

151412

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**BİR KAMYON ŞASİSİNİN YAPISAL
OPTİMİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Mehmet POYRAZ
Enstitü No: 503011110**

**Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 07 Haziran 2004
Tezin Savunulduğu Tarih : 17 Mayıs 2004**

**Tez Danışmanı :
Diğer Jüri Üyeleri :**

Doç.Dr. Ata MUĞAN

Prof.Dr. Tuncer TOPRAK (İ.T.Ü)

Doç.Dr. Vedat DOĞAN (İ.T.Ü)

MAYIS 2004

151 41 2

ÖNSÖZ

Yapıların tasarımında, yapı elemanlarının dayanıklı olması ve fonksiyonlarını yerine getirmeleri, tasarımın hayata geçirilebilmesi için yeterli ölçüler değildir. Tasarımın, bu iki koşulu minimum malzeme kullanımı ile sağlaması gerekmektedir. Çeşitli tasarım kriterlerinin birlikte sağlanabilmesi için, yapının optimize edilmesi şarttır. Bu işlemin rasyonel bir şekilde yapılabilmesi için SE metodları üzerine kurulmuş yapısal optimizasyon yazılımlarından faydalanmak gerekmektedir.

Bu çalışmada, modern optimizasyon teknikleri kullanan bir yapısal optimizasyon yazılımından faydalanarak, optimum topolojiye sahip kamyon şasisinin tasarlanması hedeflenmiştir.

Çalışma süresince desteklerini esirgemeyen danışman hocam Sn. Doç. Dr. Ata Muğan'a, yazılımın öğrenimi esnasında yardımlarından dolayı, FORDOTOSAN A.Ş. Ürün Geliştirme Bölümün' den Sn. Murat Dal'a ve Hesaplamalı Mekanik Laboratuvarın' da birlikte çalıştığım arkadaşlarıma çok teşekkür ederim.

Mayıs 2004

Mehmet POYRAZ

İÇİNDEKİLER

KISALTMALAR	V
TABLO LİSTESİ	VI
ŞEKİL LİSTESİ	VII
SEMBOL LİSTESİ	IX
ÖZET	XI
SUMMARY	XII
1. GİRİŞ	1
2. OPTİMİZASYON PROBLEMİ	3
2.1 Optimizasyon Kavramı	3
2.2 Optimizasyon Probleminin Tanımı	4
2.3 İteratif Prosedür	5
2.4 Kısıtlı Olmayan Optimizasyon Problemi	7
2.5 Kısıtlı Optimizasyon Problemi	8
2.6 Kuhn-Tucker Koşulları	10
3. YAPISAL OPTİMİZASYON	12
3.1 Boyut Optimizasyonu	13
3.2 Şekil Optimizasyonu	13
3.3 Topoloji Optimizasyonu	13
3.3.1 Ayrık Yapılarda Topoloji Optimizasyonu	14
3.3.2 Sürekli Yapılarda Topoloji Optimizasyonu..	15
3.3.2.1 Homojenleştirme Metodu	15
3.3.2.2 Yoğunluk Metodu	18
3.3.2.3 Topoloji Optimizasyonu Metotlarının Karşılaştırılması	19
3.3.2.4 Topoloji Optimizasyonunda En Küçük Yapı Elemanı	19
Boyutunun Kontrolü	
4. YAPISAL OPTİMİZASYON PROBLEMİNİN TANIMLANMASI	21
4.1 Optimizasyon Prosedürü	21
4.1.1 Duyarlılık Analizi	22
4.1.2 Kısıt İzleme	25
4.1.3 Harekat Miktarının Ayarlanması	25
4.2 Yapısal Optimizasyon Programında Kullanılan Cevaplar	26

4.2.1	Kütle ve Hacim	26
4.2.2	Kütle Oranı ve Hacim Oranı	26
4.2.3	Esneklik	26
4.2.4	Frekans	26
4.2.5	Yer değiştirme	26
4.2.6	Gerilme	27
4.2.7	Ağırlıklı Esneklik	27
4.2.8	Ağırlıklı Müşterek Frekans	27
4.2.9	Birleştirilmiş Esneklik İndeksi	27
5.	ŞASİNİN YAPISI VE ŞASİNİN DEFORMASYON ŞEKİLLERİ	29
6.	ÇEŞİTLİ TASARIM KRİTERLERİNE GÖRE ŞASİNİN	33
	TOPOLOJİK OPTİMİZASYONU	
6.1	Eğilme Davranışı	33
6.1.1	Uçlardan Mesnetli Tekil Yüklü Model	34
6.1.2	Mesnet Noktaları Ötelenmiş Tekil Yüklü Model	35
6.1.3	Yayıllı Yüklü Model	37
6.2	Burulma Davranışı	41
6.2.1	Sürekli Yapıya Sahip Şasi Modeli	41
6.2.2	Çoklu Travers Kullanılan Model	43
6.3	Asimetrik Frenleme	45
6.3.1	1. Model	45
6.3.2	2. Model	46
6.4	Çarpışma Durumunda Şasinin Yapısı	48
6.5	Rezonans Frekansının Optimizasyonu	49
6.3.1	1. Model	49
6.3.2	2. Model	51
6.3.3	3. Model	52
6.3.4	4. Model	53
3.	SONUÇLAR	55
	KAYNAKLAR	57
	ÖZGEÇMİŞ	58

KISALTMALAR

SE	: Sonlu Elemanlar
MINDIM	: Minimum Dimension
NF	: Normalleştirme Faktörü
ÜL	: Üst Limit
AL	: Alt Limit
Hz	: Hertz
CPU	: Central Processing Unit



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 1.1 Eleman sayılarına göre çözüm süreleri.	2
Tablo 5.1 Yukarıda gösterilen travers kesitlerinin göreceli eğilme ve burulma dayanımları.	31



ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 : Uygulanabilir ve kullanılabilir bölgeler.	10
Şekil 2.2 : Kısıtlı bir fonksiyonun göreceli optimumu.	12
Şekil 2.3 : Kuhn-Tucker koşullarının geometrik yorumu.	13
Şekil 3.1 : Genel yapısal tasarım optimizasyonu döngüsü.	14
Şekil 3.2 : Aynı topolojiye sahip yapılar.	15
Şekil 3.3 : Başlangıçtaki temel yapı ve optimum topoloji.	16
Şekil 3.4 : İçerisinde boşluk olan üç boyutlu bir sonlu eleman üzerinde a, b ve c tasarım değişkenleri.	18
Şekil 3.5 : Dikdörtgen deliğe sahip iki boyutlu birim hücre.	19
Şekil 3.6 : Aynı yapı üzerinde; a - dama tahtası benzeri malzeme dağılımı, b - en küçük yapı elemanı boyutu kontrolü ile elde edilen topoloji.	22
Şekil 4.1 : Yapısal optimizasyon problemi çözümünde bir iterasyon basamağı.	23
Şekil 5.1 : Şasinin merdiven yapısı.	31
Şekil 5.2 : Şasinin düşey yöndeki eğilme davranışı.	32
Şekil 5.3 : Profil kesitleri .	32
Şekil 5.4 : Şasinin burulma davranışı.	33
Şekil 5.5 : Traverse etkiyen kuvvetler.	33
Şekil 5.6 : Yanal ve eksenel doğrultudaki eğilme davranışı.	34
Şekil 5.7 : Paralel kenarlaşma.	34
Şekil 6.1 : Tekil yüklü sonlu elemanlar modeli.	36
Şekil 6.2 : Eğilme zorlanması altındaki kirişte optimum malzeme dağılımı.	37
Şekil 6.3 : SE modeli (mesnet noktaları kırmızı ile gösterilmiştir).	38
Şekil 6.4 : Son topoloji.	39
Şekil 6.5 : Yayılı yüklü sonlu elemanlar modeli.	40
Şekil 6.6 : Yayılı yükler altındaki kirişte gerilme durumu.	41
Şekil 6.7 : Optimizasyon sonrasında yapıdaki birim yoğunluk dağılımı.	41
Şekil 6.8 : 24 iterasyon sonunda malzeme dağılımı.	42

Şekil 6.9	: Düzgün yayılı yük altında yan profilin optimum topolojisi.	43
Şekil 6.10	: Sonlu elemanlar modeli.	44
Şekil 6.11	: Malzeme dağılımı. Kırmızı renkte görünen elemanların yoğunluğu 1 e yakındır.	45
Şekil 6.12	: Burulma davranışı için kullanılan sonlu elemanlar modeli.	46
Şekil 6.13	: 0.3 yoğunluk eşik değerinde şasinin topolojisi.	46
Şekil 6.14	: Asimetrik frenleme durumunu yansıtan SE modeli.	47
Şekil 6.15	: 0.3 yoğunluk değerinde optimum topoloji.	48
Şekil 6.16	: Başlangıç modeli.	49
Şekil 6.17	: Optimizasyon sonrasında oluşan topoloji.	49
Şekil 6.18	: Çarpışma durumu için sonlu elemanlar modeli.	50
Şekil 6.19	: Çarpmaya dayanıklı şasi topoloji.	51
Şekil 6.20	: Doğal frekans optimizasyonu problemi için SE modeli.	52
Şekil 6.21	: Kısıtları sağlamayan son topoloji.	52
Şekil 6.22	: 21 iterasyon sonunda malzeme dağılımı.	51
Şekil 6.23	: Kaba ağ ile örülmüş sonlu elemanlar modeli.	52
Şekil 6.24	: Oluşan son topoloji.	53
Şekil 6.25	: SE modeli.	53
Şekil 6.26	: 1. doğal frekansı 13.1 Hz olan optimum topoloji.	54

SEMBOL LİSTESİ

$\mathbf{X}$	: Tasarım değişkeni
$F(\mathbf{X})$	: Amaç fonksiyonu
$g_j(\mathbf{X})$	: Eşitsizlik kısıtı
$h_k(\mathbf{X})$	: Eşitlik kısıtı
$\mathbf{X}_i^l, \mathbf{X}_i^u$	: Tasarım değişkeninin alt ve üst limitleri
q	: İterasyon sayısı
$\mathbf{S}$	: Tasarım alanı içerisinde vektörel araştırma yönü
α^*	: Araştırma yönü üzerindeki hareket miktarı
$\mathbf{H}$	: Hessian Matrisi
∇	: Nabla
λ	: Lagrange çarpanı
ρ_{mat}	: Birim malzeme yoğunluğu
$\mathbf{a}, \mathbf{b}, \mathbf{c}$	: Birim hücredeki boşluğun boyutları
θ, ϕ, φ	: Birim hücredeki boşluğun yönelim açıları
Ω	: Tasarım uzayı
$\mathbf{R}^2$	: Euclid uzayı
$\mathbf{E}^H$	: Homojenleştirilmiş elastiklik tensörü
$\mathbf{E}^G$	: Gözenekli makroskopik yapının elastiklik tensörü
$\mathbf{U}$	: Görsel yer değiştirme
Γ_i	: Tasarım uzayının sınırı
Ω_s	: Gözenekli yapıyı oluşturan katı malzemenin toplam hacmi
$\mathbf{t}$	: Tasarım alanı sınırına uygulanan kuvvet
E_i	: Etkin malzeme özelliği
E_o	: Orijinal malzeme özelliği (Young modülü)
ρ	: Malzeme yoğunluğu.
n	: Yoğunluğu, malzeme özelliğine ilişkilendiren sabit bir sayı
$\mathbf{g}$	: Yapısal cevap
$\mathbf{K}$	: Katılık matrisi
$\mathbf{u}$	: Yer değiştirme
$\mathbf{f}$	: Kuvvet vektörü
$\mathbf{a}$	: Duyarlılık analizinde bitişik değişken
$\mathbf{C}$	: Esneklik.

ε	: Birim uzama
σ	: Gerilme
V	: Yapının hacmi
w	: Ağırlık indeksi
λ_i	: Öz değer
M	: Kütle matrisi



ÖZET:

Taşıtlarda şasi aracın iskeletini oluşturur. Birinci derecede yük taşıyan eleman olması yanında belli başlı komponentlerin üzerine takıldığı temel yapıdır. Bu nedenle, zor yük koşullarında maruz kalacağı gerilmeleri minimize edecek ve fonksiyonlarını yerine getirmek için yeterli rijitliğe sahip olacak şekilde tasarlanır. Ayrıca tasarım esnasında istenilen dayanıklılığı sağlarken minimum malzeme miktarı ve maliyet gibi faktörler de göz önünde bulundurulmalıdır. Çeşitli faktörlerin dengelenmesi, ancak şasinin yapısının çok kriterli olarak optimize edilmesi ile gerçekleştirilebilir. Bu çalışmada, gelişmiş yapısal optimizasyon metotlarını kullanan Opti Struct yazılımından faydalanıldı. Sekiz tonluk bir dağıtım kamyonu şasisinin topolojisi, aracın maruz kalabileceği farklı yükleme koşulları esas alınarak, çeşitli amaç fonksiyonları ve dizayn kısıtları altında optimize edildi. Optimizasyon işlemi için, düşey yönde eğilme, asimetrik frenleme, boyca eksene göre burulma, çarpışma ve doğal frekans gibi çeşitli tasarım kriterleri kullanıldı.

Yukarıda bahsedilen her bir durum için şasi geometrisi oluşturuldu. Optimizasyon programının ön işlemcisinde geometrik modele sonlu elemanlar (SE) ağı örüldü ve gerçekte şasinin üzerine gelen yükleri yansıtan sınır koşulları uygulandı. Ardından topoloji optimizasyonu problemi tanımlandı. Optimizasyon probleminde öncelikli olarak amaç fonksiyonu ve tasarım kısıtları belirlendi. Çözümün yakınsamasını ve son topolojiyi etkileyecek optimizasyon parametreleri girildi. Oluşan topolojiye göre tasarım kısıtlarında ve parametrelerde değişiklik yapılarak problem tekrar çözdürüldü. Bu şekilde, seçilen amaç fonksiyonlarının pratik olarak gerçekleşmesi mümkün ve global minimum çözümleri elde edildi.

Anahtar Kelimeler: Yapısal Optimizasyon, Topoloji Optimizasyonu, Sonlu Elemanlar Metodu, Şasi Tasarımı.

SUMMARY:

The chassis is the skeleton of a vehicle. It serves both as the primary load carrying member and as the foundation structure to which most major components are attached. For obvious reasons, it is designed in a balance between the stiffness necessary to perform its functions and the compliance necessary to minimize stress levels over service conditions. Also, some design parameters such as minimum amount of material and cost must be considered along with satisfying the required durability. In order to balance the design parameters, the chassis frame must be optimized by applying multiple criteria. In this study, topology optimization problems are solved for different objective functions and design constraints using an structural optimization software based on advanced structural optimization methods and considering several load conditions for a service truck having eight tons capacity. Various finite element models are employed for optimization by using criteria such as vertical bending, asymmetric braking, torsion along the longitudinal axis and resonance frequency of the chassis.

3D geometric models of the chassis were created for each design criteria mentioned above. In the pre-processor of optimization software, the geometric models are meshed by using first order hexagonal solid elements and the boundary conditions are applied which simulate the real load cases on the chassis. Then the optimization problem is defined. In optimization problem, first objective function and design constraints are defined. In following step other optimization parameters such as moving bound, convergence tolerance, discreteness and minimum member size control are specified. According to the result topology, design constraints and parameters are changed and the problem is solved again. In this way, feasible and global minimum solutions are obtained for the associated optimization problem.

Key Words: Structural Optimization, Topological Optimization, Finite Element Methods, Chassis Design.

1.GİRİŞ

Bir taşıtın iskeletini oluşturan şasi, hem birinci derecede yük taşıyan hem de diğer elemanların bağlandığı taşıtın en temel yapısıdır. Bu nedenle, şasi tasarımında dayanıklılık esastır. Öte yandan, dayanıklılık için gerekli kriterler sağlanırken aracın ağırlığı ve malzeme maliyeti faktörleri dikkate alınmalıdır. Çeşitli faktörlerin dengelenmesi, ancak şasinin yapısı çok kriterli olarak optimize edilerek gerçekleştirilebilir. Bu çalışmada, sekiz tonluk bir dağıtım kamyonu şasisinin çok kriterli topolojik optimizasyonu yapılmıştır. Çalışma süresince, sonlu elemanlar (SE) modelinin oluşturulmasında ve sonuçların görüntülenmesinde HyperMesh programından, yapısal optimizasyon işlemi içinde OptiStruct programından yararlanıldı. Oluşturulan modellere topoloji optimizasyonu uygulandı.

Sürekli yapılarda topolojinin optimize edilmesi çeşitli metodlarla gerçekleştirilebilir. OptiStruct programı en önemli iki metodu kullanmaktadır [13]. Bunlardan birincisi, 1988 yılında Bendsoe ve Kikuchi tarafından geliştirilen ve bu alanda daha sonraki çalışmaların temelini teşkil eden homojenleştirme metodudur [4]. Homojenleştirme metodunda modeli oluşturan sonlu elemanların boşluklar içerdiği varsayılır. Optimizasyon probleminde bu boşlukların boyutları ve yönelimleri tasarım değişkeni olarak kullanılır. İkinci metod ise R. J. Yang ve C. H. Chung tarafından ortaya atılan yoğunluk metodudur [5]. Bu metodda, her bir sonlu elemanın sahip olduğu malzeme izotropik kabul edilir ve her elemanın yoğunluğu normalize edilerek tasarım değişkeni olarak tanımlanır. OptiStruct programında optimizasyon problemi tanımlanırken SE analizi sonucunda hesaplanan gerilme, yer değiştirme, esneklik ve frekans gibi cevaplar, hacim ve kütle gibi fiziksel özellikler, tasarım sınırlarının veya amaç fonksiyonunun tanımlanmasında kullanılır.

Kamyon şasileri genellikle merdiven şeklinde bir yapıya sahiptir . Kanal kesitli iki yan profilden ve bu profiller arasına yerleştirilen traverslerden oluşur. Yan profiller şasinin düşey yöndeki dayanımını belirleyen en önemli elemanlardır. Aracın

taşıdığı yük, özellikle iki aks arasında düşey yönde eğilme momentine neden olur. Traverslerin esas görevleri şasiyi rijit hale getirmek olsa da, motoru ve diğer taşıt aksamalarını taşıma gibi birçok fonksiyonu yerine getirirler.

Optimizasyon yapılacak yükleme durumlarını belirlemek için, farklı deformasyon koşullarında araç şasisinin davranışları belirlendi [12]. Düşey yönde eğilme, asimetrik frenleme, eksene göre burulma ve çarpışma gibi durumları yansıtacak modellerin yanı sıra yapının doğal frekans değerlerini hesaplamak için modeller de oluşturuldu. Her bir durum için tasarım uzayı ve mesnet noktaları belirlenerek, tasarım kriterlerini karşılayacak optimum şasi yapısı elde edilmeye çalışıldı. Şasi malzemesi olarak izotropik çelik seçildi ve yoğunluk $\rho = 7.85 \times 10^{-9}$ kg/mm³, $E = 2.1 \times 10^5$ MPa ve $\nu = 0.3$ alındı. Şasi boyu 5180 mm, şasi genişliği 760mm, ve yan profillerin kalınlığı 210mm olarak belirlendi. Uygulanan yükler, sekiz tonluk bir kamyonu seyir esnasında etkiyen servis yükleri kullanılarak hesaplandı.

Topoloji optimizasyonu uygulayarak, 6. Bölümde detaylı bir şekilde anlatılan tasarım kriterleri için başlangıçta tanımlanan tasarım uzayı içerisinde ve tasarım kısıtlarını sağlayan optimum malzeme dağılımı elde edildi. Çözümler için, Intel P4 2 GHz işlemcili ve 2 gigabyte RDRAM'li bir PC kullanıldı. Tablo 1' de eleman sayılarına göre birkaç model için çözüm süreleri verilmiştir.

Tablo 1.1 Eleman sayısına göre çözüm süreleri

Eleman Sayısı	Amaç Foksiyonu	Tasarım Sınırları	Çözüm Süresi (saat)
88000	Hacim Oranı	Frekans AL=4,ÜL=8	17:14:00
44300	Esneklik	Hacim Oranı ÜL=0.3	01:13:00
51000	Esneklik	Hacim Oranı ÜL=0.3	00:50:00
7770	Esneklik	Hacim Oranı ÜL=0.4	00:06:30

2. OPTİMİZASYON PROBLEMİ

2.1 Optimizasyon Kavramı

Optimizasyon, insanlığın mükemmellik için duyduğu istekle ilgili bir kavramdır. Optimizasyon işlemi farklı alanlarda, farklı formlar alır. Günlük yaşamda yapılan aktivitelerin çoğunluğunun temelinde optimizasyon vardır. Optimizasyon; daha hızlı bir yarış çıkarmak, bir tartışmayı kazanmak, karlılığı arttırmak, daha iyisini yapmak veya daha iyi olmak anlamına gelir. Mühendislikte ise, mevcut kaynaklarla mümkün olabilecek en kaliteli, en iyi ürünü tasarlamayı ve üretmeyi hedeflemektir. Bunun için, tasarım yaparken istenilen sonuçları sağlayacak araçlar kullanılır.

Sayısal optimizasyon metodları, tasarım işlemi için hesaplamalı araçlardır ve önceleri tecrübeye veya içgüdüye dayanarak verilen kararlara daha düzenli yaklaşımlar getirmeyi sağlar. Tasarım optimizasyonu çalışırken, analiz ile tasarımı ayırt etmek gerekir. Analiz, belirli bir sistemin çevresine veya koşullara verdiği cevaptır. Bir yapıda uygulanan yüklerden kaynaklanan gerilmelerin hesaplanması analiz olarak adlandırılır. Tasarım ise sistemi belirlemenin gerçek işlemidir. Örneğin, öngörülen yükleri taşıyacak elemanların boyutunun belirlenmesi ve tasarım alanı içerisinde yerleşimi, yapısal tasarım olarak adlandırılır. Analiz, tasarımın yeterliliğini kontrol etmek için kullanılan, tasarımın alt problemidir.

Tasarım, amaç fonksiyonu olarak tanımlanabilecek bazı parametrelerin maksimum veya minimumunun bulunması olarak tanımlanabilir. Ayrıca tasarımın kabul edilebilir olması için, kısıt olarak adlandırılan bazı gereksinimleri sağlaması gerekir.

Örnek olarak, içten yanmalı bir motor tasarımını ele alalım ve tasarımın amacı yanmanın verimliliğini maksimum yapmak olsun. Ayrıca, motorun belirli bir güçte olması ve egzoz gazındaki karbondioksit oranının miktarının belirli bir değerin altında olmasını istensin. Burada güç gereksinimi ve kirletme limiti tasarım üzerindeki kısıtlardır.

Tasarım amacını gerçekleştirmek için çeşitli metodlar kullanılabilir. Bir yaklaşım, deneyler yardımıyla imal edilen motorların test edilmesi ve geliştirilmesidir. Bu çok pahalı bir yöntemdir. İkinci bir yöntem, tasarım işlemini analitik olarak tanımlamak ve çözümü diferansiyel cebir veya varyasyonel cebir ile elde etmektir.

Gerçekte tasarım probleminin çok karmaşık olması nedeniyle doğrudan analitik çözümü elde edecek uygulamalar nadir olarak kullanılır. Günümüzde bilgisayar kodları yardımıyla tasarımı analiz etmek ve sonuçları değerlendirmek mümkündür. Örneğin, verilen sıkıştırma oranını, yakıt-hava karışımını, stroğu, silindir çapı ve diğer parametreleri kullanarak çıkan gücü ve kirlilik emisyon oranını hesaplayan bir program geliştirilebilir. Tasarım değişkenlerini değiştirerek ve programı tekrar çalıştırarak kabul edilebilir bir tasarım elde edilebilir.

2.2 Optimizasyon Probleminin Tanımı

Optimizasyon, belirli kısıtlar dahilinde tanımlanan bir amaç fonksiyonunun değerini minimum veya maksimum yapma işlemidir. Doğrusal olmayan bir optimizasyon problemi matematiksel olarak aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$F(X) \quad \text{Amaç fonksiyonu} \quad (2.1)$$

Tasarım kısıtları:

$$g_j(X) \leq 0 \quad j = 1, m \quad \text{eşitsizlik kısıtları} \quad (2.2)$$

$$h_k(X) = 0 \quad k = 1, l \quad \text{eşitlik kısıtları} \quad (2.3)$$

$$X_i^l \leq X \leq X_i^u \quad i = 1, n \quad \text{yan kısıtlar} \quad (2.4)$$

Tasarım değişkenleri;

$$\mathbf{X} = \begin{Bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ \vdots \\ X_n \end{Bmatrix} \quad (2.5)$$

Yan kısıt fonksiyonları, tasarım değişkenleri $\mathbf{X}$ üzerinde sınır tanımlamaya yarar. Eğer eşitlik kısıtları $h(\mathbf{X})$, $\mathbf{X}$ ' in açık fonksiyonları ise tasarım değişkenlerinin sayısını azaltmak için kullanılabilir.

Amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonları, $\mathbf{X}$ ' in açık ve kapalı fonksiyonları olabilecekleri gibi doğrusal veya doğrusal olmayan fonksiyonları da olabilirler. Eğer amaç fonksiyonu maksimum yapılmak istenirse, $g(\mathbf{X})$ sıfıra eşit veya sıfırdan büyük tanımlanır veya $F(\mathbf{X})$ ' in başına (-) işareti getirilir. Kısıt sınırlarının içerisinde kalan tasarım alanı uygulanabilir olarak adlandırılır[1].

2.3 İteratif Prosedür

Çoğu optimizasyon algoritmasında başlangıç tasarım değişkenleri ($\mathbf{X}^0$) tanımlamak gerekir. Bu değerler başlangıç noktası olarak kullanılarak iterasyon yapılır ve her adımda tasarım yenilenir. İteratif prosedürün en genel formu (2.6) denklemindeki gibidir.

$$\mathbf{X}^q = \mathbf{X}^{q-1} + \alpha^* \cdot \mathbf{S}^q \quad (2.6)$$

q = iterasyon sayısı.

$\mathbf{S}$ = tasarım alanı içerisinde vektörel araştırma yönü.

α^* = $\mathbf{S}$ araştırma yönü üzerindeki hareket miktarını gösteren sıklalar bir büyüklük.

Küçük bir ilerlemenin herhangi bir sınırı ihlal etmeden amaç fonksiyonunda azalma sağladığı sürece $\mathbf{S}$ ' in seçimi isteğe bağlıdır. Bu da, $\mathbf{S}$ vektörünün yaklaşık olarak $\nabla F(\mathbf{X})$ ' in negatifi olduğu anlamına gelir.

(2.6) denklemini esas alan doğrusal olmayan optimizasyon algoritmaları iki temel kısma ayrılabilir.

1. Araştırma yönü S' in belirlenmesi
2. S yönündeki hareket miktarı α^* 'nın belirlenmesi.

α^* 'yı belirlemek için α 'nın önerilen birkaç değeri kullanılarak sayısal interpolasyon yapılır. Bu işlem herhangi bir sınırı ihlal etmeden araştırma yönünde $F(X)$ ' in bulunmasını sağlar. Böylece, n değişkenli problem, α 'ya bağlı tek değişkenli bir probleme indirgenir.

Başlangıçta belirlenen araştırma yönü ve ilerleme miktarına göre basit bir iterasyon işlemi aşağıda verilmiştir.

$$S^1 = \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix}, \text{ başlangıçtaki araştırma yönü}$$

$$\alpha = 0, \quad X = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 10.0, \quad g(x) = -1.0$$

$$\alpha = 1.0 \quad X = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + 1.0 \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 1.0 \\ 0.5 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 8.4, \quad g(x) = -0.2$$

$$\alpha = 1.5 \quad X = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + 1.5 \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.5 \\ 0.25 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 7.6, \quad g(x) = 0.2$$

α 'nın son değeri 1.5 için $g(x) > 0.0$ olduğundan sınır ihlal edilir ve buradan adımın küçültülmesi gerektiği anlaşılır. Son iki α değerini kullanarak, $\alpha = 1.0$ ve $\alpha = 1.5$, interpolasyon yapılır ve $g(x) = 0.0$ ' ı sağlayan α değeri bulunur.

$$\frac{g(X_1) - g(X_2)}{\alpha_1 - \alpha_2} = \frac{g(0) - g(X_2)}{\alpha - \alpha_2} \Rightarrow \frac{-0.2 - 0.2}{1.0 - 1.5} = \frac{0 - 0.2}{\alpha - 1.5} \Rightarrow \alpha = 1.25$$

$$\alpha^* = 1.25 \quad X^* = \begin{Bmatrix} 2.0 \\ 1.0 \end{Bmatrix} + 1.25 \begin{Bmatrix} -1.0 \\ -0.5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0.750 \\ 0.375 \end{Bmatrix} \Rightarrow F(X) = 8.0, \quad g(x) = 0.0$$

2.4 Kısıtlı Olmayan Optimizasyon Problemi

Optimizasyon probleminde herhangi bir sınırlama yoksa $F(X)$ ' i minimum yapabilmek için gradyan $\nabla F(X)$ 'in sıfıra eşitlenmesi gerekir. Bu koşul gerekli, fakat optimumu garanti eden yeterli bir koşul değildir. Ayrıca, tek değişkenli bir fonksiyonun minimum olabilmesi için fonksiyonun bağımsız değişkene göre ikinci türevi pozitif olmalıdır.

$$\nabla F(X) = \begin{bmatrix} \partial F(X)/\partial X_1 \\ \partial F(X)/\partial X_2 \\ \vdots \\ \partial F(X)/\partial X_n \end{bmatrix} \quad (2.7)$$

Amaç fonksiyonunun ikinci kısmi türevlerinin oluşturduğu matrise, *Hessian* matrisi denir. Eğer gradyan sıfıra eşitse ve Hessian matrisi verilen bir X değeri için pozitif tanımlıysa, tasarımın en azından bir yerel minimuma sahip olduğu anlaşılır. Fakat global minimuma sahip olduğu garanti edilemez. Eğer Hessian matrisi bütün X değerleri için pozitif tanımlıysa tasarımın global minimuma sahip olduğu garanti edilir. Pozitif tanımlılık, matrisin bütün öz değerlerinin pozitif olması anlamına gelir[3].

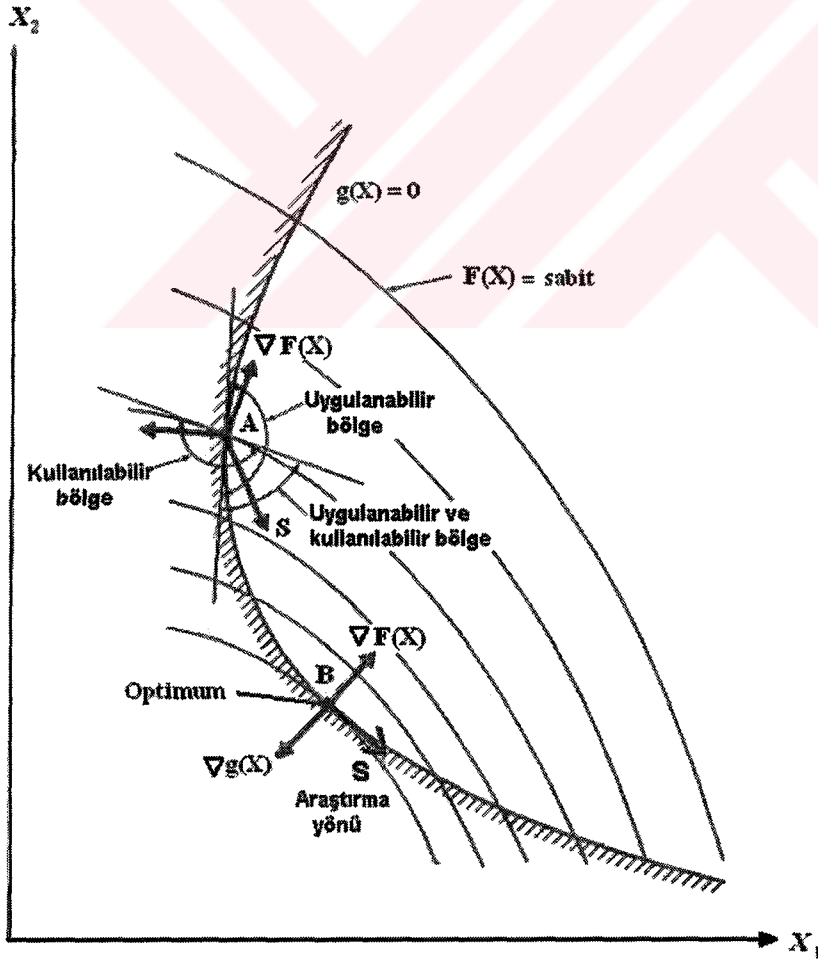
$$H = \begin{bmatrix} \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1^2} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1 \partial X_2} & \cdots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_1 \partial X_n} \\ \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2 \partial X_1} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2^2} & \cdots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_2 \partial X_n} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n \partial X_1} & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n \partial X_2} & \cdots & \frac{\partial^2 F(X)}{\partial X_n^2} \end{bmatrix} \quad (2.8)$$

Tutarlı bir optimum noktasının elde edilip edilmediğini görmek ve bu noktanın tasarım için doğru minimum olduğunu garanti etmek için tasarım işlemine farklı başlangıç noktalarından başlanmalıdır.

2.5 Kısıtlı Optimizasyon Problemi

Tasarım üzerinde sınırlamalar mevcut ise optimuma ulaşmak için amaç fonksiyonunun gradyanının sıfıra eşit olması zorunluluğu ortadan kalkar.

Amaç fonksiyonunu aktif tasarım sınırlarını ihlal etmeden azaltabilecek kullanılabilir bir yön belirlenmelidir. Seçilen bir A noktasında amaç fonksiyonunun sabit değerine çizilecek teğet bir çizgi, kullanılabilir yönlerin sınırını belirler. (Şekil 2.1). Bu çizginin amaç fonksiyonu azaltacak bir tarafı kullanılabilir bölgedir. Kullanılabilir bölge içerisinde seçilen herhangi bir S yön vektörü ile amaç fonksiyonunun gradyanı skaler çarpılırsa sonuç sıfır veya negatif değerler alır ($S \cdot \nabla F(X) \leq 0$). Diğer bir ifadeyle, bu iki vektör arasındaki açı 90° ile 270° arasında olmalıdır.



Şekil 2.1 Uygulanabilir ve kullanılabilir bölgeler.

Benzer şekilde A noktasında, kısıt fonksiyonuna çizilen teğet bir çizgi uygulanabilir bölgenin sınırlarını tayin eder. Bu bölgesi içerisinde seçilen bir yön üzerinde küçük ilerlemeler kısıt fonksiyonunu ihlal etmiyor ise, yön vektörü S uygulanabilir olarak adlandırılır. Bu durumda, S vektörü ile kısıt fonksiyonunun gradyanının skalar çarpımı sıfıra eşit veya sıfırdan küçük olur ($S \cdot \nabla g(X) \leq 0$). Dolayısı ile iki vektör arasındaki açı 90° ile 270° arasında olmalıdır.

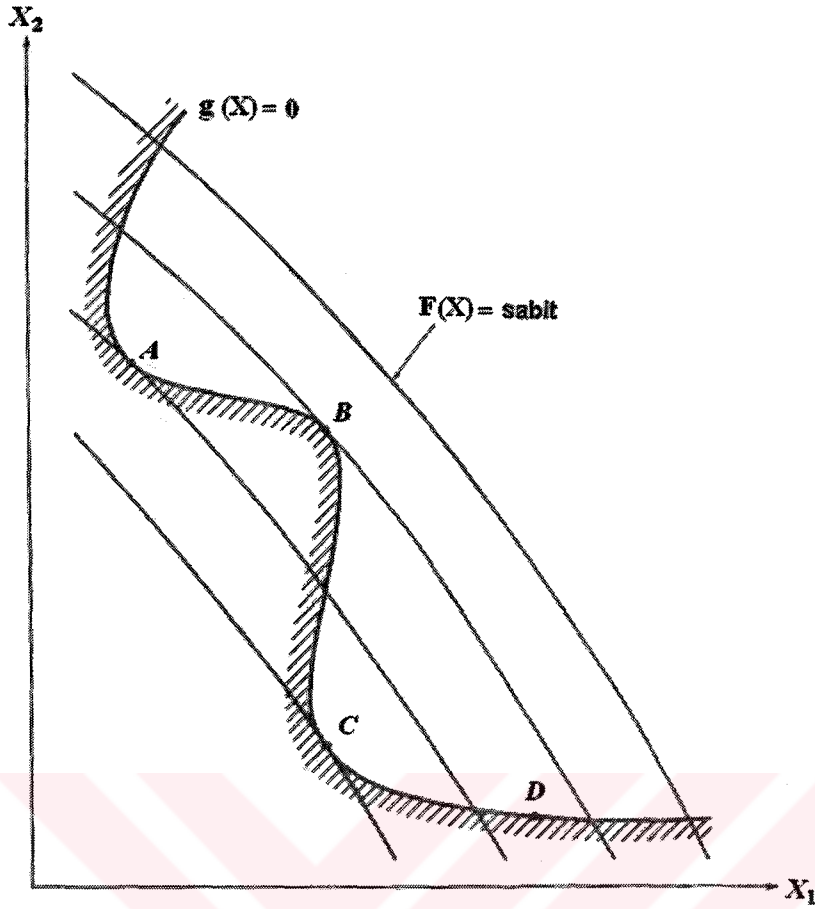
İki değişkene ve bir kısıta sahip tasarım problemi ele alındığında, başlangıçta sabit değerli bir kısıt fonksiyonu tanımlanır. Optimizasyon esnasında kısıt fonksiyonunu ihlal etmeyecek ve amaç fonksiyonunu sağlayacak tasarım değişkenlerine ulaşılmaya çalışılır. Amaç fonksiyonu son değerini sınır fonksiyonuna göre alır.

Bu problem için optimum tasarımı gösteren B noktası ele alındığında amaç fonksiyonunun gradyanı ile kısıt fonksiyonunun gradyanının birbirlerine göre ters yönlerde oldukları görülür (Şekil 2.1). S vektörü hem amaç fonksiyonuna hem de kısıt fonksiyonuna teğet olmalıdır. Bu durum matematiksel olarak şu şekilde ifade edilir;

$$\nabla F(X) + \sum_{j=1}^m \lambda_j \nabla g_j(X) + \sum_{k=1}^l \lambda_{m+k} \nabla h_k(X) = 0 \quad (2.9)$$

$$\lambda_j \geq 0, \lambda_{m+k} \text{ (-) veya (+) olabilir} \quad (2.10)$$

Denklem (2.9), bir tasarımın kısıtlı optimum olması için gerekli bir koşuldur, fakat yeterli değildir. Şekil 2.2' de görüldüğü gibi A, B ve C noktalarının her biri denklem (2.9)' u sağlamaktadır fakat sadece C global optimumdur.



Şekil 2.2 Kısıtlı bir fonksiyonun göreceli optimumu.

2.6 Kuhn-Tucker Koşulları

Denklem (2.9) kısıtlı optimumluk için gerekli üç koşuldan birisidir. Bunlar Kuhn-Tucker koşulları olarak isimlendirilir. Eğer X^* vektörü optimum tasarımı tanımlıyorsa aşağıda verilen her üç koşulda sağlanmalıdır.

1. X^* uygulanabilir olmalıdır. (2.11)

2. $\lambda_j \nabla g_j(X^*) = 0 \quad j = 1, m \quad \lambda_j \geq 0$ (2.12)

3. $\nabla F(X^*) + \sum_{j=1}^m \lambda_j \nabla g_j(X^*) + \sum_{k=1}^l \lambda_{m+k} \nabla h_k(X^*) = 0$ (2.13)

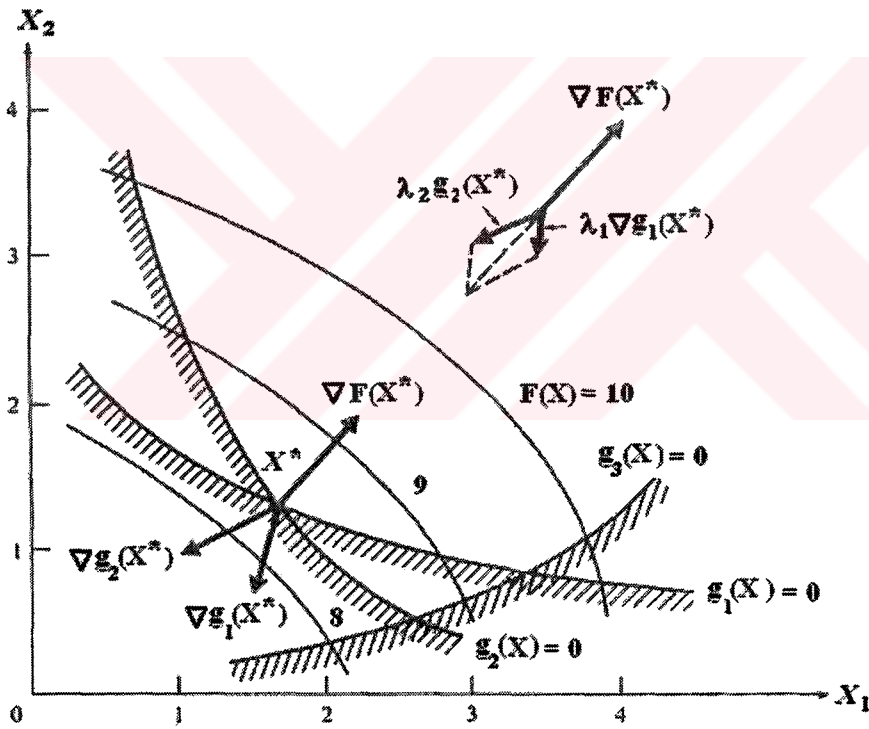
$$\lambda_j \geq 0, \quad \lambda_{m+k} \text{ işaret sınırlaması yok.}$$

(2.11) denklemi, optimum tasarımın bütün kısıtları sağlaması gerektiğinin açık ifadesidir. (2.12) denkleme göre, $g_j(X)$ ' in tam olarak sağlanmaması durumunda [$g_j(X) < 0$ olması durumu], ilgili Lagrange çarpanı $\lambda_j = 0$ olmalıdır.

Kuhn-Tucker koşullarının geometrik anlamı ve önemi, iki değişkenli ve üç kısıt denklemlili bir optimizasyon problemine ait Şekil 2.3 incelendiğinde daha iyi anlaşılabilir. Optimum noktada $g_3(X^*)$ kritik değildir ve (2.12) denkleminde göre $\lambda_3 = 0$ olmalıdır. (2.13) eşitliği, her bir kritik kısıtın ($g_1(X^*)$ ve $g_2(X^*)$) ilgili Lagrange çarpanı ile çarpıldıklarında oluşan bileşke vektörün, amaç fonksiyonun gradyanının tersine eşit olması gerektiğini ifade eder.

$$\nabla F(X^*) + \lambda_1 \nabla g_1(X^*) + \lambda_2 \nabla g_2(X^*) = 0 \quad \lambda_1 \geq 0, \lambda_2 \geq 0 \quad (2.14)$$

$g_1(X^*) = 0$ ve $g_2(X^*) = 0$ olduğundan, kısıtlara uygun olarak 2. Kuhn-Tucker koşulu sağlanır. Ayrıca, Şekil 2.3' de görüldüğü gibi X^* uygulanabilirdir ve gerekli Kuhn-Tucker koşullarından her biri sağlanmaktadır.



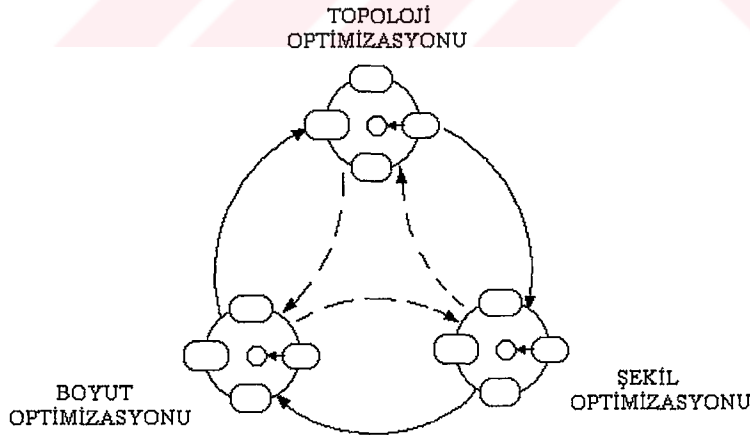
Şekil 2.3 Kuhn-Tucker koşullarının geometrik yorumu.

3. YAPISAL OPTİMİZASYON

Genel olarak yapısal optimizasyon problemi üç kısma ayrılabilir; boyut, şekil ve topoloji optimizasyonu. Literatürde bilinen en eski yapısal optimizasyon metodu boyut optimizasyonudur (parametrik optimizasyon diye de adlandırılabilir). Ardından şekil optimizasyonu gelir ve en yeni olan topoloji optimizasyonudur.

Komple yapısal optimizasyon işlemi, verilen bir tasarım topolojisinden başlar. Malzeme dağılımı veya sınırların şekli, çeşitli kısıtlar altında optimumu yakalamak için değişir. Tasarım işlemi üç aşamalı olarak uygulanır (Şekil 3.1)¹.

- 1- Mevcut metodlarla optimum başlangıç topolojisi oluşturulur.
- 2- Bu topoloji bilgisayar görüntüleme teknikleri yardımıyla işlenir ve tasarımlara dönüştürülür.
- 3- Daha sonra şekil optimizasyonu uygulanarak yapının dış hatlarına ve deliklerine düzgün bir şekil verilir ve eğer gerekli ise boyut optimizasyonu ile yapının son boyutları belirlenir.



Şekil 3.1 Genel yapısal tasarım optimizasyonu döngüsü

Boyut ve şekil optimizasyon metodlarının dezavantajı veya sınırlayıcı özelliği, tasarım topolojisinin sabit kabul edilmesidir.

¹ Şekil 3.1’ de ki küçük döngüler, 4. bölüm, Şekil 4.1’ de verilen iterasyon döngüsünü göstermektedir.

3.1 Boyut Optimizasyonu

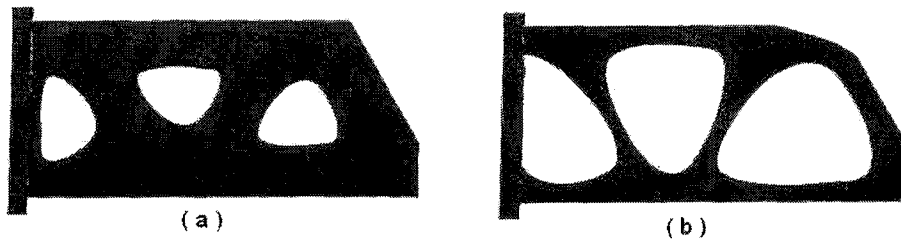
Konfigürasyonu önceden tanımlanmış bir yapı üzerinde uygulanır. Örneğin, saçlarda kalınlık, kirişlerde kesit alanı ve uzunluk gibi boyutların optimum kombinasyonunu araştırır. Yapının sınırlarının veya yapı içinde yer alan deliklerin geometrisinin tekrar tanımlanmasına olanak sağlamaz. Önceden belirlenmiş geometriden en iyi tasarımı elde etmeye çalışır.

3.2 Şekil Optimizasyonu

Şekil optimizasyonu yapının dış sınırlarını ve deliklerinin geometrisini yani şeklini değiştirir. Yüzeyler üzerinde ve eğri hatlar üzerinde tanımlanabildiğinden boyut optimizasyonunun kapasitesinin genişletilmiş halidir. Bununla birlikte, boyut optimizasyonu gibi konfigürasyonu önceden belirlenmiş yapıları esas alır. Şekil 3.2’ de verilen kirişe şekil optimizasyonu uygulanmıştır.

3.3 Topoloji Optimizasyonu

Bir yapının topolojisi deliklerin sayısı, çubukların bağlantıları ve kirişlerin sayısı ile tanımlanır. Herhangi bir yapı, üzerindeki deliklerin sayısı aynı kalmak koşulu ile sadece deliklerin şekli değiştirilerek başka bir yapıya dönüştürüldüğünde bu iki yapı aynı topolojiye sahip olur [14]. Şekil 3.2’ den de anlaşılacağı gibi a kirişi üzerinde yalnızca deliklerin şekli değiştirilerek b kirişi elde edilmiştir ve bu iki kirişin topolojisi aynıdır.



Şekil 3.2 Aynı topolojiye sahip yapılar.

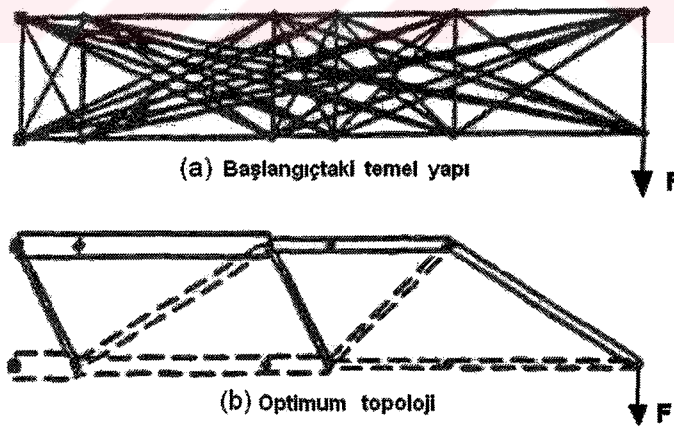
Topolojinin, yani malzeme dağılımı ve geometrinin yapıların performansı üzerinde büyük etkisi vardır. Tasarım alanı içerisinde yer alacak elemanların yerleşimine veya yapının geometrisine karar verirken belirli sorular cevaplandırılmalıdır. Örneğin, kafes sisteminde kullanılan bir çubuğun veya yapı üzerindeki bir parçanın gerekli olup olmadığı, kafes sisteminde kullanılan çubukların

sayısı ve bağlantılarının şekli, sürekli bir yapıda deliklerin sayısı v.b. Gelişmiş yapısal optimizasyon teknikleri kullanılmaya başlanmadan önce bu sorular tasarımcının tecrübesinden ve içgüdüsünden yararlanarak çözümlenirdi.

Topoloji optimizasyonu, mümkün olabilecek bütün konfigürasyonları içeren ve kullanıcı tarafından tanımlanan konfigürasyon seti arasından, uygulanan yükleme ve sınır koşulları dahilinde en uygun konfigürasyona sahip yapıyı yaratmayı amaçlar. Topoloji optimizasyonu, ayrık yapılarda ve sürekli yapılarda topoloji optimizasyonu olmak üzere iki kategoriden oluşur.

3.3.1 Ayrık Yapılarda Topoloji Optimizasyonu

Kafes sistemleri gibi ayrık yapılarda topoloji optimizasyonu inşaat ve uçak endüstrisinde üzerinde çokça durulan bir konudur. Bu tip yapılarda optimum topolojiyi elde etmek için en çok kullanılan metod *temel yapı yaklaşımı* dır. Dorn [9] tarafında ileri sürülen bu yaklaşımda başlangıç tasarımı çok sayıda çubuğun birçok farklı konfigürasyonda birbirine bağlandığı bir yapıdır (Şekil 3.3a.). Optimizasyon temel yapıdan hareket ederek en önemli çubukları muhafaza eder ve önemsizleri yok ederek en iyi topolojiye ulaşmaya çalışır (Şekil 3.3b). Bu yaklaşımın dezavantajı, optimum topolojinin başlangıçta seçilen global optimumu içermeyebilecek *temel yapıya* bağlı olmasıdır.



Şekil 3.3 Başlangıçtaki temel yapı ve optimum topoloji.

3.3.2 Sürekli Yapılarda Topoloji Optimizasyonu

Sürekli yapılarda topolojinin optimize edilmesi ilk olarak M.P. Bendsoe ve N. Kikuchi (1988) tarafından yayınlanan bir çalışmada ele alındı. Bu çalışmada ileri sürülen yaklaşım homojenleştirme metodu olarak bilinmektedir. Metod, tasarım alanının her bölgesindeki malzeme miktarını tasarım değişkeni olarak kabul eder. Optimizasyon algoritması hangi alanın malzemeye sahip olacağına, hangi alanın olmayacağına karar verir. Homojenleştirme metodundaki bazı eksiklikler farklı metodların geliştirilmesine sebep olmuştur. Bunlardan en önemlisi yoğunluk metodudur. Yoğunluk metodunda her sonlu elemanın malzemesi izotropik kabul edilir ve her eleman için normalleştirilmiş yoğunluk değeri tasarım değişkeni olarak kullanılır. Her eleman içinde sadece bir tasarım değişkeni tanımlandığından homojenleştirme metoduna göre daha az işlemci zamanı gerekir. Her iki metod aşağıda detaylı şekilde anlatılacaktır.

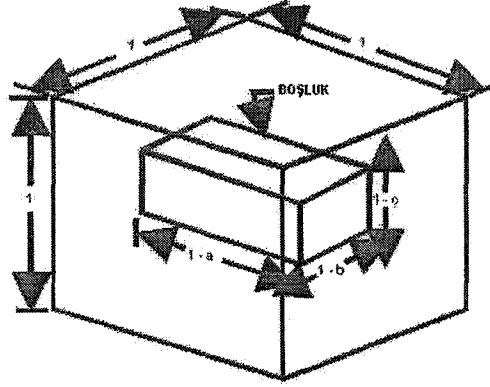
Topoloji optimizasyonu algoritmalarında sonlu elemanlar üzerinde oluşan gerilmelere göre topoloji iteratif olarak değiştirilir. Bu algoritmaların amacı bütün elemanların en yüksek seviyede gerilmeye maruz kaldığı bir yapıya ulaşmaktır.

3.3.2.1 Homojenleştirme Metodu

Homojenleştirme metodunda yapı, periyodik olarak sonlu sayıda boşluk içeren malzeme kütesinden oluşur. Sabit bir tasarım alanı içerisinde bu deliklerin boyutu ayarlanarak malzeme dağılımı kontrol edilir ve optimum yapı yaratılır. Başlangıçta tasarım alanında yer alan her eleman içindeki boşluğun boyutu ve yönelimi aynıdır. Ayrıca her eleman içinde malzeme özelliğinin homojen olduğu kabul edilir.

Tasarımcı tarafından belirlenen sınır koşullarını ve yükleme durumunu kapsayan tasarım uzayı sonlu elemanlara bölünür. Elemanların yoğunluk ve katılık özellikleri birim hücreye homojenleştirme metodu uygulanarak belirlenir. Her eleman katı bir hücre olduğu ve bir boşluk içerdiği kabul edilir. Dikdörtgen prizması şeklindeki boşluğun uzunluğu, genişliği ve yüksekliği sırası ile a , b ve c değişkenleri ile, yönelimi ise θ , ϕ ve φ açıları ile ifade edilir (Şekil 3.4). Bu açılar, boşluğun yönelimini şekil değiştirme enerjisini en etkili biçimde azaltacak doğrultuya ayarlayarak belirlenir. Metod, deliğin boyutlarını ve yönelim açısını tasarım

değişkeni olarak kullanarak, hacim veya kütle kısıtlamasına maruz model üzerinde minimum esnekliğe veya maksimum katılığa sahip yapıyı bulmaya amaçlar. Mevcut malzeme miktarı, mikro yapı özelliklerinden faydalanılarak hacme değişken olarak tekrar dağıtılır[12].



Şekil 3.4 İçerisinde boşluk olan üç boyutlu bir sonlu eleman üzerinde a, b ve c tasarım değişkenleri.

Verilen bir boşluk boyutuna (a, b, ve c) göre etkin malzeme özelliği, içerisinde boşluk barındıran sonlu sayıda hücre olduğu varsayılan malzeme yapısı için hesaplanır. Eşdeğer an-izotropik malzeme özelliği boşluk yönüne döndürülür ve eleman katılık matrisinin hesaplanmasında kullanılır. Bu nedenle, her eleman üç tane boyut ve üç tane açı tasarım değişkenine sahiptir. Her eleman için çoklu tasarım değişkeni tanımlanması uzun çözüm süresi gerektirdiğinden homojenleştirme metodu için dezavantaj teşkil eder.

Üç boyutlu bir eleman için malzeme yoğunluğu aşağıdaki şekilde ifade edilir.

$$\rho_{mal} = 1 - (1-a).(1-b).(1-c) \quad (3.1)$$

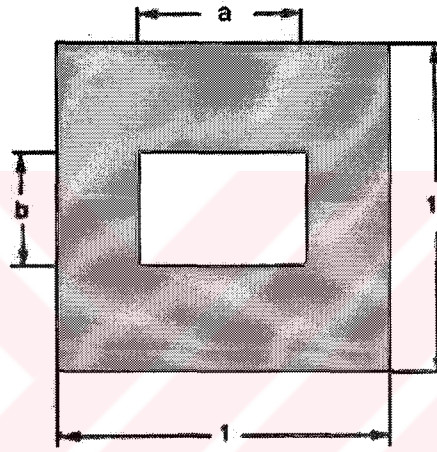
Bu terim boyutsuzdur ve optimizasyon sırasında değişebilir. Optimizasyon sonunda elemanların malzeme yoğunluğu 1 ile 0 arasında değerler almalıdır. Ceza fonksiyonları uygulanarak orta yoğunluktaki elemanların oluşumu engellenir

Uygulanan hacim kısıtlamasına bağlı olarak en son oluşan malzeme dağılımı, kafes yapısına benzer veya kapalı katı şekiller olabilir.

İki boyutlu bir topoloji optimizasyon probleminin matematiksel ifadesi şu şekildedir; a, b ve θ , Euclid uzayı R^2 'de elastik lineer gözenekli yapının makro boyuttaki alanı (Ω) içerisinde X pozisyonuna sahip rasgele bir noktanın

fonksiyonları olsun; $a=a(X)$, $b=b(X)$ ve $\theta=\theta(X)$ (a , b ve θ sürekli olmak zorunda değildir). θ fonksiyonu, gerilme tensörünün asal koordinatlarının θ_p açısındaki eşdeğer düzgünlüğünü ifade eder. θ , Ω alanı içerisinde sınırlı sayıdaki nokta haricinde sürekli olmalıdır. Ω alanın da rasgele bir X noktası civarında $a(X)$, $b(X)$ ve $\theta(X)$ ile karakterize edilen periyodik bir mikro yapının var olduğunu varsayılırsa ve X' teki bu mikro yapının başka bir noktada, X^* deki ile aynı olduğu kabul edilerek, gözenekli yapının makroskopik gerilme analizi problemini çözmek için homojenleştirilmiş elastiklik tensörü $E^H(X)$ hesaplanır.

Homojenleştirilmiş elastiklik tensörü, içerisine dikdörtgen bir delik barındıran hücre için tanımlanan homojenleştirme problemi çözülerek bulunur (Şekil 3.5).



Şekil 3.5 Dikdörtgen deliğe sahip iki boyutlu birim hücre.

Dikdörtgen deliğin boyutları $\{a,b\}$ X pozisyonunun fonksiyonları olduğundan, homojenleştirilen elastiklik tensörü E^H , Ω' da değişir. Bu, karakteristik deformasyonun tasarım alanı içinde her yerde elde edilmesi gerektiği anlamına gelir.

Tasarım alanı içerisindeki birim hücre problemini her hücre için çözmek gerçekçi değildir. $0 \leq a \leq 1$ ve $0 \leq b \leq 1$ olduğu ve $E^H = E^H(a,b)$ fonksiyonu uygun interpolasyon ile oluşturulduğu durumda, $\{a,b\}$ boyutlu dikdörtgen deliklerin bulunduğu birkaç noktada $\{a_i, b_j : i,j = 1,2,\dots,n\}$ çözüm yapılır. En son adım, gerilme analizi ile gözenekli makroskopik yapının elastiklik tensörü E^G , yi hesaplamak için, E_{q1}^H , yi θ açısı kadar döndürmektir. Burada E^G , a ve b boyutunun fonksiyonu ve θ , mikro boyutlu dikdörtgen deliğin dönme açısıdır.

Şekli ve topolojiyi ilgilendiren genelleştirilmiş dağılım optimizasyon problemi şu şekilde formüle edilebilir.

$$\sum_{i=1}^2 \int_{\Omega} f_i U_i d\Omega + \sum_{i=1}^2 \int_{\Gamma_i} t_i U_i d\Gamma, \quad (3.2)$$

(3.2) denklemi minimize edilir. a, b ve θ denge denklemlerine maruzdur.

$$\int_{\Omega} (1 - a.b) d\Omega \leq \Omega_s \quad (3.3)$$

U = görsel yer değiştirme prensibinin çözümüdür.

$t = \Gamma_i$ sınırına uygulanan kuvvet

Ω_s = gözenekli yapıyı oluşturan katı malzemenin toplam hacmi

Tasarım alanı Ω , yapının alanı Ω_s ' i içerir ($\Omega_s < \Omega$). Tasarım değişkenleri $0 < a(x), b(x) < 1$ aralığında sınırlanır. Gerilme analizi problemi, denge denklemi ve denge denklemleriyle ilişkili yükleme ve destek koşulları kullanılarak SE metodu ile çözülür. Gerilme analizi için başlangıçtaki tasarım alanı kullanılır. Daha sonra tasarım alanı sonlu elemanlara bölünür ve tasarım değişkenleri a, b, θ merkez noktada değerlendirilerek tasarım alanı ayrıklaştırılır. Örneğin iki boyutlu bir problemde 50 x 50 düğüm noktasına sahip eleman ağı örüldüğünde her eleman için a, b, ve θ tanımlanırsa 7500 tasarım değişkeni oluşur.

3.3.2.2 Yoğunluk Metodu

Yoğunluk metodunda malzeme yoğunluğu doğrudan tasarım değişkeni olarak kullanılır. Etkin elastikiyet özelliği, yoğunluğun sıkalar bir fonksiyonu ile orijinal malzeme özelliğinin çarpımına eşittir.

$$\frac{E_i}{E_o} = \rho^n \quad (3.4)$$

E_i etkin malzeme özelliği, E_o orijinal malzeme özelliği (Young modülü), ρ malzeme yoğunluğu ve n sabit bir sayıdır.

Yoğunluk metodu kompozitler dahil izotropik ve an-izotropik malzemelerde kullanılır. Etkin malzeme özelliği orijinal malzeme özelliği ile orantılıdır. OptiStruct, ele alınan optimizasyon problemine bağlı olarak hangi metodun kullanılacağına

otomatik olarak karar verir. Eğer eleman içerisindeki boşluk yönü net olarak tanımlanabiliyorsa ve birden fazla tasarım değişkeni olduğunda herhangi bir sorun çıkmıyor ise amaç fonksiyonu esas alınarak homojenleştirme metodu kullanılabilir.

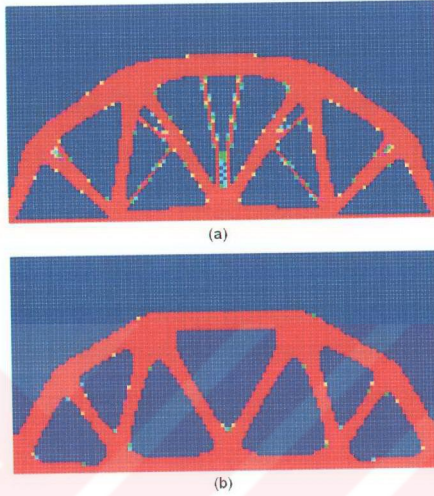
3.3.2.3 Topoloji Optimizasyonu Metodlarının Karşılaştırılması

Homojenleştirme metodu, birden fazla yükleme koşulu altında, esnekliğin amaç fonksiyonu olduğu üç boyutlu yapısal tasarım probleminde başarıyla uygulanmaktadır. Buna karşın her sonlu eleman için ayrı Young modülü tanımlanması ve çoklu tasarım değişkeni kullanılması homojenleştirme metodu için dezavantaj teşkil etmektedir. Yoğunluk metodunda her eleman için yalnızca bir tasarım değişkeni kullanılması, homojenleşme metoduna göre çözüm süresini oldukça kısaltır. Özellikle büyük yapılarda, kullanılan sonlu elemanların sayısı arttığından çözüm zamanı uzar. Son dönemlerde CPU zamanını kısaltan ve mevcut optimizasyon tekniklerine göre daha basit optimizasyon algoritmaları geliştirilmiştir. Sonlu elemanların gerilme seviyesine göre yapının topolojisinin yenilendiği bir algoritmayı içeren çalışma Xie and Steven [7] tarafında yayınlanmıştır. Sonraları Hinton ve Seinz [8] bu çalışmayı daha ileri götürerek, yapıdaki her bir elemanın en yüksek seviyede gerilmeye maruz kaldığı *tam gerilmeli* olarak adlandırılan bir yaklaşım geliştirmişlerdir.

3.3.2.4 Topoloji Optimizasyonunda En Küçük Yapı Elemanının Boyutunun Kontrolü

Sürekli yapılara, özellikle birinci dereceden sonlu elemanlar kullanılarak topoloji optimizasyonu uygulandığında, dama tahtasını andıran malzeme dağılımıyla karşılaşılır. Bu olay sonlu elemanlar metodlarındaki formülasyon hatalarından kaynaklanır. Topoloji optimizasyonunda oluşacak en küçük yapı elemanının boyutunun kontrolü, problemin çözümünde kullanılan sonlu elemanların sayısı, diğer bir ifadeyle sonlu elemanların boyutuyla yakından ilişkilidir. Eleman boyutu küçüldükçe, optimizasyon probleminin çözümü sonucunda daha fazla sayıda küçük boyutlu yapı elemanı oluşur. Bu durum, Şekil 3.6 incelendiğinde daha iyi anlaşılabilir. Şekil 3.6a' da dama tahtası benzeri yapı gözlenirken, Şekil 3.6b'de, en küçük yapı elemanı boyutunun kontrolü ile küçük boyutlu yapı elemanları yok edilmiş ve daha belirgin bir yapı elde edilmiştir. Topoloji optimizasyonunda eleman boyutundan ve örülen ağın kalitesinden bağımsız çözümler elde edebilmek için

çeşitli metodlar geliştirilmiştir [6]. Bu çalışmada kullanılan yazılımda, oluşması istenen en küçük yapı elemanın boyutu, optimizasyon probleminde MINDIM parametresinin tanımlanması ile sağlanabilir.

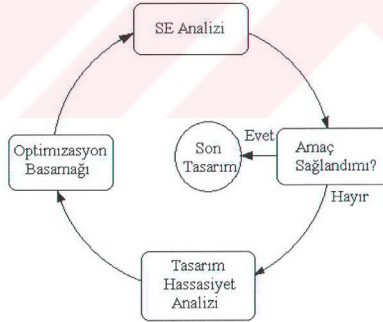


Şekil 3.6 Aynı yapı üzerinde; a - dama tahtası benzeri malzeme dağılımı, b - en küçük yapı elemanı boyutu kontrolü ile elde edilen topoloji

4. YAPISAL OPTİMİZASYON PROBLEMİNİN TANIMLANMASI

4.1 Optimizasyon Prosedürü

Çoğu yapısal optimizasyon problemi, Şekil 4.1’de gösterilen döngü takip edilerek çözülebilir. Başlangıçtaki yapı, yer değiştirme, frekans ve gerilme gibi performans fonksiyonlarını hesaplamak için SE metoduyla analiz edilir. Eğer yapının performansı yeterli değilse bir sonraki adım mevcut tekniklerle tasarım duyarlılık analizi yapmaktır. Performans fonksiyonlarının birinci ve ikinci dereceden yaklaşımları tasarım duyarlılık bilgisi kullanılarak optimizasyon algoritmasına aktarılır. Optimizasyon algoritması, kısıt fonksiyonlarını sağlayacak ve yapısal cevapları iyileştirecek şekilde tasarım değişkenlerini yeniler. Bu döngü performans ölçüleri istenilen seviyeye gelinceye kadar devam eder. Yerel yakınsama metodu olarak bilinen ve yapısal optimizasyon probleminin çözümünde kullanılan iteratif bir prosedür aşağıda detaylı olarak anlatılmıştır.



Şekil 4.1 Yapısal optimizasyon problemi çözümünde bir iterasyon basamağı.

İterasyon prosedürü şöyledir;

- 1- Sonlu elemanlar analizi ile fiziksel problemin çözülmesi.

- 2- Yakınsama testi ile problemin yakınsayıp yakınsamadığının kontrol edilmesi.
- 3- Tasarım duyarlılık analizi.
- 4- Duyarlılık bilgisini kullanarak formülleştirilen yaklaşık optimizasyon probleminin çözümü.
- 5- 1. adıma dönüş.

Bu yaklaşım, her optimizasyon adımı ile tasarımda küçük değişikliklerin meydana geldiği varsayımına dayanır. Elde edilen sonuç yerel minimumu gösterir. En büyük değişiklikler ilk birkaç adımda oluşur.

Yapısal cevapların tasarım değişkenlerine göre duyarlılık analizi, basit tasarım değişiminden hesaplamalı optimizasyona geçişte en önemli unsurdur. Tasarımın yenilenmesi, duyarlılık bilgisine dayanarak kurulan yaklaşık optimizasyon probleminden faydalanılarak yapılır. Çözücü (OptiStruct) üç farklı metod kullanır; optimumluk kriteri metodu, ikili metod ve birincil uygulanabilir yönler metodu.

Optimumluk kriteri metodu, klasik topoloji optimizasyonu formülasyonları için, minimum esneklik, müşterek frekans, ağırlıklı esneklik, ağırlıklı müşterek frekans ve esneklik indeksi ile kütle-hacim cevabını veya kütle-hacim oranı cevabını birlikte kullanılır.

İkili veya birincil metod, tanımlanan kısıtların ve tasarım değişkenlerinin sayısına bağlı olarak kullanılır. İkili metod, tasarım değişkenlerinin sayısının kısıtların sayısını aştığı durumlarda, özellikle topoloji ve topografi optimizasyonlarında avantaj sağlar. Birincil metod ise tam tersi durumda kullanılır. Daha çok boyut ve şekil optimizasyonunda yaygındır. Fakat hangi metodun kullanılacağına program karar verir.

4.1.1 Duyarlılık Analizi

Tasarım duyarlılık analizi, yapısal cevapların değişim hızını, tasarım parametrelerindeki değişimlere göre hesaplar. Tasarım parametreleri genelde tasarım değişkenleri olarak adlandırılır; saçın kalınlığı, kirişin kesit ölçüleri v.b. Yapısal cevapların değişim hızları bilindiğinde optimum tasarım parametreleri elde edilebilir. Örneğin, araç kabininin rezonans frekansındaki değişimlerin panel kalınlığından nasıl etkilendiği bilindiğinde, tasarımcı kabin rezonans frekansının en düşük

seviyede olmasını sağlayan optimum panel kalınlığını hesaplayabilir. Değişim hızları, matematikte kısmi türevlerle ifade edilen tasarım duyarlılık katsayılarıdır. Tasarım duyarlılığı ve optimizasyon, elle modifiye edilemeyecek kadar karmaşık tasarımların iyileştirilmesinde kullanılır.

Cevap büyüklüğü g , yer değiştirmeden yararlanarak şu şekilde hesaplanır.

$$g = q^T u \quad (4.1)$$

Cevabın, tasarım değişkeni X ' e göre duyarlılığı veya cevabın gradyanı:

$$\frac{\partial g}{\partial X} = \frac{\partial q^T}{\partial X} u + q^T \frac{\partial u}{\partial X} \quad (4.2)$$

Duyarlılık analizi için iki yöntem mevcuttur; doğrudan ve bitişik değişken metodu.

Verilen hareket denklemi:

$$K \cdot u = f \quad (4.3)$$

Hareket denkleminin tasarım değişkeni X 'e göre türevi:

$$\frac{\partial K}{\partial X} u + K \frac{\partial u}{\partial X} = \frac{\partial f}{\partial X} \quad (4.4)$$

Yer değiştirme vektörünün duyarlılığı:

$$K \frac{\partial u}{\partial X} = \frac{\partial f}{\partial X} - \frac{\partial K}{\partial X} u \quad (4.5)$$

Bu denklem kullanıldığında en büyük zorluk, cevabın gradyanı hesaplanırken tasarım değişkenine göre deplasman vektörünün türevinin hesaplanması için ileri-geri yer değiştirmenin gerekli olmasıdır. Bu doğrudan metod olarak adlandırılır. Her bir tasarım değişkeni için bir ileri-geri yer değiştirme gereklidir.

Eğer kısıtlar birden fazla yükleme durumunda aktif ise ve yük, tasarım değişkeninin bir fonksiyonu ise (şekil optimizasyonu için yayılı yük veya basınç yükü), ileri-geri yer değiştirme seti her bir aktif yükleme durumu için yerine getirilmelidir. Eğer yük, tasarım değişkeninin fonksiyonu değilse, fakat birden fazla

sınır koşulu ve yükleme durumu var ise ileri-geri yer değiştirme her aktif sınır koşulu için uygulanmalıdır.

Bitişik değişken metodu ile duyarlılık analizinde kullanılan $\mathbf{a}$ vektörü (4.5) denklemi ile hesaplanır.

$$\mathbf{K} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{f} \quad (4.5)$$

Kısıtın türevi şu şekilde hesaplanır,

$$\frac{\partial g}{\partial \mathbf{X}} = \frac{\partial \mathbf{q}^T}{\partial \mathbf{X}} \mathbf{u} + \mathbf{a}^T \left[\frac{\partial \mathbf{f}}{\partial \mathbf{X}} - \frac{\partial \mathbf{K}}{\partial \mathbf{X}} \mathbf{u} \right] \quad (4.6)$$

Duyarlılık analizi için bitişik değişken metodu kullanıldığında, varolan her sınırlama için bir ileri-geri yer değiştirmeye ihtiyaç duyulur. Bu ileri-geri yer değiştirme $\mathbf{a}$ ' yı hesaplamak için gereklidir.

Boyut ve şekil optimizasyonunda az sayıda tasarım değişkeni (5 ile 50 arasında kabul edilsin) ve çok sayıda kısıt kullanılır. Eğer 20.000 eleman, her eleman üzerindeki bir gerilme kısıtı ve 10 yükleme durumu mevcutsa, toplam 200.000 gerilme kısıtından bahsedilebilir.

Topoloji optimizasyonunda özellikle çok sayıda tasarım değişkeni (eleman başına 1 ile 3 arasında) ve az sayıda kısıt kullanılır. Gerilme sınırlaması genelde topoloji optimizasyonunda kullanılmadığından, bitişik değişken metodunun kullanılması hesaplama maliyetinin azaltılması bakımından önem arz eder.

Şekil ve boyut optimizasyonu için doğrudan metodu kullanmak faydalıdır. Ancak fazla sayıda tasarım değişkeni ve az sayıda sınırlama olduğu durumda bitişik değişken metodu kullanılabilir. Örneğin, topografi optimizasyonunda gradyanların hesaplandığı kısıtların sayısı kısıt izleme ile azaltılabilir. Kısıt izleme ile ihlal edilme olasılığı olmayan kısıtlar ihmal edilir. İhlal edilen veya ihlal edilmeye yakın olan kısıtlar korunur. Ayrıca eğer küçük bir bölgede birçok gerilme sınırlaması varsa, örneğin gerilme yoğunlaşması bölgesinde, aralarından en kritik birkaç tanesinin korunması gerekir.

4.1.2 Kısıt İzleme

Amaç fonksiyonu ve bütün kısıtlar her SE analizi sonrasında değerlendirilir. Kritik olmayan veya potansiyel olarak kritik olmayan kısıtlar o andaki tasarım döngüsünden silinir. Bu duyarlılık analizinin maliyetini azaltır ve optimizasyon probleminin boyutunu düşürür. Başlangıçta varsayılan, kritik değerin % 50' si içerisinde yer alan kısıtlar korunur. Ek olarak yapının bir bölgesinde belirli sayıda sınırlama aktif ise örneğin gerilme yoğunlaşması bölgesinde sadece en kritik 20 değer tutulur (başlangıçta otomatik olarak varsayılan).

4.1.3 Harekat Miktarının Ayarlanması

Tasarım başlangıç noktasından uzaklaştıkça, optimizasyon probleminde başlangıçta alınan yaklaşık değerlerin doğruluğu giderek azalır. Yaklaşık optimum tasarım gerçek optimum tasarıma benzemez ve bu durum daha yavaş yakınsamaya sebep olur. Tasarım değişkenleri üzerindeki hareket limitleri veya orta seviyeli tasarım değişkenleri yaklaşımın doğruluğunu korumak için kullanılır.

Küçük ilerleme adımları daha düzgün yakınsamaya götürür. Her iterasyonda tasarımda küçük değişiklikler olacağından birçok iterasyona ihtiyaç duyulur. Büyük ilerleme adımları kritik değerleri doğru hesaplamazken, uygulanamaz tasarımlar arasında dalgalanmaya neden olur. Yaklaşık optimizasyon probleminde kullanılan hareket limiti, tasarım değişkeninin % 20' sine eşittir. Hassas yaklaşımlarda küçük ilerleme adımları, hassas olmayan yaklaşımlarda ise büyük hareket adımları kullanılır. Bütün cevap yaklaşımları için aynı tasarım değişkeni setinin hareket limitleri uygulanmalıdır. Tasarımı yönlendiren cevapların yaklaşımına bakmak önemlidir. Bunlar amaç fonksiyonu ve en kritik kısıtlardır. Amaç fonksiyonunun yanlış yönde değişmesi ve kritik sınırlamaların daha fazla ihlal edilmesi yaklaşımın doğru olmadığını gösterir. Bu durumda bütün tasarım değişkenlerinin hareket limitleri azaltılır. Fakat hareket limitleri aşırı azaltılırsa yakınsama hızı da azalır.

4.2 Yapısal Optimizasyon Programında Kullanılan Cevaplar

Yapısal optimizasyon programları, sonlu elemanlar analizinde hesaplanan yapısal cevaplardan birkaçının kullanımına olanak sağlar.

4.2.1 Kütle ve Hacim

Her ikisi de global cevaptır. Yapının tamamı için veya yapının kısımları için tanımlanabilir.

4.2.2 Kütle Oranı ve Hacim Oranı

Her ikisi de topoloji optimizasyonunda kullanılan, tasarım alanının bir oranını tarif eden, 0.0 ve 1.0 arasında değerler alan global cevaplardır. Yapının bütünü için tanımlanabildikleri gibi belirli bir bölge ve malzemeler için de tanımlanabilirler.

4.2.3 Esneklik

Esneklik yapının şekil değiştirme enerjisidir ve yapının katılığının farklı zıt bir ölçüsüdür. Bütün yapı için olduğu gibi belirli bir bölge için de tanımlanabilir. Esneklik, yükleme durumu ile ilişkilendirilmelidir.

Esneklik C, aşağıdaki formüller kullanılarak hesaplanır.

$$f = Ku \quad (4.7)$$

$$C = \frac{1}{2} u^T f \quad (4.8)$$

$$C = \frac{1}{2} u^T Ku \Rightarrow C = \int \epsilon^T \sigma . dV \quad (4.9)$$

4.2.4 Rezonans Frekans

Doğal frekans değerleri normal modal analizin sonucudur ve normal mod durumu ile ilişkilendirilmelidir.

4.2.5 Yer değiştirme

Yer değiştirme doğrusal statik analiz sonucunda hesaplanan bir cevaptır. Düğüm noktalarının yer değiştirmesi vektörel ve skaler büyüklük olarak seçilip cevap olarak tanımlanabilir.

4.2.6 Gerilme

Yapının parçaları, parçaların özellikleri veya malzemeler için farklı gerilme türleri cevap olarak tanımlanabilir. Elemanlar üzerinde oluşan gerilmeler kullanılır ve kısıt olarak tanımlanan gerilme cevabının takibi yapılır. Gerilme cevabı amaç

fonksiyonu olarak kullanılamaz. Gerilme kısıtı kesinlikle yükleme durumu ile ilişkilendirilmelidir.

4.2.7 Ağırlıklı Esneklik

Birden çok yükleme durumunu değerlendirmek için kullanılan bir metottur. Cevap her bir yükleme durumunun sebep olduğu esnekliğin ağırlıklı ortalamasıdır. Bu global cevap sadece bütün yapı için tanımlanabilir

$$C_w = \sum w_i c_i = \frac{1}{2} \sum w_i u_i^T f_i \quad (4.10)$$

4.2.8 Ağırlıklı Müşterek Frekans (weighted reciprocal frequency)

Bu metod klasik topoloji optimizasyonunda birden fazla frekansı değerlendirmek için kullanılır. Cevap, optimizasyonda dikkate alınan her bir modun müşterek frekanslarının ağırlıklı toplamıdır.

$$f_w = \sum \frac{w_i}{\lambda_i} \quad (4.11)$$

$$[K - \lambda_i M] u_i = 0 \quad (4.12)$$

Bu işlem, düşük modların rezonans frekanslarının artırılmasının amaç fonksiyonu üzerindeki etkisinin, yüksek modların frekanslarının artırılmasına göre daha fazla olacak şekilde yapılır. Sadece bütün yapı için tanımlanabilen bir cevaptır.

4.2.9 Birleştirilmiş Esneklik İndeksi

Birleşik esneklik indeksi, klasik topoloji optimizasyonunda birden fazla rezonans frekansının ve statik yük durumunun birlikte ele alınmasına yardımcı olur. Bu cevap da yalnızca bütün yapı için tanımlanabilir.

$$C = \sum w_i c_i + NORM \sum \frac{w_i / \lambda_i}{\sum w_j} \quad (4.13)$$

Normalleştirme faktörü NORM, öz vektörlerin ve esnekliğin katkılarının normalleştirilmesi için kullanılır. Tipik bir yapısal analizde esneklik değeri 10^4 ile 10^6 arasındadır. Oysa, tipik bir ters öz değer 10^{-5} derecesindedir. Eğer NORM

kullanılmaz ise lineer statik esneklik değeri çözüme hakim olur. NORM'un değeri şu formül ile hesaplanır.

$$NF = C_{\max} \cdot \lambda_{\min} \quad (4.14)$$

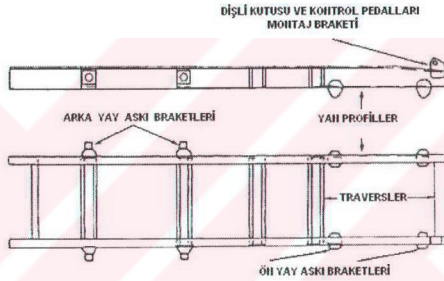
$C_{\max}$ = en yüksek esneklik değeri

$\lambda_{\min}$ = en düşük öz vektör

Yeni bir tasarım probleminde, NORM yakın bir değerde tahmin edilemez ise, optimizasyon çözücüsü, 1. iterasyonda hesaplanan frekans ve esneklik değerlerine dayanarak NORM değerini hesaplar.

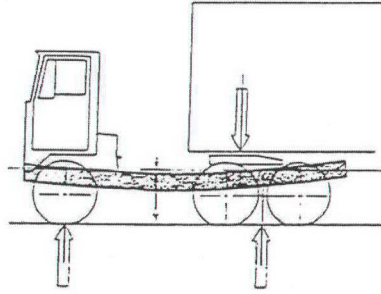
5. ŞASİNİN YAPISI VE ŞASİNİN DEFORMASYON ŞEKİLLERİ

Şasi genelde merdiven şeklinde bir yapıya sahiptir (Şekil 5.1). Uzunluk boyunca düzgün veya değişken derinliğe sahip kanal kesitli profillerden oluşur. Yan profiller çoğunlukla L- kesitli veya, ana profilin içine veya dışına yerleştirilen kanal kesitli profillerle yerel olarak güçlendirilir.



Şekil 5.1 Şasinin merdiven yapısı.

Yan profiller şasinin düşey yöndeki dayanımını belirleyen en önemli elemanlardır. Aracın taşıdığı yük yan profiller üzerinde düşey yönde eğilme momentine neden olur (Şekil 5.2). En yüksek eğilme momenti, yüklemeye ve kasa ile aktarma organlarının yapıya kattığı dayanıma bağlı olarak akslar arasında bir noktada oluşur. Yan profillerin düşey yöndeki katılığı profilin kesit atalet momentine ve malzemenin elastiklik modülüne bağlıdır. Ayrıca kullanılan malzemenin akma gerilmesi de şasinin dayanımını belirleyen diğer önemli bir faktördür. Yetersiz travers kullanılması durumunda şasinin dayanım sınırını yan profil flanşlarının burkulma sonucu hasar görmesi belirler [10].



Şekil 5.2 Şasinin düşey yöndeki eğilme davranışı.

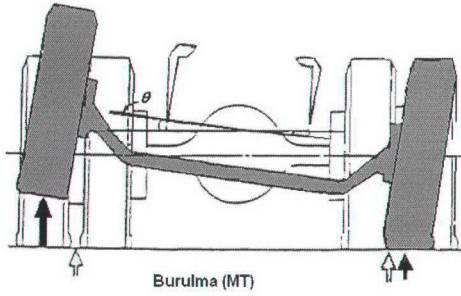
Bazı pratik uygulamalar, yan profillerin daha yüksek mukavemette ve katılıkta tasarlanabilmesini engeller. Şasi yüksekliği ve aks açıklığı gibi parametreler, kesitin yüksekliğini aksın bağlandığı noktalarda sınırlar. Uzunluk boyunca kesiti değişmeyen profiller, üretim kolaylığı sağladığından, akslar arasındaki mesafenin ayarlanmasını, motorun, şoför kabini ve yakıt tankının yerleşimini basitleştirdiğinden daha çok tercih edilir. Minimum ağırlık ve maliyet ise tasarımı etkileyen diğer önemli iki faktördür.

Sağ ve sol yan profiller fonksiyonlarına göre farklı şekil ve tiplerde traversler ile birleştirilirler. Şekil 5.3’ de travers olarak kullanılan çeşitli profil tipleri gösterilmektedir. Her ne kadar traverslerin esas görevi şasinin rijitliğini artırmak olsa da, traversler ayrıca motoru taşıma gibi fonksiyonları da yerine getirirler. Traverslerin rijitliğe katkıda bulunduğu şasinin farklı esneme yönleri aşağıda sırası ile açıklanmıştır.



Şekil 5.3 Profil kesitleri.

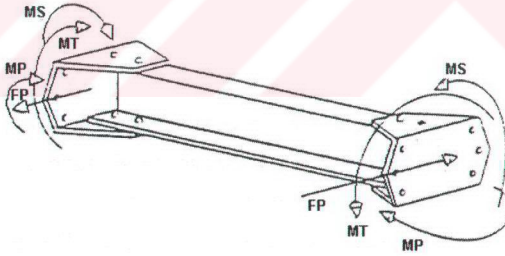
İlk esneme davranışı, şasinin boyca eksene göre burulmaya maruz kalması sonucu ortaya çıkar (Şekil. 5.4). Travers üzerinde ‘ MT ’ ile gösterilen yönde burulmaya neden olur (Şekil. 5.5). Farklı kesitteki traverslere ait burulma dayanımı değerleri Tablo 5.1’ de verilmiştir [11]. Boru ve kapalı kesitli profiller bu bakımından en yüksek dayanıklılığa sahiptir .



Şekil 5.4 Şasinin burulma davranışı

Tablo 5.1 Yukarıda gösterilen travers kesitlerinin göreceli eğilme ve burulma dayanımları

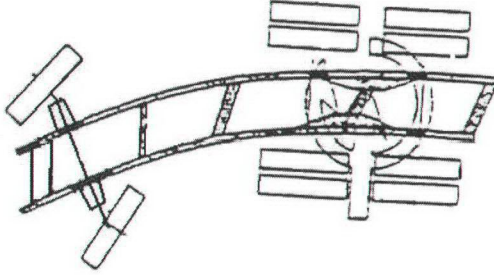
	1 (Ref.)	3	4	5
Eğilme momenti dayanım faktörü (Eşit çekme ve basma gerilmesi altında)	1.0	0.838	0.872	0.635
Burulma dayanımı faktörü (Eşit kesme gerilmesi altında)	1.0	0.63	45.33	17



Şekil 5.5 Traverse etkiyen kuvvetler.

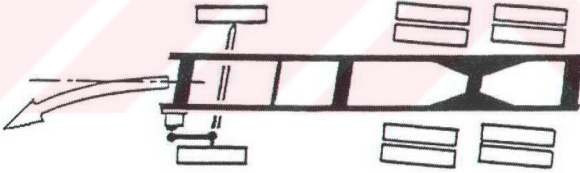
Şaside ikinci esneme şekli, yanal ve eksenel doğrultudaki eğilmelerin kombinasyonudur (Şekil 5.6). Eksen doğrultusundaki eğilme, asimetrik frenleme davranışından kaynaklanır ve *paralel kenarlaşma* olarak adlandırılır (Şekil 5.7). Eksen doğrultusundaki eğilme travers üzerinde iki farklı kuvvet oluşturur; ‘MP’ ve ‘FP’ (Şekil 5.5). Yanal doğrultudaki eğilme sonucunda da benzer yükler oluşur. Yan

profillerin burulması ise profilin ekseninden uzaktaki kuvvetlerin, yakıt tankı, akü, şoför kabini bağlantıları v.s gibi elemanların neden olduğu bir davranıştır. Traversler bu kuvvetlere ‘MS’ momenti ile reaksiyon gösterir.



Şekil 5.6 Yanal ve eksenel doğrultudaki eğilme davranışı.

Şasinin yeterince rijit olmasında, kesit tiplerinin yanı sıra traverslerin yan profillere montaj şekli de önemli rol oynar. Bağlantının türü ve bağlantı elemanının seçimi momentlerin ve kuvvetlerin traverslere aktarılmasında önemli bir unsurdur ve de şasinin rijitliğini etkiler.



Şekil 5.7 Paralel kenarlaşma.

6. ÇEŞİTLİ TASARIM KRİTERLERİNE GÖRE ŞASİNİN TOPOLOJİK OPTİMİZASYONU

Optimizasyon yapılacak yükleme durumlarını belirlemek için, farklı deformasyon koşullarında araç şasisinin davranışları belirlendi [12]. Düşey yönde eğilme, asimetrik frenleme, eksene göre burulma ve çarpışma gibi durumları yansıtacak modellerin yanı sıra yapının doğal frekans değerlerini hesaplamak için modeller de oluşturuldu. Her bir durum için tasarım uzayı ve mesnet noktaları belirlenerek, tasarım kriterlerini karşılayacak optimum şasi yapısı elde edilmeye çalışıldı. Şasi malzemesi olarak izotropik çelik seçildi ve yoğunluk $\rho = 7.85 \times 10^{-9}$ kg/mm³, $E = 2.1 \times 10^5$ MPa ve $\nu = 0.3$ alındı. Şasi boyu 5180 mm, şasi genişliği 760mm ve yan profil yüksekliği 210mm alındı. Uygulanan yükler, sekiz tonluk bir kamyonu seyir esnasında etkileyen servis yükleri kullanılarak hesaplandı.

6.1 Eğilme Davranışı

Şasinin eğilme dayanımını belirleyen en önemli elemanlar yan profiller olduğundan eğilmeye dayanıklı optimum yapı araştırılırken sadece yan profiller dikkate alındı ve yan profillerin topolojisi bulunmaya çalışıldı.

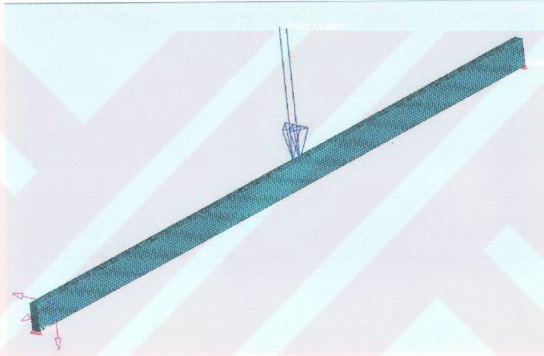
Yarım araç modeli kullanıldı. Statik halde araca düşey yönde gelen yükler ikiye bölünerek tek yan profile gelen yük hesaplandı. Gerçek yük değerleri bilinmediğinden yaklaşık değerler alındı. Düşey yönde oluşacak deplasman uygulanan yükle orantılı olduğundan, yapının davranışı belirlenirken yükün büyüklüğü önem taşımaz. Aynı şekilde, optimizasyon esnasında elemanların göreceli olarak taşıdığı gerilme değerleri dikkate alınır.

Traverslere gelen yüklerin, traverslerin yan profillere birleştiği noktalarda oluşturduğu moment ve kuvvetlerin yan profiller üzerindeki gerilme etkileri dikkate alınmadı. Ayrıca akü ve yakıt tankının yan profil de meydana getirdiği burulma ve

düşey yöndeki kuvvetlerin etkisi de ilk aşamada ihmal edildi. Buradaki amaç, yan profillerin alabileceği topoloji hakkında bir fikir edinebilmektir.

6.1.1 Uçlardan Mesnetli Tekil Yüklü Model

Topolojiye karar verirken programı daha özgür bırakmak için başlangıç modelinde kanal kesitli profil yerine dolu dikdörtgen kesite sahip bir profil seçildi. Yan profili simgeleyen kirişin genel eğilme davranışını belirleyebilmek için mesnetler kirişin uç noktalarına yerleştirildi ve kirişin orta noktasına düşey yönde iki kuvvet vektörü uygulandı. SE modelinde 7770 tane 8 düğüm noktalı dikdörtgen prizma eleman kullanıldı ve eleman boyutu ortalama 20 mm alındı. SE modeli, Şekil 6.1’de gösterilmiştir.



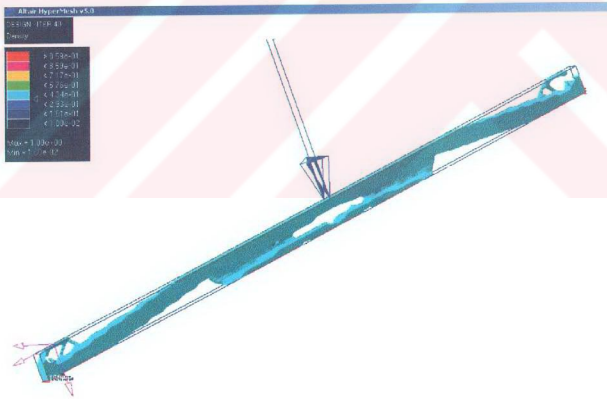
Şekil 6.1 Tekil yüklü sonlu elemanlar modeli.

Optimizasyon probleminde modelin tümü tasarlanabilir olarak tanıtıldı. Hacim oranı ve yer değiştirme tasarım cevapları tanımlandı. Amaç fonksiyonunda hacim oranı, tasarım kısıtlarının belirlenmesinde ise yer değiştirme cevabı kullanıldı. Optimizasyon yapılarak amaç fonksiyonu olan hacim oranı minimize edildi.

Optimizasyondan önce SE analizi yapılarak model üzerindeki gerilme durumu, maksimum deplasmanın büyüklüğü ve yeri saptandı. Maksimum yer değiştirme doğal olarak orta noktada, profilin alt yüzeyinde ve kuvvet doğrultusunda oluştu, $u_{max} = 1.37$ mm. Elde edilen yer değiştirme değerine göre tasarım limitleri belirlendi. Üst tasarım sınırına SE analizinde oluşan maksimum yer değiştirmeden daha büyük bir değer girildi, $UL = 1.45$ mm. Alt tasarım limitine ise herhangi bir

değer girilmedi. Yer değiştirme cevabı tanımlanırken model üzerinde bir düğüm noktası seçildi. SE analizi sonucunda bu düğüm noktasında hesaplanan yer değiştirmenin büyüklüğüne göre tasarım kısıtları belirlendi. Bu, maksimum yer değiştirmenin olduğu düğüm noktası olabileceği gibi herhangi bir düğüm noktası da olabilir. SE analizinde hesaplanan yer değiştirmeden mutlak değerce büyük bir değer girilmesi optimizasyon sonucunda yapının daha esnek olmasına neden olmaktadır. Aynı değer girilmesi durumunda ise tasarım koşulu hemen sağlanacağından çözüm yakınsar ve yapının topolojisi değişmeden optimizasyon sona erer. Herhangi bir tasarım sınırlaması konulmaz ise yapının malzemesi tamamen boşaltılır. Optimizasyon parametreleri; yakınsama toleransı 0.005, her iterasyondaki hareket miktarı 0.5 ve ayrıklık 1.0 alındı.

Çözüm 43 iterasyon sonunda yakınsadı. Amaç fonksiyonu olan hacim oranı, başlangıç değeri 0.9'dan 0.532'ye düştü. Seçilen düğüm noktasındaki yer değiştirme, tasarım sınırlamasının üst sınır değeri 1.45 mm' de kaldı. Optimizasyon sonrası görüntü işleme araçları yardımı ile normalleştirilmiş yoğunluk değeri 0.3' den küçük elemanların yok edildiği son topoloji Şekil 6.2'de görülmektedir.



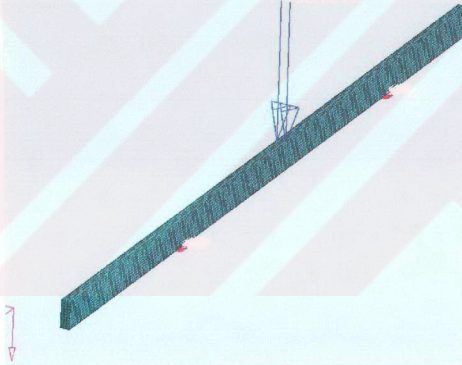
Şekil 6.2 Eğilme zorlanması altındaki kirişte optimum malzeme dağılımı.

6.1.2 Mesnet Noktaları Ötelenmiş Tekil Yüklü Model

Yan profillerin, gerçek durumdakine yakın bir şekilde sabitlenmesi halinde sahip olacağı topolojiyi görmek için SE modelinde mesnetler yaprak yayların profile bağlandığı noktaların ortasına gelecek şekilde düğüm noktalarına yerleştirildi

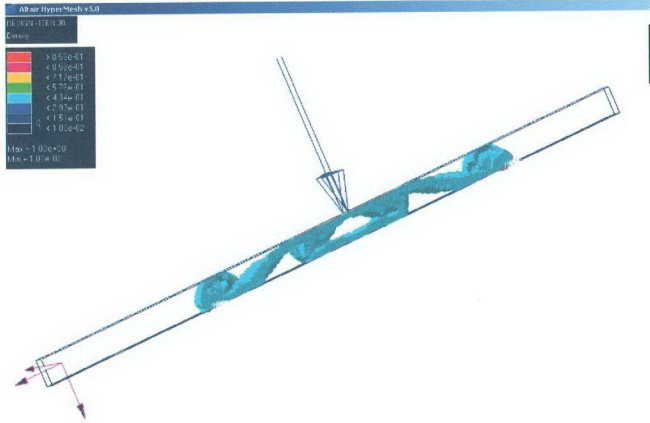
(Şekil 6.3). Profilin ortasına iki adet kuvvet vektörü düşey yönde uygulandı. 7770 adet 8 düğüm noktalı dikdörtgen prizma eleman kullanıldı. Eleman boyutu ortalama 20 mm' dir.

Optimizasyon probleminde parçanın bütünü tasarlanabilir olarak tanımlandı. Optimizasyondan önce SE analizi yapılarak maximum çökmenin büyüklüğü ve yeri belirlendi. Elde edilen deplasman değerine göre tasarım limiti girildi. Maksimum deplasman profilin orta noktasında oluştu, $u_{max} = 0.159$ mm. Hacim oranı ve yer değiştirme cevaplarından hacim oranı amaç fonksiyonunun, yer değiştirme de tasarım limitinin tanımlanmasında kullanıldı. Yapının katılığını artırmak için yalnızca üst limite, maksimum yer değiştirmeden küçük bir değer girildi, $ÜL = 0.155$ mm. Optimizasyon parameterelerinden; yakınsama toleransı 0.005, hareket miktarı 0.5 ve ayrıklık 1.0 alındı.



Şekil 6.3 SE modeli (mesnet noktaları kırmızı ile gösterilmiştir).

Optimizasyon işlemi 24 iterasyonun ardından sona erdi. Amaç fonksiyonu başlangıç değeri 0.9'dan 0.532'e geriledi. Seçilen düğüm noktasındaki yer değiştirme, tasarım sınırlandırmasının üst sınır değeri 0.155 mm' de kaldı. 0.3 yoğunluk eşik değerinde son topoloji Şekil 6.4' de görülmektedir.



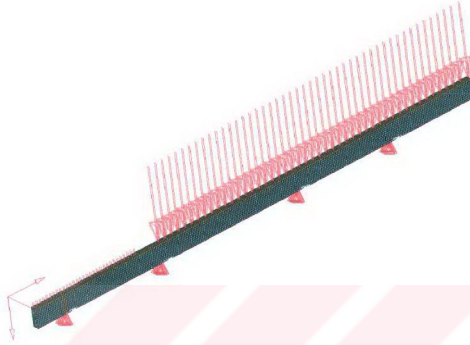
Şekil 6.4 Son topoloji

Son topolojide mesnetlerin dışında kalan bölgelerdeki malzeme, bu bölgeler herhangi bir yük taşımadığından tamamen boşaltıldı. Mesnetler arasındaki kısımda ise yer yer boşluklar oluştu.

6.1.3 Yayılı Yüklü Model

Bu bölümde, SE modeli gerçek uygulamalardaki gibi oluşturulmaya çalışıldı. Kiriş, yaprak yayların yan profillere bağlandığı noktalardan sabitlendi. Arka ve ön yaprak yayların uzunlukları yaklaşık 1130 mm alındı. Kuvvetler gerçektekine yakın büyüklükte tanımlandı. Kabinin ağırlığı ve yüklü durumda kasanın ağırlığı şasi yan profillerinin üst yüzeyindeki düğüm noktalarına dağıtıldı. SE modelinde, gerçek durumda tek bir yan profile gelen düşey yöndeki yükler dikkate alındı. Kabinin kütlesi yaklaşık olarak 400 kg, yüklü durumdaki kasanın kütlesi ise (1.5 emniyet faktörü kabulü ile) 12 ton kabul edildi. SE modelinde sürücü kabininin ağırlığı düşey yönde 32.3 N şiddetinde 60 adet kuvvet vektörü ile yüklü durumdaki kasanın ağırlığı ise 395 N değerinde 154 adet kuvvet vektörü ile tanımlandı. Yükleme durumu ve sınır koşulları aşağıdaki şekilde görülmektedir. Büyük oklar kasanın ağırlığını, küçük oklar ise sürücü kabinin ağırlığını temsil etmektedir (Şekil 6.5).

Modelde yeşil renkte görülen en üst yüzeydeki bir sıra eleman optimizasyon sırasında değiştirilemez tanımlandı. Bunu yapmaktaki amaç kuvvetlerin uygulandığı elemanların düşük gerilemelere sahip olmalarından dolayı yok edildiklerinde kuvvetlerin boşa kalmasını engellemektir.

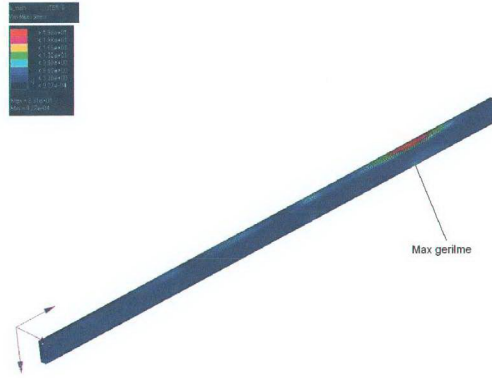


Şekil 6.5 Yayılı yüklü sonlu elemanlar modeli.

SE modeli, ortalama boyutu 20 mm olan 7770 adet 1. dereden şekil fonksiyonuna sahip dikdörtgen prizma elemanlar ile örüldü. Yaprak yayların bağlantı noktalarında bulunan düğüm noktalarının bütün serbestlik dereceleri kısıtlanmak suretiyle model sabitlendi. Optimizasyon işleminin ardından elde edilen yapıdaki gerilme dağılımıyla karşılaştırmak için önce SE analizi yapıldı ve model üzerinde gerilme durumu incelendi. Optimizasyon öncesi model üzerindeki gerilme dağılımı Şekil 6.6'de gösterilmektedir. Maksimum gerilme, Von Mises gerilmesi cinsinden 13.1 MPa büyüklüğünde arka yaprak yayların yan profile bağlandığı bölgede oluştu.

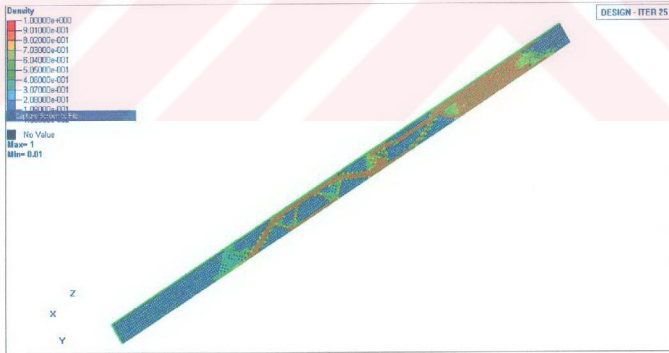
Optimizasyon probleminde bu kez önceki problemlerden farklı olarak esneklik ve hacim oranı cevapları kullanıldı. Esneklik yapının sahip olduğu şekil değiştirme enerjisi veya dış yüklerin yaptığı iş olarak tanımlanabilir. Ayrıca katılığın tersi olarak da kabul edilebilir².

² Bölüm 5' de esneklik kavramından bahsedilmiştir.



Şekil 6.6 Yayılı yükler altındaki kirişte gerilme durumu.

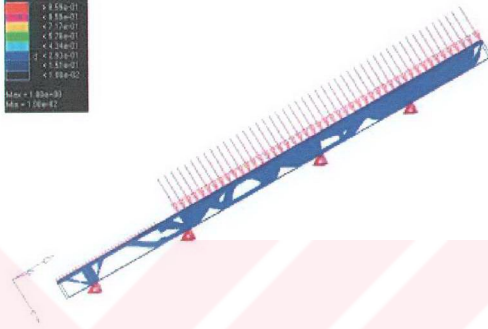
Esneklik amaç fonksiyonu olarak, hacim oranı ise tasarım sınırlarının belirlenmesinde kullanıldı ve amaç fonksiyonu minimize edildi. Üst tasarım sınırı olarak 0.4 değeri seçildi. Bu değer, optimizasyon sonrasında modelin sahip olabileceği maksimum hacmin, başlangıçtaki hacme oranını göstermektedir. Optimizasyon parametreleri; yakınsama toleransı 0.005, hareket miktarı 0.5 ve ayrıklık 1.0 alındı.



Şekil 6.7 Optimizasyon sonrasında yapıdaki birim malzeme yoğunluk dağılımı.

Çözüm 7.07 dakika sürdü ve 24 iterasyon da yakınsadı. Esneklik değeri 3.489×10^3 den 8.99×10^2 ye düştü. Hacim oranı üst sınırı 0.4'de kaldı. Dolayısı ile tasarım sınırı ihlal edilmedi. Optimizasyon sonunda sonlu elemanların sahip oldukları normalleştirilmiş yoğunluk değerleri şekil 6.7' de görülebilir. 0.3 den

küçük yoğunluğa sahip elemanların yok edildiği durumda malzeme dağılımı Şekil 6.8'deki gibidir. Eşik değeri değiştirilip topoloji incelendiğinde yapı elemanlarının boyutlarında büyük değişimlerin olmadığı görülmüştür. Bu sonuç, oluşan yapının yeterince ayrık ve belirgin olduğunu göstermektedir. Eğer orta seviyeli yoğunluğa sahip elemanlar çoğunlukta olsaydı, kesin bir sonuç elde edilemezdi.



Şekil 6.8 24 iterasyon sonunda malzeme dağılımı.

Topoloji optimizasyonunda oluşan yapı, başlangıçtaki model ile karşılaştırıldığında maksimum Von Mises gerilmesinin daha düşük olduğu görülür (12.9 MPa). Gerilmeyle birlikte yapıdaki malzeme miktarı azalmıştır. Mevcut yükleme koşullarını karşılayabilecek optimum malzeme miktarı ve dağılımı sağlanmıştır. Yan profil üzerinde şoför kabinin bulunduğu kısma etkiyen kuvvetin şiddeti kasaya etkiyen kuvvete oranla küçük olduğundan bu kısımdan daha fazla malzeme çıkarılmıştır. Giriş üzerine uzunluk boyunca eşit dağılımlı yük uygulanarak tekrar çözüm yapıldığında, kabinin altındaki kısımdan atılan malzeme miktarının yükün büyüklüğü ile yakından ilişkili olduğu ve bir önceki çözüme oranla azaldığı açıkça görülebilir (Şekil 6.9).



Şekil 6.9 Düzgün yaylı yük altında yan profilin optimum topolojisi.

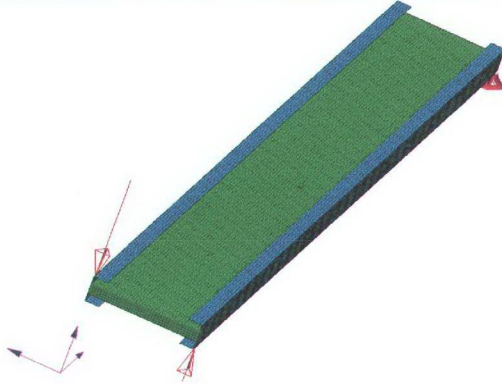
6.2 Burulma Davranışı

Şasinin araç dinamiği üzerinde büyük etkisi vardır. Bu etkilerden bir tanesi şasinin burulma esnekliğidir. Burulma esnekliği, motordan ön ve arka akslara aktarılan momenti etkilemek suretiyle aracın dönüşlerde davranışını etkiler. Şasinin burulma esnekliğini belirleyen en önemli yapı elemanları, traverslerdir. Bu bölümde şasinin esnekliğine katkıda bulunan optimum travers topolojisi elde edilmeye çalışıldı.

6.2.1 Sürekli Yapıya Sahip Şasi Modeli

İlk optimizasyon probleminde kullanılacak başlangıç geometrisi kanal kesitli iki profilden ve bu profiller arasında yer alan bir plakadan oluşturuldu. SE modelinde yan profiller dört düğüm noktalı kabuk elemanlar ile, plaka ise 8 düğüm noktalı dikdörtgen prizma elemanlar ile örüldü. Eleman boyutu 20 mm alındı ve toplam 52.846 adet eleman kullanıldı. Şekil 6.10'da yeşil renkte görülen plaka tasarlanabilir, yan profiller ise tasarlanamaz olarak tanımlandı.

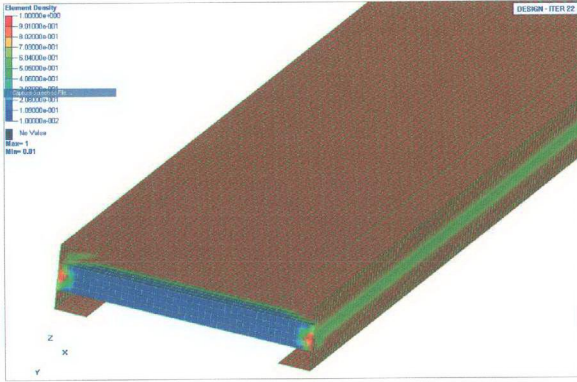
Yan profiller bir taraftaki uçlarından sabitlenirken diğer uçlarına boyca eksene göre burulmaya sebep olacak 4000 N büyüklüğünde bir kuvvet çifti uygulandı. Burulma davranışı kuvvetle doğrusal değiştiğinden kuvvetin büyüklüğü rastgele seçildi.



Şekil 6.10 Sonlu elemanlar modeli

Optimizasyon probleminde esneklik cevabı amaç fonksiyonu, hacim oranı ise tasarım sınırı olarak tanımlandı. Üst tasarım sınırına, isteğe bağlı olarak 0.5 girildi.. Ayrık bir yapı elde edilebilmesi için diğer optimizasyon parametreleri MINDIM=30 ve yakınsama toleransı 0.005 olarak belirlendi [6].

39 iterasyonun ardından çözüm yakınsadı fakat beklenen bir malzeme dağılımı oluşmadı (Şekil 6.12). Özellikle plakanın alt ve üst yüzeyindeki bütün elemanların yoğunluğu iç bölgelerdeki elemanlara göre daha yüksek çıktı. Dış kısımdaki elemanların yoğunlukları 1'e yakinken, iç kısımdaki elemanların yoğunlukları 0.2 civarında kaldı. Bilindiği gibi burulmaya maruz kalan yapıda kayma gerilmeleri hakimdir ve gerilme değerleri yüzeye yaklaştıkça artar. Bu problemde de yüzeydeki elemanlar daha büyük gerilmelere maruz kaldığından yüzeydeki elemanların yoğunlukları birbirine yakın ve büyük çıktı. Bununla birlikte plakadaki süreklilik bozulmayıp ayrıklaşma olmadığından ve travers benzeri yapılar oluşmadığından uygulanabilir bir sonuç elde edilemedi.



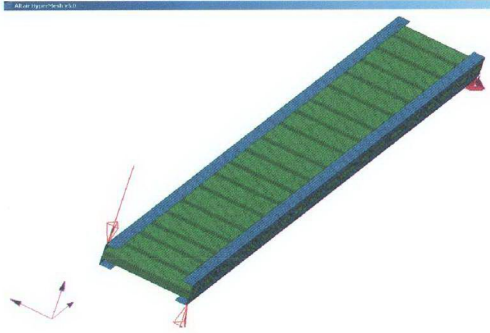
Şekil 6.11 Malzeme dağılımı. Kırmızı renkte görünen elemanların yoğunluğu 1' e yakındır.

6.2.2 Çoklu Travers Kullanılan Model

Yan profiller bir önceki modelde olduğu gibi bir taraftaki uçlarından sabitlenirken diğer uçlarına boyca eksene göre burulmaya sebep olacak 4000 N büyüklüğünde bir kuvvet çifti uygulandı.

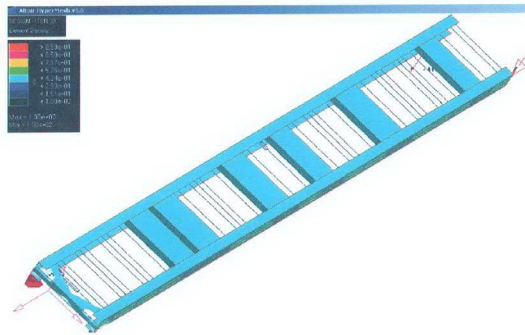
Başlangıç geometrisinde önceki modelden farklı olarak yan profiller arasındaki plaka traverslere bölündü. Traversler arasındaki mesafe, travers sayısının çok olması için üç eleman genişliğinde tutuldu. SE modelinde yan profiller dört düğüm noktalı kabuk elemanlar ile, plaka ise 8 düğüm noktalı dikdörtgen prizma elemanlar ile örüldü. Eleman boyutu 20 mm alındı ve toplam 41440 adet eleman kullanıldı. Şekil 6.12' de yeşil renkteki traversler tasarlanabilir, yan profiller ise tasarlanamaz olarak tanımlandı.

Optimizasyon probleminde esneklik cevabı amaç fonksiyonu, hacim oranı ise tasarım sınırı olarak tanımlandı. Üst tasarım sınırı olarak 0.3 değeri girildi. Aynk bir yapı elde edilebilmesi için diğer optimizasyon parametreleri DISCRETE=2 ve MINDIM=30 ve yakınsama toleransı 0.005 olarak belirlendi.



Şekil 6. 12 Burulma davranışı için kullanılan sonlu elemanlar modeli.

Çözüm 39 iterasyonun ardından yakınsadı. Şekil 6.13’de görüldüğü gibi 0.3 yoğunluk eşik değerinde 6 adet kiriş muhafaza edildi ve diğer kirişlerin malzemesi tamamen boşaltıldı. Muhafaza edilen traverslerin ise boyca iç kısımlarında 0.2 yoğunluk seviyesinde elemanlar olduğundan traverslerin iç kısımları boşaltıldı ve yüzeydeki elemanların yoğunlukları 1’e yakın olduğundan muhafaza edildiler. Sonuçta oluşan travers topolojisi dış yüzeyde yüksek yoğunlukta elemanlar ve iç kısımda düşük yoğunlukta elemanlar ile içi boş kesitli profilleri andırmaktadır. Bu doğal bir sonuçtur. Kapalı kesitli profillerin burulma dayanımları açık kesitlilere göre daha büyüktür. Ayrıca traverslerin konumlarına bakılınca mevcut şasi yapılarına benzer bir sonuç çıktığı görülür.



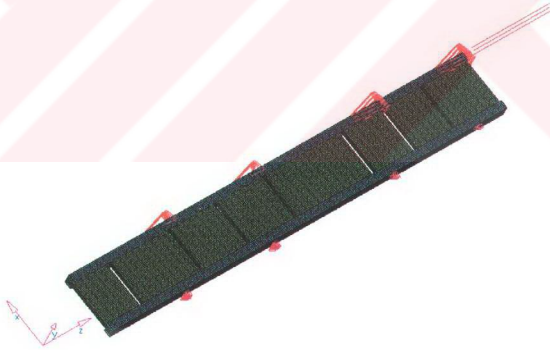
Şekil 6.13 0.3 yoğunluk eşik değerinde şasinin topolojisi.

6.3 Asimetrik Frenleme

Asimetrik frenleme aracın bir tarafı sabit dururken diğer tarafının ilerlemesi veya her iki tarafın farklı hızlarda hareket etmesi durumudur. Diğer bir ifadeyle şasinin çarpılmasıdır. Bu durum ‘paralel kenarlaşma’ olarak da adlandırılır.

6.3.1 1. Model

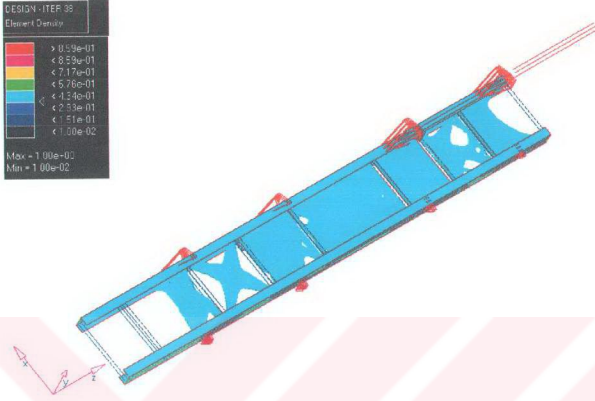
Tekerlekler ile şasinin etkileşiminin yaprak yayların bağlantı noktalarında meydana geldiği düşünülerek yan profillerden bir tanesi bu noktalardan sabitlendi. Diğer yan profil üzerine ise yaprak yayların tespit edildiği noktalardan profil eksenine paralel kuvvetler uygulandı. Araç kasasının yapıya katacağı rijitlik ihmal edildi. Sınır koşullarının model üzerinde uygulanışı Şekil 6.15’de gösterilmiştir. Yan profiller arasında farklı mesafede boşluklarla traversler oluşturuldu. Yalnızca traverslerin topolojileri belirlenmek istendiğinden mavi elemanlar ile örülen yan profiller sabit, yeşil ile gösterilen elemanlar ise optimizasyon sırasında değiştirilebilir olarak tanımlandı. 36 adet kuvvet vektörü tanımlanarak toplam 80.000 N yük uygulandı. 38709’u değiştirilebilir olmak üzere, ortalama 20 mm boyutunda 50.105 adet 8 düğüm noktalı katı eleman kullanıldı.



Şekil 6.14 Asimetrik frenleme durumunu yansıtan SE modeli.

Optimizasyon probleminde, esneklik cevabı amaç fonksiyonu olarak seçildi ve minimize edildi. Tasarım sınırının belirlenmesinde hacim oranı cevabı kullanıldı. Üst sınır 0.3 olarak girildi. Orta seviyeli yoğunluğa sahip elemanların oluşumunu engellemek ve ayırık bir yapı elde edebilmek için DISCRETE parametresi 2 olarak

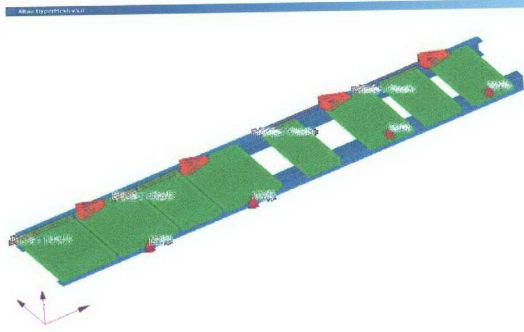
tanımlandı. Oluşacak en küçük yapı elemanının boyutunu belirlenmesinde kullanılan MINDIM parametresine ise 30 değeri girildi. 38 iterasyon sonunda 0.3 eşik değerinde malzeme dağılımı, Şekil 6.15’da görüldüğü gibidir.



Şekil 6.15 0.3 yoğunluk değerinde optimum topoloji

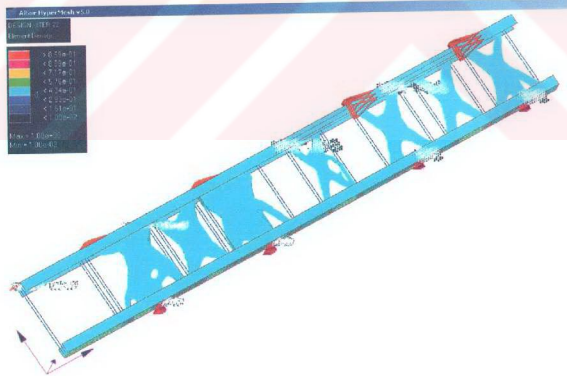
6.3.2 2. Model

Daha uygulanabilir bir topoloji elde edebilmek için önceki modelde traverslerin genişliği azaltıldı ve bazı optimizasyon parametreleri değiştirildi. Traverslerin genişliği belirlenirken daha önce oluşturulan modellerin optimizasyonu sonucunda ortaya çıkan topolojilerden faydalandı. Mevcut sınır koşulları ve SE ise aynen parametreleri korundu (Şekil 6.16).



Şekil 6.16 Başlangıç modeli.

Optimizasyon probleminde, esneklik cevabı amaç fonksiyonu olarak seçildi ve minimize edildi. Tasarım sınırının belirlenmesinde hacim oranı cevabı kullanıldı. Üst sınır 0.3 olarak girildi. Orta seviyeli yoğunluğa sahip elemanların oluşumunu engellemek ve ayrıntı bir yapı elde edebilmek için DISCRETE parametresi 3, oluşacak en küçük yapı elemanının boyutunu belirlenmesinde kullanılan MINDIM parametresi ise 60 yapıldı. 22 iterasyon sonunda 0.3 eşik değerinde malzeme dağılımı Şekil 3.17’de görüldüğü gibidir.

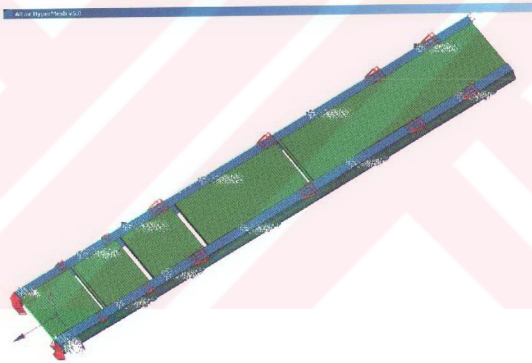


Şekil 6.17 Optimizasyon sonrasında oluşan topoloji.

Sınır koşulları, modeli boylamasına kesmeye zorlamaktadır. Bunun sonucunda traverslerin Şekil 6.17’deki topolojiye sahip olması mantıklıdır.

6.4 Çarpışma Durumunda Şasinin Yapısı

Çarpma durumunda şasinin sahip olması gereken yapı lineer-statik analizle belirlenmeye çalışıldı. Şekil 3.18’de görüldüğü üzere, aracın ön kısmından çarptığı varsayılarak yan profiller aracın ön kısmından tutturuldu. Çarpma esnasında araç üzerindeki yüklerden kaynaklanan atalet kuvvetleri eşit biçimde ikiye bölünerek yan profillere belirli noktalardan uygulandı. Aracın ön kısmındaki yükler; motor, sürücü kabini ve ön aks takımı, arka kısımdaki yükler; kasa üzerindeki ağırlık, diferansiyel ve arka aks takımı şeklinde tanımlandı. Mevcut yükün çarpışma anında maruz kalacağı ivmeyle çarpılması neticesinde atalet kuvvetleri bulundu ve ön kısma 8000 N, arka kısma 60.000 N şiddetinde olmak üzere kuvvetler Şekil 10’da kırmızı renkli oklar ile gösterildiği gibi yan profil yüzeylerine paralel şekilde uygulandı. Kuvvetler ve mesnetler tek yükleme durumu ile tanımlandı.

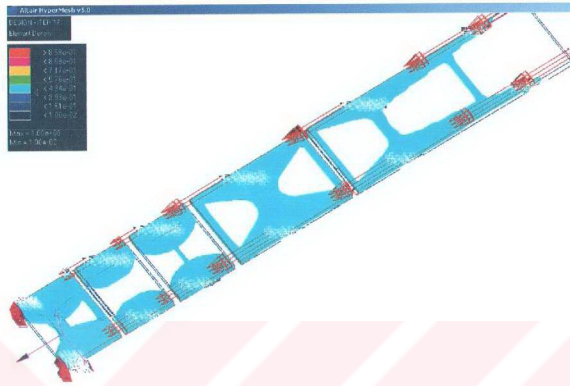


Şekil 6.18 Çarpışma durumu için sonlu elemanlar modeli.

Optimizasyon probleminde esneklik cevabı ile amaç fonksiyonu, hacim oranı cevabı ile tasarım sınırı tanımlandı ve amaç fonksiyonu minimize edildi. Tasarım sınırı olarak hacim oranı üst sınırı 0.3 olarak belirlendi.

40.144 tanesi değiştirilebilir olmak üzere, ortalama 20 mm boyutunda toplam 52.836 adet 8 düğüm noktalı katı eleman kullanıldı. Yeşil renkte görülen elemanlar değiştirilebilir olarak tanımlandı. 20 iterasyon ardından Şekil 3.19’de görülen topoloji elde edildi. Aracın ön kısmından çarptığı kabul edilirse, en fazla deformasyon ve zorlanma ön bölgede meydana gelecektir. Dolayısıyla, çarpışmanın

gerçekleştirdiği bölge civarında dayanımın yüksek olması gerektiğinden oluşan son topolojide şasinin ön kısmına doğru malzeme yoğunluğu artmaktadır. Kritik bölgeden uzaklaştıkça yüksek miktarda malzeme çıkarılmıştır.



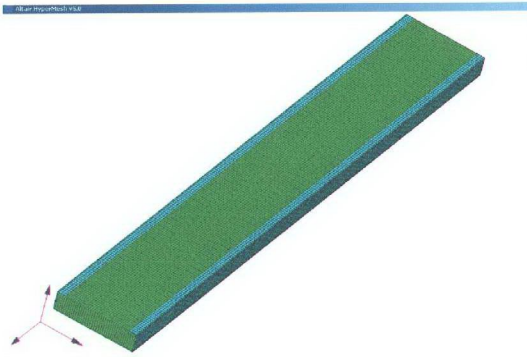
Şekil 6.19 Çarpmaya dayanıklı şasi topoloji.

6.5 Rezonans Frekansının Optimizasyonu

Bu bölümde, araç şasisinin 1. doğal frekansı 4 Hz'e indirilmeye çalışıldı. Bütün frekans optimizasyon problemlerinde 6. bölümün girişinde verilen izotropik malzeme özellikleri kullanıldı.

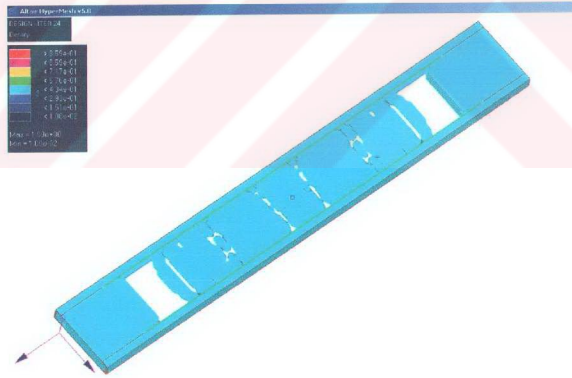
6.5.1 1. Model

İlk optimizasyon probleminin SE modelinde 88000 adet, 20 mm boyutunda 8 düğümlü doğrusal şekil fonksiyonuna sahip eleman kullanıldı. Yan profilleri oluşturan katı elemanların kalınlığı 10 mm alındı. Model herhangi bir noktasından sabitlenmedi ve uzayda serbest haldeymiş gibi düşünüldü. Topoloji optimizasyonu probleminde elemanlar tasarım değişkenleri olarak tanımlandı. Şekil 6.20' de görüldüğü gibi yan profiller arasında kalan yeşil renkli elemanlar ile örülmüş hacmin değiştirilmesine müsaade edilirken yan profiller değiştirilemez olarak tanımlandı. İki adet yapısal cevap seçildi. Bunlardan hacim oranı cevabı amaç fonksiyonu olarak, frekans cevabı ise tasarım limitinin belirlenmesinde kullanıldı ve hacim oranının minimize edilmesi amaçlandı. Tasarım kısıtında, modelin 1. doğal frekansı 4 Hz ile 8 Hz arasında sınırlandırıldı.



Şekil 6.20 Doğal frekans optimizasyonu problemi için SE modeli.

Çözüm, eleman sayısının yüksek olması nedeniyle 17.14 saat sürdü ve 24. iterasyonda yakınsadı. Çözüm esnasında yaklaşık 6.472 MB disk alanı kullanıldı. Başlangıçta modelin 1. doğal frekansı 36.67 Hz iken, optimizasyonun ardından bu değer 13.33 Hz' e geriledi. 13.33 Hz sınır koşullarının dışında kaldığı için tasarım kısıtları ihlal edilmiş oldu. Hacim oranı başlangıçta 0.9 iken son iterasyonda 0.443 değerini aldı. Son topoloji Şekil 6.21'de görülmektedir.



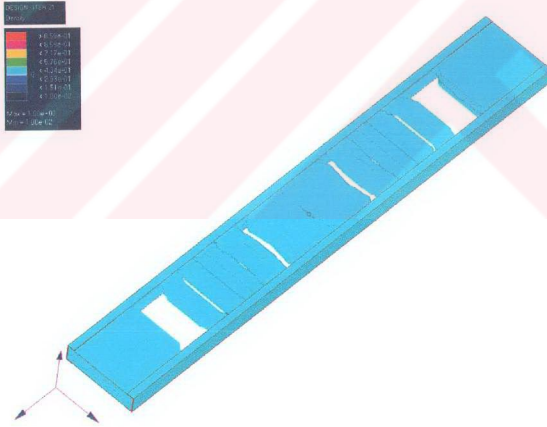
Şekil 6.21 Kısıtları sağlamayan son topoloji.

Model yaklaşık % 50 oranında boşaltıldı. Yan profillerin, üç boyutlu elemanlar ile modellenmesi ve optimizasyon probleminde değiştirilemez olarak tanımlanması, yapının rijit davranmasına ve tasarım sınırlarının ihlal edilmesine

neden oldu. Yan profillerin yapıya kattığı rijitliği dengeleyebilmek için son topolojide beklenenden daha fazla miktarda malzeme muhafaza edildi. Bunun sonucunda yapının 1. doğal frekansı tasarım kısıtlarından büyük değer aldı. 1. doğal frekansta burulma mod şekli gözlenmesi gerekirken, yapının aşırı rijit olması nedeniyle 1. doğal frekansta düşey eksende eğilme mod şekli olarak gözlemlendi. Son iterasyonda yan profiller arasında traversleri andıran yapılar oluştu.

6.5.2 2. Model

Bir önceki optimizasyon problemi, tasarım kısıtları ve SE modeli değiştirilerek tekrar çözdürüldü. Sonlu elemanlar modelinde yan profillerin kalınlığı 5 mm'ye düşürüldü. 88.920 adedi optimizasyon esnasında tasarlanabilir olmak üzere toplam 97.240 adet 8 düğüm noktalı eleman kullanıldı. Optimizasyon probleminde hacim oranı cevabı amaç fonksiyonu olarak seçildi ve tasarım sınırlarının belirlenmesinde frekans cevabından faydalanıldı. 1. doğal frekansın üst limiti 10 Hz'e çıkarıldı ve alt limit tekrar 4 Hz olarak girildi. Maksimum iterasyon sayısı 50 olarak belirlendi.



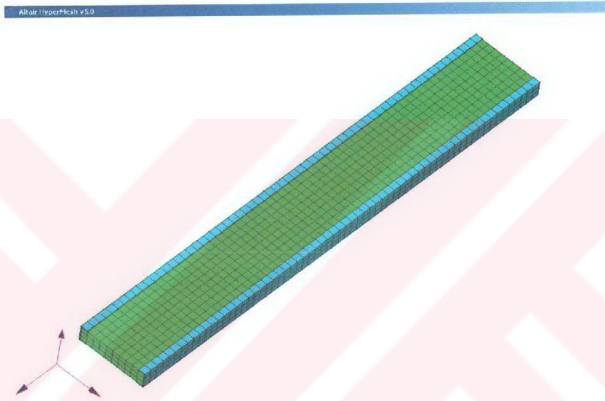
Şekil 6.22 21 iterasyon sonunda malzeme dağılımı

Çözüm 15.24 saat sürdü ve 21 iterasyonda sona erdi. Çözüm için 6.707 MB disk alanı kullanıldı. Optimizasyon sonucunda hacim oranı 0.9'dan 0.416'ya, 1. doğal frekans 33.3 Hz'den 10.36 Hz'ye düştü. Sonuç frekans değeri tasarım sınırları dışında kalmasına rağmen üst tasarım sınırına oldukça yakındır. Yan profillerin

inceltilmesi sonucunda yapının katılığı azaldığından frekans ve malzeme miktarı da önceki modele oranla azaldı. Şekil 6.22 dikkatle incelendiğinde 0.3 yoğunluk değeri malzeme dağılımının da değiştiği görülebilir.

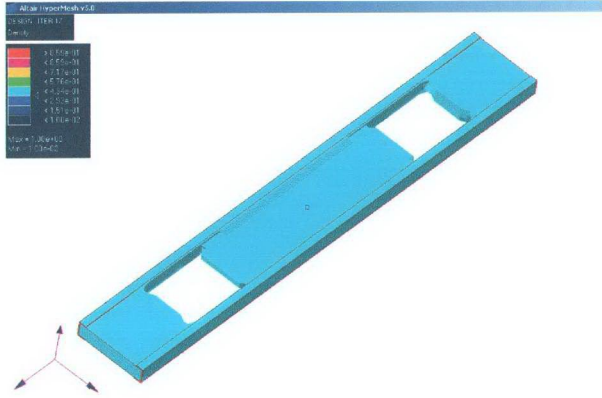
6.5.3 3. Model

Eleman boyutunun çözüme etkisini görmek için, 2. modelin geometrisi, 8 düğüm noktalı dikdörtgen prizma elemanlar ile kaba olarak örüldü (Şekil 6.23). Toplam 2600 elemanın 1950 tanesi çözüm esnasında tasarlanabilir olarak tanımlandı.



Şekil 6.23 Kaba ağ ile örülmüş sonlu elemanlar modeli

Hacim oranı amaç fonksiyonu olarak seçildi. Tasarım kısıtları, $AL = 4$ Hz ve $ÜL = 10$ Hz olarak belirlendi. Çözüm, 2.03 sn de sona erdi ve 17 iterasyonda yakınsadı. 1. doğal frekans başlangıçta 33.9 Hz iken optimizasyonun ardından 15.5 Hz' e düştü. Hacim oranı ise 0.4177 oldu. 2. Model ile karşılaştırma yapıldığında eleman sayısının, sonucu ve çözüm süresini ne kadar etkilediği açıkça anlaşılabilir. Son topoloji Şekil 6. 24 verilmiştir.



Şekil 6.24. Oluşan son topoloji

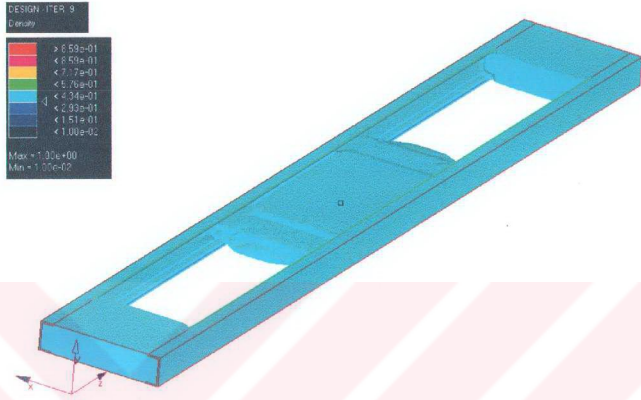
6.5.4 4. Model

Önceki frekans optimizasyon problemlerinden farklı olarak burada frekans cevabı amaç fonksiyonu olarak, hacim oranı cevabı ise tasarım kısıtlarının tanımlanmasında kullanıldı. Amaç fonksiyonu, minimum yapılacak şekilde ayarlandı. Tasarım kısıtları, $\bar{U}L = 0.25$ ve $AL = 0.25$ olarak belirlendi. Yan profiller bu problemde de kanal kesitli ve tasarlanamaz olarak tanımlandı (Şekil 6.25). 154.200 adet lineer dikdörtgen prizma eleman kullanıldı.



Şekil 6.25. SE modeli

Çözüm 12.18 saatte tamamlandı. 16 iterasyon sonunda frekans 29.36 Hz den 13.12 Hz' e, hacim oranı da 0.349'a düştü. Oluşan malzeme dağılımı Şekil 6.26' da verilmiştir. Önceki sonuçlar ile kıyaslandığında, elde edilen frekans değerlerin tutarlı olduğu söylenebilir.



Şekil 6.26 1. doğal frekansı 13.1 Hz olan optimum topoloji

SONUÇLAR:

Bu çalışmada, SE metodu kullanılarak 8 tonluk bir dağıtım kamyon şasisine yapısal optimizasyon uygulanmıştır. Yol ve yükleme koşullarına bağlı olarak aracın sergileyeceği davranışları yansıtan modeller oluşturulup, topoloji optimizasyonu uygulandığında aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

Düşey doğrultuda eğilmeye maruz şaside yan profillerin sahip olması gereken optimum topoloji bulundu (Şekil 6.8 ve 6.9). Akslar arasındaki ve akslar dışında kalan kısımlardan, belirgin olarak malzeme çıkarıldı. Piyasada mevcut bazı tasarımlarda, bu çalışmada elde edilen topolojiye yakın kirişlerin kullanıldığı gözlenmiştir.

Burulma zorlanması altındaki şaside, traverslerin optimum topolojisini bulmak için yan profiller arasına küçük aralıklarla yerleştirilen çok sayıda kirişten bir kısmı tamamen yok edildi (Şekil 6.13). Muhafaza edilenlerin ise iç kısımlarındaki malzeme boşaltıldı. Oluşan travers topolojisi, kapalı kesite sahip profillere benzemektedir. Ayrıca, kullanılacak travers sayısının ve traverslerin şasideki konumlarının belirlenmesinde, elde edilen topolojiden yararlanılabilir.

Asimetrik frenleme durumunda, şasiye kesme kuvvetleri etkidiğinden, optimum şasi yapısında çapraz şekilli traversler oluşmuştur (Şekil 6.17). Burulma durumunda olduğu gibi, sınır koşullarının uygulandığı noktalardaki traversler muhafaza edildi. Diğer traversler ise zayıflatıldı veya tamamen yok edildi. Bu sonuçlardan, yaprak yayların askı braketlerinin bağlandığı kısımlara travers konulması gerektiği anlaşılmaktadır.

Çarpmaya dayanıklı optimum şasi de, ön kısımlara doğru daha fazla miktarda malzeme korundu. Ayrıca, kum saatine benzer topolojiye sahip traversler oluştu. Asimetrik frenleme durumu ile karşılaştırıldığında, travers yapısında benzerlikler göze çarpmaktadır. Malzeme miktarı yan profillere doğru artmakta, ortaya doğru ise azalmaktadır.

Burulma, asimetrik frenleme ve çarpma durumları birlikte ele alınırsa, daha uygulanabilir topolojiler elde edilebilir. Burulmada davranışının optimizasyonu sonucunda elde edilen travers konumları kullanılarak, yeni bir geometrik model oluşturulabilir ve her üç durum için tekrar topoloji optimizasyonu yapılabilir.

Şasinin ilk rezonans frekansının optimizasyonu sonucu, hedeflenen değerden (4 Hz) daha büyük 1. doğal frekansa sahip rijit yapılar elde edildi. Başlangıç geometrisinin, SE modelinin ve optimizasyon parametrelerinin değiştirilmesi ile uygulanabilir sonuçlara ulaşılabilir. 1. doğal frekansın 4 Hz civarına indirilebilir ve bu koşulu sağlayan yapıda traverslerin konumları belirlenebilir.

Gerçekte, motor, şanzıman, yük kasası, yakıt tankı, kabin, yedek lastik, direksiyon kutusu, akü ve hava tankı gibi elemanların ağırlıkları etkiğinde, toplam ağırlık artacağından şasi doğal frekansı daha düşük olacaktır. Bu amaçla, hangi elemanın doğal frekansı ne kadar etkileyebileceği, $w_n = \sqrt{k/m}$ formülü ile yaklaşık olarak hesaplanabilmektedir.

Çalışma boyunca, Bölüm 6' da anlatılan her tasarım kriteri için birden fazla optimizasyon problemi tanımlandı ve çözüm yapıldı. Elde edilen sonuçlara göre başlangıç geometrisi, SE modeli ve optimizasyon parametreleri değiştirilip problem tekrar çözdürüldü. SE modelinde kullanılan elman sayısına, optimizasyon parametrelerine ve tasarım kısıtlarına bağlı olarak çözüm süreleri değişmektedir. Özellikle rezonans frekansının optimizasyonunda, çözümler için uzun süreler harcandı. Örneğin, 88.000 sonlu elemanın kullanıldığı bir problemde, çözümün yakınsaması 17 saat sürmüştür. Eleman sayısı arttıkça veya yakınsama toleransı azaldıkça çözüm süresi de artmaktadır. Tablo 1.1' de birkaç problem için çözüm süreleri verilmiştir.

KAYNAKLAR

- [1] **Vanderplaats, G.N.**, 1984. Numerical Optimization Techniques For Engineering Design, McGraw-Hill, New York.
- [2] **Papalambros, P.Y. and Douglass, J.W.**, 2000. Principles of optimal design : modeling and computation, Cambridge University Press, Cambridge
- [3] **Kreyszig, E.**, 1993. Advanced engineering mathematics, Wiley, New York.
- [4] **Bendsoe, M.P. and Kikuchi, N.**, 1988. Generating Optimal Topologies in Structural Design Using A Homogenization Method, *Comput. Meth. Appl. Mech. Engrg.*, **71**, 197-224.
- [5] **Yang, R.J. and Chung, C.H.**, 1993. Optimal topology design using linear programming, *Struct. Optim.*, **68**, 265-290.
- [6] **Zhou, M., Shy, Y.K. and Thomas, H.L.**, 2001. Checkerboard and Minimum Member Size Control in Topology Optimization, *Struct. Multidisc. Optim.*, Springer-Verlag, **21**, 152-158
- [7] **Xie, Y.M. and Steven, G.P.**, 1993. Evolutionary structural optimization *Computers and Structures*, **49**, 885-896
- [8] **Hinton, E and Sienz, J.**, 1995. Fully stressed topological design of structures using an evolutionary approach, *Engineering Computations*, **12**, 229-244
- [9] **Dorn, W.S., Gomory, R.E. and Greenburg, H.J.**, 1964. Automatic design of optimal structures, *Journal de Mécanique*, **3**, 25-52
- [10] **Shomberger, S.J and Wingerson, E.A.**, 1963. Truck Frame Side Rail Design, SAE Paper No. 769C, **11**
- [11] **Exler, R.L.**, 1969. Frame Rigidity - How Much and Where, SAE Paper No. 769B, **13**
- [12] **University of Michigan Transportation Research Institute Course Notes**, 1992. The Mechanics of Heavy-Duty Trucks and Truck Combinations, Ann Arbor, Michigan.
- [13] **Altair OptiStruct Users Manual**, 2001. Altair Engineering Inc., Irvine, USA.
- [14] **Structural Design Optimization**, 1998. Ford Motor Company, Dearborn.

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında Artvin’ de doğdu. İlk ve orta öğrenimini Artvin’ de tamamladı. 1997’ de STFA Anadolu Teknik Lisesi’nden mezun oldu ve aynı yıl içerisinde İstanbul Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünde okumaya hak kazandı. Lisans eğitimini tamamladığı 2001 yılında, İ.T.Ü Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği İmalat Yüksek Lisans programına kabul edildi. Halen yüksek lisans eğitimine devam etmektedir. Ayrıca, Haziran 2003’den itibaren Önaysan Metal San. A.Ş.’de ürün geliştirme mühendisi olarak çalışmaktadır.

