T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TAŞIT ÇARPIŞMA KUTUSUNUN SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

ERAY KAYAR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
MAKİNE TEORİSİ VE KONTROL PROGRAMI

DANIŞMAN
DOÇ. DR. CİHAN DEMİR

İSTANBUL, 2019

T.C.

YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

BİR TAŞIT ÇARPIŞMA KUTUSUNUN SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

Eray KAYAR tarafından hazırlanan tez çalışması 09.07.2019 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Cihan DEMİR

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Doç. Dr. Semih SEZER

Yıldız Teknik Üniversitesi _____

Dr. Öğr. Üyesi Yasin KARAGÖZ

İstanbul Medeniyet Üniversitesi _____

ÖNSÖZ

Bu çalışma, bir taşıt çarpışma kutusunun çarpışma esnasında doğrusal olmayan burkulması durumunun açık (explicit) sonlu elemanlar yöntemiyle analizlerini ve sonuçlarının kıyaslanmasını içerir.

Çalışma süresince bilgi ve fikir paylaşımlarıyla desteklerini esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Cihan DEMİR 'e, Figes A.Ş 'den çalışma arkadaşlarım Dr. Can ALPDOĞAN, Murat KAMBEROĞLU ve Tayfun GÜLEM 'e teşekkürlerimi sunarım.

Ayrıca, ailem ve arkadaşlarımın tez hazırlama sürecindeki anlayış ve desteğine teşekkür etmeyi bir borç bilirim.

Temmuz, 2019

Eray KAYAR

İÇİNDEKİLER

Sayfa

SİMGE LİSTESİ vii

KISALTMA LİSTESİ ix

ŞEKİL LİSTESİ x

ÇİZELGE LİSTESİ xii

ÖZET xiii

ABSTRACT xv

BÖLÜM 1

GİRİŞ 1

1.1 Literatür Özeti 1
1.2 Tezin Amacı 4
1.3 Hipotez 5

BÖLÜM 2

ÇARPIŞMA KUTUSU MODELLEME 6

2.1 Geometri 6
2.2 Koordinat Sistemi 7
2.3 Birim Sistemi 7
2.4 Malzeme Modeli 7
2.4.1 Metallerin Plastik Davranışı 7
2.4.2 Yapıda Kullanılan Malzeme Özellikleri 9
2.4.2.1 Johnson ve Cook Plastisite Modeli 9
2.4.2.2 Rijit Malzeme Modeli 11
2.5 Sonlu Elemanlar Modeli 12
2.5.1 Kullanılan Eleman Tipleri 12
2.5.1.1 Kabuk Elemanlar 12
2.5.1.1 Noktasal Kütle Elemanlar 13
2.5.2 Ağ Yapısı 13

2.5.3 Kesit Kalınlıkları 19
2.5.4 Bağlantılar 19
2.5.4.1 Temas Tanımlamaları 19
2.5.4.2 Punta Kaynak Tanımlamaları 20
2.5.4.3 Noktasal Kütle ve Rijit Duvar Arası Bağlantı 21
2.5.5 Sınır Koşulları 21
2.5.6 Yükleme Durumu 22
2.5.7 Analiz Detayları 23
2.6 Senaryolar 23

BÖLÜM 3

AÇIK (EXPLICIT) SONLU ELEMANLAR ANALİZ METODU 26

3.1 Diferansiyel Denklemlerin Nümerik Analiz Yöntemiyle Çözümü 26
3.1.1 Tek Serbestlik Dereceli Sistem İçin Diferansiyel Denklemlerin Kapalı (Implicit) ve Açık (Explicit) Formda Nümerik Çözümünün Karşılaştırılması ... 29
3.1.2 Sonlu Eleman Tiplerinin Zaman Adımı Büyüklüğü 31
3.1.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Çözümü İçin Zaman Entegrasyonu 32
3.2 Açık (Explicit) Sonlu Elemanlar Analiz Metodu Denklemleri ve Çözüm Algoritması 35
3.3 Açık (Explicit) Sonlu Elemanlar Analiz Metodunun Uygulanma Biçimi 37
3.3.1 Kütle Ölçekleme Yöntemi (Mass Scaling) 37
3.3.2 Düşürülmüş Sonlu Eleman İntegrasyonu 38
3.3.3 Sonlu Elemanlarda Kum Saati Formunun Oluşması (Hourglassing)…39
3.3.4 Kilitlenme Durumu 41
3.3.4.1 Hacimsel Kilitlenme (Volumetric Locking) 41
3.3.4.2 Kesme Kilitlenmesi (Shear Locking) 41
3.4 Temas Bağlantılarının Modellenmesi 42
3.4.1 Enerji Dengesi 43

BÖLÜM 4

YAPISAL BURKULMA DAVRANIŞI 45

4.1 Burkulma 45
4.2 Çatallanma Noktası 46
4.3 Kritik Yük ve Stabilite 47

BÖLÜM 5

ÇARPIŞMA ANALİZLERİ SONUÇLARI 49

5.1 Et Kalınlığına Bağlı İlk Durum Analizlerinin Sonuçları 49
5.2 Kesitler Arası Açıya Bağlı Analizlerin Sonuçları 51
5.3 Ondüla Büyüklüğüne Bağlı Analizlerin Sonuçları 53
5.4 Ondüla Sayısına Bağlı Analizlerin Sonuçları 55
5.4.1 S-10_Al senaryosu için ondüla sayısına bağlı analizlerin sonuçları ... 55
5.4.2 S-12_Al senaryosu için ondüla sayısına bağlı analizlerin sonuçları ... 57

5.4.3 S-13_Al senaryosu için ondüla sayısına bağlı analizlerin sonuçları ... 59
5.5 İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti İçin Cevap Yüzeyi Sonuçları ... 63
5.6 Özgül Absorbe Edilen Enerji Miktarı İçin Cevap Yüzeyi Sonuçları ... 64
5.7 Senaryo Çalışma Sıralaması ve Matrisinin Şeması ... 65

BÖLÜM 6

SONUÇ VE ÖNERİLER ... 66

KAYNAKLAR ... 68

EK-A

JOHNSON VE COOK MALZEME MODELİ ... 71

ÖZGEÇMİŞ ... 78

SİMGE LİSTESİ

ω	Açısal frekans
σ_y	Akış gerilmesi
b	Birim hacime uygulanan dış kuvvet yükü katsayısı
Ω	Çalışma hacmi (Space domain)
σ	Çalışma hacmi toplam gerilme değeri
λ	Determinant katsayısı
$W_{iç}$	Dış virtüel iş
$W_{dış}$	Dışarıdan modele uygulanan yük neticesinde yapılan iş
$\bar{\varepsilon}^p$	Efektif plastik gerinim
$\sigma_{efektif}$	Efektif gerilme
E	Elastisite modülü
σ_{maks}	En büyük asal gerilme
P_{min}	En küçük hidrostatik basınç
$e_{\text{oranı}}$	Enerji oranı
T_{erime}	Erime sıcaklığı
$dev(\varepsilon)$	Fark (deviatoric) gerinim
$\forall$	Hacim
$vol(\varepsilon)$	Hacimsel gerinim
σ^*	Hidrostatik basıncın efektif gerilmeye oranı
$E_{iç}$	İç enerji
ε^T	İç toplam gerinim
$W_{iç}$	İç virtüel iş
u_0	İlk andaki deplasman
$\dot{u}_0$	İlk andaki hız
$E_{iç}^0$	İlk iç enerji
E_{kin}^0	İlk kinetik enerji
l_s	Karakteristik uzunluk
G	Kayma modülü
A	Kesit alanı
E_{kin}	Kinetik enerji
ε^f	Kopma durumunda gerinim
Δt_c	Kritik zaman adımı

E_{ksf}	Kum saati formu enerjisi
m	Kütle
M	Kütle matrisi
u_n	n. adımdaki deplasman
$\dot{u_n}$	n. adımdaki hız
$\ddot{u_n}$	n. adımdaki ivme
u_{n+1}	(n+1). adımdaki deplasman
$\dot{\varepsilon}^*$	Normalleştirilmiş efektif gerinim hızı
T_{oda}	Oda sıcaklığı
v	Poisson oranı
E_{rd}	Rijit duvar enerjisi
k	Rijitlik (Katılık)
K	Rijitlik matrisi
δ	Sehim
c	Ses dalgasının malzeme içerisindeki yayılım hızı
T^*	Sıcaklık oranı
Γ	Sınır (Boundary)
$\bar{t}$	Sınıra bağlı dış kuvvet yükü katsayısı
$E_{sönüm}$	Sönüm enerjisi
C	Sönüm matrisi
Δt_{maks}	Stabil zaman adımı
E_{temas}	Sürtünme dahil olmak üzere temas bölgeleri enerjisi
N_1	Şekil fonksiyonu – 1
N_2	Şekil fonksiyonu – 2
l	Uzunluk
δ	Virtüel penetrasyon
ρ	Yoğunluk
ε_{yz}	YZ düzlemindeki gerinim
t	Zaman
Δt	Zaman adımı
P	Zorlama yükü
ε_{xx}	XX düzlemindeki gerinim
ε_{xy}	XY düzlemindeki gerinim
ε_{xz}	XZ düzlemindeki gerinim
L	1 boyutlu eleman uzunluğu
$\dot{\varepsilon_0}$	$1s^{-1}$ için efektif plastik gerinim oranı
e_1	1. adım için hata
u_1^e	1. adımda hatalı hesaplanan deplasman

KISALTMA LİSTESİ

ARSM	Adaptive Response Surface Method
CAD	Computer Aided Drawing
CAE	Computer Aided Engineering
FEA	Finite Element Analysis
GFRP	Glass Fiber Reinforced Plastic
HSS	High Speed Steel
HSLAS	High Strength Low Alloy Steel
MOO	Multi Objective Optimization
MDO	Multi Design Optimization
P.C.F	Peak Crushing Force
RCAR	Research Council for Automobile Repairs
RSM	Response Surface Method
S.C.F	Secondary Crushing Force
SEM	Sonlu Elemanlar Metodu
S.E.A	Specific Energy Absorption
SRSM	Successive Response Surface Method

ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1. 1 Örnek taşıt şasisi üzerinde çarpışma kutusunun konumu 4
Şekil 1. 2 Örnek taşıt çarpışma kutusu modeli 4
Şekil 2. 1 Oluşturulan 3 boyutlu geometri (CAD) detayları 4
Şekil 2. 2 Koordinat sistemi 5
Şekil 2. 3 Gerilme gerinim davranışı 6
Şekil 2. 4 İzotropik sertleşme 6
Şekil 2. 5 Kinematik sertleşme 7
Şekil 2. 6 EQ.16 Tam entegre yüksek hızlı kabuk eleman tipi 11
Şekil 2. 7 Çarpışma kutusu alt parça ağ yapısı 11
Şekil 2. 8 Çarpışma kutusu üst parça ağ yapısı 12
Şekil 2. 9 Ondüla yapısının ağ yapısı 12
Şekil 2. 10 Ağ yapısı detay görünümleri 13
Şekil 2. 11 Ağ yapısının eleman en boy oranı özellikleri 13
Şekil 2. 12 Ağ yapısının eleman karakteristik uzunluğu özellikleri 13
Şekil 2. 13 Ağ yapısının eleman zaman adımı özellikleri 13
Şekil 2. 14 Kesit kalınlıkları 14
Şekil 2. 15 Punta kaynak tanımlamaları 15
Şekil 2. 16 Sınır koşulu 16
Şekil 2. 17 İlk hız yönü 17
Şekil 2. 18 Kesit ve ondüla boyut bilgileri 19
Şekil 3. 1 Bir boyutlu sonlu eleman 25
Şekil 3. 2 Kapalı (implicit) zaman entegrasyonu ivme zaman eğrisi 27
Şekil 3. 3 Açık (explicit) zaman entegrasyonu deplasman zaman eğrisi 27
Şekil 3. 4 Virtüel iş prensibi hesabında kullanılan çalışma hacmi ve sınır bölgeleri 34
Şekil 3. 5 Tek ve dört entegrasyon noktalı kabuk elemanlar 33
Şekil 3. 6 Düzlem dışı (out of plane) entegrasyon noktaları 33
Şekil 3. 7 Tek kabuk eleman için kum saati formu oluşumu 34
Şekil 3. 8 Birden fazla bütünleşik kabuk eleman için kum saati formu oluşumu 34
Şekil 3. 9 Hacimsel kilitlenme 35
Şekil 3. 10 Kesme kilitlenmesi 36
Şekil 4. 1 Burkulma durumu yük deplasman grafiği 40
Şekil 4. 2 Çatallanma noktası 41
Şekil 4. 3 Kuvvet deplasman eğrisinde stabilite durumu bölgeleri 42

Şekil 5. 1 S-1_Al, S-2_Al, S-3_Al ve S-4_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları ... 44
Şekil 5. 2 S-10_Al, S-11_Al ve S-1_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları 46
Şekil 5. 3 S-13_Al, S-12_Al ve S-10_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları 48
Şekil 5. 4 S-10_Al, S-10_Al_3xBead ve S-10_Al_4xBead için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları..... 50
Şekil 5. 5 S-12_Al, S-16_Al ve S-17_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları 52
Şekil 5. 6 S-13-Al, S-13_Al_3xBead, S-13_Al_4xBead Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları..... 54
Şekil 5. 7 S-13-Al, S-13_Al_3xBead, S-13_Al_4xBead Al için toplam deplasman sonuçları..... 54
Şekil 5. 8 S-13-Al için toplam deplasman sonuçları..... 54
Şekil 5. 9 İlk en büyük reaksiyon kuvveti sonuçları için ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak cevap yüzeyi sonucu 55
Şekil 5. 10 Özgül absorbe edilen enerji sonuçları için ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak cevap yüzeyi sonucu 56
Şekil 5. 11 Senaryoların çalışma sıralaması ve matrisinin şeması 57

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 1. 1 İlk en büyük reaksiyon kuvveti ve özgül absorbe edilen enerji sonuçları..9
Çizelge 2. 1 Johnson ve Cook plastisite modeli malzeme özellikleri 9
Çizelge 2. 2 Senaryoların detayları 19
Çizelge 5. 1 S-1_Al, S-2_Al, S-3_Al ve S-4_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları..... 44
Çizelge 5. 2 S-10_Al, S-11_Al ve S-1_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları ... 46
Çizelge 5. 3 S-13_Al, S-12_Al ve S-10_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları..... 48
Çizelge 5. 4 S-10_Al, S-10_Al_3xBead ve S-10_Al_4xBead için özgül absorbe edilen enerji sonuçları 50
Çizelge 5. 5 S-12_Al, S-16_Al ve S-17_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları . 52
Çizelge 5. 6 S-13-Al, S-13_Al_3xBead, S-13_Al_4xBead Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları 54
Çizelge 5. 7 Ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak ilk en büyük reaksiyon kuvveti değerleri 55
Çizelge 5. 8 Ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak özgül absorbe edilen enerji değerleri 56

ÖZET

BİR TAŞIT ÇARPIŞMA KUTUSUNUN SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

Eray KAYAR

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Cihan DEMİR

Kara taşıtlarının çarpışma esnasında sürücü ve yolcu can güvenliğinin artırılması ve bu durumu en az hasar ile atlatmaları adına şasi yapısında gelişen teknoloji ile beraber önemli iyileştirmeler veya değişiklikler olmuştur.

Çarpışma durumunda ilk darbeyi absorbe eden çarpışma kutularının geliştirilmesiyle taşıt içerisindeki canlıların bu durumdan olumsuz yönlü daha az etkilendikleri saptanmıştır. Çarpışma kutusu yapısı darbe yükü ile beraber burkulmakta ve böylelikle çarpma kinetik enerjisini bir miktar absorbe etmektedir. Farklı malzeme tipleri ve geometrik şekilleri ile bu yapılar tasarlanabilir. Bu yapılar düz formda olabileceği gibi ondülalı da olabilmektedir. Aluminyum ve çelik serileri ile üretilebileceği gibi bal peteği formunda kompozit olarak da üretilebilir.

Söz edilen bu yapısal bileşenin etkilerini test ile incelemek oldukça maliyetli ve zaman alıcı olmaktadır. Bu noktada yapılan tasarımın ortaya çıkaracağı sonuçları ivedi olarak görmek, kıyaslamak ve buna uygun şekilde revize etmek adına bilgisayar destekli mühendislik hesaplamaları yapan çözücülerden faydalanılmaktadır. Yapının matematiksel modeli kütle ve rijitlik formunda kurulduktan sonra belli yükleme ve sınır koşulları altında çözümü için çarpışma analizlerinde açık (explicit) sonlu elemanlar analiz yöntemi kullanılır. Bu çalışma kapsamında LS-DYNA yazılımı ile açık (explicit)

sonlu elemanlar analiz yöntemi kullanarak; RCAR standartına göre, 1,6 ton kütleli, yüksekliği ayarlanabilir binek bir kara taşıtının normal süspansiyon yüksekliğinde, herhangi bir açısal çarpma durumu söz konusu olmaksızın dikine düz rijit duvara şehir içi hız olarak belirtilen 50 km/saat ile çarpması durumu incelenmiştir. Lokal olarak sadece çarpışma kutusu katı modeli, çeşitli geometrik değişiklikler ile kullanılmış olup; en iyi durumu bulmak adına reaksiyon kuvveti ve enerji yutumu parametreleri irdelenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Çarpışma dinamiği, yapısal burkulma, açık sonlu elemanlar analizi, çarpışma kutusu, ince cidarlı ondülalı yapılar

ABSTRACT

FINITE ELEMENT ANALYSES OF THE CRASH-BOX OF A VEHICLE

Eray KAYAR

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Adviser: Assoc. Prof. Dr. Cihan DEMİR

To overcome injuries, deadly accidents and improve the safety of the driver and the passengers in the road vehicles, chassis designs are revised by the developing technology.

It is found that the development of crash-box components of cars which are decreasing the first impact energy transferred into the rest of the car body, ensures the decrease of harmful effects on the driver and the passengers.

Crash-boxes are buckled by the impact energy and this ensures energy absorption during crash. These components can be designed by using various materials and in various geometric forms. Additionally, the designs can be in plain geometric form or in beaded form by using steel, aluminum as well as manufactured by honeycomb composites.

Performing the real crash tests to get properties of a specific crash-box is extremely expensive and time consuming process. To investigate the outputs of the design easier and revise it to get better results, computer aided engineering solvers are used. At first, mathematical model of the structure including mass and rigidity matrices should be built. Then, under specified boundary conditions and loadings explicit finite element analysis method is used for impact case. In this study; various crash-box models of a road vehicle that weights 1.6 tonnes and has an adjustable suspension system are directly crash into the rigid wall without any angled contacts at normal suspension

position. The explicit finite element analyses are performed by using LS-DYNA software. The initial velocity of the car model is set as 50 km/h according to the city speed in the RCAR standard. The finite element model includes the shell model of the crash-box and the half of the mass of the full car body. As a result, reaction force and specific energy absorbtion outputs are compared in order to get an optimum scenario.

Keywords: Crashworthiness, buckling, explicit finite element analysis, crash-box, thin-walled structures

BÖLÜM 1

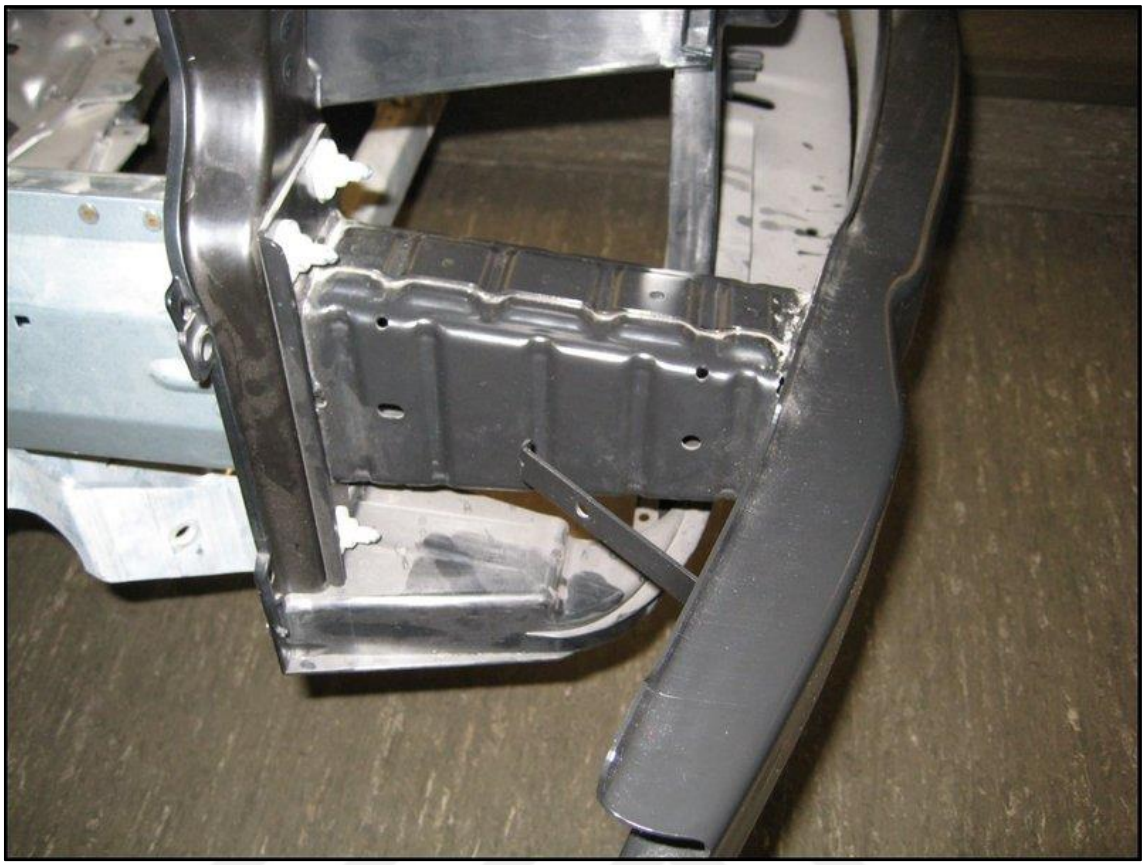
GİRİŞ

1.1 Literatür Özeti

Çarpışma kutusu yapısının örnek taşıt şasisi üzerindeki konumuna dair görsel Şekil 1.1 ‘de verilmiştir [1]. Bu yapının örnek modeline ait geometrik detaylar ve şasi üzerindeki bağlantısı Şekil 1.2 ‘de sunulmuştur [2].



Şekil 1.1 Örnek taşıt şasisi üzerinde çarpışma kutusunun konumu



Şekil 1.2 Örnek taşıt çarpışma kutusu modeli

Çarpışma kutusunun ilk en büyük reaksiyon kuvveti ve absorbe ettiği enerji değerini elde etmek üzere, farklı malzemeler kullanılarak, farklı kesit şekillerinde, ondüla sayısı ya da punta kaynak sayısı gibi farklı geometrik detaylar ile kıyaslamalı olarak sonuçları incelenmiş ve en az kütle ile en çok enerjiyi absorbe eden aynı zamanda en düşük ilk en büyük reaksiyon kuvvetini verecek tasarıma ulaşılmaya çalışılmıştır. Birim çarpışma kutusu kütlesi başına absorbe edilen enerji, özgül absorbe edilen enerji (S.E.A) olarak tanımlanmış olup; ilk en büyük reaksiyon kuvveti (P.C.F) ile beraber dikkate alınması gereken öncelikli analiz çıktılarıdır [3], [4], [5], [6], [7], [8] ve [9]. Bu çalışmalarda ilk hız etkisi altında taşıt kütlesi ile yüklü çarpışma kutusu sonlu elemanlar modelleri [10] ve [11] 'de söz edilen modeller haricinde tek olarak lokal analiz edilerek değerlendirilmiştir. [10] ve [11] 'de söz edilen modellerde ise ikili olarak tampon altı şasi yapısı da sonlu elemanlar modeline dahil edilerek çözüm sonuçları değerlendirilmiştir. Çalışmaların tamamında açık (explicit) sonlu elemanlar analiz yöntemi kullanılmıştır. Bu yöntem ile çözüm elde etmek adına LS-DYNA ya da Abaqus çözücüleri kullanılmış ancak model hazırlama kısmında Ansys ya da Hypermesh

yazılımlarından da faydalanılmıştır [12], [13], [4], [14], [5], [15], [16], [17] ve [18]. Ayrıca nihai elde edilen sonuçların optimize edilmesi adına [12] 'de ARSM, [4] 'te MOO, [14] 'te MDO, [8] ve [16] 'da RSM ve [17] 'de SRSM metotları kullanılmıştır. Yapı kesiti [12], [13], [14], [10], [9], [11], [16] ve [17] 'de içi boş dikdörtgen olarak alınırken; [3], [4], [19], [9] 'da içi boş dairesel olarak bir diğer söylem ile silindirik olarak alınmıştır. [5] 'te içi boş elips kesit ile; [20] 'de katlanan kesitli içi boş dörtgen ile; [21], [15] ve [22] 'de içi boş origami kesit ile çalışmalar yapılmıştır. [23] 'te dörtgen kesit içi ardışık açılı sıralanan yapılar ile kısmen doldurulmuş, [9] 'da ise altıgen ve ongen içi boş kesit ile çalışmalar yapılmıştır. [18] 'de ince cidarlı yapı yerine kafes (lattice) yapı tercih edilmiştir. [20] 'de göre katlanan kesitli içi boş dörtgen yapının, basit dikdörtgen yapıya göre enerjiyi daha çok absorbe ettiği sonucuna ulaşılmıştır. Yapılan çalışmalarda yapı malzemesi olarak çelik ve alüminyum türleri, balpeteği formunda kompozit malzemeler kullanılmıştır. [7] 'de SAPH440 tipi çelik, [20] 'de HSS tipi çelik, [10] 'da HSLAS S300 MC tipi ve S250 MC tipi çelik, [19] 'da karbon çeliği ve [16] 'da DP 600 tipi çelik kullanılmıştır. Öte yandan [14] 'te 5052 sınıfı balpeteği formunda alüminyum, [4] 'te 6063 T5 sınıfı alüminyum, [14] ve [5] 'te 6060 sınıfı alüminyum, [19] 'da 7075 sınıfı alüminyum malzeme kullanılmıştır. Ek olarak [3] ve [23] 'te GFRP kompozit malzeme ile çalışmalar yapılmıştır. Nihai olarak [19] 'a göre alüminyum alaşımlarının karbon çeliklerine göre ilk en büyük reaksiyon kuvveti değerini düşürdüğü sonucuna ulaşılmıştır. [10] ve [17] 'de çarpışma kutusu yapısının arka kesit alanı, ön ilk çarpma olayının gerçekleştiği kesit alanından büyük olmak üzere; yapının açılı olma durumu sonuçları incelenmiştir. Çalışmalar farklı ilk çarpma hızı koşullarında gerçekleştirilmiştir. [12] 'de RCAR test şartlarında düşük hız olarak belirtilen 15 km/saat ile analizler gerçekleştirilirken; [3], [7], [24], [25], [19], [9] 'da 16 km/saat; [20] 'de 25 km/saat; [8] 'de 27,14 km/saat; [4], [5] ve [16] 'da 36 km/saat; [13] 'te 41 km/saat; [21] 'de 43,2 km/saat; [18] 'de 50 km/saat ilk hız ile rijit duvara dikine bir başka söylem ile açısız çarpma durumu incelenmiştir. Tek bir çarpışma kutusu ile beraber çarpışma senaryosuna katılan taşıt kütlesi [25] ve [18] 'de 1000 kg, [7] 'de 800 kg, [16] 'da 500 kg, [4] 'te 250 kg, [21] 'de 225 kg, [14] 'te 154 kg alınmıştır. [13] 'te yapı et kalınlığının absorbe edilen enerjiye etkisi incelenmiş ve et kalınlığı arttıkça absorbe edilen enerji miktarının arttığı sonucu ortaya çıkmıştır. [3] 'te ondüla benzeri, üç farklı kesit

düzgünlüğünü bozacak unsurun silindirik formdaki çarpışma kutusu üzerine etkileri incelenmiştir. Uygulanan geometrik unsurun özgül absorbe edilen enerji değerini değiştirdiği gözlemlenmiştir. [16] ve [17] 'de ise ondüla sayısının özgül absorbe edilen enerji sonuçları üzerine etkileri irdelenmiştir. [13] 'te özgül absorbe edilen enerji miktarı 8 kJ/kg mertebelerindeyken, [16] 'da 8,308 kJ/kg, [5] 'te 10,15 kJ/kg mertebelerindedir. Diğer taraftan ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri [3] 'te 23,46 kN mertebelerindeyken, [5] 'te 69,4 kN ve [16] 'da 141,4 kN mertebelerindedir (Çizelge 1.1). Çalışmaların ilk hız kabulleri, malzeme seçimleri ve farklı geometrik formları sebebiyle farklı büyüklüklerde ilk en büyük reaksiyon kuvveti ve özgül absorbe edilen enerji sonuçları ortaya çıkmıştır. Taşıt yapısı ile çarpışma kutusunun bağlantı bölgesindeki ivme değerini doğrudan çarpışma kutusu bağlantı bölgesindeki reaksiyon kuvveti belirlemektedir. Bu sebeple ivme sonuçları, reaksiyon kuvvetleri kıyaslanarak değerlendirilmiştir.

Çizelge 1.1 İlk en büyük reaksiyon kuvveti ve özgül absorbe edilen enerji sonuçları

Referans Numarası	Kesit Şekli	Boyutlar	Malzeme	İlk Çarpma Hızı [km/saat]	Çarpan Kütle [kg]	İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti [kN]	Özgül Absorbe Edilen Enerji [kJ/kg]
[11]	Dairesel ve Kıvrımlı	Çap: 72 mm, Boy: 120 mm, Kalınlık: 1,83 mm	Kompozit (GFRP)	16	-	23,46	5,646
[14]	Elips	Kesit: 116 & 80 mm, Boy: 250 mm, Kalınlık: 2 mm	Köpük ile doldurulmuş alüminyum	36	-	69,4	10,15
[28]	Dikdörtgen	Kesit: - , Boy: - , Kalınlık: 1 mm	DP600 Çelik	36	500	141,4	8,308

1.2 Tezin Amacı

Binek kara taşıtlarının önden ilk çarpma yüzeyini oluşturan tampon yapılarının iç kısmında şasi üzerine gelecek reaksiyon kuvvetini düşerecek ve bir yandan da çarpma enerjisini bir miktar düşürecek enerji absorbe eden çarpışma kutusu (crash-box) yapısı taşıtın hem ön sağ hem de ön sol kısmında kullanılır. Bu yapıların malzeme tipi; açılı

olarak tasarlanması, kalınlığı, ondülalı olması gibi geometrik detay özellikleri nihai elde edilecek reaksiyon kuvveti, absorbe edeceği enerji gibi çıktıları etkilemektedir. İşbu söz edilen çıktılar doğrudan taşıt içerisindeki canlıların güvenli olma durumu seviyesini etkilemektedir. Bu çalışma kapsamında çarpışma kutusu yapısının sac kalınlığı, açısal geometrik değişimden etkilenip etkilenmediği, üzerinde bulunan ondülaların boyutunun ve sayısının reaksiyon kuvveti ve özgül absorbe edilen enerji sonuçlarını irdelemek, kıyaslamak ve en iyi durumu elde etmek amaçlanmıştır.

1.3 Hipotez

Çarpışma kutusu yapısının sac et kalınlığına ek olarak ön kesit alanının arka kesit alanından daha küçük olması, bir başka söylem ile yapının açılı olması durumu düşünülecek olursa; açı değeri arttıkça yani ön kesit alanı düştükçe ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri düşmekte ancak özgül absorbe ettiği enerji değeri için kesin bir artıştan söz edilememektedir. Diğer yandan yapı üzerindeki ondüla sayısı arttıkça ve boyutları büyütüldükçe ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri düşer ve özgül absorbe ettiği enerji miktarı artar.

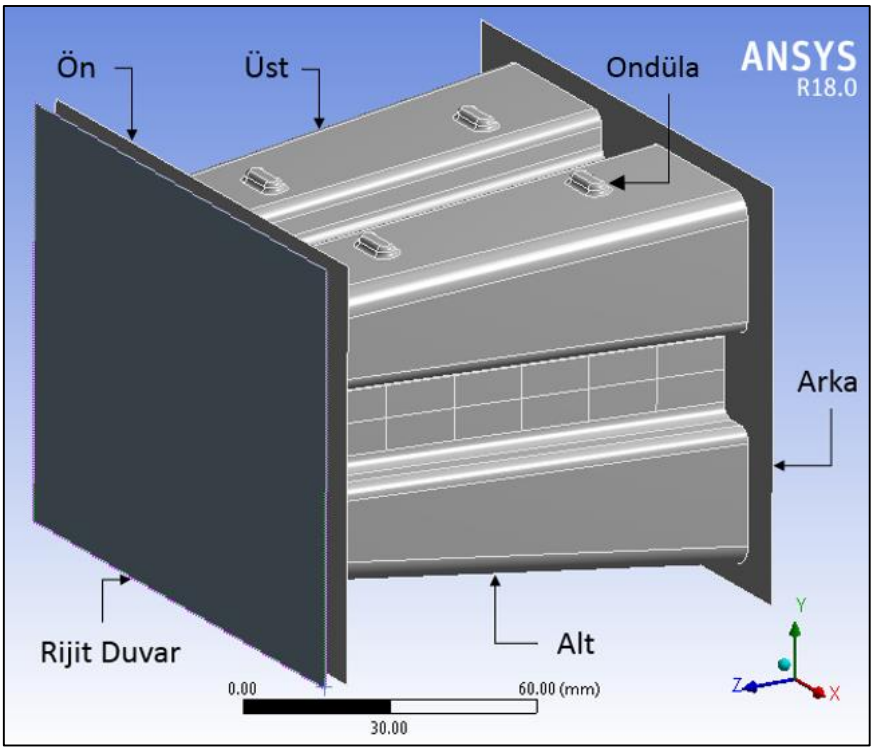
BÖLÜM 2

ÇARPIŞMA KUTUSU MODELLEME

Çarpışma kutusunun sırasıyla geometrisi, kullanılan kartezyen koordinat sistemi ve birim sistemi takip eden alt başlıklarda öncelikli olarak açıklanmıştır. Sonrasında kullanılan malzeme modeli ve sonlu elemanlar modeline yer verilmiştir.

2.1 Geometri

Çarpışma kutusu yapısını oluşturan geometrik parça bileşenleri ve rijit duvar geometrik modeli Şekil 2.1 'de gösterilmiştir.

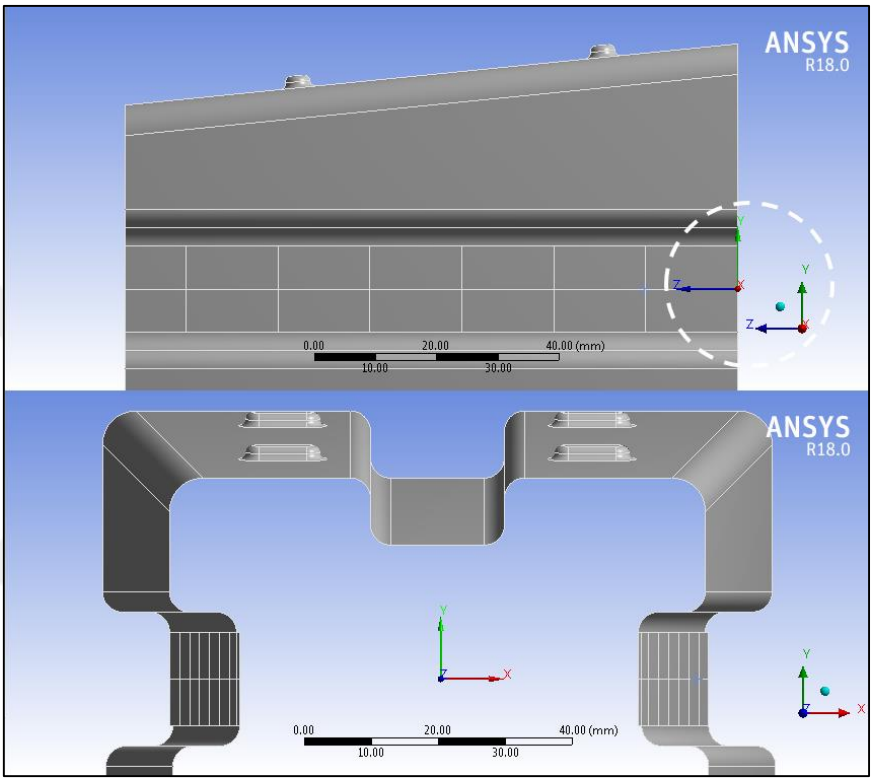


Şekil 2.1 Oluşturulan 3 boyutlu geometri (CAD) detayları

2.2 Koordinat Sistemi

Sonlu elemanlar modeli oluşturulurken kullanılan kartezyen koordinat sistemi Şekil 2.2 ‘de verilmiştir. Buna göre orijini çarpışma kutusunun arka parçasının geometrik merkezinde olmak üzere; +z yönü, modelin arka parçasının geometrik merkezinden ön parçasının geometrik merkezine bir vektör ile ifade edilebilir.

Model, söz edilen koordinat sisteminde xz ve yz düzlemlerine göre simetriktir.



Şekil 2.2 Koordinat sistemi

2.3 Birim Sistemi

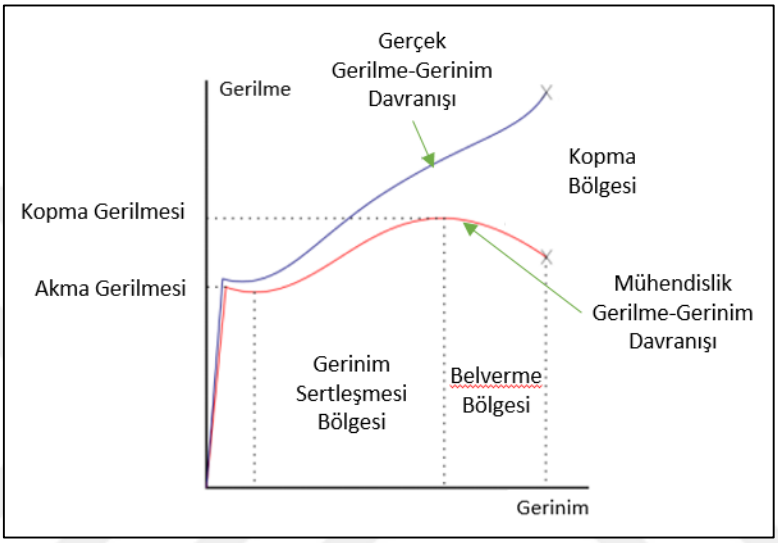
Model oluşturulurken ve çözüm esnasında kullanılan birim sistemi kütle için ton (t), uzunluk için milimetre (mm), zaman için saniye (s) ve sıcaklık için Kelvin (K) ‘dir.

2.4 Malzeme Modeli

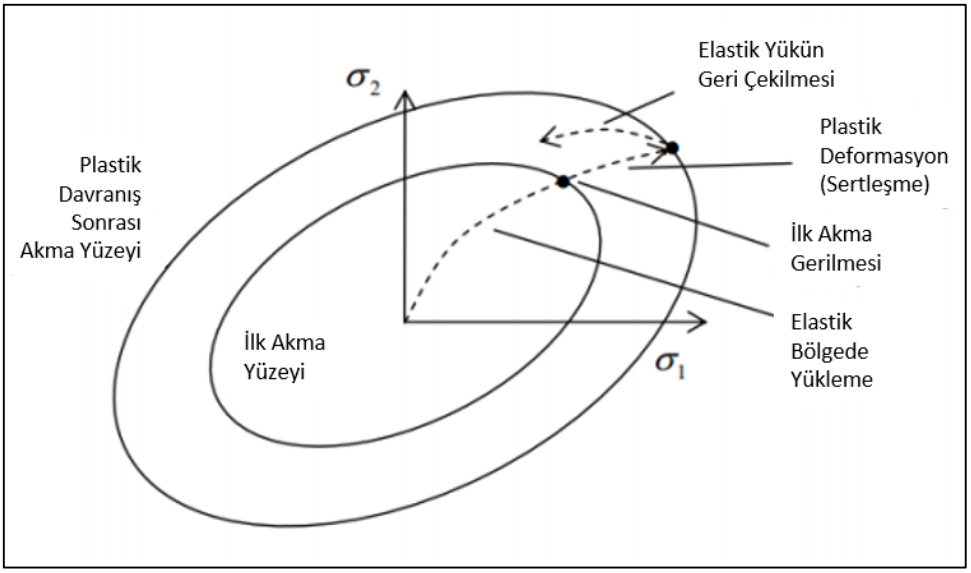
2.4.1 Metallerin Plastik Davranışı

Tipik olarak metallerin akma gerilmesini aştıktan sonraki gerçek gerilme-gerinim davranışları incelendiğinde plastik davranış bölgesinde akma gerilmesinin daha da

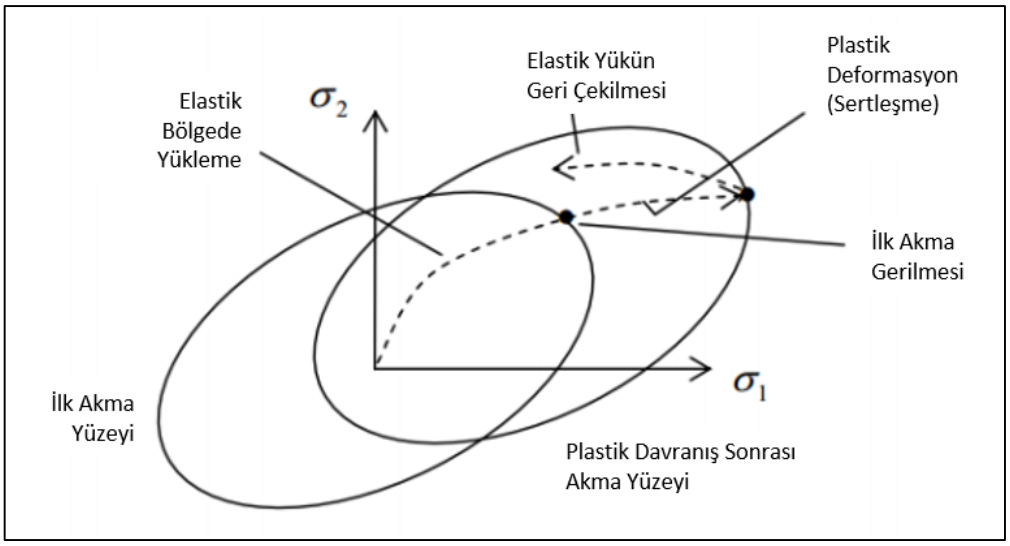
arttığı görülür (Şekil 2.3) [35]. Bu kavram, sertleşme (hardening) ile ifade edilir. İki çeşit sertleşme kavramı vardır; bunlar izotropik ve kinematik sertleşme kavramlarıdır. Kinematik ve izotropik sertleşme arasındaki fark plastik bölgede bir yönde yükleme durumu geri çekildiği zaman ortaya çıkar. Kinematik sertleşmede akma yüzeyi, plastik davranışın gözlemleneceği yük yönünde aynı büyüklükte kalıp ötelenirken izotropik sertleşmede tüm yönlerde genişleme söz konusudur (Şekil 2.4)(Şekil 2.5) [35]. Ayrıca kinematik sertleşmede akma gerilmesi azalırken, izotropik sertleşmede artar.



Şekil 2.3 Gerilme gerinim davranışı



Şekil 2.4 İzotropik sertleşme



Şekil 2.5 Kinematik sertleşme

Metal alaşımlı yapıların çarpışma durumları 10 s^{-1} ile 1000 s^{-1} mertebelerinde gerinim hızlarında gerçekleşir. Plastisite metallerde 10 s^{-1} 'den büyük gerinim hızlarında gerinim hızına bağlı olarak ifade edilir. En bilinen iki gerinim hızına bağlı plastisite modeli Cowper-Symonds ile Johnson ve Cook 'tur.

2.4.2 Yapıda Kullanılan Malzeme Modelleri

Yapı bileşenlerini oluşturan kabuk elemanlarla modellenmiş parçalar Johnson ve Cook plastisite modeliyle, yapıya çarpan rijit duvar ise rijit malzeme modeli ile modellenmiştir. Çarpışma kutusu yapısı için Alüminyum 7075-T651 tipi malzeme kullanılmıştır.

2.4.2.1 Johnson ve Cook Plastisite Modeli

Johnson ve Cook akış gerilmesini (flow stress) [3] 'e göre (2.1) 'de verilen eşitlikteki gibi ifade etmiştir:

$$\sigma_y = \left(A + B\bar{\varepsilon}^{p^n}\right)(1 + c\ln\dot{\varepsilon}^*)\left(1 - T^{*^m}\right) \quad (2.1)$$

σ_y: Akış gerilmesi

$\bar{\varepsilon}^p$: Efektif plastik gerinim

$\dot{\varepsilon_0}$=1s^{-1} için efektif plastik gerinim hızı olmak üzere normalleştirilmiş efektif gerinim hızı,

$$\dot{\varepsilon}^* = \dot{\bar{\varepsilon}}^p / \dot{\varepsilon_0} \quad (2.2)$$

(2.2) ile sıcaklık oranı ise (2.3) 'te gösterildiği gibi ifade edilmiştir.

$$T^* = (T - T_{oda})/(T_{erime} - T_{oda}) \quad (2.3)$$

A, B, c, n ve m: Sabit girdilerdir.

Akış gerilmesinin plastik gerinime göre bağıntısının doğrusal olmayan davranışı sebebiyle plastik gerinimin iteratif artırılmasıyla sağlıklı bir sonuç elde edilebilir. Diğer taraftan Taylor serisi kullanarak zamana göre doğrusallaştırma işlemi ile akış gerilmesi için çözüm yapılırsa fazla iterasyon yapmaktan kaçınılabilir.

Kopma durumunda gerinim [6] 'ya göre (2.4) 'te verilmiştir.

$$\varepsilon^f = [D_1 + D_2\ exp\ D_3\sigma^*][1 + D_4 \ln \varepsilon^*][1 + D_5 T^*] \quad (2.4)$$

D_i: i=1, 2, 3, 4 ve 5 sabit girdilerdir.

Hidrostatik basıncın efektif gerilmeye oranı (2.5) 'te ifade edilmiştir.

$$\sigma^* = P/\sigma_{efektif} \quad (2.5)$$

$D = \sum(\Delta\bar{\varepsilon}^p/\varepsilon^f)$ değerinin 1 'e ulaşması durumunda kırılma oluşmaktadır.

Çekme yükleri altında bölünme (splitting), çatlak oluşumu (cracking) ve kopma (failure) durumları için üç model önerilmiştir. Basınç sınırı modeli (pressure limit model), minimum hidrostatik basıncı sabit bir değer ile sınırlar ($\mathrm{P} \geq \mathrm{P_{min}}$). Eğer bu değerden daha büyük çekme basınçları hesaplanırsa basınç $\mathrm{P_{min}}$ değerine düşürülür. Eğer ki fark gerilmeler (deviatoric stress) analiz süresince $\mathrm{P_{min}}$ değerine ulaşan basınçlardan etkilenmiyorsa bunu ayrı bir model olarak değerlendirmeye gerek olmayacaktır. Maksimum asal gerilme modeli, eğer ki maksimum asal gerilme σ_{maks} sınır değer σ_{p} 'yi geçiyorsa parçalanmayı saptayacak biçimde çalışır. Parçalanma saptandığı an fark gerilmeler sıfırlanır ve hidrostatik çekiye izin verilmez. Eğer çeki basınçları hesaplanırsa parçalanan malzeme içerisinde bu değerler sıfırlanır. Bu sebeple parçalanan malzeme bağımsız davranır. Hidrostatik çeki parçalanma modeli, eğer basınç limit değeri $\mathrm{P_{min}}$ 'den daha büyük çeki oluşumu söz konusuysa parçalanma saptar. Parçalanma saptandığında fark gerilmeler sıfırlanır ve basıncı bası yönlü olması gerekir. Eğer hidrostatik çeki hesaplandıysa basınç bu eleman için sıfırlanır. Belirtilen kopma kriterine ek olarak bu malzeme modelinde kabuk elemanlar için maksimum stabil zaman adımı $\Delta\mathrm{t_{maks}}$ değerlerinin minimum değeridir. Çok fazla şekli bozulan elemanlar

malzemenin çok az miktarda yükü destekleyebilmesine sebep olur. Bu tip elemanlar zaman adımının çok fazla düşmesine ve analiz süresinin oldukça uzamasına sebep olur. Zaman adımı kriteri seçeneğinin kullanılıyor olması bu tip elemanların silinmesini ve daha büyük zaman adımları ile daha kısa sürede çözüm elde edilmesini sağlayacaktır. Silinen elemanlar yük taşımayacak ve tüm ilgili temas bölgelerinden de arındırılacaklardır.

LS-DYNA malzeme kartı kütüphanesinde ‘’15’’ tipi ile verilen Johnson ve Cook malzeme modeli kartı yüksek oranda deformasyona maruz kalabilen metal malzemeler için çoğunlukla kullanılır. Steinberg-Guinan malzeme modelinin aksine düşük gerinim hızları için de doğru çalıştığı ispatlanmış, quasi-statik durumda da kullanılabilen bir malzeme modeli kartıdır [2]. Tipik kullanım alanları patlayıcı etkisi altındaki metaller, metal şekillendirme analizleri, balistik ve çarpma analizleridir. Kullanılan alüminyum 7075 tipi malzemenin Johnson ve Cook malzeme model kartına (EK-A) ait özellikler Çizelge 2.2 ‘de verilmiştir.

Çizelge 2.2 Johnson ve Cook plastisite modeli malzeme özellikleri

Yoğunluk [t/mm^3]	Kesme Modülü [N/mm^2]	Elastisite Modülü [N/mm^2]	Poisson Oranı			
2,70E-09	2,67E+04	7,17E+04	0,33			
A	B	n	c	M	T_{erime} [K]	T_{oda} [K]
530	570	0,7	0,015	1,6	893	293
D1	D2	D3	D4	D5		
0,1	0,5	-3,2	0,012	1,02		

2.4.2.2 Rijit Malzeme Modeli

LS-DYNA malzeme kartı kütüphanesinde ‘’20’’ tipi ile belirtilen rijit malzeme; kiriş, kabuk ve katı parçaların yük etkisi altında deforme olmamalarını sağlamaktadır. Rijit malzeme tipi ile modellenen elemanlar için hesaplamanın diğer deforme olabilen eleman tiplerindeki ile aynı şekilde yapılmaması sebebiyle zamana bağlı çözümün

dosya büyüklüğünü deforme olabilen elemanlar kadar etkilemeyecektir. Buna ek olarak hesaplama süresinde de kazanç sağlayacaktır. Rijit malzemelerin kütle ve atalet özellikleri iki şekilde tanımlanabilir. LS-DYNA içerisinde varsayılan olarak ilgili geometrinin rijit malzemeden oluşan eleman bileşenleri için tanımlanan yoğunluk değeriyle kütleye erişilir. Diğer bir yöntem olarak ise tanımlanan yoğunluk aracılığıyla hesaplanan kütle değeri devre dışı bırakılıp, kütle ve atalet değerleri bu elemanlara doğrudan atanır. Elastisite modülü ve Poisson oranı kaymanın gözlemleneceği ara temas bölgeleri için gereklidir.

2.5 Sonlu Elemanlar Modeli

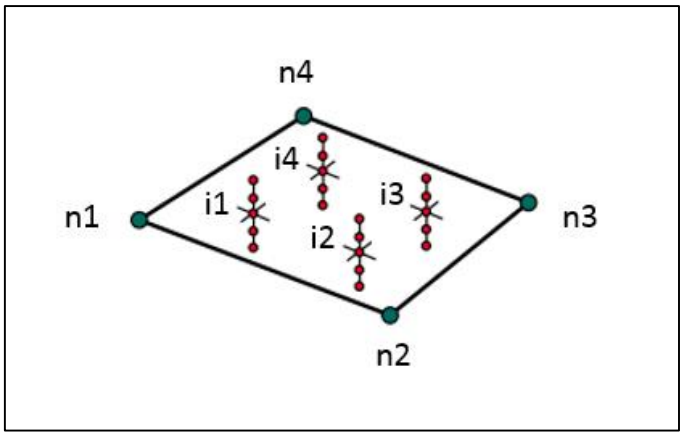
Sonlu elemanlar modeli kabuk ve kütle tipi elemanlar kullanılarak kurulmuştur. Çarpışma kutusu modelini oluşturan ön, arka, üst ve alt bileşenlerin birbirlerine temas bölgelerinde düğüm noktalarını paylaşmaları sağlanmıştır.

2.5.1 Kullanılan Eleman Tipleri

2.5.1.1 Kabuk Elemanlar

Rijit yapı ve çarpışma kutusunu oluşturan kabuk elemanların tamamı [5] ‘e göre ‘’ELEMENT_SHELL’’ ile oluşturulmuş ve eleman formülasyonu [5] ‘te verilen ‘’*SECTION_SHELL’’ kartı ile tanımlanmıştır. Buna göre ‘’ELFORM’’, ‘’EQ.16’’ tam entegre yüksek hızlı kabuk eleman formülasyonu kullanılmıştır. Eleman üzerinde hesaplanan enlemesine (transverse) kesme gerilmesinin orantılanmasını sağlayan ‘’SHRF’’ argümanı, isotropik malzemeler için [5] ‘te önerildiği gibi 0,833 olarak uygulanmıştır. [5] ‘te kabuk eleman kalınlığı yönündeki integrasyon noktası sayısı ‘’NIP’’ ile ifade edilmiştir. 3 integrasyon noktalı ‘’EQ.3’’ olarak kabuk elemanlara uygulanmıştır.

EQ.16 tipi ile tanımlanan tam entegre kabuk eleman’’, [7] ‘ye göre düzlem içi (in-plane) eğilme davranışını iyileştirirken eğilme kilitlenme durumunu (shear locking) bastırmaktadır; ayrıca bu kabuk eleman tipinin [2] ‘ye göre her biri 3 öteleme ve 3 dönme serbestlik derecesine sahip olmak üzere toplam 4 düğüm noktası ve toplam 4 adet de entegrasyon noktası bulunmaktadır (Şekil 2.6) [2].



Şekil 2.6 EQ.16 Tam entegre yüksek hızlı kabuk eleman tipi

2.5.1.2 Noktasal Kütle Elemanlar

Noktasal kütle, rijit duvar parçasının geometrik merkezinden +Z yönünde 60 mm uzağında ''ELEMENT_MASS'' ile oluşturulmuştur. [5] 'e göre ''MASS'' argümanı uygulanacak kütleyi temsil etmektedir. Taşıt ön çarpma bölgesinde 2 adet çarpışma kutusu olduğu göz önünde bulundurulup; 1 adet çarpışma kutusuna etki edecek taşıt yarı kütlesini temsil eden 0,8 t büyüklüğündeki kütle, noktasal kütle elemana atanmıştır.

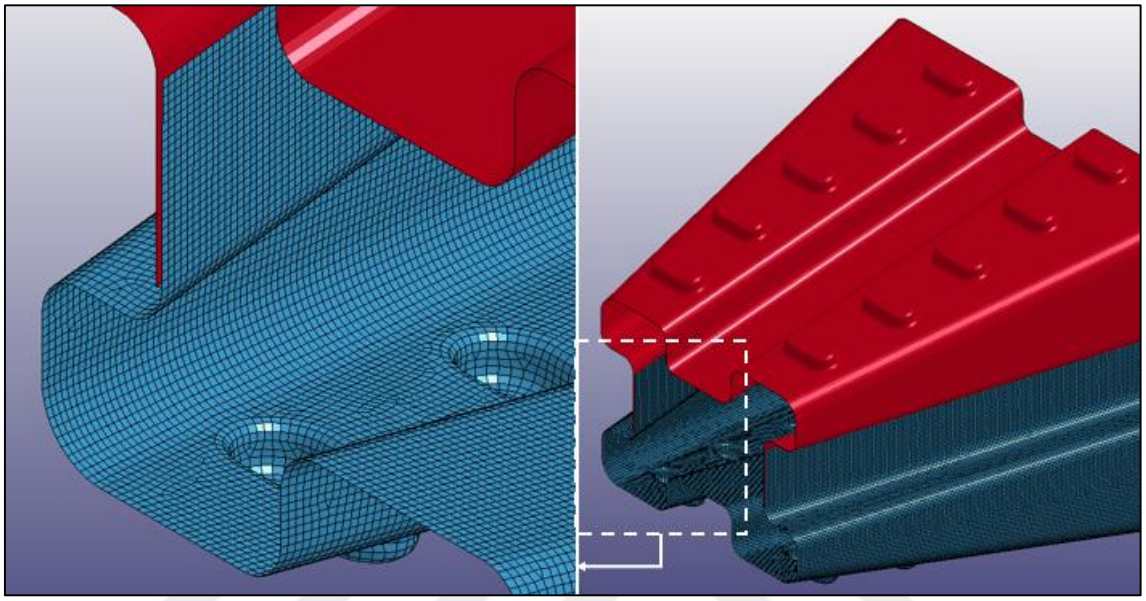
2.5.2 Ağ Yapısı

Sonlu elemanlar modeli en fazla 0,6 mm büyüklüğündeki kabuk elemanlar ile oluşturulmuştur. Model içeriğindeki sonlu eleman sayısı; ondüla sayısı, büyüklüğü ve yapı geometrik modeli değişkenliği sebebiyle 198000 ile 202000 arasında değişkenlik göstermektedir. Düğüm sayısı için de bu aralık benzerlik göstermektedir.

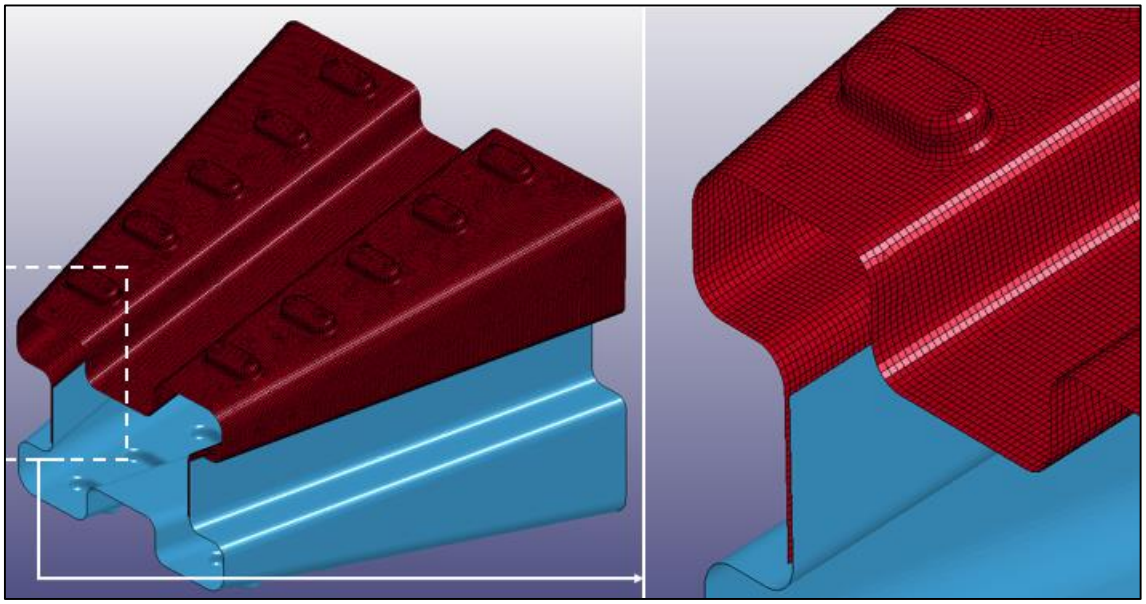
Ağ yapısı oluşturulurken, özellikle hesaplanacak zaman adımının düşük hesaplanmaması adına sonlu eleman karakteristik uzunluklarının eş büyüklükte olması sağlanmıştır. Böylece çözüm süresi en uygun mertebede tutulmuş ve istenmeyen sonuç farklılıklarının da önüne geçilmiştir. Özellikle ondüla yapısı yuvarlatmaları ve kabuk parçaların birbiri ile bağlantı bölgelerinde ''Dörtgen (Quad)'' kabuk elemanlar ile modelin oluşturulmasına özen gösterilmiştir.

Çarpışma kutusu modelinin ağ yapısına ait görseller Şekil 2.7, Şekil 2.8, Şekil 2.9 ve Şekil 2.10 'da verilmiştir. Ağ yapısını oluşturan elemanları en boy oranı (Aspect ratio) en

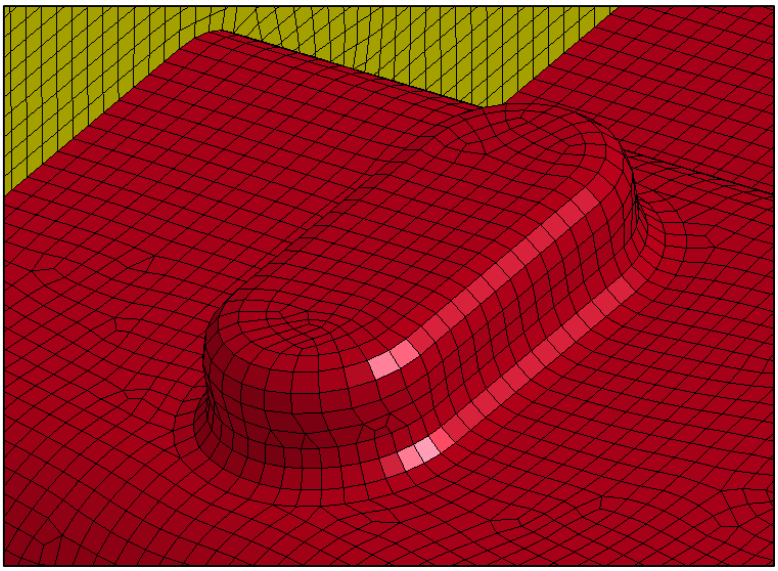
fazla Şekil 2.11 ‘de gösterildiği gibi 3,019 kat, karakteristik uzunluğu Şekil 2.12 ‘de gösterildiği gibi en az 0,2077 bulunmuştur. Kabuk sonlu elemanlar için karakteristik uzunluk (3.55) ‘de belirtildiği gibi zaman adımını belirlemektedir. Ayrıca ağ yapısını oluşturan elemanların zaman adımı Şekil 2.13 ‘te en az 3,805e-8 s olmak üzere verilmiştir.



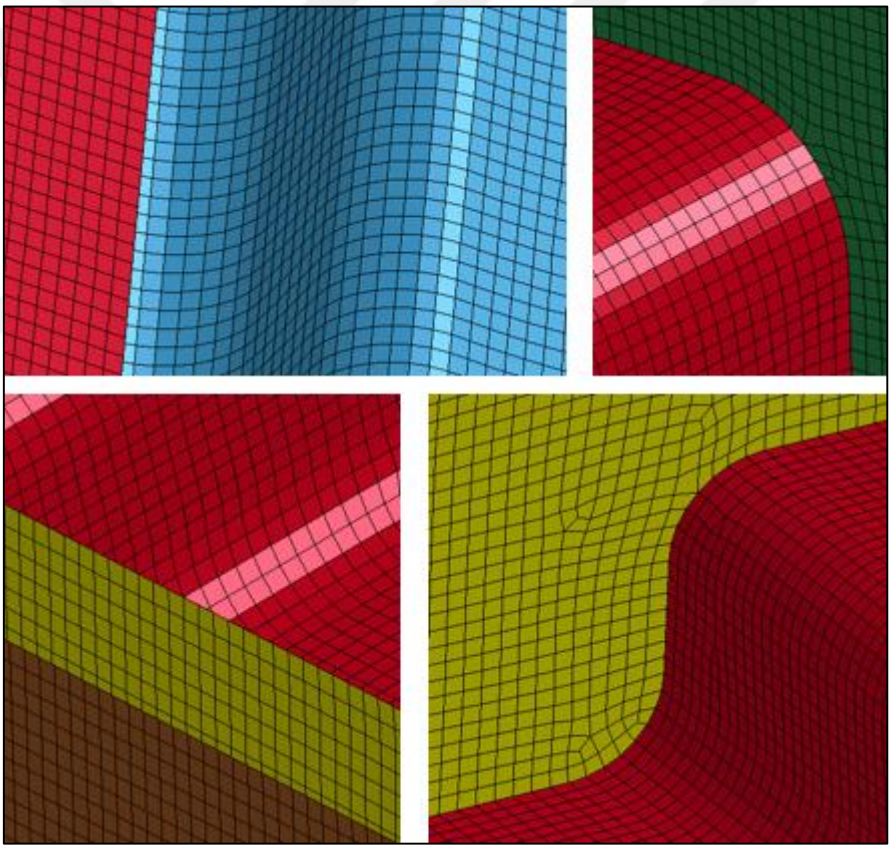
Şekil 2.7 Çarpışma kutusu alt parça ağ yapısı



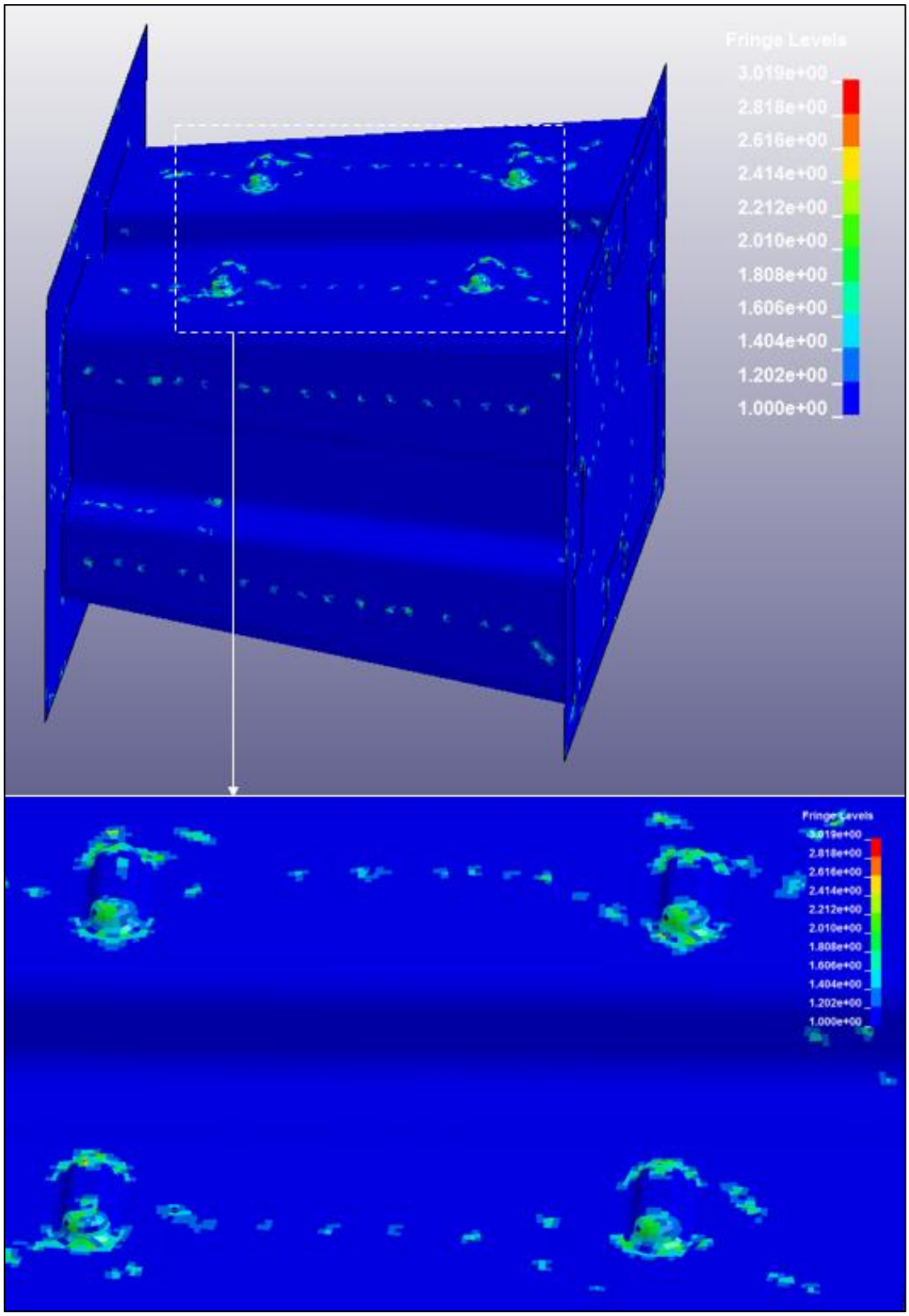
Şekil 2.8 Çarpışma kutusu üst parça ağ yapısı



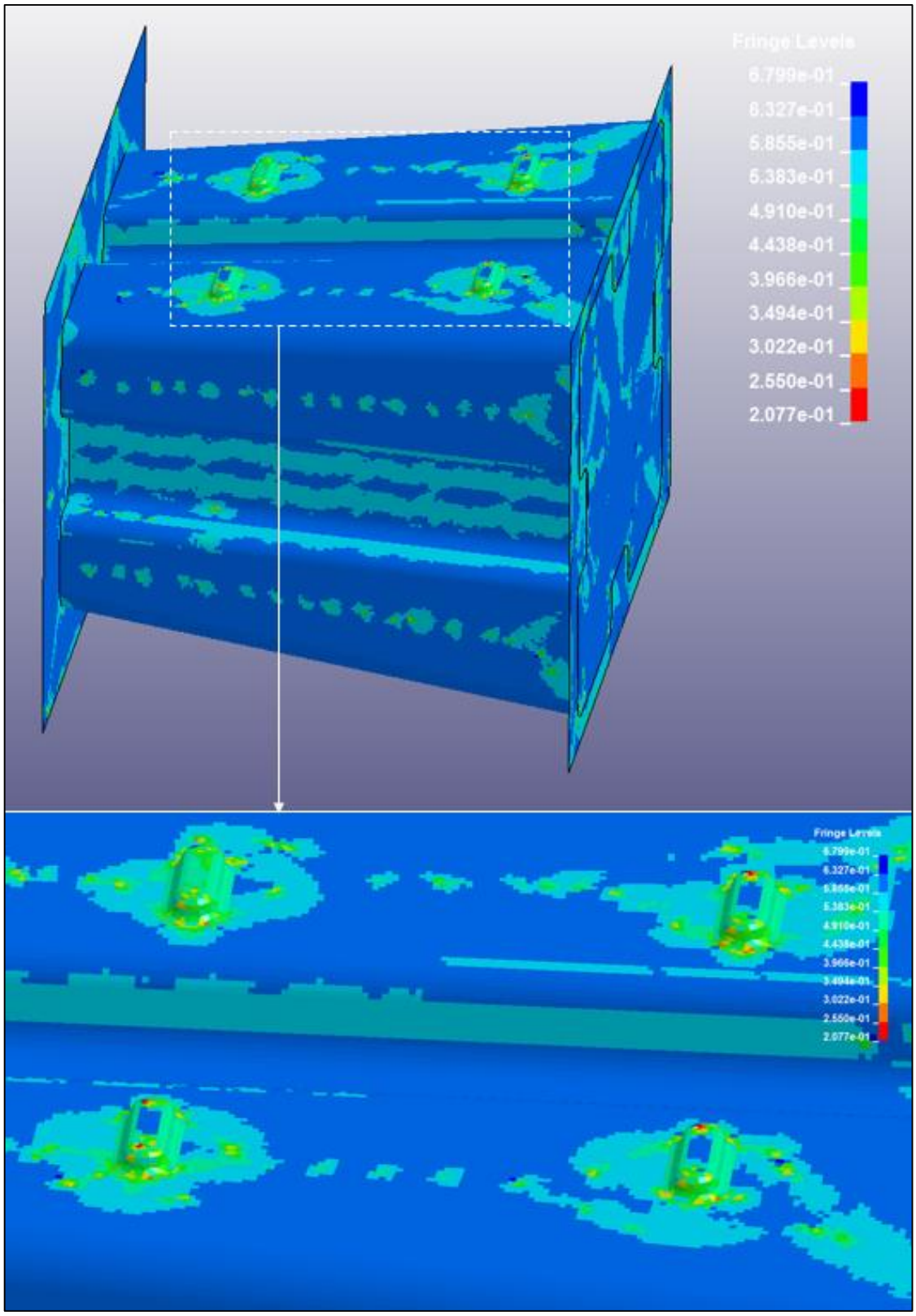
Şekil 2.9 Ondüla yapısının ağ yapısı



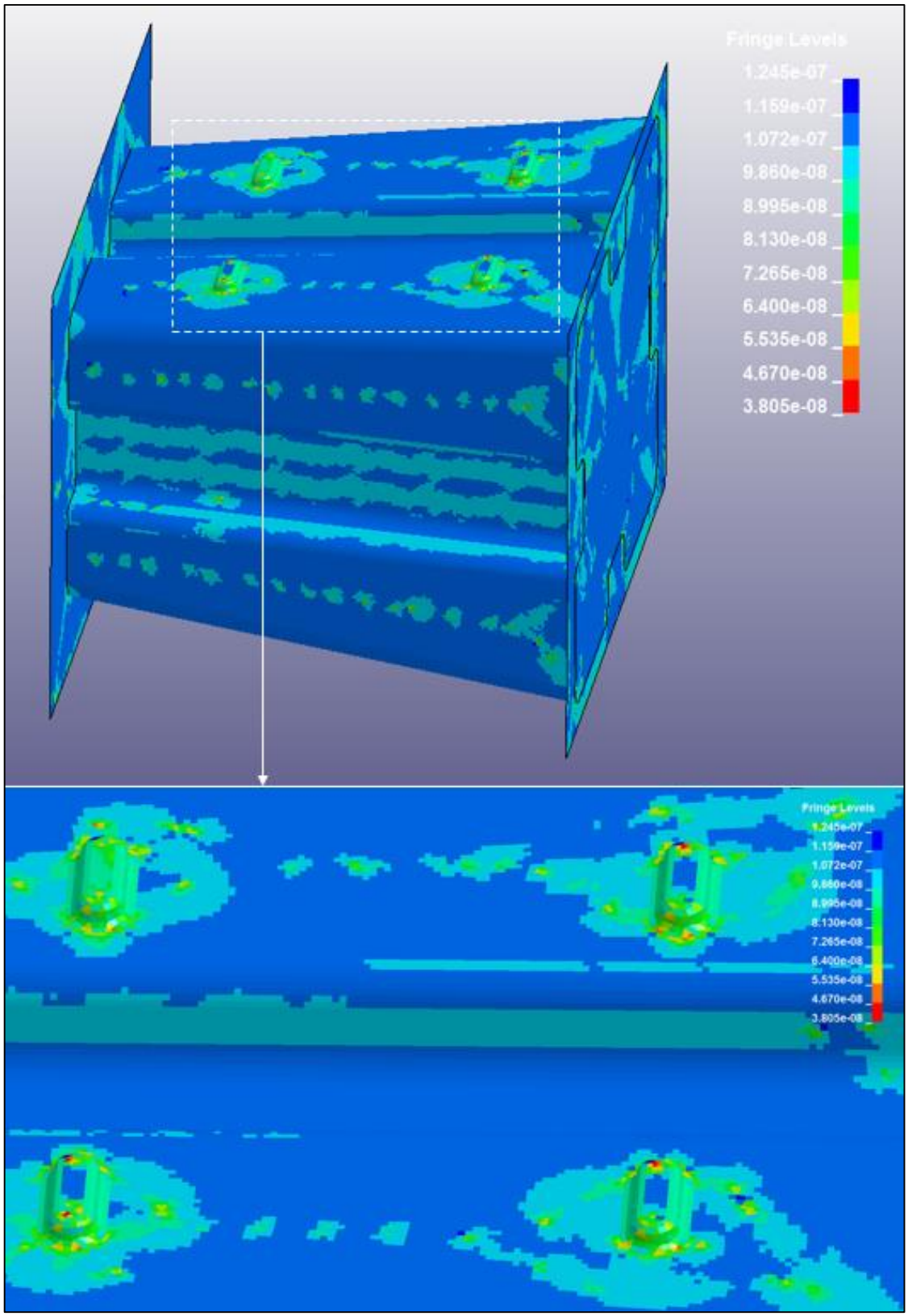
Şekil 2.10 Ağ yapısı detay görünümleri



Şekil 2.11 Ağ yapısının eleman en boy oranı özellikleri



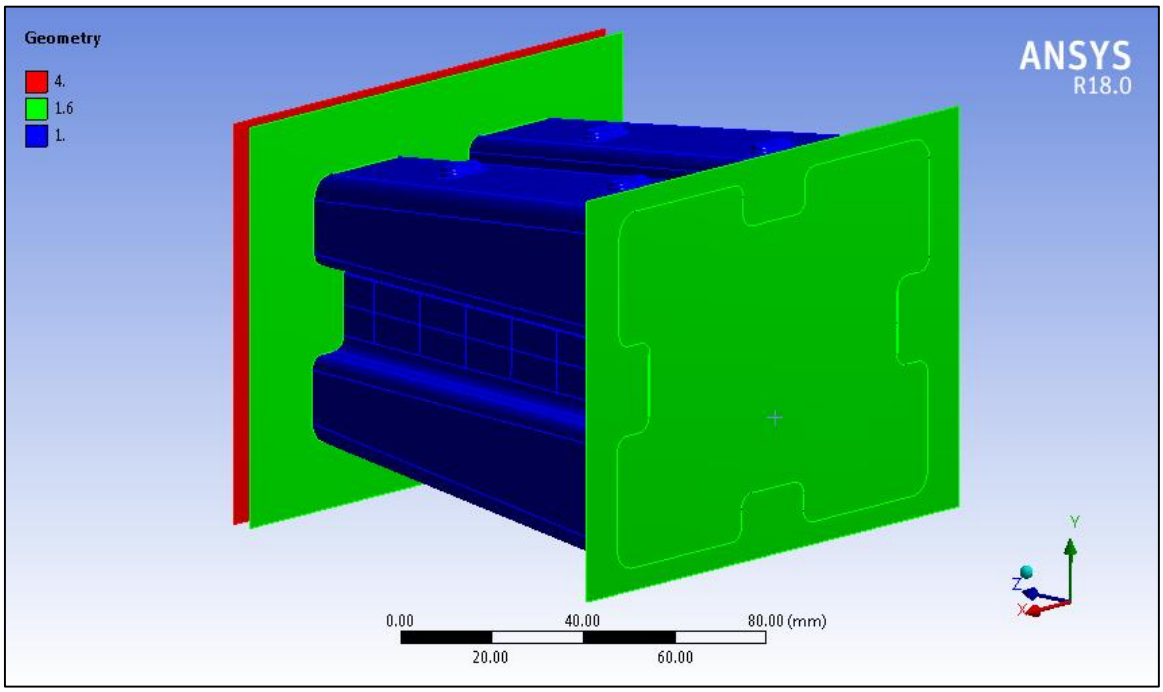
Şekil 2.12 Ağ yapısının eleman karakteristik uzunluğu özellikleri



Şekil 2.13 Ağ yapısının eleman zaman adımı özellikleri

2.5.3 Kesit Kalınlıkları

İlk durumda ele alınacak olan ve sonlu elemanlar modeli oluşturulan geometrik yapının kabuk eleman kesit kalınlıkları Şekil 2.1 ‘da mm biriminde renklendirilerek verilmiştir. Kabuk elemanlar ile modellenmiş 4 mm kalınlığındaki rijit duvar ve 1,6 mm kalınlığındaki üst ve alt parçaların kalınlığı tüm analiz senaryolarında sabit olmak üzere çarpışma kutusunu oluşturan ön ve arka parçaların kalınlıkları değişkenlik göstermektedir. 1,0 mm et kalınlığına sahip ilk durum senaryosu (S-2_Al) için kabuk eleman kesit kalınlıkları Şekil 2.1 ‘da verilmiştir. Kesit kalınlıkları [5] ‘e göre ‘’*SECTION_SHELL’’ kartı kullanılarak T1, T2, T3 ve T4 argümanları ile tanımlanmıştır.



Şekil 2.14 Kesit kalınlıkları

2.5.4 Bağlantılar

Sırasıyla dinamik analiz esnasında yapının kendi içinde teması, kopma olmaması durumunda zamana bağlı değişkenlik göstermeyen punta kaynaklar ve noktasal kütle ile rijit duvarın ilişkisini sağlayan bağlantı tipleri ile tanımlanmıştır.

2.5.4.1 Temas Tanımlamaları

Çarpışma kutusu üst, alt, ön ve arka yüzeyleri arasında zamana bağlı analiz çözümü esnasında söz edilen parçaların kendi içinde oluşabilecek temaslar için

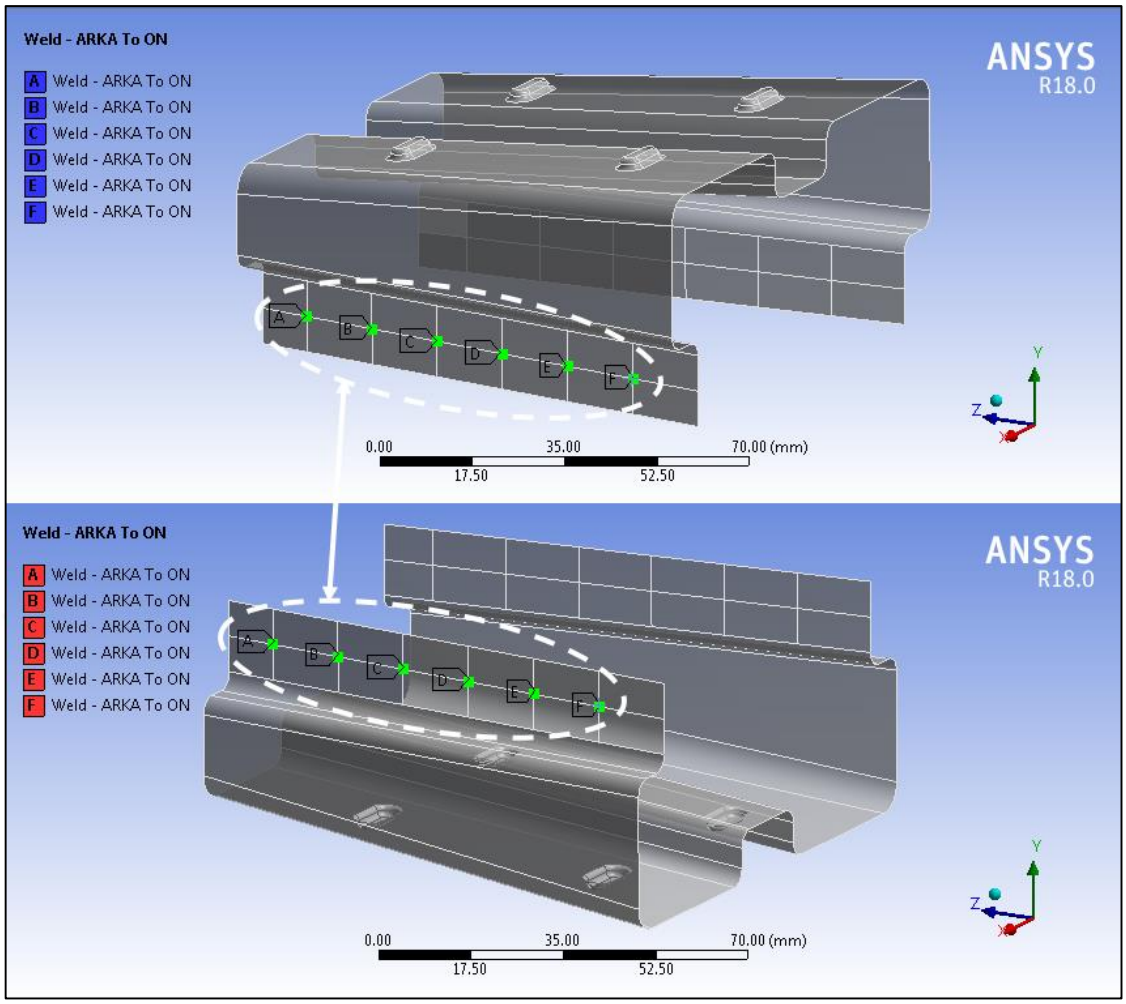
‘’*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE’’ temas tanımlanması yapılmıştır. Statik ve dinamik sürtünme katsayısı [5] ‘e göre sırasıyla ‘’FS’’ ve ‘’FD’’ argümanlarının her biri için 0,3 olarak girilmiştir. [5] ‘e göre ‘’SOFT’’ temas formülasyonu ‘’EQ.2’’ olarak atanmıştır.

Rijit duvar ile çarpışma kutusunun üst parçası arası [5] ‘e göre rijit duvar ‘’Master’’ ve üst parça ‘’Slave’’ olmak üzere ‘’*CONTACT_AUTOMATIC_SURFACE_TO_SURFACE’’ temas tanımlanması yapılmıştır. Kütle yüklü rijit duvarın çarpışma kutusuna bası uygulaması ve ezerek burkulmaya sebebiyet vermesi esnasında temasın tüm analiz süresince çalışıyor olması sağlanmıştır. Yüz yüze normal yönlü basının süreklilik arz etmesi ve parçaların birinin rijit davranış göstermesi sebebiyle iki parça arasındaki sürtünmeler ihmal edilmiştir. [5] ‘e göre ‘’SOFT’’ temas formülasyonu ‘’EQ.0’’ olarak atanmıştır.

2.5.4.2 Punta Kaynak Tanımlamaları

Punta kaynak tanımlamaları Şekil 2.2 ‘de sadece +x yönü için gösterildiği gibi çarpışma kutusu üst ve alt parçaları arasında birer düğüm noktası arasında +x yönünde 6 ve –x yönünde 6 olmak üzere toplam 12 bölgede simetrik olarak gerçekleştirilmiştir.

[5] ‘e göre ‘’*CONSTRAINED_SPOTWELD’’ kartı kullanılarak söz konusu bölgelerin her biri için bu tanımlama oluşturulmuştur. Analiz esnasında herhangi bir durumda kopma olmayacağı kabul edilerek [5] ‘e göre ‘’SN’’ normal kuvvet limiti argümanı, ‘’SS’’ kesme gerilmesi limiti argümanı ve ‘’EP’’ plastik gerinim limiti argümanı varsayılan ayar olarak nümerik sonsuz girilmiştir.



Şekil 2.15 Punta kaynak tanımlamaları

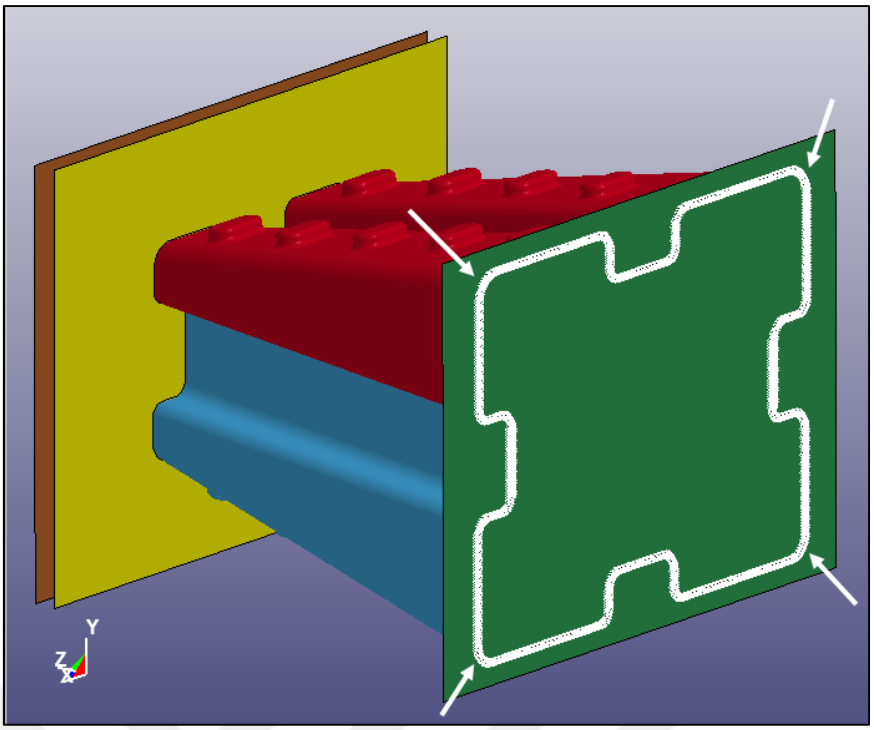
2.5.4.3 Noktasal Kütle ve Rijit Duvar Arası Bağlantı

Noktasal kütle ve rijit duvar arası bağlantı [5] ‘e göre ‘’*CONSTRAINED_EXTRA_NODES_SET’’ kartı kullanılarak rijit duvar ile noktasal kütlenin tanımlandığı düğüm noktası arasındaki tüm öteleme ve dönme hareketleri kısıtlanarak sağlanmıştır.

Ayrıca ‘’*BOUNDARY_SPC_NODE’’ kartı ile noktasal kütlenin tüm öteleme ve dönme hareketleri de kısıtlanmıştır.

2.5.5 Sınır Koşulları

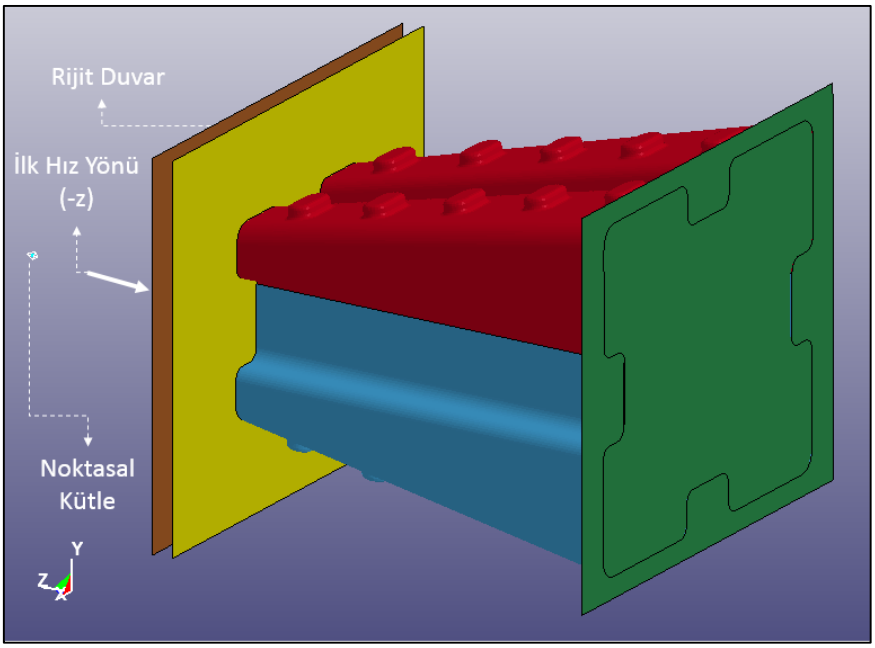
Tüm analizlerde; çarpışma kutusunun arka parçasının Şekil 2.3 ‘de gösterilen düğüm noktalarının, tüm öteleme ve dönme serbestlik dereceleri kısıtlanmıştır.



Şekil 2.16 Sınır Koşulu

2.5.6 Yükleme Durumu

Noktasal kütle ve rijit duvar bütününe [5] ‘e göre ‘’*INITIAL_VELOCITY_RIGID_BODY’’ kartı kullanılarak –z yönünde 1,389e4 mm/s (50km/saat) ilk hız tanımlanmıştır (Şekil 2.4).



Şekil 2.17 İlk Hız Yönü

2.5.7 Analiz Detayları

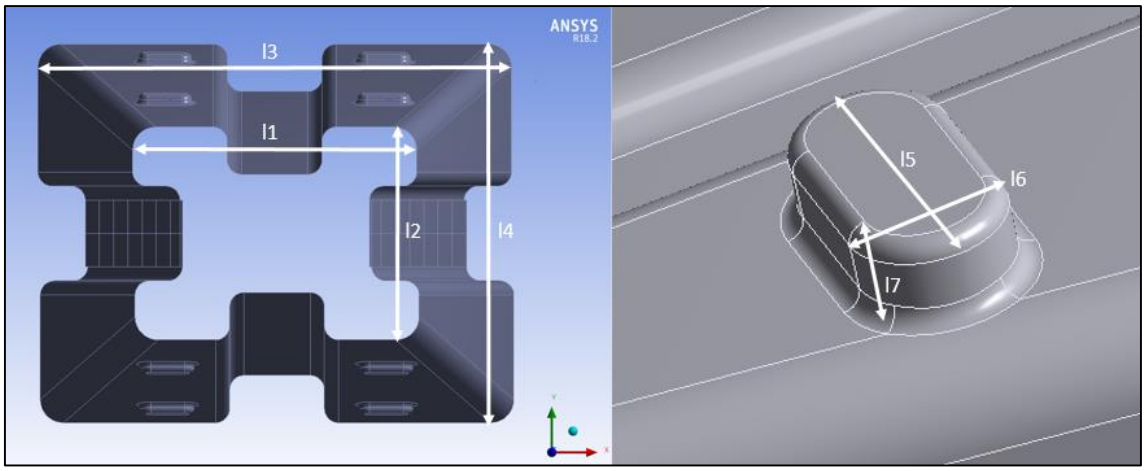
Zamana bağlı açık (explicit) sonlu elemanlar analizleri, rijit duvar ve noktasal kütle bütününün çarpışma kutusunu tamamen ezecek 6e-3 s süre ile gerçekleştirilmiştir. [5] ‘e göre ‘’*CONTROL_TERMINATION’’ kartı kullanılarak ‘’ENDTIM’’ argümanına bu değer girilmiştir.

Kullanılacak zaman adımı için güvenlik faktörü, [5] ‘e göre ‘’*CONTROL_TIMESTEP’’ kartı kullanılarak; varsayılan değer olan 0,9 ‘dan 0,6 ‘ya düşürülmüştür.

2.6 Senaryolar

Aşağıda Çizelge 2.3 ‘de toplam 14 senaryo için senaryo isimlerine karşılık geometrik boyut detaylarına yer verilmiştir. Yapı üst ve alt parçaları arası mesafe 100 mm, rijit duvar ve üst parça arası mesafe 5 mm ‘dir. Tüm senaryoların analizleri Al7075-T651 malzeme modeli kullanılarak gerçekleştirilmiştir. l1, +Z yönü kesit genişliği; l2, +Z yönü kesit yüksekliği; l3, –Z yönü kesit genişliği; l4, -Z yönü kesit yüksekliği; l5, ondüla uzunluğu; l6, ondüla genişliği ve l7, ondüla derinliğidir (Şekil 2.5). Ondüla adeti, sırasıyla arka (-Y) ya da ön (+Y) parça yüzeyindeki adet, arka ve önde çift olarak bulunma durumu ve her bir ön ya da arka yüzeydeki yanal adeti olmak üzere ifade edilmiştir. S-1_Al, S-2_Al, S-3_Al ve S-4_Al senaryoları; 11 mm x 4,5 mm x 2 mm boyutlarında 2 x 2 x 2 ondülalı, 80 mm x 60 mm ve 100 mm x 80 mm kesitlerinde çarpışma kutusu sonlu elemanlar modellerinin sırasıyla 0,8 mm, 1 mm, 1,2 mm ve 1,5 mm et kalınlığındaki senaryolarını temsil etmektedir. S-10_Al modelinde, S-2_Al modeli baz alınıp, +Z kesit genişliği 80 mm ‘den 60 mm ‘ye düşürülmüş ve +Z kesit yüksekliği 60 mm ‘den 45 mm ‘ye düşürülmüş olup –Z kesit genişliği ya da yüksekliğinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. S-11_Al modelinde ise S-2_Al modeli baz alınıp, +Z kesit genişliği 80 mm ‘den 68 mm ‘ye düşürülmüş ve +Z kesit yüksekliği 60 mm ‘den 51 mm ‘ye düşürülmüş olup – Z kesit genişliği ya da yüksekliğinde herhangi bir değişiklik yapılmamıştır. S-12_Al modelinde ise S-10_Al modeli baz alınıp, aynı ondüla sayısında yapının sadece ondüla boyutları değiştirilmiştir; S-10_Al modelinde 11 mm x 4,5 mm x 2 mm boyutlarında olan ondüla yapısı büyütülerek 13 mm x 6,1 mm x 3 mm boyutlarında tasarlanmıştır. S-13_Al modeli de S-12_Al modeline benzer şekilde, S-10_Al modeli baz alınıp sadece ondüla boyutları artırılarak tasarlanmıştır; bu senaryoda da ondüla boyutları 15,4 mm x

8,1 x 4,5 mm ‘dir. S-16_Al ve S-17_Al senaryoları, S-12_Al modeli baz alınıp oluşturulmuştur; bu senaryolarda ondüla sayısı sırasıyla 3 ‘e ve 4 ‘e çıkarılmıştır. S-10_Al 3xBead senaryosu, S-10_Al senaryosu baz alınıp oluşturulmuştur; 2 olan ondüla sayısı 3 ‘e çıkarılmıştır. Benzer şekilde S-10_Al 4xBead senaryosu da, S-10_Al senaryosu baz alınıp oluşturulmuştur; 2 olan ondüla sayısı bu senaryoda 4 ‘e çıkarılmıştır. S_13-Al modeli baz alınarak oluşturulan S-13_Al 3xBead ve S-13_Al 4xBead senaryoları da sırasıyla 3 ve 4 ‘er ondülalı S-13_Al modelini temsil etmektedir.



Şekil 2.18 Kesit ve ondüla boyut bilgileri

Çizelge 2.3 Senaryoların detayları

Senaryolar	1.Parça (Arka) -Y	2.Parça (Ön) +Y	Ondüla Boyutları							Ondüla Adeti	Ondülalar Arası Mesafe [mm]	Baş ve Son Ondülalar Arası Mesafe [mm]
	Kalınlık [mm]	Kalınlık [mm]	l1 [mm]	l2 [mm]	l3 [mm]	l4 [mm]	l5 [mm]	l6 [mm]	Ondüla Derinliği l7 [mm]			
S-1_Al	0.8	0.8	80	60	100	80	11	4.5	2	2x2x2	50	50
S-2_Al	1.0	1.0										
S-3_Al	1.2	1.2										
S-4_Al	1.5	1.5										
S-10_Al	1.0	1.0	60	45	100	80						
S-11_Al	1.0	1.0	68	51	100	80						
S-12_Al	1.0	1.0	60	45	100	80	13	6.1	3			
S-13_Al	1.0	1.0	60	45	100	80	15.4	8.1	4.5			
S-16_Al	1.0	1.0	60	45	100	80	13	6.1	3	3x2x2	40	80
S-17_Al	1.0	1.0	60	45	100	80	13	6.1	3	4x2x2	26.67	80
S-10_ Al 3xBead	1.0	1.0	60	45	100	80	11	4.5	2	3x2x2	40	80
S-10_ Al 4xBead	1.0	1.0	60	45	100	80	11	4.5	2	4x2x2	26.67	80
S-13_ Al 3xBead	1.0	1.0	60	45	100	80	15.4	8.1	4.5	3x2x2	40	80
S-13_ Al 4xBead	1.0	1.0	60	45	100	80	15.4	8.1	4.5	4x2x2	26.67	80

BÖLÜM 3

AÇIK (EXPLICIT) SONLU ELEMANLAR ANALİZ METODU

3.1 Diferansiyel Denklemlerin Nümerik Analiz Yöntemiyle Çözümü

Merkez farklar yöntemine göre zaman göre ayrıştırma; açık (explicit) formda ''İleri yönlü Euler (Forward Euler)'', ''Merkez farklar yöntemi'' ya da ''Runge-Kutta'' metotları ile uygulanabilirken, kapalı (implicit) formda ''Geri yönlü Euler (Backward Euler)'', ''Runge-Kutta'', ''Crank-Nicolson'', ''Wilson-Theta'' ya da ''Newmark-Beta'' yöntemleri uygulanabilmektedir.

$$u(t+\Delta t) = u(t) + \Delta t\dot{u}(t) + \frac{\Delta t^2}{2}\ddot{u}(t) + \cdots + \frac{\Delta t^n}{n!}u^{(n)}(t) \tag{3.1}$$

(3.1) Taylor serisi açılımına göre;

''İleri yönlü Euler (Forward Euler) yöntemiyle'' açık (explicit) formda (3.2) ile,

$$u_{n+1} = u_n + \Delta t\dot{u_n} \tag{3.2}$$

''Geri yönlü Euler (Backward Euler) yöntemiyle'' kapalı (implicit) formda (3.3) ile,

$$u_{n+1} = u_n + \Delta t\dot{u_{n+1}} \tag{3.3}$$

hesaplamalar yapılmaktadır [1]. ''Merkez farklar yöntemiyle'' açık (explicit) formda,

$$u_{n+1/2} = u_{n-1/2} + \Delta t\dot{u_n} \tag{3.4}$$

$$u_{n+1} = u_{n-1} + 2\Delta t\dot{u_n} \tag{3.5}$$

(3.4) ve (3.5) ile ifade edilir [1].

Örnek olarak;

$$\dot{u} + ku = 0 \tag{3.6}$$

(3.6) adi diferansiyel denklemi,

$u(0)$=1 ilk değeri ve k=1 ve 4 değerleri için sırasıyla ''İleri yönlü Euler (Forward Euler) yöntemiyle'' açık (explicit) formda, ''Geri yönlü Euler (Backward Euler) yöntemiyle'' kapalı (implicit) formda çözülecek olur ve sonrasında $k = \cos(u)$ için sonlu farklar her iki yöntem için de karşılaştırılacak olursa;

• n. basamak için sonlu farklar eşitliği ileri yönlü Euler (Forward Euler) yöntemine göre yazılması durumunda;

$$\dot{u_n} + ku_n = 0 \tag{3.7}$$

$$\frac{u_{n+1}-u_n}{\Delta t} + ku_n = 0 \tag{3.8}$$

$$u_{n+1} = (1 - k\Delta t)u_n \tag{3.9}$$

Sırasıyla (3.7), (3.8) ve (3.9) denklemleri elde edilir.

Bu durum için yuvarlatma hatası:

$$u_{n+1} = (1 - k\Delta t)u_n = (1 - k\Delta t)^2 u_{n-1} = \cdots = (1 - k\Delta t)^{n-1} u_1 \tag{3.10}$$

(3.10) denklemi ile ifade edilir.

$$u_1 = u_1^e - e_1 \tag{3.11}$$

Hata değerinin her basamakta artış gösterdiği gözlemlenmektedir. Genliğin büyümesinin önlenmesi için,

$$|1 - k\Delta t| < 1 \tag{3.12}$$

$$-1 < |1 - k\Delta t| < 1 \tag{3.13}$$

(3.13) eşitsizliğinin sağlanmış olması gerekmektedir.

Bu durum,

$$k\Delta t > 0 \; ve \; k\Delta t < 2 \tag{3.14}$$

(3.14) sonuçlarını vermektedir. İlk eşitsizlik (3.14) $k > 0$, $\Delta t > 0$ sonuçlarını sağlamaktadır. İkinci eşitsizlik ileri yönlü merkez farklar stabilite kriterini (3.15) 'te verilen adi diferansiyel denklem için ortaya çıkarmaktadır.

$$\Delta t < 2/k \tag{3.15}$$

Bu durum açık (explicit) sonlu farklar metodunun duruma bağlı olarak stabil olduğu sonucunu ortaya çıkarmaktadır.

• (n+1) 'nci basamak için sonlu farklar eşitliği geri yönlü Euler (Backward Euler) yöntemine göre yazılması durumunda;

$$\dot{u_{n+1}} + k u_{n+1} = 0 \tag{3.16}$$

$$\frac{u_{n+1} - u_n}{\Delta t} + k u_{n+1} = 0 \tag{3.17}$$

$$u_{n+1} = \frac{1}{1+k\Delta t} u_n \tag{3.18}$$

Sırasıyla (3.16), (3.17) ve (3.18) denklemleri elde edilir.

Bu durum için yuvarlatma hatası:

$$u_{n+1} = \frac{1}{1+k\Delta t} u_n = \frac{1}{(1+k\Delta t)^2} u_{n-1} = \cdots = \frac{1}{(1+k\Delta t)^{n-1}} u_1 \tag{3.19}$$

(3.19) denklemi ile ifade edilir.

Bu durumda stabilitenin,

$$1/(1 + k\Delta t) < 1 \tag{3.20}$$

(3.20) eşitsizliği ile her ''k'' ve ''Δt'' değeri için sağlandığı ve kapalı (implicit) çözüm yönteminin durumdan bağımsız olarak stabil olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır.

• $k = \cos(u)$ durumunda;

Adi diferansiyel denklem, sabit olmayan katsayı sebebiyle doğrusal olmayacaktır.

İleri yönlü Euler yöntemiyle;

$$\dot{u_n} + \cos(u_n)\, u_n = 0 \tag{3.21}$$

$$\frac{u_{n+1} - u_n}{\Delta t} + \cos(u_n)\, u_n = 0 \tag{3.22}$$

$$u_{n+1} = (1 - \cos(u_n)\, \Delta t) u_n \tag{3.23}$$

Sırasıyla (3.21), (3.22) ve (3.23) eşitlikleri sağlanır. Bu durum doğrusal olmayan adi diferansiyel denklemin lineer sonlu farklar denklemi oluşturduğu sonucunu ortaya çıkarmaktadır.

Geri yönlü Euler yöntemiyle;

$$\dot{u_{n+1}} + \cos(u_{n+1})\, u_{n+1} = 0 \tag{3.24}$$

$$\frac{u_{n+1}-u_n}{\Delta t} + \cos(u_{n+1})\, u_{n+1} = 0 \tag{3.25}$$

$$(1 + \cos(u_{n+1})\, \Delta t) u_{n+1} - u_n = 0 \tag{3.26}$$

Sırasıyla (3.24), (3.25) ve (3.26) eşitlikleri sağlanır. Bu durum doğrusal olmayan adi diferansiyel denklemin, doğrusal olmayan sonlu farklar denklemi oluşturduğu sonucunu çıkarmaktadır. Kapalı (implicit) metotlar için nonlineer adi diferansiyel denklemin her zaman adımında nonlineer çözüme ihtiyaç duyduğu sonucu ortaya çıkmaktadır.

3.1.1 Tek Serbestlik Dereceli Sistem İçin Diferansiyel Denklemlerin Kapalı (Implicit) ve Açık (Explicit) Formda Nümerik Çözümünün Karşılaştırılması

t=0 anında δ mesafe ile çeki uygulanıp serbest bırakılan tek serbestlik dereceli kütle yay sistemi göz önüne alınacak olursa;

Diferansiyel denklem (3.27) ile:

$$m\ddot{u} + ku = 0 \tag{3.27}$$

İlk koşullar (3.28) ‘de verildiği gibi olmak üzere;

$$u_0 = \delta, \dot{u_0} = 0 \tag{3.28}$$

Analitik çözüm (3.29) ile elde edilir [1].

$$u(t) = \delta \cos(\omega t) \tag{3.29}$$

Nümerik çözüm, merkez farklar yöntemiyle elde edilir. Öncesinde ikinci dereceden adi ya da parçalı diferansiyel denklemler merkez farklar yöntemi ile türetilir. u_{n+1} ve u_{n-1} için Taylor serisi açılımına göre;

$$u_{n+1} = u_n + \Delta t \dot{u_n} + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{u_n} + \varphi(\Delta t^3) \tag{3.30}$$

$$u_{n-1} = u_n - \Delta t \dot{u_n} + \frac{\Delta t^2}{2} \ddot{u_n} - \varphi(\Delta t^3) \tag{3.31}$$

(3.31) no ’lu denklem (3.30) no ’lu denklemden çıkarılacak olursa (3.32) no ’lu denklem;

$$\dot{u_n} = \frac{1}{2\Delta t}(u_{n+1} - u_{n-1}) \quad (3.32)$$

(3.31) no'lu denklem (3.30) no'lu denkleme eklenecek olursa (3.33) no 'lu denklem

$$\ddot{u_n} = \frac{1}{\Delta t^2}(u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) \quad (3.33)$$

elde edilir. Çözüm için adi diferansiyel denklem tekrar yazılacak olursa;

$$\frac{1}{\Delta t^2}(u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) + \omega^2 u_n = 0 \quad (3.34)$$

$$u_{n+1} = (2 - \omega^2 \Delta t^2)u_n - u_{n-1} \quad (3.35)$$

(3.35) denklemi elde edilir. Çözüm metoduna t=0 anından başlamak u_{-1} terimini gerektirmektedir. Taylor serisi açılımı kullanılarak;

$$u_{n-1} = u_n - \Delta t\dot{u_n} + \frac{\Delta t^2}{2}\ddot{u_n} + \varphi(\Delta t^3) \quad (3.36)$$

n=0 yazılır ve $\varphi(\Delta t^3)$ yüksek dereceden terimi (3.36) 'dan düşürülürse ve u_0 ile $\dot{u_0}$ de bilindiği düşünülecek olursa $\ddot{u_0}$ terimi diferansiyel denklemden

$$\ddot{u}_0 + \omega^2 u_0 = 0 \rightarrow \ddot{u}_0 = -\omega^2 u_0 \quad (3.37)$$

(3.37) aracılığıyla elde edilir. (3.36) numaralı denklemden

$$u_{-1} = u_0 - \frac{\Delta t^2 \omega^2}{2}u_0 = (1 - \frac{\Delta t^2 \omega^2}{2})\delta \quad (3.38)$$

(3.38) denklemi elde edilir. ''t'' zamanı ayrıştırılarak bilgisayar yardımıyla (3.35) numaralı denklem çözülebilir.

Bu durumda yuvarlatma hatası (3.42) ile ifade edilir.

$$u_{n+1} = (2 - \omega^2 \Delta t^2)u_n - u_{n-1} \quad (3.39)$$

$$u_n = u_n \quad (3.40)$$

$$\begin{pmatrix} u_{n+1} \\ u_n \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 2 - \omega^2 \Delta t^2 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} u_n \\ u_{n-1} \end{pmatrix}; \quad (3.41)$$

$$\widehat{u_{n+1}} = A\widehat{u_n} \quad (3.42)$$

Hatanın sınırlandırılabilmesi için (3.42) 'de ifade edilen ''A'' 'nın en büyük özdeğerinin

$$|\rho(A)| \leq 1 \quad (3.43)$$

(3.43) eşitsizliğini sağlaması gerekmektedir.

$$Det\left(\begin{bmatrix} 2-\omega^2\Delta t^2 & -1 \\ 1 & 0 \end{bmatrix} - \lambda\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}\right) = 0 \quad (3.44)$$

(3.44) Determinantı;

$$-(2-\omega^2\Delta t^2 - \lambda)\lambda + 1 = 0 \quad (3.45)$$

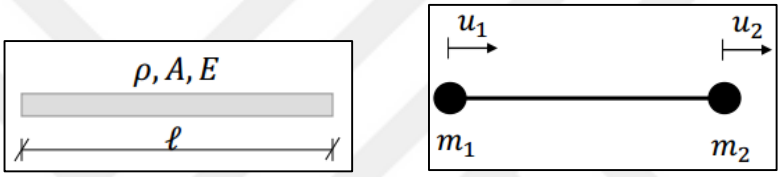
(3.45) 'te ifade edilen sonucu verir.

$$|\lambda| \leq 1 \quad (3.46)$$

(3.46) eşitsizliği, (3.47) 'de ifade edilen değeri verir; bu da kritik zaman adımıdır.

$$\Delta t \leq 2/\omega_{max} \quad (3.47)$$

3.1.2 Sonlu Eleman Tiplerinin Zaman Adımı Büyüklüğü



Şekil 3.1 Bir boyutlu sonlu eleman

Şekil 3.1 'de verilen bir boyutlu bar eleman için rijitlik ve kütle matrisleri,

$$K = \frac{EA}{l}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

$$M = \frac{\rho Al}{2}\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (3.49)$$

(3.48) ve (3.49) ile ifade edilir ve doğal frekansları, $Det[K-\omega^2 M] = 0$ ile bulunur.

$$\left|\frac{EA}{l}\begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} - \omega^2\frac{\rho Al}{2}\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}\right| = 0 \rightarrow \omega_1 = \frac{2}{l}\sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (3.50)$$

Rijitlik ve kütle matrisleri ''K'' ve ''M'' terimleri yerine konulacak olursa (3.50) numaralı denklem elde edilir. Açık (explicit) dinamik analizlerde gerilme dalgasının zamana bağlı yayılımı, ses dalgasının malzeme içerisindeki ilerleme hızı ile doğru orantılıdır. Ses dalgasının malzeme içerisindeki yayılım hızı,

$$c = \sqrt{E/\rho} \quad (3.51)$$

(3.51) 'deki gibi olduğu göz önünde bulundurulacak olursa;

$$\omega_1 = 2\,c/l \quad (3.52)$$

(3.52) ‘de gösterildiği gibi elde edilir. Kritik zaman adımı (Ses dalgasının 1 boyutlu bar elemanı boyunca geçmesi için gerekli olan süre);

$$\Delta t_c = 2/\omega_{max} = l/c \tag{3.53}$$

(3.53) ile ifade edilir.

Kafes ve kiriş elemanlar için kritik zaman adımı Δt_c (3.54) ile hesaplanır.

$$\Delta t_c = l/c \quad c = \sqrt{E/\rho} \tag{3.54}$$

Kabuk elemanlar için, l_s kabuk eleman alanının elemanın en uzak iki düğüm noktası arasındaki mesafeye bölümü olarak ifade edilen karakteristik uzunluk olmak üzere kritik zaman adımı Δt_c (3.55) ile ifade edilir.

$$\Delta t_c = l_s/c \quad c = \sqrt{E/\rho(1-v^2)} \tag{3.55}$$

Katı elemanlar için kritik zaman adımı Δt_c ile ifade edilir (3.56)(3.57).

$$\Delta t_c = \forall/A_{max}c \tag{3.56}$$

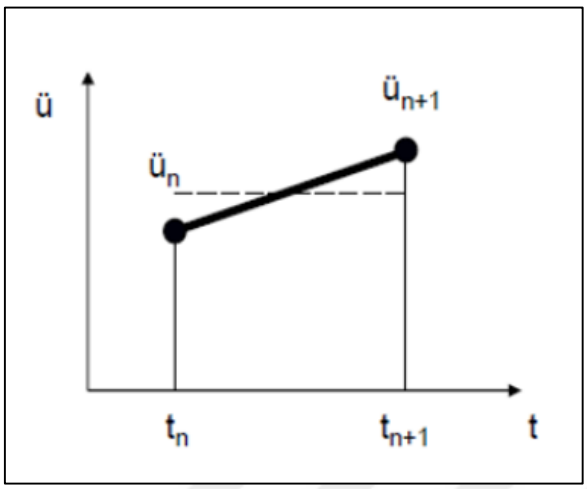
$$c = \sqrt{E(1-v)/\rho(1+v)(1-2v)} \tag{3.57}$$

Δt çözüm zaman adımının çok büyük seçilmesi gerilme dalgasının yeterli adımda eleman üzerinde ilerleyememesi sebebiyle modelin çözümüne sağlıklı olarak ulaşılamaması sonucunu ortaya çıkaracaktır. Δt çözüm zaman adımının çok küçük seçilmesi hesaplama süresinin çok uzamasına neden olacaktır. Tüm sonlu elemanlar modelinin çözümü; kafes, kiriş, kabuk ve katı elemanlar dahil olmak üzere yapı genelinde hesaplanan en düşük kritik zaman adımına göre yapılacağı için sonlu elemanların modelinin oluşturulması aşamasında eş karakteristik uzunluklu elemanlar tercih edilir ve lokal düzgünsüzlüğe sebep olacak elemanlardan kaçınılır.

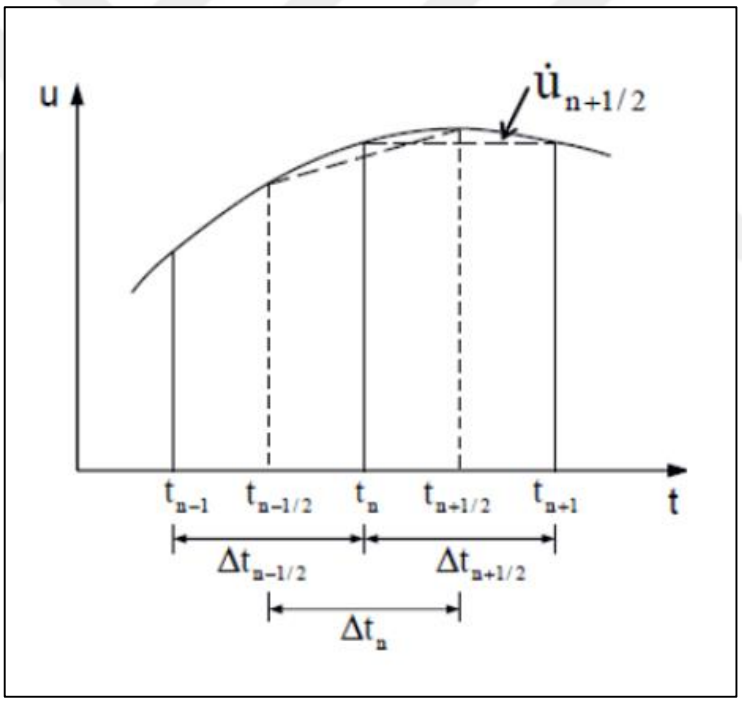
3.1.3 Çok Serbestlik Dereceli Sistemlerin Çözümü İçin Zaman Entegrasyonu

Açık (explicit) zaman entegrasyonu, merkez farklar yöntemiyle adım adım ayrıştırılmış diferansiyel denklemin nümerik çözümü ile gerçekleştirilir. t_n zamanında u_n, $\dot{u}_n$ ve $\ddot{u}_n$ bilinmektedir; t_{n+1} zamanının bilinmesi dolayısıyla u_{n+1} değeri bulunur (Şekil 3.2). Kapalı (implicit) zaman entegrasyonu Şekil 3.2 ‘de gösterildiği gibi ivmedeki değişimi

doğrusal olarak kabul ederken, açık (explicit) zaman entegrasyonu deplasmandaki değişimi doğrusal olarak kabul eder (Şekil 3.3) [36].



Şekil 3.2 Kapalı (implicit) zaman entegrasyonu ivme zaman eğrisi



Şekil 3.3 Açık (explicit) zaman entegrasyonu deplasman zaman eğrisi

Kapalı (implicit) zaman entegrasyonunda hız ve deplasman sırasıyla;

$$\dot{u}_{n+1} = \dot{u}_n + \frac{\Delta t}{2}\ddot{u_n} + \frac{\Delta t}{2}\ddot{u_{n+1}} \tag{3.58}$$

$$u_{n+1} = u_n + \dot{u}_n \Delta t + \frac{\Delta t^2}{3}\ddot{u_n} + \frac{\Delta t^2}{6}\ddot{u_{n+1}} \tag{3.59}$$

(3.58) ve (3.59) denklemleri ile ifade edilir. t+1 anında hareket denklemi (3.60) ile;

$$[M_{n+1}]\ddot{u_{n+1}} + [C_{n+1}]\dot{u_{n+1}} + [K_{n+1}]u_{n+1} = [P_{n+1}] \quad (3.60)$$

t+1 anında deplasman (3.61) ile ifade edildiği gibi olmak üzere;

$$\left(\frac{6}{\Delta t^2}[M_{n+1}] + \frac{3}{\Delta t}[C_{n+1}] + [K_{n+1}]\right)u_{n+1} = [P_{n+1}] + [M_n]\left(\frac{6}{\Delta t^2}u_n + \frac{6}{\Delta t}\dot{u_n} + 2\ddot{u_n}\right) + [C_n]\left(\frac{3}{\Delta t}u_n + 2\dot{u_n} + \frac{\Delta t}{2}\ddot{u_n}\right) \quad (3.61)$$

Doğrusal olmayan problemler için, K_{n+1} terimi (rijitlik matrisi) için eşitlik iterasyonlarının yapılması gerekliliği söz konusudur.

Açık (explicit) zaman entegrasyonunda hız ve ivme sırasıyla;

$$\dot{u_n} = \frac{1}{2\Delta t}(u_{n+1} - u_{n-1}) \quad (3.62)$$

$$\ddot{u_n} = \frac{1}{\Delta t^2}(u_{n+1} - 2u_n + u_{n-1}) \quad (3.63)$$

(3.62) ve (3.63) ile ifade edilir. t anında hareket denklemi (3.64) ile;

$$[M_n]\ddot{u_n} + [C_n]\dot{u_n} + [K_n]u_n = [P_n] \quad (3.64)$$

t+1 anında deplasman (3.65) ile ifade edildiği gibi olmak üzere;

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2}[M_n] + \frac{1}{2\Delta t}[C_n]\right)u_{n+1} = [P_n] - \left([K_n] - \frac{2}{\Delta t^2}[M_n]\right)u_n - \left(\frac{1}{\Delta t^2}[M_n] - \frac{1}{2\Delta t}[C_n]\right)u_{n-1} \quad (3.65)$$

M ve C matrisleri diyagonal ve matrisin tersinin alınması çözüm esnasında gerekmiyorsa kapalı (implicit) zaman entegrasyonuna göre çözüm daha basit ve hızlı olacaktır. Doğrusal olmayan dinamik sonlu elemanlar analizlerinde kapalı (implicit) zaman entegrasyonunda iterasyonlar her zaman adımı için yakınsama sağlanıncaya kadar sürdürülür. Kapalı (implicit) zaman entegrasyonunda rijitlik matrisi simultane denklemlerin çözümü için yenilenir ve tersi alınırken açık (explicit) zaman entegrasyonunda böyle bir işleme gerek olmayacaktır. Zaman adımı başına yapılan hesaplama işlemi süresi kapalı (implicit) zaman entegrasyonunda açık (explicit) zaman entegrasyonuna göre oldukça yüksektir. Kapalı (implicit) zaman entegrasyonunda, açık (explicit) zaman entegrasyonuna göre büyük zaman adımları ile çözüme ulaşılabilir; ancak zaman adımının oldukça büyük seçilmesi ıraksamaya sebep olacaktır. Kapalı

(implicit) zaman entegrasyonu tipik olarak düşük gerinim hızı ile sonuçlanan dinamik analizlerin gerçekleştirilmesi için kullanılırken, açık (explicit) zaman entegrasyonu çarpma, patlama ya da delme gibi yüksek gerinim hızları ile sonuçlanan ve 1 saniyeden kısa süren geometrik doğrusal olmayan davranışın yüksek olduğu dinamik analizlerin gerçekleştirilmesi için kullanılır.

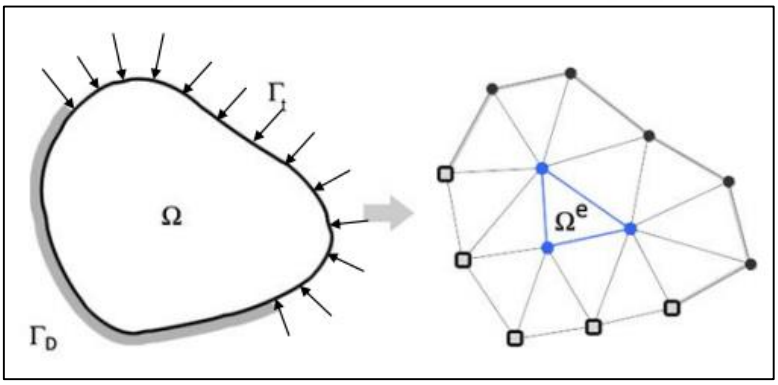
Bası testi gibi yükleme koşulları yaklaşık olarak 10^{-3} /s gerinim hızları ile gerçekleşirken düşme ve çarpma durumları yaklaşık 10^{2} /s gerinim hızlarında, kurşun delme durumu 10^{3} – 10^{4} /s gerinim hızlarında gerçekleşmektedir. Doğrusal olmayan davranışın yüksek olduğu ya da 10^{2} /s 'nin üzerinde gerinim hızları ile sonuçlanması beklenen sonlu elemanlar analizleri genellikle açık (explicit) zaman entegrasyonu ile ele alınır.

3.2 Açık (explicit) Sonlu Elemanlar Analiz Metodu Denklemleri ve Çözüm Algoritması

Virtüel iş prensibine göre;

$$\delta W_{iç} = \delta W_{dış} \tag{3.66}$$

(3.66) 'da gösterildiği gibi olmak üzere;



Şekil 3.4 Virtüel iş prensibi hesabında kullanılan çalışma hacmi ve sınır bölgeleri

$$\int_{\Omega} \delta u^{T} \rho \ddot{u} d\,\Omega + \int_{\Omega} \delta \varepsilon^{T} \sigma d\,\Omega = \int_{\Omega} \delta u^{T} b d\,\Omega + \int_{\Gamma_t} \delta u^{T} \bar{t} d\,\Gamma \tag{3.67}$$

(3.67) 'de verilen ''u'' terimi, ''d_e'' sayısında bilinen sonlu sayıda serbestlik derecesine indirgenecek olursa [36];

Deplasman;

$$u_e(x) = \sum_{i=1}^{n} N_i(x) d_i = N_e(x) d_e \tag{3.68}$$

(3.68) 'de verildiği gibi ifade edilir.

Örnek olarak 1 boyutlu doğrusal elemanlar için deplasman;

$$u(x) = N_1(x)d_1 + N_2(x)d_2 = \left(1 - \frac{x}{L}\right) d_1 + \frac{x}{L} d_2 \tag{3.69}$$

(3.69) 'da verildiği gibi ifade edilir.

3 boyutlu doğrusal elemanlar için gerinim deplasman bağıntısı:

$$\varepsilon_{xx} = \frac{du}{dx} \quad \varepsilon_{yy} = \frac{dv}{dy} \quad \varepsilon_{zz} = \frac{dw}{dz} \tag{3.70}$$

$$\varepsilon_{xy} = \varepsilon_{yx} = \frac{1}{2}\left(\frac{du}{dy} + \frac{dv}{dx}\right) \tag{3.71}$$

$$\varepsilon_{yz} = \varepsilon_{zy} = \frac{1}{2}\left(\frac{dw}{dy} + \frac{dv}{dz}\right) \tag{3.72}$$

$$\varepsilon_{xz} = \varepsilon_{zx} = \frac{1}{2}\left(\frac{du}{dz} + \frac{dw}{dx}\right) \tag{3.73}$$

(3.70), (3.71), (3.72) ve (3.73) 'deki gibi ifade edilir.

$$N_e(x,y,z) = [N_1(x,y,z)\ N_2(x,y,z)\ N_3(x,y,z)\ \dots\ N_n(x,y,z)] \tag{3.74}$$

$$L = \begin{bmatrix} \partial/\partial x & 0 & 0 \\ 0 & \partial/\partial y & 0 \\ 0 & 0 & \partial/\partial z \\ 0 & \partial/\partial z & \partial/\partial y \\ \partial/\partial z & 0 & \partial/\partial x \\ \partial/\partial y & \partial/\partial x & 0 \end{bmatrix} \tag{3.75}$$

$$B = LN_e \tag{3.76}$$

$$\varepsilon_e = LU_e = LN_e d_e = Bd_e \tag{3.77}$$

Örnek olarak 1 boyutlu doğrusal elemanlar için gerinim:

$$\varepsilon_{xx}(x) = \left(-\frac{1}{L}\right) d_1 + \frac{1}{L} d_2 = \frac{d_2 - d_1}{L} \tag{3.78}$$

(3.78) 'de verildiği gibi elde edilir.

Virtüel iş prensibine geri dönülecek olursa sırasıyla iç ve dış kuvvetler;

$$R_n^{iç} = \int_\Omega B^T \sigma_n \, d\Omega \tag{3.79}$$

$$R_n^{dış} = \int_\Omega N^T b_n \, d\Omega + \int_{\Gamma_t} N^T \bar{t_n} \, d\Gamma \tag{3.80}$$

(3.79) ve (3.80) 'de verildiği gibi olmak üzere;

$$M\ddot{u}_n + C\dot{u}_n + R_n^{iç} = R_n^{dış} \tag{3.81}$$

(3.81) elde edilir.

Açık (explicit) zaman entegrasyonu için işlem akış sırası şu şekildedir;

İlk koşullar (3.82) ve (3.83) ile verildiği gibi olmak üzere;

$$\sigma^0 = \sigma(t=0);\ \dot{u}^{\frac{1}{2}} = \dot{u}(t=0); n=0 \tag{3.82}$$

$$\ddot{u}(t=0) = \frac{1}{m_{\ddot{u}}}\left[R_0^{dış} - R_0^{iç} - C\dot{u}(t=0)\right] \tag{3.83}$$

▪ Hız ve deplasmanların yeniden hesaplanması:

Hız (3.84):

$$\dot{u}^{n+\frac{1}{2}} = \dot{u}^{n-\frac{1}{2}} + \Delta t\ddot{u}^n \tag{3.84}$$

Deplasman (3.85):

$$u^{n+1} = u^n + \Delta t\dot{u}^{n+\frac{1}{2}} \tag{3.85}$$

▪ İç düğüm noktası kuvvetlerinin hesaplanması

▪ Tüm elemanlar için 1 ‘den ‘’n’’ eleman sayısı olmak üzere n. elemana kadar hız-gerinim, gerilme hızı, gerilme ve iç kuvvet denklemlerinin tekrar yazılması

$$\dot{\varepsilon}^{\,n+\frac{1}{2}} = B\dot{u}_E^{\,n+\frac{1}{2}} \tag{3.86}$$

$$\dot{\sigma}^{\,n+\frac{1}{2}} = T(\dot{\varepsilon}^{\,n+\frac{1}{2}}) \tag{3.87}$$

$$\sigma^{n+1} = \sigma^n + \Delta t\dot{\sigma}^{n+\frac{1}{2}} \tag{3.88}$$

$$r_{iç}^{n+1} = \int_{\forall} B^T\sigma^{n+1}d\forall \tag{3.89}$$

▪ $r_{iç}^{n+1}$ ‘den $R_{iç}^{n+1}$ ‘e kadar hesaplamaların birleştirilmesi

▪ $R_{dış}^{n+1}$ dış kuvvetlerinin hesaplanması

▪ İvmelerin hesaplanması (3.90)

$$\ddot{u}^{n+1} = \frac{1}{m_{\ddot{u}}}\left[R_{dış}^{n+1} - R_{iç}^{n+1} - C\dot{u}^{n+\frac{1}{2}}\right] \tag{3.90}$$

▪ Ardışık sonraki basamak için çözümün gerçekleştirilmesi

3.3 Açık (explicit) Sonlu Elemanlar Analiz Metodunun Uygulanma Biçimi

3.3.1 Kütle Ölçekleme Yöntemi (Mass Scaling)

Kütle ölçekleme yöntemi, zaman adımının kütle yoğunluğunun karekökü ile doğru orantılı olması prensibine dayanmaktadır. Kütle yoğunluğunun artırılması ya da

elemanlara kütle eklenmesi, eklenen elemanlar için hesaplanan zaman adım büyüklüğünü artıracak dolayısıyla çözüm süresini azaltacaktır. Eğer zaman adımı düşük hesaplanan elemanların sayısı, tüm elemanların sayına göre oldukça düşükse bu elemanlara gerçek şartlarda fizksel olmayan kütle ölçekleme yönteminin uygulanması kabul edilebilir olarak değerlendirilir. Tüm yapının çözüm zaman adımını, zaman adımı en düşük hesaplanan elemanın ya da eleman grubunun belirlediği düşünülecek olursa; bu grup elemanlara kütle ölçekleme yönteminin uygulanması ile çok küçük zaman adımlarından kaçınılabilir ve çözüm süresi kısaltılabilir. Bu durumda önemli olan sonuçların hassasiyeti için ilk analiz aşamasında kütle ölçekleme yapılan ve yapılmayan senaryoların sonuçlarının ve toplam kütlelerinin karşılaştırılmasıdır. Eğer ki sonuçlar ve toplam kütle birbirine oldukça yakınsa uygulanan kütle ölçekleme yöntemi kabul edilebilir olarak değerlendirilir ve sonraki analiz çalışmalarına kütle ölçekleme yöntemiyle devam edilebilir. Herhangi bir yapının sabit bir objeye çarpması durumunun incelendiği açık (explicit) analizlerde genellikle temas bölgesinde kalan elemanların zaman adım büyüklüğünün bası etkisi altında dramatik bir şekilde düştüğü gözlemlenir. Ancak bu elemanlar durağan haldedirler ve hızları sıfıra yakındır. Bu durumda da durağan haldeki bu elemanlara kütle ölçekleme yönteminin uygulanması kabul edilebilir olarak değerlendirilir.

3.3.2 Düşürülmüş Sonlu Eleman İntegrasyonu

(3.89) denklemine göre tüm elemanların entegrasyonu için nümerik entegrasyon kullanılır. Gauss entegrasyonu (3.91) denklemi ile ifade edilir.

$$\int_{-1}^{1} f(x)dx \approx \sum_{i=1}^{n} w_i f(x_i) \tag{3.91}$$

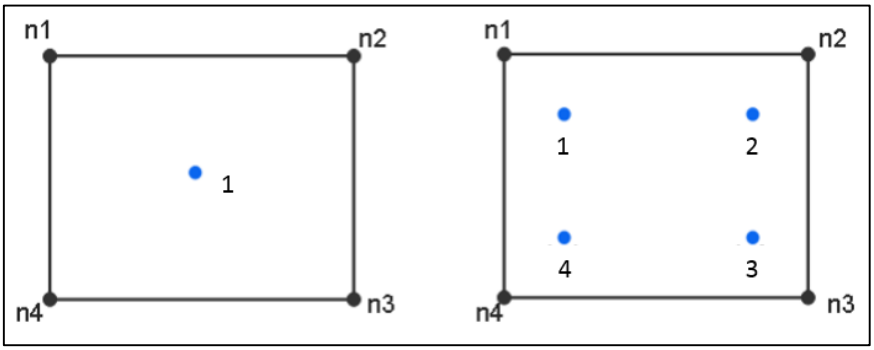
2 entegrasyon noktalı bir kabuk eleman için;

$$n = 2 \rightarrow w_{1,2} = 1 \qquad \int_{-1}^{1} f(x)dx \approx f(x_1) + f(x_2) \tag{3.92}$$

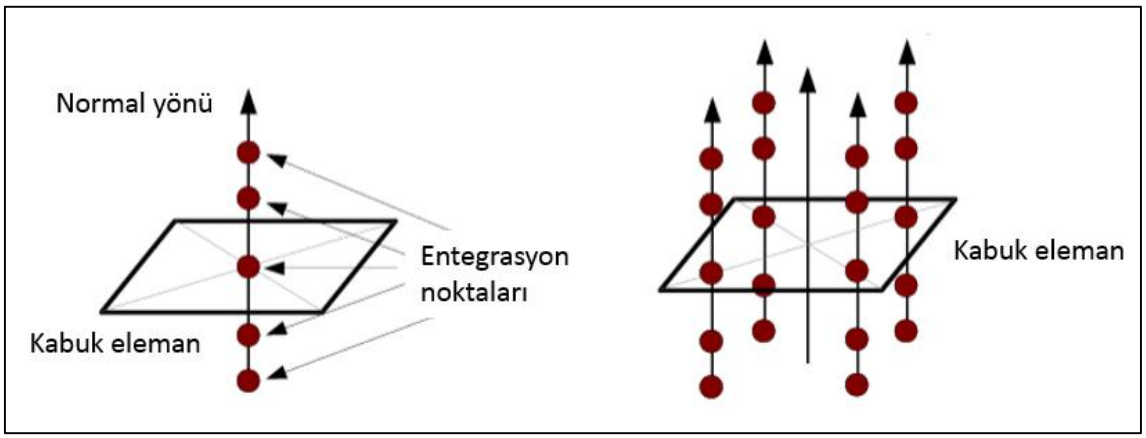
(3.92) denkleminde verildiği gibi ifade edilir.

Düşürülmüş entegrasyonda tüm gerinim bileşenleri için; elemanın merkezinde tek Gauss entegrasyon noktası kullanılırken, tam entegrasyonda kabuk eleman düzleminde dört Gauss entegrasyon noktası kullanılır. Ayrıca düşürülmüş entegrasyonda kabuk elemanlar düzlem içi (in-plane) eğilme yüklerini taşımazlar (Şekil 3.6).

Şekil 3.5 ‘te sırasıyla tek ve dört entegrasyon noktalı kabuk elemanlar için içeriğindeki entegrasyon noktalarının yerleşimi verilmiştir [36].



Şekil 3.5 Tek ve dört entegrasyon noktalı kabuk elemanlar



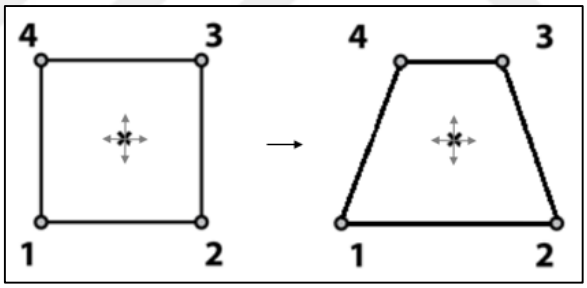
Şekil 3.6 Düzlem dışı (out of plane) entegrasyon noktaları

Düşürülmüş entegrasyon, zaman adımı başına yapılan hesaplama miktarını azaltmaktadır. Kullanılmasının avantajlarından bir diğeri de tam entegrasyon noktası kullanılan kabuk elemanlara göre daha az rijit davranış göstermesidir. Dezavantajının ise istenmeyen sıfır enerji mod değerlerinin ortaya çıkması olduğu söylenebilir.

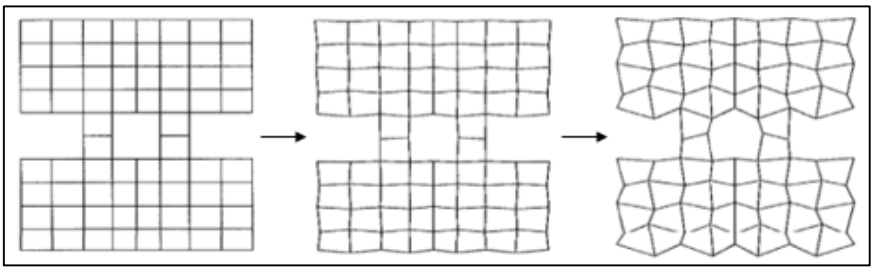
3.3.3 Sonlu Elemanlarda Kum Saati Formunun Oluşması (Hourglassing)

Düşürülmüş integrasyon kuralı; gerinim değerleri elemanın merkezinden hesaplanması sebebiyle eleman deforme olmasına rağmen gerinim oluşmadığı sonucunu ortaya çıkarabilmektedir. Bu duruma kum saati formu alma (hourglassing) denilmektedir (Şekil 3.7)(Şekil 3.8) [36]. Kum saati formu mod değerleri integrasyon noktalarında sıfır gerinim ile sonuçlanan düğüm noktalarının davranışını temsil eder. Eğer deformasyon ile sonuçlanabilecek bir durumda Gauss entegrasyon noktası için gerinim hesaplanmazsa eleman rijitlik matrisi de deformasyon mod davranışına karşı koyacak

rijitliği gösteremeyecektir. Kum saati formunu alan bu mod değerleri fiziki olmayan deformasyonları gösteren yeterince entegrasyon noktası ile modellenmemiş elemanların kullanıldığı durumlarda ortaya çıkmaktadır. Katı elemanların on iki, kabuk elemanların ise beş baskın kum saati formu mod davranışı vardır. Kabuk bir eleman için kartezyen koordinatlarda z yönü düzlem normali ve x,y yönleri de düzlemsel yönler olarak ifade edilecek olursa; x ve y öteleme, x ve y dönme ve düzlem dışı yön bu beş baskın mod davranışıdır. Bu davranışları gözlemlemek için deplasman ölçek faktörünü büyütmek gerekebilir. Tek entegrasyon noktası kullanımı çok hızlı çalışır bu sebeple genellikle kum saati formu mod değerleri tölere edilir ancak mümkün olduğunca düşürülür. Bu durumun oluşumu genellikle kum saati kontrol algoritmalarına uygun olarak bu duruma yatkın elemanlara iç kuvvetler ekleyerek kontrol edilir. Tam entegre katı ve kabuk elemanlarda ya da dört yüzlü ve üçgen elemanlarda bu durum oluşmaz. Noktasal ya da konsantre yüklerin kullanımı bu durumu tetikleyebilir. Eğer görsel olarak bu durum beliriyorsa ya da kum saati formu enerjisi hesaplamalar sonucunda yüksek bulunuyorsa ağ yapısının daha küçük elemanlar ile modellenmesi ya da tam entegre eleman kullanılması bu durumu önleyecektir.



Şekil 3.7 Tek kabuk eleman için kum saati formu oluşumu



Şekil 3.8 Birden fazla bütünleşik kabuk eleman için kum saati formu oluşumu

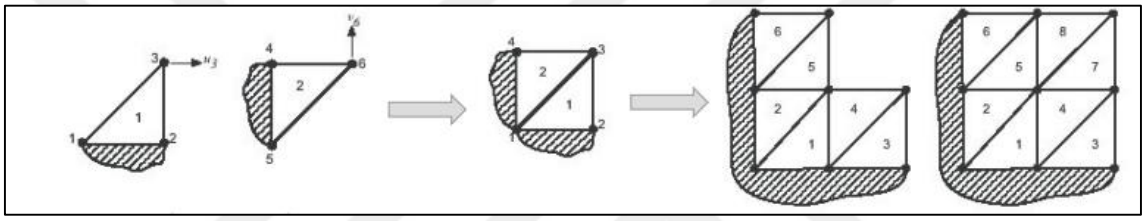
3.3.4 Kilitlenme Durumu

Sonlu elemanların belirli koşullar altında fazla rijit davranışı sonucu oluşmaktadır. İki tip ile ifade edilir. Bunlar hacimsel ve kesme kilitlenmeleridir.

3.3.4.1 Hacimsel Kilitlenme (Volumetric Locking)

Malzemenin plastik davranışı esnasında sıkıştırılamaz davranması ya da düşük mertebeden iki boyutlu üçgen ya da üç boyutlu dörtyüzlü piramit elemanlar kullanılması sebebiyle oluşabilmektedir.

Şekil 3.9 'de iki boyutlu üçgen elemanlar iç kısmında eleman numarası ve çevresinde düğüm noktaları numaraları ile ifade edilmiştir [36].



Şekil 3.9 Hacimsel kilitlenme

$$\varepsilon = vol(\varepsilon) + dev(\varepsilon) \tag{3.93}$$

$$vol(\varepsilon) = \frac{1}{3} tr(\varepsilon) I \tag{3.94}$$

$$dev(\varepsilon) = \varepsilon - vol(\varepsilon) \tag{3.95}$$

$$\sigma_{ij} = 3K\left(\frac{1}{3}\varepsilon_{kk}\delta_{ij}\right) + 2G\left(\varepsilon_{ij} - \frac{1}{3}\varepsilon_{kk}\delta_{ij}\right) \tag{3.96}$$

$$\sigma = 3K\ vol(\varepsilon) + 2G\ dev(\varepsilon) \tag{3.97}$$

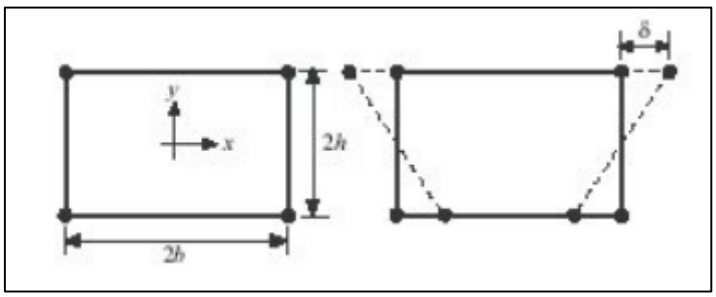
$$K = \frac{E}{3(1-2v)} \tag{3.98}$$

Gerinim, hacimsel (3.94) ve fark (3.95) bileşenlerinden oluşur (3.93). (3.98) 'e göre $v = 0{,}5$ olması durumunda ''K'' değeri sonsuz değerini alacaktır. Bu durumda $u_3 = v_6 = 0$ değerlerini alacaktır ve 3 numaralı düğüm noktasının hareket edemediği ve hacimsel kilitlenmenin (volumetric locking) gerçekleşeceği sonucu ortaya çıkacaktır.

3.3.4.2 Kesme Kilitlenmesi (Shear Locking)

Eğilme sebebiyle ya da büyük en boy oranına sahip tam entegre iki boyutlu dörtgen ya da üç boyutlu altı yüzlü prizmatik elemanlar kullanılması sebebiyle oluşabilmektedir.

Tam eğilme durumunda Şekil 3.10 ‘da gösterildiği gibi tam entegre iki boyutlu bir sonlu eleman için gerinim bileşenleri yazılacak olursa [36];



Şekil 3.10 Kesme kilitlenmesi

$$u = \delta \left(\frac{x}{b}\right)\left(\frac{y}{h}\right) \tag{3.99}$$

$$v = 0$$

olmak üzere,

$$\varepsilon_{xx} = \frac{\partial u}{\partial x} = \frac{\delta y}{bh} \tag{3.100}$$

$$\varepsilon_{yy} = \frac{\partial v}{\partial y} = 0 \tag{3.101}$$

$$\varepsilon_{xy} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x}\right) = \frac{\delta x}{2bh} \tag{3.102}$$

$$\frac{\varepsilon_{xy}}{\varepsilon_{xx}} = \frac{x}{2y} \tag{3.103}$$

Şekil 3.10 ‘a göre h/b oranının 0 ‘a yaklaşması $\varepsilon_{xy}/\varepsilon_{xx}$ değerinin sonsuza gitmesi sonucunu doğuracaktır (3.103). Bu durum eğilme momentinin eğilmeye göre daha büyük kesme gerinimleri tarafından engellenmesine sebebiyet verecek ve kesme kilitlenmesi (shear locking) oluşacaktır.

3.4 Temas Bağlantılarının Modellenmesi

Açık (explicit) sonlu elemanlar analiz yönteminde sonuçların doğruluğu açısından enerji oranının önemi büyüktür. Temas bağlantılarında oluşabilecek enerji kayıplarını, kum saati formu sebebiyle oluşabilecek enerji kayıplarını en aza indirmek ve enerji oranını 1 ‘e yakın elde etmek sonuçlardaki hata payının en aza indirildiğine işaret edecektir.

3.4.1 Enerji Dengesi

Açık (explicit) sonlu elemanlar çözüm yönteminde her zaman adımında enerji dengesinin çözücü tarafından kontrol edilmemesi sebebiyle çözüm sonunda zamana bağlı değişimin incelenmesi gerekmektedir. Sonuç itibariyle enerji oranı değerinin değişiminde çok büyük artış ya da azalış değerleri gözlemlenmemelidir.

E_{kin}: Kinetik enerji

$E_{iç}$: İç enerji

E_{temas}: Sürtünme dahil olmak üzere temas bölgeleri enerjisi

$E_{rijit\ duvar}$: Rijit duvar enerjisi

$E_{sönüm}$: Sönüm enerjisi

$E_{kum\ saati\ formu}$: Kum saati formu enerjisi

E_{kin}^{0}: İlk kinetik enerji

$E_{iç}^{0}$: İlk iç enerji

$W_{dış}$: Dışarıdan modele uygulanan yük neticesinde yapılan iş

Olmak üzere toplam enerji;

$$E_{toplam} = E_{toplam}^{0} + W_{dış} \tag{3.104}$$

(3.104) denklemi ile ifade edilir. Toplam enerji ve ilk toplam enerji bileşenleri ile yazılacak olursa (3.105) denklemi ile ifade edilir.

$$E_{kin} + E_{iç} + E_{temas} + E_{rijit\ duvar} + E_{sönüm} + E_{kum\ saati\ formu} = E_{kin}^{0} + E_{iç}^{0} + W_{dış} \tag{3.105}$$

Eğer (3.104) 'te $\mathrm{E_{toplam}}$, $\mathrm{E_{toplam}^{0} + W_{dış}}$ değerini çözüm süresince büyük oranda aşarsa model nümerik olarak stabil değildir ya da temas yüzeyinde oluşabilecek sürtünme enerjisi veya temas tanımlaması neticesinde oluşan temas enerjisinin sonucu yapay penetrasyon sebebiyle yapay enerji girişi söz konusudur.

Eğer (3.104) 'te $\mathrm{E_{toplam}}$, $\mathrm{E_{toplam}^{0} + W_{dış}}$ değerinin oldukça altında kalıyorsa aşırı kum saati formu enerjisi, komplike temas yüzeyleri ya da rijit duvarlar sebebiyle enerjinin yapay olarak absorbe edildiği sonucu çıkarılır.

Enerji dengesinin sağlanamaması durumunda nümerik çözücü tarafından hata verilecek ve mevcut durum gözlemlenebilecektir.

Açık (explicit) sonlu elemanlar çözümünün neticesinde enerji oranının sabit ve ‘’1’’ mertebesinde olması beklenir. $e_{\text{oranı}}$, enerji oranını ifade etmek üzere;

$$e_{oranı} = \frac{E_{toplam}}{E^0_{toplam}+W_{dış}} \tag{3.106}$$

(3.106) denkleminde verildiği gibi ifade edilir. Enerji dengesizliğinin sebebi çoğunlukla temas bölgesi enerjileridir. Sürtünmenin olmadığı durumlarda pozitif yönlü az miktarda temas enerjisinin ortaya çıkması beklenir. Sürtünmeli temas tanımlamalarında pozitif yönlü temas enerjisi beklenir. Negatif yönlü temas enerjisi sorun teşkil eder ve zaman adımı düşürerek ya da temas parametreleri uygun hale getirilerek sorun ortadan kaldırılmalıdır.

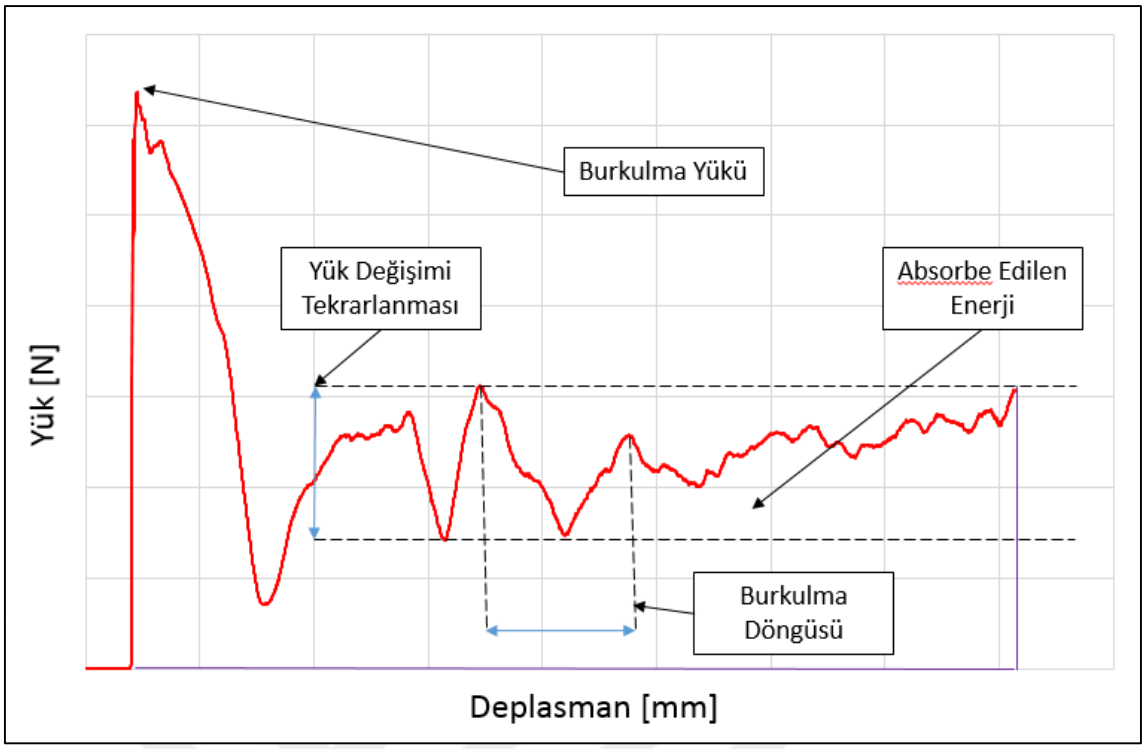
BÖLÜM 4

YAPISAL BURKULMA DAVRANIŞI

Yapısal burkulma davranışı, çatallanma noktası kavramı ve kritik yük durumu stabilite bölgeleri ile beraber takip eden alt başlıklarda sırasıyla ifade edilmiştir.

4.1 Burkulma

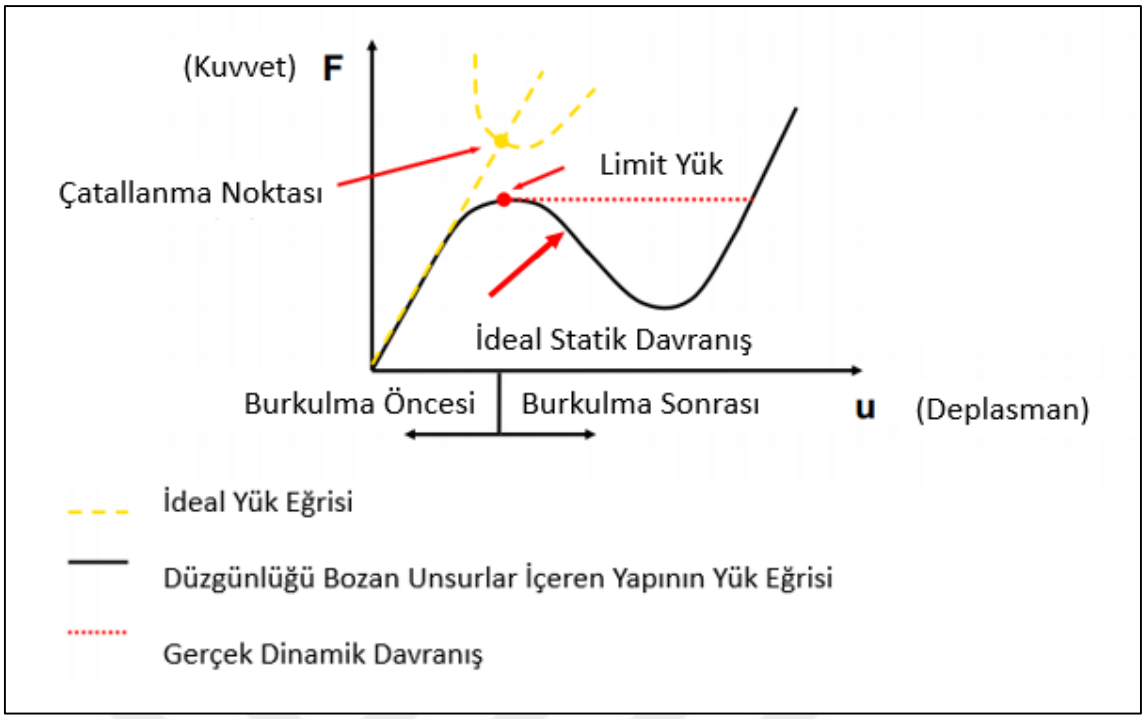
Birçok yapıda yapısal stabilite durumunun incelenmesi gerekmektedir. İnce kolon biçimli yapılar, bası yönlü yük taşıyan mukavim bağlantı elemanları ve vakum tankları stabilitenin önem taşıdığı yapılardır. Stabil olmama durumu tüm yapıya ilişkin olabilir veya akma gibi yük ya da mesnet bölgesinde burkulma gibi bölgesel olabilir. Stabilitenin bozulması durumunda bir başka söylemle burkulma durumunda bası yönlü yük zamana bağlı herhangi bir değişkenlik göstermemesine rağmen yapının yük uygulandığı yerinin yanal deplasmanı büyük bir değişkenlik göstermektedir. Bu durum pekala zamana bağlı değişken yük etkisi altında da gözlemlenebilmektedir. Burkulma durumunda yükün deplasmana göre değişimi Şekil 4.1 ‘de verilmiştir.



Şekil 4.1 Burkulma durumu yük deplasman grafiği

4.2 Çatallanma Noktası (Bifurcation Point)

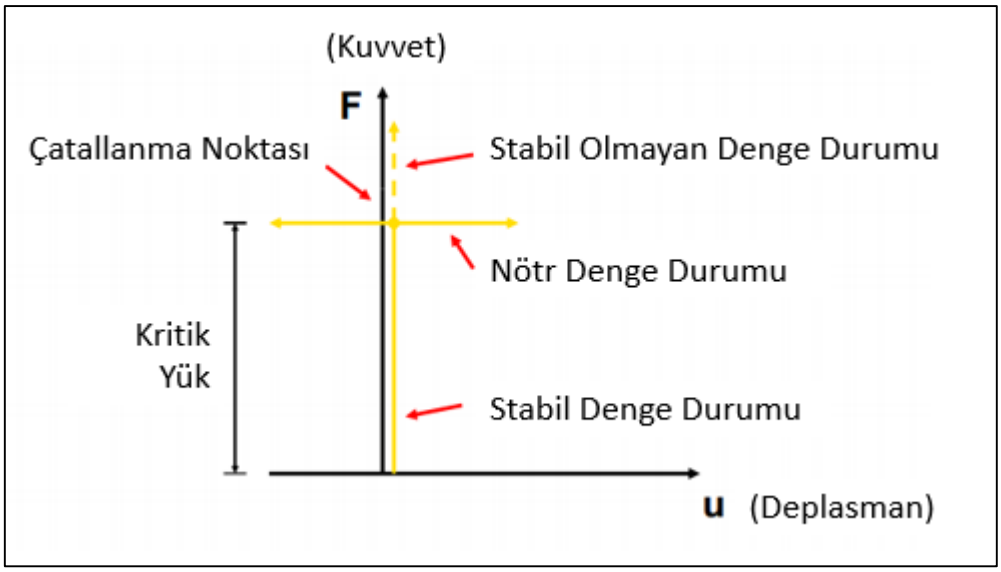
Çatallanma noktası, yük tarihçesinde iki çözüm yolunun olduğu durumu ifade eder. İdeal olarak kurgulanmış ve zemine ankastre sabitlenmiş bir kiriş yapı örneği düşünülecek olursa, yapı kritik burkulma yükü altında yanal olarak herhangi bir yöne deplase olabilir. Gerçek yapılarda geometrik düzgünlüğü bozan unsurlar ya da yanal deplasman yönündeki çok küçük yükler burkulma yük yönünü tayin eder. Şekil 4.2 'de burkulma öncesi ve sonrası için çatallanma noktası ile beraber yükün deplasmana bağlı değişim grafiği verilmiştir [35].



Şekil 4.2 Çatallanma noktası

4.3 Kritik Yük ve Stabilite

Eğer uygulanan yük, kritik burkulma yükünden küçük ise yapı stabil denge durumundadır. Kritik yükün üzerinde uygulanan yük durumlarında yapı stabil değildir ve herhangi en küçük yanal yük dahi yapının burkulmasına sebebiyet verebilir. Kritik yüke eşit uygulanan yükleme durumunda yapı nötr denge durumundadır. Gerçek yapılarda kritik yüke nadiren ulaşılabilir; çünkü düzgünlüğü bozacak unsurlar ve malzeme nonlineer davranışı yapının kritik yükünden daha küçük yükler ile stabil olmayan duruma ulaşabilmesine neden olmaktadır. Şekil 4.3 'te stabilite durumu bölgeleri verilmiştir [35].



Şekil 4.3 Kuvvet deplasman eğrisinde stabilite durumu bölgeleri

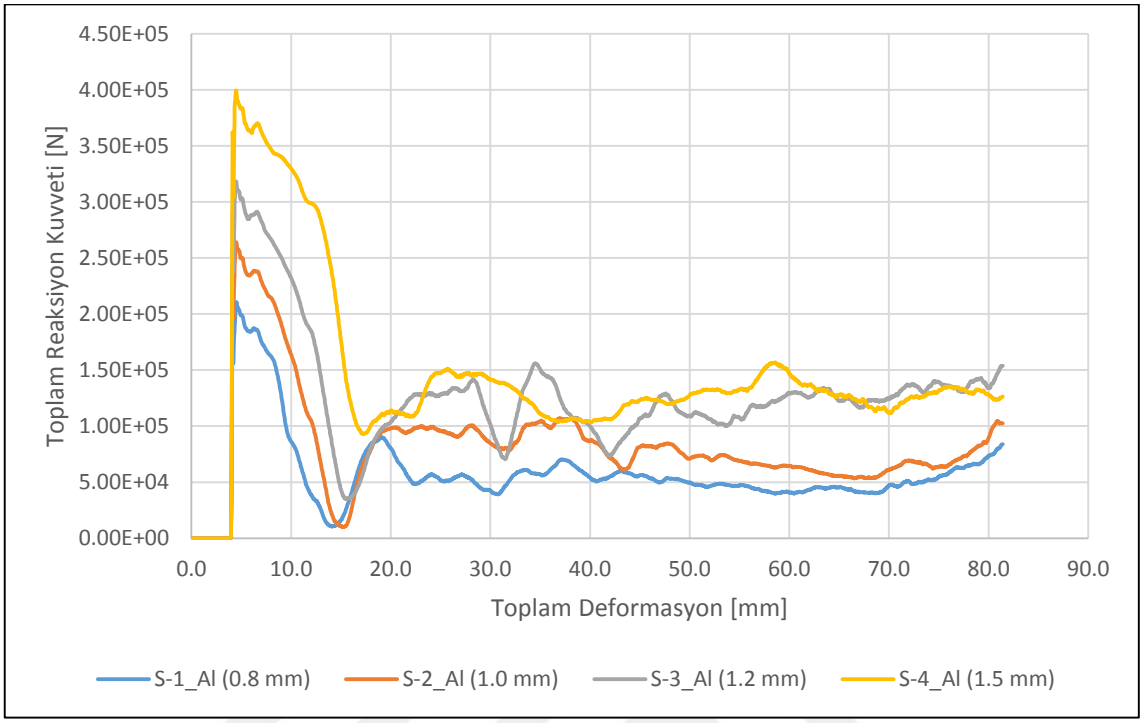
BÖLÜM 5

ÇARPIŞMA ANALİZLERİ SONUÇLARI

5.1 Et Kalınlığına Bağlı İlk Durum Analizlerinin Sonuçları

Birincil ve ikincil en büyük reaksiyon kuvvetlerinin toplam deformasyona göre değişimi grafik olarak, özgül absorbe edilen enerji miktarı ise her senaryo için ayrı ayrı çarpışma kutusu kütlesi ve dinamik analiz zaman sonunda elde edilen nihai absorbe edilen enerji değerleri kullanarak hesaplanmış ve tablo halinde ilgili kıyaslanan senaryolar için verilmiştir. İlk aşamada S-1_Al, S-2_Al, S-3_Al ve S-4_Al modelleri söz edilen ilk hız ve sınır koşulları altında analiz edilmiş olup toplam reaksiyon kuvvetine karşılık toplam deformasyon sonuçları incelenmiştir. Birincil reaksiyon kuvvetleri kıyaslandığında yapı et kalınlığı azaldıkça reaksiyon kuvvetinin azaldığı yönünde sonuçlar ortaya çıkmıştır. Buna göre S-2_Al, S-3_Al ve S-4_Al modellerine kıyasla 0,8 mm et kalınlıklı S-1_Al modelinin istenen yönde sonuçlar verdiği söylenebilir. özgül absorbe edilen enerji miktarının S-4_Al sonuçlarında S-1_Al sonuçlarına göre %102,8 artış gösterdiği görülse de bu durumda ilk en büyük reaksiyon kuvveti değerinin 399 kN, S-1-Al modelinde ise 211 kN olduğu görülmektedir. Nihai amacın birincil reaksiyon kuvvetini mümkün olduğu kadar düşürüp özgül absorbe edilen enerjiyi mümkün olduğu kadar artırmak olduğu düşünülecek olursa, bu durumda S-1_Al modeli baz alınarak, farklı boyutlarda tasarım revizyonları içeren senaryoların oluşturulması yerinde olacaktır. Şekil 5.1 ‘de ilk dört senaryo için deplasmana bağlı reaksiyon kuvvetlerinin değişimi; Çizelge 5.1 ‘de ise ilk dört senaryo için sırasıyla absorbe edilen enerji miktarı, ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ikinci en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ilgili senaryonun çarpışma

kutusu modelinin kütlesi, özgül absorbe edilen enerji miktarı ve bu değerin yüzdesel olarak artış miktarı verilmiştir.



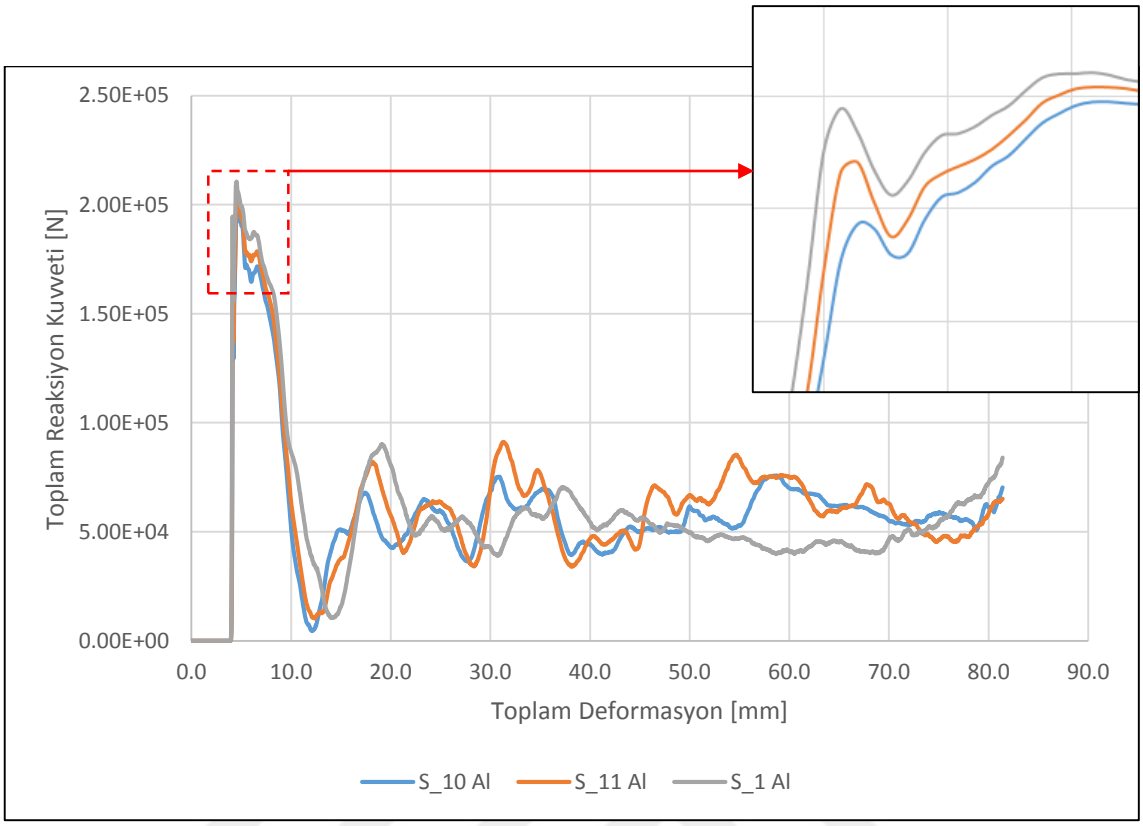
Şekil 5.1 S-1_Al, S-2_Al, S-3_Al ve S-4_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları

Çizelge 5.1 S-1_Al, S-2_Al, S-3_Al ve S-4_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları

Senaryo	Absorbe Edilen Enerji [kJ]	İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti (P.C.F) [kN]	İkinci En Büyük Reaksiyon Kuvveti (S.C.F) [kN]	Çarpışma Kutusu Kütlesi [kg]	Özgül Absorbe Edilen Enerji (S.E.A) [kJ/kg]	S.E.A Değerinin Yüzde Artış Miktarı [%]
S-1_Al	4,857	211	186	0,520	9,341	0,0
S-2_Al	6,824	264	238	0,540	12,637	35,3
S-3_Al	9,605	318	291	0,560	17,152	83,6
S-4_Al	11,368	399	370	0,600	18,947	102,8

5.2 Kesitler Arası Açıya Bağlı Analizlerin Sonuçları

Sonrasında, S-1_Al modeli kullanılarak ilk hız etkisiyle ilk burkulan bölge (+Z tarafı) kesit boyutları düşürülerek çarpışma kutusu eğim açısının en büyük birincil reaksiyon kuvveti ve özgül absorbe edilen enerjiye etkisi irdelenmiştir. Buna göre +Z tarafı kesit boyutları hem yükseklik hem genişlik olarak daha düşük büyüklüklerde olan bir başka söylem ile daha büyük açılar ile tasarlanan S-10_Al modelinin en büyük birincil reaksiyon kuvveti değerinin S-1_Al modeline göre 211 kN 'dan 198 kN 'a düştüğü ve özgül absorbe edilen enerji büyüklüğünün ise %5 arttığı görülmüştür. Buna göre S-10_Al modeli baz alınarak çalışmalar sürdürülmüştür. Şekil 5.2 'de S_10_Al, S_11_Al ve S-1_Al senaryoları için deplasmana bağlı reaksiyon kuvvetlerinin değişimi; Çizelge 5.2 'de S_10_Al, S_11_Al ve S-1_Al senaryoları için sırasıyla absorbe edilen enerji miktarı, ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ikinci en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ilgili senaryonun çarpışma kutusu modelinin kütlesi, özgül absorbe edilen enerji miktarı ve bu değerin yüzdesel olarak artış miktarı verilmiştir.



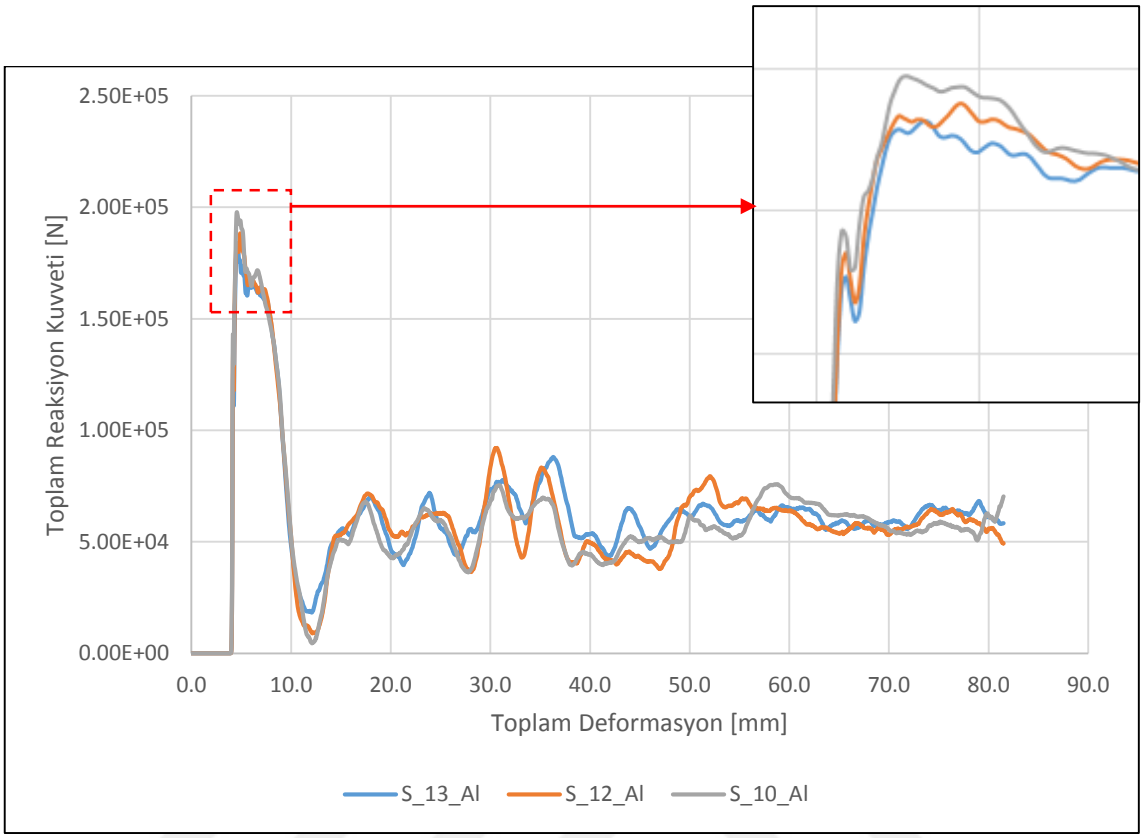
Şekil 5.2 S-10_Al, S-11_Al ve S-1_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları

Çizelge 5.2 S-10_Al, S-11_Al ve S-1_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları

Senaryo	Absorbe Edilen Enerji [kJ]	İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti (P.C.F) [kN]	İkinci En Büyük Reaksiyon Kuvveti (S.C.F) [kN]	Çarpışma Kutusu Kütlesi [kg]	Özgül Absorbe Edilen Enerji (S.E.A) [kJ/kg]	S.E.A Değerinin Yüzde Artış Miktarı [%]
S-1_Al	4,857	211	186	0,520	9,341	0,0
S-11_Al	5,204	204	179	0,520	10,009	7,1
S-10_Al	5,001	198	172	0,510	9,806	5,0

5.3 Ondüla Büyüklüğüne Bağlı Analizlerin Sonuçları

Sonrasında ondüla büyüklüğünün en büyük birincil reaksiyon kuvveti ve özgül absorbe edilen enerjiye etkisi irdelenmiştir. S-13_Al modeli için elde edilen en büyük birincil reaksiyon kuvveti 182 kN mertebelerindeyken S-10_Al modeli için bu değer 198 kN mertebelerindedir. Ayrıca hesaplanan özgül absorbe edilen enerji değeri S-13_Al modelinde S-10_Al modeline göre %7 artış göstermiştir. Bu 3 senaryo göz önüne alınınca ondüla boyutlarının artırılmasının en büyük birincil reaksiyon kuvveti değerini düşürürken, özgül absorbe edilen enerji değerini artırdığı sonucuna ulaşılmıştır. Şekil 5.3 'te S_13_Al, S_12_Al ve S-10_Al senaryoları için deplasmana bağlı reaksiyon kuvvetlerinin değişimi; Çizelge 5.3 'te S_13_Al, S_12_Al ve S-10_Al senaryoları için sırasıyla absorbe edilen enerji miktarı, ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ikinci en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ilgili senaryonun çarpışma kutusu modelinin kütlesi, özgül absorbe edilen enerji miktarı ve bu değerin yüzdesel olarak artış miktarı verilmiştir.



Şekil 5.3 S-13_Al, S-12_Al ve S-10_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları

Çizelge 5.3 S-13_Al, S-12_Al ve S-10_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları

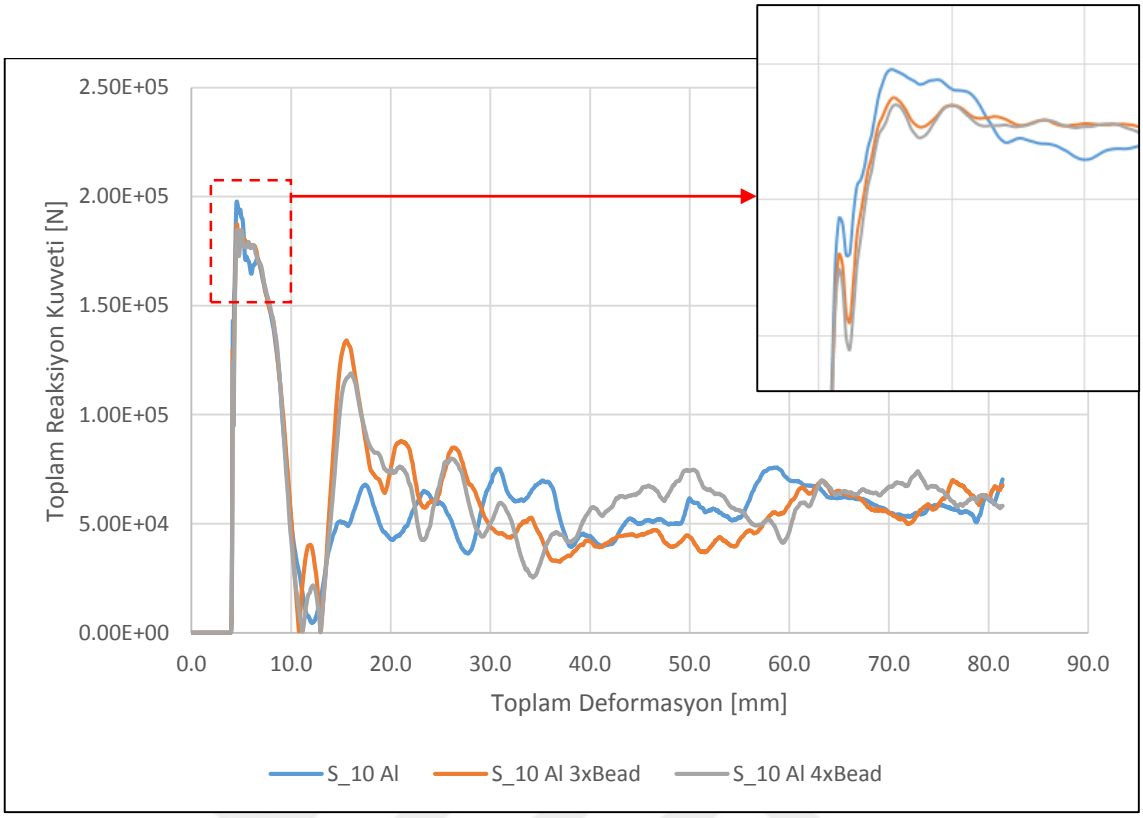
Senaryo	Absorbe Edilen Enerji [kJ]	İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti (P.C.F) [kN]	İkinci En Büyük Reaksiyon Kuvveti (S.C.F) [kN]	Çarpışma Kutusu Kütlesi [kg]	Özgül Absorbe Edilen Enerji (S.E.A) [kJ/kg]	S.E.A Değerinin Yüzde Artış Miktarı [%]
S-10_Al	5,001	198	172	0,510	9,806	5,0
S-12_Al	5,087	188	170	0,510	9,974	6,8
S-13_Al	5,096	182	174	0,510	9,993	7,0

5.4 Ondüla Sayısına Bağlı Analizlerin Sonuçları

Sırasıyla S-10_Al, S-12_Al ve S-13_Al senaryoları için ondüla sayılarına bağlı olarak analizlerin sonuçları takip eden alt başlıklarda verilmiştir.

5.4.1 S-10_Al senaryosu için ondüla sayısına bağlı analizlerin sonuçları

Sonrasında ondüla sayısının en büyük birincil reaksiyon kuvveti ve özgül absorbe edilen enerjiye etkisi sırasıyla S-10_Al, S-12_Al ve S-13_Al modelleri için irdelenmiştir. S-10_Al senaryosu için ondüla sayısının 2 ‘den 3 ‘e vve sonrasında 4 ‘e çıkarılması en büyük birincil reaksiyon kuvvetini 198 kN ‘dan sırasıyla 187 kN ‘a ve 185 kN ‘a düşürmüştür. Özgül absorbe edilen enerji değerini ise sırasıyla ilk S-1_Al senaryosuna göre %5 mertebesinden %3,1 mertebesine düşürmüş ve %9,7 mertebesine çıkarmıştır. Buna göre bu 3 senaryo göz önüne alınınca ondüla sayısının 2 ‘den 4 ‘e çıkarılmasının en büyük birincil reaksiyon kuvveti değerini düşürürken, özgül absorbe edilen enerji değerini artırdığı sonucuna ulaşılmıştır. Şekil 5.4 ‘te S_10_Al, S_10_Al_3xBead ve S-10_Al_4xBead senaryoları için deplasmana bağlı reaksiyon kuvvetlerinin değişimi; Çizelge 5.4 ‘te S_10_Al, S_10_Al_3xBead ve S-10_Al_4xBead senaryoları için sırasıyla absorbe edilen enerji miktarı, ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ikinci en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ilgili senaryonun çarpışma kutusu modelinin kütlesi, özgül absorbe edilen enerji miktarı ve bu değerin yüzdesel olarak artış miktarı verilmiştir.



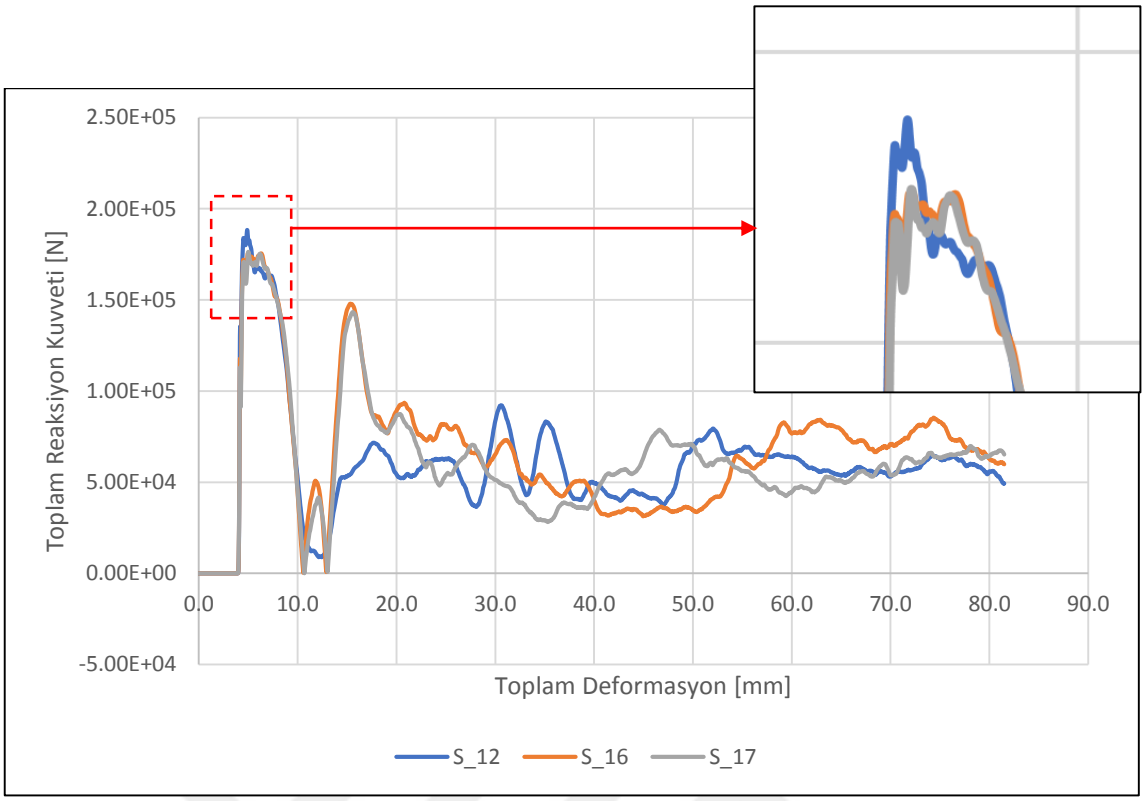
Şekil 5.4 S-10_Al, S-10_Al_3xBead ve S-10_Al_4xBead için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları

Çizelge 5.4 S-10_Al, S-10_Al_3xBead ve S-10_Al_4xBead için özgül absorbe edilen enerji sonuçları

Senaryo	Absorbe Edilen Enerji [kJ]	İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti (P.C.F) [kN]	İkinci En Büyük Reaksiyon Kuvveti (S.C.F) [kN]	Çarpışma Kutusu Kütlesi [kg]	Özgül Absorbe Edilen Enerji (S.E.A) [kJ/kg]	S.E.A Değerinin Yüzde Artış Miktarı [%]
S-10_Al	5,001	198	169	0,510	9,806	5,0
S-10_Al_3xBead	4,912	187	184	0,510	9,631	3,1
S-10_Al_4xBead	5,224	185	184	0,510	10,244	9,7

5.4.2 S-12_Al senaryosu için ondüla sayısına bağlı analizlerin sonuçları

S-12_Al senaryosu için ondüla sayısının 2 ‘den 3 ‘e ve sonrasında 4 ‘e çıkarılması en büyük birincil reaksiyon kuvvetini sırasıyla 188 kN ‘dan 176 kN ‘a ve 176 kN ‘a düşürmüştür. Özgül absorbe edilen enerji değerini ise sırasıyla ilk S-1_Al senaryosuna göre %6,8 mertebesinden %12,2 mertebesine yükselmiş ve %5,4 mertebesine düşmüştür. Buna göre bu 3 senaryo göz önüne alınınca ondüla sayısının 2 ‘den 4 ‘e çıkarılmasının en büyük birincil reaksiyon kuvveti değerini düşürürken, özgül absorbe edilen enerji değerini ondüla sayısı 2 ‘den 3 ‘e artırdığı 3 ’ten 4 ‘e düşürdüğü sonucuna ulaşılmıştır. Şekil 5.5 ‘te S_12_Al, S_16_Al ve S-17_Al senaryoları için deplasmana bağlı reaksiyon kuvvetlerinin değişimi; Çizelge 5.5 ‘te S_12_Al, S_16_Al ve S-17_Al senaryoları için sırasıyla absorbe edilen enerji miktarı, ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ikinci en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ilgili senaryonun çarpışma kutusu modelinin kütlesi, özgül absorbe edilen enerji miktarı ve bu değerin yüzdesel olarak artış miktarı verilmiştir.



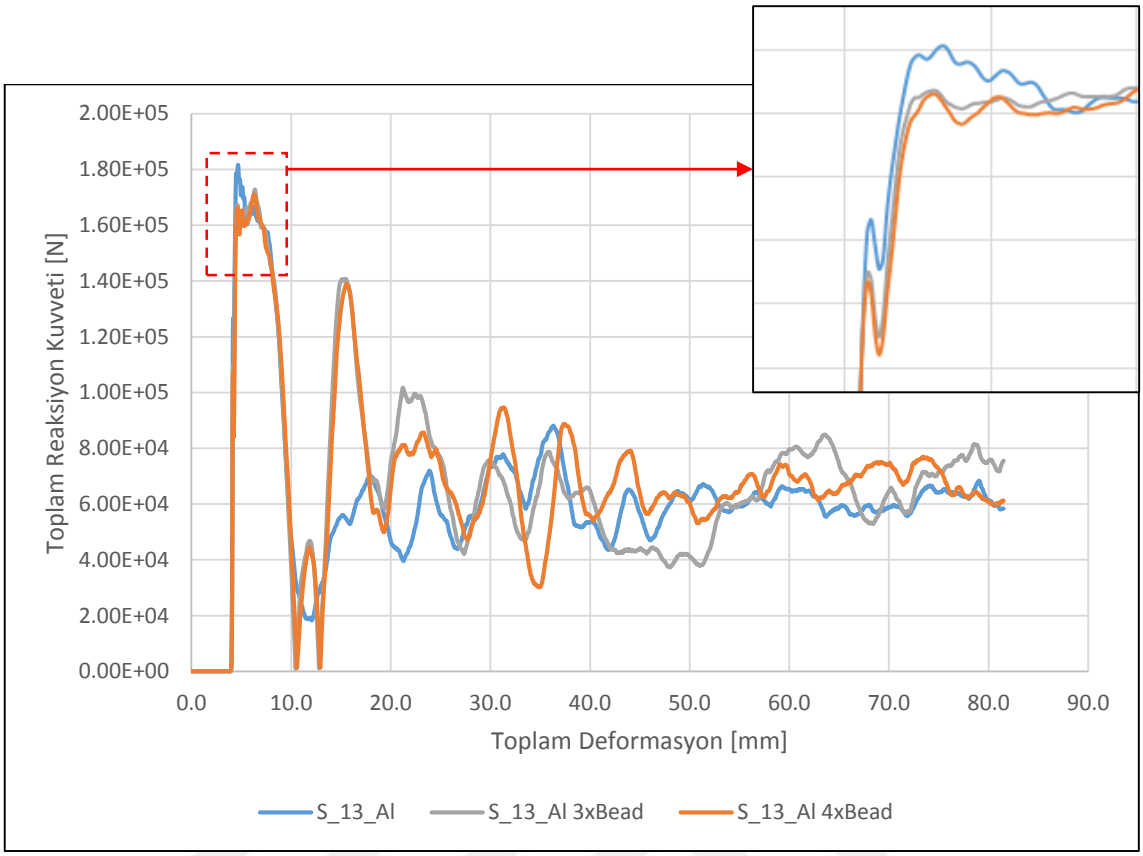
Şekil 5.5 S-12_Al, S-16_Al ve S-17_Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları

Çizelge 5.5 S-12_Al, S-16_Al ve S-17_Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları

Senaryo	Absorbe Edilen Enerji [kJ]	İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti (P.C.F) [kN]	İkinci En Büyük Reaksiyon Kuvveti (S.C.F) [kN]	Çarpışma Kutusu Kütlesi [kg]	Özgül Absorbe Edilen Enerji (S.E.A) [kJ/kg]	S.E.A Değerinin Yüzde Artış Miktarı [%]
S-12_Al	5,087	188	168	0,510	9,974	6,8
S-16_Al	5,343	176	174	0,510	10,477	12,2
S-17_Al	5,020	176	173	0,510	9,844	5,4

5.4.3 S-13_Al senaryosu için ondüla sayısına bağlı analizlerin sonuçları

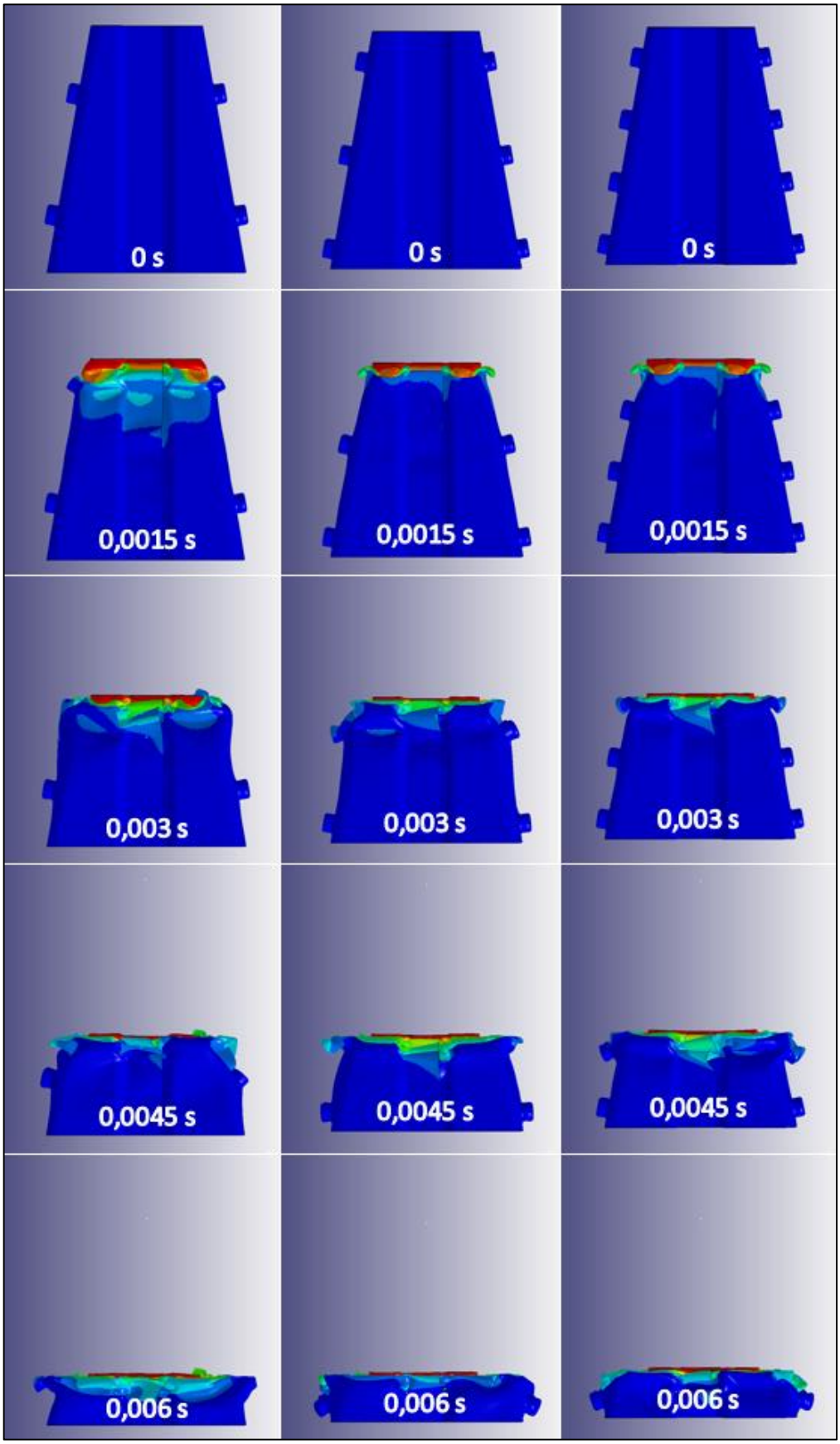
S-13_Al senaryosu için ondüla sayısının 2 ‘den 3 ‘e ve sonrasında 4 ‘e çıkarılması en büyük birincil reaksiyon kuvvetini sırasıyla 182 kN ‘dan 173 kN ‘a ve 171 kN ‘a düşürmüştür. Özgül absorbe edilen enerji değerini ise sırasıyla ilk S-1_Al senaryosuna göre %7 mertebesinden sırasıyla %11,1 mertebesine yükseltmiş ve %13,5 mertebesine yükseltmiştir. Buna göre bu 3 senaryo göz önüne alınınca ondüla sayısının 2 ‘den 4 ‘e çıkarılmasının en büyük birincil reaksiyon kuvveti değerini düşürürken, özgül absorbe edilen enerji değerini artırdığı sonucuna ulaşılmıştır. Şekil 5.6 ‘da S_13_Al, S_13_Al_3xBead ve S-13_Al_4xBead senaryoları için deplasmana bağlı reaksiyon kuvvetlerinin değişimi; Çizelge 5.6 ‘da S_13_Al, S_13_Al_3xBead ve S-13_Al_4xBead senaryoları için sırasıyla absorbe edilen enerji miktarı, ilk en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ikinci en büyük reaksiyon kuvveti değeri, ilgili senaryonun çarpışma kutusu modelinin kütlesi, özgül absorbe edilen enerji miktarı ve bu değerin yüzdesel olarak artış miktarı verilmiştir. S-13_Al senaryosu göz önünde bulundurulduğunda, en fazla toplam deplasman 2,3 ve 4 ondülalı modeller için sırasıyla 80.7 mm, 85.3 mm ve 79.9 mm olarak hesaplanmış olup; Şekil 5.7 ‘de zamana bağlı olarak görseller ile sunulmuştur. Ayrıca Şekil 5.8 ‘de S-13_Al senaryosu için izometrik olarak 0,006. saniyede toplam deplasman sonuçlarına yer verilmiştir.



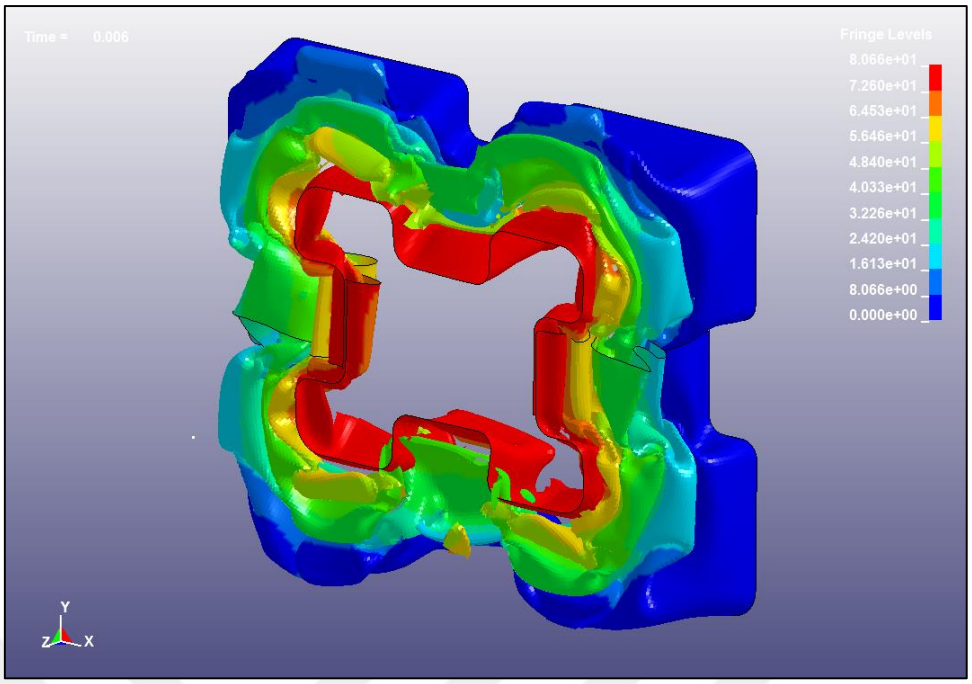
Şekil 5.6 S-13-Al, S-13_Al_3xBead, S-13_Al_4xBead Al için toplam reaksiyon kuvveti sonuçları

Çizelge 5.6 S-13-Al, S-13_Al_3xBead, S-13_Al_4xBead Al için özgül absorbe edilen enerji sonuçları

Senaryo	Absorbe Edilen Enerji [kJ]	İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti (P.C.F) [kN]	İkinci En Büyük Reaksiyon Kuvveti (S.C.F) [kN]	Çarpışma Kutusu Kütlesi [kg]	Özgül Absorbe Edilen Enerji (S.E.A) [kJ/kg]	S.E.A Değerinin Yüzde Artış Miktarı [%]
S-13_Al	5,096	182	165	0,510	9,993	7,0
S-13_Al_3xBead	5,395	173	164	0,520	10,376	11,1
S-13_Al_4xBead	5,511	171	165	0,520	10,598	13,5



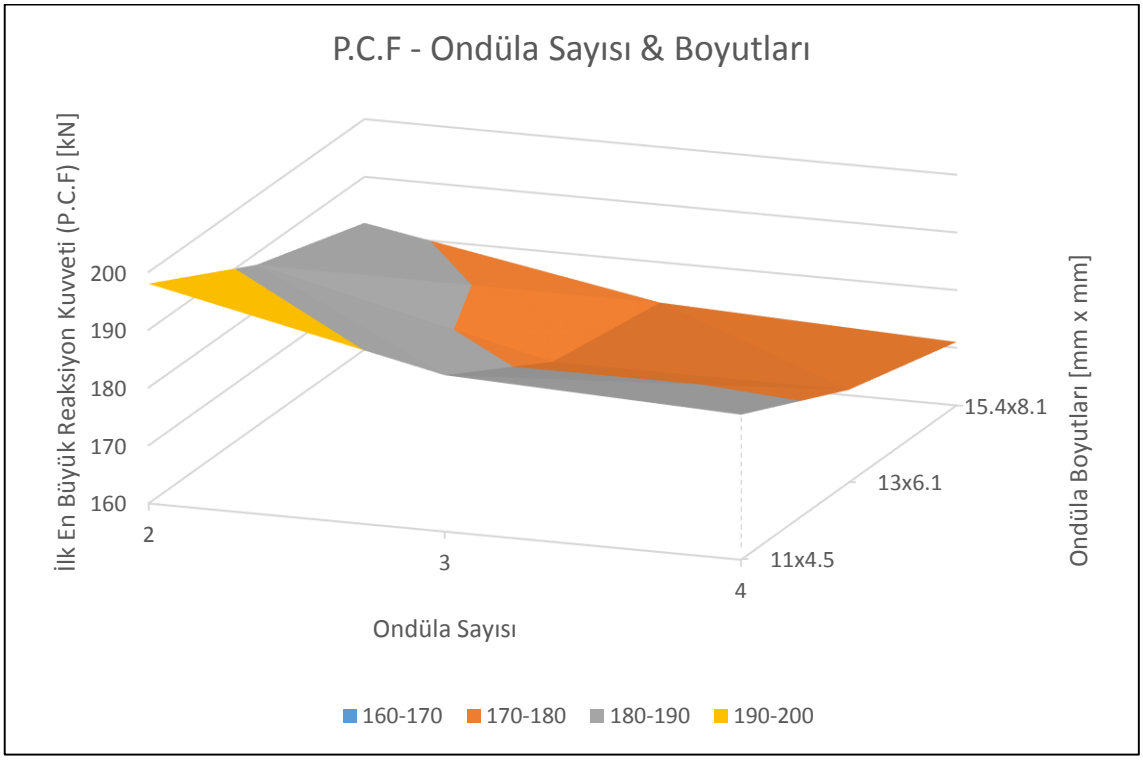
Şekil 5.7 S-13-Al, S-13_Al_3xBead, S-13_Al_4xBead Al için toplam deplasman sonuçları



Şekil 5.8 S-13-Al için toplam deplasman sonuçları

5.5 İlk En Büyük Reaksiyon Kuvveti İçin Cevap Yüzeyi Sonuçları

Şekil 5.9 ve Çizelge 5.7 'de ilk en büyük reaksiyon kuvveti sonuçlarına yer verilmiştir. Buna göre en küçük reaksiyon kuvveti 4x2x2 ondülalı ve 15,4 mm x 8,1 mm ondüla boyutlarındaki S-13_Al_4xBead senaryosunda 171 kN olarak hesaplanmıştır.



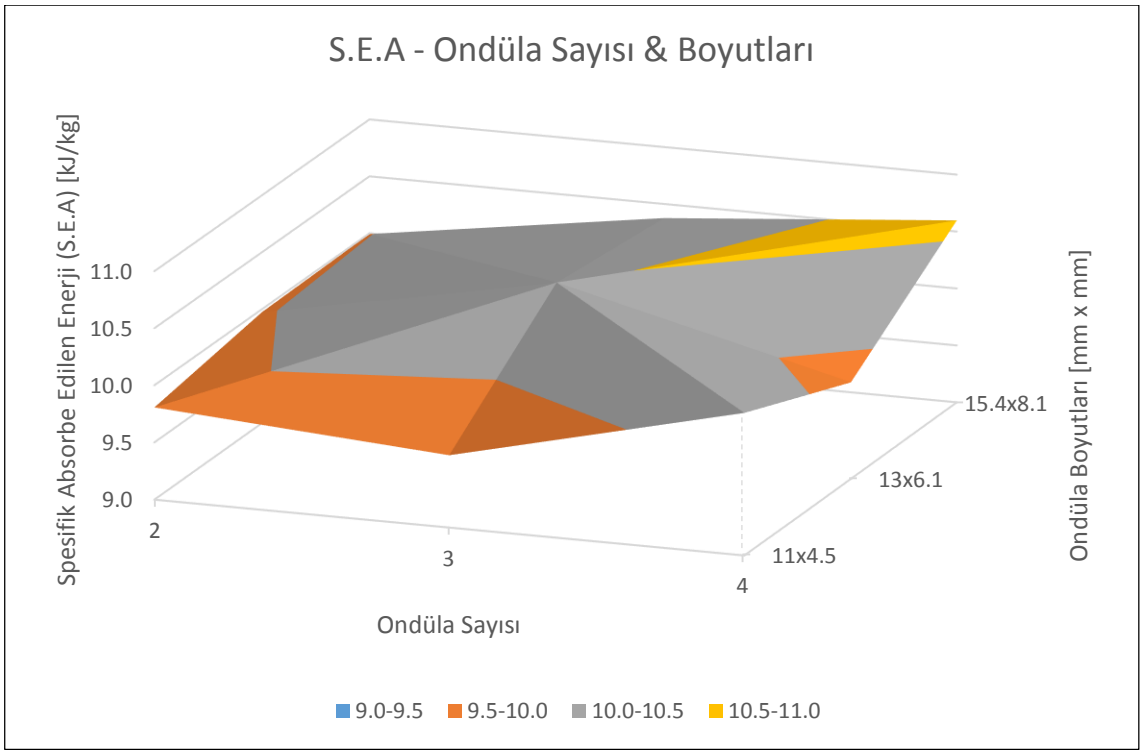
Şekil 5.9 İlk en büyük reaksiyon kuvveti sonuçları için ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak cevap yüzeyi sonucu

Çizelge 5.7 Ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak ilk en büyük reaksiyon kuvveti değerleri

		Ondüla Sayısı		
	P.C.F [kN]	2	3	4
Ondüla Boyutları [mm x mm]	11x4,5	198	187	185
	13x6,1	188	176	176
	15,4x8,1	182	173	171

5.6 Özgül Absorbe Edilen Enerji Miktarı İçin Cevap Yüzeyi Sonuçları

Şekil 5.10 ve Çizelge 5.8 'de özgül absorbe edilen enerji sonuçlarına yer verilmiştir. Buna göre en çok özgül absorbe edilen enerji 4x2x2 ondülalı ve 15,4 mm x 8,1 mm ondüla boyutlarındaki S-13_Al_4xBead senaryosunda 10,598 kJ/kg olarak hesaplanmıştır.



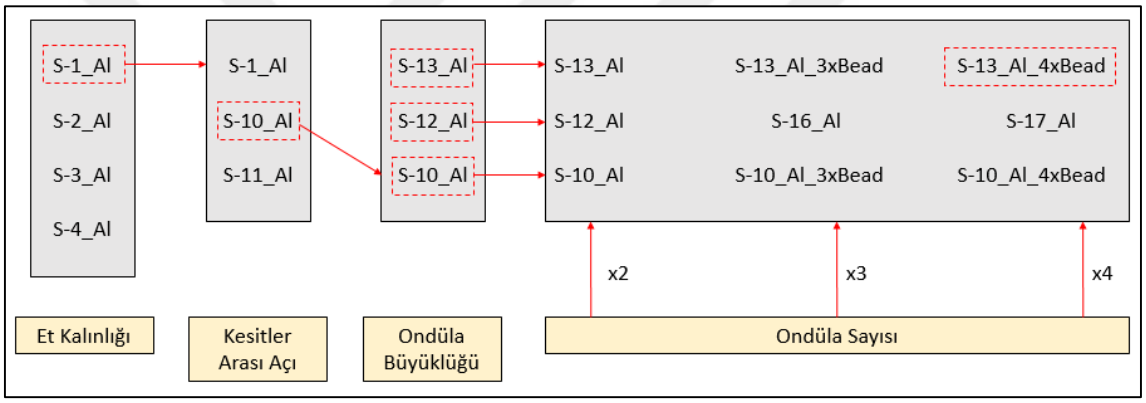
Şekil 5.10 Özgül absorbe edilen enerji sonuçları için ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak cevap yüzeyi sonucu

Çizelge 5.8 Ondüla sayısı ve ondüla boyutlarına bağlı olarak özgül absorbe edilen enerji değerleri

		Ondüla Sayısı		
	S.E.A [kJ/kg]	2	3	4
Ondüla Boyutları [mm x mm]	11x4,5	9,806	9,631	10,244
	13x6,1	9,974	10,477	9,844
	15,4x8,1	9,993	10,376	10,598

5.7 Senaryo Çalışma Sıralaması ve Matrisinin Şeması

Şekil 5.11 'de senaryoların çalışma sıralaması özet olarak verilmiştir. Buna göre ilk olarak et kalınlığı ile ilgili çalışmalar yapılmış ve netice itibariyle S-1_Al senaryosu seçilmiş ve kesitler arası açının sonuçlara etkisini incelemek adına bu senaryo kullanılmıştır. Kesitler arası açı çalışmasında ise S-10-Al senaryosu seçilmiş ve ondüla büyüklüğü çalışmasında kullanılmıştır. Sonrasında S-10_Al, S-12_Al ve S-13 Al senaryolarının her biri için 2x2x2, 3x2x2 ve 4x2x2 ondülalı yerleşimlerinde sonuçlar elde edilmiş ve 4x2x2 ondüla yerleşimli, 15,4 mm x 8,1 mm ondüla boyutlarına sahip S-13_Al_4xBead senaryosu en küçük ilk en büyük reaksiyon kuvveti (P.C.F) değerini ve en büyük özgül absorbe edilen enerji değerini vermesi sebebiyle seçilmiştir.



Şekil 5.11 Senaryoların çalışma sıralaması ve matrisinin şeması

BÖLÜM 5

SONUÇ VE ÖNERİLER

Çarpışma kutusu yapısının sac, tek homojen malzeme bileşeninden oluştuğu göz önüne alınırsa; sac et kalınlığının artırılması ilk en büyük reaksiyon kuvvetini artırırken bir yandan, özgül absorbe edilen enerji sonuçlarını da artıracaktır. Çarpışma güvenliği açısından, ilk en büyük reaksiyon kuvvetinin mümkün olduğunca küçük büyüklükte olması absorbe edilen enerji miktarının da mümkün olduğunca büyük olması istenir; ancak bu noktada yapının kütlesi de imalat giderleri ve taşıt kütlesinin artmaması açısından önemlidir. Bu sebeple absorbe edilen enerjinin çarpışma kutusu yapısının kütlesine oranını ifade eden özgül absorbe edilen enerji kavaramı önem kazanmıştır ve işbu değerin artırılmasına yönelik çalışma yapılmıştır. Çalışma kapsamında Al7075-T651 malzeme ile öncelikli olarak 0,8 mm, 1,0 mm, 1,2 mm ve 1,5 mm kalınlıklı en küçük ondüla boyutlarındaki 2x2x2 yerleşimli model sonuçları 0,8 mm et kalınlığına sahip olan senaryo baz model olmak üzere kıyaslanmıştır. Buna göre ilk modele kıyasla seçilen modelin ilk en büyük reaksiyon kuvveti değerinin 211 kN ‘dan 171 kN değerine %18,96 ‘lık bir yüzde ile düştüğü ve özgül absorbe ettiği enerji miktarının ise 9,341 kJ ‘den 10,598 kJ ‘e %13,46 ‘lık bir yüzde ile artmıştır. Elde edilen sonuçlara göre belirtilen katlanan kesitli çarpışma kutusu yapısının Al7075-T651 tipi malzeme ile ondüla sayısının artırılması, ondüla boyutlarının artırılması ya da kesitler arası açısının artırılmasının ilk en büyük reaksiyon kuvveti değerini düşürürken, özgül absorbe edilen enerji miktarını artırdığı görülmüştür. Bu sonuçlara göre çarpışma kutusunun çok sayıda üretime uygun biçimde büyük boyutlarda ondülalar ile tasarlanması, ince et

kalınlıklı olması ve kesitler arası açı değerinin büyük olması çarpışma güvenliğinin sağlanması adına önemlidir.

KAYNAKLAR

[1] Kusyairi, I., Himawan, H.M., Choiron, M.A. ve Irawan, Y.S., (2018). ''Effects of Origami Pattern Crash Box on The Modelling of MPV Car Structure on Deformation'', Journal of Energy, Mechanical, Material and Manufacturing Engineering, 3(2):62.

[2] Bergische Universitat Wuppertal, Design of Crash Structures, https://www.oms.uni-wuppertal.de/en/what-we-do/design-of-crash-structures.html, 13 Temmuz 2019.

[3] Hussain, N.N., Regalla, S.P. ve Rao, Y.V.D., (2016). ''Comparative Study of Trigger Configuration for Enhancement of Crashworthiness of Automobile Crash Box Subjected to Axial Impact Loading'', 11th International Symposium on Plasticity and Impact Mechanics, 11-14 December 2016, New Delhi.

[4] Baykaşoğlu, A. ve Baykaşoğlu C., (2016). ''Crashworthiness Optimization of Circular Tubes with Functionally-graded Thickness'', Emerald Insight, 33(5):1560-1585.

[5] Gao, Q., Wang, L., Wang, Y. ve Wang C., (2015). ''Crushing Analysis and Multiobjective Crashworthiness Optimization of Foam-Filled Ellipse Tubes Under Oblique Impact Loading'', Thin-Walled Structures, 100:105-112.

[6] Se-Jung, L., Lee, H., Yi, S., Kim, D., Yang, H.W. ve Park, G., (2012). ''Design Flow for The Crash Box in a Vehicle to Maximize Energy Absorption'', Journal of Automobile Engineering, 227(2):179-200.

[7] Zhou, G., Ma, Z., Li, G., Cheng, A., Duan, L. ve Zhao W., (2015). ''Design Optimization of A Novel NPR Crash Box Based on Multi-objective Genetic Algorithm'', Structural and Multidisciplinary Optimization, 54:673-684.

[8] Mohammadiha, O., Beheshti, H. ve Haji Aboutalebi, F., (2015). ''Multi-objective Optimization of Functionally Graded Honeycomb Filled Crash Boxes Under Oblique Impact Loading'', International Journal of Crashworthiness, 20(1):44-59.

[9] Hussain, N.N., Regalla, S.P. ve Rao, Y.V.D., (2017). ''Numerical Investigation Into The Effect of Various Trigger Configurations on Crashworthiness of GFRP

Crash Boxes Made of Different Types of Cross Sections'', International Journal of Crashworthiness, 22(5):565-581.

[10] Iozsa, M.D., Micu, D.A., Fratila, G. ve Antonache, F.C., (2014). ''Influence of Crash Box on Automotive Crashworthiness'', Recent Advances in Civil Engineering and Mechanics, 36:49-54.

[11] Constantin, B.A., Iozsa, D. ve Fratila, G., (2016). ''Studies About The Behavior of The Crash Boxes of A Car Body'', International Engineering Research and Innovation Symposium, 24-25 November 2016, Melaka.

[12] Hussain, N.N., (2015). ''Automobile Crash Box Design Improvement Using HyperStudy'', Altair Technology Conference, 2015, Bangalore.

[13] Biradar, G. ve Babu A., (2012). ''Automotive Crash Box Performance Analysis and Simulation During Frontal Rigid Barrier Crash'', International Journal of Science and Research, 1-7.

[14] Zarei, H.R. ve Kröger M., (2007). ''Crashworthiness Optimization of Empty and Filled Aluminum Crash Boxes'', International Journal of Crashworthiness, 12(3):255-264.

[15] Li, S., Ma, S., Li, C. ve Li, X., (2013). Origami Pattern Tube for Vehicle Crash Box, Bachelor of Science Thesis in Mechanical Engineering, Blekinge Institute of Technology, Karlskrona.

[16] Önal, A.S. ve Kaya, N., (2015). ''Meta-model Based Optimization of Spot-welded Crash Box Using Differential Evolution Algorithm'', 10th European LS-DYNA Conference, 15-17 June 2015, Würzburg.

[17] Redhe, M., Nilsson, L., Bergman, F. ve Stander, N., (2005). ''Shape Optimization of A Vehicle Crash-box Using LS-OPT'', 5th European LS-DYNA Conference, 25-26 May 2005, Birmingham.

[18] Wu, X., Zhang, S. ve Shao, J., (2018). ''Studies on Impact Performance of Gradient Lattice Structure Applied to Crash Box'', SAE International, 10(4271):1-9.

[19] Yan-jie, L., Chun-yan, X., Lin, D. ve Chun-hua L., (2013). '' 'Influence of Material on Automotive Crash-box Crashworthiness Subjected to Low Velocity Impact'', Advanced Materials Research, 655(657):169-172.

[20] Nakazawa, Y., Tamura, K., Yoshida, M., Takagi, K. ve Kano, M., (2005). ''Development of Crash Box for Passenger Car with High Capability For Energy Absorption'', 8th International Conference on Computational Plasticity, 2005, Barcelona.

[21] Zhou, C., Wang, B., Ma, J. ve You, Z., (2016). ''Dynamic Axial Crushing of Origami Crash Boxes'', International Journal of Mechanical Sciences, 118:1-12.

[22] Boreanaz, M., (2018). Development of Crash Box for Automotive Application, Master of Science Thesis in Mechanical Engineering, Politecnico Di Torino, Torino.

[23] Hörmann, M. ve Wacker, M., (2005). ''Simulation of The Crash Performance of Crash Boxes Based on Advanced Thermoplastic Composite'', 5th European LS-DYNA Users Conference, 25-26 May 2005, Birmingham.

[24] Uma, D.B., Vamsi, K.C. ve Mohan S.P., (2014). ''Design Simulation of Crash Box in Car'', International Journal of Engineering Research & Technology, 3(1):978-982.

[25] Qing-fen, L., Liu, Y., Wang, H. ve Sheng-yuan, Y., (2009). ''Finite Element Analysis and Shape Optimization of Automotive Crash-box Subjected to Low Velocity Impact'', International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation, 11-12 April 2009, Zhangjiajie.

[26] ANSYS, (2016). Lectures Trainee of Mechanical Basic Structural Nonlinearities, Canonsburg.

[27] Livermore Software Technology Corporation (LSTC), (2015). LS-DYNA_Manual_Volume_II_R8.0, Livermore.

[28] Prof.Dr. Tabiei, A., (2013). Advanced Impact Simulation Using LS-DYNA, LS-DYNA Online Course Notes.

[29] Livermore Software Technology Corporation (LSTC), (2015). LS-DYNA_Manual_Volume_I_R8.0, Livermore.

[30] Livermore Software Technology Corporation (LSTC), (2015). LS-DYNA_Manual_Volume_III_R8.0, Livermore.

[31] Wu, S.R. ve Gu, L., (2012). Introduction to the Explicit Finite Element Method for Nonlinear Transient Dynamics, John Wiley & Sons Inc., New Jersey.

[32] Livermore Software Technology Corporation (LSTC), (2006). LS-DYNA Theory Manual, Livermore.

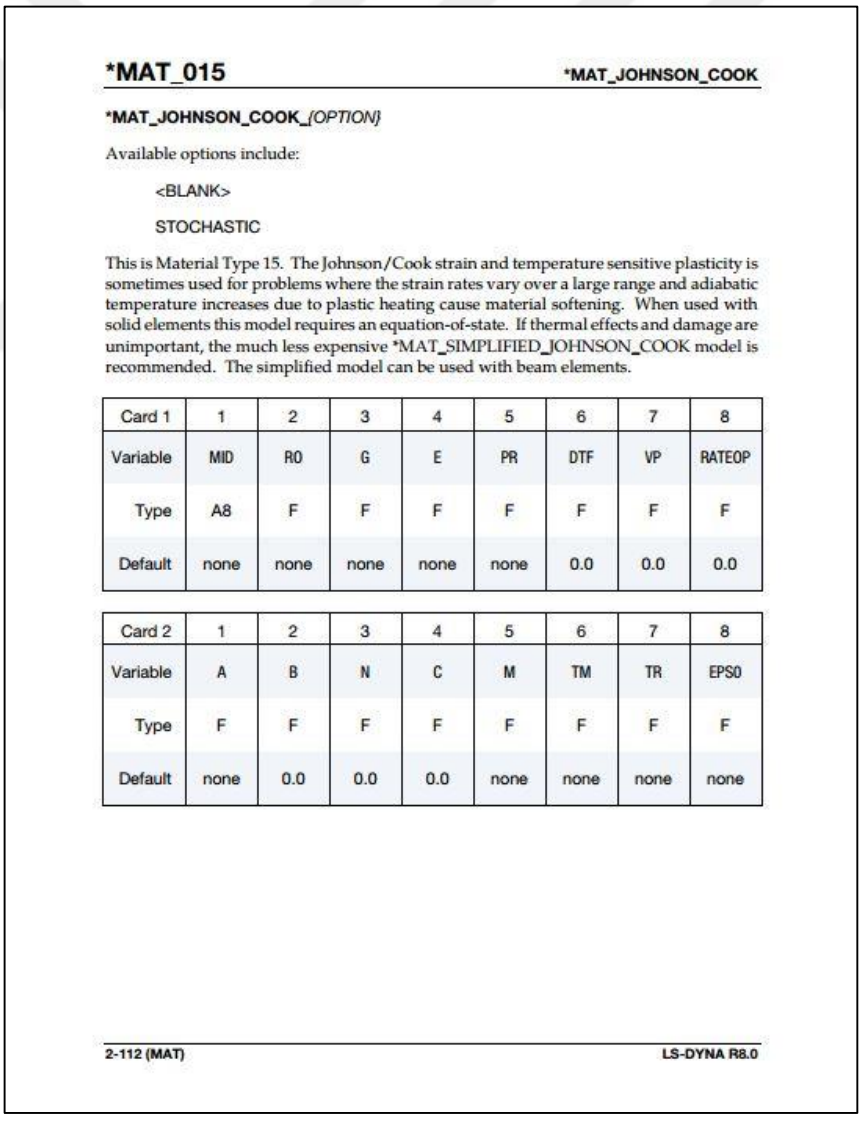
[33] Zukas, J.A., (2004). Introduction to Hydrocodes Studies in Applied Mechanics, Elsevier Inc., Baltimore.

[34] RCAR, (2016). Information on the implimentation of RCAR crash standards in the German insurance vehicle rating system and information on AEB systems, RCAR, Revision 3, Berlin.

[35] Silva, F.M.S., Silva, C.M.A, Bragança, I.M.F., Nielsen, C.V., Alves, L.M. ve Martins, P.A.F., (2018). ''On The Performance of Thin-Walled Crash Boxes Joined by Forming'', MDPI, 11(7):1-15.

[36] Dr. Alpdoğan, C., (2014). Basics of Explicit Structural Analysis, Explicit Structural Analysis Course Notes.

JOHNSON VE COOK MALZEME MODELİ



***MAT_015** ***MAT_JOHNSON_COOK**

***MAT_JOHNSON_COOK**_*{OPTION}*

Available options include:

<BLANK>

STOCHASTIC

This is Material Type 15. The Johnson/Cook strain and temperature sensitive plasticity is sometimes used for problems where the strain rates vary over a large range and adiabatic temperature increases due to plastic heating cause material softening. When used with solid elements this model requires an equation-of-state. If thermal effects and damage are unimportant, the much less expensive *MAT_SIMPLIFIED_JOHNSON_COOK model is recommended. The simplified model can be used with beam elements.

Card 1	1	2	3	4	5	6	7	8
Variable	MID	RO	G	E	PR	DTF	VP	RATEOP
Type	A8	F	F	F	F	F	F	F
Default	none	none	none	none	none	0.0	0.0	0.0

Card 2	1	2	3	4	5	6	7	8
Variable	A	B	N	C	M	TM	TR	EPSO
Type	F	F	F	F	F	F	F	F
Default	none	0.0	0.0	0.0	none	none	none	none

2-112 (MAT) LS-DYNA R8.0

Şekil A.1 Johnson ve Cook malzeme modeli (2-112)

Card 3	1	2	3	4	5	6	7	8
Variable	CP	PC	SPALL	IT	D1	D2	D3	D4
Type	F	F	F	F	F	F	F	F
Default	none	0.0	2.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0

Card 4	1	2	3	4	5	6	7	8
Variable	D5	C2/P	EROD	EFMIN	NUMINT			
Type	F	F	F	F	F			
Default	0.0	0.0	0.0	0.000001	0.			

VARIABLE	DESCRIPTION
MID	Material identification. A unique number or label not exceeding 8 characters must be specified.
RO	Mass density
G	Shear modulus
E	Young's Modulus (shell elements only)
PR	Poisson's ratio (shell elements only)
DTF	Minimum time step size for automatic element deletion (shell elements). The element will be deleted when the solution time step size drops below DTF*TSSFAC where TSSFAC is the time step scale factor defined by *CONTROL_TIMESTEP.
VP	Formulation for rate effects: EQ.0.0: Scale yield stress (default), EQ.1.0: Viscoplastic formulation.

Şekil A.2 Johnson ve Cook malzeme modeli (2-113)

VARIABLE	DESCRIPTION
RATEOP	Form of strain-rate term. RATEOP is ignored if VP = 0. EQ.0.0: Log-Linear Johnson-Cook (default), EQ.1.0: Log-Quadratic Huh-Kang (2 parameters), EQ.2.0: Exponential Allen-Rule-Jones, EQ.3.0: Exponential Cowper-Symonds (2 parameters). EQ.4.0: Nonlinear rate coefficient (2 parameters).
A	See equations below.
B	See equations below.
N	See equations below.
C	See equations below.
M	See equations below.
TM	Melt temperature
TR	Room temperature
EPS0	Quasi-static threshold strain rate. Ideally, this value represents the highest strain rate for which no rate adjustment to the flow stress is needed, and is input in units of 1/model time units. For example, if strain rate effects on the flow stress first become apparent at strain rates greater than 1E-02 seconds^{-1} and the system of units for the model input is kg, mm, msec, then EPSO should be set to 1E-05 [msec^{-1}]
CP	Specific heat (superseded by heat capacity in *MAT_THERMAL_*OPTION* if a coupled thermal/structural analysis)
PC	Tensile failure stress or tensile pressure cutoff (PC < 0.0)

Şekil A.3 Johnson ve Cook malzeme modeli (2-114)

VARIABLE	DESCRIPTION
SPALL	Spall type: EQ.0.0: default set to "2.0", EQ.1.0: Tensile pressure is limited by PC, i.e., p is always ≥ PC, EQ.2.0: σmax ≥ -PC triggers shell element deletion and tensile stresses to be reset to zero in solid elements:Only compressive stresses are subsequently allowed in solids, EQ.3.0: p < PC triggers shell element deletion and pressure to be reset to zero in solid elements:Tensile pressure is subsequently disallowed in solids.
IT	Plastic strain iteration option. This input applies to solid elements only since it is always necessary to iterate for the shell element plane stress condition. EQ.0.0: no iterations (default), EQ.1.0: accurate iterative solution for plastic strain:Much more expensive than default.
D1-D5	Failure parameters, see equations below. A negative input of D3 will be converted to its absolute value.
C2/P/n'	Optional strain-rate parameter for Huh-Kang (C2), Cowper-Symonds (P), and nonlinear rate coefficient (n') forms; see equations below.
EROD	Erosion Flag: EQ.0.0: default, element erosion allowed. NE.0.0: element does not erode; deviatoric stresses set to zero when element fails.
EFMIN	The lowerbound for calculated strain at fracture (see equation).

Şekil A.4 Johnson ve Cook malzeme modeli (2-115)

VARIABLE	DESCRIPTION
NUMINT	Number of through thickness integration points which must fail before the shell element is deleted. (If zero, all points must fail.) The default of all integration points is not recommended since elements undergoing large strain are often not deleted due to nodal fiber rotations which limit strains at active integration points after most points have failed. Better results are obtained if NUMINT is set to 1 or a number less than one half of the number of through thickness points. For example, if four through thickness points are used, NUMINT should not exceed 2, even for fully integrated shells which have 16 integration points.

Remarks:

Johnson and Cook express the flow stress as

$$\sigma_y = \left(A + B\bar{\varepsilon}^{p^n}\right)(1 + c\ln\dot{\varepsilon}^*)(1 - T^{*m})$$

Where,

A, B, C,N, and M = input constants

$\bar{\varepsilon}^p$ = effective plastic strain

$$\dot{\varepsilon}^* = \begin{cases} \dfrac{\dot{\bar{\varepsilon}}}{\text{EPS0}} & \text{for VP.EQ.0} \quad \text{(normalized effective total strain-rate)} \\ \dfrac{\dot{\bar{\varepsilon}}^p}{\text{EPS0}} & \text{for VP.EQ.1} \quad \text{(normalized effective plastic strain rate)} \end{cases}$$

$$T^* = \text{homologous temperature} = \frac{T - T_{\text{room}}}{T_{\text{melt}} - T_{\text{room}}}$$

The quantity $T - T_{\text{room}}$ is stored as extra history variable 5.

Constants for a variety of materials are provided in Johnson and Cook [1983]. A fully viscoplastic formulation is optional (VP) which incorporates the rate equations within the yield surface. An additional cost is incurred but the improvement is that results can be dramatic.

Due to nonlinearity in the dependence of flow stress on plastic strain, an accurate value of the flow stress requires iteration for the increment in plastic strain. However, by using a Taylor series expansion with linearization about the current time, we can solve for σ_y with sufficient accuracy to avoid iteration.

The strain at fracture is given by

$$\varepsilon^f = \max([D_1 + D_2\exp D_3\sigma^*][1 + D_4\ln\dot{\varepsilon}^*][1 + D_5T^*], \text{EFMIN})$$

Şekil A.5 Johnson ve Cook malzeme modeli (2-116)

where σ* is the ratio of pressure divided by effective stress

$$\sigma^* = \frac{p}{\sigma_{eff}}$$

Fracture occurs when the damage parameter

$$D = \sum \frac{\Delta \bar{\varepsilon}^p}{\varepsilon^f}$$

reaches the value of 1. D is stored as extra history variable 4 in shell elements and extra history variable 6 in solid elements.

A choice of three spall models is offered to represent material splitting, cracking, and failure under tensile loads. The pressure limit model limits the minimum hydrostatic pressure to the specified value, $p \geq p_{min}$. If pressures more tensile than this limit are calculated, the pressure is reset to p_{min}. This option is not strictly a spall model since the deviatoric stresses are unaffected by the pressure reaching the tensile cutoff and the pressure cutoff value p_{min} remains unchanged throughout the analysis. The maximum principal stress spall model detects spall if the maximum principal stress, σ_{max}, exceeds the limiting value σ_p. Once spall in solids is detected with this model, the deviatoric stresses are reset to zero and no hydrostatic tension is permitted. If tensile pressures are calculated, they are reset to 0 in the spalled material. Thus, the spalled material behaves as rubble. The hydrostatic tension spall model detects spall if the pressure becomes more tensile than the specified limit, p_{min}. Once spall in solids is detected with this model, the deviatoric stresses are set to zero and the pressure is required to be compressive. If hydrostatic tension is calculated then the pressure is reset to 0 for that element.

In addition to the above failure criterion, this material model also supports a shell element deletion criterion based on the maximum stable time step size for the element, Δt_{max}. Generally, Δt_{max} goes down as the element becomes more distorted. To assure stability of time integration, the global LS-DYNA time step is the minimum of the Δt_{max} values calculated for all elements in the model. Using this option allows the selective deletion of elements whose time step Δt_{max} has fallen below the specified minimum time step, Δt_{crit}. Elements which are severely distorted often indicate that material has failed and supports little load, but these same elements may have very small time steps and therefore control the cost of the analysis. This option allows these highly distorted elements to be deleted from the calculation, and, therefore, the analysis can proceed at a larger time step, and, thus, at a reduced cost. Deleted elements do not carry any load, and are deleted from all applicable slide surface definitions. Clearly, this option must be judiciously used to obtain accurate results at a minimum cost.

Material type 15 is applicable to the high rate deformation of many materials including most metals. Unlike the Steinberg-Guinan model, the Johnson-Cook model remains valid down to lower strain rates and even into the quasistatic regime. Typical applications include explosive metal forming, ballistic penetration, and impact.

Şekil A.6 Johnson ve Cook malzeme modeli (2-117)

Optional Strain Rate Forms:

The standard Johnson-Cook strain rate term is linear in the logarithm of the strain rate:

$$1 + C \ln \dot{\varepsilon}^*$$

Some additional data fiting capability can be obtained by using the quadratic form proposed by Huh & Kang [2002]:

$$1 + C \ln \dot{\varepsilon}^* + C_2 (\ln \dot{\varepsilon}^*)^2$$

Three additional exponential forms are available, one due to Allen, Rule & Jones [1997],

$$(\dot{\varepsilon}^*)^c$$

the Cowper-Symonds-like [1958] form

$$1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}^p_{\text{eff}}}{C} \right)^{\frac{1}{P}}$$

and the nonlinear rate coefficient,

$$1 + C(\varepsilon^p_{\text{eff}})^{n'} \ln \dot{\varepsilon}^*.$$

The four additional rate forms (RATEOP = 1,2, 3 or 4) are currently available for solid & shell elements but only when the viscoplastic rate option is active (VP = 1). If VP is set to zero, RATEOP is ignored. See Huh and Kang [2002], Allen, Rule, and Jones [1997], and Cowper and Symonds [1958].

The STOCHASTIC option allows spatially varying yield and failure behavior. See *DEFINE_STOCHASTIC_VARIATION for additional information.

Şekil A.7 Johnson ve Cook malzeme modeli (2-118)

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Eray KAYAR

Doğum Tarihi ve Yeri : 05.02.1986 Beyoğlu/İstanbul

Yabancı Dili : İngilizce

E-posta : eraykayar@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	**Alan**	**Okul/Üniversite**	**Mezuniyet Yılı**
Y. Lisans	Makine Mühendisliği	Yıldız Teknik Üniversitesi	2019
Lisans	Makine Mühendisliği	Gazi Üniversitesi	2012
Lise	Fen Bilimleri	Yıldırım Beyazıt Anadolu Lisesi	2004

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	**Firma/Kurum**	**Görevi**
2013	Figes A.Ş.	Yapısal Analiz Mühendisi
2012	Akro Mühendislik Ltd.Şti.	Danışman CAE Mühendisi