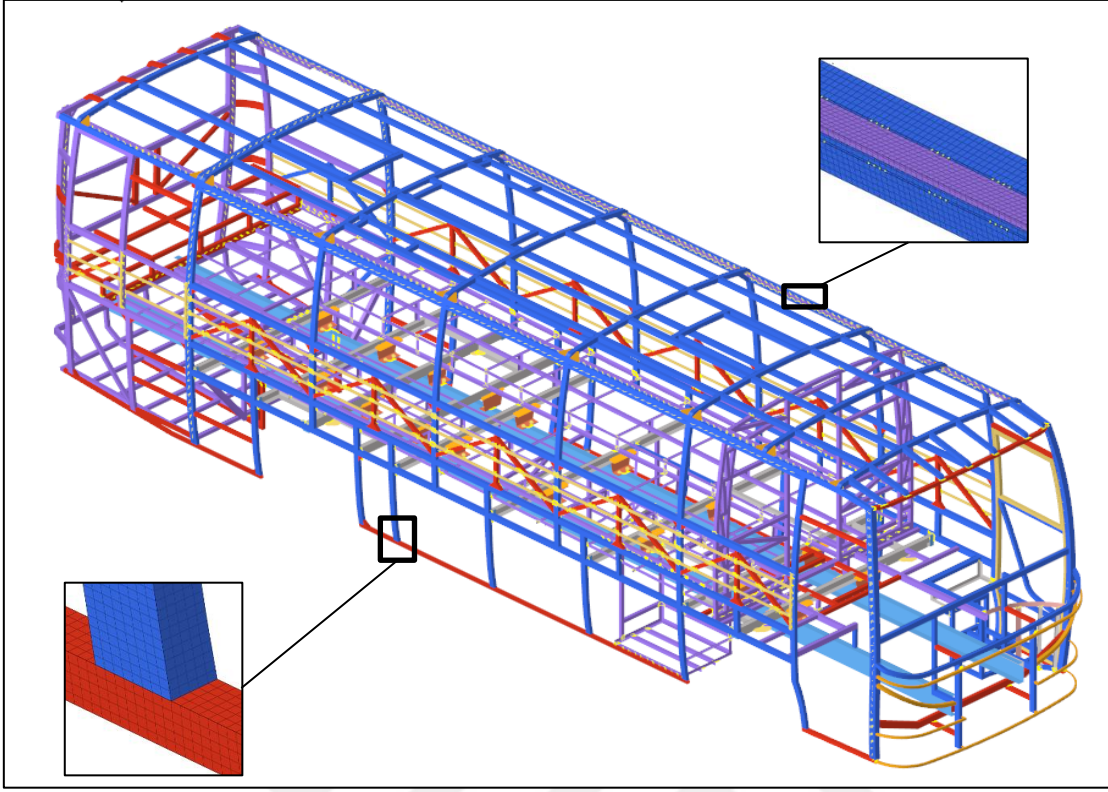


Şekil 2.1. Otobüsün Geometrik Modeli [17]

2.2. Sonlu Elemanlar Modeli

Söz konusu otobüs gövde yapısının bu çalışmada icra edilecek sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere model ağ örgüsü oluşturulmuştur. Sonlu elemanlar modelinde profiller kabuk elemanlarla modellenmiş ve paralel kaynak bağlantıları düğüm noktaları arasındaki rijit elemanlardan oluşturulurken geometrinin birbirine dikey olarak bağlandığı bölgeler düğüm yapılarının birbirlerine birleştirilmesi ile temsil edilmiştir. Orta yüzey yardımı ile kabuk modellemeye uygun olmayan yapılar katı elemanlarla modellenmiştir. Modelde kullanılan ortalama eleman büyüklüğü 7 mm olarak seçilmiştir. Otobüs gövde yapısının sonlu elemanlar modelinde 2,1 milyon kabuk eleman, 380 bin katı eleman ve 18 bin rijit eleman kullanılmıştır. Sonlu elemanlar modeli yaklaşık 2,5 milyon elemandan oluşturulmuştur (Şekil 2.2).

Bu çalışmada Hyperworks® yazılımı kullanılmıştır. Yazılımın Hypermesh® modülünde hazırlanan sonlu elemanlar analiz modelleri, Optistruct® modülünde optimizasyon ve mukavemet analizlerine tabi tutulmuştur. Bu yazılımlar, optimizasyon analizlerinde iyi ve etkili bir çözüm aracı olarak kullanılabilir olduklarından seçilmiştir [18].



Şekil 2.2. Otobüs Sonlu Elemanlar Modeli

Otomotiv sektöründe yoğun olarak kullanılmakta olduğu değerlendirilen st52 çeliği bu çalışmada da geçerli malzeme olarak tanımlanmıştır [19]. İlgili malzemenin mekanik özellikleri Tablo 1`de verilmiştir.

Tablo 2.1. St 52 Çeliğinin Mekanik Özellikleri [19]

Malzeme	Elastisite Modülü (GPa)	Poisson Oranı	Yoğunluk (kg/m ³)
St 52	210	0,3	7850

2.3. Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar analizi bir geometriyi sınırlı sayıda elemana bölerek çeşitli yükleme ve sınır koşullarında bazı performans hedeflerinde incelemek için bilgisayar ortamında icra edilen bir analiz yöntemidir.

2.3.1. Gerilim ve gerinim

Gerilim ve gerinim bir cismin mukavemetini tayin etmekte kullanılan iki adet parametredir. Bu parametreler cisme uygulanan bir yüklemde cismin davranışını ölçmekte incelenirler. Gerilim, birim alana etkiyen kuvvet miktarıdır. Birimi Pa (N/m²)

olan bu değer cisim üzerinde üç adet yönde oluşabilir. Bu yönler çekme, basma ve kesme gerilmeleridir. Çekme ve basma gerilmeleri yapıya etkiyen eksenel yükler ile oluşurken kesme gerilmesi kesme yükleri sonucunda meydana gelir.

Gerilim denklemi:

$$\sigma = \frac{F}{A} \quad (2.1)$$

Burada, σ gerilimi, F uygulanan kuvveti, A ise kuvvetin uygulandığı yüzey alanını ifade etmektedir.

Gerinim, bir yük altındaki yapının yükleme öncesindeki haline göre şekil bozulmasını görece ifade eder.

Eksenel yük uygulanan bir kirişteki gerinim:

$$\varepsilon = \frac{\Delta L}{L_0} \quad (2.2)$$

Burada ε , gerinimi ifade ederken, ΔL kirişin boyundaki değişimi, L_0 ise kirişin yüklenmeden önceki boyunu ifade etmektedir.

Yapıdaki gerilme ve gerinme arasında bir ilişki mevcuttur. Bu ilişkiye Hooke Yasası denmektedir

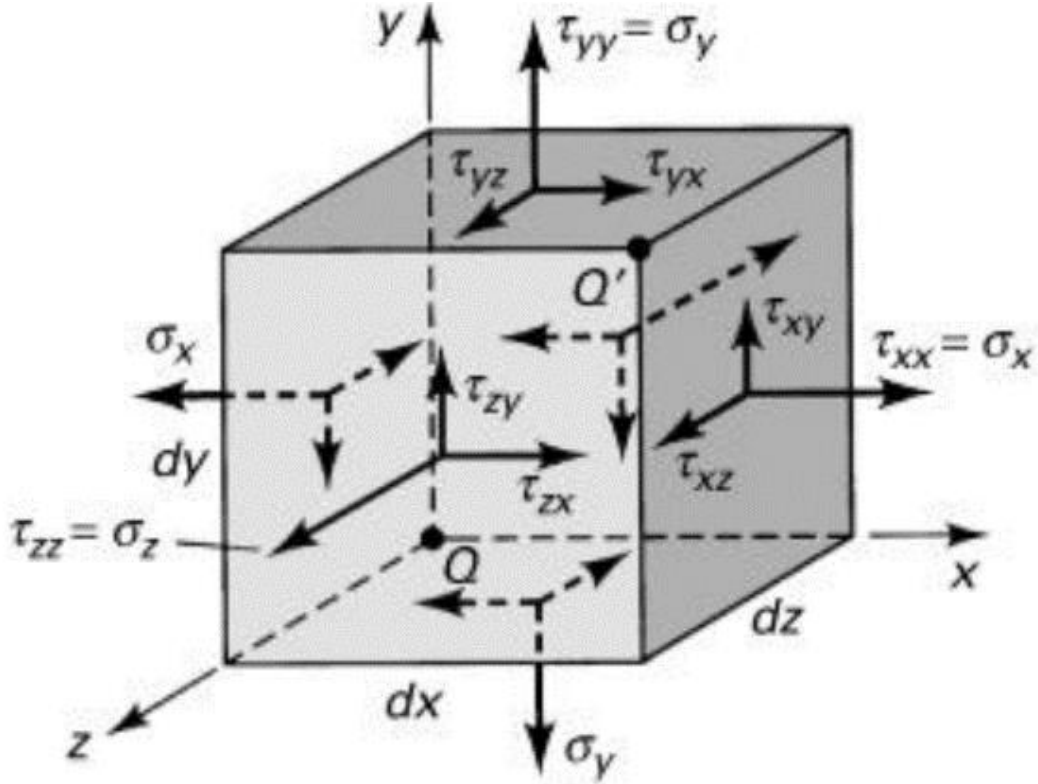
Gerilme-gerinme ilişkisi:

$$\sigma = E\varepsilon \quad (2.3)$$

Burada E , cismin malzemesinin elastisite modülünü ifade etmektedir. Birimi Pa'dır (N/m^2).

Şekil 2.3`te üç boyutlu bir eleman üzerinde oluşan gerilmeler gösterilmiştir.

Üç boyutlu bir elemandaki gerilmeler:



Şekil 2.3. Üç Boyutlu Bir Elemandaki Gerilmeler

Gerilme vektörü [20]

$$\sigma = [\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}]^T \quad (2.4)$$

Burada σ , Pa cinsinden eşdeğer gerilmeyi ifade etmektedir. σ_i ifadeleri, yönlü aksenal gerilmeleri belirtirken, τ_{ij} ifadeleri yüzey kesme gerilmelerini temsil etmektedir.

Denklem 2.2'deki gerilme vektörü, aşağıdaki denklemlerdeki (2.5, 2.6, 2.7) eşitlikleri sağlamalıdır.

$$\frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial z} + F_x = 0 \quad (2.5)$$

$$\frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial z} + F_y = 0 \quad (2.6)$$

$$\frac{\partial \sigma_z}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + F_z = 0 \quad (2.7)$$

Burada, F_i ifadeleri Newton cinsinden uygulanan yüklemeleri ifade etmektedir.

Bir noktadaki deplasman değeri:

$$\mathbf{u} = [u \ v \ w]^T \quad (2.8)$$

Burada, \mathbf{u} cismin bir noktasındaki deplasman değerini üç boyutlu uzayda ifade eden vektördür. Bu deplasman değerinin tespitini takiben yapıdaki gerinimlerin hesaplanması aşağıdaki denklemlerde (2.9-2.15) verilmiştir.

Gerinim hesapları [20]:

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad (2.9)$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad (2.10)$$

$$\varepsilon_z = \frac{\partial w}{\partial z} \quad (2.11)$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \gamma_{xy} \quad (2.12)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} = \gamma_{zy} \quad (2.13)$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} = \gamma_{xz} \quad (2.14)$$

Burada, ε_i yönlü aksenal gerinimleri ifade ederken, γ_{ij} ilgili ij yüzey gerinimini ifade etmektedir.

Bir noktadaki gerinim değerinin vektör olarak ifadesi:

$$\boldsymbol{\varepsilon} = [\varepsilon_x, \varepsilon_y, \varepsilon_z, \gamma_{xy}, \gamma_{yz}, \gamma_{zx}]^T \quad (2.15)$$

2.4. Gövde Katılığı

Literatür incelemesinde, otobüs gövde katılık değerlerinin aracın mukavemetini belirlemede, geometrik optimizasyon çalışmalarında kullanılan önemli bir parametre olduğu değerlendirilmiştir [9-12]. Bu çalışmada sonlu elemanlar analizi ile tespit edilen gövde katılığı değerleri kullanılarak, araç gövde yapısının optimizasyonu gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon analizleri sonuçları incelenerek tekrar bu sonuçlar

doğrultusunda yeni bir gövde geometrik modeli oluşturulmuştur. Optimize geometrik yapının sonlu elemanlar modeli oluşturularak gövde katılığı ölçümü analizleri yapılmıştır. Son olarak optimizasyon çalışması öncesi ve sonrasındaki gövde katılığı değerleri ağırlık kazancı ile birlikte karşılaştırmalı olarak incelenmiştir.

Otomobilde kullanılan şasi kavramı otobüslerde gövde yapısı olarak adlandırılmaktadır. Bunun nedeni otobüslerin profil örgü yapısı nedeniyle örme şasiden inşa edilmeleridir. Bu çalışma kapsamında yapılan analizlerde araç şasisinin deformasyon senaryolarını yansıtabilecek şekilde yükleme türleri kullanılmıştır [21].

Bir araç şasisi ya da otobüs gövdesinin maruz kaldığı yükleme türleri aşağıdaki gibidir [21-23]:

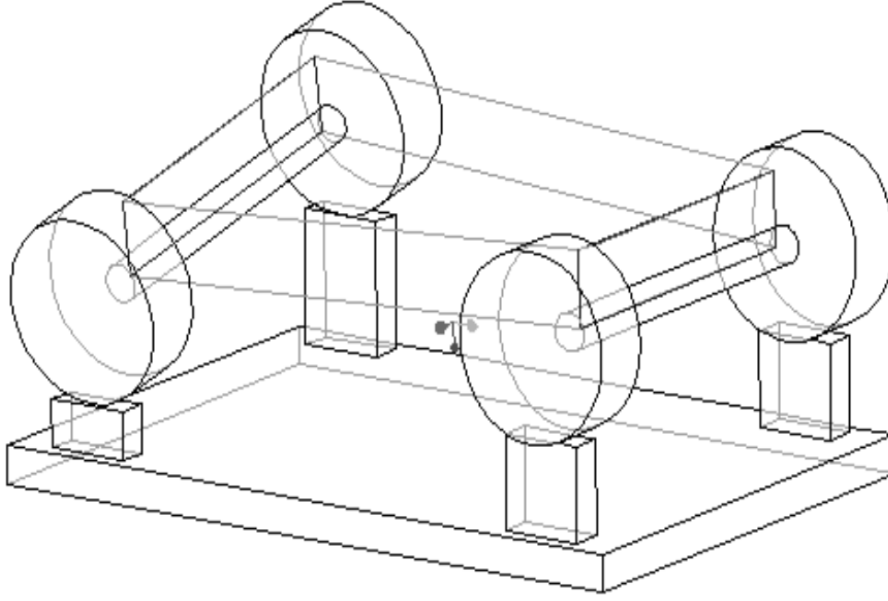
1. Burulma
2. Eğilme
3. Yanal Eğilme
4. Çarpılma (Lozenge)

Araç şasisinin bu yükleme türlerine gösterdiği direnç geometrinin ilgili senaryodaki katılığı olarak adlandırılmaktadır.

2.4.1. Burulma katılığı

Dört temel yükleme türü arasındaki en temel olan yüklemedir. Burulma yüklemesi, araç gövdesinin asimetrik kasis veya tümseklerden geçerken karşılaştığı yüklem türüdür. Araç gövde yapısının yol koşullarında bu yüke karşı gösterdiği direnç ise burulma katılığı olarak adlandırılmaktadır [21,23].

Burulma katılığının ölçüldüğü burulma senaryosunda araç aks bağlantı noktalarına uygulanan burulma yükleri dikkate alınır [21]. Şekil 2.4`te burulma yüklemesi uygulanan bir yapının temel bozunum görseli verilmiştir.



Şekil 2.4. Burulma Yükleme Temel Bozunum Görseli

Bu çalışmada iki adet burulma katılığı incelenmiştir. Bunlar:

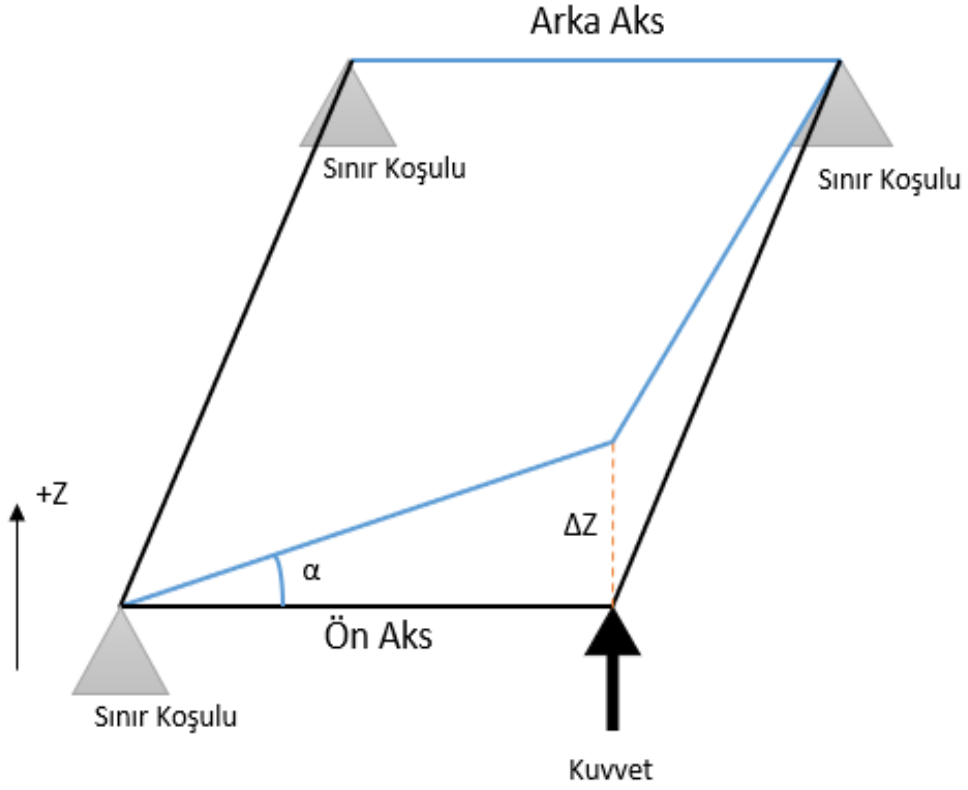
1. Ön Aks Burulma Katılığı:

Araç geometrisinin arka aks bağlantı noktalarından sabitlendiği ve ön aks süspansiyon yay bağlantı noktalarından burulma yüklemelerinin uygulandığı senaryodur (Şekil 2.5). Bu çalışmada ön aks burulma katılığı, burulma yükünün uygulandığı noktaya göre; ön aks sol ve sağ burulma katılığı olarak ikiye ayrılmıştır.

2. Arka Aks Burulma Katılığı:

Araç geometrisinin ön aks bağlantı noktalarından sabitlendiği ve arka aks süspansiyon yay bağlantı noktalarından burulma yüklemelerinin uygulandığı senaryodur. Bu çalışmada arka aks burulma katılığı, burulma yükünün uygulandığı noktaya göre; arka aks sol ve sağ burulma katılığı olarak ikiye ayrılmıştır.

Ön aks burulma katılığının tayininde uygulanan yükleme ve sınır koşulları Şekil 2.5`de gösterilmiştir.



Şekil 2.5. Burulma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları

$$K_b = \frac{M}{a_b} \quad (2.16)$$

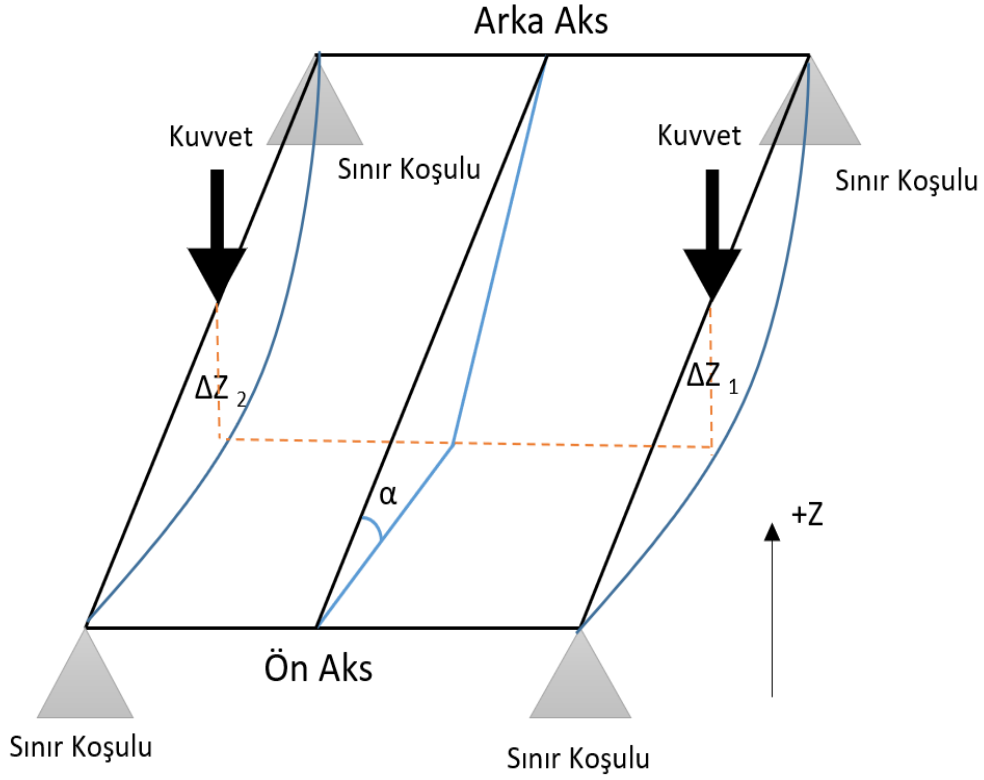
$$a_b = \tan^{-1} \left(\frac{\Delta Z}{W} \right) \quad (2.17)$$

Burada K_b , Nm/rad cinsinden otobüs gövde yapısının burulma katılığıdır. W , metre cinsinden araç aks genişliğini ifade etmektedir. ΔZ_i ise yüklemenin uygulandığı bölgede belirlenen noktalardan alınan deplasman değerlerini ifade ederken, M ifadesi ise aks bölgesine uygulanan momenti (Nm) ifade etmektedir. a_b ise burulma açısını temsil etmektedir.

2.4.2. Eğilme katılığı

Araç şasisindeki eğilme yüklemesi alt sistemler ve yolcu ağırlıkları ile yüklenmiş olan aracın yol koşullarındaki temel dayanıklılığını yansıtan bir yükleme türüdür [21, 23].

Eğilme katılığı tayini için yükleme ve sınır koşulları Şekil 2.6'da verilmiştir.



Şekil 2.6. Eğilme Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları

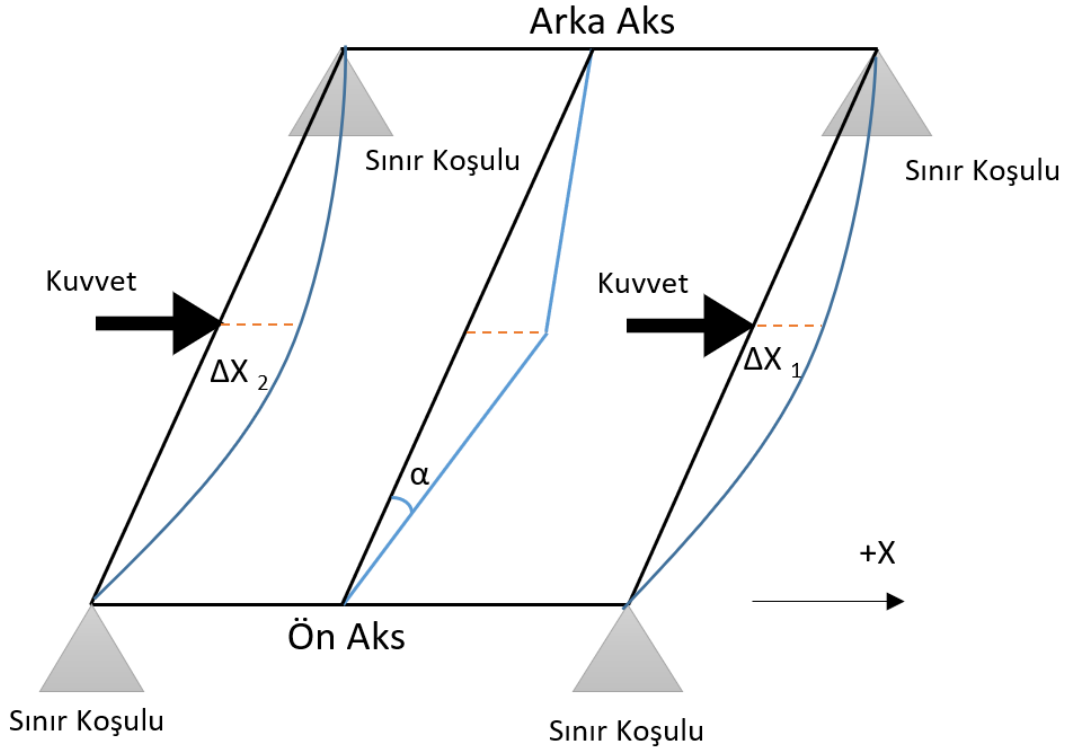
$$K_e = \frac{M}{a_e} \quad (2.18)$$

$$a_e = \tan^{-1} \left(\frac{(|\Delta Z_1| + |\Delta Z_2|)/2}{W} \right) \quad (2.19)$$

Burada K_e , Nm/rad cinsinden otobüs gövde yapısının eğilme katılığıdır. W , metre cinsinden araç aks genişliğini ifade etmektedir. ΔZ_i ise yüklemenin uygulandığı bölgede belirlenen noktalardan alınan deplasman değerlerini ifade ederken, M ifadesi ise uygulanan momenti (Nm) ifade etmektedir. a_e ise eğilme açısını temsil etmektedir.

2.4.3. Yanal eğilme katılığı

Yanal eğilme katılığı dört temel yükleme türü arasında yer almakla beraber virajlardaki yol koşullarında alt sistemler (motor, şanzıman vb.) ile yolcuların teşkil ettikleri ağırlıkların merkezkaç kuvvet etkisi ile gövdeyi yanal olarak zorlaması ile oluşmaktadır [21,23]. Oluşan bu yüklemeye gövdenin gösterdiği direnç, yanal eğilme katılığı olarak adlandırılmaktadır. Yanal eğilme katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 2.7'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Yanal Eğilme Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları

$$K_{ye} = \frac{M}{a_{ye}} \quad (2.20)$$

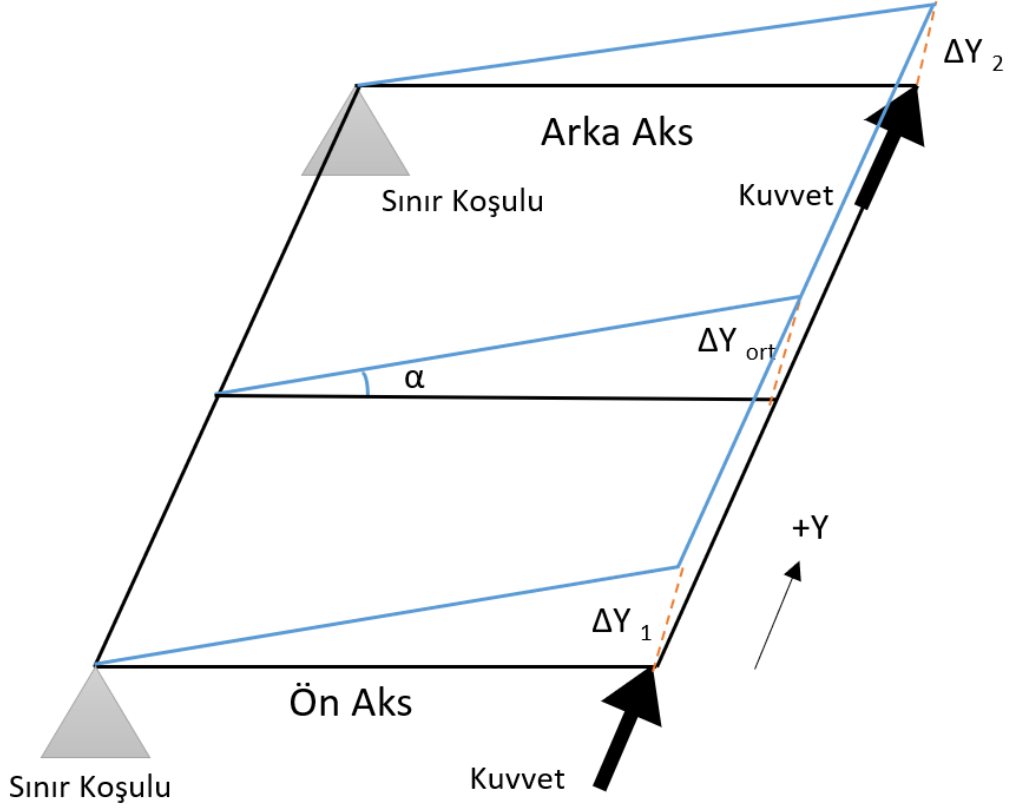
$$a_{ye} = \tan^{-1} \left(\frac{(|\Delta X_1| + |\Delta X_2|)/2}{W} \right) \quad (2.21)$$

Burada K_{ye} , Nm/rad cinsinden otobüs gövde yapısının yanall eğilme katılığıdır. W , metre cinsinden araç aks genişliğini ifade etmektedir. ΔX_i ise yüklemenin uygulandığı bölgede belirlenen noktalardan alınan deplasman değerlerini ifade ederken, M ifadesi ise aks bölgesine uygulanan momenti (Nm) ifade etmektedir. a_{ye} ise yanall eğilme açısını temsil etmektedir.

2.4.4. Çarpılma katılığı

Bir araç gövdesinin yol koşullarındaki yüklenme türlerinden biri de çarpılma yüklemesidir (horizontal lozenging). Çarpılma yüklemesi, asimetrik kasis ve tümseklerin gövde yapısına araç doğrultusunda olan etkisini yansıtmaktadır. Bunun dışında tekerlek sürtünme direnç kuvveti ve zemin tekerlek ilişkisinden araç doğrultusu boyunca araç gövdesine etki

edecek olan kuvvetlerin oluşturduğu yükleme türüdür. Çarpılma yüklemesine araç gövdesinin gösterdiği direnç ise çarpılma katılığı olarak adlandırılmaktadır [21,23].



Şekil 2.8. Çarpılma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları

$$K_{\zeta} = \frac{M}{a_{\zeta}} \quad (2.22)$$

$$a_{\zeta} = \tan^{-1} \left(\frac{(|\Delta Y_1| + |\Delta Y_2|)/2}{W} \right) \quad (2.23)$$

Burada K_{ζ} , Nm/rad cinsinden otobüs gövde yapısının çarpılma katılığıdır. W , metre cinsinden araç aks genişliğini ifade etmektedir. ΔY_i ise yüklemenin uygulandığı bölgede belirlenen noktalardan alınan deplasman değerlerini ifade ederken, M ifadesi ise aks bölgesine uygulanan momenti (Nm) ifade etmektedir. a_{ζ} ise çarpılma açısını temsil etmektedir.

2.5. Optimizasyon Teorisi

Optimizasyon, genel olarak belirli amaçlar için en iyi kararları verme uygulaması olarak tanımlanırken, çeşitli hesaplamalarda ve mühendislikte ise bir probleme belli parametreler altında verilebilecek en uygun cevabı bulma çalışmasıdır [24]. Optimizasyon, bir sistemde var olan kaynakların (işgücü, zaman, para, süreç, hammadde, kapasite, ekipman gibi) en verimli şekilde kullanılarak belirli amaçlara (maliyetin azaltılması, kârın artırılması, kapasite kullanımının yükseltilmesi ve verimliliğin artırılması gibi) ulaşmayı sağlayan bir yöntem olarak da tanımlanmaktadır

Matematiksel olarak ise bir fonksiyonun bir hedef parametresinin minimum noktalarını bulmayı amaçlayan tekniktir. Optimizasyon probleminin temel anlamda matematiksel tanımı aşağıdaki gibidir [25]:

$$\text{Min } f(x) \quad (2.24)$$

$$x \in \Omega \quad (2.25)$$

$f(x)$ fonksiyonu $R \rightarrow R^n$ 'de tanımlı olan bir fonksiyondur ve optimizasyon çözümünde minimize edilmesi amaçlanmaktadır. Bu fonksiyon hedef fonksiyonu olarak adlandırılmaktadır. Bir vektör olan x ise bağımsız değişkenlerden oluşmaktadır. Ω ise değişkenlerin tanımlı olduğu kümeyi ifade etmektedir.

Bir optimizasyon problemi matematiksel anlamda incelendiğinde sınırlandırılmış ve sınırlandırılmamış olarak ikiye ayrılmakla beraber hedef fonksiyonu tanımına göre de bu bölümde hacim ve esneklik (compliance) optimizasyonu olmak üzere iki adet optimizasyon türünden bahsedilecektir.

2.5.1. Sınırlandırılmamış optimizasyon problemi

Optimizasyon problemi bir fonksiyonun maksimum ya da minimum olduğu noktanın bulunması için çeşitli metotlar ile çözdürülen bir problemidir. Optimizasyon problemine bağlı parametreler eğer belli sınırlamalara tabi tutulmamışsa bu tür optimizasyon problemlerine sınırlandırılmamış optimizasyon problemi denilmektedir.

2.24 ve 2.25 numaralı denklemler tanımlı iken:

$$\Omega \in R^n \quad (2.26)$$

Burada R , gerçek sayılar kümesini ifade etmektedir.

2.5.2. Sınırlandırılmış optimizasyon problemi

Optimizasyon problemine bağlı parametreler sınırlandırmalara tabi tutulmuşsa, bu tür problemlere sınırlandırılmış optimizasyon problemi denilmektedir. Bu tür optimizasyon problemlerinde çeşitli sınır şartları kullanılarak optimizasyon çözümü sınırlandırılır. Matematiksel ifadesi ise 2.27 numaralı denklemdeki gibi bağımsız değişkenlerin sınırlandırılması şeklindedir [25].

$$\Omega: \{x : h(x) = 0, g(x) \leq 0\} \quad (2.27)$$

2.27 numaralı eşitlikteki $h(x)$ eşit sınır koşulu iken, $g(x)$ ise eşit olmayan sınır koşulu olarak adlandırılmaktadır.

2.5.3. Esneklik optimizasyonu

Esneklik (compliance), temel anlamda katılığın tersi olarak tanımlanmaktadır. Esneklik, gerinim enerjisi ile de ifade edilen bir parametredir. Deplasmanların az olduğu yapılar, daha katı yapılar olarak değerlendirilmektedir. Optimizasyon probleminde esnekliği minimize etmek katılığı artırmak anlamına gelmektedir. Esnekliğin matematiksel ifadesi ise aşağıdaki gibidir [26]:

$$f = F^T d \quad (2.28)$$

Burada f , esneklik (compliance) ya da gerinim enerjisi olarak adlandırılır. d , yapıdaki deplasmanları ifade etmektedir. F , ise uygulanan kuvvettir.

Yapıdaki kuvvet dengesi:

$$h = Kd - F = 0 \quad (2.29)$$

Katılık matrisi:

$$K = K(\rho) \quad (2.30)$$

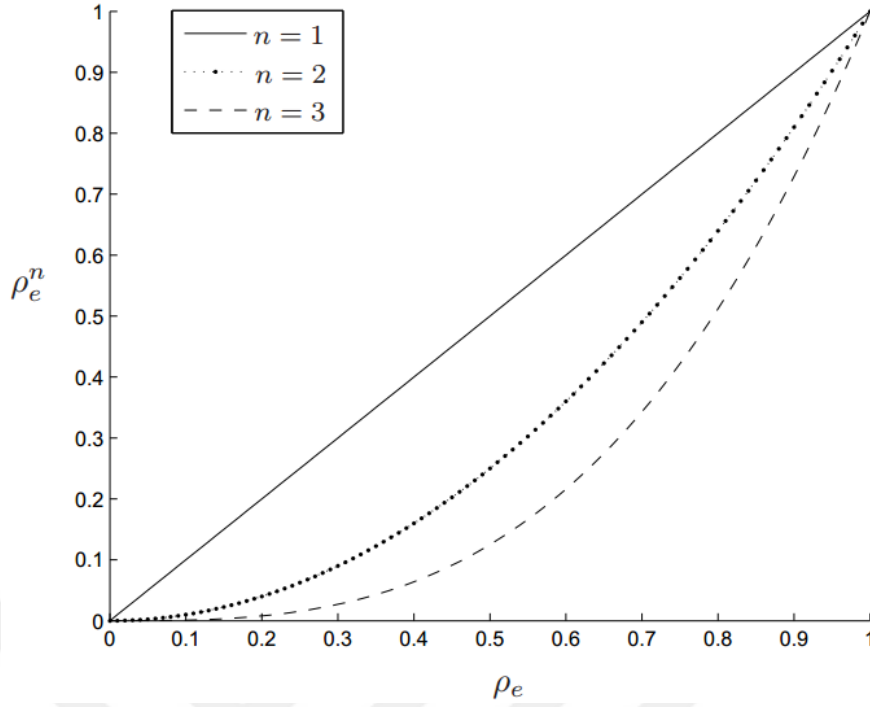
Katılık matrisi, optimizasyon çözümünde elemanlar için belirlenen yoğunluk ρ ile şekillenmektedir.

Topoloji optimizasyonu tekniğinde sonlu elemanlar modelindeki her elemana, yükleme ve sınır koşullarını gözeterek bir yoğunluk değeri atanmaktadır. Atanan yoğunluk değeri 0 ile 1 arasında değişmektedir. Bunun anlamı yoğunluğu 1 olarak atanan elemanların hacminin malzeme ile doldurulmasıdır. Geometrinin karakteristiğini oluşturmak üzere atanan yoğunluk değeri eleman katılığı ile çarpılmaktadır. Bu durumda anlamsız sonuçların oluşmaması için minimum eleman yoğunluğu 0'ın üstünde ancak bu değere çok yakın bir değer olarak belirlenmiştir ($\rho_e \geq \epsilon$). Bu sınır yoğunluğun atandığı elemanlar geometriden kaldırılarak geometrideki delikleri oluşturmaktadır.

Topoloji optimizasyonu sonucunda elde edilen çözümde geometrinin yoğunluğu 1 ve 0 sınırında atanmış tamamen geometride tutulması gereken ve kaldırılması gereken elemanlardan oluşması istenmektedir. Dolayısıyla yoğunluk skalasında orta kısımlarda kalan elemanların durumlarına karar verecek, üst ve alt sınıra yaklaştıracak (penalizasyon) bir metot gerekliliği söz konusudur. Bu metot SIMP (Solid Isotropic Material Penalization) modelidir. Farklı panelizasyon faktörü seçimleri ile yoğunluk skalası değişimi Şekil 2.9'da verilmiştir. SIMP modeldeki panelizasyonun matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$K(p) = \bigcup_{e=1}^{n_{el}} \rho_e^n k_e \quad (2.31)$$

Çeşitli optimizasyon problemi çözümlerinin gösterdiği üzere n değerinin 2 ile 4 arası atandığında uygun çözümler alınabilmektedir. Farklı n değerleri ile ρ_e^n değeri aşağıda gösterilmiştir.



Şekil 2.9. Farklı Panelizasyon Faktörü Seçimleri ile Yoğunluk Skalası Değişimi

Optimize edilen tasarım alanının toplam hacmi $V = V(\rho)$:

$$V = \sum_{e=1}^{n_{el}} \rho_e V_e \quad (2.32)$$

Bu tanımda V_e her elemanın hacmini temsil etmektedir. Esneklik minimizasyonu ile kurulan optimizasyon modellerinde hacim sınırlandırılmalıdır. Aksi takdirde geometrinin katı olması adına çözüm tüm elemanları modelde tutma yoluna gitmektedir.

Hacim sınırlandırmasının matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir:

$$g = g(\rho) = V(\rho) - V_0 \leq 0 \quad (2.33)$$

Bu ifadede V_0 geometrinin ilk hacmini yani optimizasyonda sahip olabileceği maksimum hacmi ifade etmektedir. Böylece esneklik optimizasyonu probleminin matematiksel gösterimi aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\min_{(p,d)} f = F^T d \quad (2.34)$$

$$s. t. \begin{cases} h = K(\rho)d - F = 0 \\ g = V(\rho) - V_0 \leq 0 \\ e \leq \rho \leq 1 \end{cases} \quad (2.35)$$

2.5.4. Hacim optimizasyonu

Esneklik optimizasyonunun alternatifi olarak optimizasyon problemindeki hedef fonksiyonuna yapının hacminin minimize edilmesi de çeşitli sınırlayıcı parametreler ile atanabilmektedir. Sınırlayıcı parametreler olarak geometrinin katılığını ifade edecek olan belirli doğrultularda ya da toplam deplasman değerleri kabul edilmektedir. Belirtilen bu deplasman sınırlandırmaları geometrinin sonlu elemanlar modelinde belirli düğüm noktalarına atanabilmektedir (d_0). Bu durumda deplasman koşulunun matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir [26].

$$\Gamma d \leq d_0 \quad (2.36)$$

Burada Γ ifadesi düğüm noktasındaki deplasman ile birim vektörün skaler çarpımıdır.

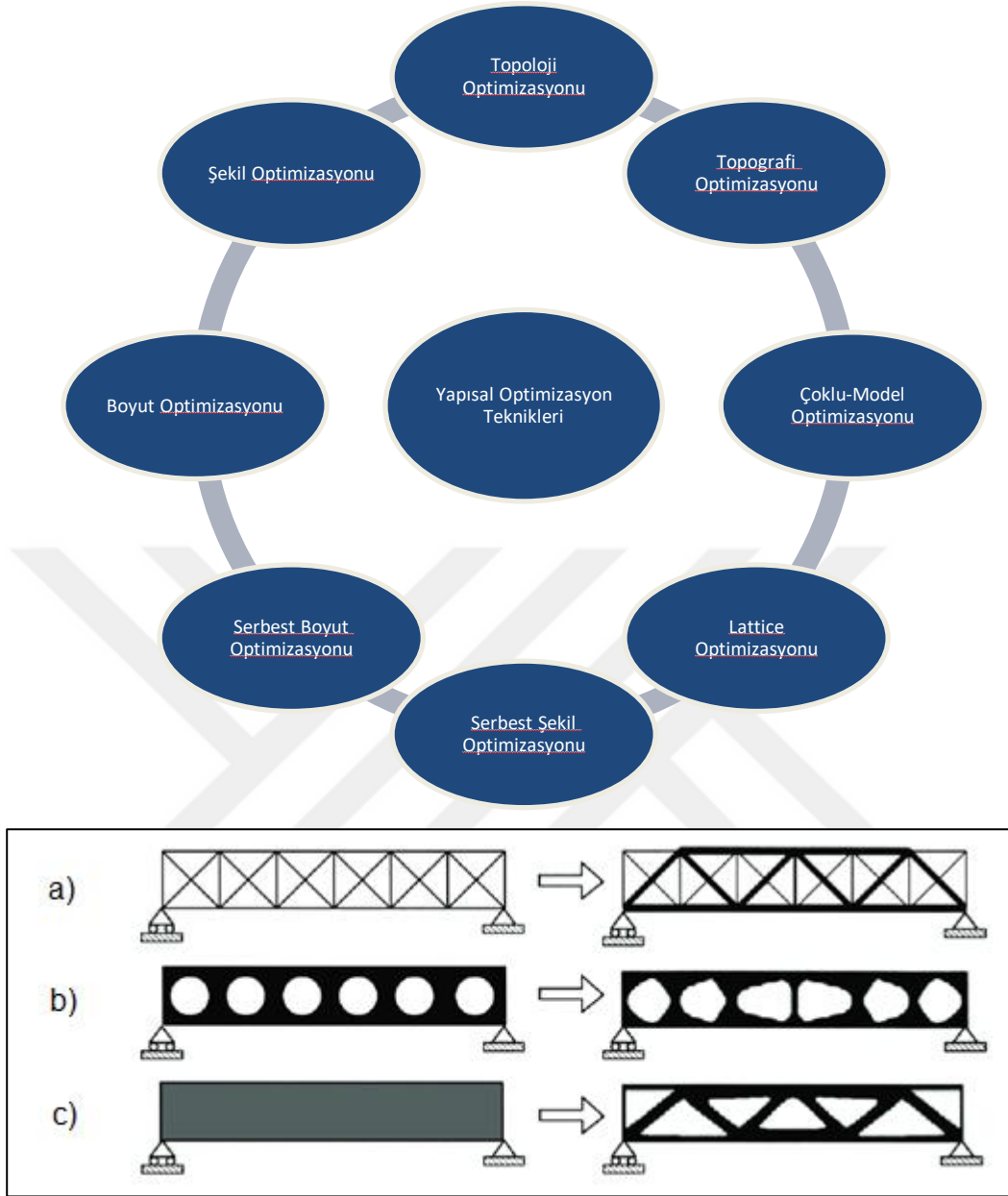
Böylece hacim optimizasyonu probleminin matematiksel ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$\min_{(p,d)} V(\rho) \quad (2.37)$$

$$s. t. \begin{cases} h = K(\rho)d - F = 0 \\ g = \Gamma d - d_0 \leq 0 \\ e \leq \rho \leq 1 \end{cases} \quad (2.38)$$

2.5.5. Yapısal optimizasyon teknikleri

Yapısal optimizasyon teknikleri yukarıda belirtilen optimizasyon problemlerinin çeşitli yöntemler ile çözdürülerek özellikle makine mühendisliği alanında ağırlık hafifletmek ve doğru tasarıma ulaşmak amacıyla kullanılan tekniklerdir. Bu çözümler bilgisayar ortamında yapılan simülasyon uygulamalarıyla alınabilmektedir. Yapısal optimizasyon teknikleri ve karşılaştırması Şekil 2.10`da verilmiştir.



Şekil 2.10. Yapısal Optimizasyon Teknikleri a) Boyut, b) Şekil, c) Topoloji

En çok kullanılan yapısal optimizasyon teknikleri; topoloji, şekil, boyut ve topografi optimizasyon teknikleridir.

- Topoloji optimizasyonu: Belli bir tasarım alanında çeşitli performans hedeflerini karşılayarak malzeme dağılımını optimize eden tekniktir.
- Boyut optimizasyonu (Size Optimization): Konfigürasyonu önceden tanımlanmış bir yapı üzerinde uygulanmaktadır. Örneğin, saclarda kalınlık, kirişlerde kesit alanı ve uzunluk gibi boyutların optimum kombinasyonunu araştırmaktadır.

- Şekil Optimizasyonu (Shape Optimization): Bu yöntem, tasarım alanındaki sınır bölgeleri üzerinde malzeme dağılımını optimize etmek için kullanılmaktadır.
- Topografi optimizasyonu: Sac bir yapıda katılığı artırmak için kaburga bölgelerini ve bölgesel kalınlaştırılması gereken yerleri ortaya çıkarmak için kullanılmaktadır.

2.5.5.1. Topoloji optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu belirli bir tasarım alanında çeşitli performans hedeflerini karşılayarak malzeme yoğunluk dağılımını optimize eden bir tekniktir. Bu teknik 20. yüzyılın başlarından itibaren mühendislik uygulamalarında ön plana çıkmaya başlamıştır [27]. Yine 20. yüzyılın sonlarına doğru teknikte ve uygulamada nihai halini almaya başlayan bu metot, 21. yüzyılda özellikle havacılık endüstrisinin ağırlık azaltma ihtiyacına cevap vermek üzere endüstriyel anlamda eğilimleri belirleyen bir yöntem halini almıştır.

Havacılık sektörünün ihtiyaçlarını karşılama konusunda yeterli anlamda bir çözüm sunduktan sonra topoloji optimizasyonu tekniği başta otomotiv olmak üzere diğer sektörlerde de uygulanmış ve en uygun tasarıma ulaşma anlamında sergilediği yeterlilikle önemini korumayı başarmıştır [2].

Ağırlık azaltma özelliğiyle araçlarda yakıt tüketimi ve mobilite üzerindeki etkilerinden dolayı son dönemlerde otomotiv ve savunma sanayinin gündeminde yer alan topoloji optimizasyonu tekniği, bu çalışmada ticari bir otobüs gövdesinde en uygun tasarıma ulaşma amacı ile ağırlık hafifletme özelliği sebebiyle uygulanmıştır.

Topoloji optimizasyonu ile sonlu elemanlar modelindeki her elemana sıfır ve bir aralığında yoğunluk ataması yapmak sureti ile optimizasyon problemleri çözülmektedir. Bu metot Yoğunluk Metodu olarak adlandırılmaktadır. Tasarım alanında yer alan elemanlara atanan yoğunluk değerleri sıfır ve bir aralığındaki skalada ortalarda yer alan elemanların olması tasarım alanı ile ilgili alınacak aksiyonlarda zorluklara neden olmaktadır. Topoloji optimizasyonu çözümlerinde tasarım alanında kalacak ve kaldırılacak elemanların belirlenmesi hususunda yoğunluk skalasında ortalarda yer alan elemanların alt ve üst sınırlara yaklaştırılması gerekmektedir. Bu işlem panelizasyon olarak adlandırılmaktadır [28].

Elastisite modülü:

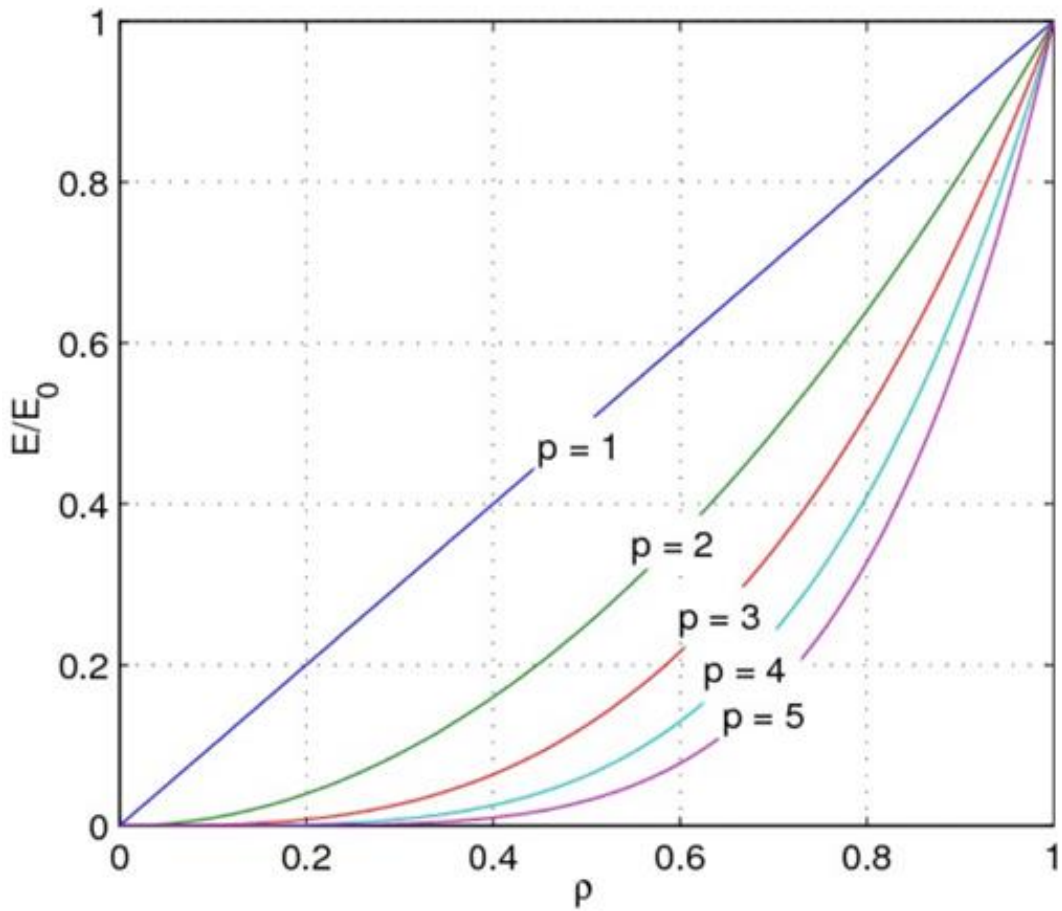
$$E = \rho E^0 \quad (2.39)$$

$$e \leq \rho \leq 1 \quad (2.40)$$

Global katılık matrisi:

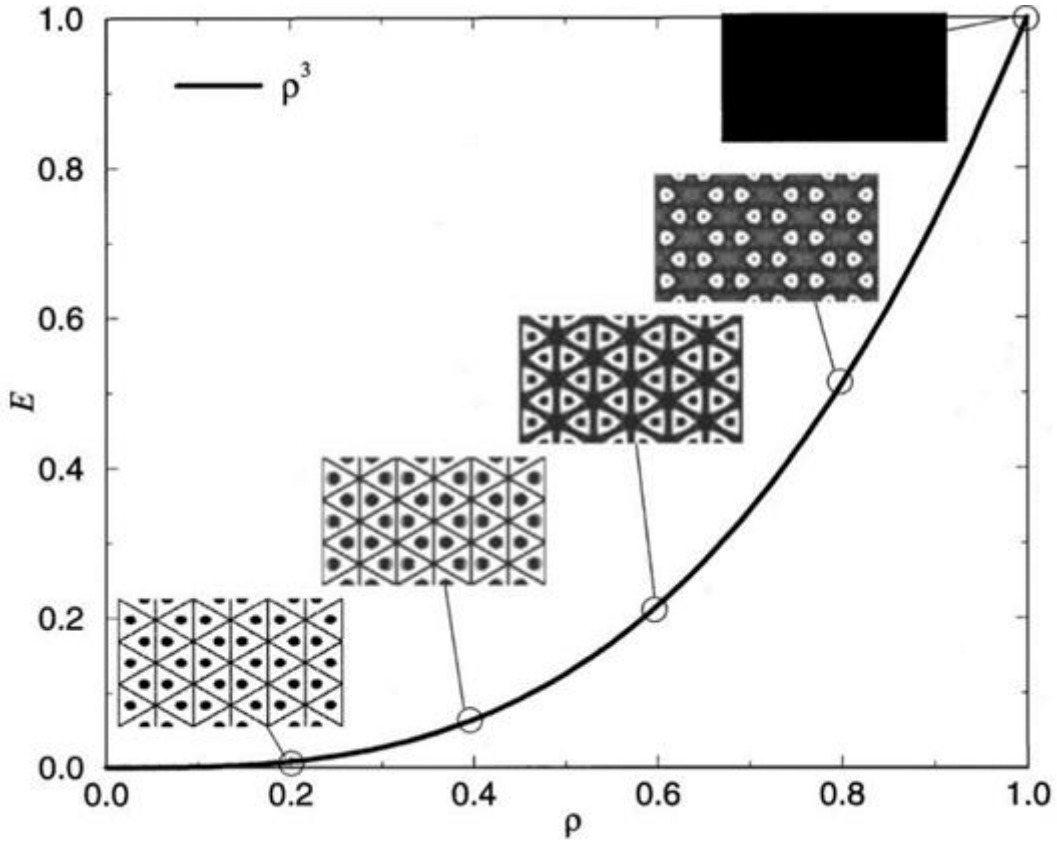
$$K_e = \rho_e^p K_e^0 \quad (2.41)$$

Panelizasyon faktörünün katılık ve eleman yoğunluğuna etkisi Şekil 2.11`de gösterilmiştir.



Şekil 2.11. Panelizasyon Faktörünün Katılık ve Eleman Yoğunluğuna Etkisi

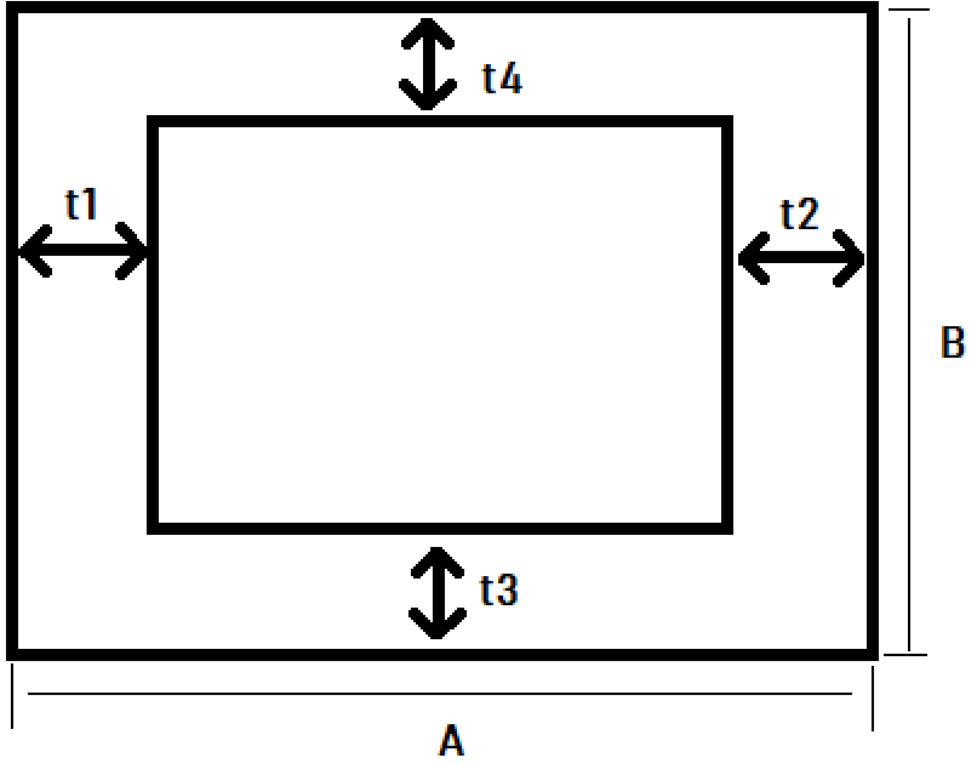
Yoğunluk metodunda elemanlara atanan yoğunlukların elastisite modülü ile karşılıklı incelendiği grafikler Şekil 2.12`de verilmiştir.



Şekil 2.12. Elaman Yoğunluğu ile Elastisite Modülünün İlişkisi [8]

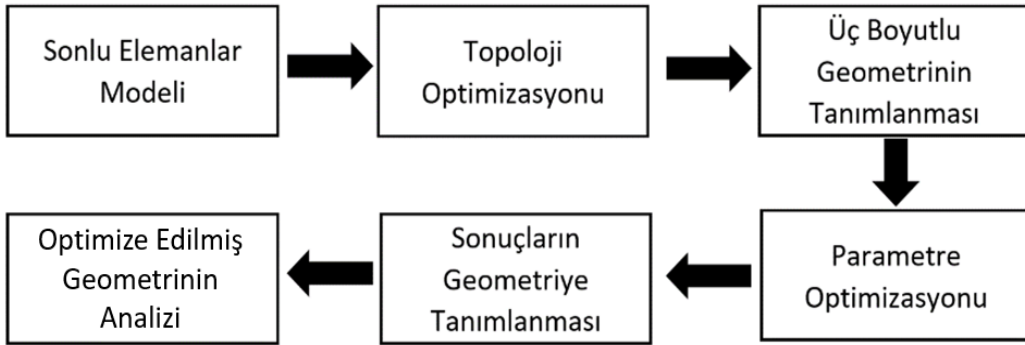
2.5.5.2. Kalınlık optimizasyonu

Kalınlık optimizasyonu (size optimization) bir parametre optimizasyonu tekniğidir. Profil kesit kalınlıklarının optimizasyon parametresi olarak ele alındığı bu optimizasyon tekniği en uygun kalınlık kesitlerini tanımlanan aralıklarda optimize etmeyi amaçlamaktadır. İlgili kutu profil kesit görünümü Şekil 2.13`de gösterilmiştir.



Şekil 2.13. Kutu Profil Kesit Görünümü

Optimizasyon iş akışında özellikle kabuk model yapılarında topoloji optimizasyonu ile birlikte icra edilmektedir. Bu çalışmadaki iş akış diyagramı aşağıdaki Şekil 2.14'te verilmiştir.



Şekil 2.14. Çalışmanın İş Akış Diyagramı

2.6. Katılık Analizleri Yükleme ve Sınır Şartları

Gövde katılık analizlerinde yükleme değeri hesaplama kolaylığı nedeniyle 10.000 N olarak seçilmiştir. Bu çalışma kapsamında yapılan katılık analizleri, sonlu elemanlar yöntemi ile yapılmış doğrusal (lineer) mukavemet analizleridir. Bu bağlamda analiz

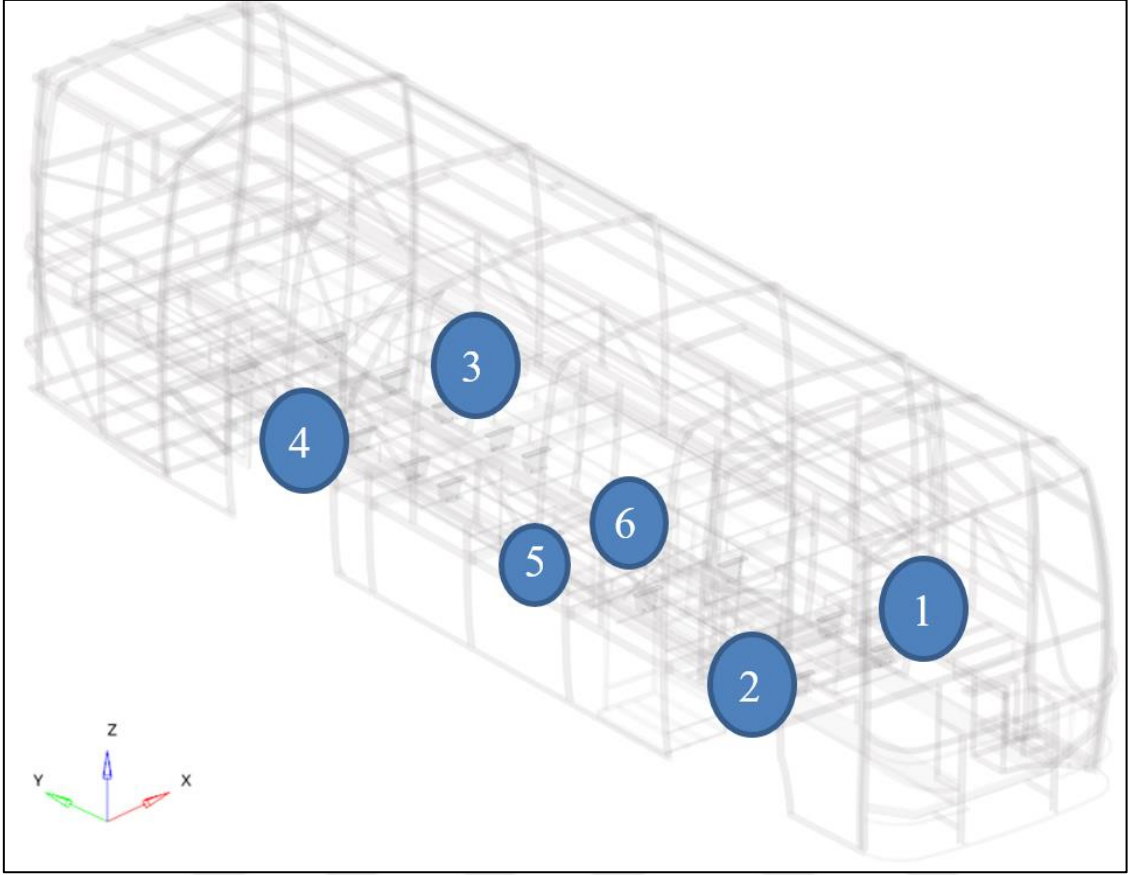
sonuçları yükleme ve deplasman değerleri doğrusal açıdan ilişkili olacaktır. Sonuç olarak seçilen yükleme miktarının araç gövde katılığı değerlerine bir etkisi olmayacaktır.

Gövde katılığı analizleri yapılırken yükleme ve sınır koşullarının tayininde literatür verisi dikkate alınmıştır. Burulma katılığı analizleri için Gauchia (2010) ve Cavazzuti (2011) tarafından yapılan çalışmalar [8,15], eğilme katılığı analizlerinde kullanılan yükleme ve sınır koşullarında ise Danielsson (2015) tarafından yapılan çalışmadaki veriler dikkate alınmıştır [5]. Kullanılan yükleme ve sınır koşulu verileri Tablo 2.2 ve Şekil 2.5’de verilmiştir.

Tablo 2.2. Gövde Katılık Analizleri Yükleme ve Sınır Koşulları

Sınır Koşulu Bölgesi	Senaryo						
	Ön Aks Sol	Ön Aks Sağ	Arka Aks Sol	Arka Aks Sağ	Eğilme	Yanal Eğilme	Çarpılma
1	Yükleme (+Z yönü)	X,Y,Z	X,Y,Z	X,Y,Z	X,Z	X,Y,Z	X,Y,Z
2	X,Y,Z	Yükleme (+Z yönü)	X,Y,Z	X,Y,Z	Z	X,Y,Z	Yükleme (+Y yönü)
3	X,Y,Z	X,Y,Z	Yükleme (+Z yönü)	X,Y,Z	X,Y,Z	X,Y,Z	X,Y,Z
4	X,Y,Z	X,Y,Z	X,Y,Z	Yükleme (+Z yönü)	Z	X,Y,Z	Yükleme (+Y yönü)
5	-	-	-	-	Yükleme (-Z yönü)	Yükleme (+X yönü)	-
6	-	-	-	-	Yükleme (-Z yönü)	Yükleme (+X yönü)	-

Tablo 2.2’de belirtilen yükleme değeri tüm senaryolar için 10.000 N’dir. Ayrıca tabloda sınır koşulları, serbestliği kısıtlanan eksen belirtilerek verilmiştir. Tablodan görülebileceği üzere katılık ölçümü analizlerinde sınır koşulları birinci (X), ikinci (Y) ve üçüncü (Z) serbestlik derecelerine atanmış ve bu eksenlerdeki dönme serbestlikleri hiçbir senaryoda kısıtlanmamıştır. Tabloda yer alan yay bölgelerinin numaraları Şekil 2.15’te verilmiştir. 1’den 4’e kadar numaralandırılan bölgeler süspansiyon yay bağlantı bölgeleridir. 5 ve 6 numaralar ise gövde üzerinde ön ve arka aksın orta bölgesinde bulunmaktadır.



Şekil 2.15. Katılık Ölçümü Senaryolarında Yükleme ve Sınır Koşulu Atanan Bölgeler

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

3.1. Bulgular

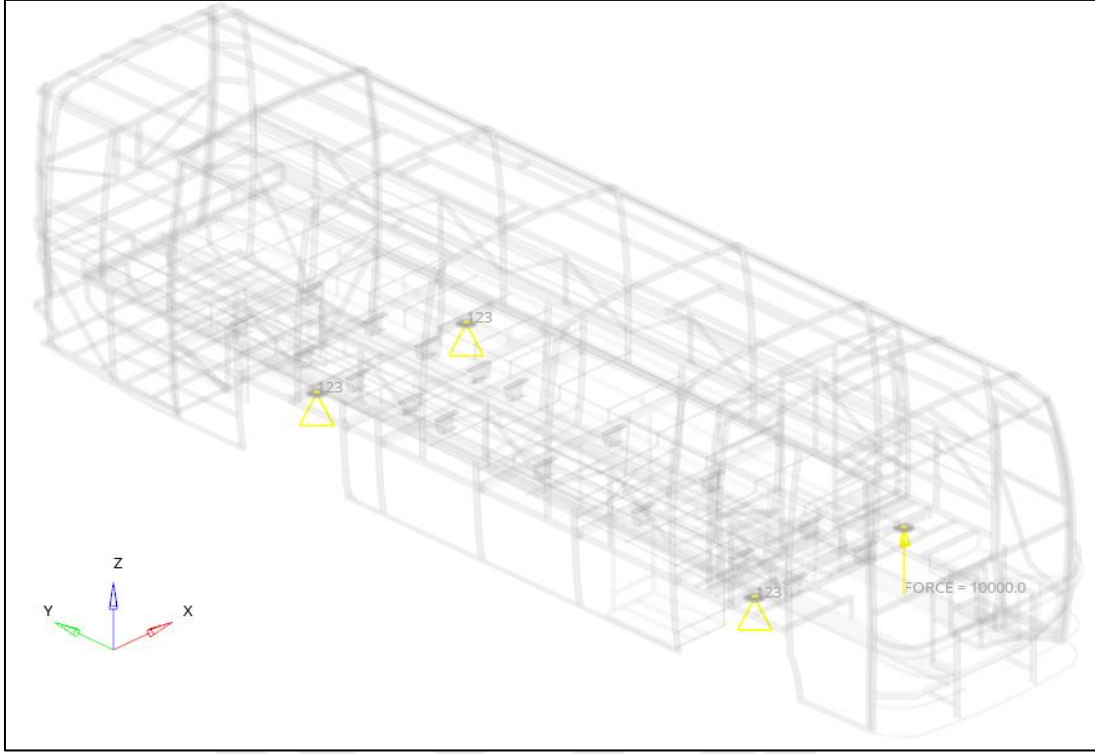
Bu bölümde, ilk tasarım ve optimizasyon analizleri neticesinde revize edilmiş gövde yapılarının katılık ve optimizasyon analiz sonuçlarının yanı sıra tüm bu analizlerde kullanılan yükleme ve sınır koşullarıyla ilgili bilgilere yer verilmiştir.

3.1.1. Gövde katılık analizleri

Bu başlıkta optimizasyon öncesinde gövde yapısının katılık analizlerine yer verilmiştir. Burulma katılığı analizi yüklemenin nasıl yapıldığı göz önünde bulundurularak dört farklı alt başlıkta incelenmiştir. Burulma katılığının yanı sıra eğilme, yanal eğilme ve çarpılma katılığı analizleri de yapılmıştır. Bu çalışmada yedi adet gövde katılığı analizi yapılmıştır.

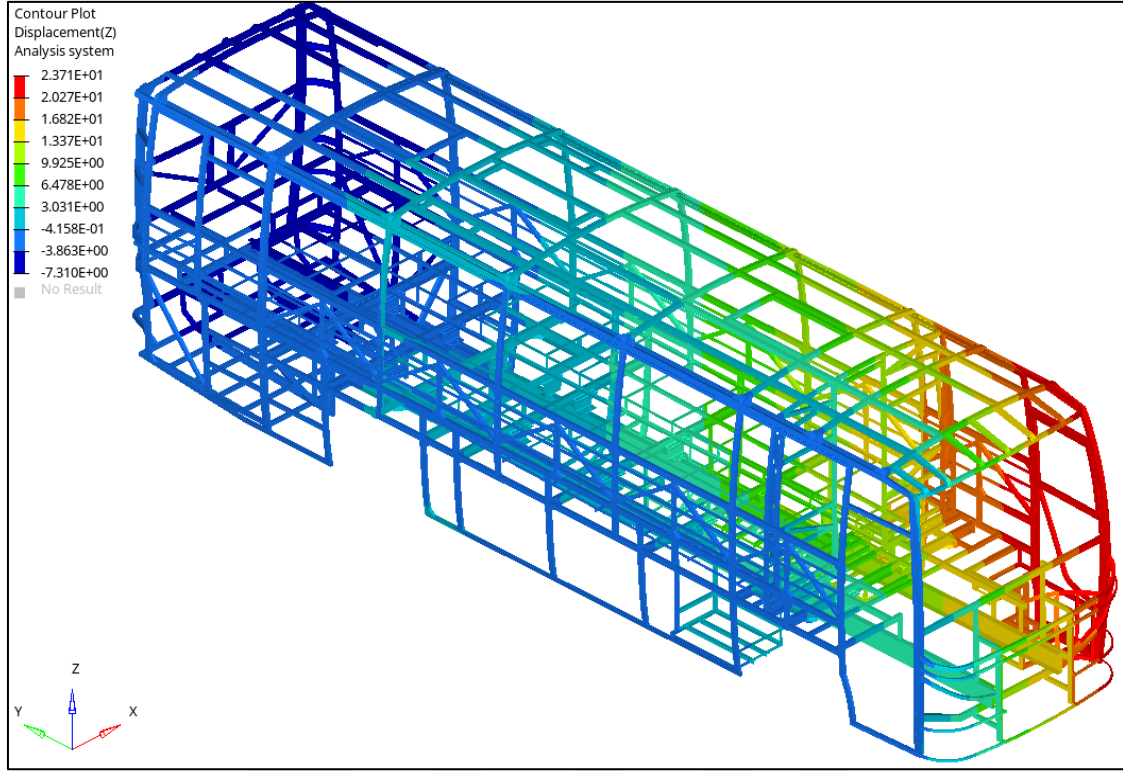
3.1.1.1. Ön aks sol burulma katılığı

Ön aks sol burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.1`de gösterilmiştir. İlgili yükleme sonlu elemanlar modelinde sol ön tekerleğin süspansiyon bağlantı bölgesine yapılmıştır. Modelde sınır koşulu olarak ise yüklemenin yapıldığı sol ön tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesi dışındaki diğer üç tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesi, üç adet aksel yönde sabitlenmiştir. Bu bölgelere tanımlanan sınır koşullarına dönme serbestliği tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).



Şekil 3.1. Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

2.4 numaralı başlıkta belirtildiği üzere bu senaryoda yüklemenin düşey yönlü olması sebebiyle katılığın incelenebilmesi için düşey yönlü deplasman verisi dikkate alınmıştır. Ön aks sol burulma katılığı analizi düşey (Z) deplasman sonuçları Şekil 3.2’te gösterilmiştir.



Şekil 3.2. Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları

Şekil 3.2`de sonuç görseli verilen analiz düşey deplasman sonuçları incelendiğinde gövde yapısındaki maksimum deplasmanın 23,71 mm olduğu görülmektedir. Ancak gövde katılığının net olarak ölçülebilmesi için yükleme yapılan süspansiyon bağlantı bölgesindeki deplasmanlar incelenmelidir. Süspansiyon yay bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.1`de verilmiştir.

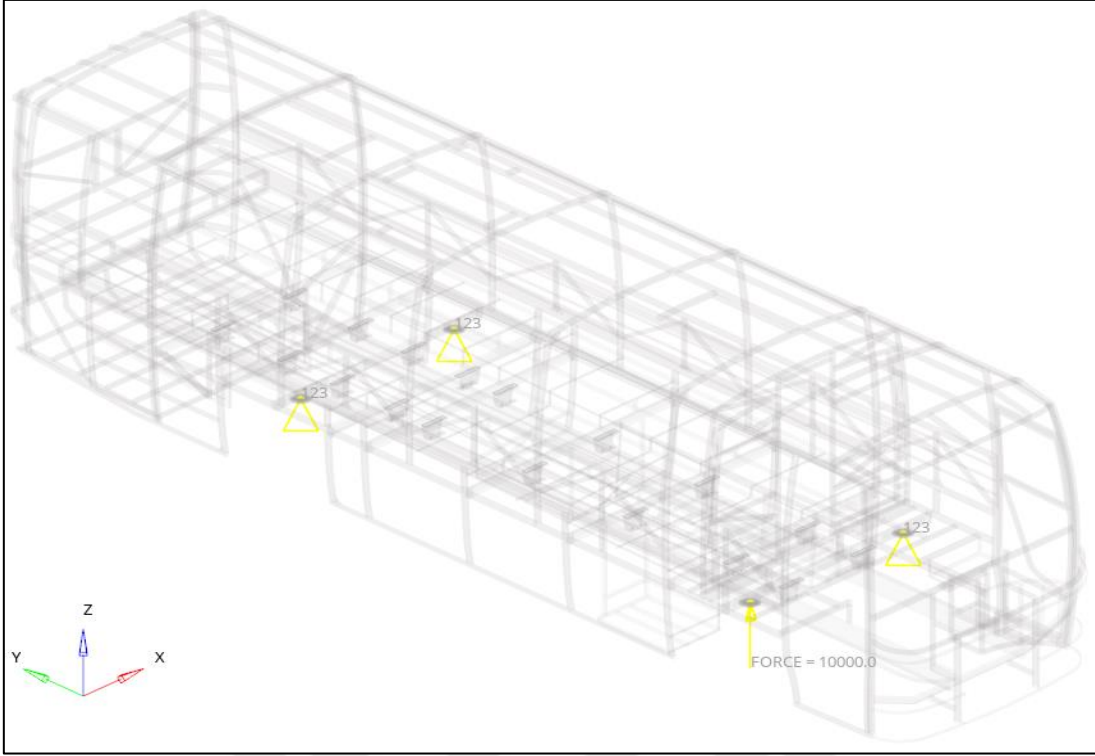
Tablo 3.1. Ön Aks Sol Süspansiyon Yay Bölgesi Deplasman Değeri

	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	16,61 mm

Bu senaryoda tespit edilen gövde katılığı değeri $2,044 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.1.2. Ön aks sağ burulma katılığı

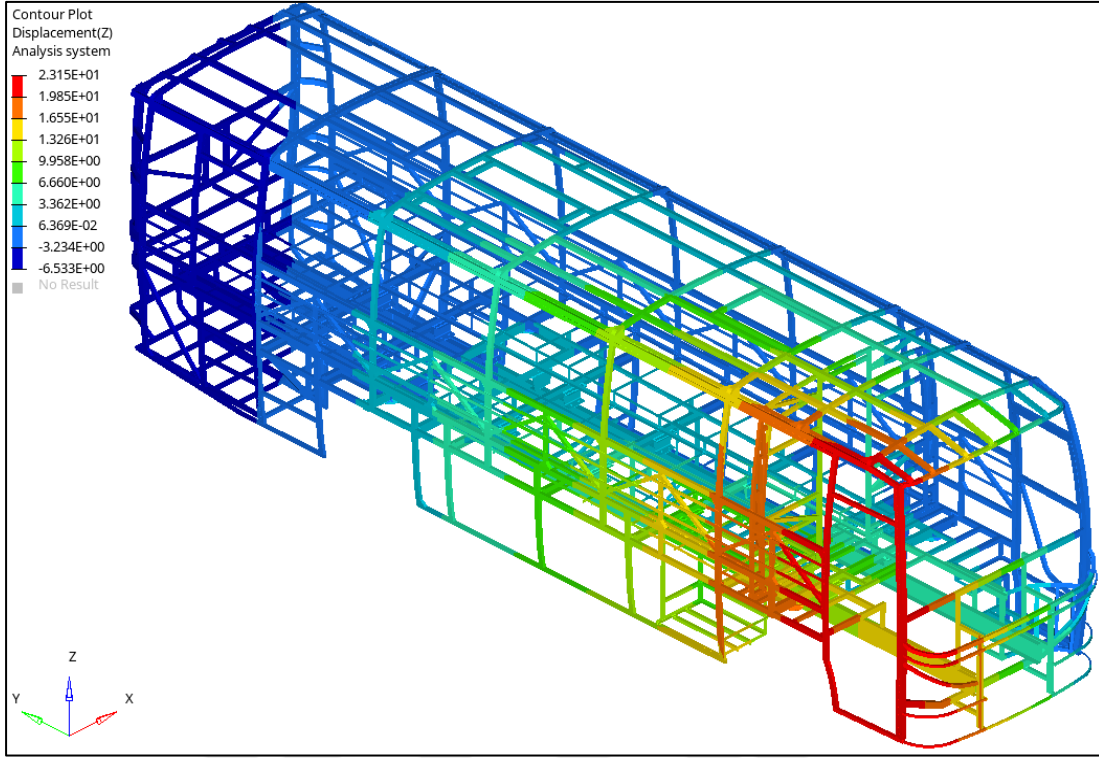
Ön aks sağ burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.3`te gösterilmiştir. Modele yükleme yapılan süspansiyon yay bölgesi dışındaki diğer süspansiyon yay bağlantı noktalarına sınır koşulları atanmıştır.



Şekil 3.3. Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

Ön aks sağ burulma katılığı sonlu elemanlar analizinde sınır koşulu olarak yüklemenin yapıldığı süspansiyon yay bağlantı bölgesi dışında diğer üç süspansiyon yay bağlantı bölgesi üç doğrusal ekseninde sabitlenmiştir. Bu bölgelere tanımlanan sınır koşullarındaki dönme serbestlikleri açık tutulmuştur (bkz: Tablo 2.2).

Ön aks sağ burulma katılığı analizi düşey (Z) deplasman sonuçları Şekil 3.4'te gösterilmiştir. Analiz sonuçlarında geometri üzerinde maksimum 23,15 mm düşey deplasman gözlemlenmiştir.



Şekil 3.4. Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları

2.4 numaralı başlıkta detayı verilen katılık ölçümlerinde doğru sonuçlar elde etmek için yükleme yapılan süspansiyon yay bölgesinin yükleme doğrultusundaki deplasman sonuçları incelenmiştir. Süspansiyon yay bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.2`te verilmiştir.

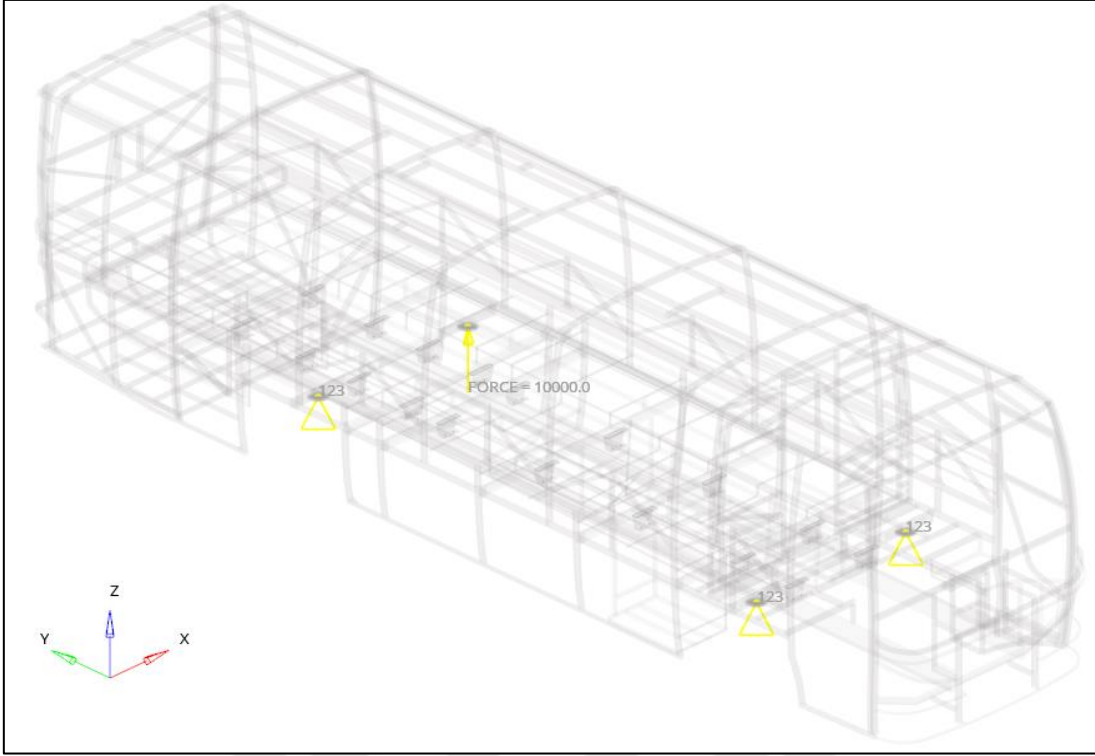
Tablo 3.2. Ön Aks Sağ Süspansiyon Yay Bölgesi Düşey Deplasman Değeri

	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	17,35 mm

Bu senaryoda tespit edilen gövde katılığı değeri $1,957 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.1.3. Arka aks sol burulma katılığı

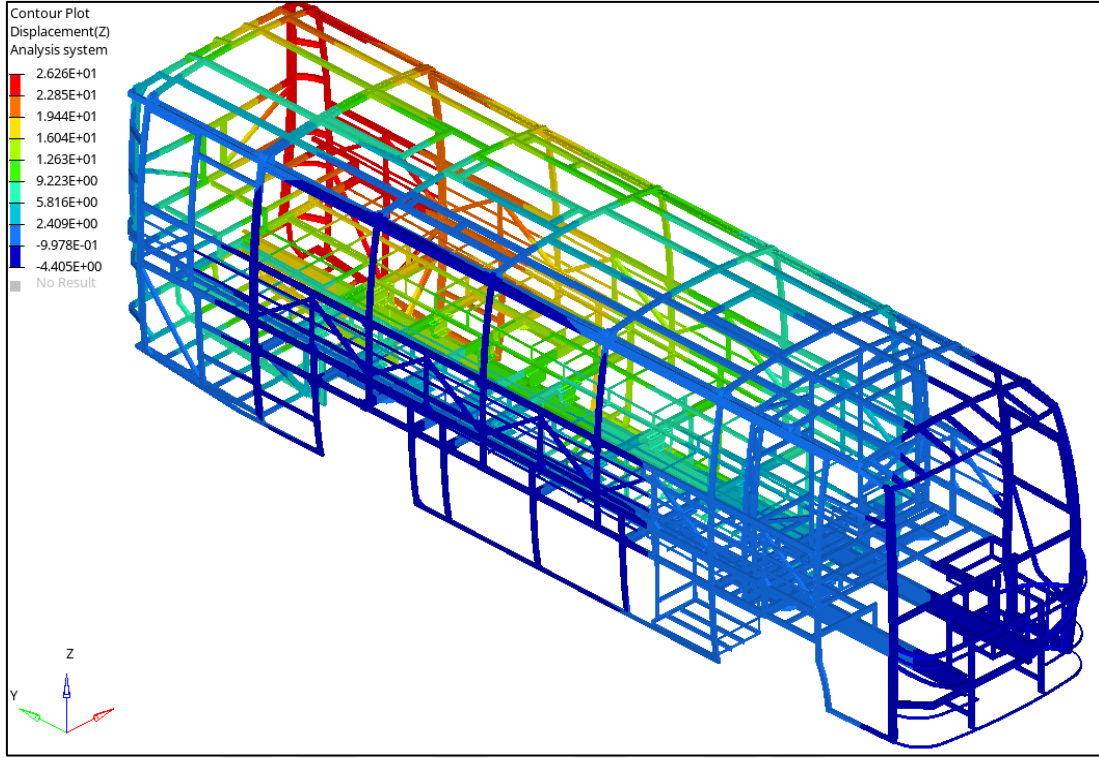
Arka aks sol burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.5` da gösterilmiştir. Gövde yapısının bu senaryodaki katılığını ölçmek için yükleme, arka aksın sol tekerleğinin süspansiyon yay bağlantı noktasına düşey yönde uygulanmıştır.



Şekil 3.5. Arka Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

Şekil 3.5`ten görülebileceği üzere model ön aks süspansiyon yay bağlantı bölgeleri ve arka aks sağ tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesine atanan sınır koşulları ile sabitlenmiştir. Sınır koşulları üç eksenin doğrusal yönünde ilgili noktaları sabitlerken yine aynı noktaların dönme serbestliği açık tutulmuştur (bkz: Tablo 2.2).

Şekil 3.6`da arka aks sol burulma katılığı analizi düşey deplasman sonuç verisi gösterilmektedir. Sonuçlar incelendiğinde 26,26 mm maksimum deplasman gözlemlenmiştir.



Şekil 3.6. Arka Aks Sol Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları

Arka aks sol burulma katılığı analizinde yükleme, araç modelinde arka aksın sol tekerleğinin süspansiyon yay bağlantı noktasına düşey yönde etki edecek şekilde uygulanmıştır. Bu uygulama sonucunda 2.4 numaralı başlıkta da gözlemlenebileceği gibi düşey deplasman sonuçları dikkate alınmıştır.

Süspansiyon yay bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.3'te verilmiştir.

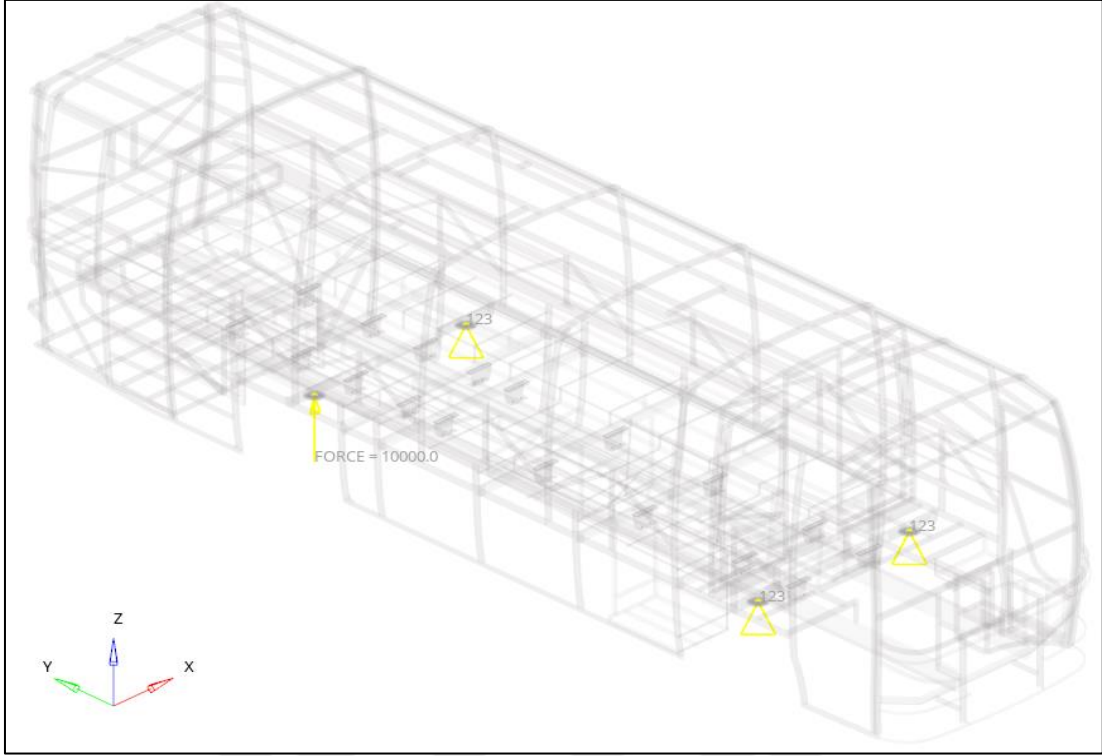
Tablo 3.3. Arka Aks Sol Süspansiyon Yay Bölgesi Düşey Deplasman Değeri

	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	13,57 mm

Bu senaryoda tespit edilen gövde katılığı değeri $2,496 \times 10^6$ Nm/rad'dır.

3.1.1.4. Arka aks sağ burulma katılığı

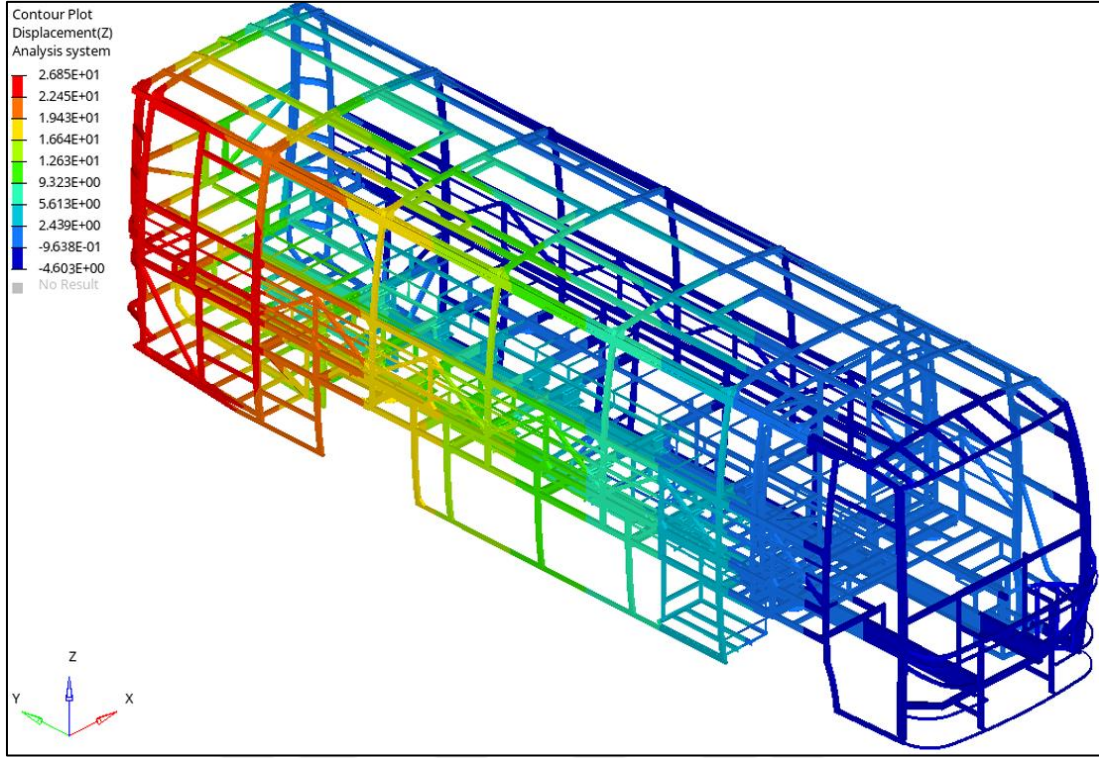
Şekil 3.7'de arka aks sağ burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları gösterilmiştir. Bu senaryoda yükleme, sonlu elemanlar modelinde sağ arka tekerleğinin süspansiyon bağlantı bölgesine yapılmıştır.



Şekil 3.7. Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

Sonlu elemanlar modeli yüklemenin yapıldığı süspansiyon yay bağlantı bölgesi dışında modelde bulunan üç yay bağlantı bölgesinden sabitlenmiştir. Bu sabitleme noktalarına atanan sınır koşullarına dönme serbestliği de tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).

Sonlu elemanlar analizi sonuçlarında modelde oluşan düşey deplasmanlar Şekil 3.8`de gösterilmiştir.



Şekil 3.8. Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları

Arka aks sağ burulma katılığı analiz sonuçlarındaki düşey deplasmanlar incelendiğinde yapıdaki maksimum deplasman değerinin 26,85 mm olduğu tespit edilmiştir. 2.4 numaralı başlıkta verilen hesaplamalar dikkate alındığında yüklemenin yapıldığı süspansiyon yay bağlantı bölgesindeki düşey deplasman değeri katılık hesaplamalarında kullanılmıştır. İlgili deplasman değeri Tablo 3.4`te verilmiştir.

Tablo 3.4. Arka Aks Sağ Süspansiyon Yay Bölgesi Düşey Deplasman Değeri

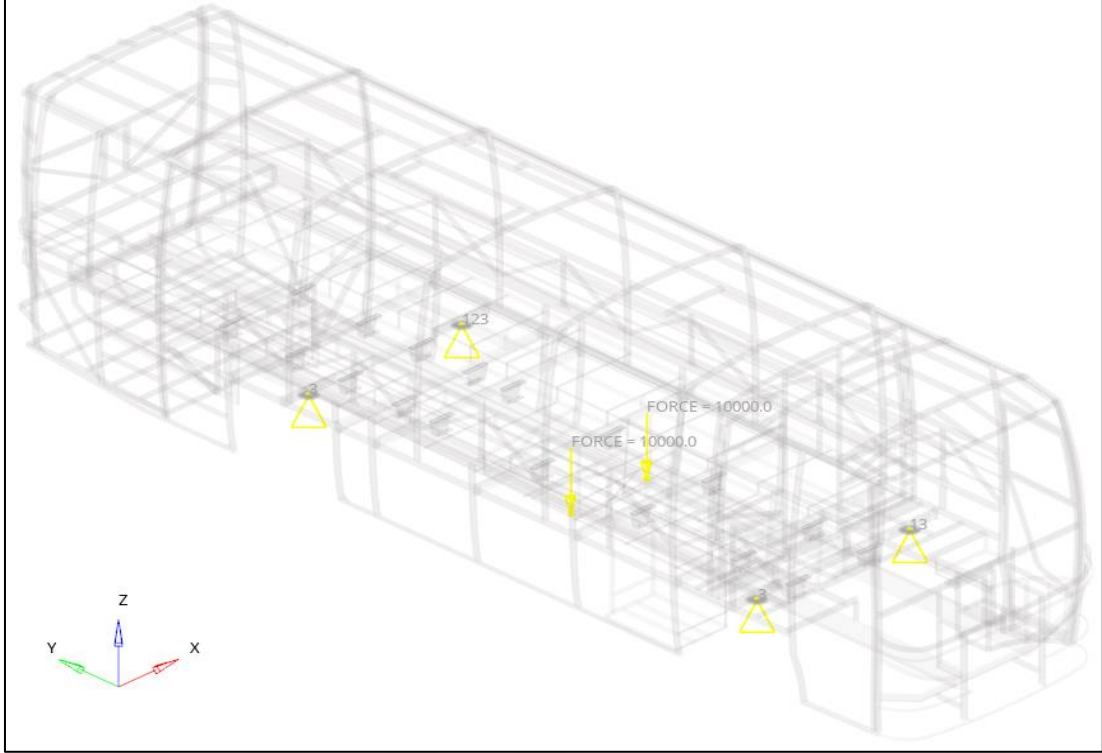
	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	14,21 mm

Bu senaryoda tespit edilen gövde katılığı değeri $2,389 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.1.5. Eğilme katılığı

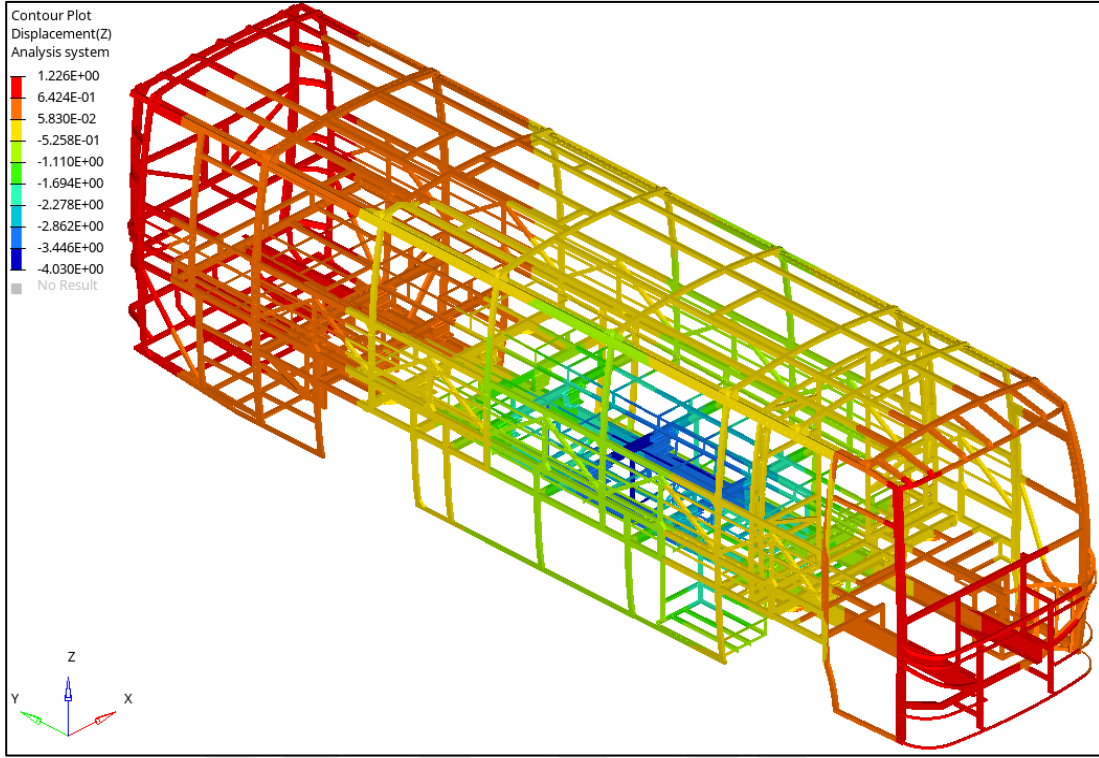
Eğilme katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.9`da gösterilmiştir. Bu senaryoda iki adet 10.000 N`luk yükleme değeri uygulanmıştır. Araç geometrisi incelendiğinde yüklemenin sınır koşullarına eşit mesafede olması uygun görülmüştür. Bunu takiben yükleme gövde yapısında araç doğrultusu boyunca konumlandırılmış iki adet U profil

yapısına uygulamıştır. Yükleme ön ve arka aksa eşit mesafededir. Modelde sınır koşulları tüm süspansiyon yay bağlantı bölgelerine tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).



Şekil 3.9. Eğilme Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

Eğilme katılığı analizi düşey deplasman sonuçları Şekil 3.10'da gösterilmiştir. Bu senaryoda maksimum deplasman değeri 12,26 mm olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 3.10. Eğilme Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları

Katılığın net olarak ölçülebilmesi için yükleme yapılan bölgedeki deplasmanlar dikkate alınmalıdır. Bu senaryoda iki adet yükleme noktasındaki deplasman değerlerinin ortalaması alınmış ve hesaplarda bu ortalama değer kullanılmıştır. Yükleme bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.5`te verilmiştir.

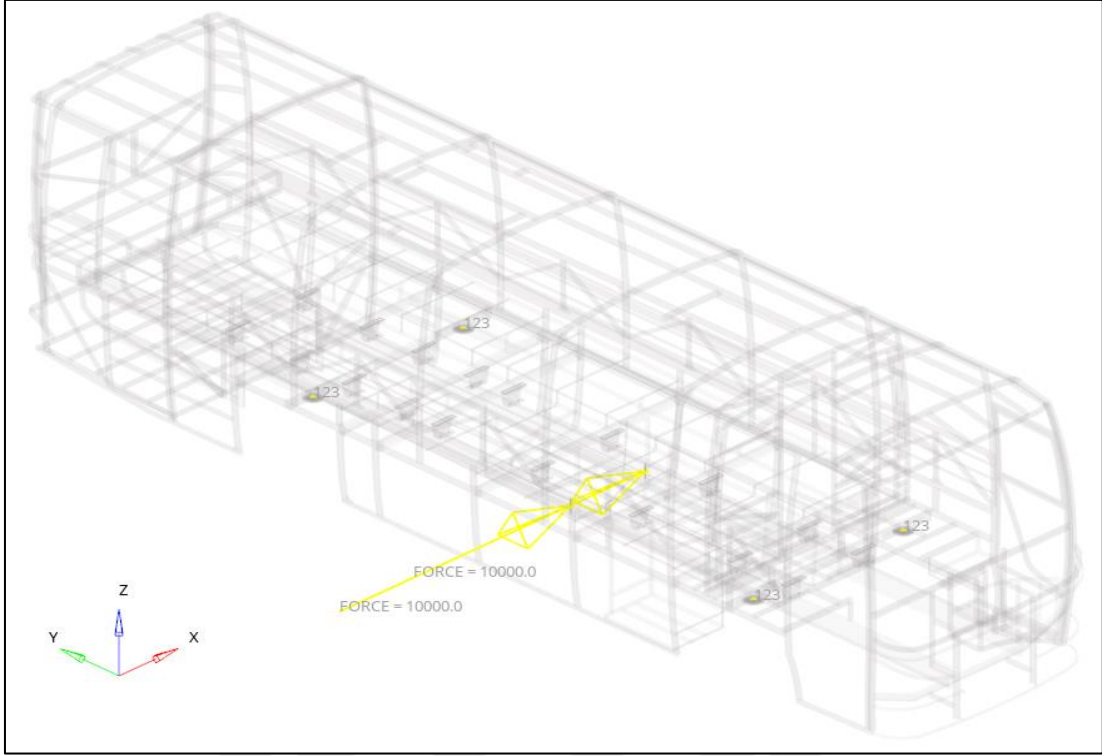
Tablo 3.5. Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Düşey Deplasman Değeri

	Kuvvet Uygulanan Bölgeler (Ortalama)
Düşey Deplasman (Z)	4 mm

Bu senaryoda tespit edilen gövde katılığı değeri $20,352 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

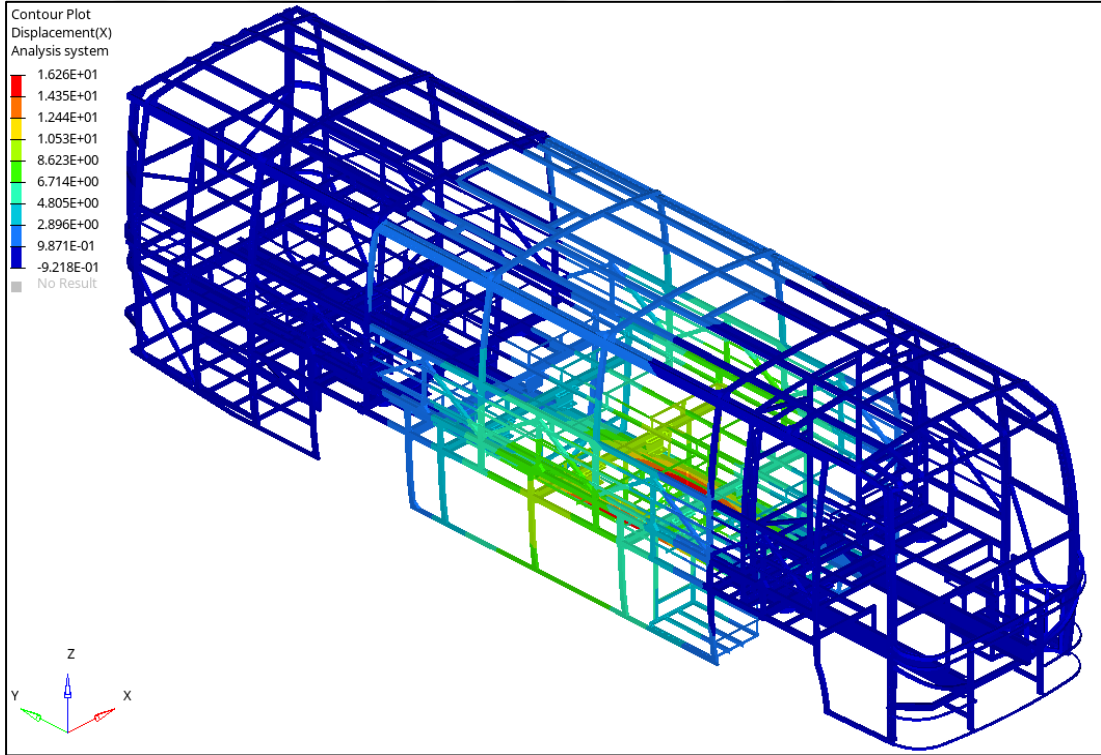
3.1.1.6. Yanal eğilme katılığı

Yanal eğilme katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.11`de gösterildiği gibidir. Bu senaryoda yükleme, otobüs gövdesinde boylu boyunca konumlandırılmış iki adet U profile ön ve arka aksa eşit mesafede belirlenen bir konumdan tatbik edilmiştir. Modelde tüm süspansiyon yay bağlantı bölgelerine tanımlanan sınır koşullarına dönme serbestliği de tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).



Şekil 3.11. Yanal Eğilme Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

Yanal eğilme katılığı analizi yanar deplasman sonuçları Şekil 3.12'de gösterilmiştir.



Şekil 3.12. Yanal Eğilme Katılığı Analizi Yanal Deplasman Sonuçları

Yükleme doğrultusundaki deplasmanların katılık hesaplarında kullanılması gerektiği 2.4 numaralı başlıkta da belirtilmiştir. Bu analizin sonucunda 16,26 mm maksimum deplasman oluşmuştur. Yüklem bölgesinden alınan iki adet deplasman verisinin ortalaması alınmıştır. Yüklem bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.6`da verilmiştir.

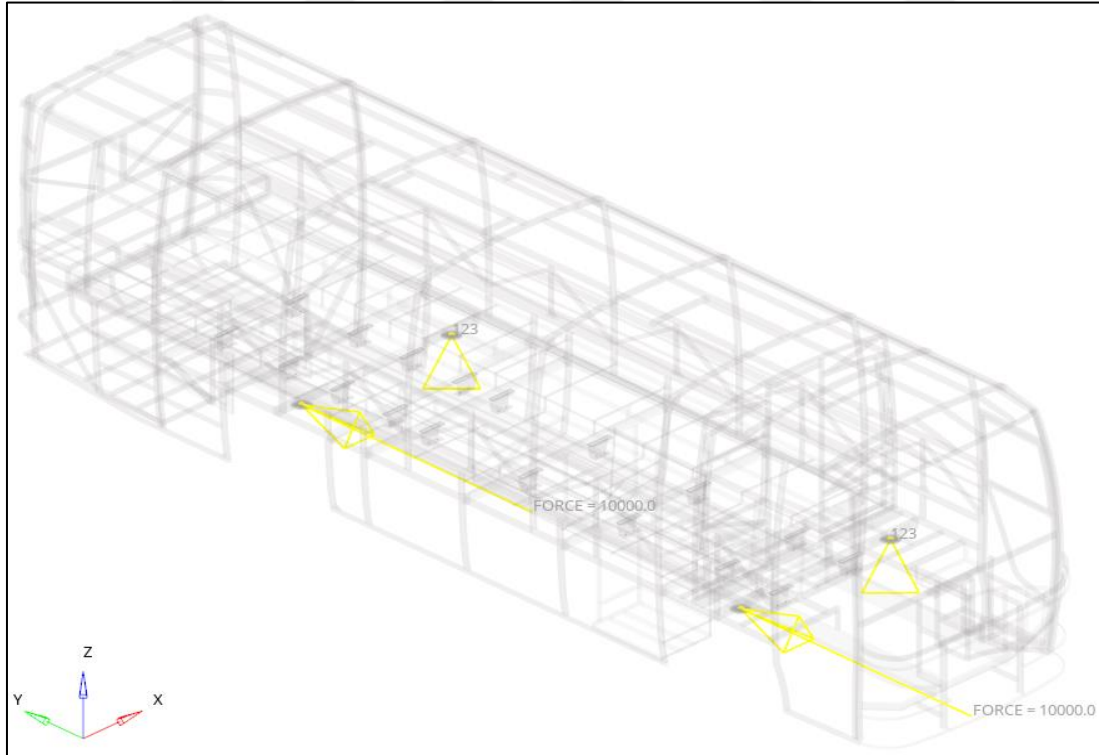
Tablo 3.6. Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Yanal Deplasman Değeri

	Kuvvet Uygulanan Bölgeler (Ortalama)
Yanal Deplasman (X)	12,36 mm

Bu senaryoda tespit edilen gövde katılığı değeri $6,581 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.1.7. Çarpılma katılığı

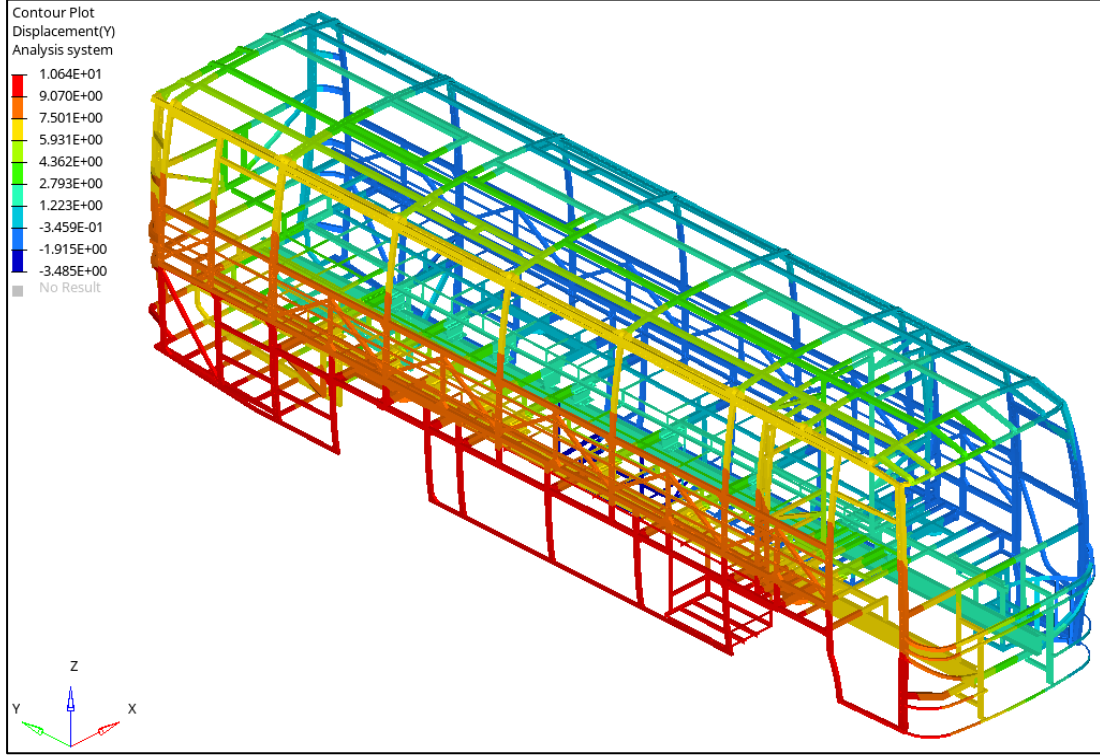
Çarpılma katılığı yüklem ve sınır koşulları Şekil 3.13`te gösterilmiştir. Bu senaryoda yüklem değeri olarak 10.000 N otobüs sağ ön ve arka tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgelerine ayrı ayrı tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).



Şekil 3.13. Çarpılma Katılığı Analizi Yüklem ve Sınır Koşulları

Modelde yük tanımlaması yapılmayan sol ön ve arka süspansiyon yay bağlantı bölgelerine sınır koşulu tanımlanmıştır. Bu bölgelere tanımlanan sınır koşullarındaki dönme serbestliği açık tutulmuştur (bkz: Tablo 2.2).

Çarpılma katılığı analizi araç yönü (Y) deplasman sonuçları Şekil 3.14'te gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Çarpılma Katılığı Analizi Araç Yönü Deplasman Sonuçları

2.4 numaralı başlıkta detaylandırıldığı gibi bu senaryoda araç yönü deplasman değerleri katılık analizlerinde kullanılmıştır. Sonuçlarda maksimum deplasman değerinin 10,64 mm olduğu görülmüştür. Bu senaryoda iki adet yükleme yapılmış ve bu noktalardan alınan deplasman verisinin ortalaması katılık hesaplarında kullanılmıştır. Yükleme bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.7'de verilmiştir.

Tablo 3.7. Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Araç Yönü Deplasman Değeri

	Kuvvet Uygulanan Bölgeler (Ortalama)
Araç Yönü Deplasman (Y)	8,5 mm

Bu senaryoda tespit edilen g katılığı değeri 8×10^6 Nm/rad'dır.

3.1.2. Optimizasyon öncesi gövde katılığı sonuçları

Esneklik (Compliance), geometri katılık değeri olarak değerlendirilmektedir. Yukarıda verilen analizler optimizasyon analizine bir girdi oluşturmak için yapılmış katılık analizleridir. Yukarıda elde edilen katılık değerlerinin optimizasyon analizleri için bir referans olarak kabul edilecek ve bu katılık değerleri sabit tutulmaya çalışılırken kütle azaltımı yapılmaya çalışılacaktır. İlgili katılık değerleri Tablo 3.8`de verilmiştir.

Tablo 3.8. Analiz Modeli ve Katılık Değerleri

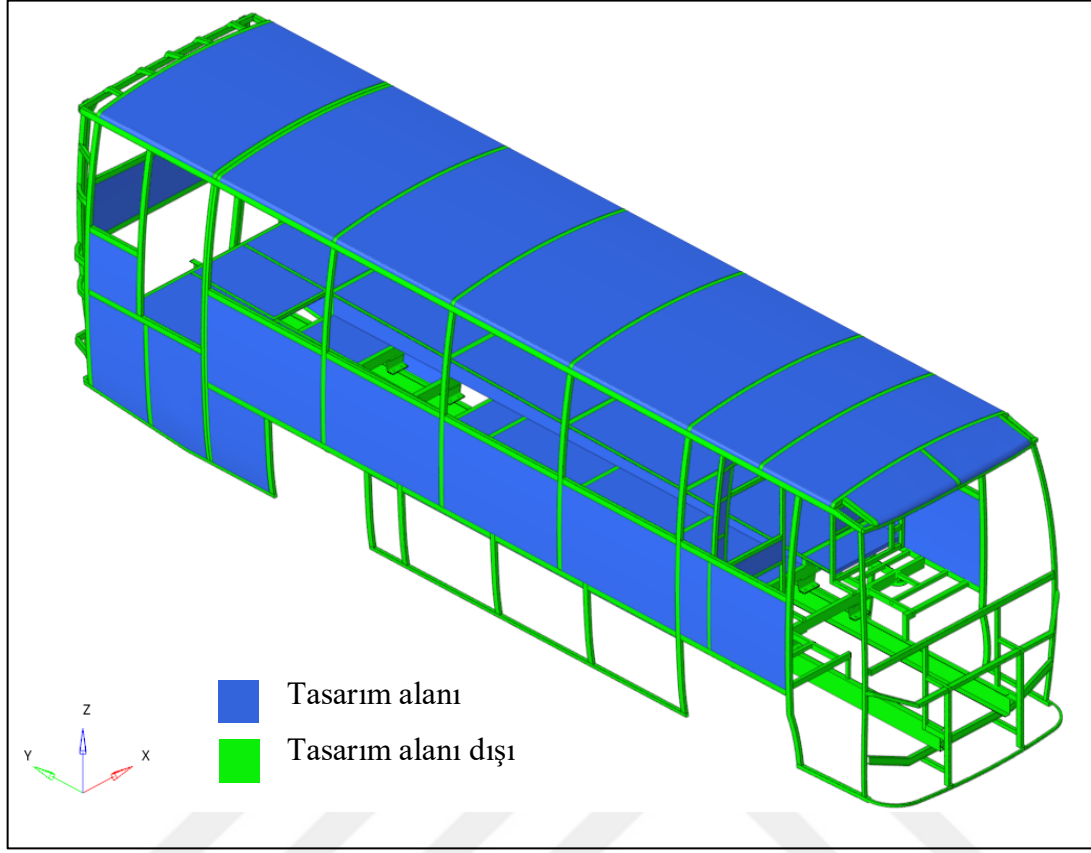
Analiz Modeli	Katılık Değeri ($\times 10^6$ Nm/rad)
Ön aks sol burulma katılığı	2,044
Ön aks sağ burulma katılığı	1,957
Arka aks sol burulma katılığı	2,496
Arka aks sağ burulma katılığı	2,389
Eğilme katılığı	20,352
Yanal eğilme katılığı	6,581
Çarpılma katılığı	8,0

3.1.3. Optimizasyon analizleri

Bu bölümde topoloji ve kalınlık optimizasyonunda kullanılan parametrelere ve model bilgisine yer verilmekle birlikte ilgili optimizasyon analizi sonuçlarına da değinilmiştir.

3.1.3.1. Topoloji optimizasyonu analiz modeli

Optimizasyon analiz modeli Şekil 3.15`da gösterilmiştir. Ayrıca analiz modelinde kullanılan parametrelerin bilgisi ise Tablo 3.9`da verilmiştir. Mavi bölgeler tasarım alanı olarak belirlenirken yeşil bölgeler ise tasarım alanı dışında bırakılmıştır. Profil örgü yapısının daha iyi belirlenmesi adına otobüs gövde yapısı katı elemanlarla modellenmiştir.



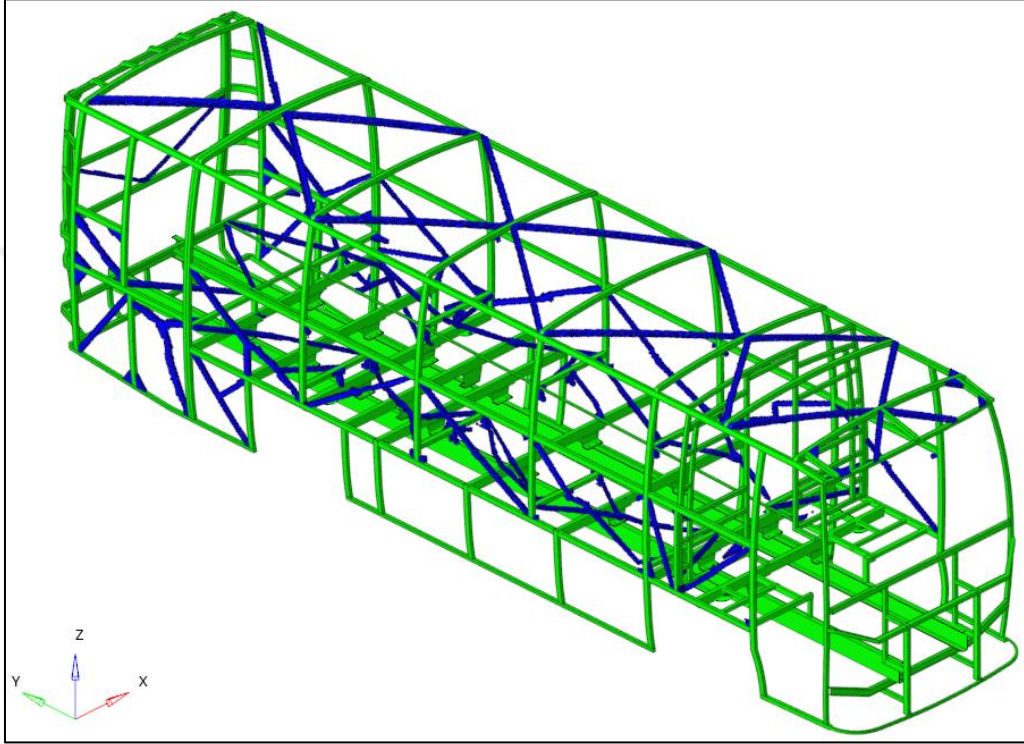
Şekil 3.15. Optimizasyon Analiz Modeli

Tablo 3.9. Optimizasyon Analizi Parametreleri Bilgisi

Parametre	Bilgi
Senaryo	Gövde Katılık Analizleri
Hedef Fonksiyonu	Esneklik (Compliance) Azaltılması
Tasarım Kısıtı	Tasarım Alanı Hacim Oranı ($0,75 \geq x \geq 0,90$)
Minimum Boyut	21 mm
Hedef Toleransı	$\pm 0,005$
Discrete (Panelizasyon-1)	3
Metot	Kabul Edilebilir Yönler Yöntemi (Method of Feasible Directions)

3.1.3.2. Topoloji optimizasyonu analiz sonucu

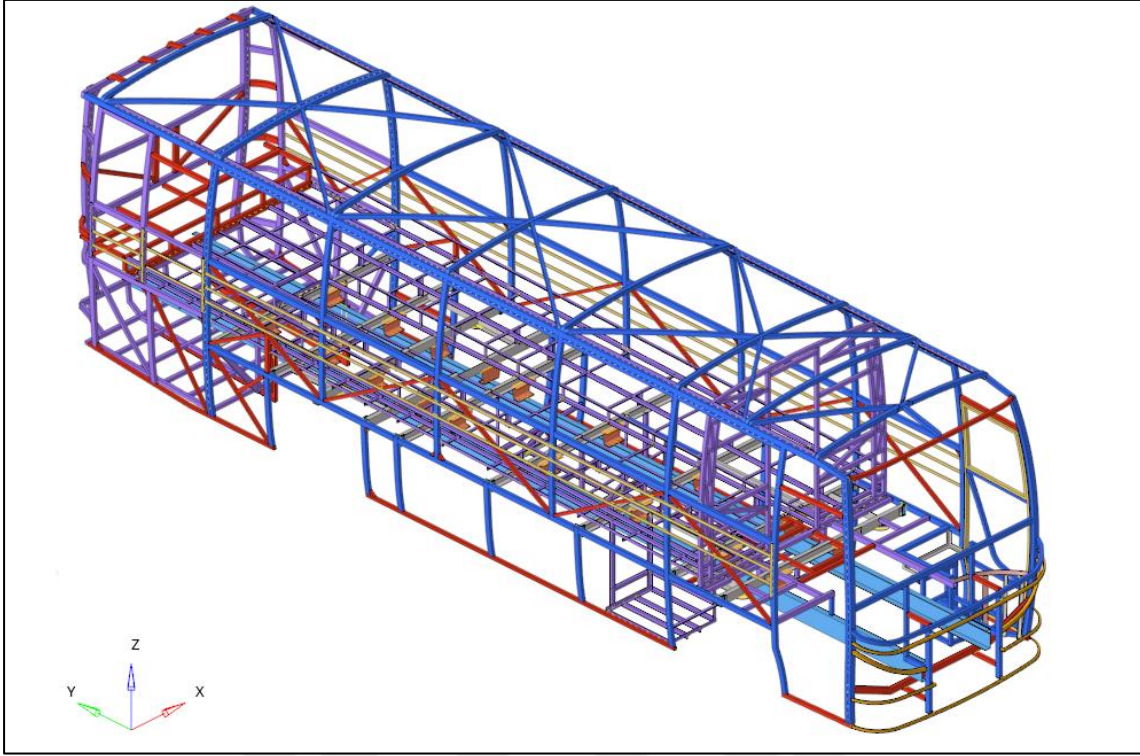
Yukarıda model bilgisi verilen optimizasyon analizi sonucu aşağıdaki Şekil 3.16`de gösterilmiştir. Optimizasyon analizi, 39 iterasyon ile daha önce belirlenen hedef toleransı kapsamında yakınsamış ve sonuşlanmıştır.



Şekil 3.16. Optimizasyon Analiz Sonucu

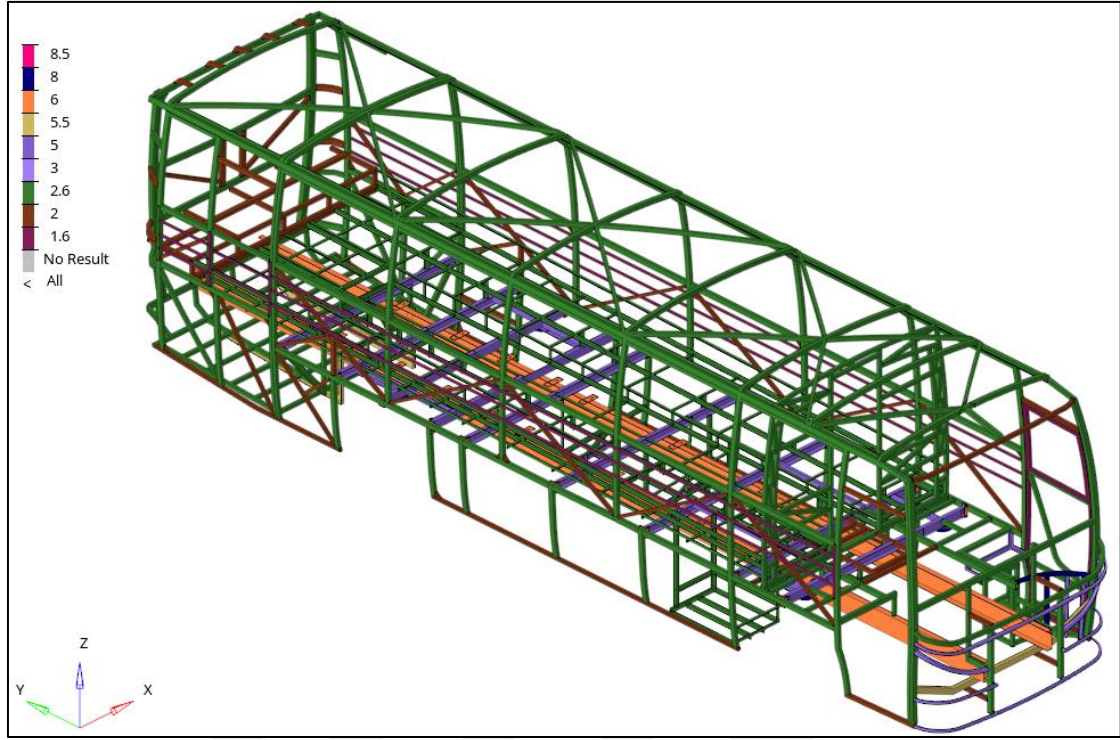
3.1.3.3. Profil kalınlık optimizasyonu modeli

Topoloji optimizasyonu analiz sonuçları baz alınarak kalınlık optimizasyonu modelinde kullanılmak üzere sonlu elemanlar analiz modeli hazırlanmıştır. Model Şekil 3.17`de gösterilmiştir.



Şekil 3.17. Profil Kalınlık Optimizasyon Modeli

Profil kalınlık optimizasyonu (size optimization) öncesinde topoloji optimizasyonu optimize edilmiş tasarım için oluşturulan modelde profil et kalınlıkları tanımlanmıştır. Tanımlanan bu kalınlık bilgisi topoloji optimizasyonu öncesindeki tasarımdaki verilerden oluşmaktadır. Kalınlık optimizasyonu öncesinde araç modelindeki profil et kalınlıkları detayı Şekil 3.18`de verilmiştir.



Şekil 3.18. Kalınlık Optimizasyonu Öncesi Araç Modelindeki Profil Et Kalınlıkları

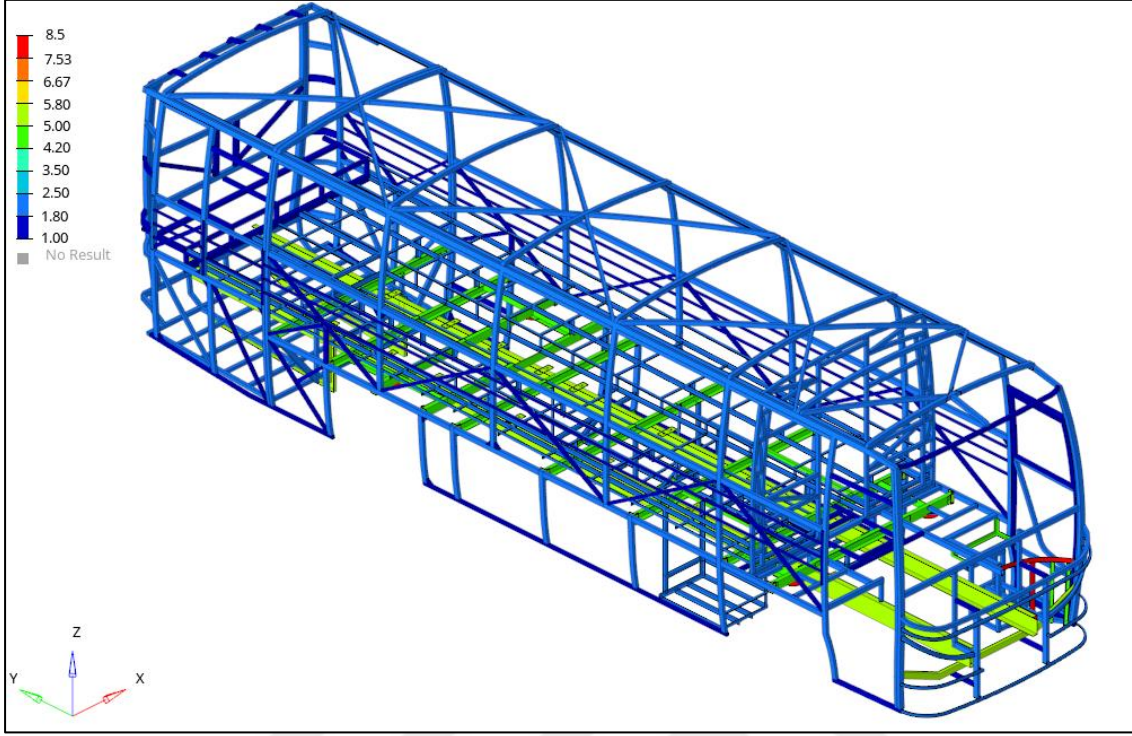
3.1.3.4. Profil kalınlık optimizasyonu analiz sonucu

Profil kalınlık optimizasyonunda kullanılan kalınlık parametreleri aşağıdaki Tablo 3.10`da verilmiştir.

Tablo 3.10. Profil Kalınlık Optimizasyonunda Kullanılan Kalınlık Değerleri

Parametre	Kalınlık (mm)
Alt Kalınlık Sınırı	1
Üst Kalınlık Sınırı	8,5

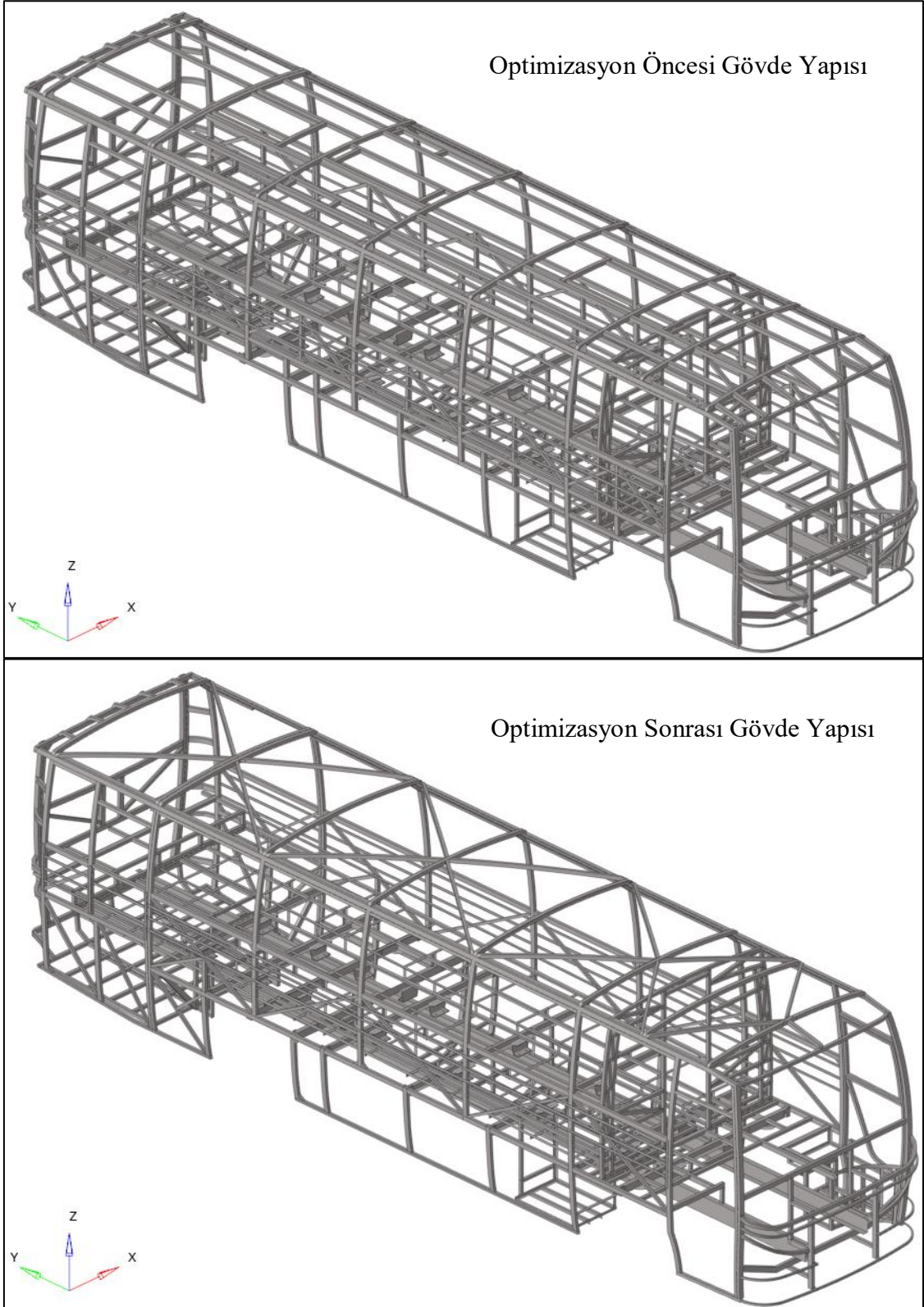
Profil kalınlık optimizasyonu sonuçları uyarınca tespit edilen kalınlık bilgisi Şekil 3.19`da gösterilmiştir.



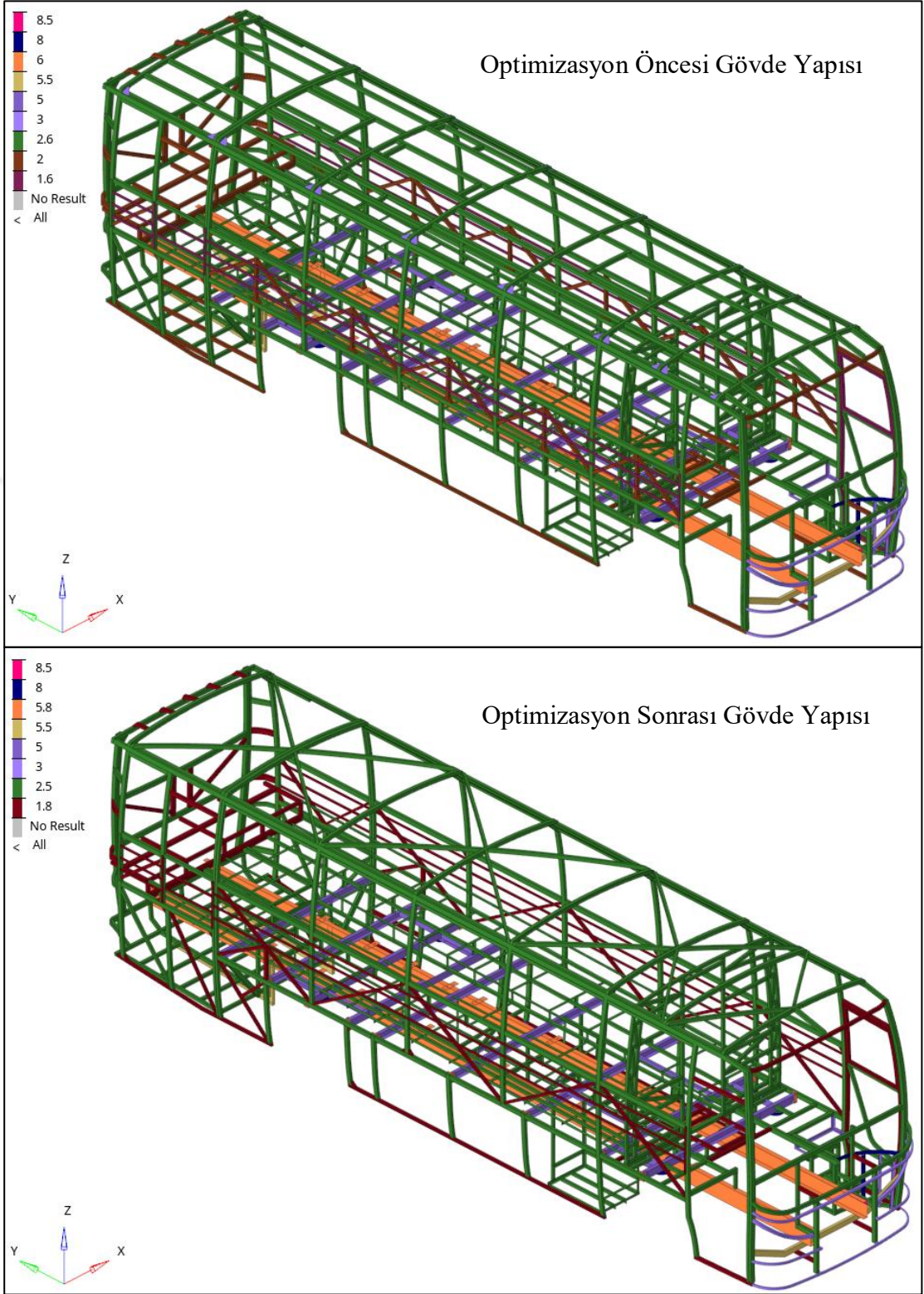
Şekil 3.19. Profil Kalınlık Optimizasyonu Sonuçları Uyarınca Tespit Edilen Kalınlıklar

3.1.4. Optimize edilmiş gövde yapısı bilgileri

İlk tasarım ve optimizasyonu yapılmış gövde yapılarının modelleri Şekil 3.20`de gösterilmiştir.



Şekil 3.20. Optimizasyon Öncesi ve Sonrası Gövde Yapılarının Modelleri



Şekil 3.21. Optimizasyon Öncesi ve Sonrası Gövde Yapılarının Modelleri Profil Et Kalınlıkları

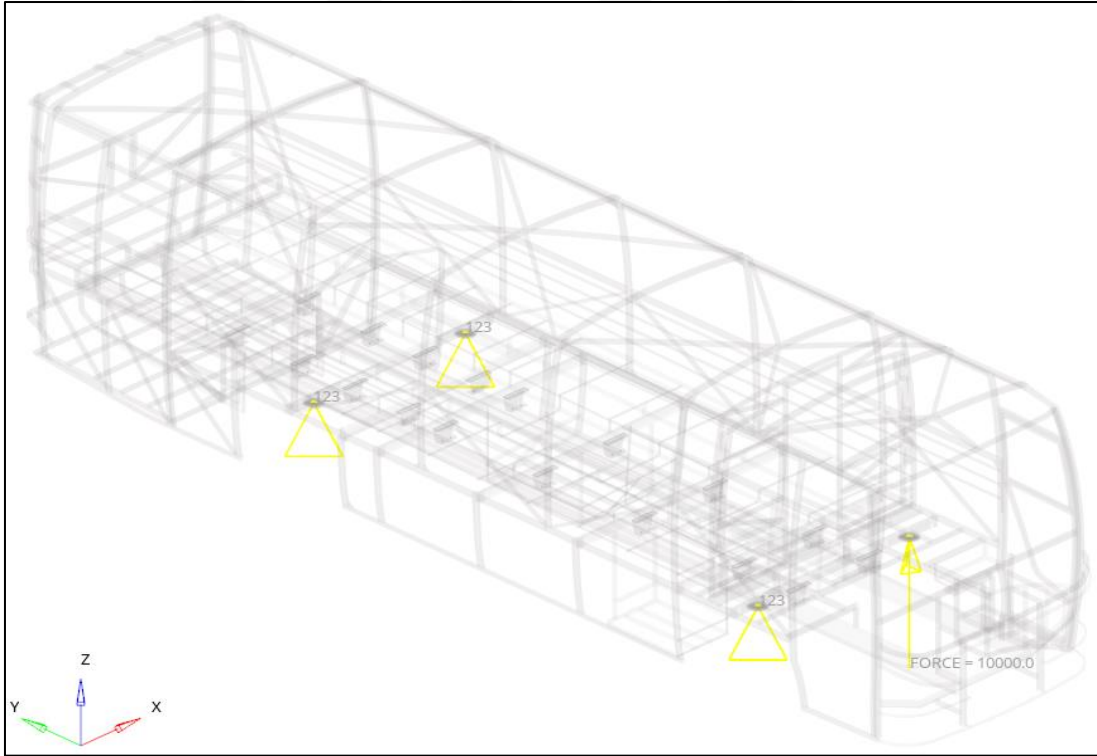
Optimizasyon öncesi ve sonrası gövde modelleri Şekil 3.20`de gösterilmiştir. Gövde yapısında kullanılan profillerin et kalınlıkları ise Şekil 3.21`de verilmiştir.

Tüm bu optimizasyon süreçleri sonucunda, optimizasyon öncesindeki gövde yapısı modeli ve optimize edilmiş gövde yapısı modelinin karşılaştırmalı olarak ağırlık ölçümleri yapılmış ve optimize edilmiş gövde yapısının %11,17 oranında daha hafif olduğu tespit edilmiştir.

3.1.5. Optimize edilmiş gövde yapısı katılık analizleri

3.1.5.1. Ön aks sol burulma katılığı

Ön aks sol burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.22`de gösterilmiştir. Bu senaryoda yükleme, sonlu elemanlar modelinde sol ön tekerleğin süspansiyon yay bağlantı bölgesine tanımlanmıştır.

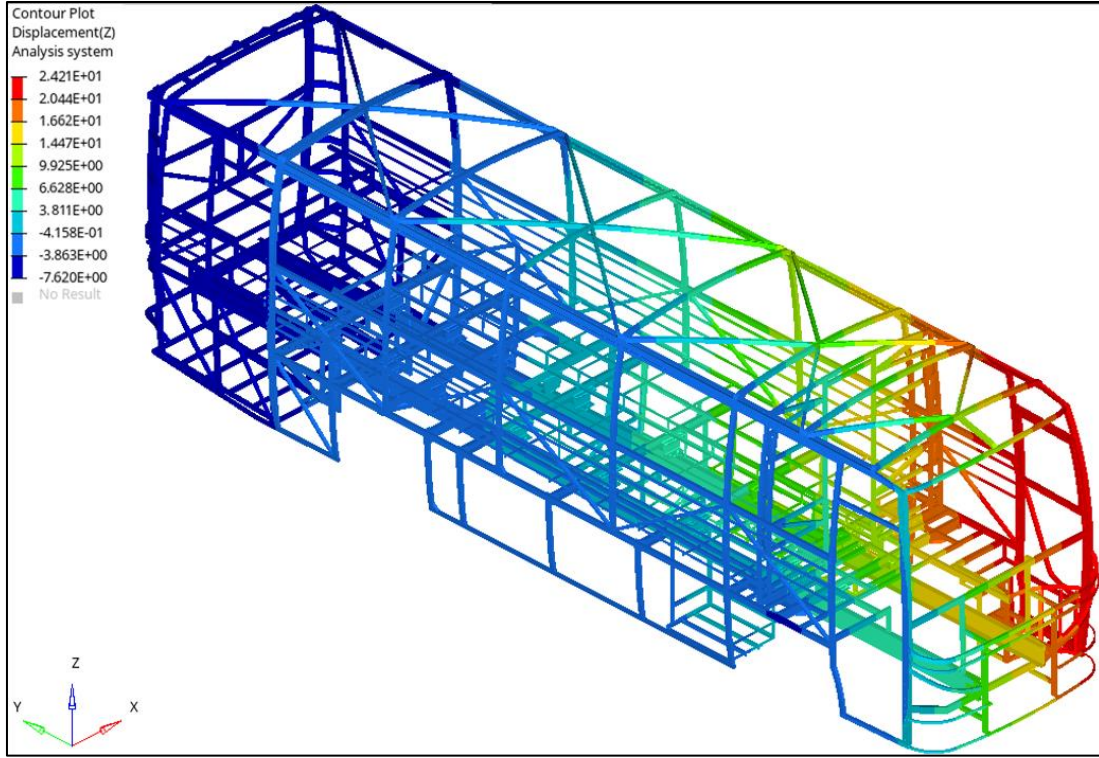


Şekil 3.22. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi
Yükleme ve Sınır Koşulları

Modelde sınır koşulu olarak ise yüklemenin yapıldığı sol ön tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesi dışındaki diğer üç tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesi, üç adet

eksenel yönde sabitlenmiştir. Bu bölgelerdeki sınır koşullarına dönme serbestliği tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).

2.4 numaralı başlıkta belirtildiği üzere bu senaryoda yüklemenin düşey yönlü olması sebebiyle katılığın incelenebilmesi için düşey yönlü deplasman verisi dikkate alınmıştır. Ön aks sol burulma katılığı analizi düşey deplasman sonuçları Şekil 3.23`te gösterilmiştir.



Şekil 3.23. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sol Burulma Katılığı Analizi
Düşey Deplasman Değerleri

Şekil 3.23`te sonuç görseli verilen analiz düşey deplasman sonuçları incelendiğinde gövde yapısındaki maksimum deplasmanın 24,21 mm olduğu tespit edilmiştir. Ancak gövde katılığının net olarak ölçülebilmesi için yükleme yapılan süspansiyon bağlantı bölgesindeki deplasmanlar dikkate alınmalıdır. Süspansiyon yay bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.11`de verilmiştir.

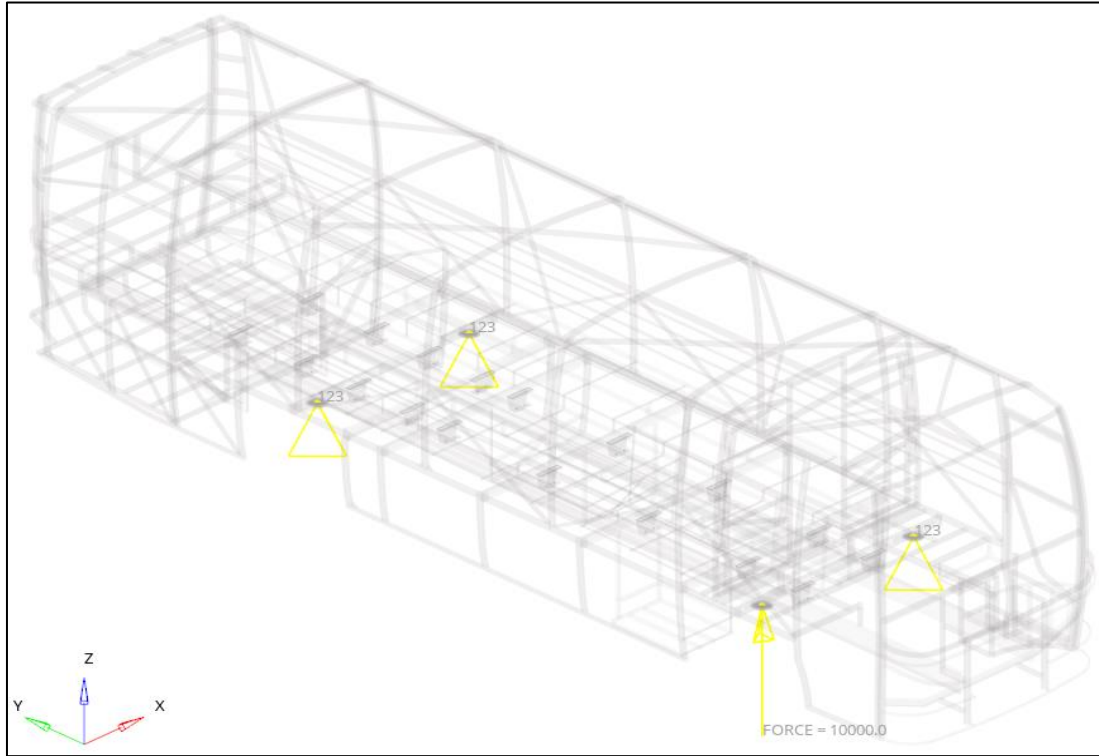
Tablo 3.11. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sol Süspansiyon Yay
Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri

	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	17,32 mm

Bu senaryoda tespit edilen burulma katılığı değeri $1,955 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$ 'dır.

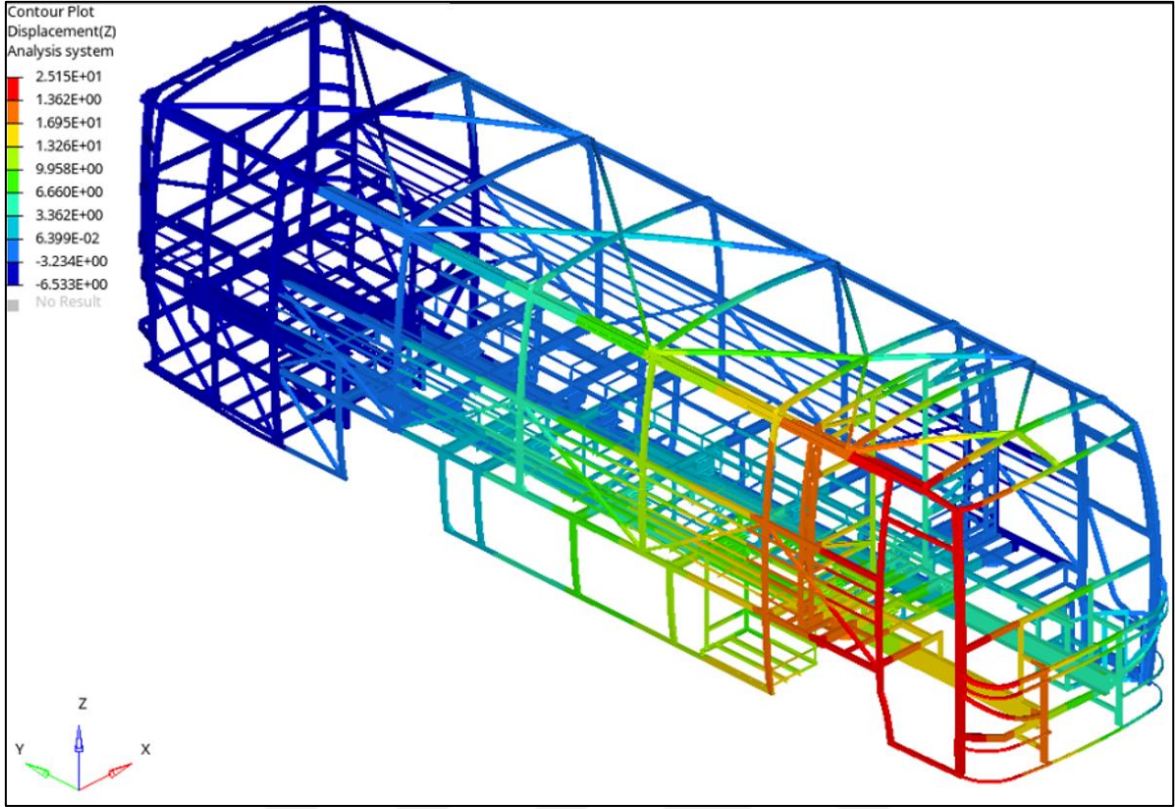
3.1.5.2. Ön aks sağ burulma katılığı

Ön aks sağ burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.24`te gösterilmiştir. Ön aks sağ burulma katılığı sonlu elemanlar analizinde sınır koşulu olarak yüklemenin yapıldığı süspansiyon yay bağlantı bölgesi dışında diğer üç süspansiyon yay bağlantı bölgesi üç doğrusal ekseninde sabitlenmiştir. Bu bölgelere tanımlanan sınır koşullarındaki dönme serbestlikleri açık tutulmuştur (bkz: Tablo 2.2).



Şekil 3.24. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi
Yükleme ve Sınır Koşulları

Ön aks sağ burulma katılığı analizi düşey deplasman sonuçları Şekil 3.25`te gösterilmiştir. Analiz sonuçlarında geometri üzerinde maksimum 25,15 mm düşey deplasman gözlemlenmiştir.



Şekil 3.25. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi
Düşey Deplasman Sonuçları

2.4 numaralı başlıkta detayı verilen katılık ölçümlerinde doğru sonuçlar elde etmek için yükleme yapılan süspansiyon yay bölgesinin yükleme doğrultusundaki deplasman sonuçları dikkate alınmıştır. Süspansiyon yay bölgesinden alınan düşey deplasman değeri, Tablo 3.12`de verilmiştir.

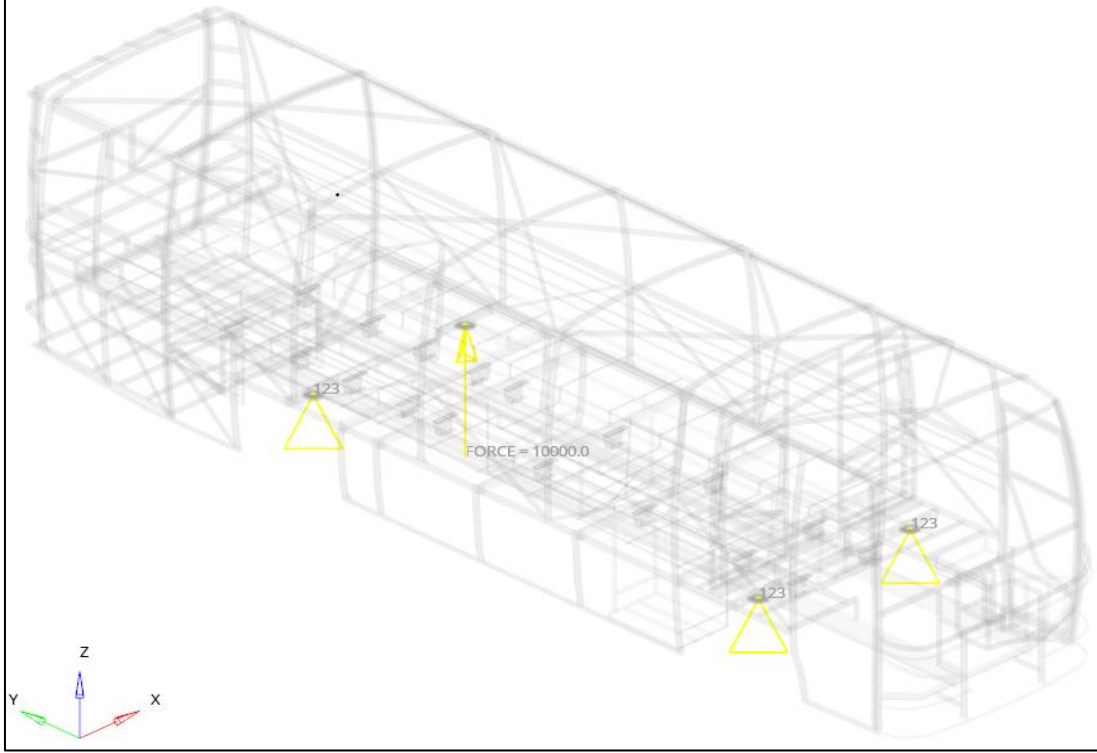
Tablo 3.12. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Ön Aks Sağ Süspansiyon Yay
Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri

	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	17,98 mm

Bu senaryoda tespit edilen burulma katılığı değeri $1,896 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.5.3. Arka aks sol burulma katılığı

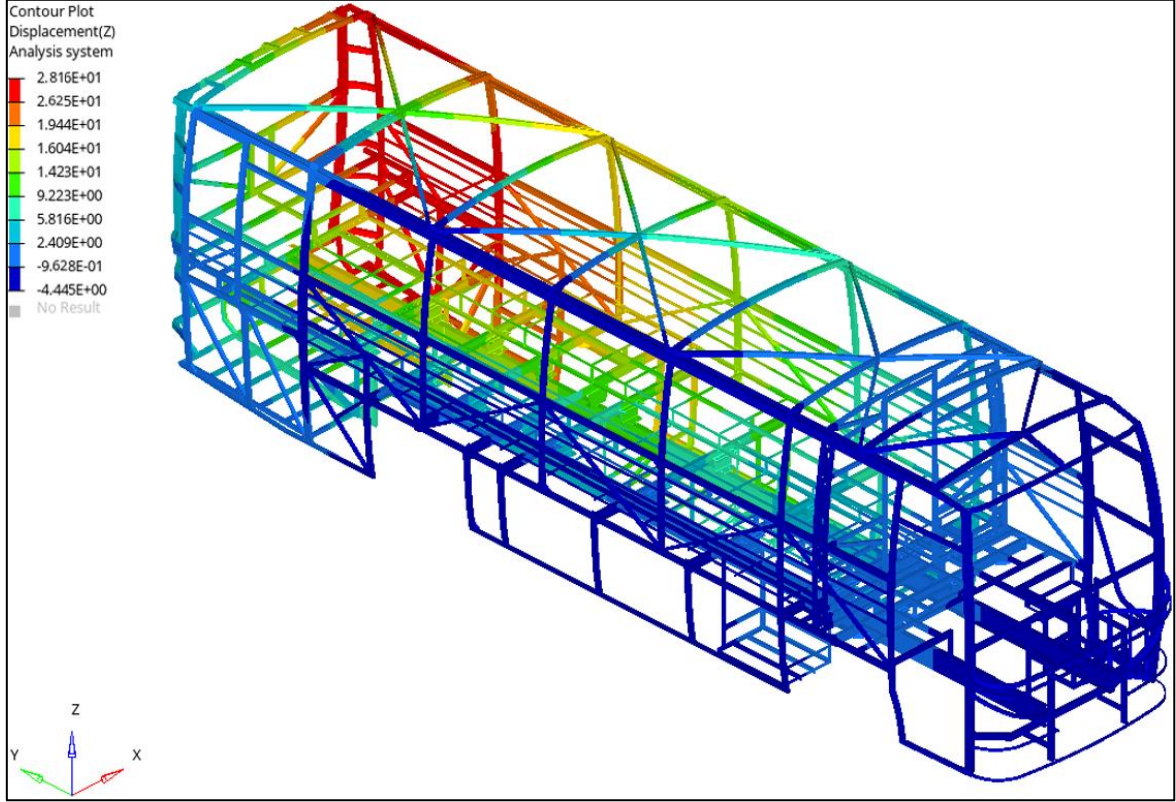
Arka aks sol burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.26`da gösterilmiştir. Gövde yapısının katılığını ölçmek için yükleme, arka aksın sol tekerleğinin süspansiyon yay bağlantı noktasına düşey yönde uygulanmıştır (bkz: Tablo 2.2).



Şekil 3.26. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sol Burulma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları

Şekil 3.26`dan görülebileceği üzere model ön aks süspansiyon yay bağlantı bölgeleri ve arka aks sağ tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgesine atanan sınır koşulları ile sabitlenmiştir. Sınır koşulları üç eksenin doğrusal yönünde ilgili noktaları sabitlerken yine aynı noktaların dönme serbestliği açık tutulmuştur (bkz: Tablo 2.2).

Şekil 3.27`de arka aks sol burulma katılığı analizi düşey deplasman sonuç verisi gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde 28,16 mm`lik maksimum deplasman tespit edilmiştir.



Şekil 3.27. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sol Burulma Katılığı Analizi
Düşey Deplasman Sonuçları

Arka aks sol burulma katılığı analizinde yükleme, araç modelinde arka aksın sol tekerleğinin süspansiyon yay bağlantı noktasına düşey yönde etki edecek şekilde uygulanmıştır. 2.4 numaralı başlıkta da gözlemlenebileceği gibi bu analizin sonuçlarında oluşan düşey deplasman değerleri dikkate alınmalıdır.

Süspansiyon yay bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.13`te verilmiştir.

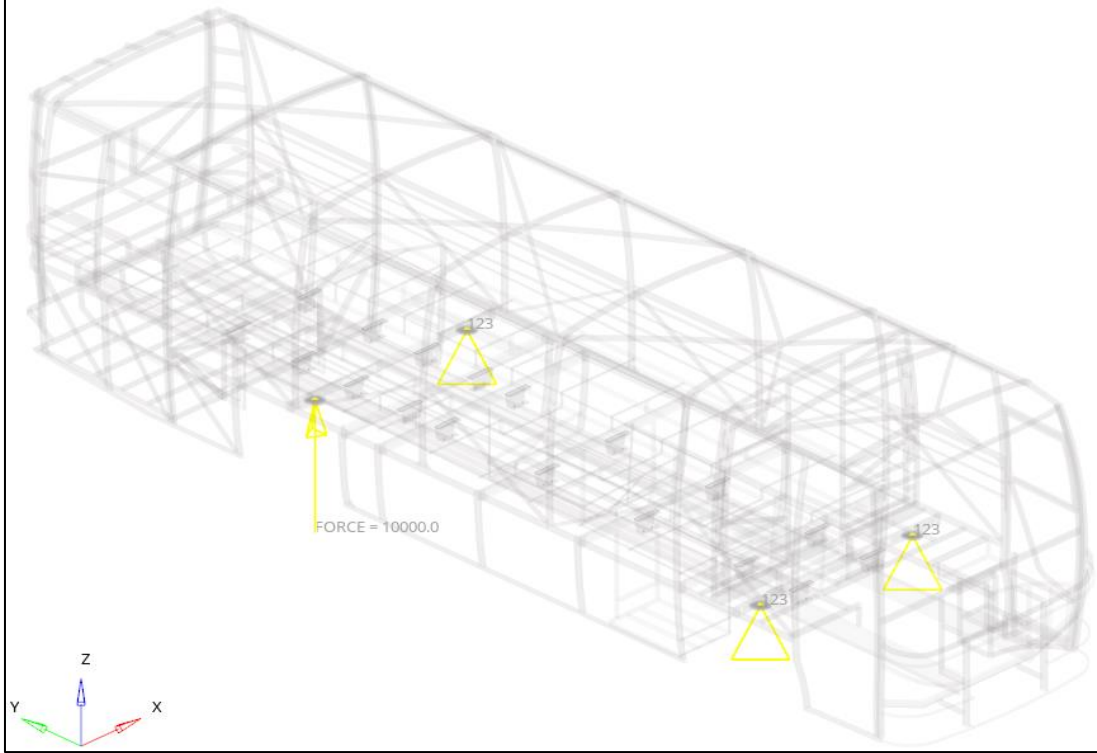
Tablo 3.13. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Arka Aks Sol Süspansiyon Yay
Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri

	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	14,46 mm

Bu senaryoda tespit edilen burulma katılığı değeri $2,343 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.5.4. Arka aks sağ burulma katılığı

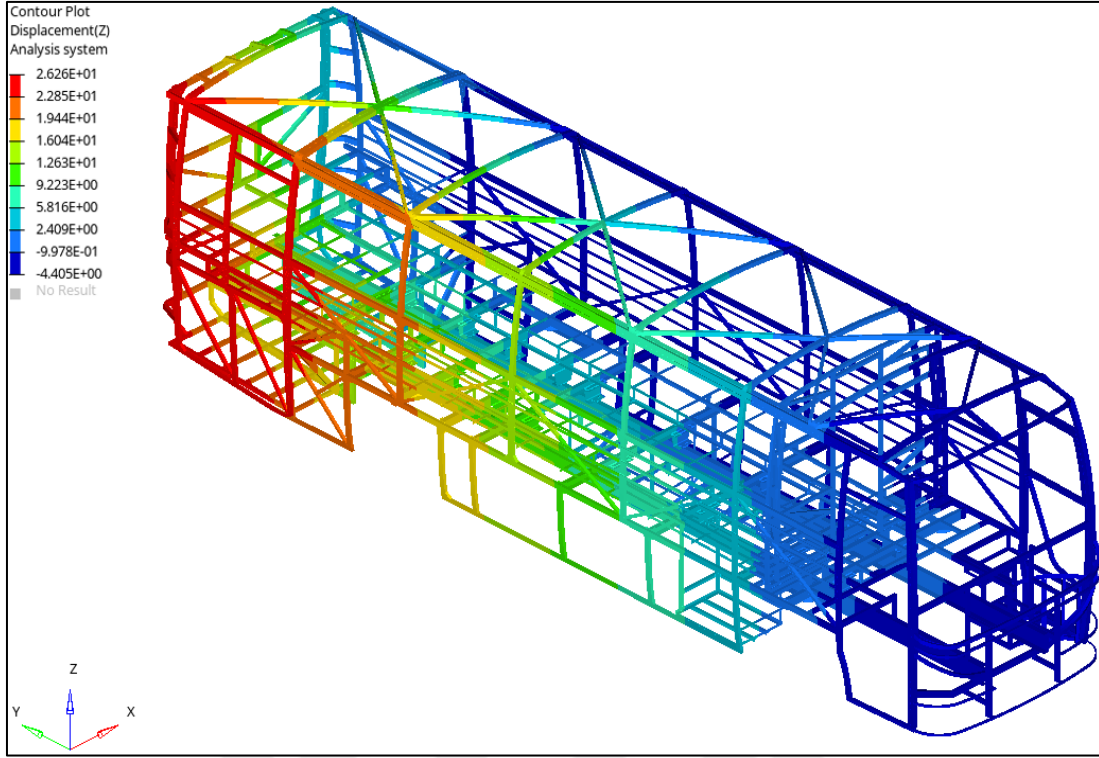
Şekil 3.28`de arka aks sağ burulma katılığı yükleme ve sınır koşulları gösterilmiştir. Bu senaryoda yükleme sonlu elemanlar modelinde sağ arka tekerleğin süspansiyon bağlantı bölgesine yapılmıştır.



Şekil 3.28. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları

Sonlu elemanlar modeli yüklemenin yapıldığı süspansiyon yay bağlantı bölgesi dışında modelde bulunan üç yay bağlantı bölgesinden sabitlenmıştır. Bu sabitleme noktalarına atanan sınır koşullarına dönme serbestliği de tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).

Sonlu elemanlar analizi sonuçlarında modelde oluşan düşey deplasmanlar Şekil 3.29`da gösterilmiştir.



Şekil 3.29. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Arka Aks Sağ Burulma Katılığı Analizi
Düşey Deplasman Değerleri

Arka aks sağ burulma katılığı analiz sonuçlarındaki düşey deplasmanlar incelendiğinde yapıdaki maksimum deplasman değerinin 26,85 mm olduğu tespit edilmiştir. 2.4 numaralı başlıkta verilen hesaplamalar dikkate alındığında yüklemenin yapıldığı süspansiyon yay bağlantı bölgesindeki düşey deplasman değeri katılık hesaplamalarında kullanılmalıdır. İlgili deplasman değeri, Tablo 3.14`te verilmiştir.

Tablo 3.14. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Arka Aks Sağ Süspansiyon Yay
Bölgesindeki Düşey Deplasman Değeri

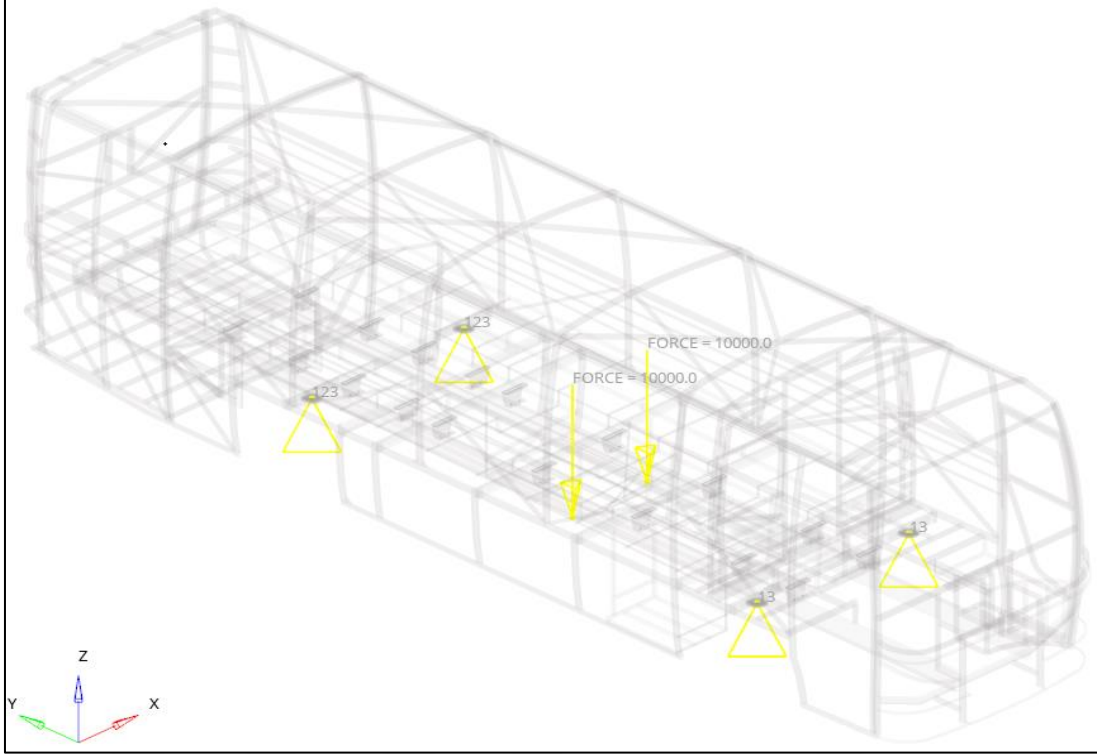
	Süspansiyon Yay Bölgesi
Düşey Deplasman (Z)	14,90 mm

Bu senaryoda tespit edilen burulma katılığı değeri $2,274 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.5.5. Eğilme katılığı

Eğilme katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.30`da gösterilmiştir. Bu senaryoda iki adet 10.000 N`luk yükleme değeri uygulanmıştır. Araç geometrisi incelendiğinde

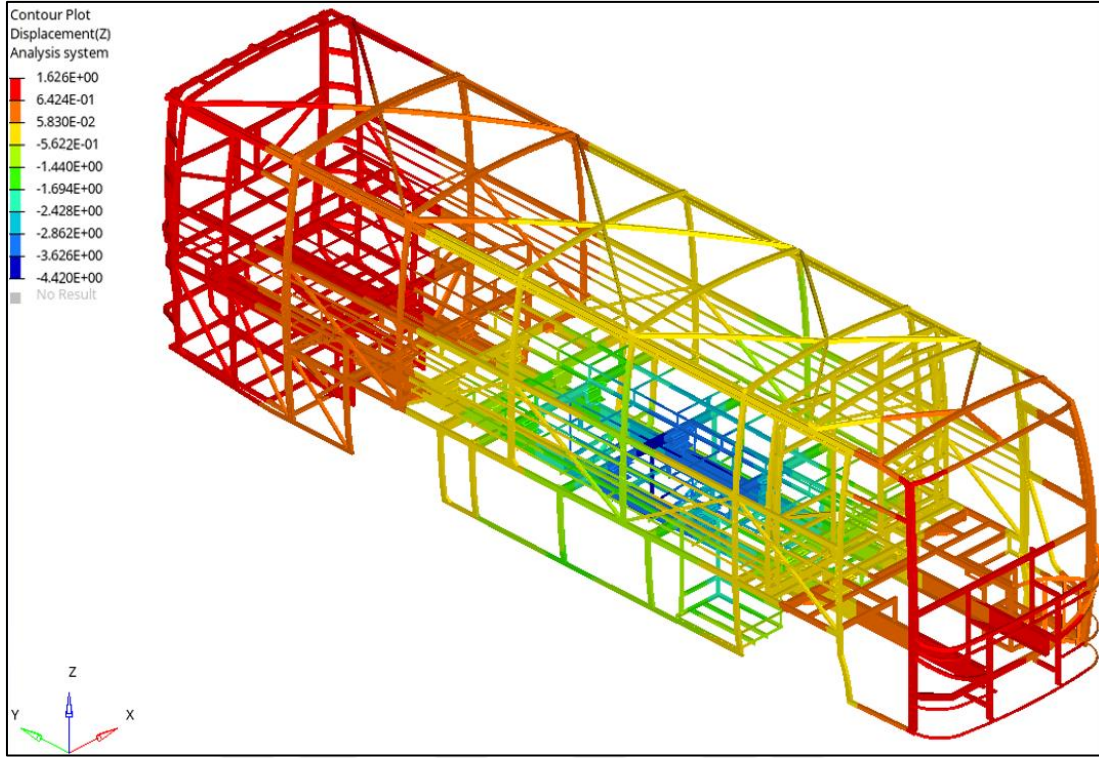
yüklemenin sınır koşullarına eşit mesafede olması uygun görülmüştür. Bunu takiben yükleme gövde yapısında araç doğrultusu boyunca konumlandırılmış iki adet U profil yapısına ön ve arka aksa eşit mesafede olacak şekilde uygulanmıştır.



Şekil 3.30. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Eğilme Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

Modelde sınır koşulları tüm süspansiyon yay bağlantı bölgelerine tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2).

Eğilme katılığı analizi düşey deplasman sonuçları Şekil 3.31'de gösterilmiştir. Bu senaryoda maksimum deplasman değeri 4,42 mm olarak gerçekleşmiştir.



Şekil 3.31. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Eğilme Katılığı Analizi Düşey Deplasman Sonuçları

Katılığın net olarak ölçülebilmesi için yükleme yapılan bölgedeki deplasmanlar dikkate alınmalıdır. Bu senaryoda iki adet yükleme noktasındaki deplasman değerlerinin ortalaması alınmış ve hesaplamalarda bu ortalama değer kullanılmıştır. Yükleme bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.15`da verilmiştir.

Tablo 3.15. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Düşey Deplasman Değeri

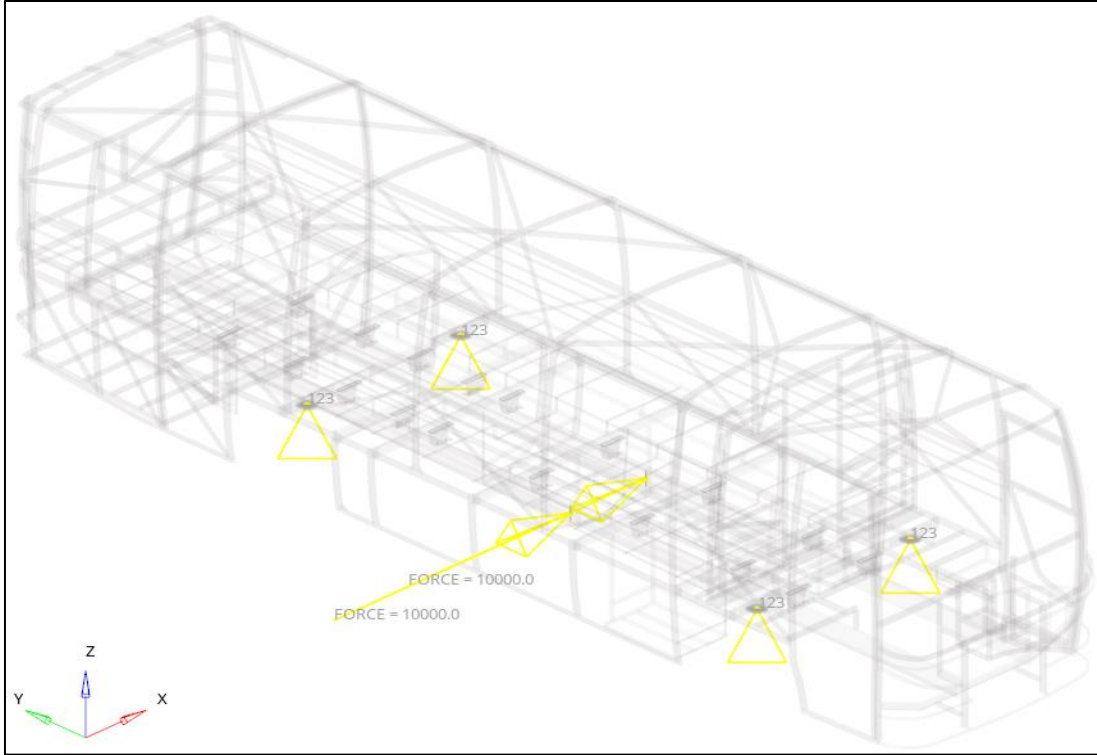
	Kuvvet Uygulanan Bölge
Düşey Deplasman (Z)	4,25 mm

Bu senaryoda tespit edilen eğilme katılığı değeri $19,2 \times 10^6$ Nm/rad`dır.

3.1.5.6. Yanal eğilme katılığı

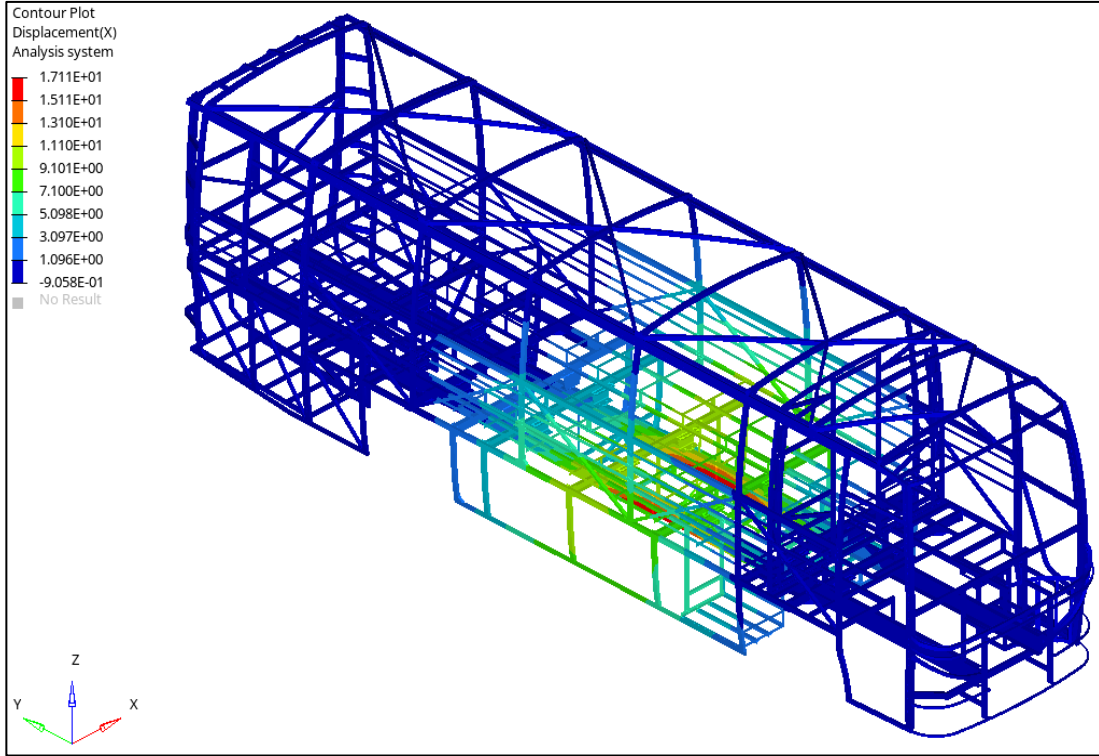
Yanal eğilme katılığı yükleme ve sınır koşulları Şekil 3.32`te gösterildiği gibidir. Bu senaryoda yükleme değeri olarak 10.000 N otobüs gövdesinde boylu boyunca

konumlandırılmış iki adet U profile ön ve arka aksa eşit mesafede belirlenen bir konumdan tatbik edilmiştir.



Şekil 3.32. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Yanal Eğilme Katılığı Yükleme ve Sınır Koşulları

Modelde tüm süspansiyon yay bağlantı bölgelerine sınır koşulu tanımlanmıştır. Bu bölgelere tanımlanan sınır koşullarına dönme serbestliği de tanımlanmıştır (bkz: Tablo 2.2). Yanal eğilme katılığı analizi yanar deplasman sonuçları Şekil 3.33`de gösterilmiştir.



Şekil 3.33. Optimize Edilmiş Yanal Eğilme Katılığı Analizi Yatay Deplasman Sonuçları

Yüklemeye doğrultusundaki deplasmanların, katılık hesaplarında kullanılması gerektiği 2.4 numaralı başlıkta da belirtilmiştir. Bu analiz sonucunda 17,11 mm maksimum deplasman oluşmuştur. Yüklemeye bölgesinden alınan iki adet deplasman verisinin ortalaması Tablo 3.16`da verilmiştir.

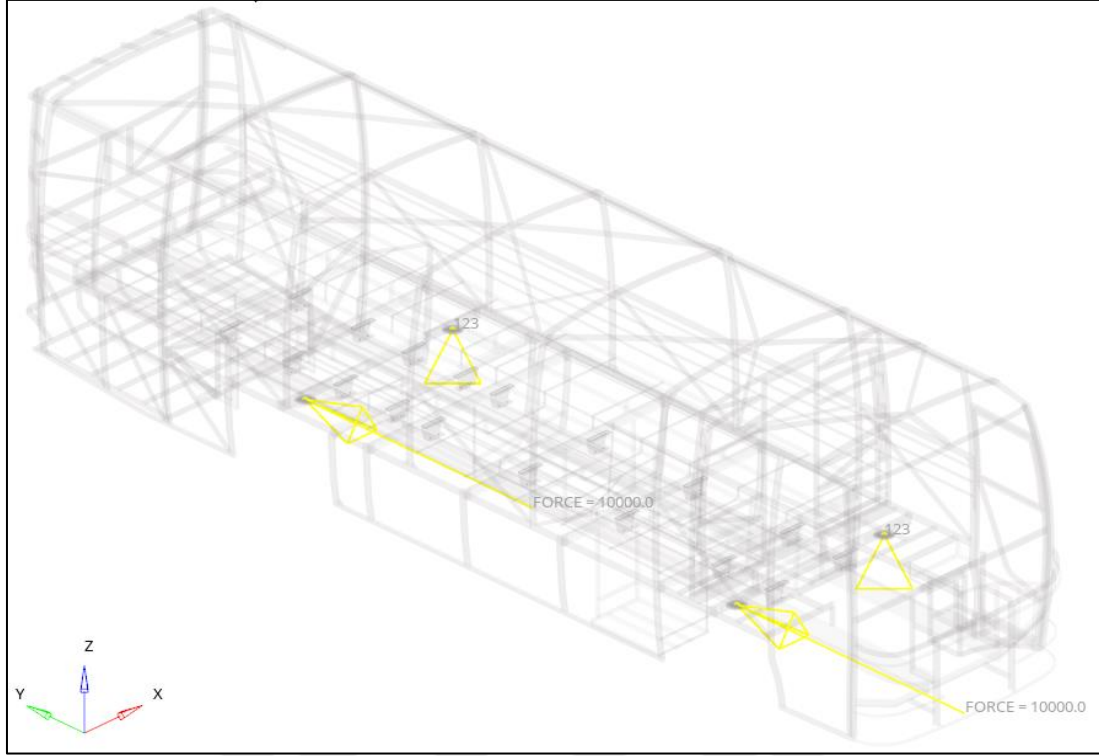
Tablo 3.16. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Yanal Deplasman Değeri

	Kuvvet Uygulanan Bölgeler (Ortalama)
Yanal Deplasman (X)	12,96 mm

Bu senaryoda tespit edilen eğilme katılığı değeri $6,33 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$ dır.

3.1.5.7. Çarpılma katılığı

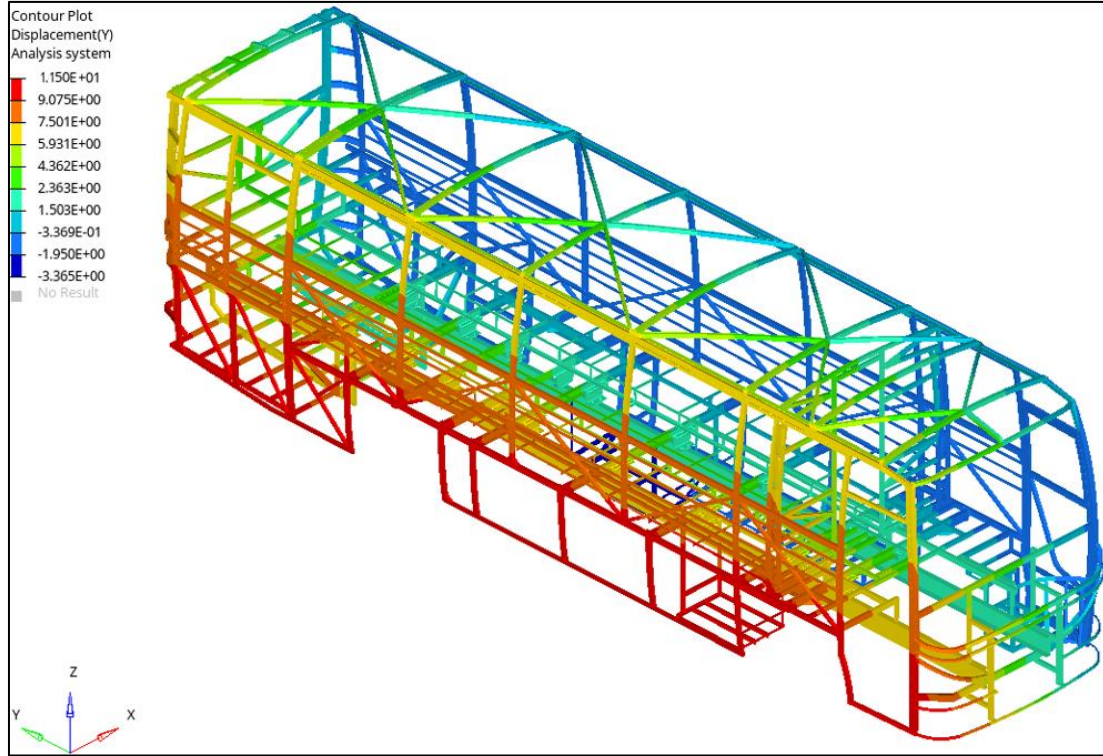
Çarpılma katılığı yüklemeye ve sınır koşulları Şekil 3.34`te gösterilmiştir. Bu senaryoda yüklemeye, otobüs sağ ön ve arka tekerlek süspansiyon yay bağlantı bölgelerine ayrı ayrı tanımlanmıştır.



Şekil 3.34. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Çarpılma Katılığı Analizi Yükleme ve Sınır Koşulları

Modelde yük tanımlaması yapılmayan sol ön ve arka süspansiyon yay bağlantı bölgelerine sınır koşulu tanımlanmıştır. Bu bölgelere tanımlanan sınır koşullarındaki dönme serbestliği açık tutulmuştur (bkz: Tablo 2.2).

Çarpılma katılığı analizi araç yönü deplasman sonuçları Şekil 3.35`te gösterilmiştir.



Şekil 3.35. Optimize Edilmiş Gövde Yapısı Çarpılma Katılığı Analizi Araç Yönü Deplasman Sonuçları

2.4 numaralı başlıkta detaylandırıldığı gibi bu senaryoda araç yönü deplasman değerleri katılık analizlerinde kullanılmıştır. Sonuçlarda maksimum deplasman değerinin 11,5 mm olduğu görülmüştür. Bu senaryoda iki adet yükleme yapılmış ve bu noktalardan alınan deplasman verisinin ortalaması katılık hesaplamalarında kullanılmıştır. Yükleme bölgesinden alınan düşey deplasman değeri Tablo 3.17’de verilmiştir.

Tablo 3.17. Optimize Edilmiş Gövde Yapısında Kuvvet Uygulanan Bölgedeki Araç Yönü Deplasman Değeri

	Kuvvet Uygulanan Bölgeler (Ortalama)
Araç Yönü Deplasman (Y)	9,06 mm

Bu senaryoda daha tespit edilen çarpılma katılığı değeri $7,51 \times 10^6 \text{ Nm/rad}$ ’dır.

3.2. Tartışma

Optimizasyon teknikleri kullanılarak tekrar oluşturulan otobüs gövde yapısındaki kütle kazancı Tablo 3.18`de verilmiştir.

Tablo 3.18. Optimizasyon Sonrasında Kütle Kazancı

Optimizasyon Öncesinde Gövde Ağırlığı (kg)	Optimizasyon Sonrasında Gövde Ağırlığı (kg)	Yüzdellik Kazanç (%)
2409	2140	11,17

Literatürde otobüs gövde yapısı için kesin bir katılık sınırına rastlanılmamakla birlikte incelenen çalışmalarda elde edilen ve tavsiye niteliği taşıyan, burulma ve eğilme katılığına dair birtakım değerler tespit edilmiştir [13,29-31]. İlgili değerler burulma katılığı için yaklaşık $1,5 \times 10^6$ Nm/rad ile $2,5 \times 10^6$ Nm/rad aralığındadır. Bu çalışmada optimize edilmiş otobüs gövde yapısı katılık verileri bu sınırlar arasında yer almaktadır (Tablo 3.18).

Optimizasyon teknikleri ile tekrar oluşturulan gövde yapısının katılık değerleri ölçülmüştür. Ölçümler sonucunda elde edilen değerler ile optimizasyon çalışmalarını öncesinde ölçülen katılık değerlerinin karşılaştırması Tablo 3.19`da verilmiştir.

Tablo 3.19. Optimizasyon Sonrası Gövde Katılığı Karşılaştırması

Senaryo	Optimizasyon Öncesi Gövde Katılığı ($\times 10^6$ Nm/rad)	Optimizasyon Sonrası Gövde Katılığı ($\times 10^6$ Nm/rad)	Yüzdellik Azalma (%)
Ön Aks Sol	2,044	1,955	4,35
Ön Aks Sağ	1,957	1,896	3,11
Arka Aks Sol	2,496	2,343	6,12
Arka Aks Sağ	2,389	2,274	4,81
Eğilme	20,352	19,2	5,66
Yanal Eğilme	6,581	6,33	3,81
Çarpılma	8	7,51	6,12

Tablo 3.19`da görüldüğü üzere optimize edilmiş gövdenin gövde katılığı değerlerinde ortalama %4,8`lik bir azalma meydana gelmiştir. Optimize edilmiş gövde katılık değerleri, literatürdeki katılık değerleri ile karşılaştırılmış ve optimize edilmiş gövdenin literatürdeki değerleri karşıladığı tespit edilmiştir.

Literatürdeki değerleri karşılayan optimize gövde yapısının katılık değerleri gövde yapısındaki kilogram başına düşen katılık değeri açısından da incelenmiştir. İncelenen bu değerler optimizasyon öncesi kilogram başına gövde katılığı değerleri ile birlikte karşılaştırmalı olarak incelenmiştir. İlgili değerler Tablo 3.20`de verilmiştir. İlgili değerler gövde yapısının tasarımını değerlendirmek açısından tasarımdaki her bir kilogramın ne kadar katılık sağladığını tespit ederek verimlilik esasına dayalı bir tespit yapmak açısından önemlidir.

Tablo 3.20. Kilogram Başına Katılık Değeri Karşılaştırması

Senaryo	Optimizasyon Öncesi Gövde Katılığı (Nm/(rad*kg))	Optimizasyon Sonrası Gövde Katılığı (Nm/(rad*kg))	Yüzdellik Artma (%)
Ön Aks Sol	848,48	913,55	7,67
Ön Aks Sağ	812,37	885,98	9,06
Arka Aks Sol	1036,11	1094,86	5,67
Arka Aks Sağ	991,69	1062,61	7,15
Eğilme	8448,31	8971,96	6,20
Yanal Eğilme	2731,83	2957,94	8,28
Çarpılma	3320,88	3509,34	5,68

Tablo 3.19 ve 2.20`de görüldüğü üzere global anlamda gövde katılığı değerleri azalış gösterse de gövde yapısındaki kilogram başına katılık değerlerinde artış gözlemlenmiştir. Bu artış ortalama %7,1 seviyesinde gerçekleşmiştir. Bu bağlamda, kütle kazancı hedefinin önceliğinde optimizasyon sonrası daha uygun bir tasarıma ulaşıldığı ve gövde yapısındaki profillerin teşkil ettiği her kilogram değerinin daha verimli kullanıldığı şeklinde yorumlanabilir.

4. SONUÇLAR

4.1. Sonuçlar

Bu çalışmada, ticari bir otobüsün gövde yapısında optimizasyon çalışmaları yapılmıştır. Bu bağlamda topoloji optimizasyonu tekniği kullanılarak profil örgü yapısının geometrik olarak değiştirilmesi suretiyle en uygun tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır. Bu işlemi takiben profillerin üzerinde kalınlık optimizasyonu gerçekleştirilmiştir.

Optimizasyon çalışmalarında gövde katılık değerleri kriter olarak kabul edilmiştir. Gövde katılığı değerlendirilirken burulma ve eğilme katılığı literatürde yer alan yöntemlerle ölçülmüştür. Literatür verisinde yer alan katılık değerleri ile üzerinde çalışılacak olan otobüs gövdesinin optimizasyon çalışması öncesindeki katılık verileri doğrultusunda hareket edilmiştir.

Sonlu elemanlar analizi ile bilgisayar ortamında yapılan simülasyonlarla profil yön ve kalınlıkları optimize edilmiştir. Bu optimizasyon çalışmaları sonucunda otobüs gövde yapısında %11,17'lik ağırlık kazancı elde edilmiştir.

Toplam 7 farklı yükleme senaryosu ile ölçülen katılık değerleri, optimizasyon çalışmaları öncesi ve sonrasındaki analizler ile ölçülen gövde katılık değerleri ile karşılaştırılmış ve gövde katılığında %3,1 ile %6,13 arasında, ortalama %4,8'lik bir azalma gözlenmiştir. Ancak bu katılık verileri literatürden elde edilen değerler ile karşılaştırılmış ve kabul edilebilir aralıkta olduğu tespit edilmiştir. Bunun yanında gövde yapısındaki profillerin kilogram başına sağladığı katılık değerleri incelenmiştir. Elde edilen verilerde optimize edilmiş gövde yapısının kilogram başına katılık değerlerinin %5,67 ile %9,06 arasında ortalama %7,01 değerinde arttığı tespit edilmiştir.

Her bir kilogramın sağladığı katılık değeri verileri kütle kazancı değerleri ile birlikte değerlendirildiğinde gövde yapısının optimizasyon öncesine göre daha verimli hale getirildiği, gövde katılık değerlerinde azalış meydana gelse de kilogram başına katılık değerlerinde artış sağlanması dolayısıyla daha verimli ve uygun bir geometriye ulaşıldığı tespit edilmiştir.

4.2. Öneriler ve Gelecekteki Çalışmalar

Bu çalışmada mukavemet analizleri ile bir optimizasyon süreci yürütülmüştür. Çalışmanın devamında doğal frekans analizleri yapılarak gövde yapısının optimizasyon uygulamaları sonrası titreşim davranışındaki değişiklikler incelenebilir. Ayrıca optimizasyon sürecinin sadece katılık analizi ile yürütülmesi dışında optimizasyon model parametrelerine doğal frekans ile ilgili parametreler de dahil edilerek ya da bu ilaveler çalışmanın devamında gerçekleştirilebilir.

Bu çalışmada dinamik yol koşulları analizlerinden elde edilen datalar çerçevesinde yol koşullarında mukavemet analizleri yapılmamıştır. Bu çalışmayı takiben yapılacak çalışmalarda dinamik analizler gerçekleştirmek suretiyle yapının yol koşullarındaki mukavemeti incelenebilir.

Değerlendirilebilecek bir diğer husus da gövde ağırlık kazancından bir miktar ödün verilmek suretiyle optimizasyon öncesindeki gövde katılık değerlerindeki değişimi daha düşük tutmak ($\pm\%2$) suretiyle bir optimizasyon çalışması daha gerçekleştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. German, J. (2015). Hybrid vehicles: Technology development and cost reduction. The International Council on Clean Transportation, Washington DC, USA.
2. Brennan, J., & Hayes, K. (2000). Recent applications of topology and topography optimization in automotive design. In 8th Symposium on Multidisciplinary Analysis and Optimization (p. 4709).
3. Shi, J. F., & Sun, J. H. (2009, February). Overview on innovation of topology optimization in vehicle CAE. In 2009 International conference on electronic computer technology (pp. 457-460). IEEE.
4. Zhu, J., & Gao, T. (2016). Topology optimization in engineering structure design. Elsevier, Oxford, UK.
5. Danielsson, O., & Cocaña, A. G. (2015). Influence of body stiffness on vehicle dynamics characteristics in passenger cars. MSc Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden.
6. Clark, N., Khan, A. S., Wayne, W. S., Gautam, M., Thompson, G. J., McKain, D. L., ... & Barnett, R. (2007). Weight effect on emissions and fuel consumption from diesel and lean-burn natural gas transit buses (No. 2007-01-3626). SAE Technical Paper.
7. Reyes, C. A., Ramírez, E. I., Ruiz, O., & Ortiz, A. Analysis and Optimization of a Passenger Bus Frame Through Finite Element Software. 2013 SIMULIA Community Conference, January 2013.
8. Gauchia, A., Diaz, V., Boada, M. J. L., & Boada, B. L. (2010). Torsional stiffness and weight optimization of a real bus structure. International Journal of Automotive Technology, 11(1), 41-47.
9. Kim, T. (1993). Study on the stiffness improvement of bus structure (No. 931995). SAE Technical Paper.
10. Iozsa, M. D., David, V. C., & Manea, A. M. (2018). Effect of side stiffening plates on the stiffness of the bus structure. MS&E, 444(7), 072004.

11. Falck, J. (2013). Effect of side windows, stiffening plate and roof sheet on the stiffness of the bus body. MSc Thesis, KTH Royal Enstitute of Technology, Stockholm, Sweeden.
12. Zhong, W., Su, R., Gui, L., & Fan, Z. (2015) Topology and sizing optimisation of integral bus chassis with the use of a cooperative coevolutionary genetic algorithm with independent ground structures. In Proceedings of the 11th World Congress on Structural and Multidisciplinary Optimisation, 07-12 June, Sydney, Austuralia.
13. Lan, F., Chen, J., & Lin, J. (2004). Comparative analysis for bus side structures and lightweight optimization. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, 218(10), 1067-1075.
14. Liang, C. C., & Le, G. N. (2012). Lightweight optimization of bus frame structure considering rollover safety. WIT Transactions on Ecology and the Environment, 155, 1185-1196.
15. Cavazzuti, M., Baldini, A., Bertocchi, E., Costi, D., Torricelli, E., & Moruzzi, P. (2011). High performance automotive chassis design: a topology optimization based approach. Structural and Multidisciplinary Optimization, 44(1), 45-56.
16. Jung, Y., Lim, S., Kim, J., & Min, S. (2020). Lightweight design of electric bus roof structure using multi-material topology optimisation. Structural and Multidisciplinary Optimization, 61(3), 1273-1285.
17. www.grabcad.com, (2019)
18. Choi, W. H., Kim, J. M., & Park, G. J. (2016). Comparison study of some commercial structural optimization software systems. Structural and multidisciplinary optimization, 54(3), 685-699.
19. Haldankar, M., & Shirahatti, A. M. (2014). Finite element analysis and optimization of commercial bus body structure. International Journal of Engineering and Technical Research, 2(12), 175-178.
20. Park, G. J. (2007). Analytic methods for design practice. Hanyang University, Springer Science & Business Media, Republic of Korea.
21. Riley, W. B., & George, A. R. (2002). Design, analysis and testing of a formula SAE car chassis (No. 2002-01-3300). SAE Technical Paper.
22. Nunney, M. J. (2007). Light and heavy vehicle technology, Fouth Edition, Elsevier, Oxford, UK.

23. Jain, A. (2014). Computational Analysis and Optimization of Torsional Stiffness of a Formula-SAE Chassis (No. 2014-01-0355). SAE Technical Paper.
24. Bhatti, M. A. (2005). Fundamental finite element analysis and applications: with Mathematica and Matlab computations, John Wiley & Sons Inc., New Jersey, USA.
25. Chong, E. K., & Zak, S. H. (2004). An introduction to optimization, John Wiley & Sons Inc., New York, USA.
26. Strömberg, N. (2011). Nonlinear FEA and Design Optimization for Mechanical Engineers. Jönköping University, Sweden.
27. Rozvany, G. I. N. (2001). Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer-aided topology optimization in structural mechanics. *Structural and Multidisciplinary optimization*, 21(2), 90-108.
28. Olason, A., & Tidman, D. (2010). Methodology for topology and shape optimization in the design process. MSc Thesis, Chalmers University of Technology, Göteborg, Sweden
29. Bosch, R. (2004). Bosch Electronic Automotive Handbook. Robert Bosch GGmbH.
30. Jain, R., Tandon, P., & Vasantha Kumar, M. (2014). Optimization methodology for beam gauges of the bus body for weight reduction.
31. Croccolo, D., De Agostinis, M., & Vincenzi, N. (2011). Structural analysis of an articulated urban bus chassis via FEM: a methodology applied to a case study. *Strojniški vestnik-Journal of Mechanical Engineering*, 57(11), 799-809

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Soner KARAMERT

EĞİTİM BİLGİLERİ

Yüksek Lisans : Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü

Lisans : Marmara Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü