

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR MİDİBÜS GÖVDESİNİN SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Mustafa Murat DOĞAN**

Anabilim Dalı : UÇAK MÜHENDİSLİĞİ

Programı : UÇAK MÜHENDİSLİĞİ

MAYIS 2004

**BİR MİDİBÜS GÖVDESİNİN SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ İLE ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Mustafa Murat DOĞAN
(511011008)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 12 Temmuz 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 21 Mayıs 2004

Tez Danışmanı : Prof.Dr. Murat EREKE (İ.T.Ü.)
Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Zahit MECİTOĞLU (İ.T.Ü.)
Prof.Dr. Ali G. GÖKTAN (İ.T.Ü.)

MAYIS 2004

ÖNSÖZ

Bu çalışmamda benden hiçbir maddi ve manevi desteği esirgemeyen danışmanım Sn. Prof. Dr. Murat Erke ve asistanı Dr. Mak. Müh. Kubilay Yay'a; bana yeni bir bakış açısı ve mühendislik formasyonu kazandıran İTÜ Uçak Mühendisliği hocalarına; Otokar A.Ş Genel Müdürü Sn. Kudret Önen, Genel Müdür Yardımcısı Sn. Serdar Görgüç, Ar-Ge Müdürü Sn. Mustafa Bakırcı'ya ve bana bugünlerimi sağlayan aileme çok teşekkür ederim.

Mayıs 2004

Mustafa Murat Doğan

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	ii
ŞEKİL LİSTESİ	iv
ÖZET	vi
SUMMARY	viii
1. GİRİŞ	1
1.1. Konu	
1.2. Çalışmanın Amacı	3
2. TEORİ VE ÇALIŞMANIN AYRINTILARI	5
2.1. Taşıtlara Etkiyen Kuvvetler	5
2.1.1. Statik Kuvvetler	5
2.1.1.1. Taşıtın Kendi Öz Ağırlığı ve Yüğü	5
2.1.1.2. Fren Kuvvetleri	6
2.1.1.3. Viraj Kuvvetleri	6
2.1.1.4. Münferit Darbe Kuvvetleri	7
2.1.1.5. Burulma Kuvvetleri	7
2.1.2. Tekrarlı Dinamik Kuvvetler ve Sürekli Mukavemet Kavramı	8
2.1.3. Frekans Analizi	11
2.2. Çözüm Yöntemi ve Sonuçlar	12
2.2.1. Sonlu Eleman Modelinin Kurulması	12
2.2.2. Statik Analiz	16
2.2.3. Münferit Darbe Kuvvet Analizi	20
2.2.4. Sürekli Mukavemet Analizi	25
2.2.5. Kritik Frekansların Tespiti	29
2.2.6. Burulma Analizi	32
3. SONUÇLARI İRDELENMESİ VE YORUMLAR	38
KAYNAKLAR	41
EKLER	42
ÖZGEÇMİŞ	111

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa No
Şekil 2.1 : Taşıtın statik yükü ve yük dağılımı	6
Şekil 2.2 : Genlik gerilmesi	7
Şekil 2.3 : Sonlu ve sonsuz mukavemet bölgeleri için katsayıların bulunması.....	10
Şekil 2.4 : St37 için çıkartılmış Wöhler Eğrisi.....	11
Şekil 2.5 : Sultan marka araca ait 3 boyutlu geometrik model ve gerçek araç.....	13
Şekil 2.6 : Sultan marka araca ait hazırlanmış sonlu eleman modeli.....	14
Şekil 2.7 : Sultan aracına ait gövde sonlu eleman modeli.....	14
Şekil 2.8 : Sultan aracına ait şasi sonlu eleman modeli.....	15
Şekil 2.9 : Statik analiz için kullanılan modelin yükleme ve mesnetleme durumu.....	17
Şekil 2.10 : Yükleme ve mesnetlemenin sonlu eleman modeli üzerinde gösterimi.....	17
Şekil 2.11 : Statik analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri.....	18
Şekil 2.12 : Statik analiz sonucunda elde edilen gerilme dağılımı.....	18
Şekil 2.13 : Statik analiz sonucunda elde edilen deformasyon değerleri.....	19
Şekil 2.14 : Statik analiz sonucunda elde edilen deformasyon dağılımı.....	19
Şekil 2.15 : Statik analiz sonucunda tespit edilen kritik kesit.....	20
Şekil 2.16 : Yükleme katsayılarının bulunması.....	21
Şekil 2.17 : Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan gerilme değerleri	22
Şekil 2.18 : Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan gerilme dağılımı	22
Şekil 2.19 : Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan deformasyon değerleri.....	23
Şekil 2.20 : Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan deformasyon dağılımı.....	23
Şekil 2.21 : Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan kritik kesitler....	24
Şekil 2.22 : Sürekli mukavemet bölgesi için katsayıların bulunması	25
Şekil 2.23 : Sonsuz mukavemet analizi gerilme değerleri.....	26
Şekil 2.24 : Sonsuz mukavemet analizi gerilme dağılımı	26
Şekil 2.25 : Sonsuz mukavemet analizi deformasyon değerleri.....	27
Şekil 2.26 : Sonsuz mukavemet analizi deformasyon dağılımı.....	27
Şekil 2.27 : Sonsuz mukavemet analizi sonunda elde edilen kritik kesitler....	28
Şekil 2.28 : Nodal analiz sonucunda elde edilen frekans değerleri.....	29
Şekil 2.29 : 34.447 Hz de oluşan mod şekili.....	30
Şekil 2.30 : 34.447 Hz de ortaya çıkan gerilme değerleri.....	31
Şekil 2.31 : Camsız model.....	33
Şekil 2.32 : Camlı model.....	33
Şekil 2.33 : Camlı modelin burulma momenti altında deformasyon değerleri	34

Şekil 2.34 : Camsız modelin burulma momenti altında deformasyon değerleri	34
Şekil 2.35 : Gövde geometrik modeli.....	35
Şekil 2.36 : Gövde modelinin burulma momenti altında deformasyon değerleri.....	35
Şekil 2.37 : Şasi modeli.....	36
Şekil 2.38 : Şasi modelinin burulma momenti altında deformasyon değerleri	36

ÖZET

Otomotiv sektöründe artan rekabet firmaların kullandıkları tasarım yöntemlerini değiştirmeye zorlamıştır. Tasarlanan araçların kısa zamanda problemsiz ve düşük tasarım maliyetine sahip olması istenmektedir. Bu gerçekler günümüzün bilgisayar destekli tasarım ve analiz yöntemlerin oluşmasına büyük ölçüde etken olmuşlardır.

Bu çalışmada temel olarak iki amaç güdülmüştür bunlardan birincisi model olarak seçilen OTOKAR SULTAN 145 S adlı aracın yapısal analizlerini yapmak diğeri ise bu analizlerin tek bir program altında geometrik model üzerinden sonlu eleman modeli oluşturacak kısa sürede ve düşük maliyetli sonuçlar verecek bir yöntem geliştirmektir.

Kullanılan kavramların ve olayın fiziksel boyutunun daha rahat anlaşılabilmesi için çalışmanın ilk bölümünde taşıta etkiyen kuvvetler anlatılmıştır. Dinamik kuvvetler kavramı irdelenmiş ve sürekli mukavemet kavramı üzerinde durulmuştur. Kullanılan temel malzeme St 37 için Wöhler diyagramı yaklaşımlar kullanılarak teorik olarak hesaplanmıştır. Titreşim problemleri üzerinde durulmuş, bu kavramın araç üzerindeki etkileri ortaya konulmuştur. Münferit darbe kuvvetleri ve genlik gerilmeleri için kullanılan modern yaklaşım metotları açıklanmış ve bunların nasıl uygulandığı hakkında bilgi verilmiştir.

Yapılan çalışmada kullanılan modelin nasıl oluşturulduğu detayları ile sunulmuş yükleme durumları ile ilgili tüm kabuller ayrıntıları ile anlatılmıştır. Problem olarak taşıtın kendi ağırlığı ve paralı yükü altındaki statik hali ele alınarak başlanmış buradan münferit darbe kuvvetleri ve dinamik yükleme halinde taşıtın yapısal karakteristiğinin ne olduğu ortaya konulmuştur. Daha sonra sistemin kritik frekansları tespit edilmiş bu frekansla aralıklarının hangisinin daha sık ortaya çıktığı irdelenmiştir. Taşıtın burulma rijitlik katsayısı tespit edilmiş daha sonra sistemi oluşturan gövde ve şasi ayrı ayrı burulma yüklerine maruz bırakılarak burulma rijitlik katsayıları tespit edilmiştir. Araç camlarının ve bağlantı şekillerinin yapının burulma rijitliğine etkileri ortaya konulmuştur. Elde edilen tüm sonuçlar gerçek araç üzerinde yapılan takiplerle doğrulanmaya çalışılmış kritik olan durumlarla ilgili önerilerde bulunulmuştur. Yapılan analizler neticesinde taşıt üzerinde gerek sürekli gerek süreksiz mukavemet konularından incelendiğinde yüksek gerilme değerleri ortaya

çıkamamıştır. Burulma rijitliği açısından bakıldığında ise taşıt bütünü oldukça rijit çıkmış fakat diğer taraftan aracı oluşturan şasi ve gövde oldukça yumuşak olduğu tespit edilmiştir.

STRUCTURAL ANALYSIS OF A MIDIBUS USING FINITE ELEMENT

METHOD

SUMMARY

The rising competition in automotive industry forced the firms to change their design techniques. The new designs are expected to cost less time and money. These facts can be count as the main reason for the development of today's computer aided design and analysis techniques.

In our study we have two different targets. First one is to do the structural analysis of the OTOKAR SULTAN 145S midibus using finite element techniques. Second one is to do these analysis and modeling processes using the same program in a quick and cost effective way.

For better understanding the concepts, theoretical information about the forces acting to a vehicle is given in our first section. The theory of dynamic forces is given with the concept of finite stress in our study in detail. The Wöhler curve is obtained for the material St 37 by using today's approximation techniques. The vibration and frequency concepts are also considered with their effects to the structure.

The methods which are used in constructing the model is written in details with the assumptions and approximations while determining the loading conditions. The behavior of the structure under its own structural mass and payload case is solved as the first case. Then the effects of dynamic forces are also taken into account in the following cases. The critic frequencies are calculated as the third case. By using the feedbacks from the road tests we tried to determine the most occurring frequency. The torsional rigidity coefficient of the vehicle is calculated. After that the torsional rigidity characteristics of chassis and body are also calculated individually. The effects of side windows and connections between the chassis and body to the vehicles overall rigidity characteristics are also found out.

After these analysis we can state there is no critical values are occurred in any of these cases both from single loading or fatigue point of view. And we also reached that rigid system is easily obtained by two smooth structures by optimizing the connection points and characteristics.

1. GİRİŞ

1.1 Konu

Bütün taşıtlar kendilerini ve üzerlerindeki yükü taşıyan bir gövdeye sahiptir. Kullanım amaçlarına göre farklı olmakla birlikte taşıtların gövdelerini iki temel kısımda incelemek mümkündür. Bunlardan ilki tıpkı iskelet sistemi gibi ana taşıyıcılık görevi gören şasi; diğeri ise taşıta dış görünümünü veren, taşıtın görevini yerine getirmesini sağlayan ana hacmi oluşturan gövdedir. Şasi ve gövdenin ayrı olarak kullanıldığı araçlar günümüzde kamyon ve otobüs gibi ağır yük ve işletme şartlarında çalışan araçlardır. Ağırlık problemi nedeniyle otomobil ve hafif ticari araçlar bu iki komponenti kullanmak yerine takviye edilmiş karoseri ile yekpare gövde halinde yapılmaktadırlar. Otobüslerde ise durum biraz daha karmaşıktır. Şaseli imalat daha kolay ve mukavemet açısından incelendiğinde daha az problemli olduğu için günümüzde sıkça kullanılmakta olmasına rağmen getirdiği ek ağırlıklar ve yarattığı hacim kaybından ötürü de üreticileri takviyeli gövde ile üretim yapmaya zorlamaktadır. Aracın tasarlandığı ekonomik ömür süresince sorunsuz çalışması yukarıda belirttiğimiz iki kısmın beraber oluşturduğu yapının taşıtın görev profiline göre dizayn edilmesi ile mümkün olacaktır.

Otomotiv sektöründe artan rekabet firmaların kullandıkları tasarım yöntemlerini değiştirmeye zorlamıştır. Tasarlanan araçların kısa zamanda problemsiz ve düşük tasarım maliyetine sahip olması istenmektedir. Bu gerçekler günümüzün bilgisayar destekli tasarım ve analiz yöntemlerin oluşmasına büyük ölçüde etken olmuşlardır.

Bir aracın tasarlanmasındaki ana başlıklar şu şekilde özetlemek mümkündür:

1. Aracın ana konseptinin belirlenmesi.
2. Rakiplerin incelenmesi.
3. Aracın temel boyutlarının oluşturulması.

4. Komponentlerin seçilmesi ve sistem entegrasyonu.
5. Detay tasarımlarının yapılması.
6. Prototip imalatı.
7. Fonksiyon kaza ve dayanıklılık testlerin yapılması.
8. Karşılaşılan sorunların giderilmesi.
9. Seri imalata geçiş hazırlıklarının yapılması.

Bu tasarım aşamalarının hepsi birbirleri ile sıkı bir ilişki içindedir. Çünkü her bir aşama kendinden sonraki aşamaya girdi sağlamaktadır. Bu aşamalar ve bilgi akışları ne kadar kısa sürede ve sorunsuz olarak geçilir ise elde edilecek ürün o kadar düşük maliyetli, sorunsuz ve çabuk ortaya çıkar. Bu aşamaların sorunsuz olması sadece tasarım aşamasını değil aynı zamanda satış sonrası maliyetlerini düşürüp müşteri memnuniyet seviyesini de arttıracığından firmaların hemen hemen tüm bölümlerini yakından ilgilendirmektedir. Peki maliyetleri ve süreyi attıran aşama hangisidir? Bu aşama aracın testlerinin yapıldığı kısımdır. Çünkü tasarımdan kaynaklanan problemleri ve işletme güçlükleri sadece bu aşamada görülebilir. Bu bilgilerin ışığında gereken düzeltmeler yapılır, tekrar prototip imal edilir ve testler tekrarlanır. Optimum sonuca varana kadar bu işlemler devam eder. Dolayısıyla olası problemlerin daha tasarım aşamasında belirlenmesi ve en az sorun çıkarma ihtimali olan prototipin imal edilmesi nerede ise hayati önem taşımaktadır. Bunun yapılabilmesi ise günümüzde modern analiz teknikleri ile mümkün olmaktadır. Yapılan modelleme ve analiz çalışmaları ile araçlar sanal ortamda gerçek yol şartlarında oluşması muhtemel yüklere tabi tutulmak suretiyle mekanik davranışları incelenmekte ortaya çıkan problemler için tasarım aşamasında çözümler üretilebilmektedir.

1.2 Çalışmanın Amacı

Günümüz modern tasarım yönteminde bahsedilen hususlardan ötürü yapının mekanik özellikleri hakkında bilgi sahibi olmak kaçınılmazdır. Genel olarak bir taşıtın yapısından beklenen kendisi için belirlenen görev profilinde maruz kalacağı kuvvetlere dayanıklı olmasıdır. Yapılan çalışmalar sonucunda elde edilmek istenen hedef ağırlık açısından bakıldığında mümkün olduğu kadar hafif aynı zamanda yükleme kolektiflerinde sorun çıkartmayan emniyetli çözüme ulaşabilmektir. Bu sayede üretim açısından malzeme ve enerji tasarrufu sağlanacağı gibi satış sonrası maliyetleri de azımsanamayacak ölçüde azalacaktır.

Lakin şasi ve karoserinin karmaşık yapısı çeşitli yüklemeler altında ne gibi sonuçlar elde edileceğine dair saptamalar yapmayı neredeyse imkansız hale getirir. Yani bir başka deyişle hangi kesitlerde gerilme yığılmalarının oluşacağı ve bu gerilmelerin değerlerinin hangi mertebelerde olacağını belirlemek klasik yöntemlerle içinden çıkılmaz bir hal alacaktır. Oysa bu kesitlerin nereler olduğunun belirlenmesi muhakkak gereklidir. Çünkü aksi durumda bu bölgelerin şeklinin ne olacağına, ne tip malzeme kullanılacağına veya bağlantı şekillerinin ne olacağına sağlıklı karar vermek mümkün olmayacaktır. Bu kesitlerin, oluşan gerilmelerin ve deformasyonların bulunması için aracın sonlu eleman yöntemi ile modelinin oluşturulması ve bilgisayar ortamında analizlerinin yapılması günümüz modern tasarım yönteminin vazgeçilmez bir parçası haline almıştır.

Diğer taraftan tasarım mentalitesi esnek, çabuk karar vermeye ve hızlı sonuçlar almaya dayalı olan şirketlere günümüz metotları ile analizlerin yapılması ciddi bir zaman kaybı ve maliyet artışı getirmektedir. Sebebi ise imalat ve tasarım için bir süre harcandıktan sonra sistemin sonlu eleman modelinin hazırlanması için ek bir süreye daha ihtiyaç duyulmasıdır. Bu ek süre bazı durumlarda neredeyse geometrik modeli oluşturmaktan daha fazla vakit almaktadır. Bu problemin bir başka boyutu da birden fazla yazılıma ihtiyaç duyulması bu nedenle de AR-GE yatırımlarının artması anlamına gelmektedir. Ayrıca bu işlemler için ayrı bir birimin kurulması ve personel istihdamı zaten kısıtlı imkanlarla çalışan şirketleri zor duruma düşürmektedir.

Bu çalışmada temel olarak iki amaç güdülmüştür. Bunlardan ilki Türkiye’ de imal edilen ve karayollarında işletilen OTOCAR firmasına ait SULTAN 145S isimli aracın 3 boyutlu modelini oluşturmak; buradan yola çıkarak sonlu eleman modelini

hazırlayıp aracın çeşitli yükleme durumlarında mukavemet analizlerini yapmak; titreşim modlarını ve burulma rijitlik katsayısını bulup araç camlarının bu katsayıya etkisini görmektir. İkinci amacımız ise geometrik modeli ve sonlu eleman modelini aynı program altında oluşturmak, ortaya çıkan modeli yine aynı program altında çalışan yani diğer bir tabirle “gömülü” bir çözücü ile çözdürmek ve ortaya çıkan sonuçları ve raporlama işlemlerini de aynı program altında hızlı bir şekilde yapılabilirliğini göstermektir.

Çalışmada geometrik model, sonlu eleman modeli,modelin çözümü ve sonuçların değerlendirilmesi DASSAULT SYSTEMS firmasına ait CATIA® V5 R12 adlı programda yapılmıştır. Program içerisinde gömülü olan ELFINI adlı çözücü problemi çözmek için kullanılmıştır. Hazırlanan sonlu eleman modeli 85,787 düğüm noktasına sahip 205,851 elemandan oluşan serbestlik derecesi ise 393,081 olan bir modeldir. Modelin kurulması, kuvvetlerin modellenmesi ise modelin oluşturulması sırasında yapılan kabuller ve teknikler ile beraber ayrıntılı olarak Bölüm 2 de ele alınmıştır. Kritik kesitler olarak düşünülen gövdenin şaseye bağlantı noktaları, taban ana taşıyıcıları ve şase kolonlarındaki gerilme dağılımları ve deformasyonların belirlenmesi; titreşim modlarının bulunması ve burulma rijitlik katsayısının elde edilmesi çalışmanın temelini oluşturmuştur. Analizlerde oluşturulan model ilk önce aracın tam yüklü ağırlığı altında statik yüklemeye tabi tutulmuştur. İkinci olarak titreşim frekansları elde edilmiştir. Sonraki aşamada ise işletme şartlarından doğan dinamik kuvvetler açısından ömür hesaplarını yapmak maksadı ile teori kısmında anlatılacak yaklaşımlar kullanılarak statik analizler yapıp kesitlerin sonlu ve sonsuz ömür bölgeleri için çıkarımlar yapılmıştır. Son olarak da burulma rijitlik katsayısını bulmak maksadı ile araç modeli burulma kuvvetlerine tabi tutulup statik olarak analiz edilmiştir. Bu analizler sonucunda gerilmeler bulunmuş, oluşan gerilmelerin kritik değerleri geçip geçmediği kontrol edilmiştir. Elde edilen burulma rijitlik katsayıları ile aracın karakteristiği hakkında bilgi sahibi olunmuş hesaplanan frekanslar yardımı ile aracın potansiyel sorunları hakkında fikir sahibi olunmuştur. Aracın burulma rijitlik katsayısı elde edildikten sonra şasinin ve gövdenin ayrı ayrı burulama analizleri yapılmış ve elde edilen sonuçlar karşılaştırılmıştır.

2. TEORİ VE ÇALIŞMANIN AYRINTILARI

2.1 Taşıtlara Etkiyen Kuvvetler

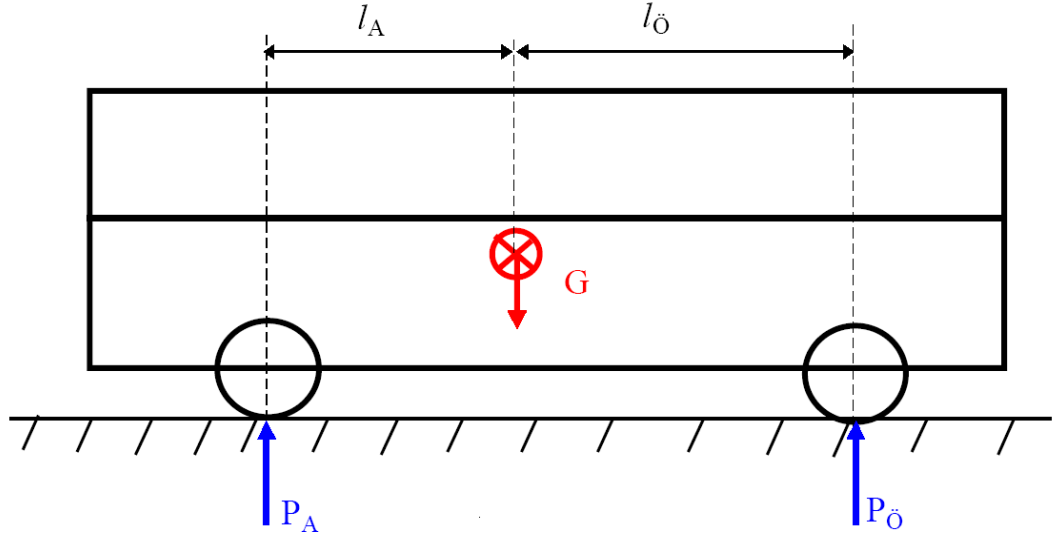
Bir taşıta etkiyen kuvvetler, taşıt cinsine göre değişiklik gösterse bile temel olarak iki ana gruba ayırarak incelenebilmektedir. Bu guruplardan ilki statik kuvvetler diğeri ise tekrarlı dinamik kuvvetler olarak adlandırılır.

Taşıtın maruz kaldığı yüklerin şiddeti ne kadar önemli ise bu kuvvetlerin hangi sıklıkta tekrar ettiği de taşıtın ömrü üzerinde o derece önemlidir. Zira, kuvvetleri periyodik olarak değiştirmek ve değişim sayısını da yeteri ölçüde değiştirmek vasıtasıyla bir malzemeyi statik dayanım sınırlarının çok daha altında harap etmek mümkündür. Kuvvet sınıflarını tanımlamak gerekir ise statik kuvvetler değişken olmayanlarla aracın ömrü boyunca en fazla 5,000 defa tekrar eden kuvvetleri kapsamaktadır. Bu kuvvetlere örnek vermek gerekir ise, taşıtın kendi öz ağırlığı ve yükü, fren ve kalkıştan dolayı ortaya çıkan atalet kuvvetleri, viraj kuvvetleri, burulma kuvvetleri, münferit darbe kuvvetleri, çekici ile römork arası oluşan bindirme kuvvetleri sıralanabilir. Tekrarlı dinamik kuvvetler ise 2,000,000 ile 5,000,000 tekrar sayısından başlayan yol pürüzlülüğü, lastik çevresinin düzgünsüzlüğü gibi sebeplerle ortaya çıkan kuvvetlerdir. [1,5]

2.1.1 Statik Kuvvetler

2.1.1.1 Taşıtın Kendi Öz Ağırlığı ve Yükü

Taşıtın düz bir zemin üzerinde durduğu varsayılır ise taşıta etkiyecek olan kuvvetler taşıtın yapısal ağırlığı ve taşıdığı faydalı kütlelerinin yani paralı yükünün ağırlığı olacaktır. Şekil 2.1 de gösterilen “G” yükü bunu ifade etmektedir.



Şekil 2.1 Taşıtın statik yükü ve yük dağılımı [1]

Ön ve arka aksları birer lastikli olan araçlar yani otomobil ve hafif ticari araçlarda ön ve arka aks yüklerinde fazla bir farklılık olmaz iken arka aksı çift lastikli olan araçlarda taşınabilecek maksimum müsaade edilen yük ön ve arka dingiller arasında 1:2 oranında dağıtılır.

2.1.1.2 Fren Kuvvetleri

Fren kuvvetleri taşıt fren yaptığı zaman ortaya çıkan ivmelerden dolayı oluşan kuvvetlerdir. Düz yolda ideal kuvveti dağılımı ile elde edilecek maksimum fren ivmesi $4,5 \text{ m/s}^2$ dir. Başlangıçta anlık maksimum bir değere ulaşan fren ivmesi düz asfalt ve kuru bir yolda 8 m/s^2 mertebelerine kadar ulaşır. Fren kuvvetleri ile ilgili hesaplarda fren yolu boyunca muteber olan ortalama ivme değerleridir. [1,2]

2.1.1.3 Viraj Kuvveti

Taşıt bir virajı dönerken merkezkaç kuvvetinin etkisi altında kalacaktır. Bu yüzden araç üzerinde ek bir ivme etkiyecek ve bu ivme sebebi ile de dışarıya doğru yönelmiş taşıt şasisinin dış putrelerine ek kuvvetler etkiyecektir. Taşıt viraj alırken

oluşan bu değerin 0,25g mertebesinin altında kalması istenir. Lakin yandan refüje çarpma olayları için hesaplamalarda emniyet değeri olarak 0.5g mertebesi kullanılır.

2.1.1.4 Münferit Darbe Kuvvetleri

Tekerleğin tek bir sete çarpmasından veya çukura düşmesinden meydana gelen tekil düşey yükler darbe kuvvetlerini oluştururlar. Oluşan bu kuvvetlerin şiddetleri kamyonlar için yüklü ağırlığın %100' ü otobüslerde ise %50' si olarak kabul edilebilir. [1,2,3]

2.1.1.5 Burulma Kuvvetleri

Ön tekerleklerden birinin bir tümsek veya bir engebeye çıkması halinde o tekerleğin oluşturduğu dinamik tekerlek yükü artar. Sağ ve sol tekerleklerde oluşan dinamik yüklerin farklı oluşu taşıtı uzunlamasına ekseninde burulmaya zorlar.

Tekerlek yüklerinin birbirine göre farkı ve buna bağlı olarak da oluşan burulma momentinin büyüklüğü temel olarak dört maddeye bağlıdır.[1]

- a. Engebenin yüksekliği
- b. Tekerlek iz genişliğinin büyüklüğü: Bu değer ne kadar büyük olursa, belli bir engel yüksekliği için meydana gelen burulma momenti o kadar küçük olur. Fakat bu değer alt sınırı aracın devrilme sınırı üst sınırı da yönetmelikler tarafından belirlendiğinden çok küçük bir aralıkta değişebilmektedir.
- c. Lastik ve yayların yumuşaklığı: Belirli bir engebe yüksekliğinde gövdenin ne kadar döneceğinde bu değerlerin önemli bir rolü vardır. Süspansiyon sistemi ne kadar yumuşak olursa burulma momentinin şiddeti o kadar az olur.
- d. Taşıt gövdesinin katılığı veya elastikliği: Bu değerler de burulma momenti ile doğrudan ilgilidir. Gövde elastik olduğu ölçüde oluşacak burulma şiddeti düşer.

Burulma zorlanması özellikle otobüs gibi geniş cam yüzeyine sahip taşıtlarda dikkat edilmesi gereken son derece önemli bir kavramdır. Burulmaya karşı bir yapının ne denli katı davrandığının ölçütü ise burulma rijitlik katsayısı yardımı ile verilebilir. Burulma rijitlik katsayısı birim burulma açısına karşılık gelen burulma momenti olarak tanımlanır ve şu şekilde bulunur:

$$C_{TR} = \frac{M_B}{\alpha} \left[\frac{Nm}{rad} \right] [1,4,5]$$

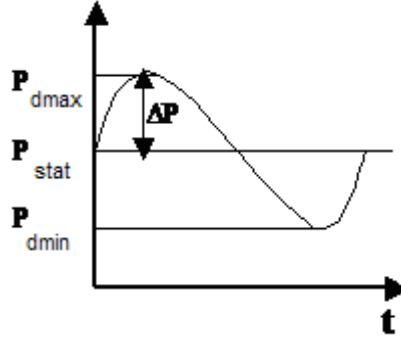
Burulma rijitlik katsayısı 100.000 [Nm/rad] değerinin altında kalan gövdeler yumuşak olarak değerlendirilir.

2.1.2 Tekrarlı Dinamik Kuvvetler ve Sürekli Mukavemet Kavramı

Periyodik olarak eğilmeye veya burulmaya maruz kalan malzeme özel şartlar altında belirli bir yük tekrarından sonra kopar. Deneyler göstermiştir ki yükü belirli bir ortalama değerde sabit tutup onun etrafında sabit genlikler halinde periyodik olarak değiştirmek ve değişim sayısını yeterli derecede artırmakla bir malzemeyi statik sınırlarının çok altında harap etmek mümkündür. Taşıtların tasarımında yorulma dayanımı bu bakımdan çok önemlidir. Özellikle tekrarlı dinamik kuvvetlerin oluşumunu sağlayan dinamik tekerlek yükü yorulmanın başlıca sebebi olarak gösterilebilir. Dinamik tekerlek yükü taşıt ağırlığından gelen statik bir bileşen ile yol pürüzlülüğünden kaynaklanan dinamik bir bileşenin birleşimi ile oluşur. Oluşan bu dinamik bileşen aracın işletilmesi anında yol şartlarına bağlı olarak değişir. Bu değişim ise araca etkiyen kuvveti statik bileşenin etrafında devamlı salınım yapan bir hale sokar. Bu da taşıtın ve onu oluşturan parçaların ömürlerini doğrudan etkiler. Bu sebepten ötürü bu gerilme değerlerinin hangi mertebelerde olduğunun belirlenmesi son derece önemlidir.

Yorulma dayanımı normal olarak Wöhler Yöntemi ile bulunur. Bu yöntem bir dizi deneye dayanır. Yorulma karakteristiği belirlenecek olan deneme grubuna uygulanmak üzere ilk önce bir ortalama genlik gerilmesi seçilir ve sabit tutulur. Daha sonra bu değer üzerine genlik gerilmesi farklı şiddette olacak şekilde harmonik titreşimler bindirerek denemeler yapılır ve deneyde kullanılan örneklerin hangi sayıda değişimi kaldırdığı saptanır. Deneyler göstermiştir ki genlik gerilmesi azaldıkça cismin dayanabileceği yük değişimi sayısı artmaktadır. Wöhler eğrisinde

Çelikler için 1,000,000 yükleme sayısına karşılık gelen bölgede eğri x eksenine paralel bir hal alır. Bu bölge sürekli mukavemet sınırı adını alır. Bu bölgeye karşılık gelen genlik gerilmesi uygulandığı takdirde tekrar sayısı ne olursa olsun malzeme kopmaz. Dinamik yük ile statik yük arasındaki ilişki ve genlik gerilmesi kavramı aşağıdaki şekil 2.2 de grlmektedir. [1,5,10,11]



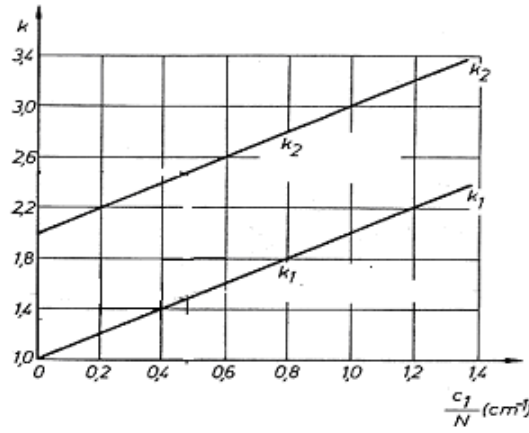
şekil 2.2 Genlik gerilmesi [1]

Yorulma dayanımında etkiyen dinamik yüklerin bulunması bir dizi uzun işlemler dizisinin yapılmasını gerektirir. Genel olarak izlenen yöntem yol pürüzlülük karakteristiğinin bulunması amacı ile taşıtın ömrünü geçireceği bölgelerin yol profilini belirlemek ve bu profilden yola çıkararak elde edilen sinyallerin güç spektrumu yolu ile taşıt gövdesine iletilen kuvvetleri saptamak vasıtası ile dinamik kuvvetler tespit edilebilir. Ya da örnek taşıt üzerinde ölçümler yapmak vasıtası ile taşıtta etkiyen bu kuvvetler tespit edilebilir. Ancak bu iki yöntem de çok uzun zaman alan ve bir dizi istatistiksel çalışmayı gerektirir. Bu yüzden tasarım aşamalarının başlangıcında geometrinin doğru ya da doğruya yakın belirlenebilmesi maksadı ile bazı yaklaşımlar yapılabilir. Yapılan literatür araştırmasında görülmüştür ki bu kuvvetlerin bulunmasında lastik özellikleri ve statik kuvvetlerin bir fonksiyonu olarak yaklaşım yapmak mümkündür. Taşıtta etkiyen dinamik kuvvetler lastik çapına, taşıma kapasitesine ve mevcut yük durumuna bağlı olarak bulunan katsayılar ile çarpılıp gerilme analizleri yapıldığında ömre etki eden genlik gerilmeleri ve münferit darbe kuvvetleri hakkında fikir sahibi olunabilmektedir. Bu sayede tasarımın ilk aşamasında sistemin ne şekilde davranacağına dair fikir sahibi olunabilmektedir. Bu katsayıların nasıl bulunduğu şekil 2.3’de grlmektedir. Bu yaklaşıma göre:

$$P_{dinamik} = P_{statik} \pm \Delta P = P_{statik} \times k$$

$$P_{dinamik} = P_{statik} \pm \Delta P = P_{statik} \times k$$

olarak değerlendirilir. Bu bağıntıdan yola çıkılarak dinamik yük yaklaşık olarak elde edilebilir. [8,10]



Şekil 2.3 Sonlu ve sonsuz mukavemet bölgeleri için “k” katsayıları[8]

Bu yaklaşıma göre yük katsayılarını bulmak için gerekli olan c_1 ve N değerleri şu şekilde bulunur:

Önce lastikteki çökme hesaplanır :

$$f = r - r_{statik}$$

Sonra maksimum kapasitedeki lastik yay katsayısı bulunur:

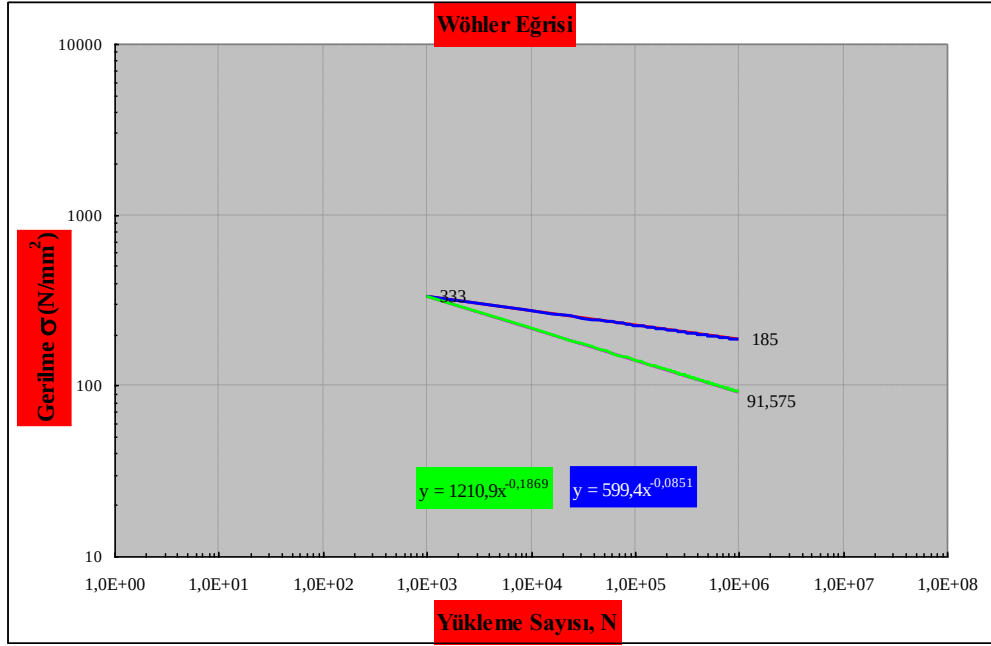
$$c_r = \frac{N_{max}}{f}$$

Daha sonra nominal yükteki lastik yay katsayısı hesaplanır :

$$c_l = \frac{p}{p_{\max}} \times c_r .$$

Bulunan c_l değeri “N” nominal yüke bölünerek diyagramdan dinamik düşey yük katsayıları bulunur. Buna göre elde edilen k_1 katsayısı sürekli mukavemet k_2 katsayısı ise oluşabilecek tekil darbe kuvvetlerine yaklaşım için kullanılır.

Yorulma dayanımı hesaplarını yapabilmek için bir diğer bilinmesi gereken değer ise Wöhler eğrisidir. Yukarıda anlatıldığı gibi bir malzemenin Wöhler eğrisinin çıkarılması da yine bir dizi deneyler sonucunda mümkündür. Bu konuda yapılan literatür araştırmaları sonucunda bir malzemeye ait Wohler eğrisinin belirlenmesinde de birtakım yaklaşımların yapılabileceği görülmüştür. Bu yaklaşımların başında bir dizi istatistiksel veriler kullanılması gelmektedir. Buna göre yapılan çalışmalarda görülmüştür ki bir malzemenin deformasyona uğraması için gerekli olan gerilme değeri 1,000 yükleme çevriminden sonra statik kopma sınırının %90’ı mertebelerindedir. Yani başka bir deyişle Wohler eğrisinin başlangıç noktası yükün 1,000 defa tekrarlandığı kopma sınırının %90 olduğu noktadır. Bu nokta tespit edildikten sonra eğrinin asimptot yaptığı noktanın bulunması gerekir. Daha önce de belirtildiği gibi bu nokta demir kökenli malzemeler için yükün 1,000,000 defa tekrar ettiği noktadır. Bu bölgede oluşan gerilme değeri yaklaşık olarak kopma sınırının %50 si olarak alınabilir. Bu iki noktanın tespitinden sonra ise yaklaşık Wohler eğrisi elde edilir. Bu yaklaşıma göre St 37 çelik için elde edilmiş Wohler eğrisi Şekil 2.4’ de gösterilmiştir.[11]



Şekil 2.4 St37 için çıkartılmış Wöhler eğrisi [11]

Şekilden görüldüğü gibi St 37 malzemenin sürekli mukavemet için sınır genlik gerilmesi yaklaşık 90 N/mm² olarak alınabilir. Dinamik yüklerin altında ortaya çıkan genlik gerilmesi bu değerin altında ise St 37 genel imalat çeliğinden yapılmış bir sistem için teorik olarak sonsuz ömür bölgesindedir denebilir. Bu durumda yüklemeye sayısı ne olursa olsun sistem güvenli işlevini yerine getirecektir.

2.1.3 Doğal Frekans Analizi

Yapısal dinamik çalışmalarının en önemli amacı bir mühendislik ürününün çeşitli durumlarda göstereceği davranışlar hakkında fikir sahibi olmaktır. Bu ürün ister bir daktilo olsun ister bir köprü amaç sistemin işletme şartlarında dinamik cevabının durağan ve kararlı olması hedef alınır. Titreşim hareket eden her mekanizmanın ortak problemidir. Sistemin düzgün olarak hizmet verebilmesi ancak yapının hangi frekanslarda hangi şekilde davrandığının bilinmesi sonucu yapılan çalışmalar ile mümkün olabilmektedir.

Modal analiz bir yapının dizayn karakteristiklerine bağlı olarak sistem cevapları hakkında çok önemli bilgiler sağlar. Kurulan modal analiz modeli sayesinde sistemde daha sonradan yapılan değişikliklerin çalışma şartlarındaki etkilerini tahmin

edebilmemiz açısından büyük geri beslemeler yapabilmektedir. Ayrıca yine bu sayede çalışma şartlarındaki değişimlerin sistem açısından ne gibi değişiklikler yarattığını da görmek mümkün olmaktadır.

Modal analiz temel olarak bir sistemin titreşimi neticesinde ortaya çıkan karmaşık sistemin basit modlarda ve ayrı frekanslarda çözülmesi prensibine dayanır. Bu sayede sistemi taşıt olarak kabul edersek hangi frekanslarda rezonansa girdiği hangi frekans aralıklarında kararlı bölgede kaldığı görülebilmektedir. Bu sayede taşıta seyir esnasında etkiyen kuvvetlerin frekanslarının etkisinin nasıl sonuçlar doğurabileceği hakkında fikir sahibi olmamız mümkün olacaktır.

2.2 Çözüm Yöntemi ve Sonuçlar

2.2.1 Sonlu Eleman Modelinin Kurulması

Çalışmada incelenen araç 27 kişi kapasiteli şase üzerine gövde bağlanmış Otokar A.Ş tarafından üretilen küçük otobüstür. Aracın ilk önce CATIA V5 adlı programda üç boyutlu geometrik modeli tüm detayları ile oluşturulmuştur. Aracın gövdesi kare veya dikdörtgen kesitli kapalı kutu profillerden şasesi ise U profilden imal edilmiştir. Gövde üzerindeki formlu borular gerçek araca uygun olarak yapılmış geometrik basitleştirmeye gidilmemiştir. Şasi ana kolonlar ve traversler üzerindeki deliklerin herhangi bir gerilme yığılmasına sebep olup olmadığının incelenmesi amacı ile doğru sayıda ve ölçüde model üzerinde açılmıştır. Oluşturulan modelde sadece kapı bölgeleri gövde iskeleti üzerinde boş bırakılmıştır. Yapılan literatür araştırmasında gövde ve şasinin sonlu eleman modelinin genellikle kiriş eleman olarak alındığı görülmüştür. Bu yöntem çözüm ve modelleme kolaylığı getirmesine karşın düğüm noktaları ve çevresinde oluşan gerilme dağılımlarının ve değerlerinin tam olarak göstermemektedir. Bu çalışmada ise bu bölgelerdeki gerilme dağılımlarının daha düzgün bulunup değerlendirilebilmesi amacı ile gövde kafes sistemi üçgensel kabuk elemanlar ile modellenmiştir. Şasi kolonları ve traverslerin modellenmesinde ise kalınlıkları fazla olduğu için bu tip elemanlarla modellenememiş üç boyutlu katı elemanlar kullanılmıştır. Şasi ile gövde arasındaki bağlantılar program içerisindeki bağlantı kütüphanesinde bulunan, teması simüle eden , hazır elemanlar yardımı ile modellenmiştir. Gövde ve camlar modellenirken kullanılan kabuk elemanlar 4 nodlu üçgensel elemanlar; şasi modellenirken ise 6 nodlu katı elemanlar kullanılmıştır. Kritik gerilme değerlerine ulaşılması riskine karşı bu durumda bağlantı noktalarında

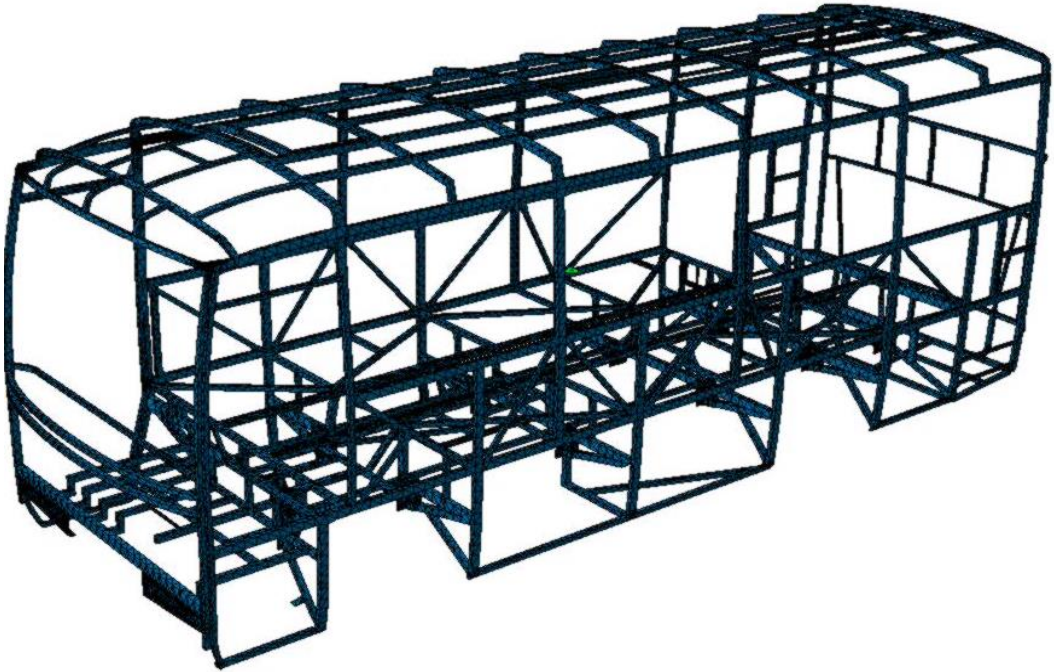
oluşacak kuvvet ve momentlerin tespit edilebilmesi için bağlantı elemanlarına elastik özellik tanımlanmıştır. Burulma rijitlik katsayısının hesaplanması için yapılan analizlerde ise camların modellenmesi için yine üçgensel kabuk elemanlardan yararlanılmıştır. Camların gövdeye bağlantılarının tanımlanması için ise yine program içerisinde bulunan eleman kütüphanesinden hazır elastik özelliklere sahip bağlantı elemanları kullanılmıştır. Hazırlanan geometrik model gerçek araç ve sonlu eleman modelleri şekil 2.5 ve şekil 2.6’ de grlmektedir.



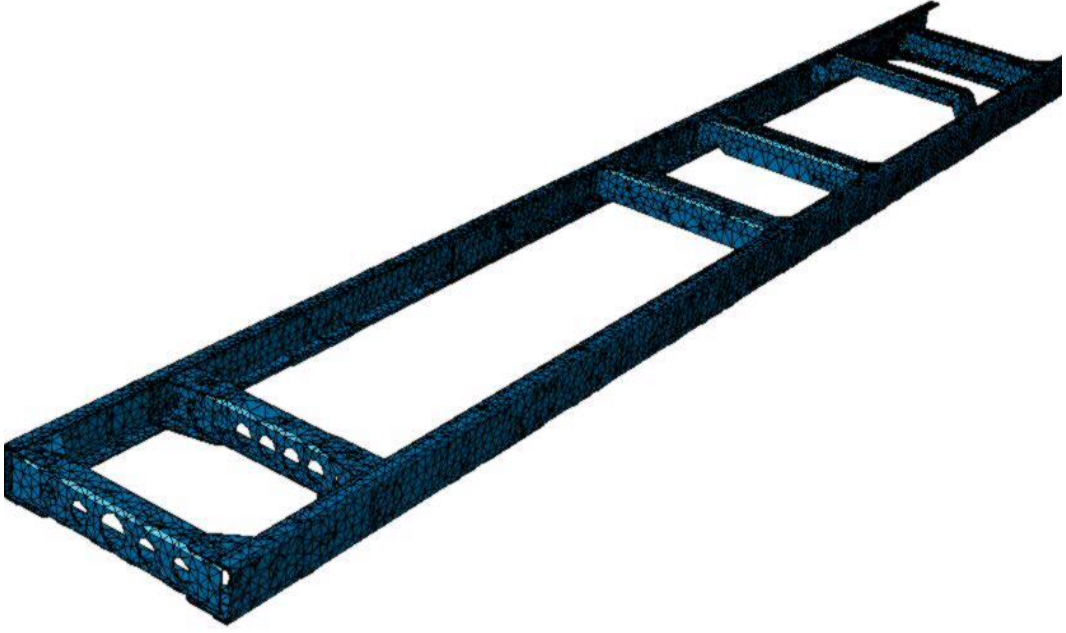
şekil 2.5 Sultan marka araca ait üç boyutlu geometrik model ve gerçek araç



Sekil 2.6 Sultan aracına ait hazırlanmış sonlu eleman modeli



Şekil 2.7 Sultan aracına ait gövdenin sonlu eleman modeli



Şekil 2.8 Sultan aracına ait şasinin sonlu eleman modeli

Geometrik modelden sonlu eleman modeli türetilirken eleman boyutu olarak gövde 50 mm boyunda parçalara ayrılmıştır. Geometrinin karmaşık olduğu bölgeler ise 5mm boyutunda elemanlar ile modellenip oluşturulan sonlu eleman modelinin gerçek geometrik modeli ile yapısal bağlamda mümkün olduğunca temsil etmesi sağlanmaya çalışılmıştır. Aynı şekilde şasi modellenirken de eleman büyüklüğü deliklerin düzgün oluşturulabilmesi ve büküm yerlerinin gerçeğe yakın bir şekilde ifade edilebilmesi maksadı ile 20mm ölçüsündeki elemanlar kullanılmıştır. Yine oluşturulan modelde şasi üzerindeki bazı kesitlerde eleman boyutu 2 mm ye kadar düşürülmüştür. Kullanılan St37 malzemenin akma sınırı 258MPa, Poisson Oranı 0,266 Young Modülü ise 200.000 MPa ; silikon esaslı cam malzemenin Young Modülü 65.000 MPa Poisson Oranı ise 0,161 olarak modele girilmiştir. Bu yöntemler kullanılarak oluşturulan modelin düğüm sayısı 85787 eleman sayısı 205851 ve serbestlik derecesi ise 393081 olmuştur. Ortaya konulan model ve problemler DELL marka bir NT iş istasyonunda çözdürülmüştür. Kullanılan bu sistemin teknik özellikleri ise: Pentium 4 2.8 işlemci, 80 GByte sabit disk ve 4 GByte RAM.

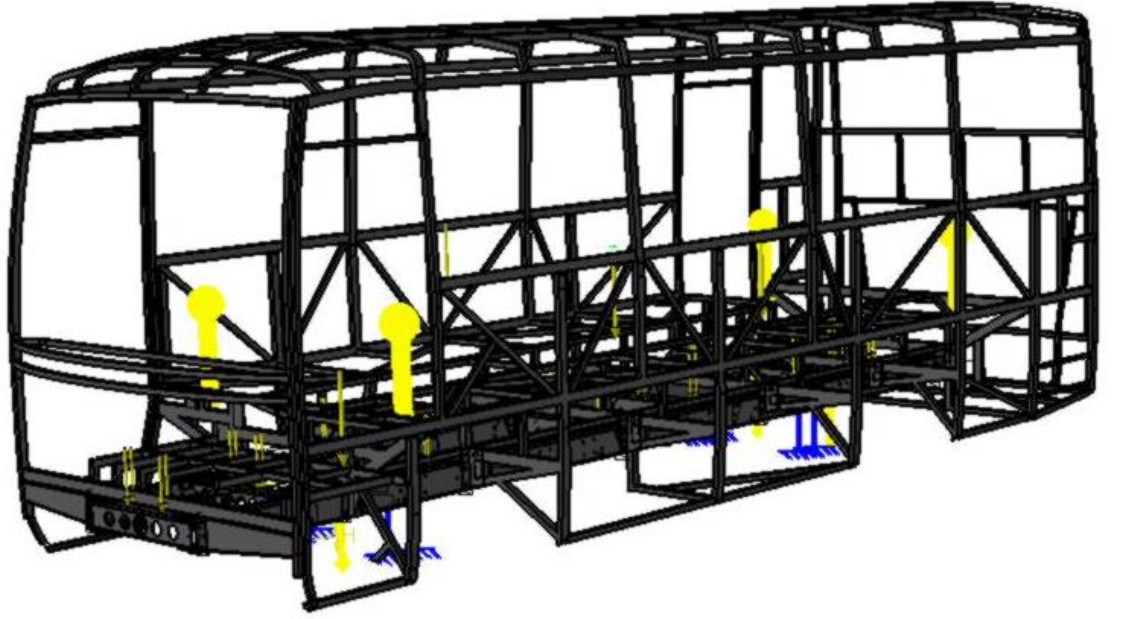
Problem olarak ortaya konulan her durumun çözümü ortalama 40 dakika sürmüştür. Problemlerde oluşacak deformasyonların lineer olduğu kabul edilmiş ve çözüm işlemi için ELFINI adlı lineer çözücü yazılım kullanılmıştır.

Ortaya konulan problemlerde yapılan kabuller, hesaplamalar ve elde edilen sonuçlar konu ile ilgili bölümlerde detaylı olarak ele alınmıştır. Yapılan analizler ile ilgili ayrıntılı raporlar ise EK 1'de sunulmaktadır.

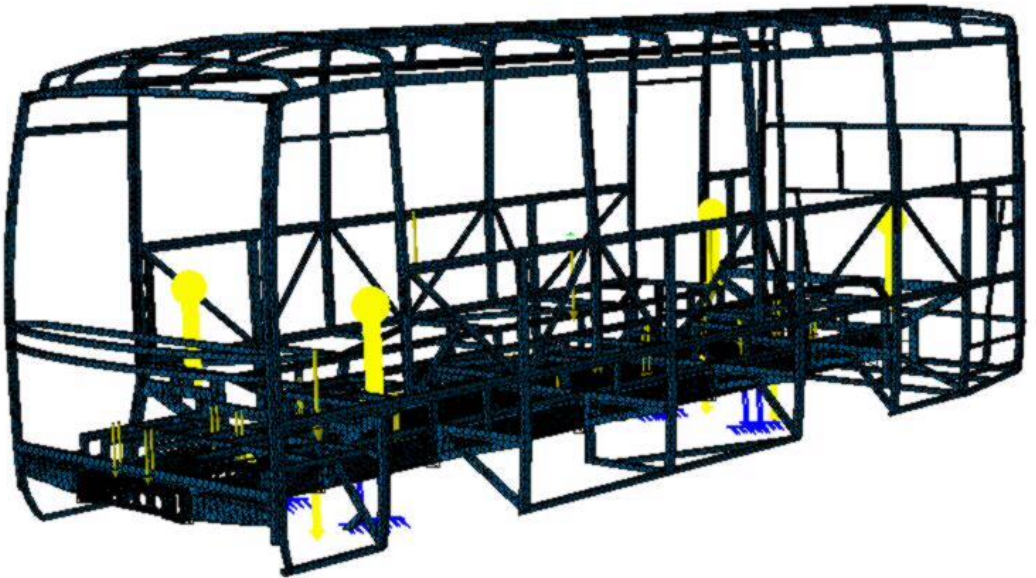
2.2.2 Statik Analiz

Bu çalışmadaki amaç araç statik durumda iken oluşan gerilmeleri ve deformasyonları tespit etmektir. Bu hesaplamaları yaparken kuvvet olarak gövde ve şasinin kütle kuvvetleri, şasi üzerinde bağlı bulunan komponentlerin kütle kuvvetleri ve 27 yolcunun ağırlıkları dikkate alınmıştır. Yolcuların sisteme getirdiği yük hesap edilirken kişi başına 120 kg yük geldiği varsayılmıştır. Bu hesap yapılırken yolcu kütlesi 70kg, koltuk kütlesi 20 kg, bagaj 15kg ve kişi başı ek yapısal kütle olarak da 15kg alınmıştır. Buna göre sisteme yolculardan gelen toplam kuvvet 31784,4 N olmaktadır. Şasi üzerindeki komponentlerin toplam kütlesi 1200kg olduğu Otokar A.Ş. tesislerinde ölçülmüştür. Bunların oluşturduğu kuvvet ise sisteme 11772 N olarak şasi üzerinden verilmiştir. Gövde ve şasinin kendi kütlesi ise program tarafından hesaplanıp sisteme ilave edilmiştir. Araçta koltuklar gövdenin yan duvarlarına ve tabana bağlandığı için yolcuların oluşturduğu ilave kuvvet bu bölgelere yayılarak uygulanmıştır. Sistem parabolik makasların şasiye bağlantı noktalarının merkezinden sabitlenmiştir. Statik analiz için oluşturulan model Şekil 2.9' da görülmektedir.

Yapılan analizler neticesinde taşıtın iskelet sisteminde oluşan gerilmeler ve yer değiştirmeler bulunmuş, kaynak bağlantıları ve çevrelerinde oluşan gerilme dağılımları tespit edilmiştir.

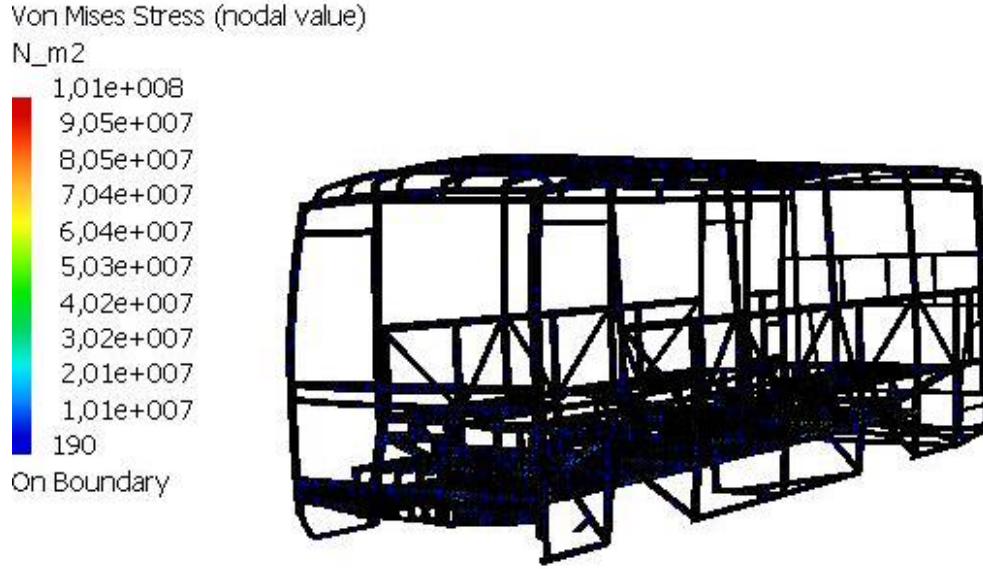


Şekil 2.9 Statik analiz için kullanılan modelin yükleme ve mesnetleme durumu.

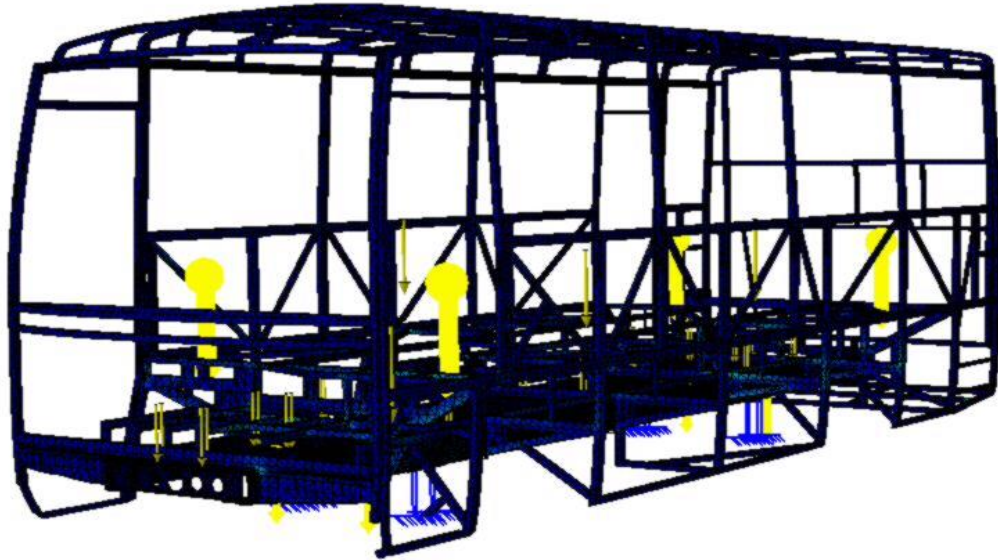


Şekil 2.10 Yükleme ve mesnetlemenin sonlu eleman modeli üzerinde gösterimi

Bu modeller üzerinde yapılan hesaplamalar sonucunda elde edilen gerilme ve deformasyon değerleri Şekil 2.11 ve Şekil 2.13 de görölmektedir.



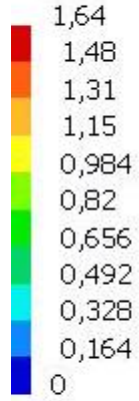
Şekil 2.11 Statik analiz sonucunda elde edilen gerilme değerleri



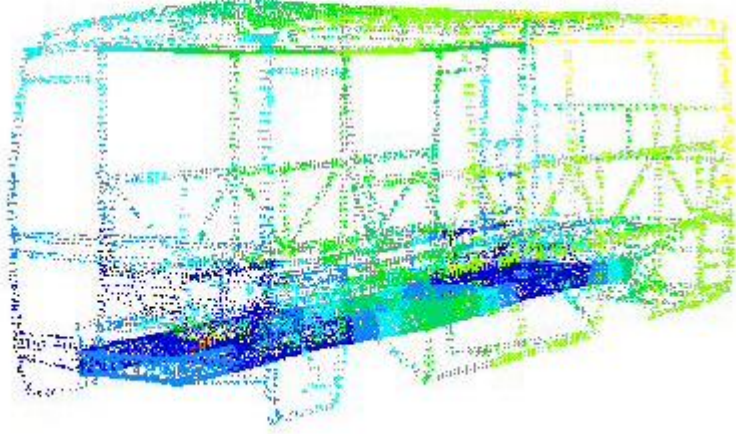
Şekil 2.12 Statik analiz gerilme dağılımı

Translational displacement vector

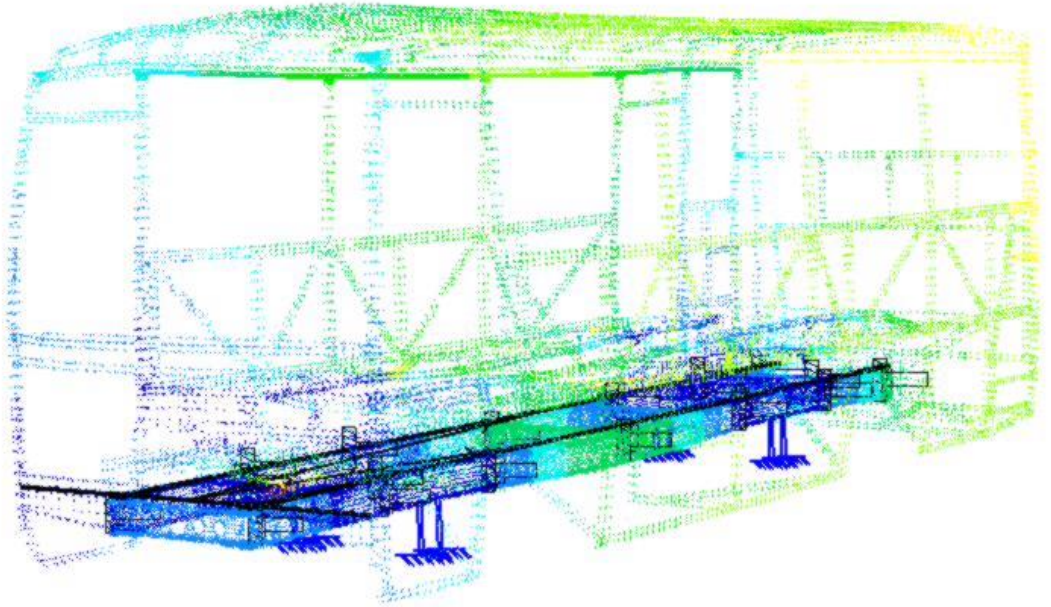
mm



On Boundary

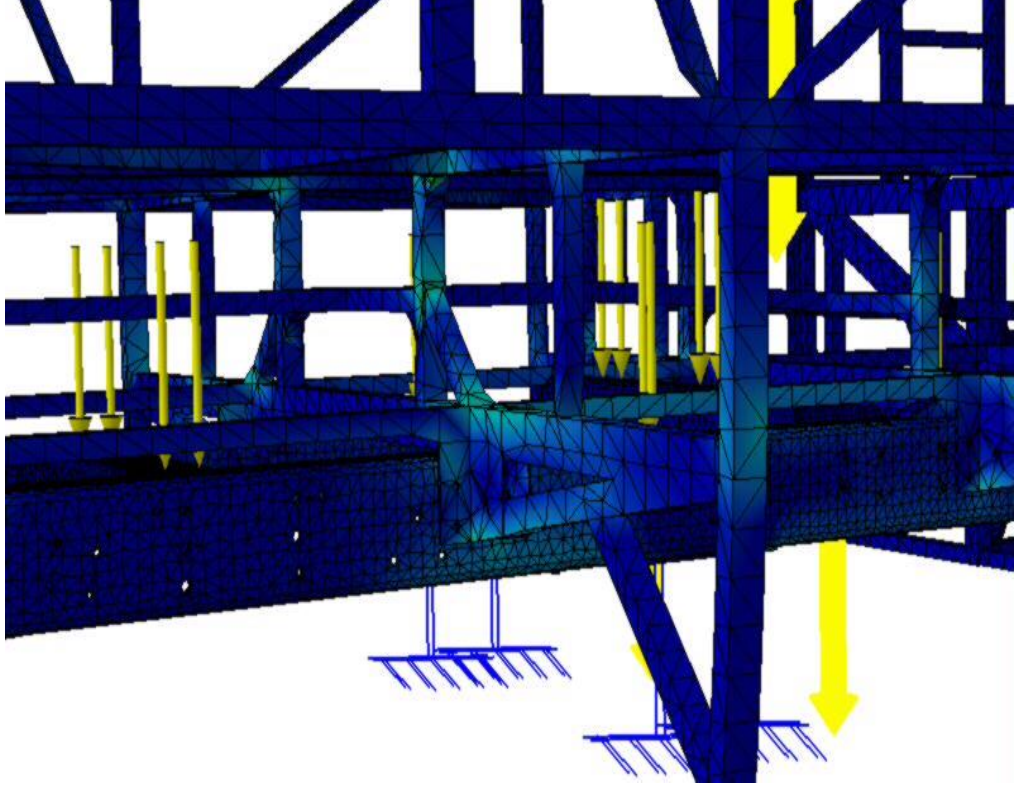


Şekil 2.13 Statik analiz sonucunda elde edilen deformasyon değerleri



Şekil 2.14 Statik analiz deformasyon dağılımı

Sistemde oluşan en yüksek ve yoğun gerilme değerleri ise Şekil 2.15 de görülen bölgede çıkmıştır.



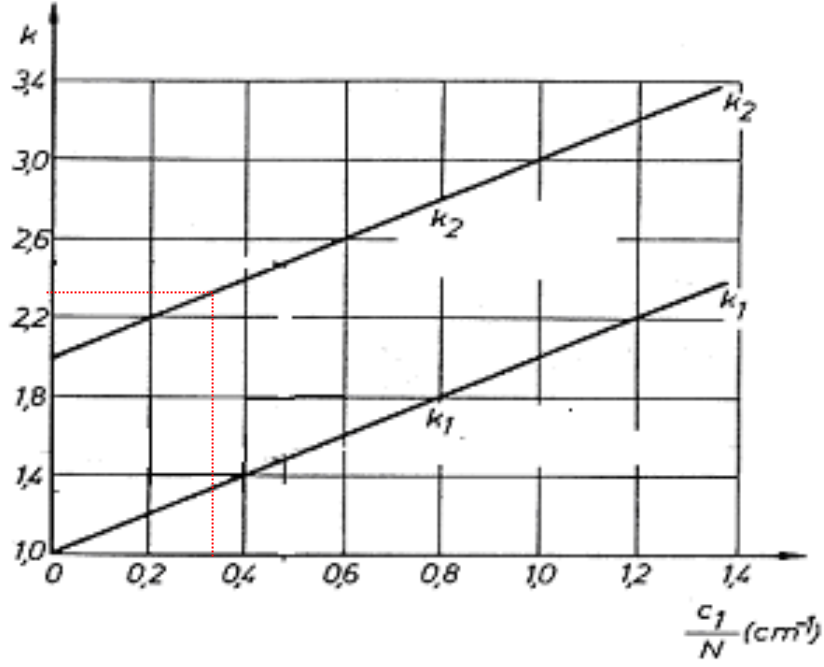
Şekil 2.15 Statik analiz sonucunda tespit edilen kritik kesit.

2.2.3 Münferit Darbe Kuvvet Analizi

Yapılan bu çalışmada sonlu eleman modeli olarak statik analizde oluşturulan model kullanılmıştır. Uygulanan kuvvetler ise bölüm 2.1.2 de ayrıntılı olarak anlatılan yaklaşımlar kullanılarak revize edilmiştir. Buna göre aracın işletme şartlarında oluşan tekil darbe kuvvetlerinin etkisini görmek amacı ile mevcut duruma ait katsayılar hesaplanmıştır. Araçta kullanılan lastik ile ilgili bilgiler üretici firmadan alınmış, diğer bilgiler ise Otokar A.Ş tesislerinde gerçekleştirilen ölçümler neticesinde elde edilmiştir.

Lastik yarıçapı 383,5 mm, statik yarıçap 379,5mm ve bunlara bağlı olarak da çökme $383,5-379,5=4\text{mm}$ olarak hesaplanmıştır. Lastik maksimum taşıma kapasitesi 1515kg ve bu durumdaki maksimum basınç da 125 PSI dir. Taşıtın nominal yükleme

şartlarında lastik tarafından taşınan yük yaklaşık 1200 kg ve bu değerdeki lastik basıncı da 115 PSI olarak ölçülmüştür. Bu değerler kullanılarak yapılan hesaplarda c_1/N değeri 0,3 olarak hesaplanmıştır. Bu değer Şekil 2.16 da verilen grafikte yerine konulduğunda k_2 değeri 2,3'e tekabül etmektedir. Bu katsayı ile statik analizde kullanılan kuvvetler sistemi çarpılarak elde edilen yeni kuvvetler ile statik analizler yapılmış ve yoldan kaynaklanan bu darbe kuvvetlerinin taşıta etkileri incelenmiştir.

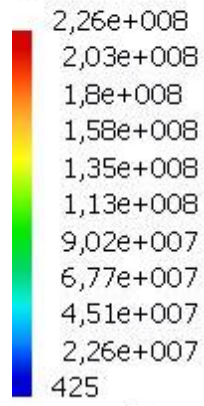


Şekil 2.16 Yükleme katsayılarının bulunması

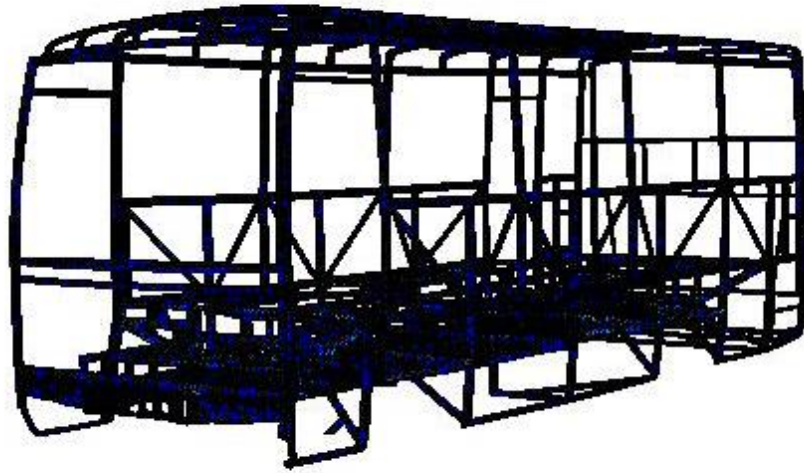
Elde edilen gerilme değerleri ve dağılımı sırasıyla Şekil 2.17 ve Şekil 2.18 de gösterilmiştir. Bu analiz sonucunda elde edilen deformasyon değerleri ve dağılımları ise sırasıyla Şekil 2.19 ve Şekil 2.20 de görülmektedir. Gerilme değeri ve yoğunluklarının yüksek olduğu kritik kesitler ise Şekil 2.21 de sunulmuştur.

Von Mises Stress (nodal value)

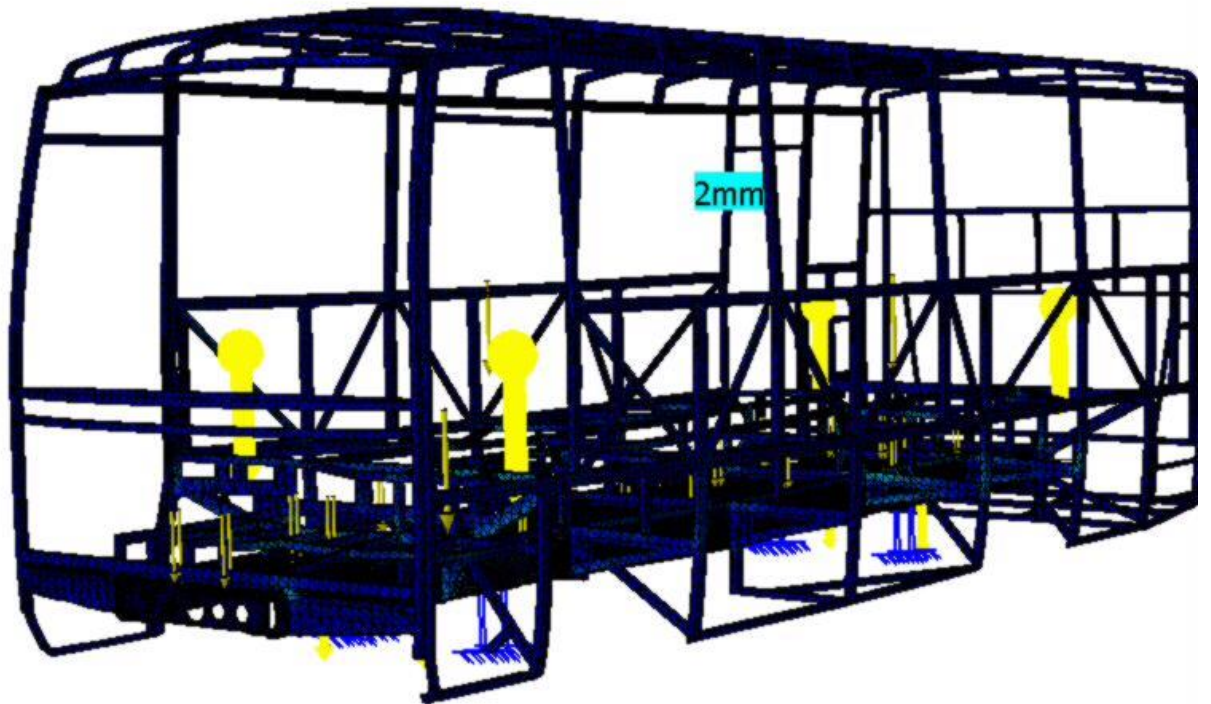
N_m2



On Boundary



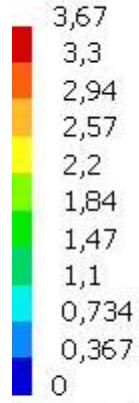
Şekil 2.17 Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan gerilme değerleri



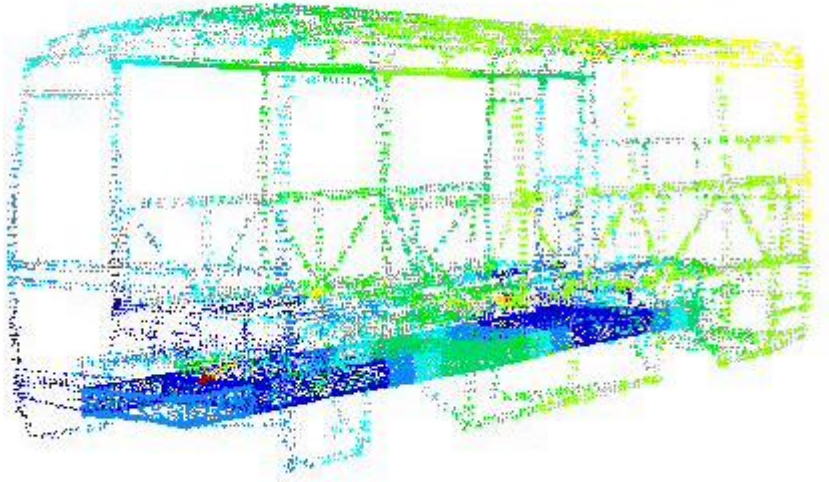
Şekil 2.18 Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan gerilme dağılımı

Translational displacement vector

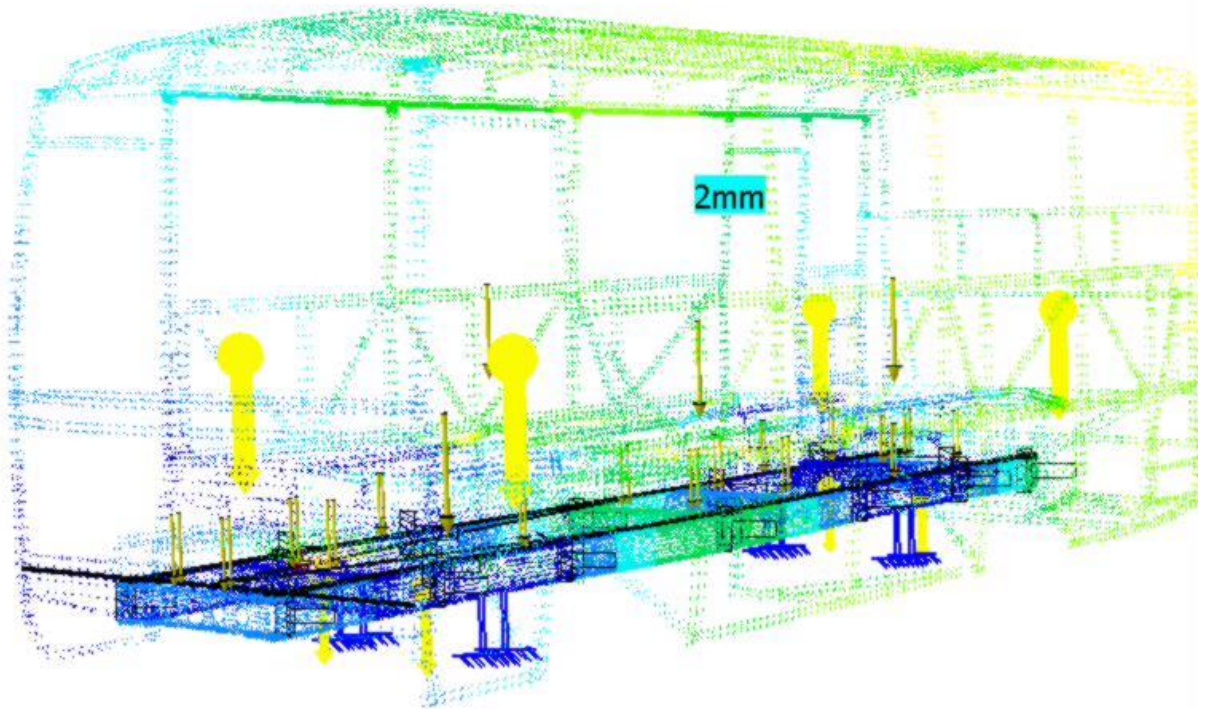
mm



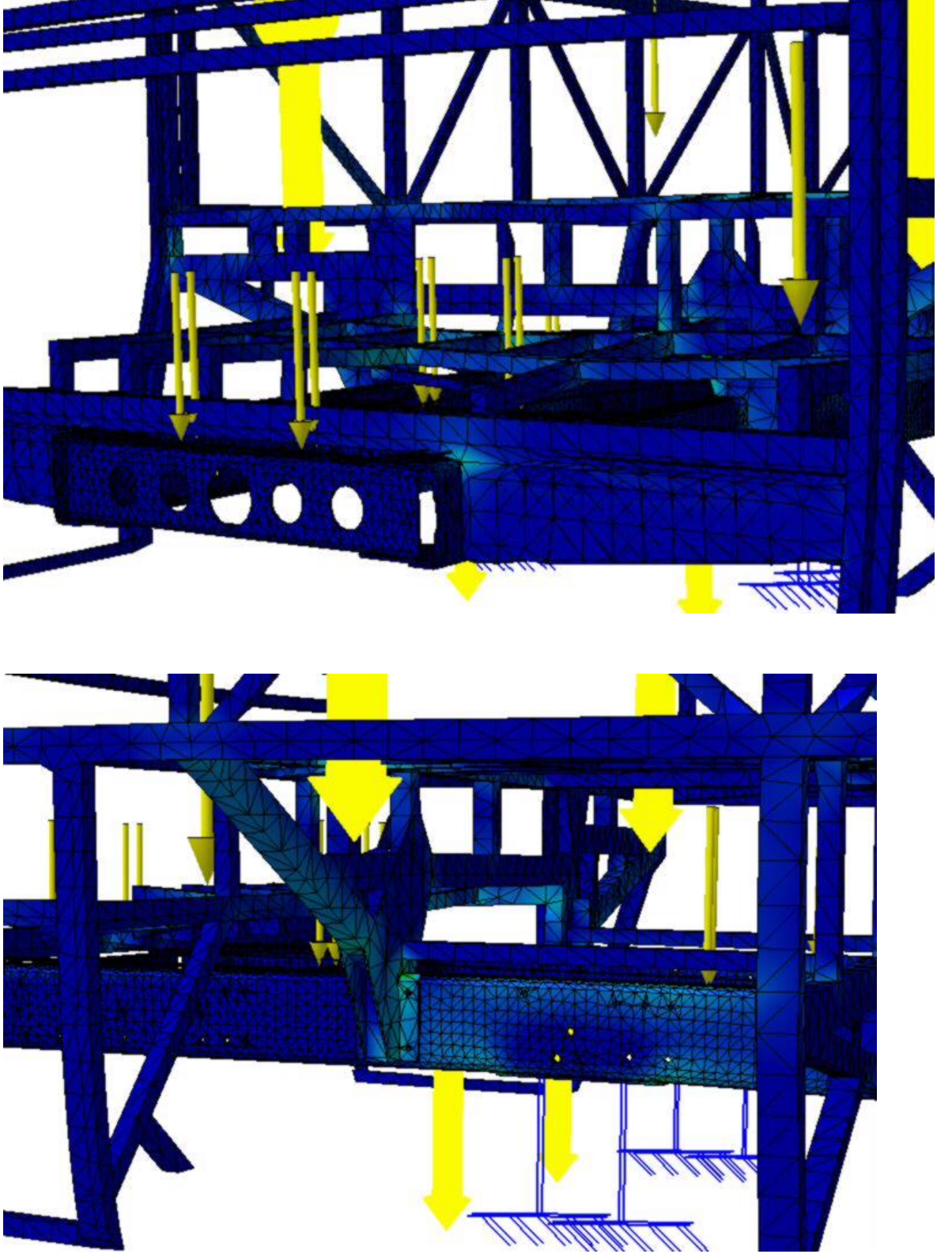
On Boundary



Şekil 2.19 Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan deformasyon değerleri



Şekil 2.20 Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan deformasyon dağılımları

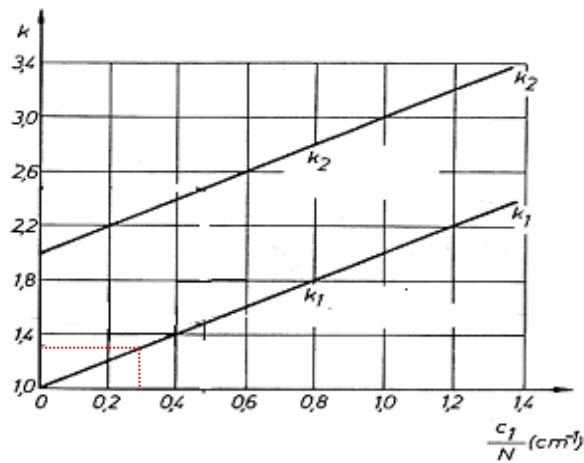


Şekil 2.21 Münferit darbe kuvvetleri etkisi altında oluşan kritik kesitler

2.2.4 Sürekli Mukavemet Analizi

Sürekli mukavemet analizinde statik analiz için oluşturulan sonlu eleman modeli kullanılmıştır. Yol şartlarından kaynaklanan dinamik tekerlek yükünü temsil etmek için bölüm 2.1.2 de detayları ile anlatılan yaklaşımlar kullanılmıştır. Lastik ve işletme şartları ile ilgili hesaplar bölüm 2.2.3 te anlatılan prensiplere ve bilgilere göre yapılmıştır. Bulunan c_1/N değeri Şekil 2.22 deki grafikte yerine konulmuş ve k_1 değeri grafikten 1,3 olarak alınmıştır. Taşıta etkiyen kuvvetler bu katsayı ile çarpılmış, elde edilen yeni kuvvetlere göre statik analiz yapılmıştır. Taşıtın hangi ömür bölgesinde çalıştığının tespiti amacı ile yine bölüm 2.2.3 te verilen bilgiler ışığında oluşturulan Wöhler Eğrisi kullanılmıştır. Yapılan hesaplamalar sonucu elde edilen gerilme değerleri bu eğri üzerine yerleştirilerek taşıtın gövde ve şasesini ömrü hakkında yaklaşımlar yapılmıştır. Elde edilen bilgilerin ne denli gerçeği yansıttığını kontrol etmek amacı ile Otokar A.Ş satış sonrası biriminden araçlar hakkında bilgi istenmiş ve en fazla yol kat etmiş taşıt araştırılmıştır. Daha sonra bu araç üzerinde incelemeler yapılmış ve yorulmaya bağlı problemlerin olup olmadığı belirlenmiştir.

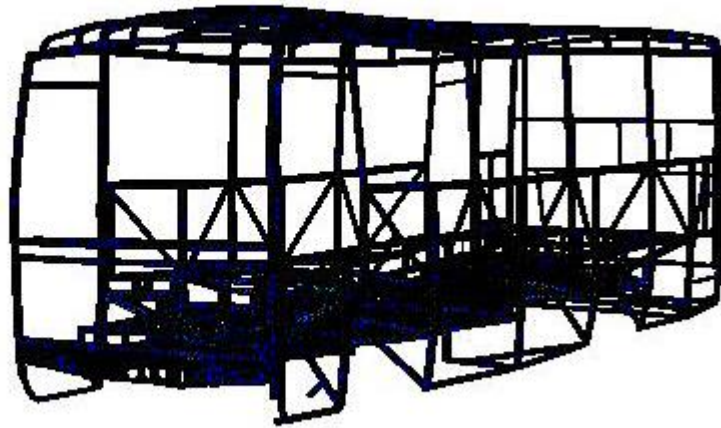
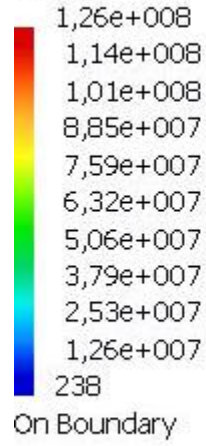
Yapılan analiz sonucunda bulunan gerilme ve deformasyon değerleri Şekil 2.23 ve Şekil 2.25 de görülmektedir. Gerilme değerlerinin yüksek olduğu bölgeler ise ayrıntılı olarak Şekil 2.27 de verilmiştir.



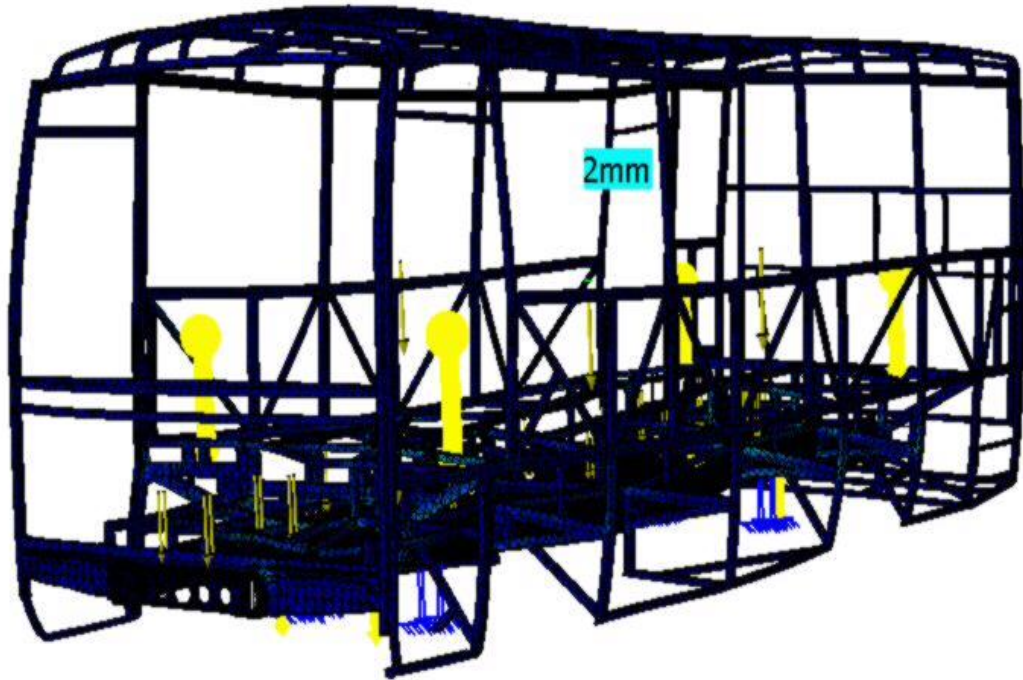
Şekil 2.22 Sürekli mukavemet bölgesi için katsayıların bulunması

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



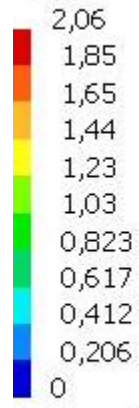
Şekil 2.23 Sonsuz mukavemet analizi gerilme değerleri



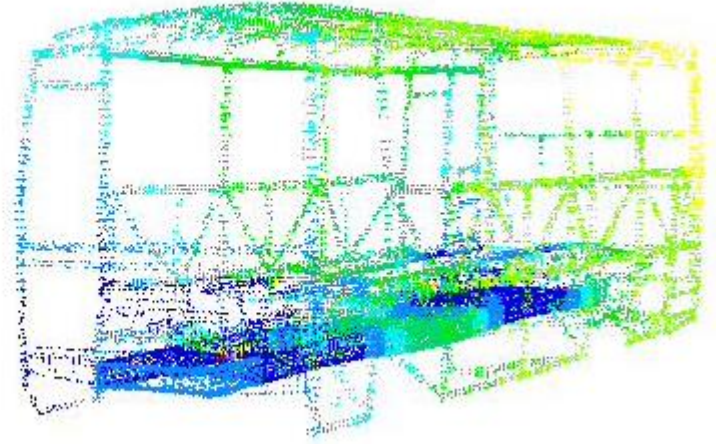
Şekil 2.24 Sonsuz mukavemet analizi gerilme dağılımı

Translational displacement vector

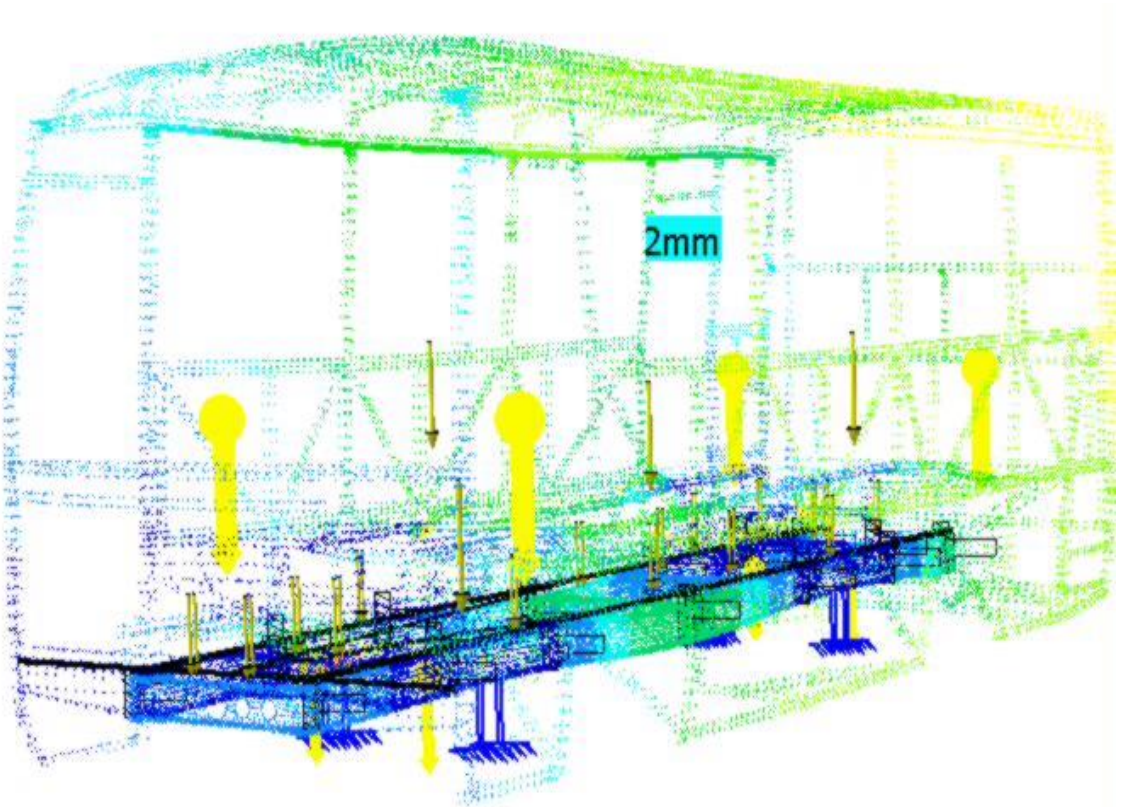
mm



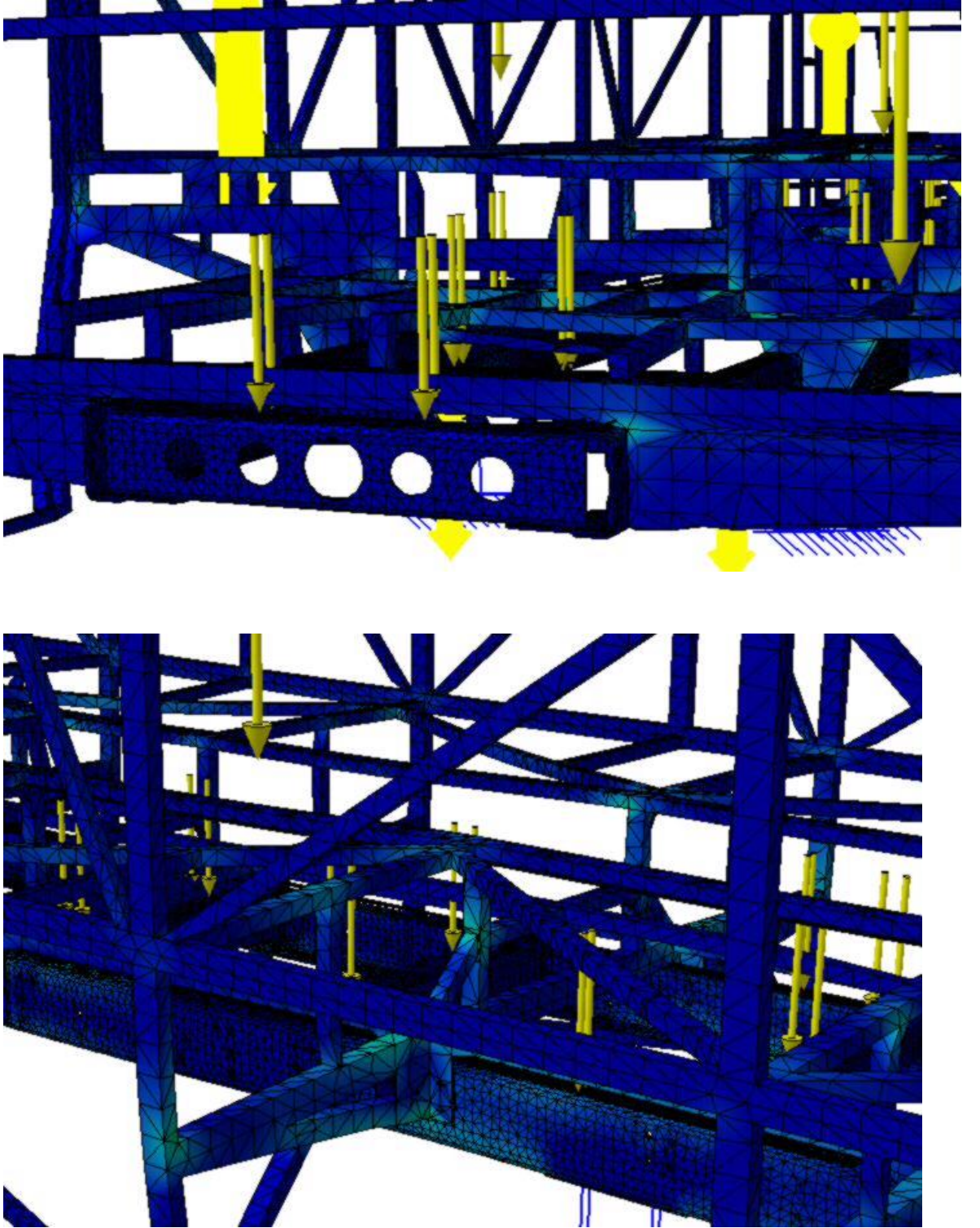
On Boundary



Şekil 2.25 Sonsuz mukavemet analizi deformasyon değerleri



Şekil 2.26 Sonsuz mukavemet analizi deformasyon dağılımı



Şekil 2.27 Sonsuz mukavemet analizi sonunda tespit edilen kritik kesitler

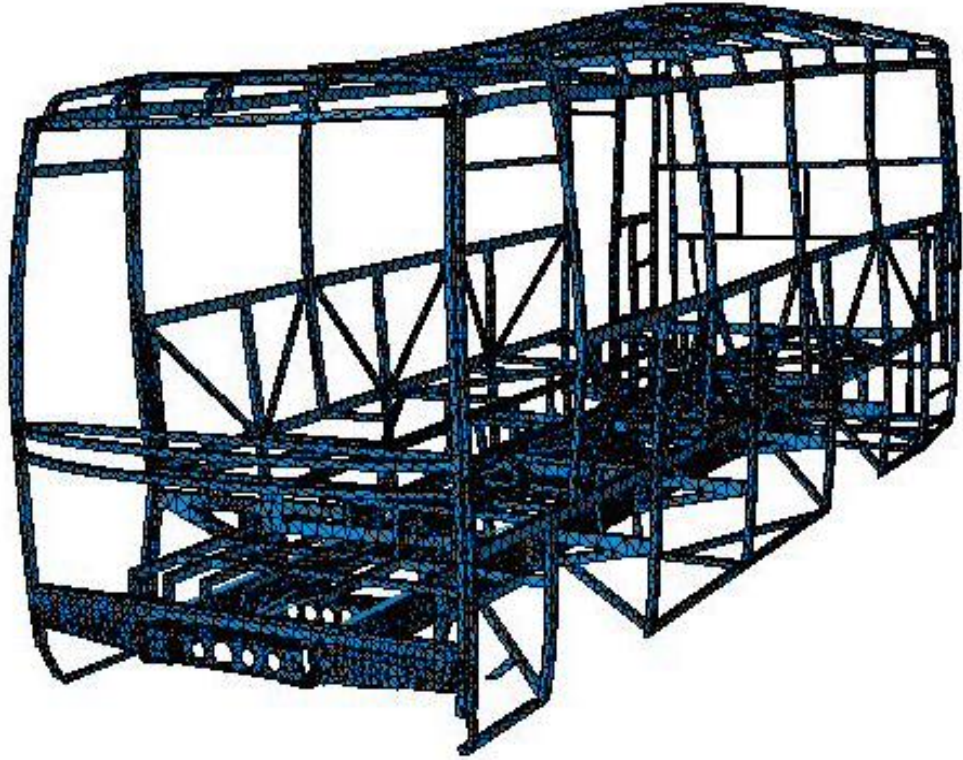
2.2.5 Doğal Frekans Analizi

Yapılan çalışmada amaç taşıtın yapısından kaynaklanan sistem frekanslarının tespit edilmesidir. Bu amaçla model makasların bağlantı noktalarının merkezinden sabitlenmiş ve sistemin rezonans frekansları tespit edilmiştir. Bu frekanslar Şekil 2.28 de görülmektedir. Ayrıca bulunan frekanslarda ortaya çıkan şekil değişimleri ve gerilme değerleri de Ek 1 de verilmiştir. Titreşimler taşıtın seyir konforu ve gövde ile gövdeye bağlı parçaların ömrü açısından çok büyük önem teşkil etmektedir. Bu sebeple yapılan analizlerin kontrol edilmesi gereklilik teşkil etmiştir. Yapılan hesapların doğrulanması amacı ile Otokar A.Ş satış sonrası departmanı ile temasa geçilmiş müşterilerden gelen taşıt titreşim şikayetlerinin olup olmadığı öğrenilmiştir. Elde edilen bilgiler ışığında meydana gelen problemin hangi frekans bölgesinde görüldüğü tespit edilmiş elde edilen deformasyon şekli ile yol testlerinde görülen şekillerin ne derece örtüştüğü karşılaştırılmıştır.

Mode	Frekans Hz	Kararlılık
1	8.0881e+000	2.2011e-014
2	1.3751e+001	1.5436e-012
3	1.7544e+001	1.3145e-010
4	2.4368e+001	4.3594e-008
5	2.5424e+001	6.7270e-007
6	2.7985e+001	4.0633e-006
7	2.8713e+001	2.0479e-006
8	3.3048e+001	5.4998e-005
9	3.4477e+001	1.8684e-004
10	3.7020e+001	5.9195e-004

Şekil 2.28 Nodal analiz sonucunda elde edilen frekans değerleri

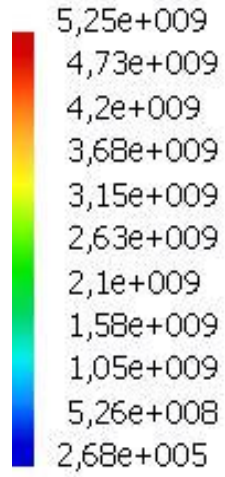
Yapılan değerlendirmeler sonucunda en fazla görülen titreşim frekansının 34,447 Hz mertebelerinde olduğu görülmüş bu frekanssa ait deforme olmuş şekil ve gerilme değerleri şekil 2.29 ve şekil 2.30 da g r lmektedir.



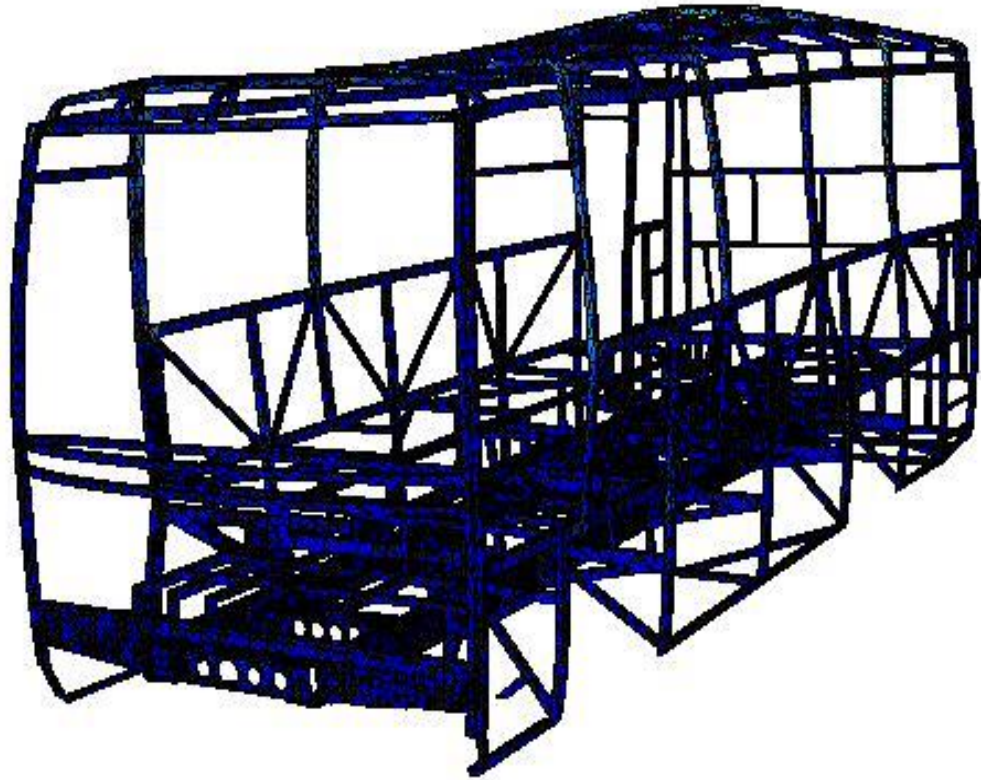
şekil 2.29 34.447 Hz de oluşan mod şekli

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



On Boundary



Şekil 2.30 34.447 Hz de ortaya çıkan gerilme değerleri

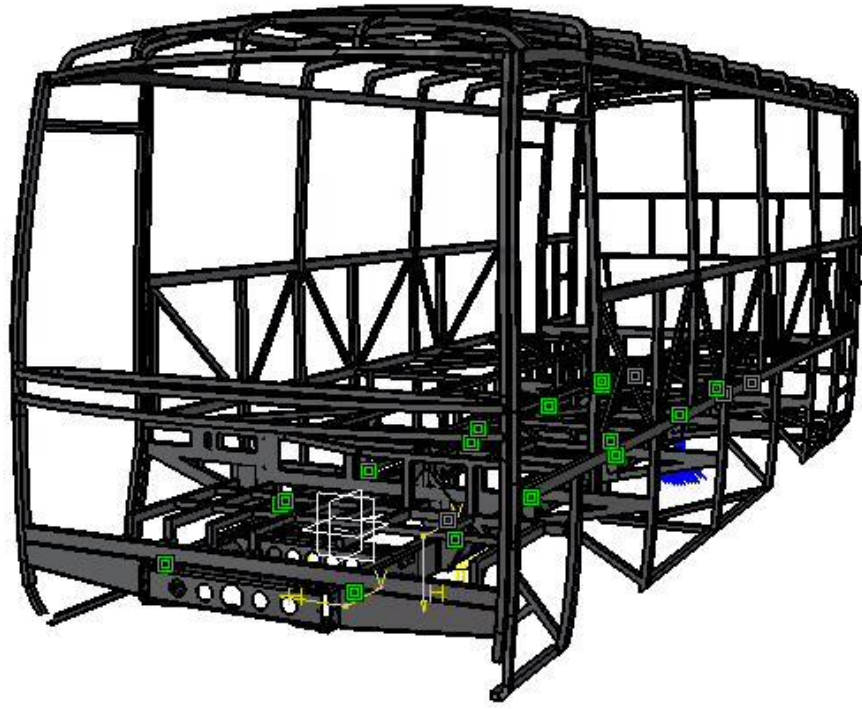
2.2.6 Burulma Analizi

Oluşturulan sonlu eleman modeli yapının burulma rijitlik katsayısını tespiti için burulma momentine tabi tutulmuştur. Araç modeli arka makasların bağlantı noktalarının merkezinden sabitlenmiş ön parabolik makasların bağlantı noktalarının merkezinden ise 1600 kg kuvvet çifti ile burulmuştur. Sistemde oluşan burulma momenti 6000 Nm mertebesine ulaşmıştır. Daha sonra camların burulma rijitlik katsayısına etkisini tespit edilmek amacı ile aracın camları modellenmiştir. Yapılan literatür taramasında bu konu ile ilgili çalışmalar bulunmuş, yapılan bu çalışmada camları temsilen bu bölgelere kiriş elemanlar yerleştirildiği görülmüştür. Yapılan analizlerde ise camlar gerçek araçta olduğu şekli ile modellenmiş ve sonlu eleman modeli oluşturulurken üçgensel kabuk elemanlar ile modellemeye gidilmiştir. Bu sebeple camsız ve camlı olarak iki model hazırlanmıştır. Oluşturulan modeller Şekil 2.31 ve Şekil 2.32 de görülmektedir.

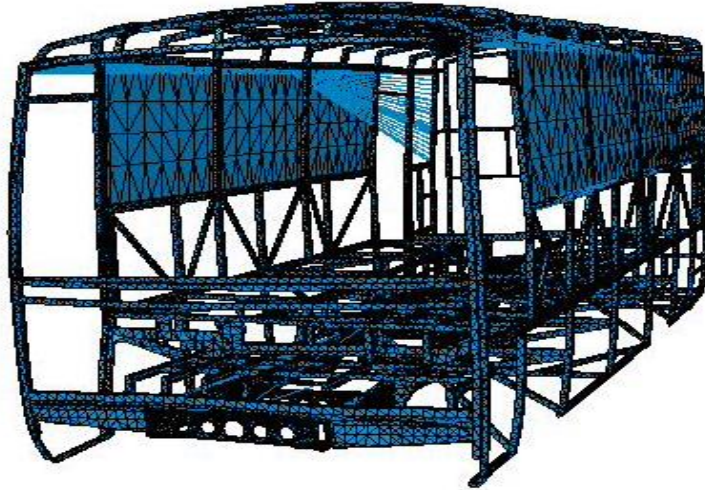
Sistemlerin burulma rijitlik katsayıları bulunduktan sonra gövde ve şasinin tek başlarına burulma karakteristiğinin ne olduğu araştırılmıştır. Bunun için her iki komponentin sonlu eleman modeli hazırlanmıştır. Gövde sonlu eleman modeli 6000 Nm lik buruma momentine, şasi ise 2500 Nm lik burulma momentine tabi tutularak burulma rijitlik katsayıları tespit edilmiştir. Bu çalışmaların sonucunda ilgi çekici bilgilere ulaşılmıştır.

Burulma momenti neticesinde ortaya çıkan deplasmanlar tüm taşıt için Şekil 2.33, Şekil 2.34 görülmektedir. Gövde ve şasinin ayrı ayrı incelenmesi için kullanılan modeller ve elde edilen deplasmanlar ise Şekil 2.35 , Şekil 2.36, Şekil 2.37 ve Şekil 2.38 verilmiştir.

Yapılan bu çalışmanın sonunda elde edilen bulgular hazır yürür şasi üzerine gövde yapan otobüs ve midibüs üreticilerine ağırlık optimizasyonu yaparken son derece faydalı olacaktır.

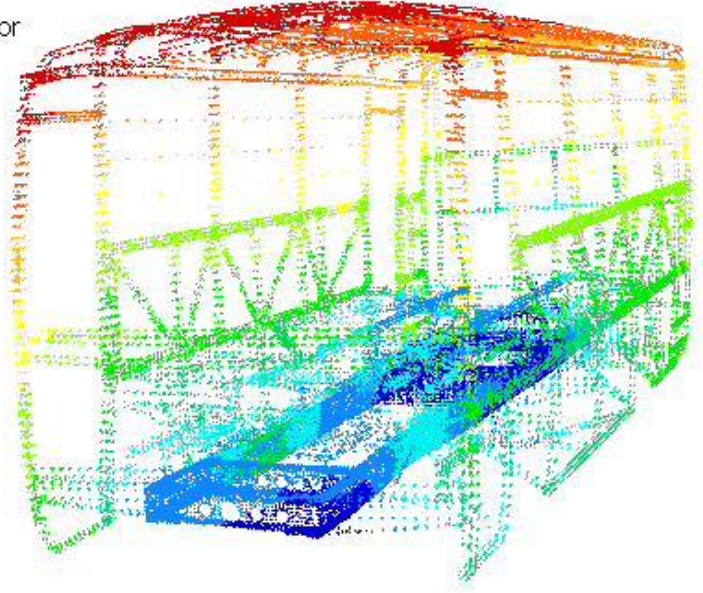
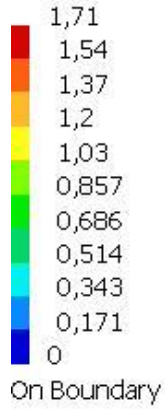


Şekil 2.31 Camsız model



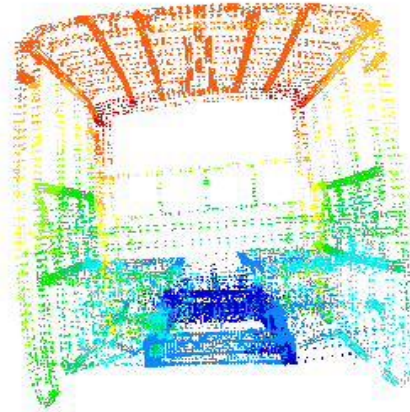
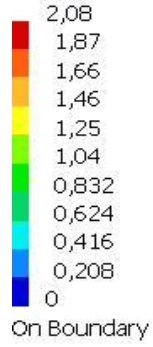
Şekil 2.32 Camlı model

Translational displacement vector
mm

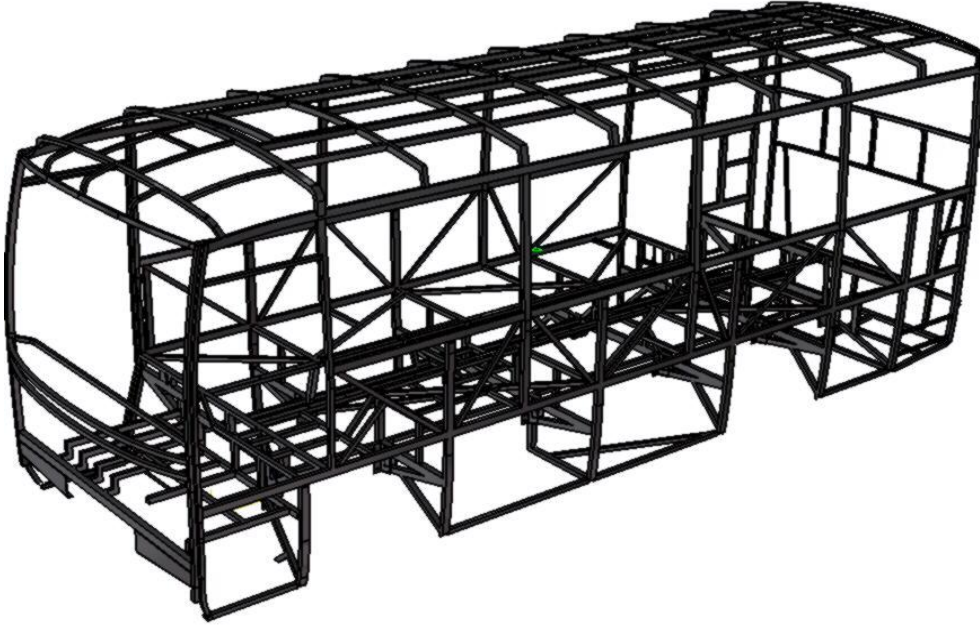


Şekil 2.33 Camlı modelin burulma momenti altında deformasyon değerleri

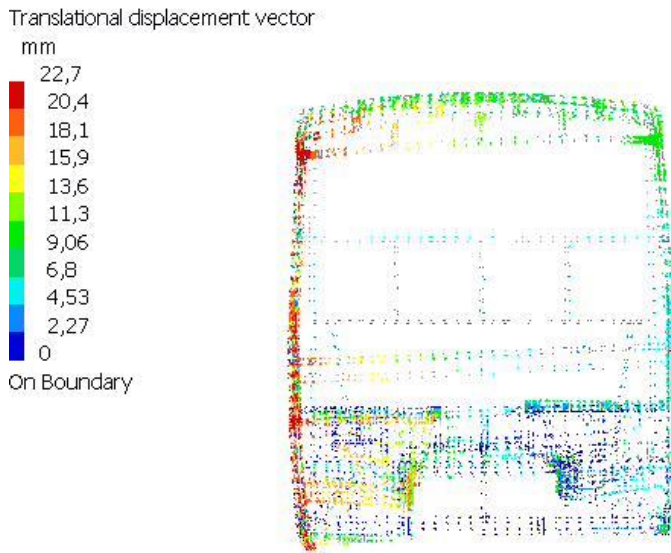
Translational displacement vector
mm



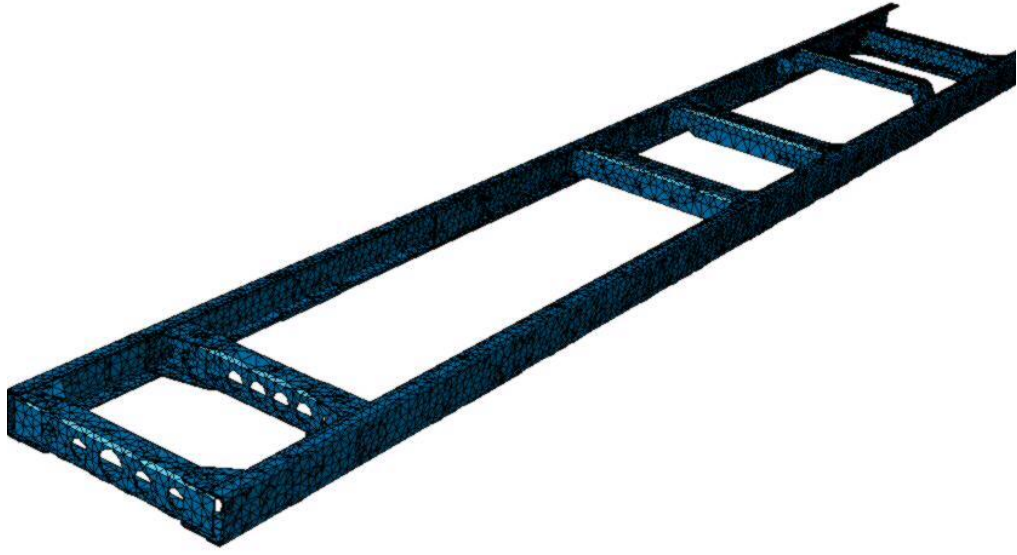
Şekil 2.34 Camsız modelin burulma momenti altında deformasyon değerleri



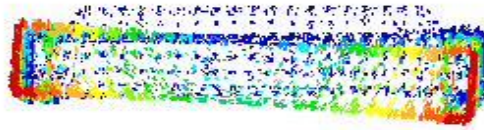
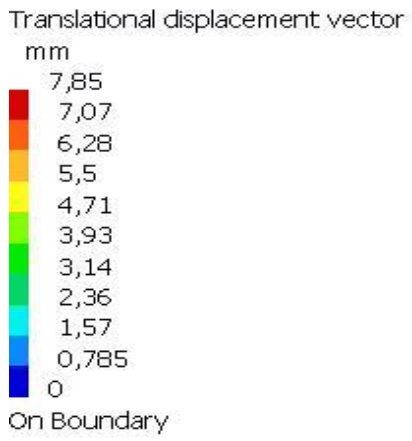
Şekil 2.35 Gövde geometrik modeli



Şekil 2.36 Gövde modelinin burulma momenti altında deformasyon değerleri



Şekil 2.37 Şasi modeli



Şekil 2.38 Şasi modelinin burulma momenti altında deformasyon değerleri

Yapılan tüm analiz çalışmalarının sonunda elde edilen bulgulara bağlı yorumlar Bölüm 3 te ele alınmıştır.

3. SONUÇLARIN İRDELENMESİ VE YORUMLAR

Yapılan analizler neticesinde taşıtın yapısal özellikleri hakkında çok önemli sonuçlara ulaşılmıştır. Tüm analizler neticesinde ortaya çıkan ve verilen programdan elde edilen şekillerde gösterilen en yüksek gerilme değerleri sonlu eleman modeli oluşturulurken ortaya çıkan bir hatadan kaynaklanmaktadır. Bu yüzden yapılan yorumlarda bu değer göz ardı edilmiştir.

Statik yükleme durumunda araç üzerinde oluşan ortalama gerilme değeri 10^6 N/m² mertebelerinin altında kalmıştır. Yapı üzerinde ortaya çıkan en yüksek gerilme değeri ise 1.01×10^8 seviyelerinde olmuştur. Fakat yapılan inceleme sonucunda bu değer ortaya çıktığı bölgenin sonlu eleman modelinde bir hata olduğu tespit edilmiştir. Bu yüzden bu değeri göz ardı edersek oluşan en büyük gerilme değeri 2×10^7 N/m² olmuştur. En yüksek gerilmelerin olduğu kesitler ise gövdenin şasi ile bağlandığı kısımlar ve tabandaki taşıyıcı yapının üzerinde olduğu tespit edilmiştir. Oluşan gerilmelerin değeri malzemenin emniyet gerilmesinin çok altında kaldığı aşıkardır. Sistemin statik yükleme durumunda emniyet katsayısı yaklaşık olarak 10 bulunmuştur.

Taşıtın seyir halinde karşılaşılabileceği münferit darbe kuvvetlerinde nasıl sonuçlar alınabileceğini görmek için yapılan çalışmada ise yapı üzerinde oluşan ortalama gerilme 10^8 mertebelerinde olduğu görülmüştür. Model üzerinde oluşan hata burada da kendini göstermiştir. Bu bölgede oluşan gerilme değeri ihmal edilecek olursa sistemde oluşan en yüksek gerilme değeri yine malzemenin emniyet sınırı olan 2.58×10^8 N/m² değerinin altında kalmıştır. Sistem münferit darbe kuvvetleri açısından ele alındığında emniyet katsayısı yaklaşık 2.5 bulunmuştur. Bu analiz sonucunda da gerilmelerin olduğu bölgeler normal şartlar altında oluşmasını beklediğimiz kesitler olmuştur.

Taşıtın sonsuz mukavemet bölgesinde yani yorulma karakteristiğinin yaklaşık tespiti için yapılan çalışmada ise maksimum gerilmelerin 5.06×10^7 N/m² mertebelerinde olduğu görülmüştür. Yapılan hesaplarda St 37 malzeme için Wöhler eğrisinden sürekli mukavemet sınırı olarak $9,15 \times 10^7$ N/m² tespit edilmiştir. Bulunan gerilme

değeri bu sınırın altında kaldığı için yapının yorulma dayanımının da yüksek olduğu sonucuna varılmıştır. Yapılan bu yorumun doğrulanması için Türkiye yollarında hizmet veren en fazla yolu kat etmiş aracın bulunması talep edilmiş ve gövdenin yapısal olarak yorulmaya bağlı deforme olup olmadığı araştırılmıştır. İncelenen araç yaklaşık 300,000 km yol almış olup yapısında herhangi bir hasara rastlanmamıştır. Bu sayede kullanılan bu yaklaşım yönteminin araç tasarlanırken yapı hakkında bir ön fikir vermesi amacı ile kullanılmasının gerek zaman gerekse maliyet açısından çok verimli olduğu sonucuna varılmıştır.

Sistem frekanslarının tespiti için yapılan analizlerde sistemin ilk rezonans frekansı 8.08 Hz bulunmuştur. Bunu takip eden ikinci frekans 13.75 Hz mertebelerindedir. Bu frekans aks doğal frekansına yakın bir bölgede bulunduğundan sistemin titreşim kararlılığı açısından olumsuz bir durum teşkil etmektedir. Ayrıca sistemin diğer rezonans frekanslarının ise 24.36 , 25.42 , 27.89 ve 28.71 Hz değerlerini arka arkaya takip ettiği görülmüştür. Bu durumun titreşim ve seyir konforu açısından sorunlar yaratabileceği aşıkardır. Yapılan incelemeler sonunda özellikle bozuk yol profiline sahip olan bölgelerde kullanılan araçlarda titreşim ve tıkırtı probleminin satış sonrası birimlerine sıkça bildirildiği tespit edilmiştir. Bu olumsuz durumun ortadan kaldırılabilmesi için gerekli çalışmalar başlatılmıştır.

Taşıt burulma rijitliği bakımından incelendiğinde ise önemli bulgulara ulaşılmıştır. Yapılan analizler neticesinde camsız araç iskeletinin burulma rijitlik katsayısı 6,539,424 Nm/rad olarak bulunmuştur. Bu modele camlar ilave edilerek yapılan hesaplamalarda ise bu değer 7,954,387 Nm/rad değerine ulaşmıştır. Camların burulma rijitlik katsayısına etkisi ise katılma yönünde %21 olarak bulunmuştur. Buradan da görüldüğü üzere taşıt ile ilgili hesaplar yapılırken camların göz ardı edilmesi hiç de azımsanamayacak bir taşıma potansiyelinin göz ardı edilmesine, taşıtın metal iskeletinin gereksiz yere daha ağır tasarlanmasına sebep olacaktır. Özellikle otobüs ve minibüs üreticileri camların yapıya etkisini kesinlikle göz ardı etmemelidirler. Bulunan bu değerler yapılan literatür araştırmasında elde edilen bilgiler ışığında değerlendirilmiştir. Örnek vermek gerekir ise çift katlı şasisiz bir otobüs için bulunan burulma rijitlik katsayısının 2,150,000 Nm/rad mertebesinde olduğu belirlenmiştir. Model olarak alınan araç daha önce üzerinde çalışılan bu araçtan daha kısa ve alçak olduğundan çok daha katı çıkacağı aşıkardır. Ayrıca üzerinde çalışılan aracın bir şasiye sahip olması da onu örme şasili araçlara nazaran burulma açısından daha rijit hale getirecektir. Daha sonra bu rijitliği sağlayan bölümün şasi mi yoksa gövde mi olduğu belirlenmeye çalışılmıştır. Bunun için

yapılan analizler sonucunda gövdenin burulma rijitlik katsayısı 1,506,674 Nm/rad olarak hesaplanmıştır. Yapılan analiz sonucunda Şekil 2.35 de gösterilen yer değiştirmeler bileşke değerlerdir. Gövdenin deformasyonu “x” ekseninde yaklaşık 8.54 mm olarak bulunmuştur. Diğer taraftan şasi için yapılan hesaplamalardan sonra bu değer 200,010 Nm/ rad mertebesinde olduğu tespit edilmiştir. Bu sonuçlardan görüldüğü üzere model olarak seçilen araçta ne gövde ne de şasi aşırı rijit yapılar değildir. Taşıta bu rijit karakteristiği kazandıran bu iki komponentin birleştirme şeklidir. Bu yüzden şasiye sahip olan sistemlerde birleştirme şekli ve bağlantı noktalarının sayısı ve yeri çok büyük önem arz etmektedir. Yumuşak bir gövde ile yumuşak bir şasi eğer doğru birleştirilebilirse yapılan çalışmada da görüldüğü üzere ziyadesiyle katı bir karakteristiğe sahip olabilmektedir. Ülkemizde hazır şasi üzerine gövde monte ederek otobüs yapan birçok imalatçı olduğu düşünülürse bu yaklaşım kriterleri tasarım için şüphesiz önemli fayda sağlayacaktır. Bu sayede üretilen taşıtların ağırlık açısından optimizasyonu daha kolay yapılabilecektir.

EKLER

SONLU ELEMEN ANALİZ SONUÇLARI

KAYNAKLAR

- [1] **Ereke, M.**, 1994 Şasi ve Karoseri Tasarımı Lisans Ders Notları, İstanbul
- [2] **Beermann, H., J.** , 1986, Rechnerische Analyse von Nutzfahrzeugtragwerken, Verlag TÜV Rheinland GmbH, Köln, 1986.
- [3] **Tidbury, G.H.**, 1976 Collapse Analysis of Automotive Structures Using Finite Element Techniques, XVI FIESTA Congress, Tokyo
- [4] **Ereke, M.**, 1992, Karoseri Tasarımında Sonlu Elemanlar Yöntemi, Mühendis ve Makine Dergisi, No 384
- [5] **Ereke, M., Yay, K.**,1999, Çift Katlı Otobüs Gövdesinin Bilgisayar Destekli Yapısal Optimizasyonu, İstanbul
- [6] **Megson, T.H.G., Alade, G.A.** , 1976, Structural Analysis of Ladder Frames Under Torsion, Inst. Mech. Eng. Proc., No 90
- [8] **Ereke, M., Yay, K.** ,2000, Fatigue Strength of a Rim Model with FEM Using a new Approximation Technique, SAE 01-ATT-439
- [9] **Grubisic V.** , 1994, Determination of Load Spectra for Design and Testing, Sonderdruck aus Int. of Vehicle Design 15 No 1/2. S.8-26
- [10] **J. Reimpel** , 1974, Fahrwerktechnik, Vogel Verlag
- [11] **Yay, K.** , 2003, Hızlandırılmış Taşıt Ömür Testlerinde Yol Verisi Kullanımına Yeni Bir Yaklaşım, Doktora Tezi, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul

GOVDE BURULMA ANALIZI

MESH:

Entity	Size
Nodes	81934
Elements	165880

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TR3	165880 (100,00%)

Properties.1

Material apply to

Part6 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Static Case

Boundary Conditions

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 81934
Number of elements : 165880

Number of D.O.F. : 491604
Number of Contact relations : 0
Number of Kinematic relations : 0

Linear triangle shell : 165880

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.1

Number of S.P.C : 1056

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = -5.286 \times 10^{-12} \text{ N}$
 $F_y = 4.434 \times 10^{-12} \text{ N}$
 $F_z = 0.000 \times 10^0 \text{ N}$
 $M_x = -2.705 \times 10^{-6} \text{ Nxm}$
 $M_y = 1.253 \times 10^0 \text{ Nxm}$
 $M_z = 3.127 \times 10^{-12} \text{ Nxm}$

STIFFNESS Computation

Number of lines : 491604
Number of coefficients : 10677630
Number of blocks : 22
Maximum number of coefficients per bloc : 499999
Total matrix size : 124.07 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of local singularities : 51599
Number of singularities in translation : 0
Number of singularities in rotation : 51599
Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of constraints : 52655
 Number of coefficients : 0
 Number of factorized constraints : 52655
 Number of coefficients : 51533
 Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE
 Number of factorized degrees : 438949
 Number of supernodes : 15546
 Number of overhead indices : 1238751
 Number of coefficients : 54926865
 Maximum front width : 921
 Maximum front size : 424581
 Size of the factorized matrix (Mb) : 419 . 059
 Number of blocks : 28
 Number of Mflops for factorization : 1 . 120e+004
 Number of Mflops for solve : 2 . 219e+002
 Minimum relative pivot : 2 . 459e-007

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.1

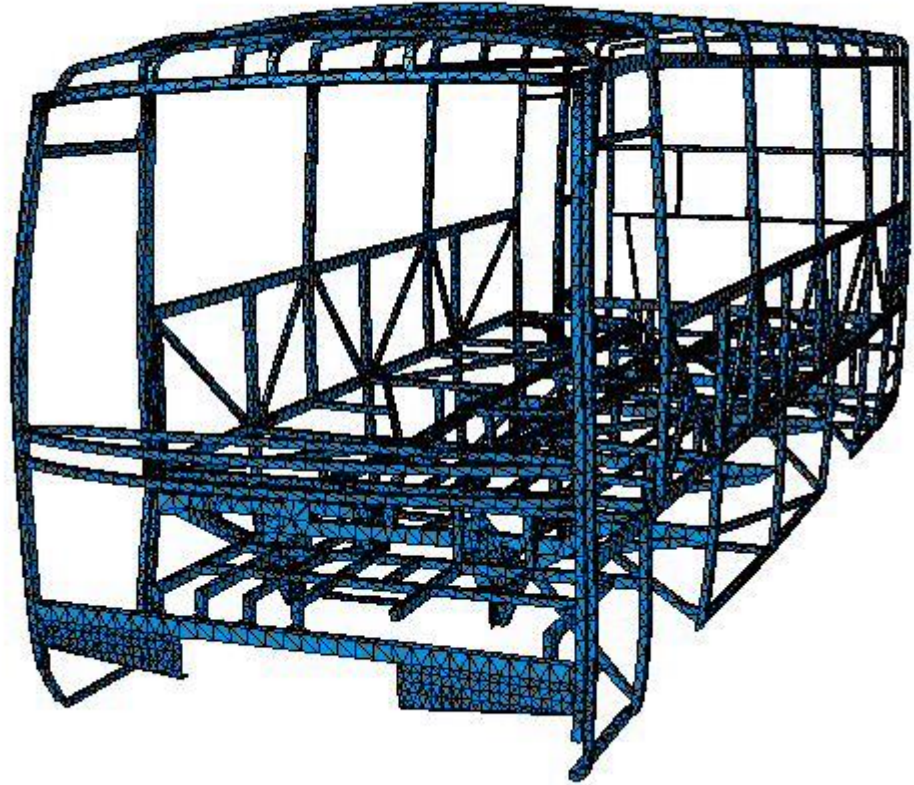
Load: LoadSet.1

Strain Energy : 1.931e+002 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-5.2864e-012	-5.5648e-006	-5.5649e-006	6.7552e-010
Fy (N)	4.4338e-012	8.5360e-007	8.5361e-007	1.0362e-010
Fz (N)	0.0000e+000	9.7672e-006	9.7672e-006	1.1856e-009
Mx (Nxm)	-2.7048e-006	-6.2103e-006	-8.9151e-006	1.8117e-010
My (Nxm)	1.2525e+004	-1.2525e+004	-8.8164e-006	1.7916e-010
Mz (Nxm)	3.1273e-012	-3.8751e-006	-3.8751e-006	7.8748e-011

Static Case Solution.1 - Deformed Mesh



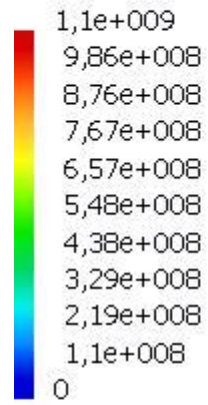
Axis Definition : Last , System : Cartesian

Display On Boundary ---- Over all the Model

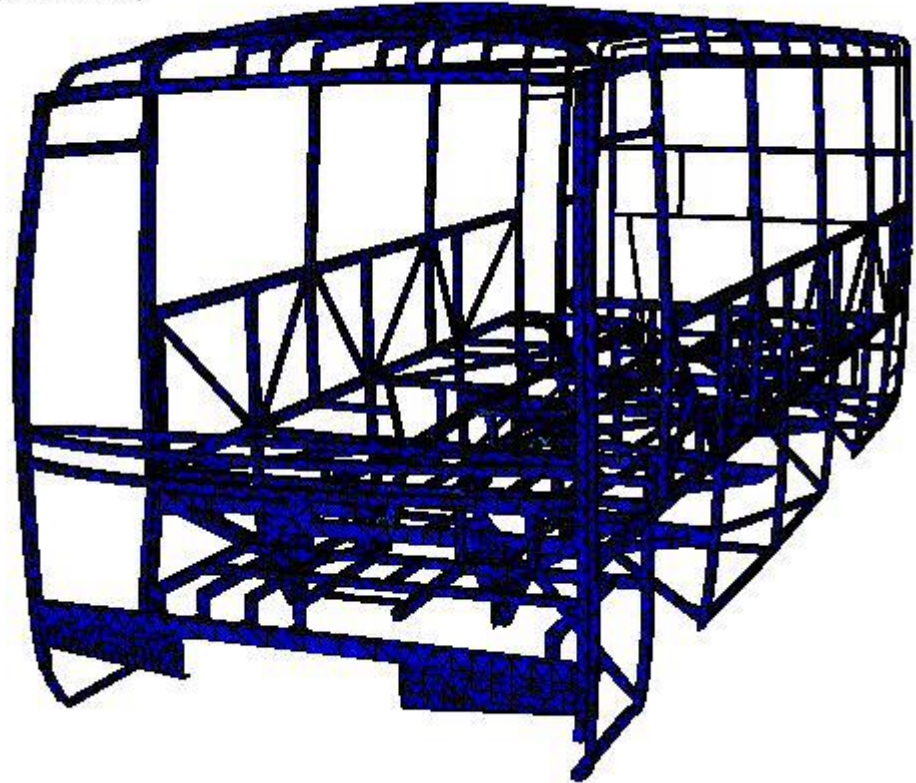
Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



On Boundary

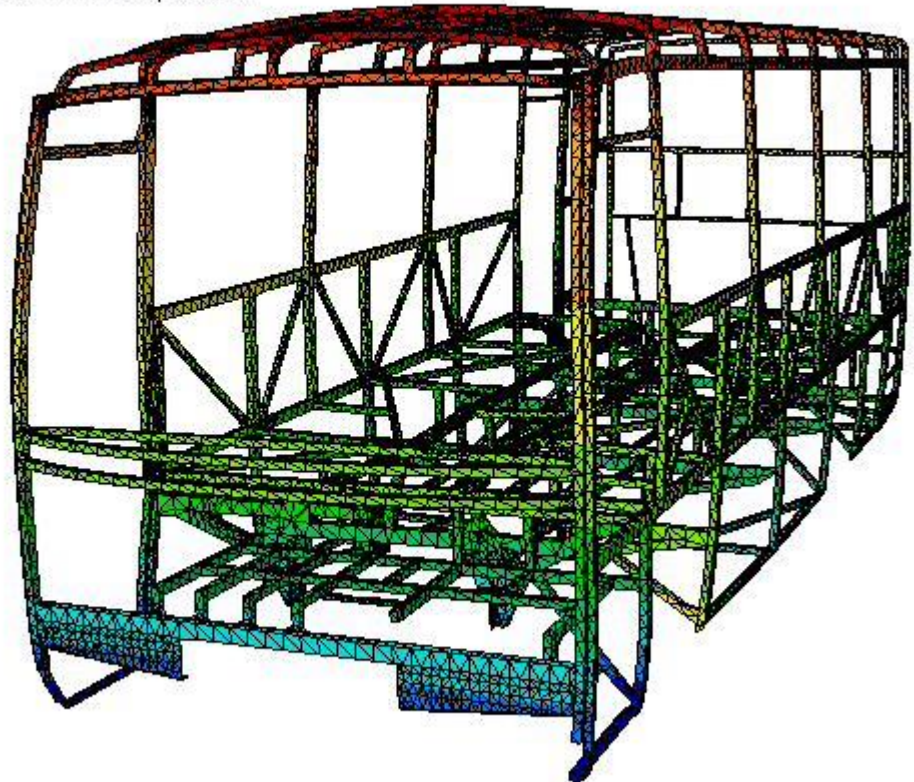
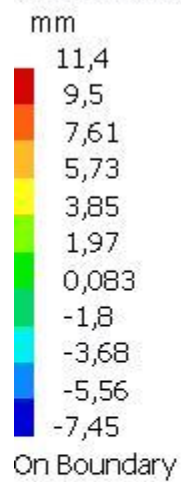


---- Surface Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement component

Translational displacement component



---- Surface Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Energy	193,066J

SASE BURULMA RIJITLIK

MESH:

Entity	Size
Nodes	14779
Elements	40102

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
TE4	40102 (100,00%)

Properties.1

Material apply to

Part1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.1 : Part1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Static Case

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 14779

Number of elements : 40102
Number of D.O.F. : 44337
Number of Contact relations : 0
Number of Kinematic relations : 0

Linear tetrahedron : 40102

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.1

Number of S.P.C : 180

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = 3.152e-012 \text{ N}$
 $F_y = -6.491e-012 \text{ N}$
 $F_z = 1.526e-005 \text{ N}$
 $M_x = -5.563e-006 \text{ Nxm}$
 $M_y = -3.860e+003 \text{ Nxm}$
 $M_z = -3.021e-012 \text{ Nxm}$

STIFFNESS Computation

Number of lines : 44337
Number of coefficients : 725064
Number of blocks : 2
Maximum number of coefficients per bloc : 499974
Total matrix size : 8.47 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of local singularities : 0
Number of singularities in translation : 0
Number of singularities in rotation : 0
Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of constraints : 180
Number of coefficients : 0
Number of factorized constraints : 180
Number of coefficients : 0
Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE
Number of factorized degrees : 44157
Number of supernodes : 4328
Number of overhead indices : 204771
Number of coefficients : 3570789
Maximum front width : 330
Maximum front size : 54615
Size of the factorized matrix (Mb) : 27 . 243
Number of blocks : 2
Number of Mflops for factorization : 4 . 709e+002
Number of Mflops for solve : 1 . 450e+001
Minimum relative pivot : 7 . 378e-006

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.1

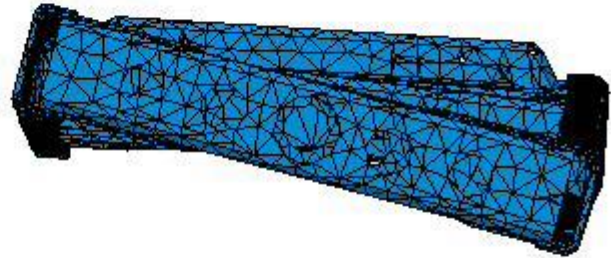
Load: LoadSet.1

Strain Energy : 2.809e+001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	3.1518e-012	-1.1671e-008	-1.1668e-008	5.7072e-013
Fy (N)	-6.4908e-012	1.3609e-007	1.3608e-007	6.6563e-012
Fz (N)	1.5259e-005	-1.3306e-005	1.9532e-006	9.5538e-011
Mx (Nxm)	-5.5633e-006	1.1525e-007	-5.4481e-006	5.1959e-011
My (Nxm)	-3.8602e+003	3.8602e+003	-5.5038e-007	5.2490e-012
Mz (Nxm)	-3.0211e-012	3.1029e-007	3.1029e-007	2.9593e-012

Static Case Solution.1 - Deformed Mesh



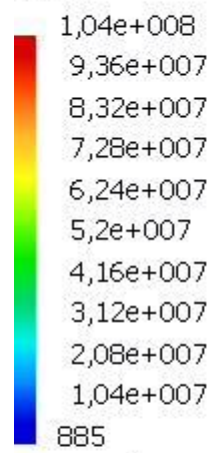
Axis Definition : Last , System : Cartesian

Display On Boundary ---- Over all the Model

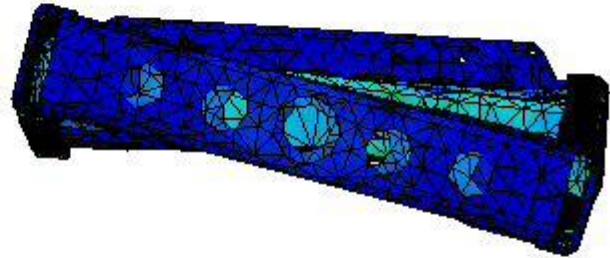
Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



On Boundary

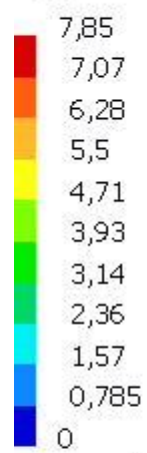


---- Volume Elements ---- : Components : ALL

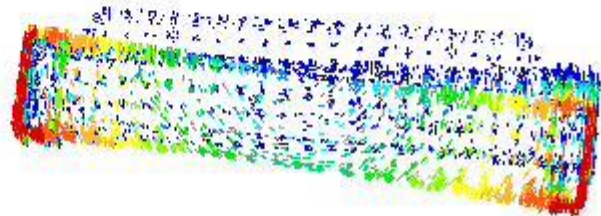
Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement vector

Translational displacement vector
mm



On Boundary



---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Energy	28,093J

SULTAN BURULMA ANALİZ CAMSIZ MODEL

MESH:

Entity	Size
Nodes	85787
Elements	205851

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	930 (0,50%)
TR3	71772 (38,76%)
BAR	2 (0,00%)
TE4	112445 (60,73%)

Properties.1

Material apply to

Part1.1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.2 : Part1.1

Part6.1 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Static Case

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 75436

Number of elements : 185149
 Number of D.O.F. : 330975
 Number of Contact relations : 0
 Number of Kinematic relations : 2850
 Number of coefficients : 43191

Linear tetrahedron : 112445
 Linear triangle shell : 71772
 Solid to shell fastened join : 12
 Solid to solid fastened join : 914
 Smooth spider : 2
 Rigid spider : 2
 Translation smooth spider : 2

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.2

Number of S.P.C : 384

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = -3.033 \times 10^{-12} \text{ N}$
 $F_y = -1.617 \times 10^{-11} \text{ N}$
 $F_z = 1.221 \times 10^{-04} \text{ N}$
 $M_x = -4.617 \times 10^{-05} \text{ Nxm}$
 $M_y = 1.235 \times 10^{+04} \text{ Nxm}$
 $M_z = -1.329 \times 10^{-12} \text{ Nxm}$

STRUCTURAL_MASS Computation

Name: StructuralMass

Number of lines : 330975
 Number of coefficients : 6600087
 Number of blocks : 14
 Maximum number of coefficients per bloc : 500000
 Total matrix size : 76.79 Mb

Structural mass : $9.399 \times 10^2 \text{ kg}$

Inertia center coordinates

Xg : -1 . 984e+000 mm
Yg : -2 . 469e+003 mm
Zg : 5 . 723e+002 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

1.065e+004 1.048e+001 -2.747e+000
1.048e+001 1.427e+003 1.420e+003
-2.747e+000 1.420e+003 1.012e+004

MASS Computation

Name: MassSet.2

Structural: yes

Number of lines : 330975
Number of coefficients : 330975
Number of blocks : 1
Maximum number of coefficients per bloc : 330975
Total matrix size : 5 . 05 Mb

Additionnal mass : 0.000e+000 kg

Inertia center coordinates

Xg : 0 . 000e+000 mm
Yg : 0 . 000e+000 mm
Zg : 0 . 000e+000 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

0. 0. 0.
0. 0. 0.
0. 0. 0.

STIFFNESS Computation

Number of lines : 330975
Number of coefficients : 6600087

Number of blocks : 14
Maximum number of coefficients per bloc : 500000
Total matrix size : 76 . 79 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of local singularities : 3782
Number of singularities in translation : 0
Number of singularities in rotation : 3782
Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of constraints : 7016
Number of coefficients : 0
Number of factorized constraints : 7016
Number of coefficients : 999376
Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE
Number of factorized degrees : 323959
Number of supernodes : 12745
Number of overhead indices : 1380805
Number of coefficients : 103327437
Maximum front width : 8226
Maximum front size : 33837651
Size of the factorized matrix (Mb) : 788 . 326
Number of blocks : 52
Number of Mflops for factorization : 4 . 083e+005
Number of Mflops for solve : 4 . 149e+002
Minimum relative pivot : 2 . 880e-007

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.2

Load: LoadSet.1

Mass: MassSet.2

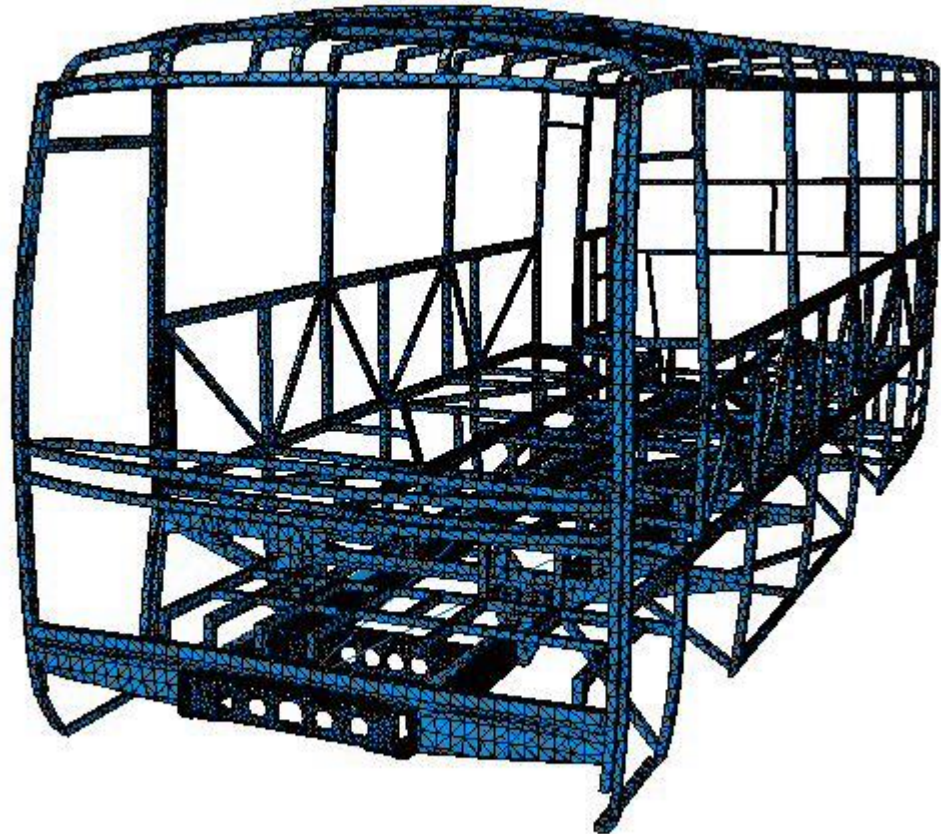
Structural mass is taken into account

Strain Energy : 9.247e+000 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-3.0330e-012	-1.5004e-006	-1.5004e-006	1.8815e-010
Fy (N)	-1.6170e-011	3.5551e-007	3.5549e-007	4.4578e-011
Fz (N)	1.2207e-004	-1.1993e-004	2.1394e-006	2.6828e-010
Mx (Nxm)	-4.6173e-005	4.5560e-005	-6.1238e-007	1.2855e-011
My (Nxm)	1.2353e+004	-1.2353e+004	-2.0194e-006	4.2391e-011
Mz (Nxm)	-1.3286e-012	-3.7946e-006	-3.7946e-006	7.9659e-011

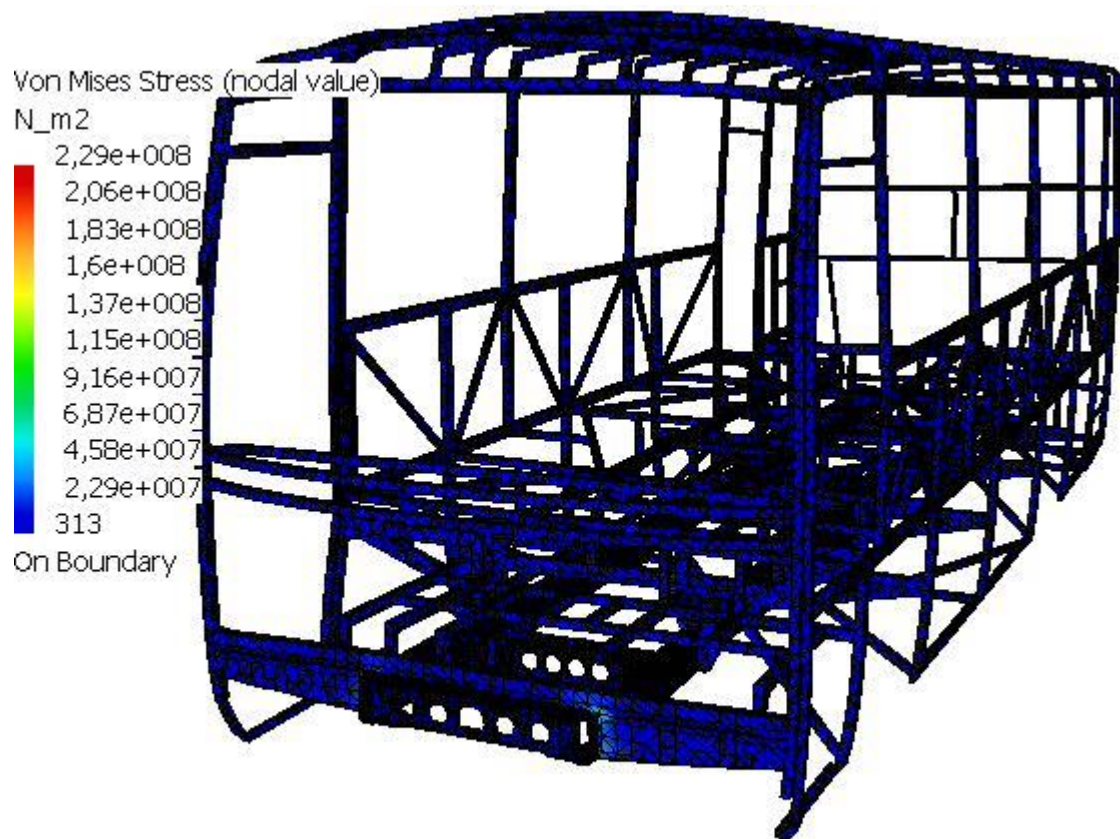
Static Case Solution.1 - Deformed Mesh



Axis Definition : Last , System : Cartesian

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)



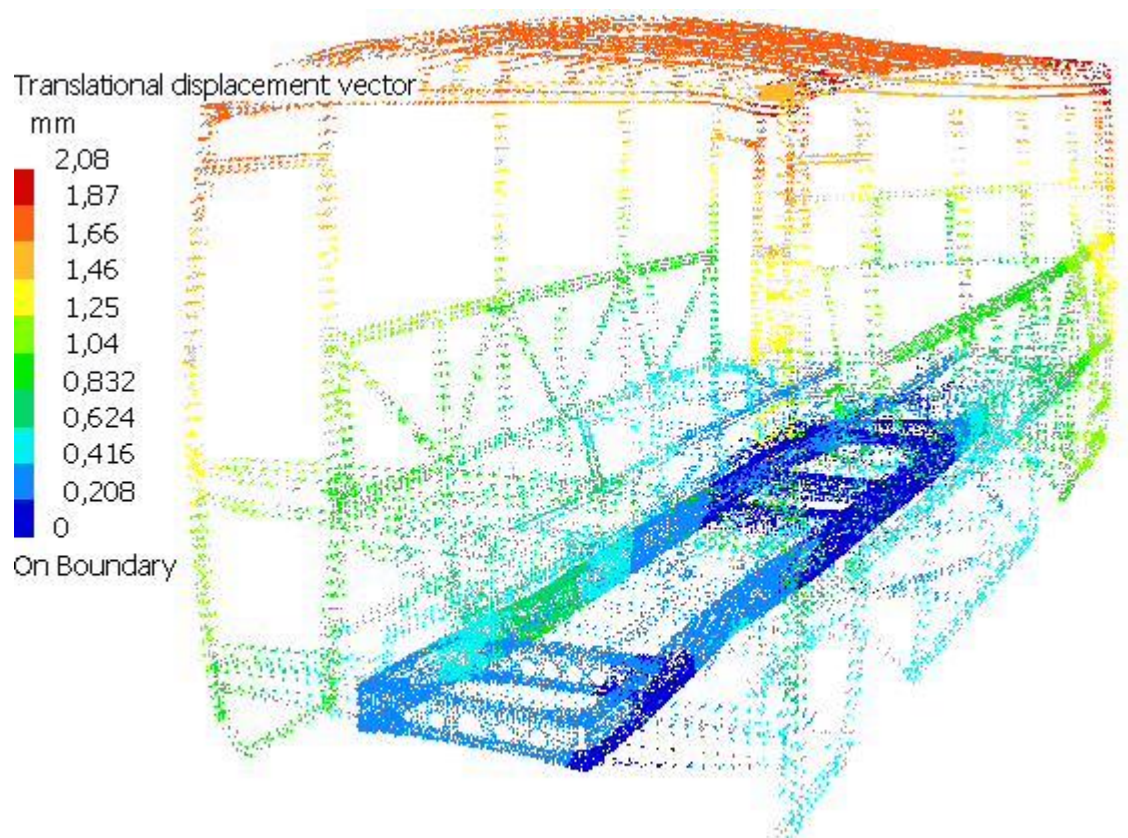
---- line Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Surface Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement vector



---- line Elements ---- : Components : ALL

---- Surface Elements ---- : Components : ALL

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Energy	9,247J

SULTAN BURULMA RİJİTLİK CAMLI MODEL

MESH:

Entity	Size
Nodes	92137
Elements	220115

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	946 (0,51%)
TR3	72557 (39,02%)
BAR	2 (0,00%)
TE4	112445 (60,47%)

Properties.1

Material apply to

Part1.1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.2 : Part1.1

Part6.1 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Material apply to

Part8.1 - OCTREE Triangle Mesh.2

Part3.1 - OCTREE Triangle Mesh.6

Material	Glass : 98 % Silica
Young Modulus	6,5e+010N_m2
Poisson Ratio	0,161
Density	2190kg_m3
Thermal Expansion	0,00008
Yield Strength	0N_m2

Static Case

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 75928
 Number of elements : 185950
 Number of D.O.F. : 333927
 Number of Contact relations : 0
 Number of Kinematic relations : 2946
 Number of coefficients : 75503

Linear tetrahedron : 112445
 Linear triangle shell : 72557
 Solid to shell fastened join : 12
 Solid to solid fastened join : 914
 Smooth spider : 18
 Rigid spider : 2
 Translation smooth spider : 2

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.2

Number of S.P.C : 384

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = -3.033 \times 10^{-12} \text{ N}$
 $F_y = -1.617 \times 10^{-11} \text{ N}$
 $F_z = 1.221 \times 10^{-04} \text{ N}$
 $M_x = -4.617 \times 10^{-05} \text{ Nxm}$
 $M_y = 1.235 \times 10^{+04} \text{ Nxm}$
 $M_z = -1.329 \times 10^{-12} \text{ Nxm}$

STRUCTURAL_MASS Computation

Name: StructuralMass

Number of lines : 333927
 Number of coefficients : 6656031
 Number of blocks : 14
 Maximum number of coefficients per bloc : 500000
 Total matrix size : 77.45 Mb

Structural mass : $1.040 \times 10^{+03} \text{ kg}$

Inertia center coordinates

$X_g : -1.659 \times 10^{+01} \text{ mm}$
 $Y_g : -2.482 \times 10^{+03} \text{ mm}$
 $Z_g : 6.604 \times 10^{+02} \text{ mm}$

Inertia tensor at origine: kgxm2

$1.179 \times 10^{+04} \quad -6.802 \times 10^{+01} \quad 2.001 \times 10^{+01}$
 $-6.802 \times 10^{+01} \quad 1.773 \times 10^{+03} \quad 1.807 \times 10^{+03}$
 $2.001 \times 10^{+01} \quad 1.807 \times 10^{+03} \quad 1.115 \times 10^{+04}$

MASS Computation

Name: MassSet.2

Structural: yes

Number of lines : 333927
 Number of coefficients : 333927
 Number of blocks : 1
 Maximum number of coefficients per bloc : 333927
 Total matrix size : 5.10 Mb

Additionnal mass : 0.000e+000 kg

Inertia center coordinates

Xg : 0 . 000e+000 mm

Yg : 0 . 000e+000 mm

Zg : 0 . 000e+000 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

0. 0. 0.

0. 0. 0.

0. 0. 0.

STIFFNESS Computation

Number of lines : 333927

Number of coefficients : 6656031

Number of blocks : 14

Maximum number of coefficients per bloc : 500000

Total matrix size : 77 . 45 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of local singularities : 4266

Number of singularities in translation : 0

Number of singularities in rotation : 4266

Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of constraints : 7596

Number of coefficients : 0

Number of factorized constraints : 7596

Number of coefficients : 1089873

Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE

Number of factorized degrees : 326331

Number of supernodes : 12764
 Number of overhead indices : 1412876
 Number of coefficients : 113311471
 Maximum front width : 8254
 Maximum front size : 34068385
 Size of the factorized matrix (Mb) : 864 . 498
 Number of blocks : 57
 Number of Mflops for factorization : 4 . 320e+005
 Number of Mflops for solve : 4 . 549e+002
 Minimum relative pivot : 2 . 880e-007

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.2

Load: LoadSet.1

Mass: MassSet.2

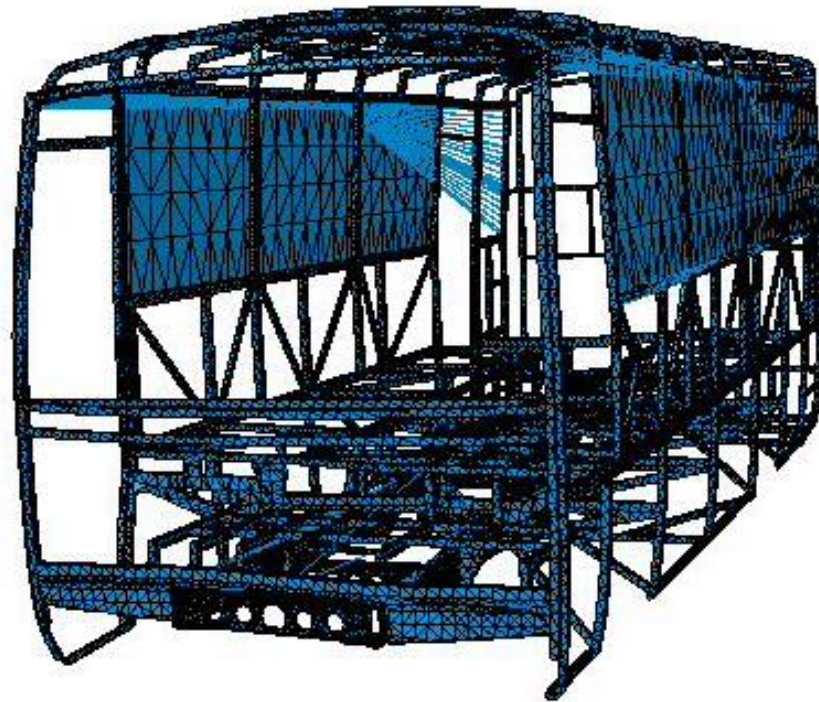
Structural mass is taken into account

Strain Energy : 8.638e+000 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	-3.0330e-012	-1.9272e-006	-1.9272e-006	2.6391e-010
Fy (N)	-1.6170e-011	-4.6259e-007	-4.6261e-007	6.3349e-011
Fz (N)	1.2207e-004	-1.2123e-004	8.4090e-007	1.1515e-010
Mx (Nxm)	-4.6173e-005	4.7717e-005	1.5445e-006	3.5408e-011
My (Nxm)	1.2353e+004	-1.2353e+004	-1.3806e-006	3.1650e-011
Mz (Nxm)	-1.3286e-012	-2.5996e-006	-2.5996e-006	5.9594e-011

Static Case Solution.1 - Deformed Mesh

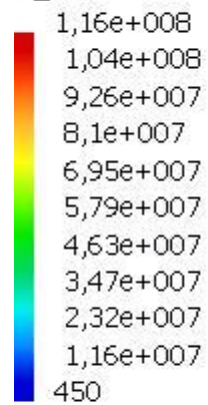


Axis Definition : Last , System : Cartesian

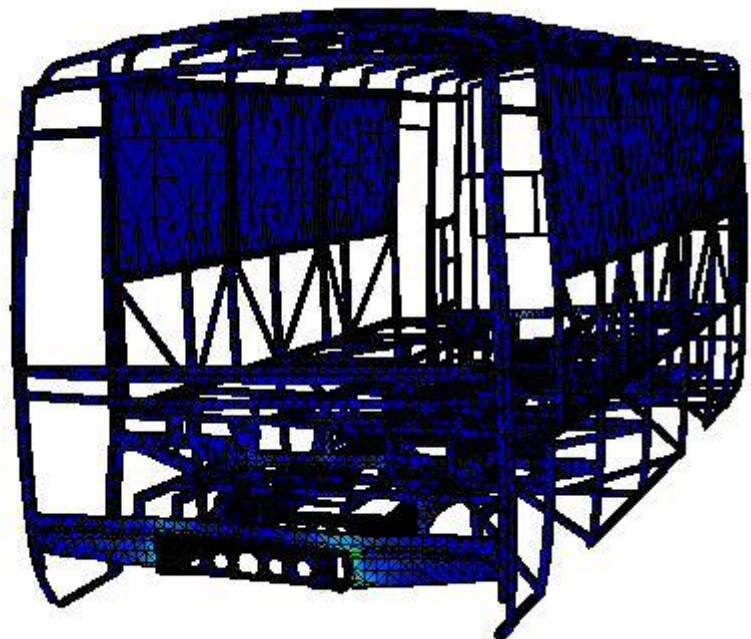
Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



On Boundary



---- line Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

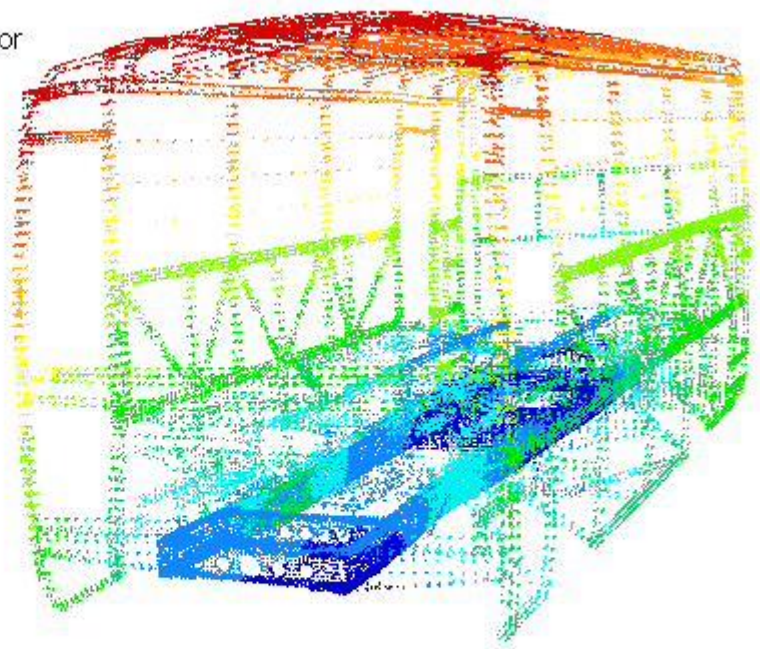
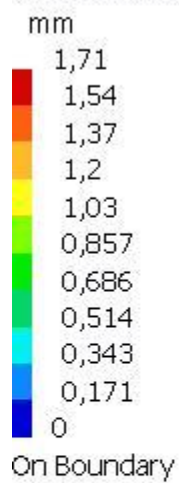
---- Surface Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement vector

Translational displacement vector



---- line Elements ---- : Components : ALL

---- Surface Elements ---- : Components : ALL

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

SULTAN MODAL ANALIZ

MESH:

Entity	Size
Nodes	83799
Elements	77444

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	1174 (1,52%)
BAR	2 (0,00%)
TR3	48234 (62,28%)
TE10	28034 (36,20%)

Properties.1

Material apply to

Part1.1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.2 : Part1.1

Part6.1 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Frequency Case

Boundary Conditions

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 83799
Number of elements : 77444
Number of D.O.F. : 320751
Number of Contact relations : 0
Number of Kinematic relations : 3546
Number of coefficients : 46159

Parabolic tetrahedron : 28034
Linear triangle shell : 48234
Solid to solid fastened join : 1170
Smooth spider : 2
Rigid spider : 2
Translation smooth spider : 2

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.1

Number of S.P.C : 789

STRUCTURAL_MASS Computation

Name: StructuralMass

Number of lines : 320751
Number of coefficients : 9198540
Number of blocks : 19
Maximum number of coefficients per bloc : 499998
Total matrix size : 106 . 49 Mb

Structural mass : 9.451e+002 kg

Inertia center coordinates

Xg : -2 . 807e+000 mm
Yg : -2 . 467e+003 mm

Zg : 5 . 683e+002 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

1.069e+004	8.822e+000	-1.673e+000
8.822e+000	1.428e+003	1.418e+003
-1.673e+000	1.418e+003	1.017e+004

MASS Computation

Name: MassSet.1

Structural: yes

Number of lines	: 320751
Number of coefficients	: 320751
Number of blocks	: 1
Maximum number of coefficients per bloc	: 320751
Total matrix size	: 4 . 89 Mb

Additionnal mass : 1.200e+003 kg

Inertia center coordinates

Xg : 3 . 433e+000 mm
Yg : -2 . 108e+003 mm
Zg : -1 . 760e+000 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

9367.58	34.791	-0.000328968
34.791	147.857	-1.32263
-0.000328968	-1.32263	9515.15

STIFFNESS Computation

Number of lines	: 320751
Number of coefficients	: 9198540
Number of blocks	: 19
Maximum number of coefficients per bloc	: 499998
Total matrix size	: 106 . 49 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of local singularities : 1233
Number of singularities in translation : 0
Number of singularities in rotation : 1233
Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.1

Number of constraints : 5568
Number of coefficients : 0
Number of factorized constraints : 5568
Number of coefficients : 988488
Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE
Number of factorized degrees : 315183
Number of supernodes : 12184
Number of overhead indices : 1727644
Number of coefficients : 141492410
Maximum front width : 9381
Maximum front size : 44006271
Size of the factorized matrix (Mb) : 1079 . 5
Number of blocks : 71
Number of Mflops for factorization : 6 . 817e+005
Number of Mflops for solve : 5 . 675e+002
Minimum relative pivot : 3 . 319e-007

FREQUENCY Computation

Frequency: FrequencySet.1

Restraint: RestraintSet.1

Mass: MassSet.1

Structural mass is taken into account

Total mass : 2.145e+003 kg

Inertia center coordinates

Xg : 6 . 839e-001 mm
 Yg : -2 . 266e+003 mm
 Zg : 2 . 494e+002 mm

Inertia tensor at inertia center: kgxm2

8.908e+003 4.029e+001 -1.307e+000
 4.029e+001 1.443e+003 2.041e+002
 -1.307e+000 2.041e+002 8.662e+003

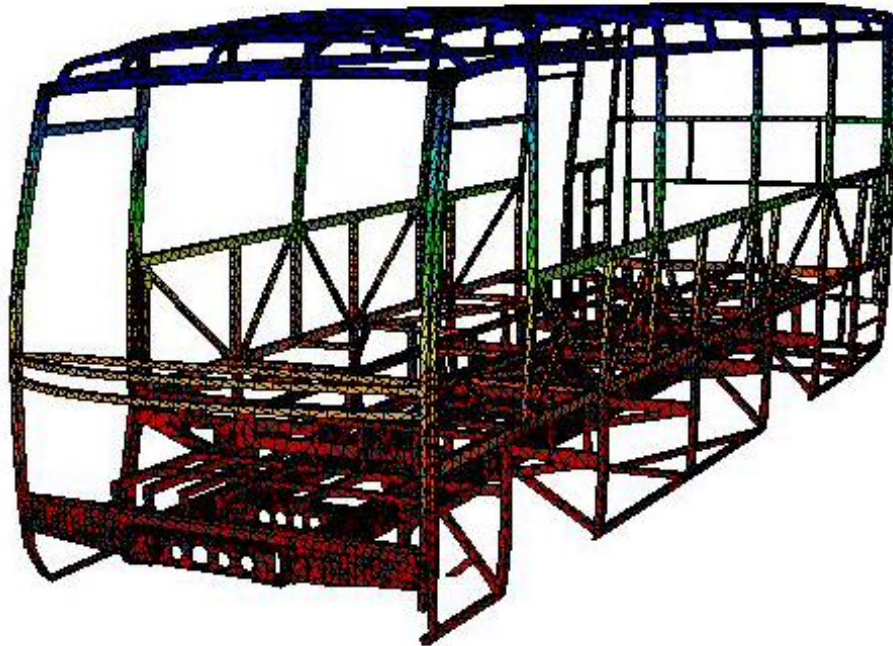
Number of computed modes : 10
 Boundary condition for modes computation : clamped
 Number of iterations already performed : 10
 Total Number of iterations performed : 17
 Relative eigenvalues tolerance required : 1 . 000e-003
 Relative eigenvalues tolerance obtained : 5 . 920e-004

Mode number	Frequency Hz	Stability
1	8.0881e+000	2.2011e-014
2	1.3751e+001	1.5436e-012
3	1.7544e+001	1.3145e-010
4	2.4368e+001	4.3594e-008
5	2.5424e+001	6.7270e-007
6	2.7985e+001	4.0633e-006
7	2.8713e+001	2.0479e-006
8	3.3048e+001	5.4998e-005
9	3.4477e+001	1.8684e-004
10	3.7020e+001	5.9195e-004

Modal participation :

Mode	Frequency Hz	Tx (%)	Ty (%)	Tz (%)	Rx (%)	Ry (%)	Rz (%)
1	8.0881e+000	17.98	0.00	0.00	0.00	70.23	14.03
2	1.3751e+001	0.08	0.09	0.00	0.06	0.00	10.39
3	1.7544e+001	0.04	11.43	3.87	32.74	0.00	0.00
4	2.4368e+001	55.41	0.23	0.99	1.15	1.02	28.03
5	2.5424e+001	2.77	2.89	12.28	20.22	0.19	0.97
6	2.7985e+001	2.37	0.06	2.39	0.00	5.01	4.42
7	2.8713e+001	2.83	0.14	1.77	0.03	6.53	4.15
8	3.3048e+001	0.66	0.01	0.28	0.04	2.03	0.05
9	3.4477e+001	0.22	0.01	1.05	1.21	0.60	0.01
10	3.7020e+001	0.04	0.07	31.64	9.45	0.22	0.24
	Total	82.40	14.94	54.25	64.89	85.84	62.29

Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 1 - Mode Value : 8,08806Hz



Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 2 - Mode Value : 13,751Hz



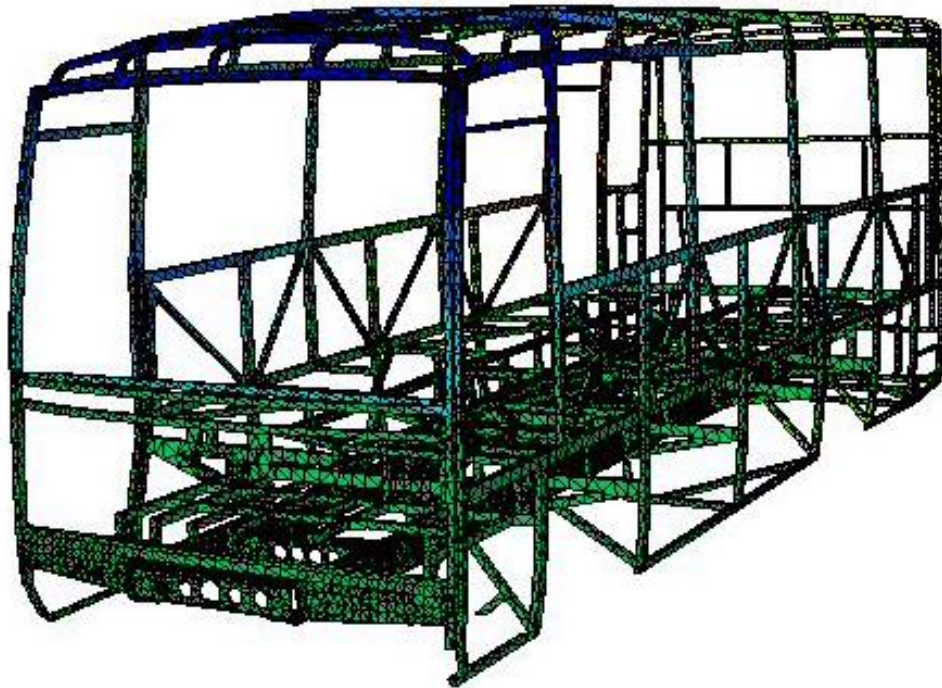
---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 3 -
Mode Value : 17,5435Hz**



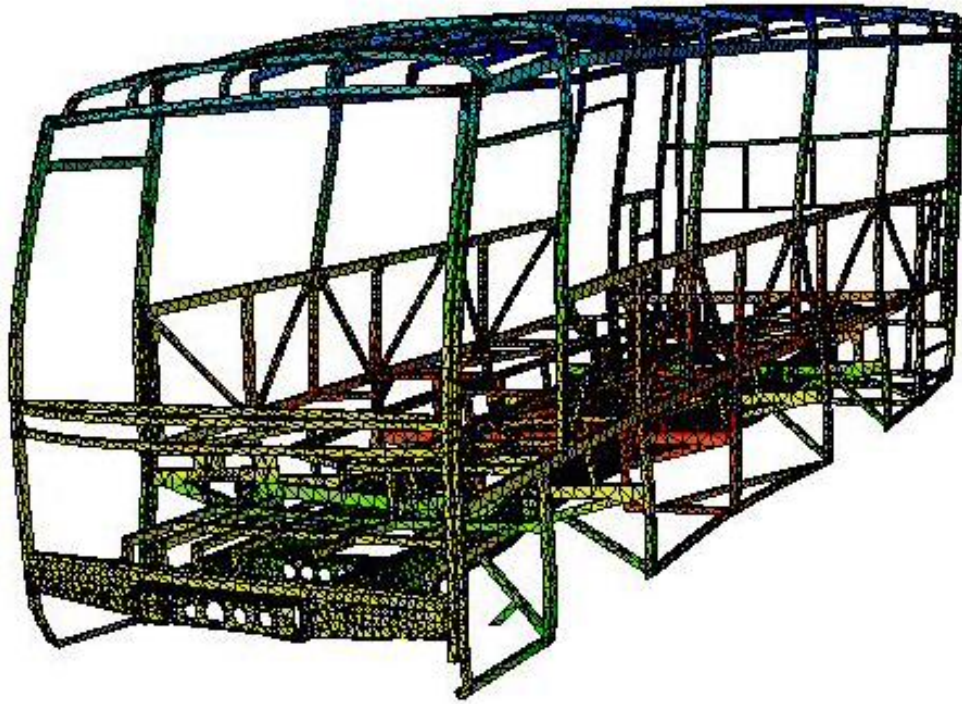
---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 4 -
Mode Value : 24,368Hz**



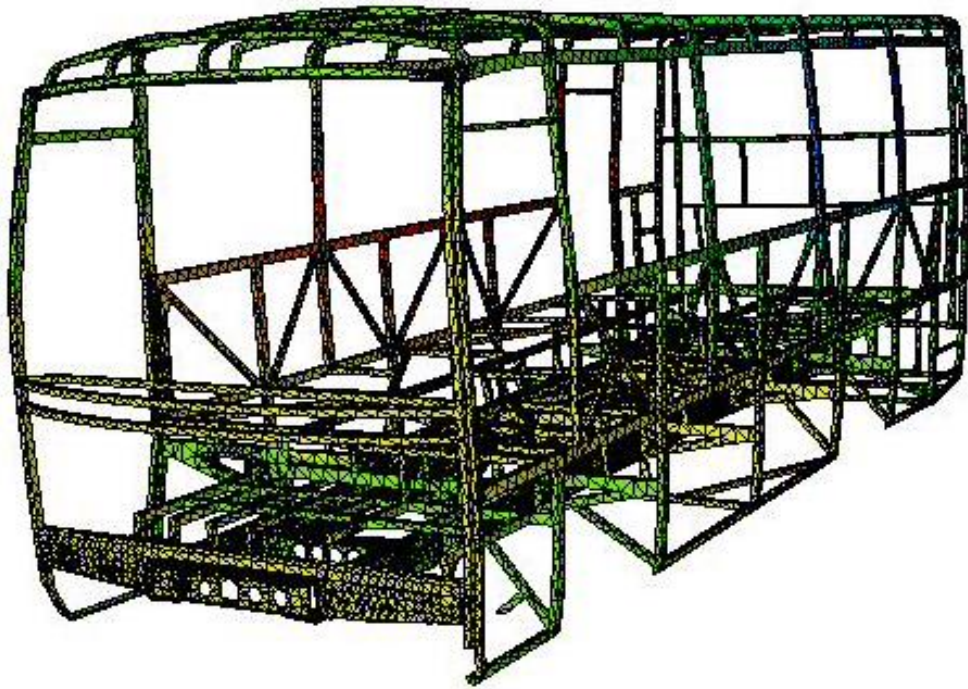
---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 5 -
Mode Value : 25,4239Hz**



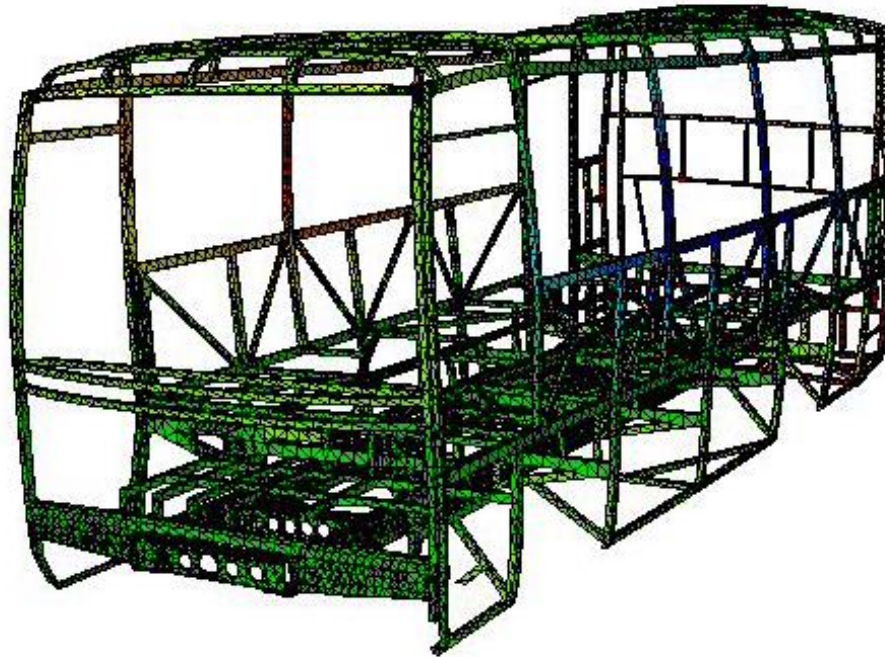
---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 6 -
Mode Value : 27,9854Hz**



---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 7 -
Mode Value : 28,7126Hz**



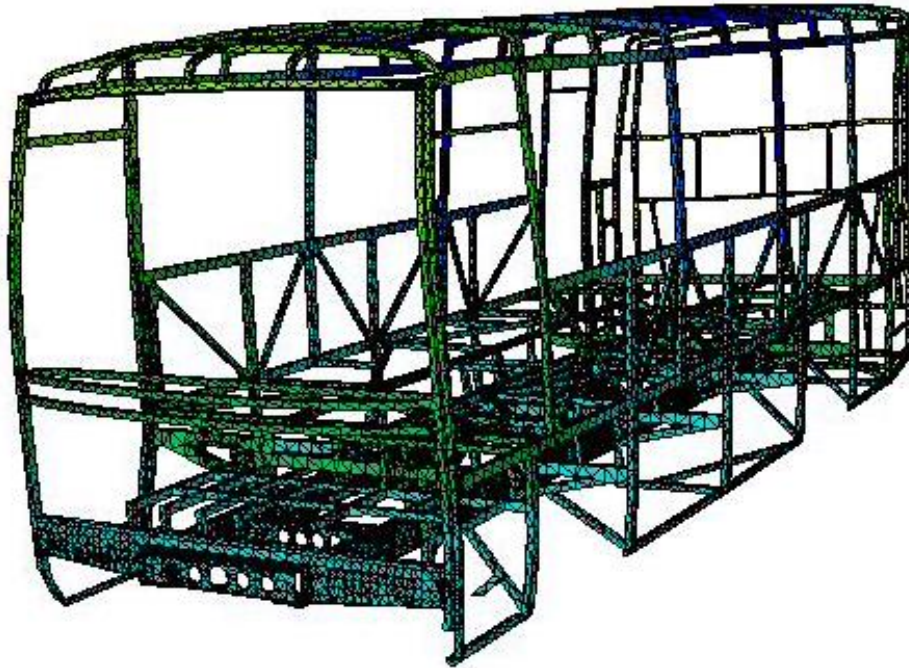
---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 8 -
Mode Value : 33,0477Hz**



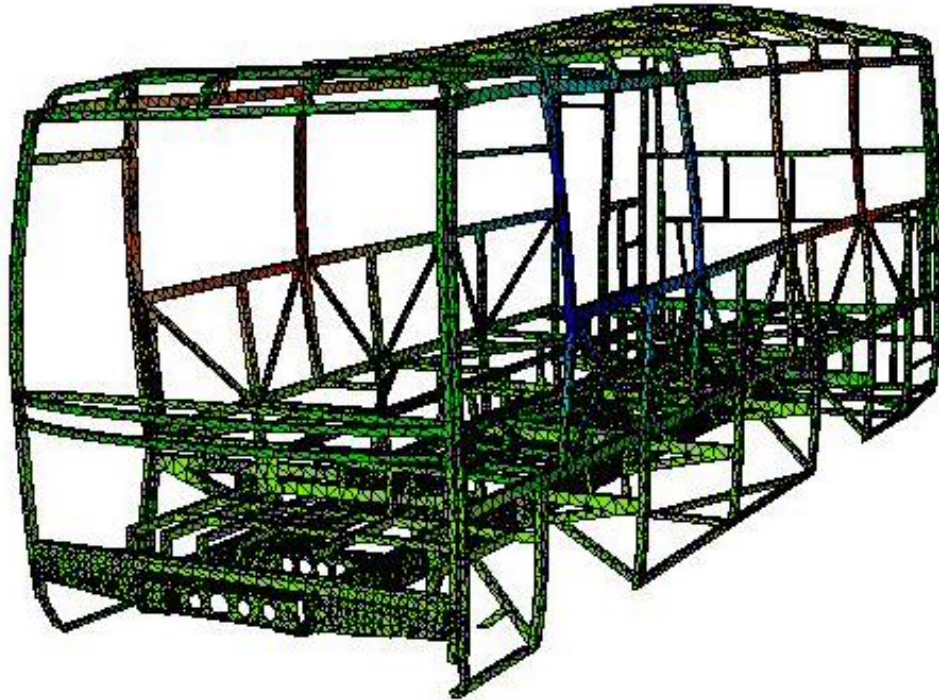
---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 9 -
Mode Value : 34,4769Hz**



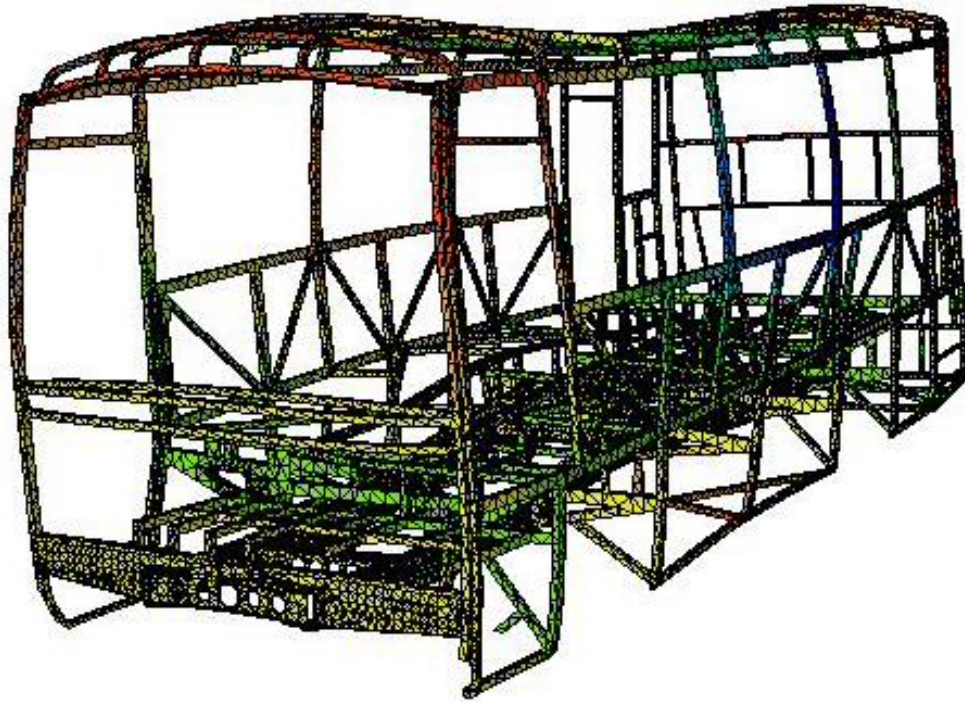
---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

**Frequency Case Solution.1 - Translational displacement component - Mode Number : 10
- Mode Value : 37,0195Hz**



---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Frequency	8,088Hz
	13,751Hz
	17,544Hz
	24,368Hz
	25,424Hz
	27,985Hz
	28,713Hz
	33,048Hz
	34,477Hz
	37,02Hz

SULTAN QUASI_STATIK SONSUZ MUKAVEMET

MESH:

Entity	Size
Nodes	85787
Elements	205851

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	930 (0,45%)
TR3	92474 (44,92%)
BAR	2 (0,00%)
TE4	112445 (54,62%)

Properties.1

Material apply to

Part1.1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.2 : Part1.1

Part6.1 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 85787

Number of elements : 205851
 Number of D.O.F. : 393081
 Number of Contact relations : 0
 Number of Kinematic relations : 2850
 Number of coefficients : 43189

Linear tetrahedron : 112445
 Linear triangle shell : 92474
 Solid to shell fastened join : 12
 Solid to solid fastened join : 914
 Smooth spider : 2
 Rigid spider : 2
 Translation smooth spider : 2

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.2

Number of S.P.C : 771

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = 1.635e-008 \text{ N}$
 $F_y = -1.961e-006 \text{ N}$
 $F_z = -5.662e+004 \text{ N}$
 $M_x = 1.041e+005 \text{ Nxm}$
 $M_y = -4.848e+003 \text{ Nxm}$
 $M_z = -2.147e-006 \text{ Nxm}$

STRUCTURAL_MASS Computation

Name: StructuralMass

Number of lines : 393081
 Number of coefficients : 7935366
 Number of blocks : 16
 Maximum number of coefficients per bloc : 499998
 Total matrix size : 92.31 Mb

Structural mass : 9.399e+002 kg

Inertia center coordinates

Xg : -1 . 991e+000 mm
Yg : -2 . 469e+003 mm
Zg : 5 . 723e+002 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

1.065e+004 1.048e+001 -2.763e+000
1.048e+001 1.427e+003 1.420e+003
-2.763e+000 1.420e+003 1.012e+004

MASS Computation

Name: MassSet.2

Structural: yes

Number of lines : 393081
Number of coefficients : 393081
Number of blocks : 1
Maximum number of coefficients per bloc : 393081
Total matrix size : 6 . 00 Mb

Additionnal mass : 0.000e+000 kg

Inertia center coordinates

Xg : 0 . 000e+000 mm
Yg : 0 . 000e+000 mm
Zg : 0 . 000e+000 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

0. 0. 0.
0. 0. 0.
0. 0. 0.

STIFFNESS Computation

Number of lines : 393081
Number of coefficients : 7935366

Number of blocks : 16
Maximum number of coefficients per bloc : 499998
Total matrix size : 92 . 31 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of local singularities : 12122
Number of singularities in translation : 0
Number of singularities in rotation : 12122
Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of constraints : 15743
Number of coefficients : 0
Number of factorized constraints : 15743
Number of coefficients : 1008188
Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE
Number of factorized degrees : 377338
Number of supernodes : 13859
Number of overhead indices : 1413311
Number of coefficients : 108333820
Maximum front width : 8153
Maximum front size : 33239781
Size of the factorized matrix (Mb) : 826 . 521
Number of blocks : 55
Number of Mflops for factorization : 3 . 900e+005
Number of Mflops for solve : 4 . 352e+002
Minimum relative pivot : 2 . 090e-007

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.2

Load: LoadSet.1

Mass: MassSet.2

Structural mass is taken into account

Strain Energy : 1.631e+001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	1.6353e-008	1.1550e-006	1.1713e-006	1.9031e-010
Fy (N)	-1.9608e-006	2.4549e-006	4.9407e-007	8.0272e-011
Fz (N)	-5.6623e+004	5.6623e+004	3.4545e-007	5.6125e-011
Mx (Nxm)	1.0413e+005	-1.0413e+005	-4.7119e-007	1.2816e-011
My (Nxm)	-4.8475e+003	4.8475e+003	7.8839e-007	2.1443e-011
Mz (Nxm)	-2.1468e-006	3.2647e-006	1.1179e-006	3.0405e-011

Static Case Solution.1 - Deformed Mesh

Axis Definition : Last , System : Cartesian

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)

---- line Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower : Upper

---- Surface Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower : Upper

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement vector

---- line Elements ---- : Components : ALL

---- Surface Elements ---- : Components : ALL

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

SULTAN QUASI STATİK TEKİL DARBE MUKAVEMETİ

MESH:

Entity	Size
Nodes	85787
Elements	205851

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	930 (0,45%)
TR3	92474 (44,92%)
BAR	2 (0,00%)
TE4	112445 (54,62%)

Properties.1

Material apply to

Part1.1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.2 : Part1.1

Part6.1 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Static Case

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 85787
Number of elements : 205851
Number of D.O.F. : 393081
Number of Contact relations : 0
Number of Kinematic relations : 2850
Number of coefficients : 43189

Linear tetrahedron : 112445
Linear triangle shell : 92474
Solid to shell fastened join : 12
Solid to solid fastened join : 914
Smooth spider : 2
Rigid spider : 2
Translation smooth spider : 2

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.2

Number of S.P.C : 771

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = 6.997e-008 \text{ N}$
 $F_y = 2.116e-006 \text{ N}$
 $F_z = -1.008e+005 \text{ N}$
 $M_x = 1.853e+005 \text{ Nxm}$
 $M_y = -8.655e+003 \text{ Nxm}$
 $M_z = -1.479e-006 \text{ Nxm}$

STRUCTURAL_MASS Computation

Name: StructuralMass

Number of lines : 393081
Number of coefficients : 7935366

Number of blocks : 16
Maximum number of coefficients per bloc : 499998
Total matrix size : 92 . 31 Mb

Structural mass : 9.399e+002 kg

Inertia center coordinates

Xg : -1 . 991e+000 mm
Yg : -2 . 469e+003 mm
Zg : 5 . 723e+002 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

1.065e+004 1.048e+001 -2.763e+000
1.048e+001 1.427e+003 1.420e+003
-2.763e+000 1.420e+003 1.012e+004

MASS Computation

Name: MassSet.2

Structural: yes

Number of lines : 393081
Number of coefficients : 393081
Number of blocks : 1
Maximum number of coefficients per bloc : 393081
Total matrix size : 6 . 00 Mb

Additionnal mass : 0.000e+000 kg

Inertia center coordinates

Xg : 0 . 000e+000 mm
Yg : 0 . 000e+000 mm
Zg : 0 . 000e+000 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

0. 0. 0.

0. 0. 0.

0. 0. 0.

STIFFNESS Computation

Number of lines : 393081
Number of coefficients : 7935366
Number of blocks : 16
Maximum number of coefficients per bloc : 499998
Total matrix size : 92 . 31 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of local singularities : 12122
Number of singularities in translation : 0
Number of singularities in rotation : 12122
Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of constraints : 15743
Number of coefficients : 0
Number of factorized constraints : 15743
Number of coefficients : 1008188
Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE
Number of factorized degrees : 377338
Number of supernodes : 13859
Number of overhead indices : 1413311
Number of coefficients : 108333820
Maximum front width : 8153
Maximum front size : 33239781
Size of the factorized matrix (Mb) : 826 . 521
Number of blocks : 55
Number of Mflops for factorization : 3 . 900e+005
Number of Mflops for solve : 4 . 352e+002
Minimum relative pivot : 2 . 090e-007

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.2

Load: LoadSet.1

Mass: MassSet.2

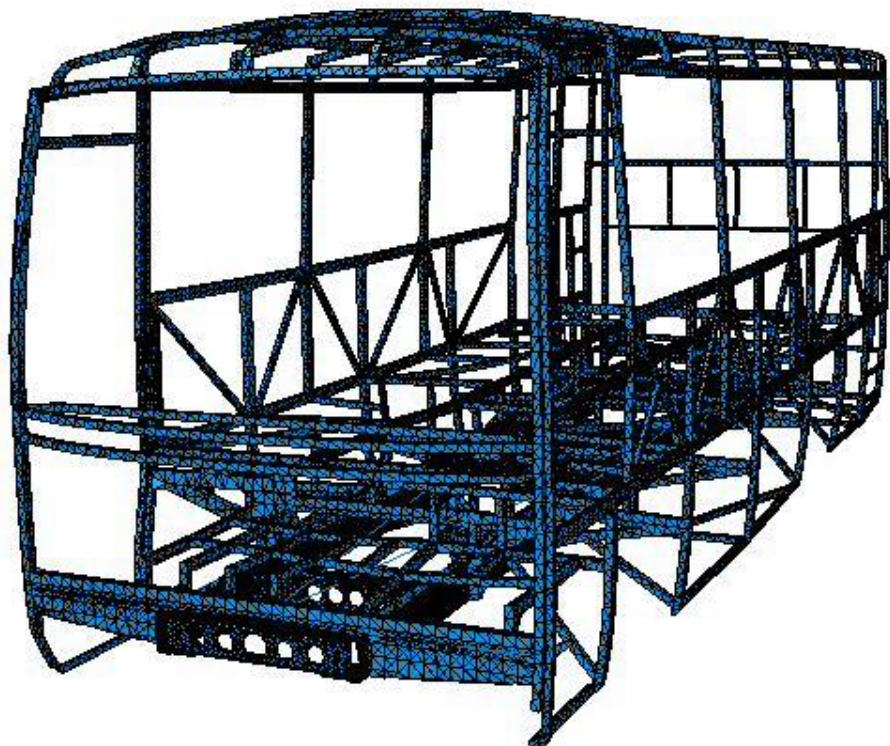
Structural mass is taken into account

Strain Energy : 5.182e+001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	6.9975e-008	2.0199e-006	2.0899e-006	1.9036e-010
Fy (N)	2.1162e-006	-1.2367e-006	8.7949e-007	8.0109e-011
Fz (N)	-1.0082e+005	1.0082e+005	6.1911e-007	5.6392e-011
Mx (Nxm)	1.8534e+005	-1.8534e+005	-8.5766e-007	1.3078e-011
My (Nxm)	-8.6547e+003	8.6547e+003	1.4061e-006	2.1440e-011
Mz (Nxm)	-1.4795e-006	3.4694e-006	1.9899e-006	3.0343e-011

Static Case Solution.1 Deformed Mesh



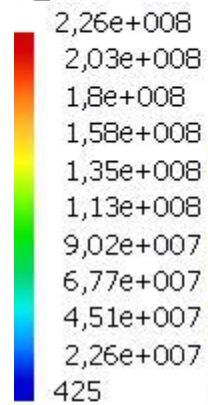
Axis Definition : Last , System : Cartesian

Display On Boundary ---- Over all the Model

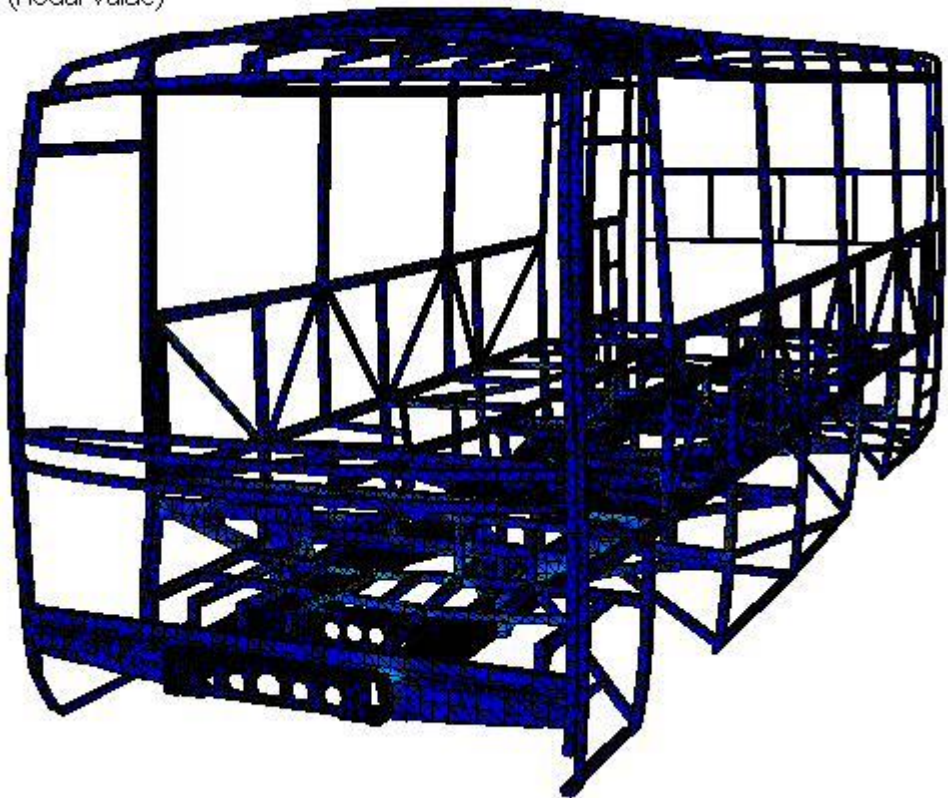
Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



On Boundary



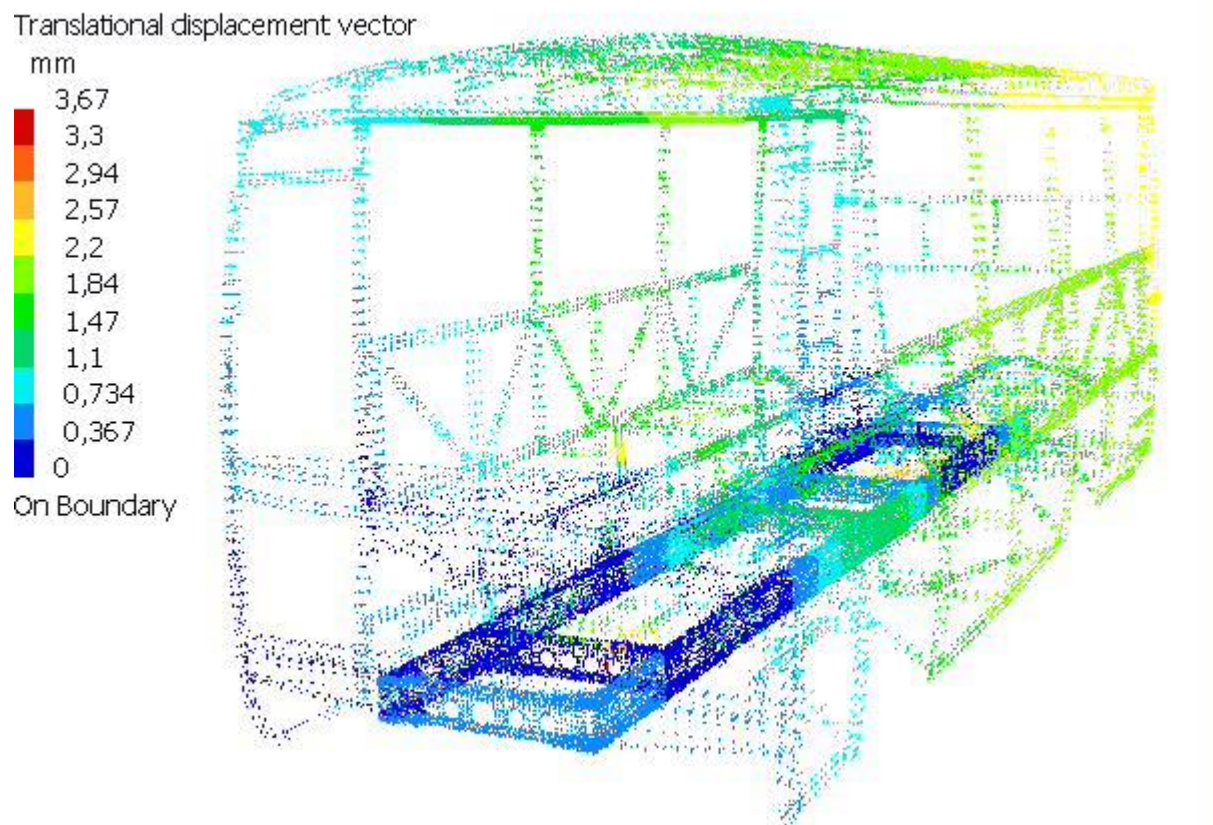
---- line Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Surface Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement vector



---- line Elements ---- : Components : ALL

---- Surface Elements ---- : Components : ALL

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Energy	51,822J

SULTAN QUASI_STATIK SÜREKLİ MUKAVEMET

MESH:

Entity	Size
Nodes	85787
Elements	205851

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	930 (0,45%)
TR3	92474 (44,92%)
BAR	2 (0,00%)
TE4	112445 (54,62%)

Properties.1

Material apply to

Part1.1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.2 : Part1.1

Part6.1 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Static Case

STRUCTURE Computation

Number of nodes : 85787
 Number of elements : 205851
 Number of D.O.F. : 393081
 Number of Contact relations : 0
 Number of Kinematic relations : 2850
 Number of coefficients : 43189

Linear tetrahedron : 112445
 Linear triangle shell : 92474
 Solid to shell fastened join : 12
 Solid to solid fastened join : 914
 Smooth spider : 2
 Rigid spider : 2
 Translation smooth spider : 2

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.2

Number of S.P.C : 771

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = 1.635e-008 \text{ N}$
 $F_y = -1.961e-006 \text{ N}$
 $F_z = -5.662e+004 \text{ N}$
 $M_x = 1.041e+005 \text{ Nxm}$
 $M_y = -4.848e+003 \text{ Nxm}$
 $M_z = -2.147e-006 \text{ Nxm}$

STRUCTURAL_MASS Computation

Name: StructuralMass

Number of lines : 393081
 Number of coefficients : 7935366
 Number of blocks : 16
 Maximum number of coefficients per bloc : 499998
 Total matrix size : 92.31 Mb

Structural mass : $9.399e+002 \text{ kg}$

Inertia center coordinates

$X_g : -1.991e+000 \text{ mm}$
 $Y_g : -2.469e+003 \text{ mm}$
 $Z_g : 5.723e+002 \text{ mm}$

Inertia tensor at origine: kgxm2

$1.065e+004 \quad 1.048e+001 \quad -2.763e+000$
 $1.048e+001 \quad 1.427e+003 \quad 1.420e+003$
 $-2.763e+000 \quad 1.420e+003 \quad 1.012e+004$

MASS Computation

Name: MassSet.2

Structural: yes

Number of lines : 393081
 Number of coefficients : 393081
 Number of blocks : 1
 Maximum number of coefficients per bloc : 393081
 Total matrix size : 6.00 Mb

Additionnal mass : 0.000e+000 kg

Inertia center coordinates

Xg : 0 . 000e+000 mm

Yg : 0 . 000e+000 mm

Zg : 0 . 000e+000 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

0. 0. 0.

0. 0. 0.

0. 0. 0.

STIFFNESS Computation

Number of lines : 393081

Number of coefficients : 7935366

Number of blocks : 16

Maximum number of coefficients per bloc : 499998

Total matrix size : 92 . 31 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of local singularities : 12122

Number of singularities in translation : 0

Number of singularities in rotation : 12122

Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of constraints : 15743

Number of coefficients : 0

Number of factorized constraints : 15743

Number of coefficients : 1008188

Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE

Number of factorized degrees : 377338
 Number of supernodes : 13859
 Number of overhead indices : 1413311
 Number of coefficients : 108333820
 Maximum front width : 8153
 Maximum front size : 33239781
 Size of the factorized matrix (Mb) : 826 . 521
 Number of blocks : 55
 Number of Mflops for factorization : 3 . 900e+005
 Number of Mflops for solve : 4 . 352e+002
 Minimum relative pivot : 2 . 090e-007

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.2

Load: LoadSet.1

Mass: MassSet.2

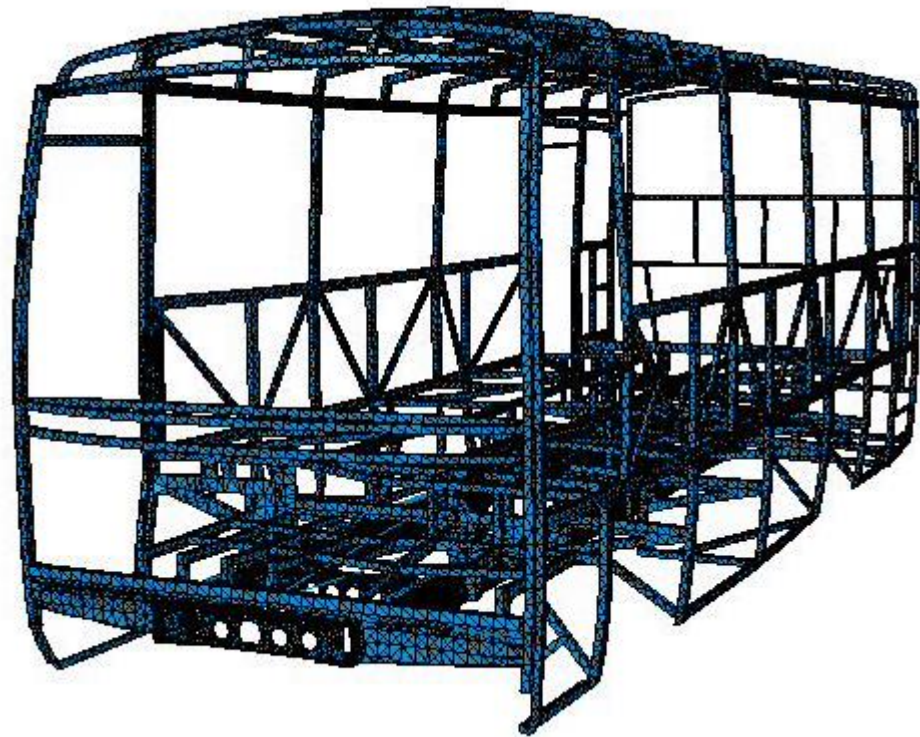
Structural mass is taken into account

Strain Energy : 1.631e+001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	1.6353e-008	1.1550e-006	1.1713e-006	1.9031e-010
Fy (N)	-1.9608e-006	2.4549e-006	4.9407e-007	8.0272e-011
Fz (N)	-5.6623e+004	5.6623e+004	3.4545e-007	5.6125e-011
Mx (Nxm)	1.0413e+005	-1.0413e+005	-4.7119e-007	1.2816e-011
My (Nxm)	-4.8475e+003	4.8475e+003	7.8839e-007	2.1443e-011
Mz (Nxm)	-2.1468e-006	3.2647e-006	1.1179e-006	3.0405e-011

Static Case Solution.1 - Deformed Mesh

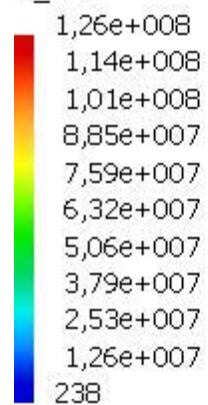


Axis Definition : Last , System : Cartesian

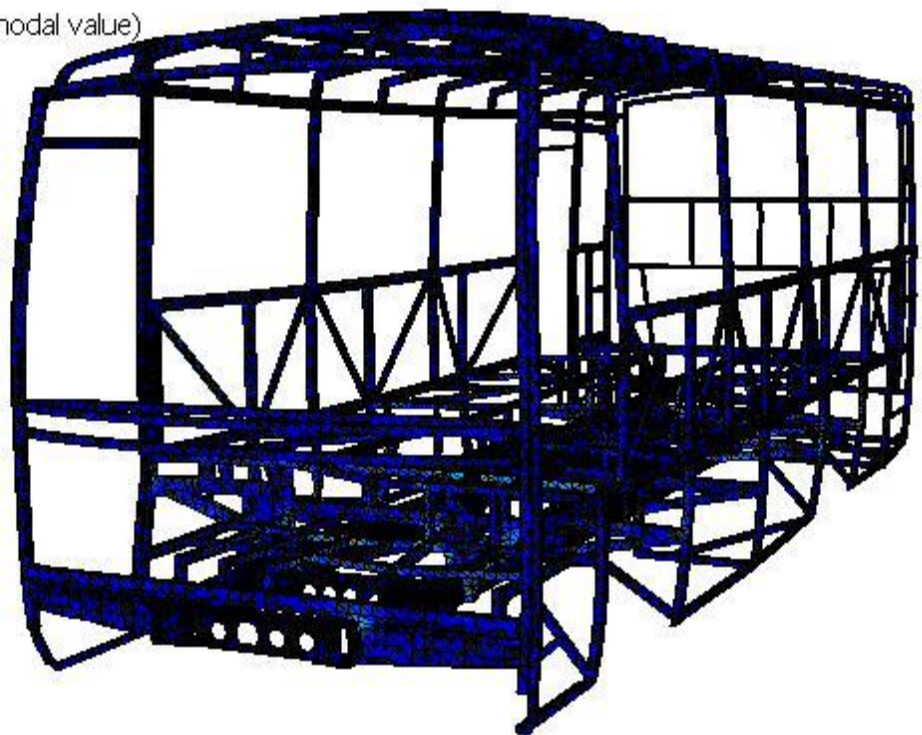
Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



On Boundary



---- line Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

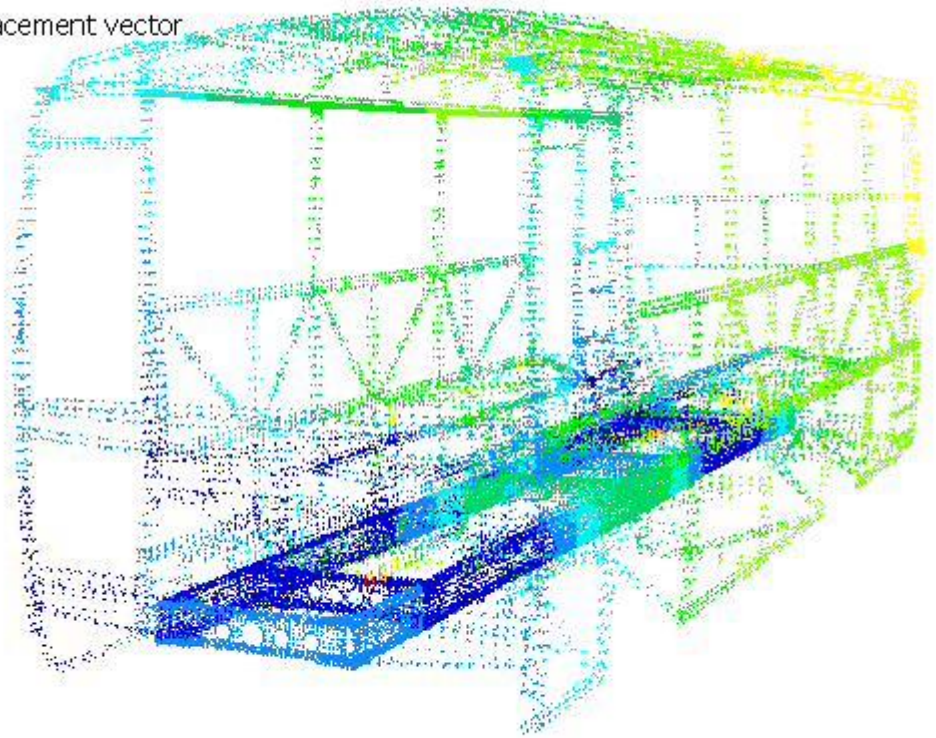
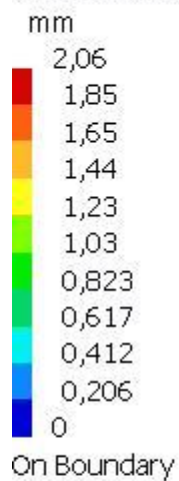
---- Surface Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement vector

Translational displacement vector



---- line Elements ---- : Components : ALL

---- Surface Elements ---- : Components : ALL

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

SULTAN STATIK ANALIZ

MESH:

Entity	Size
Nodes	85787
Elements	205851

ELEMENT TYPE:

Connectivity	Statistics
SPIDER	930 (0,45%)
TR3	92474 (44,92%)
BAR	2 (0,00%)
TE4	112445 (54,62%)

Properties.1

Material apply to

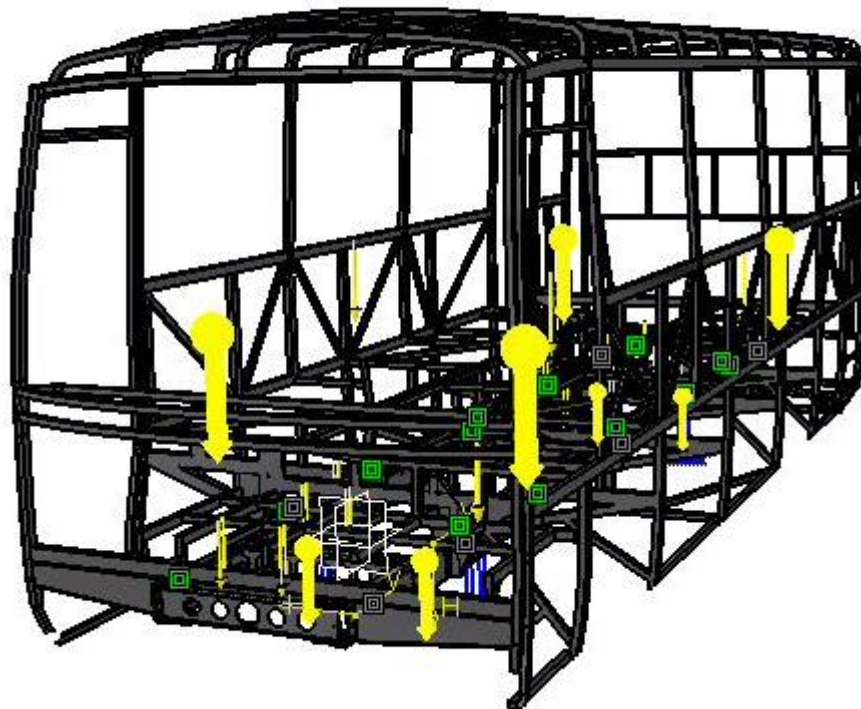
Part1.1 - OCTREE Tetrahedron Mesh.2 : Part1.1

Part6.1 - OCTREE Triangle Mesh.1

Material	Steel : Structural (ASTM-A36)
Young Modulus	2e+011N_m2
Poisson Ratio	0,266
Density	7860kg_m3
Thermal Expansion	0,0000117
Yield Strength	2,5e+008N_m2

Static Case

Boundary Conditions



STRUCTURE Computation

Number of nodes : 85787
 Number of elements : 205851
 Number of D.O.F. : 393081
 Number of Contact relations : 0
 Number of Kinematic relations : 2850

Number of coefficients : 43189

Linear tetrahedron : 112445
Linear triangle shell : 92474
Solid to shell fastened join : 12
Solid to solid fastened join : 914
Smooth spider : 2
Rigid spider : 2
Translation smooth spider : 2

RESTRAINT Computation

Name: RestraintSet.2

Number of S.P.C : 771

LOAD Computation

Name: LoadSet.1

Applied load resultant :

$F_x = 1.075e-008 \text{ N}$
 $F_y = -1.053e-006 \text{ N}$
 $F_z = -4.473e+004 \text{ N}$
 $M_x = 8.215e+004 \text{ Nxm}$
 $M_y = -3.874e+003 \text{ Nxm}$
 $M_z = 4.150e-007 \text{ Nxm}$

STRUCTURAL_MASS Computation

Name: StructuralMass

Number of lines : 393081
Number of coefficients : 7935366
Number of blocks : 16
Maximum number of coefficients per bloc : 499998
Total matrix size : 92.31 Mb

Structural mass : $9.399e+002 \text{ kg}$

Inertia center coordinates

$X_g : -1.991e+000 \text{ mm}$
 $Y_g : -2.469e+003 \text{ mm}$

Zg : 5 . 723e+002 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

1.065e+004	1.048e+001	-2.763e+000
1.048e+001	1.427e+003	1.420e+003
-2.763e+000	1.420e+003	1.012e+004

MASS Computation

Name: MassSet.2

Structural: yes

Number of lines	: 393081
Number of coefficients	: 393081
Number of blocks	: 1
Maximum number of coefficients per bloc	: 393081
Total matrix size	: 6 . 00 Mb

Additionnal mass : 0.000e+000 kg

Inertia center coordinates

Xg : 0 . 000e+000 mm
Yg : 0 . 000e+000 mm
Zg : 0 . 000e+000 mm

Inertia tensor at origine: kgxm2

0.	0.	0.
0.	0.	0.
0.	0.	0.

STIFFNESS Computation

Number of lines	: 393081
Number of coefficients	: 7935366
Number of blocks	: 16
Maximum number of coefficients per bloc	: 499998
Total matrix size	: 92 . 31 Mb

SINGULARITY Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of local singularities : 12122
Number of singularities in translation : 0
Number of singularities in rotation : 12122
Generated constraint type : MPC

CONSTRAINT Computation

Restraint: RestraintSet.2

Number of constraints : 15743
Number of coefficients : 0
Number of factorized constraints : 15743
Number of coefficients : 1008188
Number of deferred constraints : 0

FACTORIZED Computation

Method : SPARSE
Number of factorized degrees : 377338
Number of supernodes : 13859
Number of overhead indices : 1413311
Number of coefficients : 108333820
Maximum front width : 8153
Maximum front size : 33239781
Size of the factorized matrix (Mb) : 826 . 521
Number of blocks : 55
Number of Mflops for factorization : 3 . 900e+005
Number of Mflops for solve : 4 . 352e+002
Minimum relative pivot : 2 . 090e-007

DIRECT METHOD Computation

Name: StaticSet.1

Restraint: RestraintSet.2

Load: LoadSet.1

Mass: MassSet.2

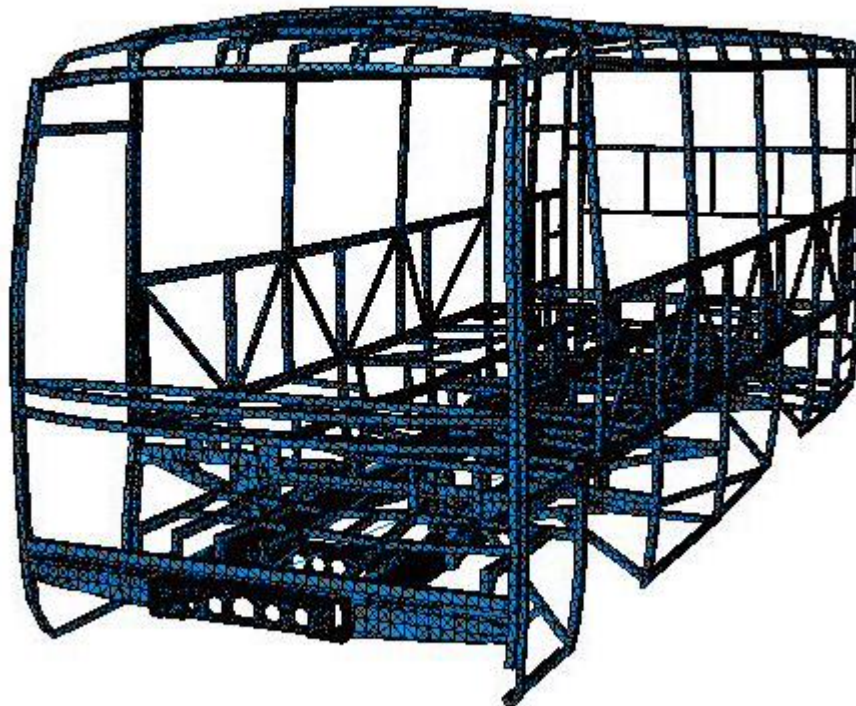
Structural mass is taken into account

Strain Energy : 1.028e+001 J

Equilibrium

Components	Applied Forces	Reactions	Residual	Relative Magnitude Error
Fx (N)	1.0745e-008	9.2290e-007	9.3365e-007	1.9056e-010
Fy (N)	-1.0526e-006	1.4419e-006	3.8933e-007	7.9464e-011
Fz (N)	-4.4734e+004	4.4734e+004	2.8031e-007	5.7212e-011
Mx (Nxm)	8.2154e+004	-8.2154e+004	-4.1336e-007	1.4124e-011
My (Nxm)	-3.8738e+003	3.8738e+003	6.2679e-007	2.1417e-011
Mz (Nxm)	4.1495e-007	4.7435e-007	8.8930e-007	3.0386e-011

Static Case Solution.1 - Deformed Mesh



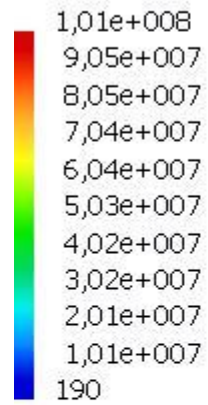
Axis Definition : Last , System : Cartesian

Display On Boundary ---- Over all the Model

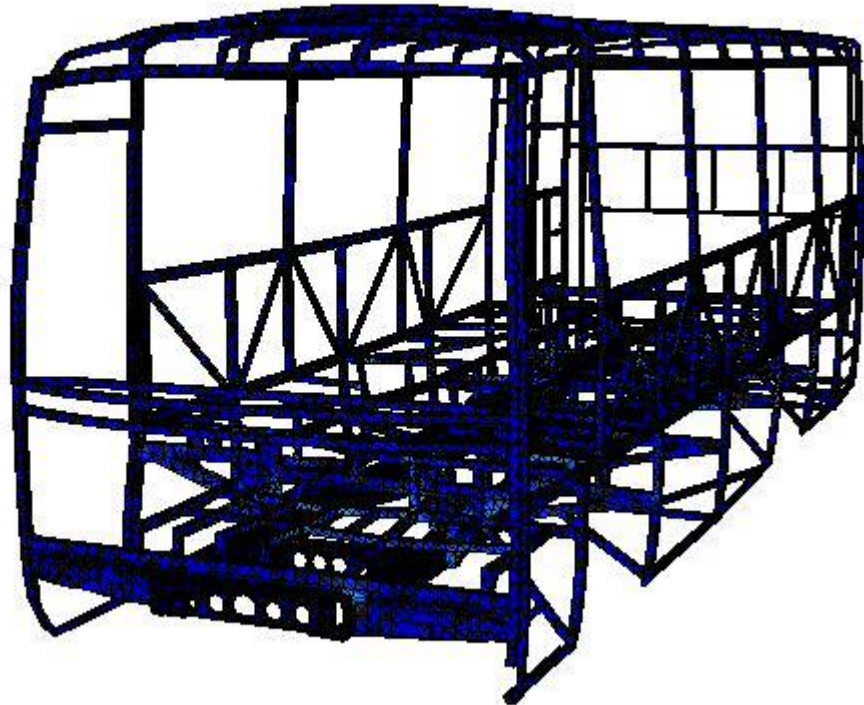
Static Case Solution.1 - Von Mises Stress (nodal value)

Von Mises Stress (nodal value)

N_m2



On Boundary



---- line Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Surface Elements ---- : Components : ALL , Upper-Mid-Lower :
Upper

---- Volume Elements ---- : Components : ALL

Display On Boundary ---- Over all the Model

Static Case Solution.1 - Translational displacement component

Translational displacement component

mm



On Boundary



---- line Elements ---- : Components : V1

---- Surface Elements ---- : Components : V1

---- Volume Elements ---- : Components : V1

Display On Boundary ---- Over all the Model

Global Sensors

Sensor Name	Sensor Value
Energy	10,277J

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Murat Doğan, 1978 yılında İstanbul’da doğdu. 1996 yılında ortaöğrenimini İstanbul Bahçelievler Adnan Menderes Anadolu Lisesi’nde tamamladı. 2000 yılında İ.T.Ü. Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü’den Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Halen İ.T.Ü. Uçak Mühendisliği Ana Bilim Dalı, Uçak Mühendisliği Programı’nda ve Yeditepe Üniversitesi İngilizce İşletme yüksek lisans programı öğrencisi olup OTOKAR A.Ş AR-GE departmanında Proje Mühendisi olarak çalışmalarına devam etmektedir.