

TOBB EKONOMİ VE TEKNOLOJİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**KANİSTER SACLARINDA, KÖŞEBENTLERİNDE VE RAYLARINDA
HAFİFLETMEYE YÖNELİK ŞEKİL VE BOYUT ENİYİLEMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mehmet YURDDAŞ

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Erdem ACAR

ARALIK 2020

TEZ BİLDİRİMİ

Tez içindeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edilerek sunulduğunu, alıntı yapılan kaynaklara eksiksiz atıf yapıldığını, referansların tam olarak belirtildiğini ve ayrıca bu tezin TOBB ETÜ Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlandığını bildiririm.

Mehmet YURDDAŞ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KANİSTER SAÇLARINDA, KÖŞEBENTLERİNDE VE RAYLARINDA HAFİFLETMEYE YÖNELİK ŞEKİL VE BOYUT ENİYİLEMESİ

Mehmet YURDDAŞ

TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Erdem ACAR

Tarih: Aralık 2020

Kanister; roket veya füzenin ateşlendiği, Tam Atım Füze (TAF) sisteminin füze haricindeki ana alt sisteminden birisidir. Füzeyi; depolanma, taşınma ve atış anlarında oluşan çevresel etkilere ve yüklere karşı koruyan silindirik veya prizmatik yapısal bütündür. TAF'ın yüklendiği üst sistemin ağırlık taşıma kısıtı olmasından dolayı, kanister yapısal bütününe hem belirtilen yüklere karşı dayanıklı olması hem de hafif olması gerekmektedir. Kanister yapısal bütünü; gereksinimlere, analitik yaklaşımlara, tasarımcının deneyimine ve sezgilerine bağlı olarak, sac metal, dikme, ray, köşebent, yardımcı dikmeler gibi profiller, birçok alt parça ve bağlayıcı elemanlar kullanılarak tasarlanmaktadır. Bu tez kapsamında; kanister içerisindeki ağırlıkça oranları yüksek olan sac metal, köşebent ve ray parçaları için hafifletme maksadıyla şekil ve boyut eniyileme çalışmaları yürütülmüştür.

Kanister üzerinde; düz sac metal yerine badem formu eklenmiş daha ince sac metal kullanılarak, füzenin ateşlenmesi anında oluşan basınç yüküne karşı dayanım ve benzer yerdeğiştirme sağlanabilmektedir. Optimum badem formu belirlenmiş ve eklenmiş sac plakaların, düz sac plakanınkiyle benzer yer değiştirmeye sahip ve dayanıklı (malzemenin akma dayanımının altında) fakat daha hafif olması amaçlanmıştır. Bu kapsamda, basınç yükü altında, düz sac ve badem eklenmiş sac

plakaların ANSYS sonlu elemanlar yazılımıyla analizleri yapılmış, gerilme ve yer değiştirmeleri hesaplanmıştır. Tasarımsal kısıtlar ve sınır koşulları dikkate alınarak saclardaki badem yarıçapı, yuvarlatması ve yüksekliği için eniyi değerler, deney tasarımı ve yanıt yüzey yöntemleri (vekil model) kullanılarak elde edilmiştir. Eniyileme çalışmasının sac özelindeki bulgularına göre; 3 mm bademli sac metalin, 4 mm düz sac metal plakaya göre benzer yerdeğiştirme seviyesinde %19,9 hafifletme sağladığı gözlenmiştir.

Köşebent ve rayların; kanister ağırlığı ve füzenin ağırlığı altında yer değişiminin az olması ve yapıya dayanım kazandırılması maksadıyla kalınlaştırılmıştır. Bu yüzden kanister ağırlıkları istenen ölçütlerin dışına çıkmış ve bu durum eniyileme çalışmasının yapılmasını gerektirmiştir. Kanister yapısal bütünü ana dayanım unsurunu oluşturan köşebent ve ray parçaları kanister yapısal bütünü seviyesinde ele alınarak ANSYS sonlu elemanlar yazılımıyla analizleri yapılmış, gerilme ve yer değiştirmeleri hesaplanmıştır. Kanisterin bekleme durumlarında izin verilen yerdeğiştirme miktarlarının altında kalmasının yanında, yapının köşebent ve ray parçaları özelinde ağırlıklarının eniyilenmesi amaçlanmıştır. Bu amaçla köşebent ve ray özelinde tasarımsal kısıtlar ve sınır koşulları dikkate alınarak; deney tasarımı ve yanıt yüzey yöntemleri kullanılarak eniyileme çalışmaları tamamlanmıştır. Eniyileme çalışmasının köşebent ve ray özelindeki bulgularına göre; ilk tasarımın köşebentinden %51,1, ilk tasarımın rayından %10,3 mertebesinde daha hafif tasarımlar elde edildiği gözlenmiştir.

Kanisterin sac, köşebent ve ray parçaları özelinde yürütülen tüm bu eniyileme çalışmalarının sonucunda; statik koşullar altında ilk tasarıma göre kısıt fonksiyonlarına bağlı kalınarak kanister seviyesinde %12,0 hafifletme sağlanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Kanister, Şekil ve Boyut Eniyilemesi, Sac Metal, Köşebent, Ray, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Hafifletme

ABSTRACT

Master of Science

SHAPE AND SIZE OPTIMIZATION FOR WEIGHT REDUCTION ON SHEET

METAL, CORNER, and RAIL OF THE CANISTER

Mehmet YURDDAŞ

TOBB University of Economics and Technology
Institute of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering Science Programme

Supervisor: Prof. Dr. Erdem ACAR

Date: December 2020

Canister is one of the main subsystems of the missile system (excluding the missile), in which missile is fired. It is a cylindrical or prismatic structure that protects the missile against environmental conditions and loads that occur during storage, transportation, and firing. Due to weight constraints of the upper system (firing units), the canister structure is expected to withstand loads, and to be light in weight. Depending on the requirements, analytical approaches, experience and intuition of the designer, the canister structure is designed by using profiles such as sheet metal, pillars, rails, corners, auxiliary pillars, many sub-parts and fasteners. In this thesis, shape and size optimization studies are carried out to reduce the weight of sheet metal, corner and rail parts in the canister.

On the canister, by using a thinner sheet with bead form instead of plain sheet metal, strength and similar displacement can be achieved under the pressure of the missile firing. The optimum bead form is determined and the added to sheet plate is intended to have a similar displacement to that of a flat sheet plate and to be durable (below the yield strength of the material) but lighter. In this context, under the pressure load, flat

sheet and beaded sheet plates are analysed with ANSYS finite element software and von Mises stresses and displacements are calculated.

Considering the design constraints and boundary conditions, the best values for the bead radius, rounding and height in the sheet are obtained by using design of experiments and response surface methods (or surrogate models). According to the optimization study of the sheet metal, it is observed that 3 mm beaded sheet metal provided 19.9% weight reduction at a similar displacement compared to 4 mm flat sheet metal plate.

The corners and rails are thickened in order to give strength to the structure and to have less displacement under the weight of the canister and the weight of the missile. Therefore, the canister weight does not satisfy the desired criteria and this situation requires an optimization study. Corner and rail parts, which constitute the main strength element of the canister structure, are analyzed at the level of the canister structure with ANSYS finite element software, and stresses and displacements are calculated. While remaining below the allowable displacement values in the standby conditions of the canister, it is aimed to optimize the weight of the corner and rail parts. For this purpose, optimization studies have been completed by using design of experiments and response surface methods by considering the design constraints and boundary conditions of the corner and rail parts.

According to the optimization study of the the corner and rail parts on the canister, it is observed to obtain that 51.1% weight reduction on the corner and 10.3% weight reduction on the rail compared to first design on the canister corner and rail parts.

As a result of all these optimization studies carried out for the sheet metal plate, corner and rail parts of the canister, a 12.0% weight reduction was achieved at the canister structure by adhering to the constraint functions under static conditions compared to the original design.

Keywords: Canister, Shape and Size Optimization, Sheet Metal, Corner, Rail, Finite Element Method, Weight Reduction.

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren ve farklı bakış açıları kazandıran kıymetli hocam Prof. Dr. Erdem ACAR'a, yüksek lisans yapmamı teşvik ederek çalıőmamı destekleyen Roketsan A.Ő'ye, sağladığı burs için TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi'ne, destekleriyle her zaman yanımda olan sevgili eőime ve son olarak varlığıyla bana enerji veren canım kızıma çok teşekkür ederim.



İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
ÖZET	iii
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vii
İÇİNDEKİLER	viii
ŞEKİL LİSTESİ	x
ÇİZELGE LİSTESİ	xii
KISALTMALAR	xiii
SEMBOL LİSTESİ	xiv
RESİM LİSTESİ	xvi
1. GİRİŞ	1
1.1 Tezin Amacı	2
1.2 Tez İçeriği.....	3
2. LİTERATÜR TARAMASI	5
2.1 Deney Tasarımı Yöntemleri	9
2.1.1 Merkezi kompozit tasarım ile deney tasarımı	10
2.1.2 Latin hiperküp örnekleme ile deney tasarımı	11
2.2 Vekil Model Yöntemleri.....	12
2.2.1 Polinom yanıt yüzey yöntemi.....	12
2.2.2 Kriging yöntemi	13
2.2.3 Vekil model bütünü.....	15
2.3 Eniyileme Yöntemleri	15
2.3.1 Karesel Lagrange ile doğrusal olmayan programlama (NLPQL)	16
2.3.2 Karma tamsayı sıralı karesel programlama (MISQP).....	17
2.3.3 Görüntüleme yöntemi.....	17
2.3.4 Çok amaçlı genetik algoritma (MOGA).....	17
2.4 Kanister Yapısal Bütünü.....	19
2.4.1 Kanister Basınç Seviyeleri	20
2.4.2 Sac Metal Şekillendirmeleri	23
3. KANİSTER SACLARINDA, KÖŞEBENTLERİNDE VE RAYLARINDA PROBLEM TANIMI VE ÇÖZÜM AĞI YAKINSAMASI	29
3.1 Kanister Yapısal Bütünü.....	29
3.2 Problem Tanımı	30
3.2.1 Sac metal plaka için problem tanımı	30
3.2.2 Köşebent ve ray için problem tanımı	32
3.3 Kabuller Ve Çözüm Yöntemi	35
3.3.1 Malzeme	35
3.3.2 Kabuller.....	35
3.3.2.1 Sac metal eniyileme kabulleri	35
3.3.2.2 Köşebent ve ray eniyileme kabulleri	36
3.3.3 Çözüm Yöntemi	36
3.4 Sonlu Eleman Modelleri ve Çözüm Ağı Yakınsaması.....	37
3.4.1 Sac Metal Plaka Kapsamında	37

3.4.2 Köşebent ve Ray Kapsamında	43
4. KANISTER SAC, KÖŞEBENT VE RAY KÜTLELERİNİN VEKİL MODEL TABANLI ENİYİLEMESİ	53
4.1 Deney Tasarımı ve Yanıt Yüzey Modelinin Oluşturulması.....	53
4.1.1 Sac Metal Kapsamında.....	53
4.1.2 Köşebent ve Ray Kapsamında	60
4.2 Eniyileme Bulguları	67
4.2.1 Sac Metal Eniyileme Bulguları	67
4.2.2 Köşebent ve Ray Eniyileme Bulguları.....	70
5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	77
KAYNAKLAR	79
EKLER.....	85
ÖZGEÇMİŞ.....	94



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Mühendislik ürün yaşam döngüsü [2].....	5
Şekil 2.2 : Tasarım yöntemlerinin kıyaslaması (a) geleneksel ve (b) optimum [4].	6
Şekil 2.3 : Optimizasyon çerçevesinin akış şeması [5].	8
Şekil 2.4 : Merkezi kompozit tasarım (3 tasarım değişkeni için 2. dereceden).	11
Şekil 2.5 : Örnek Latin hiperküp örnekleme.	11
Şekil 2.6 : Örnekleme noktaları – yanıt yüzey eğrisi [13].	13
Şekil 2.7 : Yanıt yüzeyi yöntemi (a) Polinom ve (b) Kriging [26].	14
Şekil 2.8 : Kriging ile tahmin (a) lineer ve (b) sabit eğilime sahip [28].	14
Şekil 2.9 : Yanıt yüzeyi yöntemi (a) Kriging ve (b) Vekil model bütünü [34].....	15
Şekil 2.10 : Genetik algoritma [25].	18
Şekil 2.11 : Silindirik ve Prizmatik Basıncılı Kap Gerilme (Basıncı= 1 MPa) [49]	21
Şekil 2.12 : Harpoon Kanisteri MK-607 Üst Sac Şematik Gösterimi [50].....	21
Şekil 2.13 : Analiz ve ölçüm yerdeğiştirme kıyaslaması (Vakum 1 Psi) [50].....	22
Şekil 2.14 : Kanister iç basınç dayanım analiz yük tanımı [51].....	22
Şekil 2.15 : Uçlarından basitçe tutulan bir kirişin yükleme şematik gösterimi [52]..	23
Şekil 2.16 : Farklı form (a) badem, (b) bardak ve (c) gamze şekilleri [53]	24
Şekil 2.17 : Badem formu [54].....	24
Şekil 2.18 : Bükülme ve Direngenlik İlişkisi [56]	25
Şekil 2.19 : Endüstriyel Buzdolabı Motor Plakası [57]	25
Şekil 2.20 : Plakada Oluşan Yük Dağılımı ve Uygulanacak Şekiller [57]	26
Şekil 2.21 : Yerdeğişim Miktarı ve Badem Şekil Bağıntısı	26
Şekil 2.22 : Çarpışma Sönümleyiciler	26
Şekil 2.23 : Ezilme kuvveti verimliliğinin farklı vekil modellere göre kıyaslaması..	27
Şekil 3.24 : Kanister Yapısal Bütünü	29
Şekil 3.25 : Sac metal plaka badem formu.....	31
Şekil 3.26 : Kanister kesiti.	32
Şekil 3.27 : Köşebent parametrik ölçüleri.	33
Şekil 3.28 : Ray parametrik ölçüleri.....	34
Şekil 3.29 : Düz ve bademli sac metal plaka CAD modelleri.....	37
Şekil 3.30 : Düz ve bademli sac metal çözüm ağı gösterimi.....	38
Şekil 3.31 : Düz ve bademli sac yükleme ve sınır koşulları	39
Şekil 3.32 : Düz ve bademli sacın yerdeğiştirmeye göre çözüm ağı yakınsaması....	41
Şekil 3.33 : Düz ve bademli sacın gerilmeye göre çözüm ağı yakınsaması.....	41
Şekil 3.34 : Gerilme dağılımları (a) 3 mm, (b) 4 mm düz sac plaka.....	42
Şekil 3.35 : Yerdeğiştirme dağılımları (a) 3 mm, (b) 4 mm düz sac plaka.	42
Şekil 3.36 : Bademli sac (a)-(c) gerilme ve (b) yerdeğiştirme dağılımları	42
Şekil 3.37 : Çözüm Ağı Yakınsaması için sadeleştirilmiş kanister modeli	44
Şekil 3.38 : Sadeleştirilmiş kanisterin örnek çözüm ağı gösterimi.	44
Şekil 3.39 : Sadeleştirilmiş kanister yükleme ve sınır koşulları.	45
Şekil 3.40 : Sadeleştirilmiş kanister yerdeğiştirmeye göre çözüm ağı yakınsaması..	47

Şekil 3.41 : Sadeleştirilmiş kanister gerilmeye göre çözüm ağı yakınsaması.....	47
Şekil 3.42 : Çapraz eklenmiş kanister modeli.....	48
Şekil 3.43 : 1. yükleme ve sınır koşulları.....	49
Şekil 3.44 : 2. yükleme ve sınır koşulları.....	49
Şekil 3.45 : 1. Analiz koşulu von Mises gerilme dağılımları.....	50
Şekil 3.46 : 1. Analiz koşulu toplam yerdeğiştirme dağılımı.....	50
Şekil 3.47 : 2. Analiz koşulu von Mises gerilme dağılımları.....	51
Şekil 3.48 : 2. Analiz koşulu toplam yerdeğiştirme dağılımı.....	51
Şekil 4.49 : Sac metal yanıt yüzey - deney tasarım sonuç eğrisi.	54
Şekil 4.50 : Sac metal yanıt yüzey lokal duyarlılık.....	55
Şekil 4.51 : Sac ağırlık yanıt yüzey grafikleri.....	56
Şekil 4.52 : Yerdeğiştirme yanıt yüzey grafikleri.	57
Şekil 4.53 : Gerilme yanıt yüzey grafikleri.	58
Şekil 4.54 : Orta bölüm gerilme yanıt yüzey grafiği.....	59
Şekil 4.55 : Köşebent ve ray yanıt yüzey - deney tasarım sonuç eğrisi.	62
Şekil 4.56 : Köşebent ve ray yanıt yüzey lokal duyarlılık.	62
Şekil 4.57 : Kanister ağırlığının (a) D1&H1 (b) L1&L2 (c) L1&T1 yanıt yüzeyleri.....	64
Şekil 4.58 : Ön ray (a) gerilme-D1&H1 (b) yerdeğiştirme- D1&H1 yanıt yüzeyleri.....	65
Şekil 4.59 : Ön ray (a) gerilme-D1&H1 (b) yerdeğiştirme- D1&H1 yanıt yüzeyleri.....	66
Şekil 4.60 : Gerilme (a) ve Yerdeğiştirme (b) dağılımı ($x_{e2} = \{11.5, 10.5, 11.5\}$)....	70
Şekil 4.61 : Yerdeğiştirme (a) 1.AD (b) 2.AD $x_{e1} = \{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$	75
Şekil 4.62 : Gerilme (a) 1.AD (b) 2.AD $x_{e1} = \{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$	75
Şekil Ek.1 : Kafes-Kiriş Sistemleri [62].	85
Şekil Ek.2 : Pratt-Howe yükleme durumuna cevabı (Ç:Çekme-B:Basma).	86
Şekil Ek.3 : Tüm kenarlarından sabitlenmiş dikdörtgen plaka	87
Şekil Ek.4 : Analitik ve analiz yerdeğiştirme sonuçları.....	89
Şekil Ek.5 : Analitik ve analiz asal gerilme sonuçları	89
Şekil Ek.6 : Sac metal (a) ağırlık (b) yerdeğiştirme (c) gerilme taraması.....	90
Şekil Ek.7 : 3-Boyutlu pareto front grafiği (ağırlık-yerdeğiştirme-gerilme)	91
Şekil Ek.8 : (a) Ağırlık, (b) ray ve (c) kanister yerdeğiştirme taraması.....	92
Şekil Ek.9 : 3-Boyutlu pareto grafiği (a) $w-\delta$ & (b) $w-\sigma$ sonuçları.....	93

ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1 : Merkezi kompozit tasarım deney tasarımı (3 tasarım değişkeni için)..	10
Çizelge 2.2 : ANSYS yanıt yüzey optimizasyonu yöntemlerinin yetenekleri [36]. ..	16
Çizelge 2.3 : NASA Standart Emniyet Faktörleri [44-45].	19
Çizelge 2.4 : Silindirik ve prizmatik gerilme değerleri.	21
Çizelge 3.5 : Sac metal plaka tasarım değişkeni sınırları.	31
Çizelge 3.6 : Sac metal plaka boyutları.	31
Çizelge 3.7 : Köşebent ve ray tasarım değişkeni sınırları.	34
Çizelge 3.8 : Köşebent ve ray problemi sabit değerleri.	34
Çizelge 3.9 : Malzeme özellikleri [59].	35
Çizelge 3.10 : Malzeme bilgileri	35
Çizelge 3.11 : Sac metal plaka analiz girdileri.	38
Çizelge 3.12 : Bademli ve düz sac metal plaka çözüm ağı sonuçları.	39
Çizelge 3.13 : Bademli ve düz sac metal plaka çözüm ağı % farkları.	40
Çizelge 3.14 : Düz ve bademli sac plaka sonlu eleman analizi sonuçları.	43
Çizelge 3.15 : Sadeleştirilmiş kanister bütünü çözüm ağı sonuçları.	45
Çizelge 3.16 : Sadeleştirilmiş kanister bütünü çözüm ağı % farkları.	46
Çizelge 3.17 : Kanister bütünü yükleme ve sınır koşulları.	48
Çizelge 3.18 : Başlangıç tasarımın kanister bütünü sonlu eleman simülasyonu.	52
Çizelge 4.19 : Bademli sac deney tasarımı.	53
Çizelge 4.20 : Bademli sac yanıt yüzeyleri için RMSE değerleri.	54
Çizelge 4.21 : Köşebent ve ray deney tasarımı.	60
Çizelge 4.22 : Köşebent ve ray yanıt yüzeyleri için RMSE değerleri.	62
Çizelge 4.23 : Bademli sac eniyileme amaç ve kısıt tanımlaması.	68
Çizelge 4.24 : Bademli sac yanıt yüzey eniyilemesi 5 aday nokta sonuçları.	68
Çizelge 4.25 : Sac metal eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.	68
Çizelge 4.26 : Sac metal eniyileme seçilen adayların ilk tasarımla kıyaslaması.	69
Çizelge 4.27 : Eniyileme hedef ve kısıt tanımlaması.	71
Çizelge 4.28 : Köşebent ve ray yanıt yüzey eniyilemesi 5 aday nokta sonuçları.	72
Çizelge 4.29 : Köşebent ve ray eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.	73
Çizelge 4.30 : Sac metal eniyileme seçilen adayların ilk tasarımla kıyaslaması.	74
Çizelge Ek.1 : Köşebent ve ray eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.	88
Çizelge Ek.2 : Köşebent ve ray eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.	88
Çizelge Ek.3 : Düz sac metal plaka çözüm ağı % farkları.	89

KISALTMALAR

AD	: Analiz Durumu
TAF	: Tam Atım Füze
CAD	: Bilgisayar Destekli Tasarım (Computer-Aided Design)
CCD	: Kompozit Merkezi Tasarım (Central Composite Design)
DOE	: Deneysel Tasarım (Design Of Experiments)
LHS	: Latin Hiperküp Örnekleme (Latin Hypercube Sampling)
MISQP	: Karışık Tam Sayı Karesel Programlama (Mixed-Integer Sequential Quadratic Programming)
MOGA	: Çok Amaçlı Genetik Algoritma (Multi-Objective Genetic Algorithm)
NLPQL	: Karesel Lagrange ile Doğrusal Olmayan Programlama (Nonlinear Programming by Quadratic Lagrangian)
RMSE	: Kök Ortalama Kare Hatası (Root Mean Square Error)
RSA	: Yanıt Yüzey Yaklaşımı (Response Surface Approximation)
SQP	: Sıralı Karesel Programlama

SEMBOL LİSTESİ

Bu çalışmada kullanılmış olan simgeler açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklama
a_n	Tasarım noktaları
k_n	Tasarım değişkeni sayısı
\bar{y}	Tahmin edilen fonksiyon
β	Model hesaplamadaki katsayı
X	Matris
X^T	Matrisin tersi
y	Sütun vektörü
$p^T(x)$	Polinom eğilim fonksiyonu
$Z(x)$	Gaussian dağılımlı
σ^2	Varyans
\bar{y}_{ens}	Toplumun tahmini
\bar{y}_i	Yanıtın tahmini
k_m	Meta model
w_i	Yöntemin ağırlıkça oranı
R	Kolerasyon matrisi
C	Basma
T	Çekme
P	Basınç
t	Zaman
x	Tasarım değişkenleri
ρ	Yoğunluk
τ	Kayma gerilimi
σ	Gerilme
σ_y	Akma dayanımı
σ_u	Kopma dayanımı
σ_u/ρ	Özgül Mukavemet
δ	Yer değiştirme
k	Direngenlik
w_i	Ağırlık
$g_k(x)$	Eşitsizlik kısıtları
T_n	Tasarım Noktaları
N	Badem sayısı
t	Sac metal et kalınlığı
r_1	Badem yarıçapı
r_2	Badem yuvarlatması
h	Badem derinliği

D_1	Ray boşaltma genişliği
H_1	Ray boşaltma derinliği
L_1	Köşebent kalın bölge uzunluğu
L_2	Köşebent bacak uzunluğu
T_1	Köşebent bacak kalınlığı
L_3	Toplam ray uzunluğu
b	Ray genişliği
L_4	Toplam köşebent uzunluğu
L_5	Kanister uzunluğu
Y_1	Kanister yüksekliği
Y_2	Kanister genişliği
l	Uzunluk
G	Yerçekimi ivmesi
N	Newton
MPa	Mega Paskal



RESİM LİSTESİ

Sayfa

Resim 1.1 : Type 03 Chu-SAM kanister bütünü yan görünümü [1]..... 2



1. GİRİŞ

Kanister; roket veya füze sistemlerinin atıldığı/ateşlendiği, Tam Atım Füze sistemini oluşturan, füze haricindeki diğer ana alt sistemdir. Kanister; füzeyi depolama, taşıma ve atış anlarında çevresel etkilere/yüklere karşı koruyan silindirik veya prizmatik yapısal bütündür. Bu tez kapsamında kanister yapısının bu etkilerden bazılarına karşı minimum ağırlıkla dayanıklı kalması amacıyla eniyileme çalışmaları yürütülmüştür.

Kanister saclarının füzenin ateşleme anında oluşturduğu basınca karşı yapısal bütünlüğünü koruması, minimum sac ağırlığıyla bu yüke karşı dayanıklı olması ve aynı zamanda ilk tasarıma göre daha küçük yer değiştirmelere sahip olması kanister sac metal plakalar için tasarımında ulaşılmaya istenen bir hedefdir. Kanister bütünüünün uzun olmasından dolayı sac metallerin bağlantı yerleri sadece kenarlarla sınırlı kalmakta ve yüksek yer değişimi değerlerine oluşmaktadır. Bu durumda sac metal plakalar yüksek eğilme gerilmelerine maruz kalabilmektedir. Düz bir sac metal plakasının zayıf direngenliğe sahip olmasından dolayı sistemler üzerinde direkt olarak kullanılması yerine, bazı sistemler bağlantı arayüzlerinin sayısını artırarak sacı desteklerken bazısı plaka üzerine uygulanan badem (ing. bead) şekliyle sac plakaların direngenliği artırılmaktadır.

Kanister yapısının gereksinimlerden kaynaklı boyca uzaması, köşebent ve rayların sistemin ağırlığını taşıyan ana profiller olmaları nedeniyle genel maksatlı kalınlaştırılması gibi nedenlerle kanister ağırlıkları izin verilen ölçütlerin dışına çıkmıştır. Dayanıklı olmasının yanında yer değişiminin az olması ve hafifletilmesi ciddi manada ihtiyaç haline geldiği için bu konuda bir eniyileme çalışması yürütülmesi gereklilik haline gelmiştir.

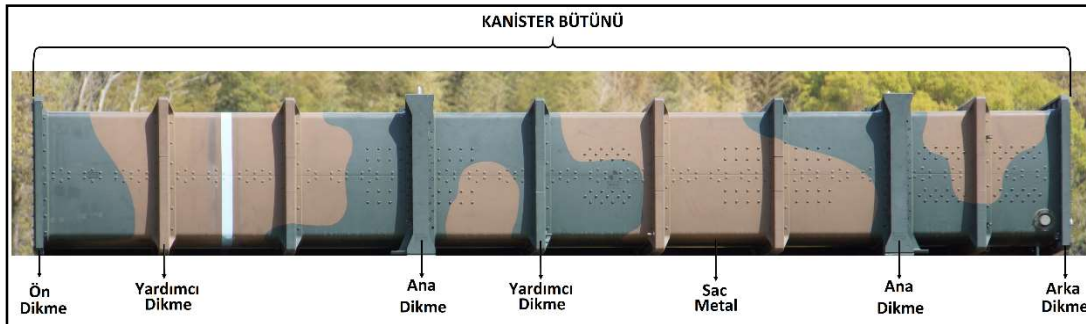
Bu çalışmada; yapının taşıyıcı kirişini oluşturan köşebent ve ray profillerinin ideal geometride olması ve sac metal plakanın üzerine verilecek formun doğru şekilde seçilmesi için sistematik bir yaklaşımla şekil ve boyut iyilemesi yapılmıştır. Eniyilenmiş modelin belirlenmesinde; kanister köşebent profilinin dış arayüz ölçüleri, ray profilinin alt yüzeyindeki hafifletme yuvaları ve sac metalin üzerindeki form

ölçüleri değişken olarak tanımlanmış ve ANSYS sonlu elemanlar yazılımı kullanılarak mekanik davranışı analiz edilmiştir.

Sonlu elemanlar analizleri ve çözüm ağı yöntemi çalışmalarına ek olarak ANSYS yazılımının yanıt yüzey yöntemi modülü kullanılarak eniyileme çalışmaları yürütülmüştür. Ayrıca problem tanımlarında belirtilen konunun yapılabilirliğini teknik açıdan destekleyebilmek için literatür araştırması da yapılmış olup, çalışma kapsamında ortaya çıkartılan sonuçlar bu literatür araştırması bölümünde ele alınmıştır.

1.1 Tezin Amacı

Tam Atım Füze (TAF) sisteminin ana alt sistemlerinden birisi olan kanister; gereksinimlere, kısıtlara, tasarımcının insiyatifine ve tasarım modeline bağlı olarak Resim 1.1’de de görüleceği gibi; sac metal, dikme, ray, mekanik bağlanacağı profiller (köşebent, yardımcı dikmeler, çerçeveler vb.) ve birçok bağlayıcı elemanlardan oluşmakta ve bunların tamamına da kanister bütünü adı verilmektedir. Kanister yapısının ağırlığı da hem boyutsal nedenlerden hem de burada bahsedilen birçok alt parçadan kaynaklı ciddi seviyelerde artabilmektedir. Tez kapsamında ele alınan kanisterin; sac, köşebent ve ray parçalarının kanister içerisindeki ağırlıkça oranlarının yüksek olmasından kaynaklı, bu parçalar özelinde şekil ve boyut eniyilemesi yapılarak kanister bütünü hafifletilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca; kanister köşebent ve ray parçalarının TAF’ın depolama durumundaki ve kanister sac metal plakalarının füzenin ateşleme durumundaki yüklere karşı minimum ağırlıkta dayanıklı olması durumlarından dolayı konu iki farklı hal için ayrı ayrı ele alınmaktadır.



Resim 1.1 : Type 03 Chu-SAM kanister bütünü yan görünümü [1]

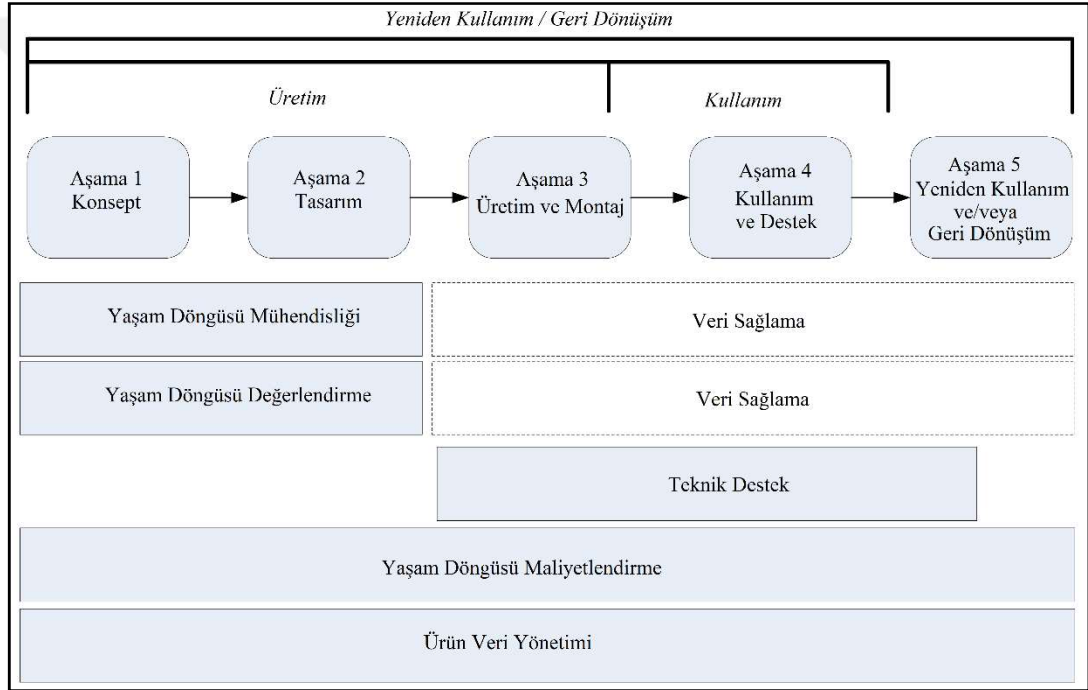
1.2 Tez İçeriği

Tez kapsamında yapılan çalışmada; kanisterin sac, köşebent ve ray parçaları için Şekil ve boyut eniyilemesi yapılarak ağırlığının hafifletilmesi amaçlanmaktadır. Tez içeriği bu amaca bağlı kalınarak oluşturulmuştur. Birinci bölümde genel amaçtan bahsedilmiş olup, tezin geri kalan bölümleri sırasıyla şu Şekilde düzenlenmiştir. İkinci bölümde; kullanılan eniyileme yöntemleri, kafes-kiriş tasarımları, genel kanister tasarımları, kanistere gelebilen basınç değerleri ve sac metal formlarıyla alakalı literatür araştırmalarına yer verilmiş ve tezin amacına uygun Şekilde bilgi birikimi oluşturulmaya çalışılmıştır. nc bölümde; sac metal, köşebent ve ray özelinde ayrı ayrı problem tanımları verilmiş ve sonlu elemanlar analiz modelleri oluşturulmuştur. Dördüncü bölümde; sac, köşebent ve ray parçaları için tanımlanan tasarım değerrişkenleri ile bu parçalarda oluşan gerilme ve yerdeğerriştirmeler arasında matematiksel modeller kurmak maksadıyla vekil modeller oluşturulmuş, bu vekil modeller ile bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilerek eniyileme bulgularına ulaşılmış ve ortaya çıkan bulgular ile yapılan çıkarımlar anlatılmıştır. Beşinci ve son bölümde ise; bulgular referans alınarak sonuçlar ve değerlendirmeler yapılmış ve tez üzerine gelecekte yapılabilen çalışmalar hakkında görüşler sunulmuştur.



2. LİTERATÜR TARAMASI

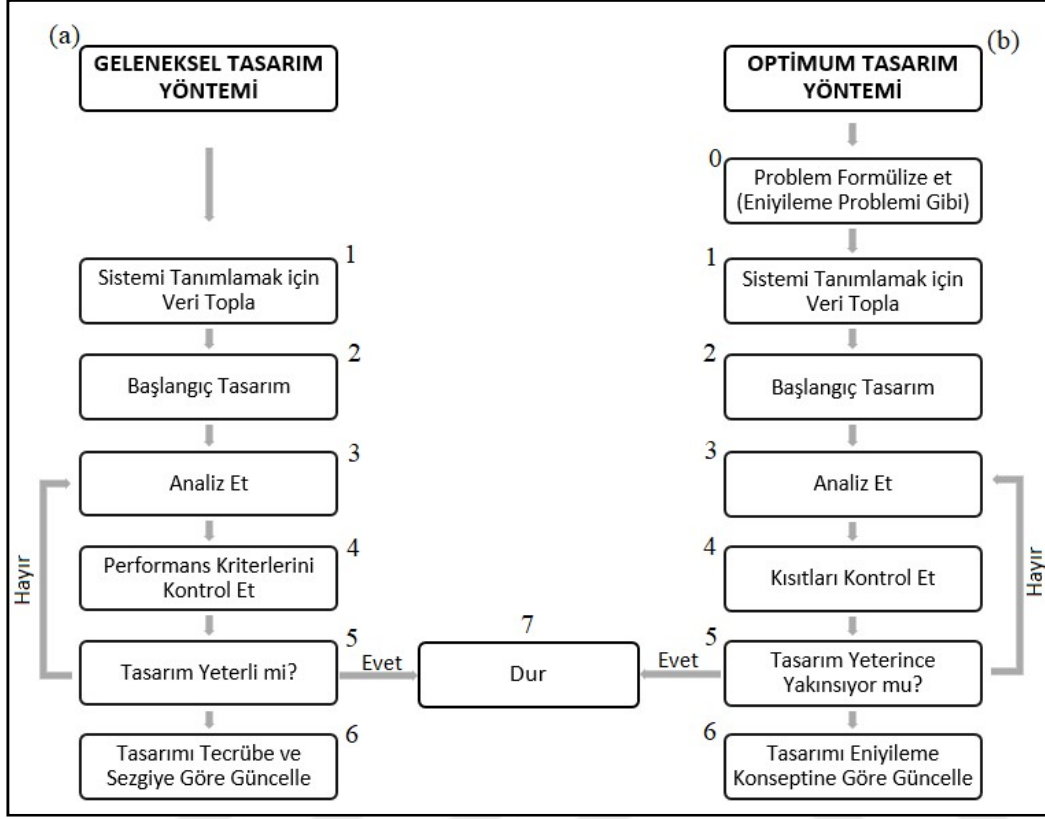
Ürün yaşam döngüsü yönetimi (ing. product lifecycle management (PLM)) kapsamında; zaman içerisinde kullanılan farklı yaklaşımlar ortaya çıktığı ve aralarında temel bazı ayrışmaların olduğu görülmektedir [2]. Günümüzde yaygın olarak kullanılan ve bizim de referans aldığımız mühendislik ürün yaşam döngüsünde (ing. engineering product life cycle (E-PLC)) Şekil 2.1’de de görüleceği gibi ana parçalarından birisi tasarım aşamasıdır [3].



Şekil 2.1 : Mühendislik ürün yaşam döngüsü [2]

Tasarımcı; sezgisine, deneyimine, inisiyatifine ve bazı basit analitik yaklaşımlara dayalı olarak sistemin konsept tasarımını tahmin ederek tasarım sürecini başlatır. Tasarım aşamasında; girdiler, çıktılar ve kısıtlar arasında bağın iyi bir şekilde kurulması, gelecek dönemde yaşanacak sorunların önüne geçilmesini ve yaşanabilecek hataların erkenden fark edilip ciddi maliyet artışına sebep olmamasını sağlayabilir. Tasarım süreci; isterlerin, kısıtların ve çıktıların ele alındığı yerdir. Gereksinimleri sağlayan ve ihtiyacı karşılayan bir sistem veya altsistem geliştirilmeye çalışmak, tasarım aşamasında modelleme ve analiz faaliyetlerini aktif olarak iteratif bir döngüye sokar.

Bu sürecin nasıl ilerletileceği; Şekil 2.2’de gösterilen geleneksel tasarım yöntemiyle mi yoksa optimum tasarım yöntemiyle mi ele alınacağı başlangıçta belirlenmelidir [4].



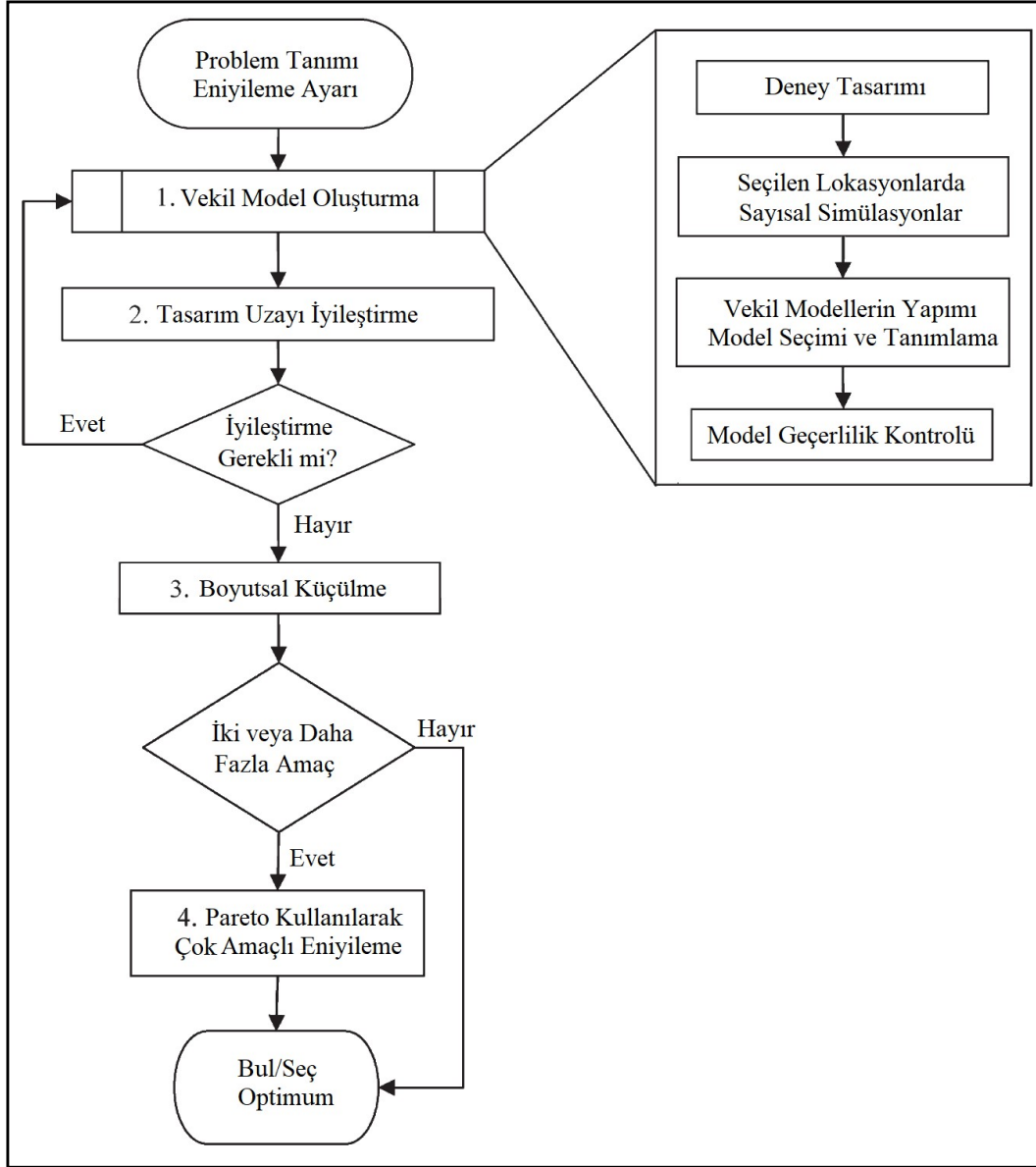
Şekil 2.2 : Tasarım yöntemlerinin kıyaslaması (a) geleneksel ve (b) optimum [4].

Optimum tasarım yöntemi; geleneksel tasarım yönteminden temelde 3 farklı adımdan kaynaklı farklılaşır. Şekil 2.2’den de anlaşılacağı üzere geleneksel tasarımdan farklı olarak 0, 4 ve 6 ile numaralandırılan basamaklar ayrışmaktadır [4]:

- Adım 0’da tasarımın başında eniyileme problem tanımı yani amaç fonksiyonu ve kısıt fonksiyonu oluşturulmaktadır.
- Adım 4’de geleneksel durumda sadece performans kriterini geçti/kaldı kontrolü yaparken, eniyileme tasarımı tüm kısıtların sağlanıp sağlanmadığını kontrol etmektedir.
- Adım 6’daysa; geleneksel yöntemde tasarım tahminle güncellenmekte ve bu durum hem tasarım analiz sürecini uzatmakta, hem de tasarımcının geçmiş bilgisine bağlı kalmaktadır. Ancak, optimum yöntemde tasarım parametrelerine, kısıtlarına ve amaç fonksiyonuna bağlı hareket edilerek iterasyon sayısı azaltılmaktadır.

Dolayısıyla, tasarımların günümüzde halen yaygın olarak kullanılan geleneksel yöntemlerle ele alınması tasarım modellemesi-analiz iterasyonlarını artırmakta, sonuçlar tasarımcının tecrübesine kalmakta ve tasarım süreçlerini ciddi seviyede etkilemektedir. Ayrıca, geleneksel tasarım yöntemiyle sadece performans gereksinimi sağlanırken, eniyileme durumu da göz ardı edilmektedir. Örnek olarak, iki farklı yüklemeye altında çalışan bir sistem için ilgili yüklerden fazla olanına göre tasarlanan sistem, performans gereksinimini sağlarken bu tasarım için optimum değerlerin bulunduğu anlamına gelmemekte, aksine aşırı tasarım olma ihtimali oluşmaktadır.

Geleneksel tasarım yönteminde iterasyonunun zaten uzun sürmesi optimum tasarımın aranmasına zaman bırakmaması veya yapılacak eniyileme işlemi içinse birçok simülasyonun değerlendirilmesini gerektirmektedir. Ancak, hesaplamalı simülasyon üzerine devam eden gelişmeler sayesinde; hesaplama tabanlı optimizasyon, tasarım sürecini ve maliyetini azaltan yararlı bir araç olduğu bir çok araştırmada görülmektedir. Hesaplama tabanlı öne çıkan optimizasyon yöntemleri arasında gradyan tabanlı yöntemler (ing. gradient-based methods), birleşik yöntemler (ing. adjoint methods) ve yanıt yüzeyi yaklaşımı (ing. response surface approximation (RSA)) gibi vekil model tabanlı optimizasyon yöntemleri (ing. surrogate model-based optimization methods) bulunur [5]. Bu yöntemler arasından; yaşayan gereksinimlere sahip ve karmaşık yeni tasarım sürecine uyarlanması kolay ve ucuz olanı, yanıt yüzeyi yaklaşımına dayalı optimizasyon iyi bir seçimdir. Şekil 2.2’de görüleceği gibi problem tanımı aşamasında amacın, kısıtın ve girdi-çıkıtı ilişkisinin doğru kurulması ve ilişkinin işleyişinin gözlemlenmesine ve optimum tasarımın belirlenmesine vekil tabanlı optimizasyon yöntemi izin vermektedir. Yanıt yüzey yaklaşımında; bilgisayar modelinin elde edilen veriler yani metamodel veya emülatör adı verilen bilgisayar simülasyonu ile oluşturulan deney tasarım verileriyle vekil modelinin yanıtı arasında matematiksel bir bağlantı oluşturmaktır [6].



Şekil 2.3 : Optimizasyon çerçevesinin akış şeması [5].

Vekil model oluşturmanın ilk adımı Şekil 2.3'te de görüleceği gibi veri noktalarının oluşturulması olup, bu aşamada deney tasarımıyla ele alınmaktadır. Deney tasarımında kullanılan bir çok yöntem olmasına karşın eniyileme çalışmaları kapsamında; genellikle Latin hiperküp örnekleme ve merkezi kompozit tasarım yöntemlerinin tercih edildiği görülmektedir [7]. Tasarım değişkenleri; seçilen deney tasarımı tipine göre değişken noktaları oluşturularak bu değerler için sistem yanıtları elde edilir. Oluşturulan tasarım noktaları ve bunlara alınan yanıtlar vekil modelin yapımı aşamasında kullanılarak yanıt yüzey yaklaşımı oluşturulur.

Vekil model oluşturma aşamasının içinde yanıt yüzey yaklaşımı kapsamında kullanılacak vekil modellere karar verilmesi gerekmektedir. Bu kapsamda; 2. dereceden polinom, Kriging, parametrik olmayan regresyon, sinir ağı ve seyrek ızgara gibi modeller bulunmaktadır [8]. Vekil modeli oluşturulan, tasarım uzayında ve vekil model sonuçlarında düzeltilmesi gereken bir faktör olmadığı durumda; vekil model üzerinden eniyileme çalışmaları yapılabilir. Eniyileme çözümünü oluştururken; deney tasarımı ve yanıt yüzey modelinde olduğu gibi farklı yöntemler kullanılabilir. Eniyileme yöntemi olarak; görüntüleme (ing. screening), çok amaçlı genetik algoritma (ing. multi-objective genetic algorithm, MOGA), karesel Lagrange ile doğrusal olmayan programlama (ing. nonlinear programming by quadratic Lagrangian, NLPQL) ve karma tamsayı sıralı karesel programlama (ing. mixed-integer sequential quadratic programming, MISQP) bu yöntemlerden bazılarıdır.

Tez kapsamında sunulan problem tanımları için kullanılan deney tasarımı, vekil model tabanlı optimizasyon yöntemleri olan yanıt yüzeyi yaklaşımı ve eniyileme yöntemleri alt başlıklarda detaylandırılacaktır. Bu amaçla; deney tasarımı yöntemleri Bölüm 2.1’de, vekil model yöntemleri Bölüm 2.2’de, eniyileme yöntemleri ise Bölüm 2.3’te ele alınmıştır.

2.1 Deney Tasarımı Yöntemleri

Deney tasarımının kökenleri Birleşik Krallık’ta 1920 yıllarında Sir Fisher tarafından tarımda başarıyla kullanılmasıyla ortaya çıkmış fakat bu yöntem yayılmamıştır. 1960 yıllarında Japonya’da geliştirilen ve sonra yaygınlaşan Taguchi yöntemleri bir başka deney tasarım yöntemi olarak karşımıza çıkmaktadır [9, 10]. İlerleyen zamanlarda deney tasarımları birçok sektörde kullanılmaya başlanmıştır.

Deney tasarımının; hem fiziksel deneyler için hem de simülasyon deneylerinde kullanılabilir olması ve örneklerle geneli tahmin etme problemine bilimsel olarak yaklaşması yayılmasında etkili olmuştur. Değişken parametreleri olan karmaşık analitik problemlerin hesaplanan sonuçlarının araştırılmasında veya parametrelerin etkilerinin incelenmesinde önemli bir yöntem olmuştur [11]. Tasarım uzayını mümkün olduğunca az örneklem üzerinden gidilerek iyi bir şekilde tasarım uzayını ve genel durumu tahmin etmek esastır. Bu durum yapılacak için sayısını ve süresini yani maliyetini azaltması nedeniyle tasarım uzayını benzetme ve tahmin etme üzerine çeşitli deney tasarımı yöntemleri geliştirilmiştir [12].

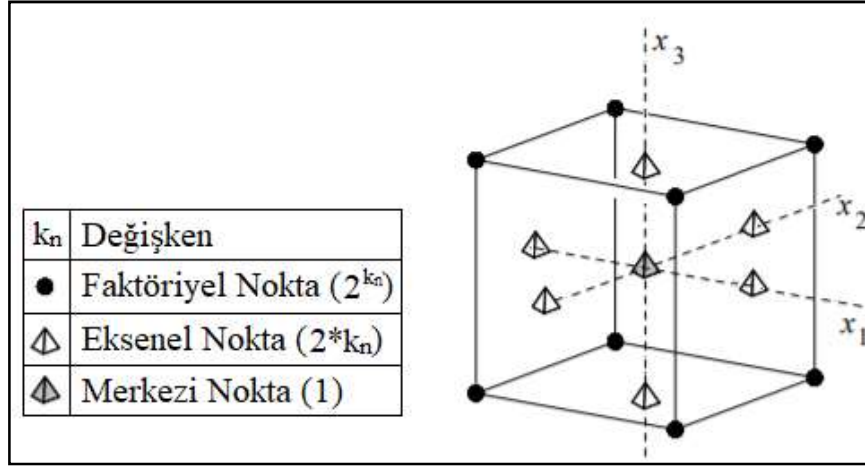
2.1.1 Merkezi kompozit tasarım ile deney tasarımı

Box-Wilson deney tasarım yöntemi olarak da adlandırılan merkezi kompozit tasarım; tam faktöriyel deney tasarımı içeren, aksenal noktalar ile zenginleştirilmiş ve merkez noktaya sahip bir deney tasarımıdır [13, 14].

Tasarım değişken sayısı k_n olmak üzere; merkezi kompozit tasarım 2^{k_n} adet tasarım değişkeni uzayının uç noktalarında bulunan faktöriyel noktaları, $2 \times k_n$ adet tasarım değişkenlerinin her ekseninde belli konumdaki aksenal noktaları ve 1 adet de orta noktayı içerir [15, 16]. Tasarım değişkeni 3 olan bir merkezi kompozit tasarımda Şekil 2.4'te görüleceği gibi 15 ($2^3+2 \times 3+1$) adet veri noktası deney tasarımına dahil edilir. Değer aralığı -1 ile 1 arasında a_1 , a_2 , a_3 tasarım değişkenleri ile merkezi kompozit tasarım yöntemi kullanılarak Çizelge 2.1'deki gibi bir deney tasarımı oluşturulmuştur.

Çizelge 2.1 : Merkezi kompozit tasarım deney tasarımı (3 tasarım değişkeni için).

Deney Sayısı	a_1	a_2	a_3
1	0	0	0
2	-1	0	0
3	1	0	0
4	0	-1	0
5	0	1	0
6	0	0	-1
7	0	0	1
8	-0,813	-0,813	-0,813
9	0,813	-0,813	-0,813
10	-0,813	0,813	-0,813
11	0,813	0,813	-0,813
12	-0,813	-0,813	0,813
13	0,813	-0,813	0,813
14	-0,813	0,813	0,813
15	0,813	0,813	0,813



Şekil 2.4 : Merkezi kompozit tasarım (3 tasarım değişkeni için 2. dereceden).

2.1.2 Latin hiperküp örnekleme ile deney tasarımı

1975 yıllarında geliştirilmeye aşamasında olan Latin hiperküp örnekleme yöntemi; McKay tarafından ilk kez akademik dergide teknometre konusunda ortaya konulmuştur [17]. Bilgisayar yazılımına 1975 yılında uyarlanan Latin hiperküp örnekleme yöntemi 1980 yılında iyileştirilerek resmi olarak piyasaya sunulmuş ve uzun zamandır da yaygın olarak tercih edilen deney tasarımı yöntemlerinden biri olmuştur [18, 19].

Latin hiperküp örnekleme yönteminde her bir değişkenin tasarım uzayı eşit örneklem sayıda hücreye ayırarak rasgele belirlenen bir tasarım değişkeni kümesinin ardından buna tekabül eden hücre seçilir. Buradaki tek kural; Şekil 2.5'te görüleceği gibi, daha önce seçilmiş olan hücre lokasyonları ile seçilecek olan hücre lokasyonunun satır ve sütun değerlerinin birbiri ile çakışmamasıdır. Her tasarım değişkeni için hücreler dolana kadar süreç devam ettirilir.

#	k2					
	1	2	3	4	5	6
k1	1					
	2					
	3					
	4					
	5					
	6					

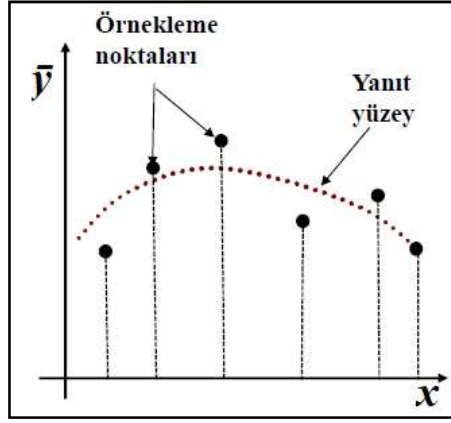
Şekil 2.5 : Örnek Latin hiperküp örnekleme.

2.2 Vekil Model Yöntemleri

Geleneksel yöntemde değişkenler iteratif bir şekilde adım adım değiştirilerek eniyileme noktası aranırken, optimum yöntemde kullanılan vekil modelleme tasarım değişkenleri ile yanıt değerleri arasında bağıntı sağlayarak değişken aralığında tüm veriyi temsil eden bir yüzey yaratmaktadır. Vekil model kapsamında deney tasarımı oluşturulduktan sonra, hangi vekil model tipinin kullanılacağı seçilmektedir. Tasarım değişkenlerinin sistem cevabına birlikte etki ettiği durumlarda vekil model yöntemiyle sistemin cevapları oluşturulabilmekte, sonuçlara etkileyen değişkenler eş zamanlı olarak incelenebilmekte ve türetilen az sayıda veriyle en iyi şekilde tanımlanabilmektedir [20]. Yanıt yüzey yöntemi için seçilen meta modelin ardından simülasyon gerçekleştirilerek yanıt değerleri elde edilir. Tasarım değişkenleri ve yanıt yüzey modelleriyle hem veri seti hem de davranış gözlenecek vekil modeller oluşturulur. Vekil model oluşturulmasının son aşaması da oluşturulan bu yanıt yüzeyin doğruluğunun kontrol edilmesi olup, doğrulama için genellikle kök ortalama kare hatası (ing. root mean square error, RMSE) hata metriği kullanılmaktadır [21]. Bu kapsamda; bazı vekil modeller hakkında aşağıda daha detaylı anlatıma yer verilmiştir.

2.2.1 Polinom yanıt yüzey yöntemi

G.E.P. Box ve K.B.Wilson tarafından 1951 yılında yanıt yüzey metodolojisi resmi olarak ortaya konulmuştur [21]. Polinom yanıt yüzey tasarımı Şekil 2.6'da görüleceği gibi tasarım değişkenleriyle çıktılar arasındaki bağıntıyı polinom uydurarak sağlamaya çalışır. Polinomun derecesi arttıkça modelin hata oranı genellikle azalmakta olup, azalma oranı giderek düşmekte ve daha çok simülasyon gerektirmektedir. Bu nedenle polinom yanıt yüzey yönteminde genellikle ikinci dereceden yani karesel polinom yanıt yüzey tercih edilmektedir [22].



Şekil 2.6 : Örneklem noktaları – yanıt yüzey eğrisi [13].

İkinci dereceden (karesel) polinom yanıt yüzeyi Denklem (2.1)'de ifade edilmiştir. Model katsayıları olan β değerlerinin hesabı Denklem (2.2)'de verilmiştir.

$$\bar{y}(x) = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i=1}^{k-1} \sum_{j=i+1}^k \beta_{ij} x_i x_j + \dots + \varepsilon \quad (2.1)$$

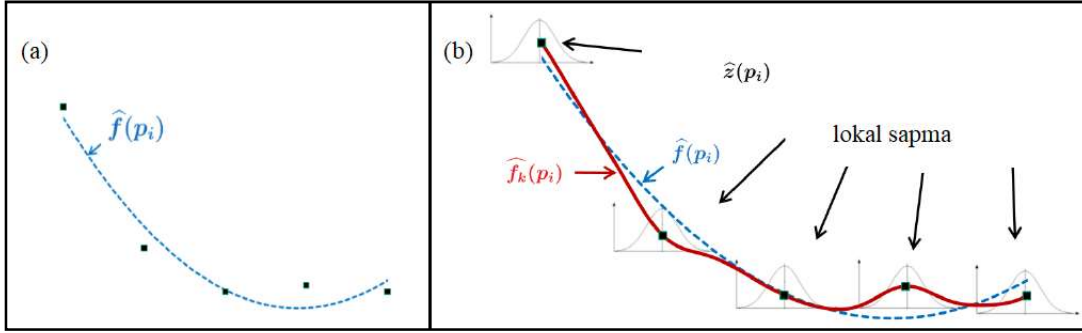
$$\beta = (X^T X)^{-1} X^T y \quad (2.2)$$

Bu formülde \bar{y} tahmin edilen fonksiyon, x tasarım değişkenleri, k tasarım değişkeni sayısı ve β değerleri ise modeli oluştururken hesaplanması gereken katsayılardır [13, 23]. Burada X matrisi vektör modeldeki polinom tipine bağlı olarak, örnek noktalarındaki veriler kullanılarak oluşturulan bir matris, X^T matrisin transpozu, y ise her bir örnekleme karşılık gelen yanıtları içeren sütun vektörüdür [24].

2.2.2 Kriging yöntemi

Güney Afrika'da maden mühendisi olan Daniel G. Krige tarafından 1950'lerin başlarında değerler kümesinden bilinmeyen değerlerin tahmini konusunda çalışma yapmıştır. Fransız matematikçi George Matheron ise 1970'li yıllarda bu çalışmayı daha pratik hale getirerek Kriging yöntemi olarak adlandırmıştır [25].

Kriging yanıt yüzeyi yöntemi Şekil 2.7'de görüleceği gibi global noktaların yanı sıra lokal davranışların bulunmasını da sağlayan çok boyutlu bir interpolasyondur [26]. Lokal davranışları bulmada daha etkin olmasına karşın gürültülü verilerin genel davranışını ortaya koyarken, yanlış lokal değerler ortaya çıkartabileceği için gürültülü verilerin sonuçlarında kullanmak için doğru bir yöntem değildir.



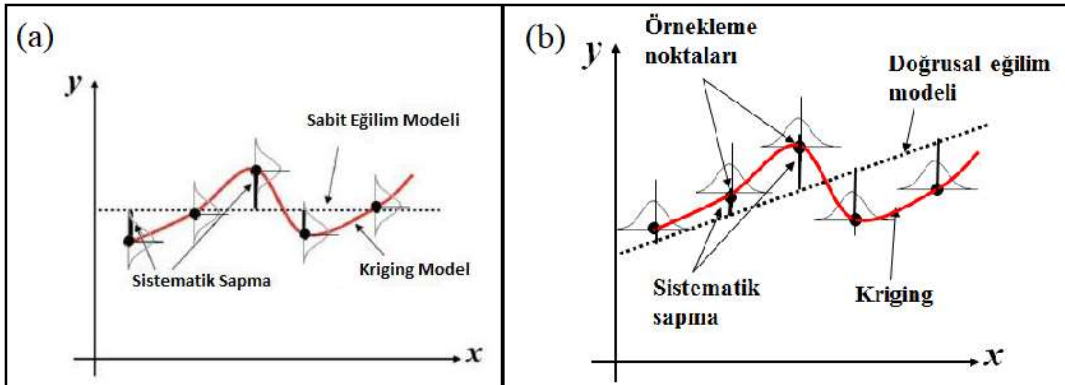
Şekil 2.7 : Yanıt yüzeyi yöntemi (a) Polinom ve (b) Kriging [26].

Kriging yönteminde yanıt fonksiyonu Denklem (2.3)'deki gibi iki bileşenden oluşan bir formül ile tahmin edilir.

$$\bar{y}(\mathbf{x}) = \mathbf{p}^T(\mathbf{x}) + \mathbf{Z}(\mathbf{x}) \quad (2.3)$$

$$\text{Cov}[Z(x^i), Z(x^j)] = \sigma^2 R([r(x^i, x^j)]) \quad (2.4)$$

Bu formülasyonda $\mathbf{p}^T(\mathbf{x})$ polinom eğilim fonksiyonu, $\mathbf{Z}(\mathbf{x})$ ise Gaussian dağılımlı, ortalaması sıfır ve σ^2 varyansına sahip olduğu varsayılan sistematik sapma olarak adlandırılabilir. $\mathbf{Z}(\mathbf{x})$ 'in yakınsama matrisi Denklem (2.4)'de verilmiştir. Burada σ^2 varyansı, R 'de k adet örnekleme noktasından oluşturulan $k \times k$ korelasyon matrisini ifade etmektedir. $r(x^i, x^j)$ iki örnekleme noktası olan x^i ve x^j arasındaki korelasyon fonksiyonudur [27].



Şekil 2.8 : Kriging ile tahmin (a) lineer ve (b) sabit eğilime sahip [28].

Örnek bir Kriging modeli için sabit ve lineer eğilim modelleri Şekil 2.8'de gösterilmiştir. Eğilim modelleri arasında sıfıncı derecede (sabit) ve birinci derecede (lineer) en sık kullanılanlardır [28, 29].

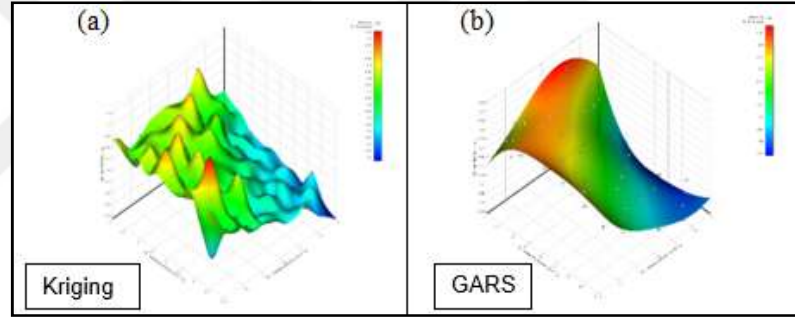
2.2.3 Vekil model bütünü

Vekil model bütünü; farklı vekil modellerin ağırlıklı ortalaması kullanılarak Denklem (2.5-2.6)'da şu şekilde ifade edilebilir [32-33]:

$$\bar{y}_{ens}(\mathbf{x}) = \sum_{i=1}^k w_i \bar{y}_i \quad (2.5)$$

$$\sum_{i=1}^k w_i = 1 \quad \text{ve} \quad w_i \geq 0, 1 \leq i \leq k_m \quad (2.6)$$

Burada \bar{y}_{ens} topluluğun tahmini, \bar{y}_i yanıtın tahmini, k_m kullanılan meta model ve w_i kullanılan yöntemin ağırlıkça oranıdır. Ağırlık faktörleri genellikle uygun bir çapraz doğrulama hata metriği enküçüklenerek belirlenir. Bu eniyileme probleminin çözümünde genetik algoritma yöntemi [30, 31] kullanılması popülerleşmiştir. Genetik algoritma döngüsü içerisinde en iyi yanıt yüzeyini oluşturmaya çalışırken; bu popülasyon içerisinde baskın olan bir metamodel varsa onun baskınlığını azaltarak yaklaşım yönteminin çeşitliliği korur [32].



Şekil 2.9 : Yanıt yüzeyi yöntemi (a) Kriging ve (b) Vekil model bütünü [34].

Kriging yanıt yüzey yöntemi Şekil 2.9'da da görüleceği gibi lokal eniyileme sonuçlarını da gösterirken, genetik algoritma yanıt yüzeyi bu bölgelerdeki verileri düzenlerken-iyileştirirken yanıt yüzey sonucunu global sonuca götürmektedir.

2.3 Eniyileme Yöntemleri

Eniyileme; amaçlar doğrultusunda belirli kısıtlamaların sağlanarak en uygun çözümün elde edilmesi yani tanımlı fonksiyonun minimize veya maksimize edilmesi tanımlanabilir. Yaşamın her alanında gördüğümüz eniyileme yaklaşımının temelleri matematiksel olarak 2. Dünya Savaşı döneminde geliştirilen yöneylem araştırmalarına dayanmaktadır. İlerleyen yıllarda; 1964 yılında Wilde, 1966 yılında Rosenbrock, 1972 yılında Himmelblau, 1973 yılında Brent ve 1977 yılında Schwefel tarafından eniyileme yöntemlerine ilişkin yayınlanan kitaplardan görülmektedir [35].

Eniyileme yöntemlerinde yakın döneme dair kullanılan ve popüler olanlardan bazıları tez kapsamında kullanılan ANSYS yazılımında; görüntüleme, çok amaçlı genetik algoritma (MOGA), karesel Lagrangian ile doğrusal olmayan programlama (NLPQL) ve karışık tamsayı sıralı karesel programlama (MISQP) yanıt yüzey tabanlı eniyileme yöntemleri şeklinde yer almaktadır [36].

Çizelge 2.2’de gösterilen durumlar genellikle ne arandığına göre kullanılacak yöntemin seçilmesini kolaylaştırır. Burada belirtilen yöntemlerin yetenekleriyle kastedilen mesela lokal optimumu bulması istendiğinde sonucu kaçırabilecek olan yöntemler işaretlenmemiştir. Fakat görüntüleme ve MOGA yöntemi her ne kadar çok amaçlı eniyileme çalışması için kullanılabilir olarak ifade edilse bile tek amaçlı eniyilemeler için de global optimumları bulmada da kullanılabilir.

Çizelge 2.2 : ANSYS yanıt yüzey optimizasyonu yöntemlerinin yetenekleri [36].

Yöntem	Tek Amaç	Çok Amaç	Lokal Optimum	Global Optimum
NLPQL	+		+	
MISQP	+		+	
Görüntüleme		+		+
MOGA		+		+

2.3.1 Karesel Lagrange ile doğrusal olmayan programlama (NLPQL)

Karesel Lagrange ile doğrusal olmayan programlama yöntemi; K. Schittkowski tarafından geliştirilen rafine, yerel, optimizasyon sonucu sağlamak için gradyan tabanlı bir eniyileme algoritmasıdır. Tek bir amaç fonksiyonunu, çoklu kısıtlama fonksiyonlarını destekler ve sürekli parametrelerle sınırlı olup arama yönü boyunca önceden belirlenmiş test noktalarında hesaplanır. Gradyan tabanlı optimizasyon yöntemi olduğu için ulaşılabilecek optimum çözümün başlangıç noktasına bağlı lokal optimum olma ihtimali vardır. Karesel Lagrange ile doğrusal olmayan programlama yöntemi yarı-Newton yöntemlerine dayanır ve genişletilmiş Lagrange fonksiyonuna göre eniyileme yapmaya çalışır [36].

2.3.2 Karma tamsayı sıralı karesel programlama (MISQP)

Karma tamsayı sıralı karesel programlama yöntemi; tek bir amaç fonksiyonu ve çoklu kısıtlama fonksiyonlarını altında çalışmaktadır. Gradyan tabanlı optimizasyon yöntemi olduğu için ulaşılabilecek optimum çözümün lokal optimum olma ihtimali vardır ve lokal optimumu bulmak için efektif bir yöntemdir. Değiştirilmiş sıralı karesel programlama (SQP) yöntemiyle karışık tamsayı doğrusal olmayan programlama sorunlarını çözer. Keşfedilecek tasarım alanının bölgesini belirlemek için başlangıç noktası önemlidir [36].

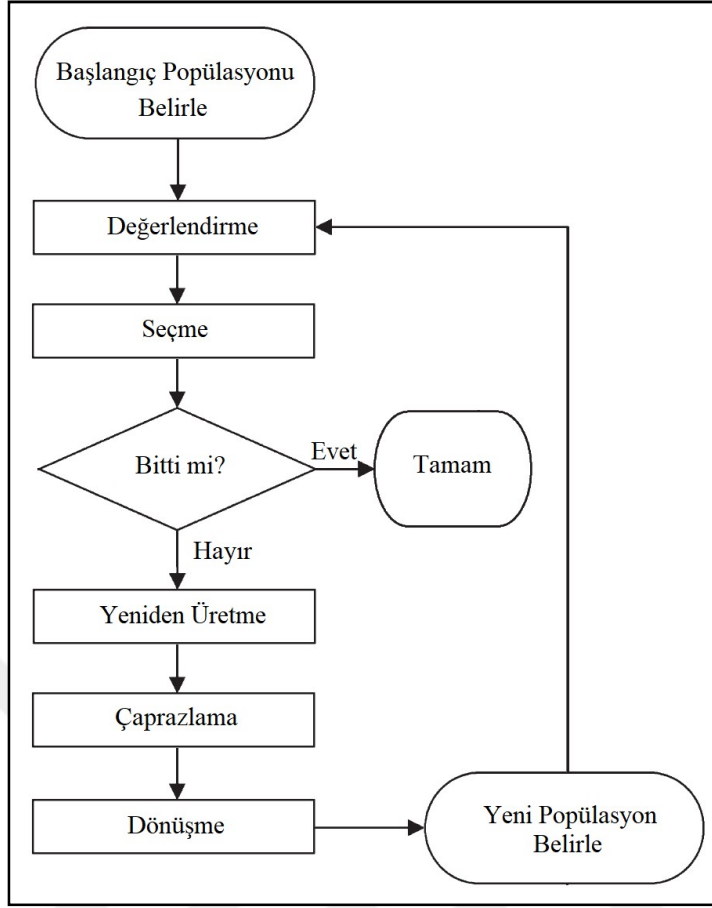
2.3.3 Görüntüleme yöntemi

Görüntüleme yöntemi Hammersley algoritmasına dayalı yarı rastgele bir sayı üretici kullanan doğrudan bir örnekleme yöntemidir. Görüntüleme yöntemi genellikle ön tasarım için ilk aday noktaları bulmak için kullanılır. Bu yöntem, yeni bir örnekleme seti oluşturulmasına ve örneklemelerin amaç ve kısıtlara göre sıralanmasına olanak sağlar. Sıfırıncı derece bir yöntem olan görüntüleme yöntemi, tasarım değişkenleri kısıtları içerisinde kalarak tasarım uzayını tarayan rassal değişkenler atılarak veri üretir ve yeterli sayıda veri türetilmişse eniyileme için başarılı sonuçlar verebilmektedir [37].

2.3.4 Çok amaçlı genetik algoritma (MOGA)

Holland tarafından 1975 yılında ortaya konulan geleneksel genetik algoritmaya; 1985 yılında Schaffer tarafından uygunluk işlevinin eklenmesiyle çok amaçlı genetik algoritma ortaya çıkmıştır [38]. Temelleri genetik bilimine dayanan genetik algoritmanın Şekil 2.10'da da görüleceği gibi genetik bilimine ait terminolojiler kullanılmaktadır [39-40]

- Kodlama: tasarım değişkenlerinin sürekli dizelerle (DNA) ifade edilmesi
- Popülasyon: oluşturulan tasarım noktaları
- Seçim: en iyi bireyler hayatta kalır
- Çaprazlama: yeni bireyler oluşturma
- Mutasyon: yeni bireyler mutasyona uğratılır (rastsallık)



Şekil 2.10 : Genetik algoritma [25].

Başlangıç tasarım noktaları yani popülasyon belirlenir algoritma içerisinde; seçim, çaprazlama ve mutasyon yoluyla yeni bir popülasyon oluşturulur ve yeni tasarım noktaları güncellenir yani yeni popülasyon oluşturulur. Bu döngü Şekil 2.10’da görüleceği gibi yeterince yakınsama oluncaya kadar sürer ve yakınsama yeterli bir seviyedeysen uygunluk durumuna göre kontrol edilir [13, 25, 40].

Evrim temelli bir yaklaşımı olan bu algoritmanın doğası gereği; sınırlı kaynaklar ve çatışan çok amaçlı bir ortama dayalı strateji kurması ve karar vermesi gerekir. Çok amaçlı bu yöntemin bazı avantajları vardır: amaçların farklı ölçü birimleri vardır, deneyimlerin ve bakış açılarının (kısıt) denkleme konulmasına izin verir ve amaçlar çelişkili veya alternatif ilişkisi olsa bile aralarında değişiklik yapılmasına izin verir [41]. Her bir amacın ağırlıkça oranı vardır ve çoklu genetik algoritmalar da karmaşık problemler için çözüm ararken ağırlıkça durumlarını kontrol ederek ilerler [42]. Elitist strateji daha iyi genlerin çoğaltılması için daha fazla şansa sahip olması gerektiğini söyler ve dolayısıyla eksik seçim kaygısından dolayı iyi genlerinin kaybını önleyerek seçim baskısını artırarak genetik algoritmanın optimuma yakınsamasını yani performansını iyileştirir [43].

Bu bilgilerin sonucunda; çok amaçlı genetik algoritma yöntemi (MOGA), sürekli girdi parametreleriyle sorunları optimize etmek için genetik bir algoritma kullanan yinelemeli bir yöntemdir ve kontrollü elitizm kavramlarına dayanan (ing. Non-dominated sorted genetic algorithm-II) bir çeşididir. Bu algoritma birden çok amaç fonksiyonunu ve kısıt fonksiyonunu destekleyerek global optimumu bulmaya çalışır.

2.4 Kanister Yapısal Bütünü

Kanister bütünü; TAF'ın statik ve dinamik yüklerine ve füzenin ateşleme anında oluşturduğu basınç yüküne karşı dayanıklı olması gereken bir yapıdır. Bu tarz yapıların dayanım kriterleri karşılanacak şekilde tasarımlarda kullanılan alt parçaların genelleştiği görülmüştür.

Günümüzde kullanılan tüm tasarımlar optimum noktaya taşınmak istenirken aynı zamanda bu optimum noktaya gitmek istenirken belli bir emniyet faktörü konulmaktadır. Emniyet faktörü konulmasına neden olan; kullanılan malzemenin kendi içerisindeki varyasyonu, sisteme etki eden yükteki varyasyon, toleranslar, ömür vb. gibi tasarım girdisine etki eden ana unsurlardan kaynaklanmaktadır. Bu amaçlardır ki güvenliği kritik öneme sahip ürünlere yüksek emniyet faktörlerinin konulması sistemi optimum tasarımdan uzaklaştırmaktadır. Bu nedenledir ki sistemlere doğru emniyet faktörlerini tanımlamak her zaman tasarım içerisinde yer alan kritik bir süreç olmuştur. Uzay uçuşu (Spaceflight) donanımı olan veya bu kapsamda kullanılan yardımcı unsurlar için Çizelge 2.3'deki gibi emniyet faktörleri tanımlanmıştır [44-45]. Bu kapsamda tanımlanmış değerler tez kapsamında da referans olarak kullanılmaktadır.

Çizelge 2.3 : NASA Standart Emniyet Faktörleri [44-45].

BİLEŞEN	FAKTÖR	
	AKMA	KOPMA
Genel Yapı	$\geq 1,0$	$\geq 1,4$
Basınçlandırılmış Yapı		
<i>Birleşik Yükleme ve Basınç</i>	$\geq 1,0$	1,5
<i>Sadece Basınç</i>		2

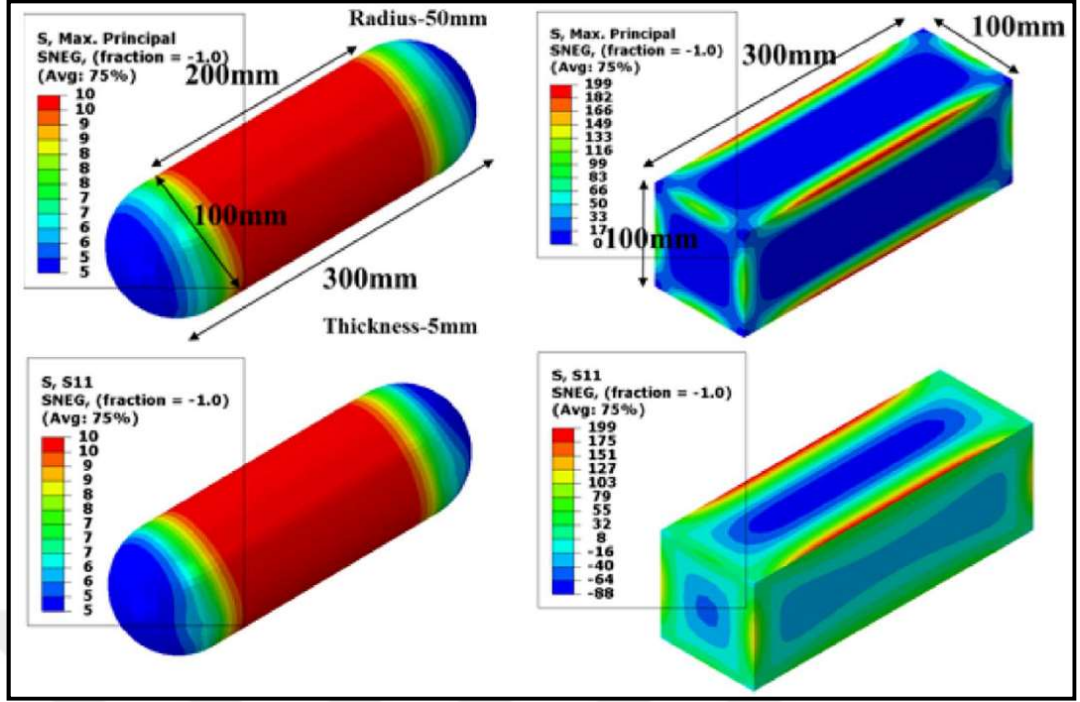
2.4.1 Kanister Basınç Seviyeleri

Sac metal optimizasyonu kapsamında tasarım girdisinin belirlenmesi kapsamında benzer sistemlerde yapılan çalışmalar incelenmiştir. Her TAF sisteminin çalışma konseptine bağlı olarak iç basınçları değişiklik gösterebilmektedir. Bu kapsamda literatür içerisinde geçen füzenin ateşlenme anında alınan basınç verilerinde görülen farklı değerler bunun destekleyicisi olmaktadır.

Kanisterde kullanılan cıvataların eniyilemesi; füzenin ateşleme anında oluşturduğu iç basınç, 4,41 MPa'a kabul edilerek yapılmaktadır[46]. Bir başka çalışmada füze'nin ateşlenmesi sırasında kanisterin 1.176 MPa iç basınca maruz kaldığı ifade edilmiştir. İç basınç dayanımı görmek amacıyla da ANSYS yazılımı kullanılarak statik sonlu elemanlar analizi yapılmıştır [47].

Kompozit kanister kapsamında; füzenin ateşlenmesi anında 0.689 MPa iç basınç olduğu ifade edilmiş ve ANSYS yazılımı kullanılarak tasarımın sonlu elemanlar analizi kabuk modelleme ile yapılmıştır [48]. Yapılan tasarıma göre füze ağırlığı 720 kg, kanister ağırlığı ise yaklaşık olarak 500 kg olarak belirtilmiştir [48].

Şekil 2.11'de gösterilen prizmatik ve silindirik kanisterlerde gerilme değerleri hesaplanırken burulma gerilmesi ve membran gerilmesi ve bunların toplamı toplam gerilme elde edilmektedir. Prizmatik basınçlı kapların silindirik basınçlı kaplara göre hacim yönünden daha avantajlı olduğu ancak daha fazla burulma gerilmesine maruz kaldığı belirtilmiştir [49]. Silindirik ve prizmatik kaplarda elde edilen gerilme değerleri Çizelge 2.4'te verilmiştir [49].

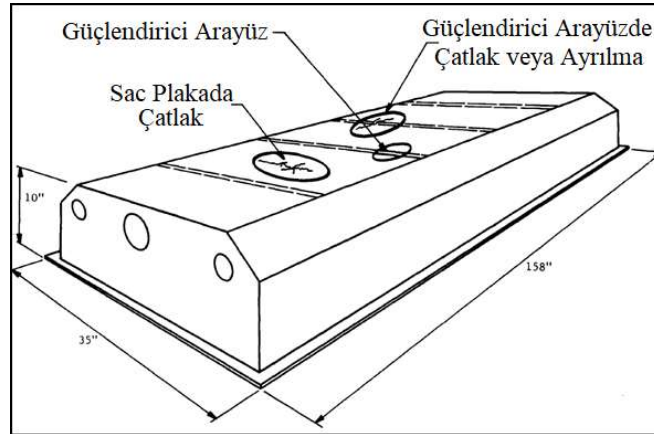


Şekil 2.11 : Silindirik ve Prizmatik Basıncılı Kap Gerilme (Basınç= 1 MPa) [49]

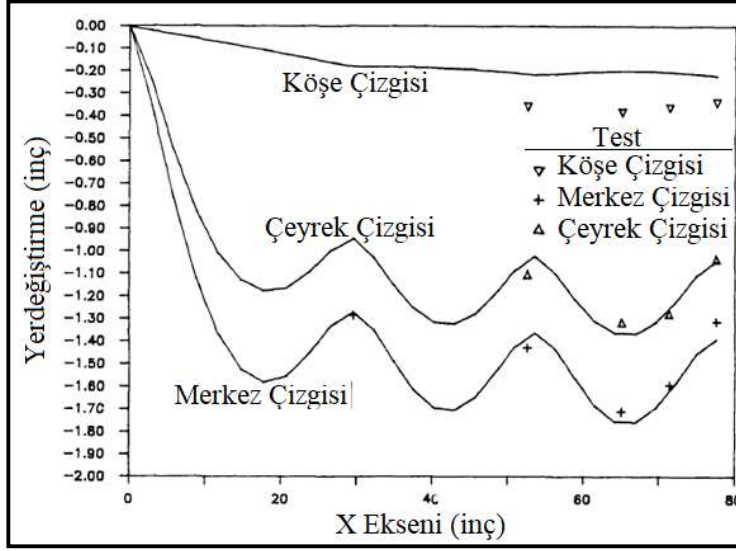
Çizelge 2.4 : Silindirik ve prizmatik gerilme değerleri.

	Silindirik Şekil	Prizmatik Şekil
Membran Gerilme (MPa)	10	10
Maksimum Eğilme Gerilmesi (MPa)	0	190
Toplam Gerilme (MPa)	10	200

Şekil 2.12’de yer alan Harpoon Füze Kanister’inin 4,7 mm’lik sac kalınlığına sahip bölgesinde çatlak ve ayrılmalar gözlemlenmiştir. Bu ayrılmalara neden olan durumun anlaşılabilmesi için analiz ve gerinim ölçer kıyaslanması yapılmıştır. Yapılan ölçüm ve analizler Şekil 2.13’te gösterilmiş olup 1 Psi vakum altında yapılmış ve kıyaslanmıştır [50].

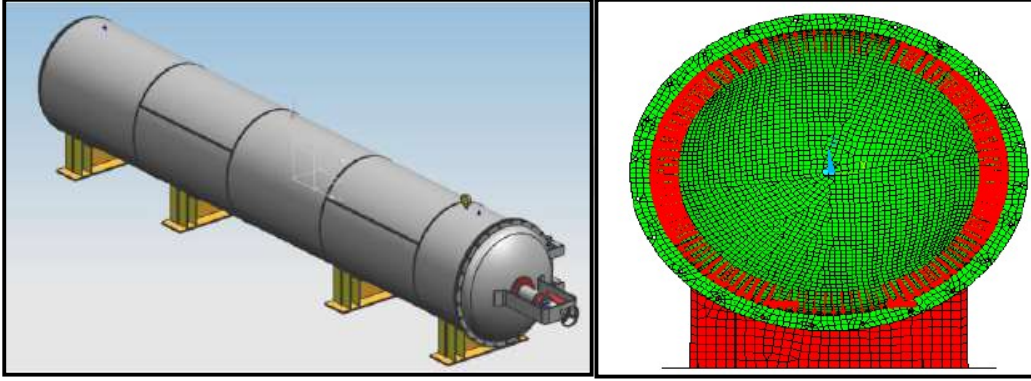


Şekil 2.12 : Harpoon Kanisteri MK-607 Üst Sac Şematik Gösterimi [50]



Şekil 2.13 : Analiz ve ölçüm yerdeğiştirme kıyaslaması (Vakum 1 Psi) [50]

Şekil 2.14'te gösterilen bir kanistere iç basınç analizi yapılmaktadır. Bu analizde 0.883 MPa basınç değeri uygulanmaktadır [51].



Şekil 2.14 : Kanister iç basınç dayanım analiz yük tanımı [51]

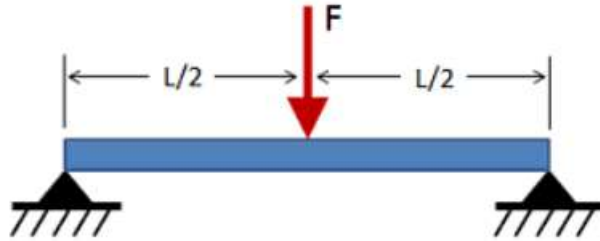
Bu sistemin basınç altında dayanımının artırılması için silindirik kanister dıştan metal yüzüklerle mekanik bağlantı yapılarak desteklenmektedir. Burada sac metaller kaynakla birleştirilmekte ve dairesel profillerle dıştan desteklenmektedir. Silindirik kanisterlerde yapıları dıştan desteklemek hem üretilebilirlik açısından hem de montaj daha kolay olmaktadır. Dikdörtgen prizması olan kanister yapıları taşıyıcı dikmeler üzerinde köşe profillerle bir yapı oluşturulup sac metalle kapatılmaktadır. Bunun haricinde sac metaller bükülerek 2 U profil kaynakla bağlanmakta ve bu sac kompleleri taşıyıcı dikmelere montajı yapılmaktadır. Basınç altında dayanması için de dıştan parçalı dikdörtgen profillerle desteklenmektedir. Bu tasarımların birbiri üzerlerinde avantajları ve dezavantajları bulunmaktadır.

Tez kapsamında incelenen kanister yapısının prizmatik olmasından kaynaklı sacların basınç karşısında yüklemesi açısından dairesel bir kanistere göre dezavantajlı konumda başlanmıştır. Bu nedenle sac plakalar özelinde gereksiz ağırlık artışı getirmemek için detaylı analiz ve eniyileme çalışmalarına ihtiyaç duyulmuştur.

2.4.2 Sac Metal Şekillendirmeleri

Sac metaller günümüzde birçok alanda yaygın bir şekilde yerini almaktadır. Bunun en büyük nedenleri arasında ufak bir düzenlemeyle çok faydalı hale gelmesi (yani esnek çalışma alanı yaratması) ve düşük maliyetli olması yatmaktadır. Bu nedenlerden dolayı da hem otomotive hem de savunma sanayi sektörlerinde de kullanım alanlarına sıkça rastlanmaktadır.

Uçlarından basitçe Şekil 2.15'te gösterildiği gibi tutulan bir kirişin tam ortasından yüklenmesi durumunda kirişte oluşan maksimum deformasyon Denklem (2.7)'deki gibi ifade edilebilmektedir [52]. Direngenlikse (ing. stiffness) kuvvet altında malzemenin yer değiştirmeye olan direnç olarak tanımlanmakta ve Denklem (2.8)'deki gibi ifade edilmektedir. Direngenlik her bir parça için maksimum deformasyon denklemlerine göre Denklem (2.9)'daki gibi de tanımlanabilir.



Şekil 2.15 : Uçlarından basitçe tutulan bir kirişin yükleme şematik gösterimi [52]

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (2.7)$$

$$\delta_{max} = \frac{FL^3}{48EI} \quad (2.8)$$

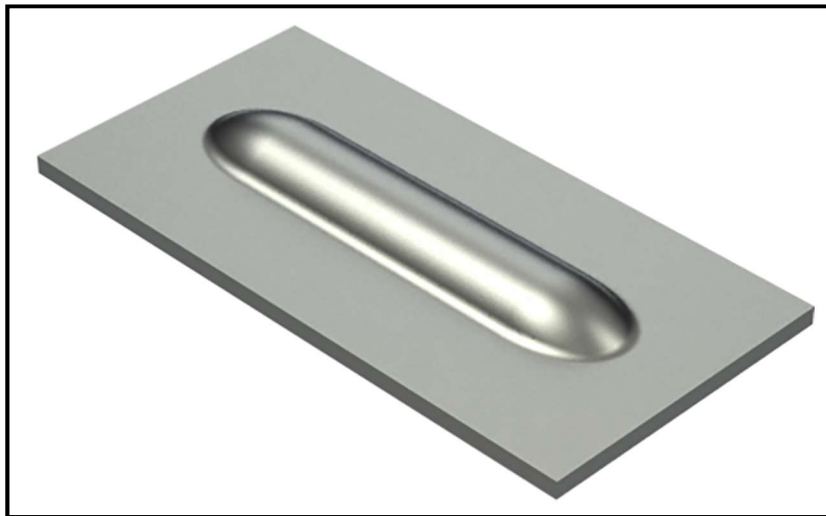
$$k = \frac{48EI}{L^3} \quad (2.9)$$

Denklem 2.9’da görüleceği gibi direngenlik malzemenin elastik modelinden farklı olarak parçanın şekline yani ataletsel momentine de bağlıdır. Düz sac metallere farklı şekillerde formlar verilerek ataletsel momentleri artırılarak direngenlik kazandırılmaktadır. Buradan hareketle düşük direngenliğe sahip düz saclar üzerine verilecek formlarla dayanım artırılmaya çalışılmaktadır.

Sac metallere; amaca bağlı olarak Şekil 2.16’da görüleceği gibi farklı formlar verilerek ilgili yükleme durumuna göre direngenlik kazandırılmaktadır. Eğilme dayanımını artırmak için sac metal formlarından Şekil 2.17’deki gibi badem formları tercih edilir ve sac metalin uzunla yönüyle paralel şekilde form verilir [54]. Badem formu sac metal üzerine kalıp veya silindir merdane ile verilen soğuk şekillendirmeyle yapılmaktadır [55]. Parçanın boyutuna ve malzeme kalınlığına bağlı olarak, maksimum güçlendirme etkisini elde etmek için uzunluk, genişlik ve baskı derinliği oranı ayarlanmalıdır. Badem formu; levha veya plaka boyutuyla ilişkili olarak doğru boyut oranı belirlenirse kuvvetlere optimum şekilde dayanım kazandırır.

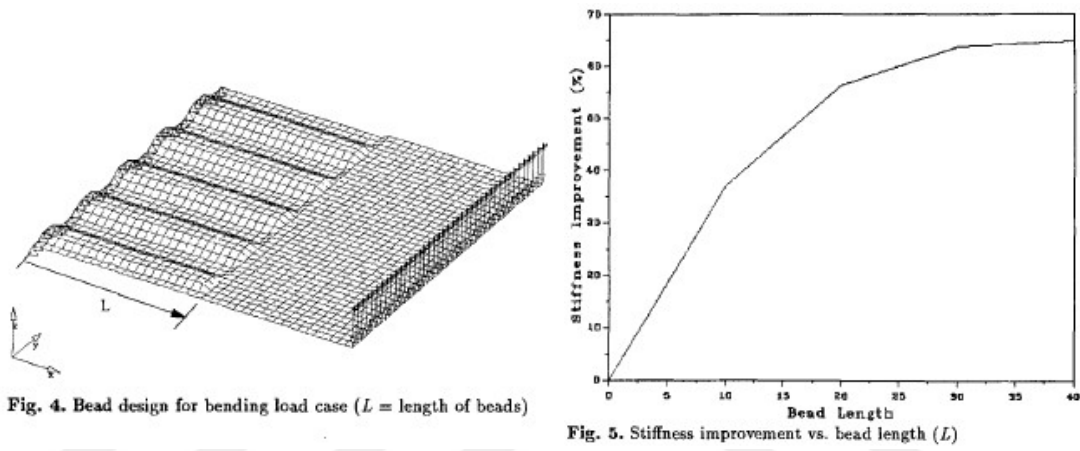


Şekil 2.16 : Farklı form (a) badem, (b) bardak ve (c) gamze şekilleri [53]



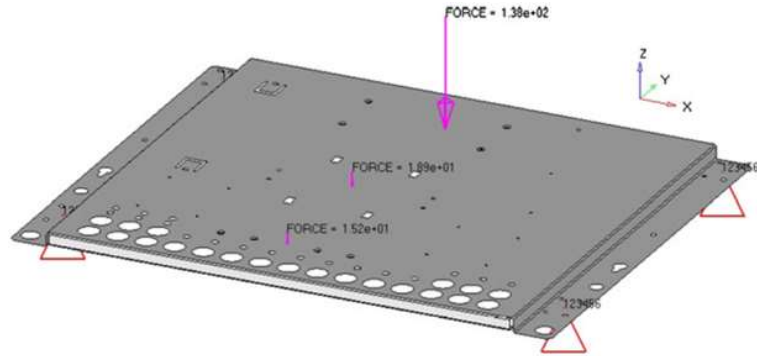
Şekil 2.17 : Badem formu [54]

Sac metal şekillendirmelerinin yaygın olarak eğilme ve burkulmalara karşı dayanım artırılmasına dönük kullanıldığı görülmüştür. Bu konuda yakın dönem akademik çalışmalar ve makalelerde sac metale verilen formun Şekil 2.18’de görüldüğü gibi bükülme ve burma yönünde dayanım artırıldığıyla alakalı ilişki ele alınmıştır [56]. Bu makalede sac metalin bir ucundan yukarı yönde kuvvet uygulanırken diğer ucundan sabitlenmektedir. Bu yükleme koşuluna bademin boyca uzatılmasının sehime etkisi kıyaslanmıştır. Bu makalede geçen bulgulara göre bademin boyca uzatılması deformasyon miktarını azalttığı ve arasında 2. Dereceden bir ilişkisi olduğu çıkartılmaktadır.

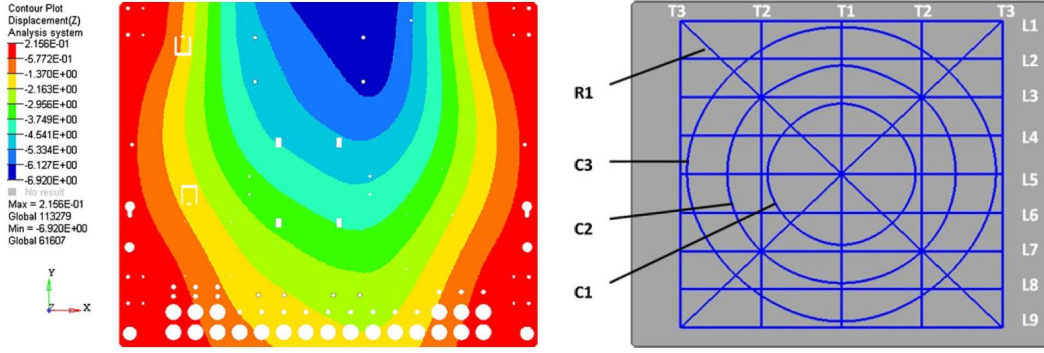


Şekil 2.18 : Bükülme ve Direngelik İlişkisi [56]

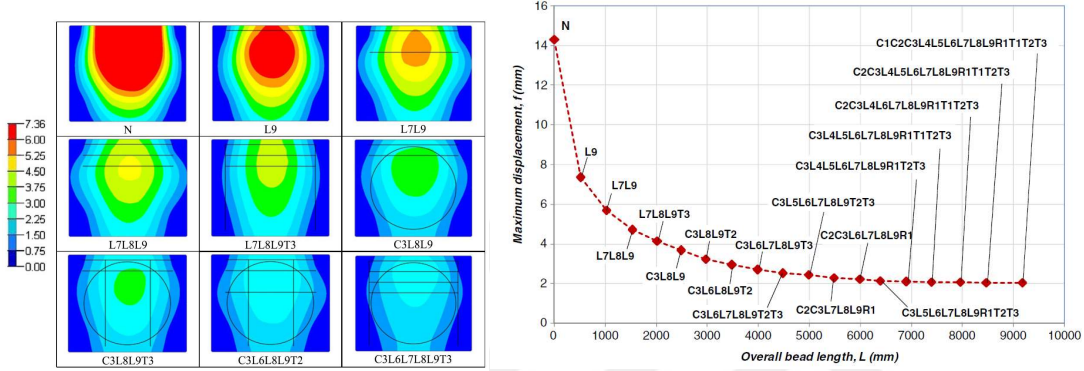
Sac seviyesinde yapılan bir incelemeye göre; Şekil 2.19’da gösterilen endüstriyel buzdolabın motor alt kapağının uygulanan kuvvet altında davranışı düz bir plaka olarak düşünülerek yük dağılımı çıkartılmış ve formlar Şekil 2.20’de gösterilmiştir [57]. Form optimizasyon çalışmalarına göre yapının deformasyonunu enküçükleyecek şekil ve sayısı Şekil 2.21’de gösterildiği gibi optimize edilmiştir [57].



Şekil 2.19 : Endüstriyel Buzdolabı Motor Plakası [57]

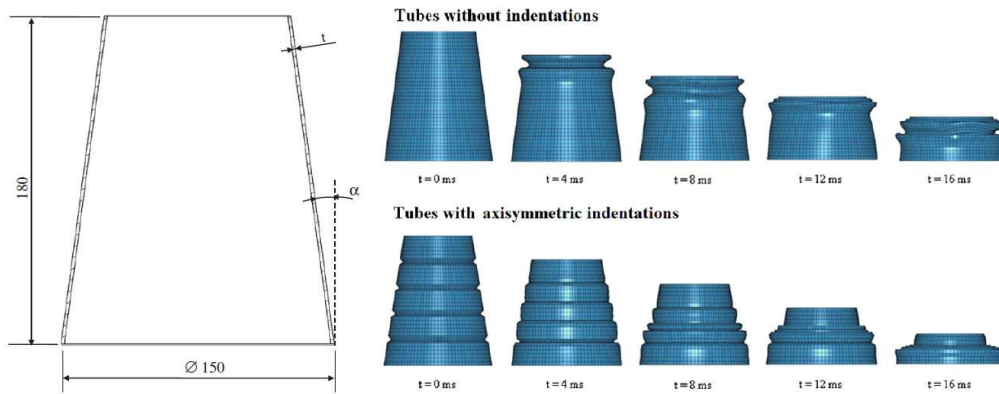


Şekil 2.20 : Plakada Oluşan Yük Dağılımı ve Uygulanacak Şekiller [57]

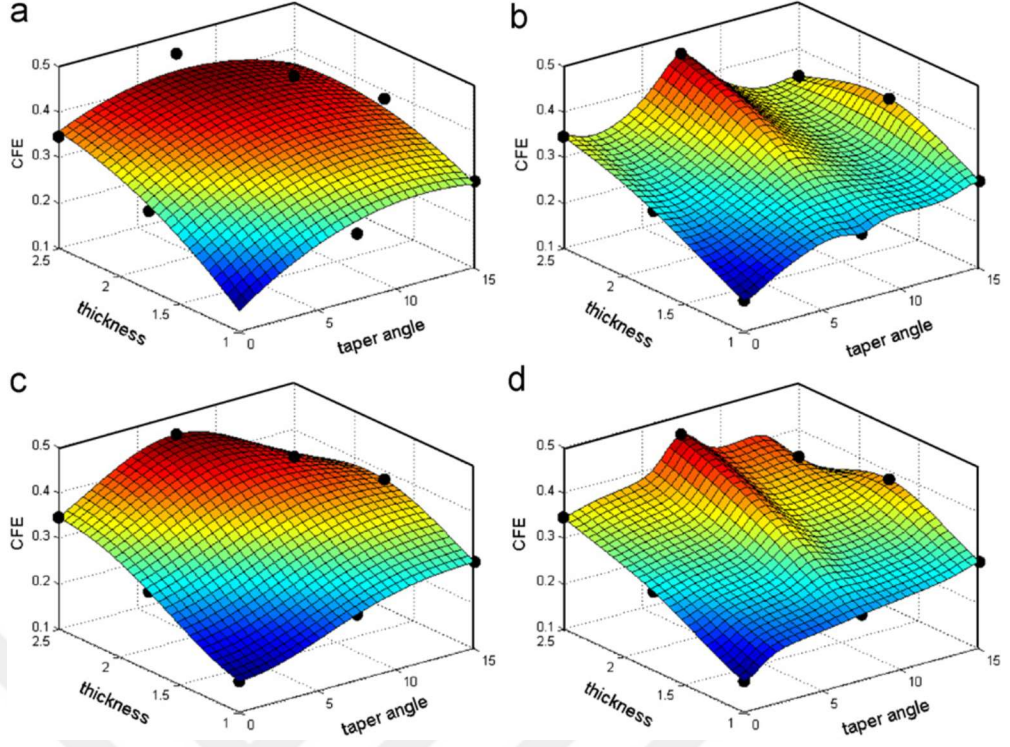


Şekil 2.21 : Yerdeğişim Miktarı ve Badem Şekil Bağıntısı

Bir başka çalışmada Şekil 2.22’de görülen çarpışma sönümleyicilere verilen formun dayanım kazandırması yönünde değil düzgün katlanması ve o bölgelerden bükülmesi özelinde şekil ve boyut eniyileme çalışmasında yapılmakta ve vekil modelin farklı yöntemleri ((a) polinom yanıt yüzey yaklaşımları, (b) radyal temel fonksiyonları, (c) Kriging 0. derece ve (d) Kriging 1.derece) kullanılarak Şekil 2.23’te görüleceği üzere kalınlık ve açığa bağlı olarak ezilme kuvvet verimliliği çıktısına göre kıyaslanmaktadır [58].



Şekil 2.22 : Çarpışma Sönümleyiciler



Şekil 2.23 : Ezilme kuvveti verimliliğinin farklı vekil modellere göre kıyaslaması

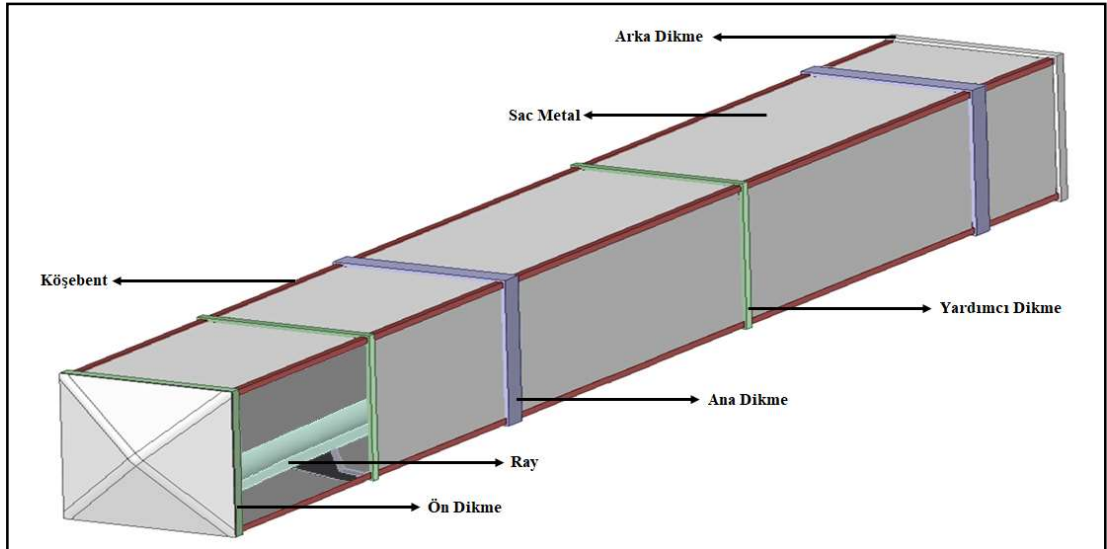
Buradan çıkışla düz sac metallere verilen formların yerdeğıştirmeyi ve gerilmeyi azaltmada etkin olduğu görölmüşür.



3. KANİSTER SACLARINDA, KÖŞEBENTLERİNDE VE RAYLARINDA PROBLEM TANIMI VE ÇÖZÜM AĞI YAKINSAMASI

3.1 Kanister Yapısal Bütünü

Kanister saclarında, köşebentlerinde ve raylarında eniyileme çalışmasını doğru şekilde yapabilmek için çalışmanın neden gerekli olduğunu, sistemi ve problemi iyi şekilde anlamak gerekmektedir. TAF taşıyıcı sistemlerinin ağırlık kısıtı olmasından kaynaklı; füze ve kanister ağırlıklarının hem kendi iç isterlerini karşılaması hem de bu ağırlık kısıtını sağlaması istenmektedir. Kanister yapısal bütünü; Şekil 3.24'te görüldüğü üzere ana dikme, yardımcı dikme, köşebent, ray, sac metal, ön dikme ve arka dikmelerden oluşmaktadır. Bu yapının boydan boya olan sac metal, köşebent ve ray parçaları ağırlıkça büyük çoğunluğunu oluşturmaktadır. Bu nedenle bu parçalar özelinde eniyileme çalışması yürütmek ağırlıkça daha efektif kazanç sağlanma durumunu ortaya koymaktadır.



Şekil 3.24 : Kanister Yapısal Bütünü

Füzenin ateşleme anında oluşturduğu basınca karşı prizmatik kanisterin silindirik kanistere göre devavantajlı konumda olmasından dolayı prizmatik kanisterin sac kalınlıkları artırılmakta olup sistemi ağırlaştırmaktadır. Benzer şekilde kanister bütünüünün uzun olmasından dolayı; yapısal bütün bekleme durumunda yüksek sehimler görülebilmekte ve bunu engellemek için köşebent ve ray parçaları kalınlaştırılmasından kaynaklı yapı ağırlaşmaktadır.

Füzenin ateşleme anında oluşturduğu basınca karşı prizmatik kanisterin silindirik kanistere göre dezavantajlı konumda olmasından dolayı prizmatik kanisterin seçilmiş olması, sac metal plakasında ve depolama durumunda kanister bütünüünün uzun olmasından kaynaklı olarak da köşebent ve rayın yüksek sehim verme ihtimaline karşın bu parçalarda ağırlık açısından optimum noktayı bulmak için problemi doğru tanımlamak gerekmektedir.

3.2 Problem Tanımı

3.2.1 Sac metal plaka için problem tanımı

Prizmatik kanister bütünüündeki dikmeler arasında kalan her bölge sac metal plakalarla kapatılmaktadır. Bunların bir çoğu ortaklanmış olup bu çalışma kapsamında seçilen sac metal plakanın optimizasyon problemi; ağırlık, yer değiştirme ve dayanım isterleri dikkate alınarak Denklem(3.1-3.4)'de verildiği gibi formülize edilmiştir. Eniyileme probleminde; badem formu verilmiş sac metalin füzenin ateşlenmesiyle oluşan basınca minimum ağırlıkla dayanıklı olması (yapıdaki maksimum Von Mises gerilmesinin malzemenin akma dayanımını geçmemesi) ve yer değiştirme miktarının düz sac metale göre daha düşük olması üzerine formülize edilmiştir.

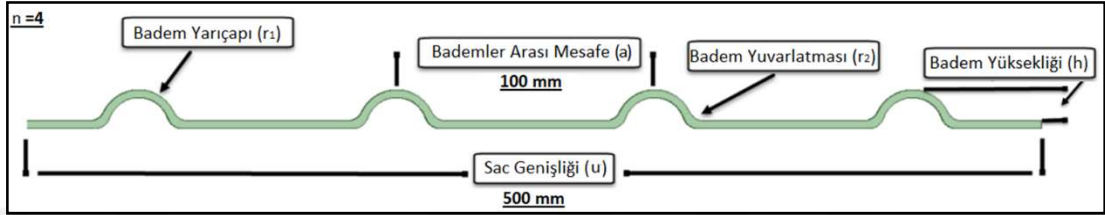
$$\text{Bul} \quad \mathbf{x} = \{r_1, r_2, h\} \quad (3.1)$$

$$\text{Minimum} \quad w_1(\mathbf{x}) \quad (3.2)$$

$$\text{Öyle ki} \quad \sigma(\mathbf{x}) \leq \sigma_Y \quad (3.3)$$

$$\delta(\mathbf{x}) \leq \delta_{Düz} \quad (3.4)$$

Denklem (3.1)'de kullanılan tasarım değişkenleri Şekil 3.25'te de görüldüğü üzere h badem formunun yüksekliği ve r_1 badem yarıçapı ve r_2 badem yuvarlatmasıdır. Denklem (3.2-4)'te $w_1(x)$ plaka ağırlığı, $\sigma(x)$ plakada oluşan maksimum von Mises gerilmesi, σ_Y akma gerilmesi, $\delta(x)$ plakada oluşan maksimum yerdeğiştirme ve $\delta_{Düz}$ ise aynı koşullarda düz sac metalde oluşacak olan maksimum yerdeğiştirme değeridir. Tasarım değişkenleri Çizelge 3.5'te görüldüğü üzere üretilebilirlik ve varsayımlar dikkate alınarak kısıtlar belirtilmiştir.



Şekil 3.25 : Sac metal plaka badem formu.

Çizelge 3.5 : Sac metal plaka tasarım değişkeni sınırları.

Değişken	Simge	Minimum (mm)	Nominal (mm)	Maksimum (mm)
Badem Yüksekliği	h	3	6	12
Badem Yarıçapı	r_1	3	6	12
Badem Yuvarlatması	r_2	3	6	12

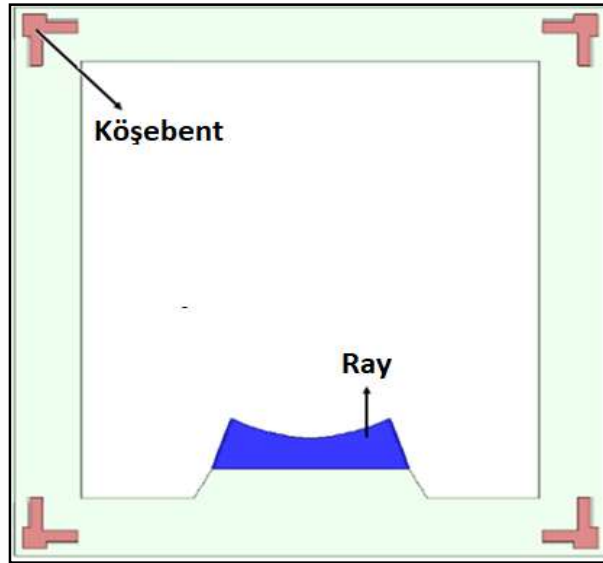
Tasarım değişkeni olmayan diğer tasarım girdileri Şekil 3.25'te ve Çizelge 3.6'da ifade edilmiş olup ilgili değerler eniyileme çalışmaları kapsamında sabit değerler olarak kullanılmıştır.

Çizelge 3.6 : Sac metal plaka boyutları.

	Simge	Düz Sac	Bademli Sac
Basınç (MPa)	P	0,02	
Sac uzunluğu (mm)	l	900	
Sac genişliği (mm)	u	500	
Sac et kalınlığı (mm)	t	4	3
Bademler arası mesafe	a	-	100
Badem sayısı	n	-	4

3.2.2 Köşebent ve ray için problem tanımı

Prizmatik kanister bütünü Şekil 3.24'te görüldüğü üzere farklı yüklere karşı dayanım sağlayan dikmeler, köşebentler ve raylarla güçlendirilmiş bir yapıdır. Şekil 3.26'da görüldüğü üzere köşebent ve ray parçaları statik ve dinamik yüklemelere karşı dayanıklı olmaları için yapı boyunca aynı boyutsal kesite sahip olacak şekilde kalınlaştırılmıştır. Yükleme koşulları köşebent ve ray tarafından karşılandığından, sac metal plakadaki gibi bağımsız bir problem tanımı yerine her iki parçanın tasarım değişkenleri birlikte ele alınarak ortak bir optimizasyon problemi olarak değerlendirilmiştir. Kanister üzerinde farklı iki yüklemeye göre yapılacak eniyileme çalışmasında yapının ön ana dikme ile ön dikme arasındaki bölüme odaklanılacaktır. Mevcut yüklemelere göre yapının ön bölgesi daha yüksek yerdeğiştirme ve gerilme seviyelerine maruz kaldığı için, yapıdaki tüm köşebent ve raylarda aynı tasarım değişkenleri kullanılacak olup parçaların üretimini standart hale getirmek için de ön ve arka bölge olarak fark etmeksizin bu ölçülere uygun köşebent ve raylar kullanılacaktır. Köşebent ve ray optimizasyon problemi; ağırlık, yer değiştirme ve dayanım isterleri dikkate alınarak Denklem (3.5-3.10)'da verildiği gibi formülize edilmiştir. Köşebent ve ray parçaları hem füzeden hem de kanisterden kaynaklı statik yüklemelere maruz kalmaktadır. Eniyileme probleminde; kanister yapısal bütünü üzerindeki statik kritik yüklemeler belirlenerek iki yükleme durumuna göre minimum ağırlıkla dayanıklı olması (yapıdaki maksimum Von Mises gerilmelerinin malzemenin akma dayanımını geçmemesi) ve yer değiştirme değerlerinin her yükleme kapsamında izin verilenin altında kalması üzerine formülize edilmiştir.



Şekil 3.26 : Kanister kesiti.

$$\text{Bul} \quad \mathbf{x} = \{ L_1, L_2, T_1, D_1, H_1 \} \quad (3.5)$$

$$\text{Minimum} \quad w_2(\mathbf{x}) \quad (3.6)$$

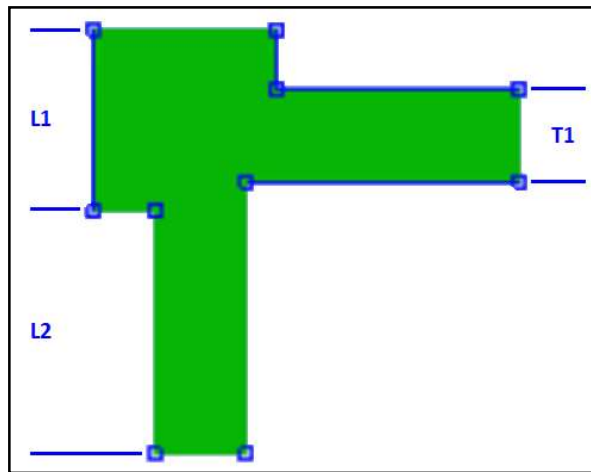
$$\text{Öyle ki} \quad \sigma_1(\mathbf{x}) \leq \sigma_Y \quad (3.7)$$

$$\sigma_2(\mathbf{x}) \leq \sigma_Y \quad (3.8)$$

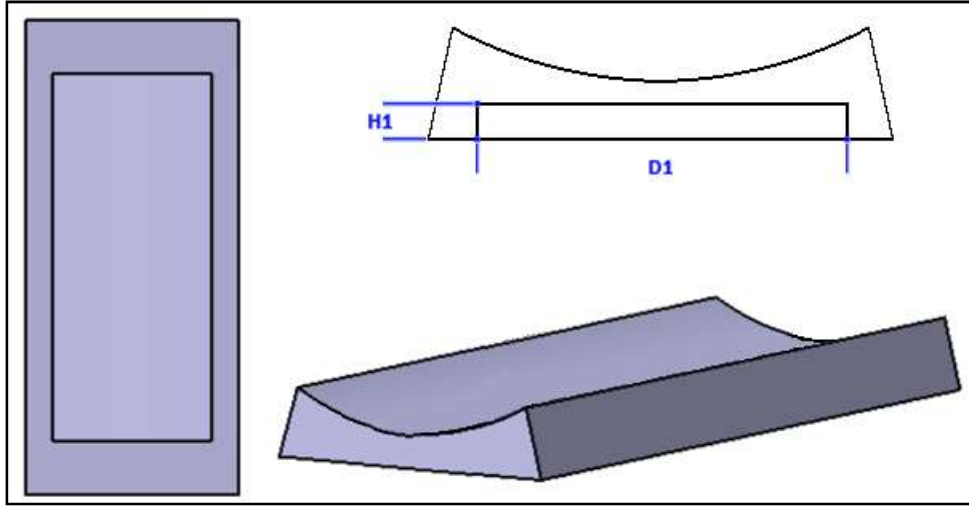
$$g_1(\mathbf{x}) \leq \delta_{1.Sınır} \quad (3.9)$$

$$g_2(\mathbf{x}) \leq \delta_{2.Sınır} \quad (3.10)$$

Ray hafifletme yuvasında şekil ve köşebent dış ölçülerindeyse boyut eniyilemesini kapsamında rayda iki ve köşebentte üç adet olmak üzere toplamda beş adet tasarım değişkeni oluşturulmuştur. Denklem (3.5)'te kullanılan tasarım değişkenleri sırasıyla Şekil 3.27'de ve Şekil 3.28'de de görüldüğü üzere L_1 köşebentin kalın bölge uzunluğu, L_2 köşebentin bacak uzunluğu, T_1 köşebentin bacak kalınlığı, D_1 ray boşaltma genişliği ve H_1 ray boşaltma derinliği olarak adlandırılmıştır. Denklem (3.6-3.10)'da; $w_2(\mathbf{x})$ kanister ağırlığı, $\sigma_1(\mathbf{x})$ 1. yükleme durumunda $\sigma_2(\mathbf{x})$ ise 2. yükleme durumunda kanisterde oluşan maksimum von Mises gerilmesi, σ_Y Al 6061 T6'nın akma gerilmesi, $g_1(\mathbf{x})$ 1. yükleme durumunda $g_2(\mathbf{x})$ ise 2. yükleme durumunda kanisterin ön bölgesinde oluşan maksimum yerdeğiştirme ve $\delta_{1.Sınır}$ 1. yükleme durumunda kanisterin ön köşebentinde izin verilen yerdeğiştirme $\delta_{2.Sınır}$ ise 2. yükleme durumunda kanisterin ön rayında izin verilen yerdeğiştirme değeridir. Köşebent ve ray tasarım değişkenleri kanister sınır şartlarına ve varsayımlarına göre Çizelge 3.7'de görüldüğü üzere belirlenmiştir.



Şekil 3.27 : Köşebent parametrik ölçüleri.



Şekil 3.28 : Ray parametrik ölçüleri.

Çizelge 3.7 : Köşebent ve ray tasarım değişkeni sınırları.

Parça	Değişken	Simge	Minimum (mm)	Nominal (mm)	Maksimum (mm)
Köşebent	Kalın Bölge Uzunluğu	L_1	24	27	30
Köşebent	Bacak Uzunluğu	L_2	24	32	40
Köşebent	Bacak Kalınlığı	T_1	9	12	15
Ray	Boşaltma Genişliği	D_1	120	150	180
Ray	Boşaltma Derinliği	H_1	4	9,5	15

Tasarım değişkeni olmayan diğer girdiler Çizelge 3.8’de ifade edilmiş olup üzere ilgili değerler eniyileme çalışmaları kapsamında sabit değerler olarak kullanılmıştır.

Çizelge 3.8 : Köşebent ve ray problemi sabit değerleri.

	Simge	(mm)
Toplam ray uzunluğu (mm)	L_3	6000
Ray genişliği (mm)	b	220
Toplam köşebent uzunluğu (mm)	L_4	6000
Kanister uzunluğu (mm)	L_5	6000
Kanister yüksekliği	Y_1	650
Kanister genişliği	Y_2	650
1. Analiz durumu izin verilen yerdeğiştirme	$\delta_{1.Sımr}$	$\leq 0,10$
2. Analiz durumu izin verilen yerdeğiştirme	$\delta_{2.Sımr}$	$\leq 1,50$

3.3 Kabuller Ve Çözüm Yöntemi

3.3.1 Malzeme

Kanister tasarımının malzeme tercihi; sistemin hafif olması, özgül mukavemetinin iyi olması ve yaygın metallere seçilmesi kapsamında Çizelge 3.9'daki malzemeler incelenmiştir. Havacılık sektöründe alüminyum ve titanyum malzemeleri özgül mukavemetleri nedeniyle tercih edilmektedir. Tüm bu değerlendirmelere ek olarak hem temini kolay hem de görece daha iyi mekanik özellikleri olması ve karşılıklı parçalarla farklı termal gerinim oluşmaması için tüm parçalar Çizelge 3.10'da belirtilen alüminyum serisinin Al 6061 T6 serisi kullanılmıştır. Çalışmalarda mekanik özellikler çekme testi verilerinin yerine literatürdeki minimum değerler girdi olarak kullanılmıştır.

Çizelge 3.9 : Malzeme özellikleri [59].

	Simge	Çelik	Alüminyum	Titanyum
Kopma Dayanımı[MPa]	σ_u	300-1200	150-680	450-1250
Elastik Modulus[GPa]	E	210	70	122
Yoğunluk[kg/m ³]	ρ	7800	2800	4420
Özgül Mukavemet (10 ³ Nm/kg)	σ_u/ρ	38-153	52-243	102-282

Çizelge 3.10 : Malzeme bilgileri

Malzeme	Al 6061 T6
Yoğunluk (kg/m ³)	2770
Akma Dayanımı (MPa)	240
Kopma Dayanımı (MPa)	290
Poisson Oranı	0,33
Elastik Modülüs (MPa)	68900
Özgül Mukavemet (Nm/kg)	103600

3.3.2 Kabuller

3.3.2.1 Sac metal eniyileme kabulleri

Sac metal seviyesi sonlu elemanlar analizi ve eniyileme faaliyetlerinde aşağıdaki kabuller varsayılmıştır:

- Badem yarıçapı sac et kalınlığının minimum 0,25 katı olmalıdır [60].
- Sac metal plakada badem formunun 4 adet boydan boya olacağı varsayılmıştır.

- Badem formundan kaynaklı deformasyon olmadığı varsayılmaktadır.
- Füzenin ateşlenmesiyle oluşan basınç, statik basınç olarak kabul edilmiştir.
- Sac plaka kabuk olarak modellenmiş ve çözüm ağı için yakınsama çalışması yapılarak çözümler hızlandırılmıştır.

3.3.2.2 Köşebent ve ray eniyileme kabulleri

Köşebent ve ray üzerinde yapılan çalışmalarda; kanister seviyesi sonlu elemanlar analizi ve eniyileme faaliyetlerinde aşağıdaki kabuller varsayılarak yapılmıştır.

- Rayın dikme ile temas ettiği arayüzler eniyilemeye dahil edilmemiştir.
- Kanister üzerindeki saclar düz olarak kabul edilmiştir.
- Köşebent ve ray modellerindeki üretilebilirlik için verilen küçük yüzeyler kaldırılmıştır.
- Yüklemelere göre yapının ön bölümünde yerdeğiştirme ve gerilme seviyelerine göre köşebent ve rayda boyut ve şekil eniyileme çalışması yapıp tüm köşebent ve raylara yansıtılmıştır.

3.3.3 Çözüm Yöntemi

Kanister saclarında, köşebentlerinde ve raylarında hafifletmeye yönelik şekil eniyilemesi kapsamında; çözüm yöntemi aşağıdaki gibi yürütülmüştür:

- Kanister başlangıç ana modeli Catia yazılımı kullanılarak oluşturulmuştur.
- Kanister için malzeme tercihi yapılmıştır.
- Köşebent ve ray için kanister seviyesi çözüm ağı yakınsama çalışması yapılmıştır.
- Sac metal plaka için çözüm ağı yakınsama çalışması yapılmıştır.
- Başlangıç tasarımların sonlu elemanlar yöntemi ile analizi yapılmıştır.
- Sac metalin, köşebentin ve rayın tasarım değişkenleri ve kısıtları belirlenmiştir.
- Kanister analiz modeli Spaceclaim programı kullanılarak oluşturulmuştur.
- Kanister çözüm ağı yakınsama çalışmasıyla eniyileme için eleman boyutuna karar verilmiştir.

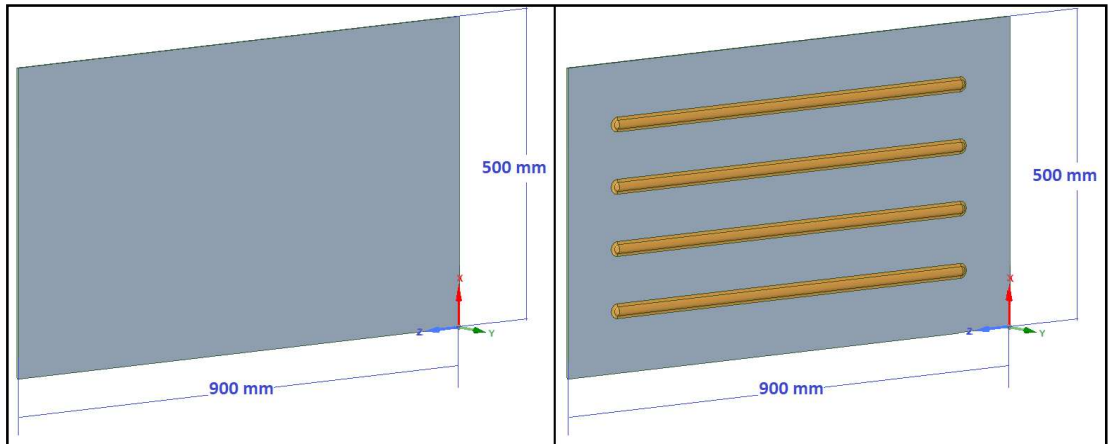
- Kanister seviyesinde köşebent, ray ve sac plaka için parametrik modellemesi ANSYS DesignModeler ve/veya Spaceclaim kullanılarak yapılmıştır.
- ANSYS yazılımı kullanılarak başlangıç tasarımlar ve parametrik modellenmiş nominal ölçülü geometri için gerinim ve gerilme hesaplamaları yapılmıştır.
- ANSYS yazılımıyla amaç ve sınır fonksiyonları için vekil modeller oluşturulmuştur.
- Oluşturulan vekil modeller ANSYS yazılımındaki uygun optimizasyon algoritmalarıyla entegre edilerek optimum aday çözümler elde edilmiştir.

3.4 Sonlu Eleman Modelleri ve Çözüm Ağı Yakınsaması

Kanister başlangıç ana modeli Catia yazılımı kullanılarak oluşturulmuş, yapıdaki sınır şartları ve yüklemeler belirlenmiştir. Belirlenen girdilere göre; sac metal plakayı ayrı olarak, köşebent ve ray içinse kanister seviyesinde sonlu elemanlar modelleri geliştirilmiş ve çözüm ağı yakınsaması çalışması yürütülmüştür. İlgili çalışmalar parçaların ana görevlerine göre aşağıdaki gibi iki ayrı başlıkta ele alınmıştır.

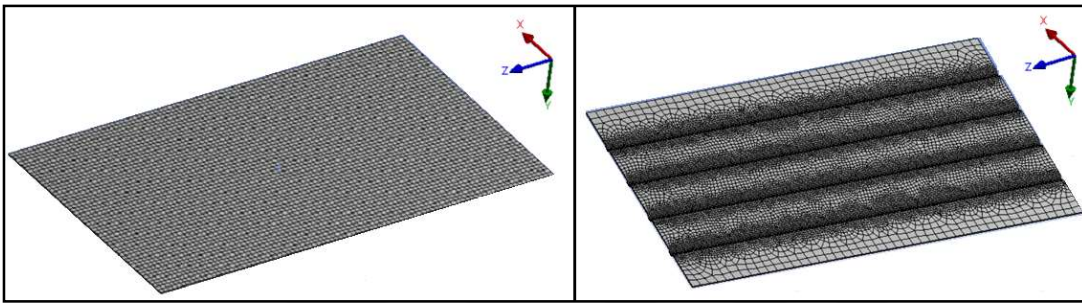
3.4.1 Sac Metal Plaka Kapsamında

Problem tanımında belirtilen nominal geometrik boyutlara sahip düz ve bademli sac geometrileri Şekil 3.29'da gösterildiği gibi Catia yazılımıyla modellenmiştir. Modellenen sac plakalar girdilere göre; düz sac plaka için hem analitik hem de sonlu elemanlar modeli, bademli sac plaka içinse sonlu elemanlar modeli oluşturulmuş ve uygun eleman boyutuna karar verilmiştir.



Şekil 3.29 : Düz ve bademli sac metal plaka CAD modelleri.

Sac plakalar için oluşturulan CAD modelleri; kabuller kısmında ifade edildiği gibi Designmodeler yazılımı kullanılarak sonlu eleman analiz modeli için basitleştirerek kabuk modellerine dönüştürülmüştür. Kabuk model kullanılması çözüm ağı için daha küçük eleman kullanılması durumunu azaltmakta ve hızlı sonuç almayı arttırmaktadır. Ayrıca parçanın kalınlığı diğer boyutlarına göre daha düşük olduğundan kabuk eleman kullanımının doğruluk seviyesinin de yeterince yüksek olacağı varsayılmıştır [61]. Analiz modelinde; düz ve bademli sac plakalarda Şekil 3.30’da görüldüğü üzere çözüm ağı tipi olarak 4 düğümlü dörtgensel (ing. 4 Noded Quadrilateral) baskın 3 düğümlü üçgensel (ing. 3 Noded triangular) eleman kullanılmıştır.



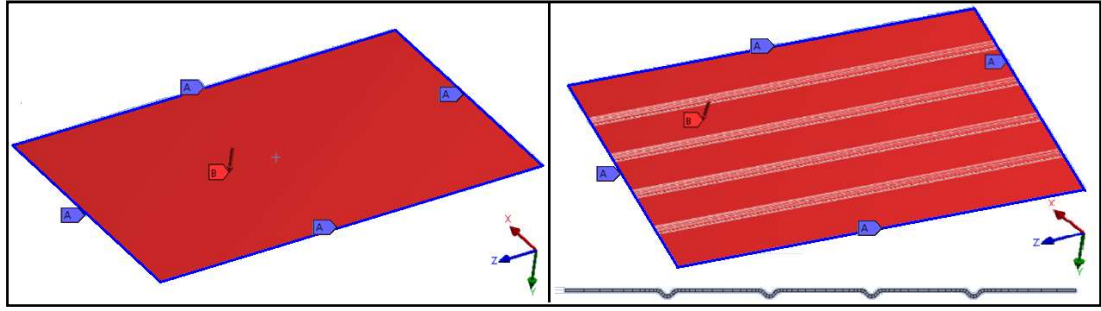
Şekil 3.30 : Düz ve bademli sac metal çözüm ağı gösterimi.

ANSYS yazılımı kullanılarak analiz modeli hazırlanan düz ve bademli sac plakalar için Çizelge 3.11’deki girdiler kullanılarak analiz modelinin içerisinde kabuk modellere 3 mm kalınlık atanmıştır. Aynı kalınlık atanmış düz ve bademli sac plaka için çözüm ağı çalışmalarında nominal badem ölçüleri kullanılmıştır.

Çizelge 3.11 : Sac metal plaka analiz girdileri.

Sac Şekli	Kalınlık (mm)	Uzunluk (mm)	Genişlik (mm)	Tasarım Değişkeni (mm)			Basınç (MPa)
	t	l	u	r ₁	r ₂	h	P
Nominal Bademli	3	900	500	6	6	6	0,02
Düz	3			-			
Başlangıç Düz	4			-			
Tasarım Değişkeni Sınırları				3-12	3-12	3-12	

Geometrisi ve çözüm ağı girdisi belirlenen analiz modeli için Çizelge 3.11’de belirtildiği gibi çalışma prensibiyle benzer şekilde 0,02 MPa basınç değeri tüm yüzeye dik şekilde uygulanmaktadır. Kanister yapısı içerisindeki benzer şekilde tüm kenarlarından hem dönme hem de aksenal sabit (ankastre) şekilde tutulmaktadır. Sac plakalar üzerinde oluşturulan yükleme (B ile belirtilen kırmızı yüzey) ve sınır koşulu (A ile belirtilen mavi kenarlar) bilgileri Şekil 3.31’de gösterilmektedir.



Şekil 3.31 : Düz ve bademli sac yükleme ve sınır koşulları

Çözüm ağı yakınsaması kapsamında düz ve bademli sac plakalara hazırlanan analiz modellerinde; eleman boyutu, deformasyon ve gerilme değerleri her iki model için değişken olarak tanımlanarak 20 mm ila 2 mm eleman boyutu aralığında sonlu eleman simülasyonları icra edilmiştir. Yapılan sonlu eleman simülasyonları kapsamında 4 mm düz sac plakada ve 3 mm bademli sac plakada oluşan eleman boyutuna karşılık gelen uzun kenarın ortasındaki von Mises gerilmesi ve merkezdeki yerdeğiştirme dağılımları Çizelge 3.12’de gösterilmiştir.

Çizelge 3.12 : Bademli ve düz sac metal plaka çözüm ağı sonuçları.

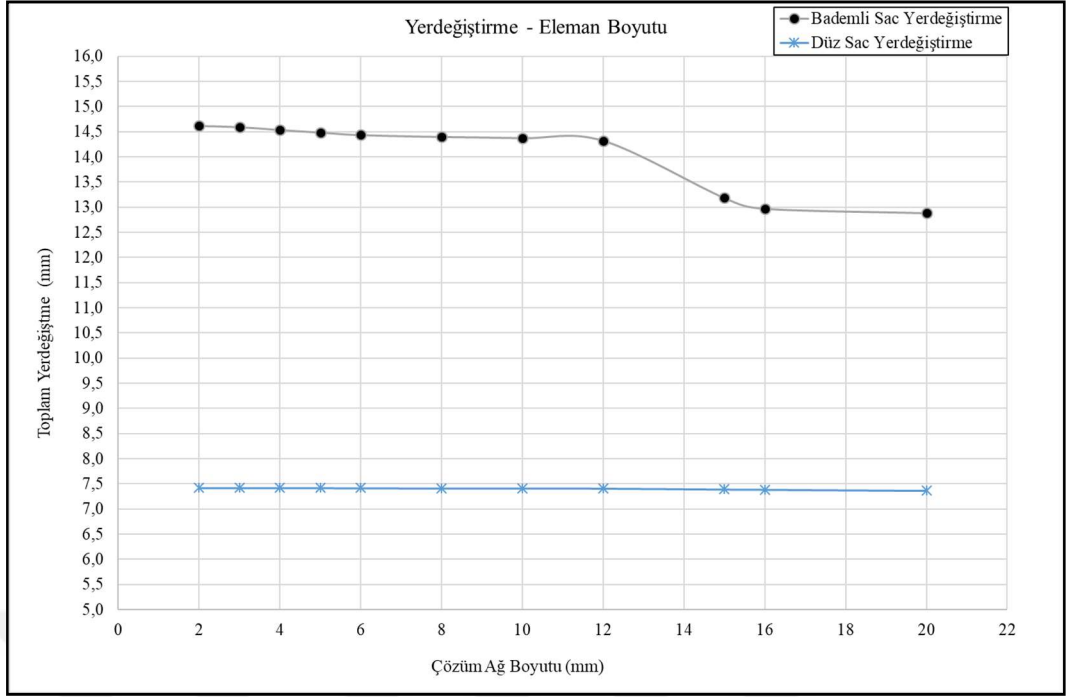
Eleman Boyutu	Bademli Sac		Düz Sac	
	Gerilme	Yer Değiştirme	Gerilme	Yer Değiştirme
mm	MPa	mm	MPa	mm
20	221,52	12,88	117,95	7,365
16	227,92	12,97	121,14	7,386
15	229,29	13,19	121,89	7,391
12	316,74	14,32	125,33	7,410
10	317,85	14,37	125,97	7,414
8	323,85	14,40	126,61	7,414
6	324,59	14,43	127,87	7,417
5	325,04	14,48	128,81	7,419
4	325,69	14,53	129,44	7,420
3	326,76	14,59	129,89	7,421
2	328,09	14,61	130,44	7,422

Yapılan sonlu eleman çözüm ağı yakınsaması analizi sonucunda; 2 mm eleman boyutu temel değer kabul ederek % fark değerleri hesaplanmış ve 20 mm ila 2 mm eleman boyut aralığı için değerler Çizelge 3.13’te gösterilmiştir. Şekil 3.32 ve Şekil 3.33’de görüleceği üzere, 15 mm eleman boyutundan 12 mm eleman boyuna geçişte bademli sac plakasının gerilme ve yerdeğiştirme değerlerinde grafiklerde ciddi değişim gözle çarpılmaktadır. Tüm değerler için hata seviyesi 4% seviyesinin altına Çizelge 3.13’den de görüleceği gibi 12 mm eleman boyutuyla sağlandığı görülmektedir. Düz sac plakasının yerdeğiştirme değerinde grafiksel ve % hata olarak bir değişim net bir şekilde

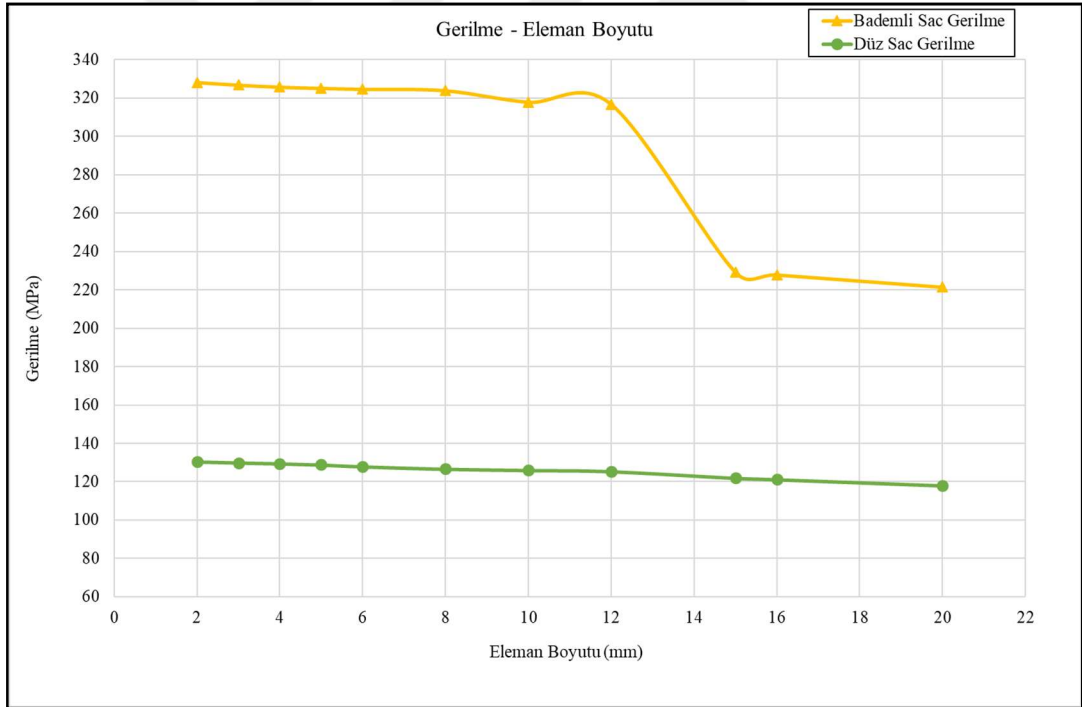
görülmemektedir. Bu nedenle EK-2’de düz sac plaka sunulan sonlu elemanlar analiziyle analitik kıyaslama sonuçlarına göre 12 mm eleman boyutuyla asal gerilme değerinde analitik sonuçla 4% hatanın (3,8%) aldına inildiği görülmektedir. Ayrıca düz sac plaka için yerdeğiştirme seviyelerinin çok daha büyük eleman boyutlarıyla da yakalandığı her iki çalışmada görülmektedir. Bu bulgular ışığında her iki sac plaka için de 12 mm eleman boyutunun çözüm ağı yakınsaması kapsamında kullanılmasının uygun olduğu değerlendirilmiştir.

Çizelge 3.13 : Bademli ve düz sac metal plaka çözüm ağı % farkları.

Eleman Boyutu	Bademli		Düz	
	Gerilme	Yer Değiştirme	Gerilme	Yer Değiştirme
mm	% Fark	% Fark	% Fark	% Fark
20	32,5%	11,8%	9,6%	0,8%
16	30,5%	11,2%	7,1%	0,5%
15	30,1%	9,8%	6,5%	0,4%
12	3,5%	2,0%	3,9%	0,2%
10	3,1%	1,6%	3,4%	0,1%
8	1,3%	1,5%	2,9%	0,1%
6	1,1%	1,2%	2,0%	0,1%
5	0,9%	0,9%	1,2%	0,0%
4	0,7%	0,5%	0,8%	0,0%
3	0,4%	0,1%	0,4%	0,0%
2	-	-	-	-

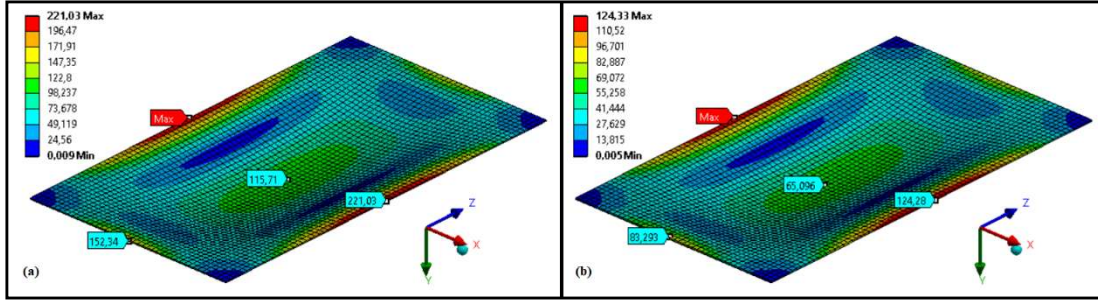


Şekil 3.32 : Düz ve bademli sacın yerdeğiştirmeye göre çözüm ağı yakınsaması.

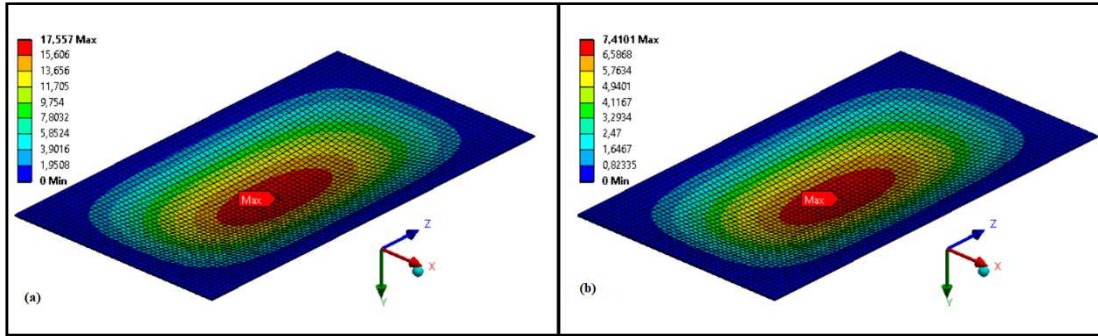


Şekil 3.33 : Düz ve bademli sacın gerilmeye göre çözüm ağı yakınsaması.

Çözüm ağı yakınsamasında karar verilen eleman boyutu seçilerek, Çizelge 3.11’de geçen düz ve bademli sac plakaya sınır koşulları aynen yansıtılarak analizler icra edilmiştir. Yapılan analizlerde düz sac üzerinde oluşan gerilme ve yerdeğiştirme dağılımları sırasıyla Şekil 3.34’te ve Şekil 3.35’de gösterilmiştir.

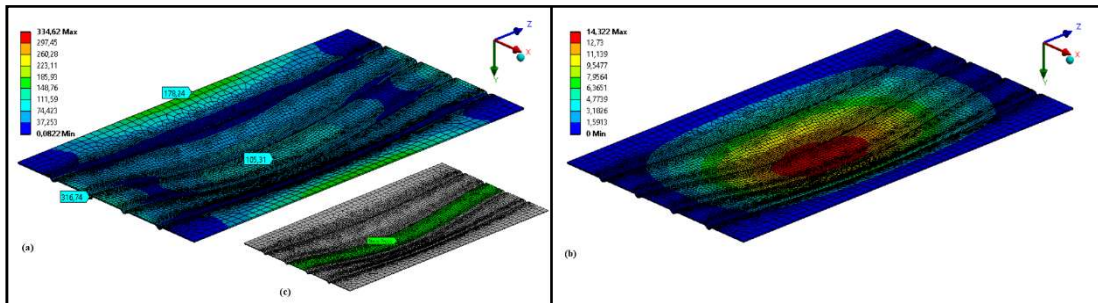


Şekil 3.34 : Gerilme dağılımları (a) 3 mm, (b) 4 mm düz sac plaka.



Şekil 3.35 : Yerdeğiştirme dağılımları (a) 3 mm, (b) 4 mm düz sac plaka.

Tasarım başlangıç noktası olarak $x^o = \{r1, r2, h\} = \{6, 6, 6\}$ kullanılan bademli sac plakaya çözüm ağı yakınsamasında karar verilen çözüm ağı tipi ve uyarlanabilir eleman boyutu kullanılmıştır. Bademli sac plakaya Çizelge 3.11'deki girdiler ve varsayımlar kullanılarak sonlu elemanlar simülasyonu yapılmıştır. Yapılan analizlerde bademli sac üzerinde oluşan gerilme ve yerdeğiştirme dağılımları Şekil 3.36'da gösterilmiştir. Sonda gerilmesi Şekil 3.36 (c)'de ifade edilen sacın merkez noktasındaki eşdeğer gerilme değeridir.



Şekil 3.36 : Bademli sac (a)-(c) gerilme ve (b) yerdeğiştirme dağılımları

Çizelge 3.14 : Düz ve bademli sac plaka sonlu eleman analizi sonuçları

Sac Şekli	Yerdeğiştirme	Sonda Gerilme	Maks. Gerilme	Ağırlık
	(mm)	(MPa)	(MPa)	(kg)
Düz (3 mm)	17,048	115,52	223,95	3,739
Düz (4 mm)	7,19	65,14	125,97	4,99
Badem {6, 6, 6}	14,322	161,26	316,74	3,869

Çizelge 3.14’te sunulan sonlu eleman analizi sonuçlarının yapılması planlanan optimizasyon çalışması için umut vadecici olduğu görülmüştür. Sac plakası özelinde yapılacak eniyileme çalışması için tasarım parametrelerini değişken olarak atanıp; yerdeğiştirme, Von Mises gerilmesi ve ağırlık ile ilişkilendirilmesinin uygun olduğuna karar verilmiştir.

3.4.2 Köşebent ve Ray Kapsamında

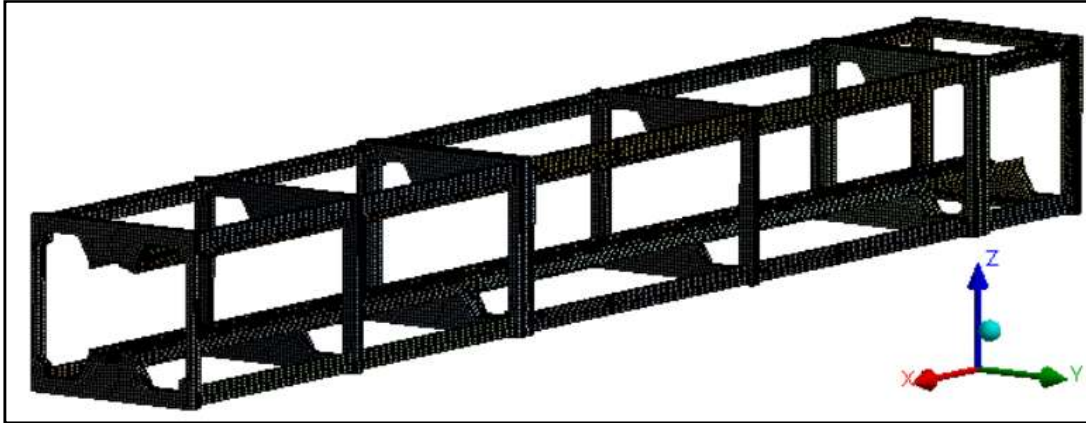
Köşebent ve ray eniyileme çalışmasında parçaların parametresel değişiklikleri birbirini etkilemesi nedeniyle de ortak olarak çözülmesi gerekmektedir. Kanister yapısal bütünü Şekil 3.24’te görüldüğü üzere boyutsal olarak Çizelge 3.8’de ifade edilen ölçülere sahip olması çözüm ağı eleman sayısını artırmaktadır. Dolayısıyla kanister yapısının büyük olması ve tüm yapısal alt parçaların analizde girdi ve çıktı ilişkisine etki etmesi nedeniyle vekil model oluşturma aşamasında tüm parçalar yapıya dahil edilmektedir. Çözüm ağı eleman sayısının da fazla olması sonlu elemanlar simülasyonu ve eniyileme çalışmalarında çözüm sürelerini ciddi manada uzatmakta veya çözüm alabilmek için daha güçlü bilgisayar kapasitesilerini gerektirmektedir. Çözüm ağı yeterliliğini eleman kalitesinin kontrol edilmesiyle sağlanabilmesine karşın eleman boyutuna sonlu elemanlar simülasyonu sonuçları üzerinden giderek çözüm ağı yakınsaması yapılmıştır.

Bu maksatla; problem tanımında da belirtildiği üzere kalın tasarım ile başlanan köşebent ve ray için; maksimum geometrik boyutlara sahip köşebent ve boşaltması yapılmamış ray kullanılarak Şekil 3.37’de gösterildiği gibi kanister bütünü basitleştirilmiştir. Kanister seviyesi sonlu elemanlar analizleri ve eniyileme çalışmaları öncesinde çözüm ağı yakınsaması yapılarak yükleme durumuna göre ideal eleman boyutu belirlenmiştir. Şekil 3.37’de görüleceği gibi çözüm ağı yakınsamasında; köşebent ve rayın eleman boyutu kritik olduğu için yapı içerisindeki saclar, ön ve arka kapaklar gibi yardımcı unsurlar modelden çıkartılmıştır.



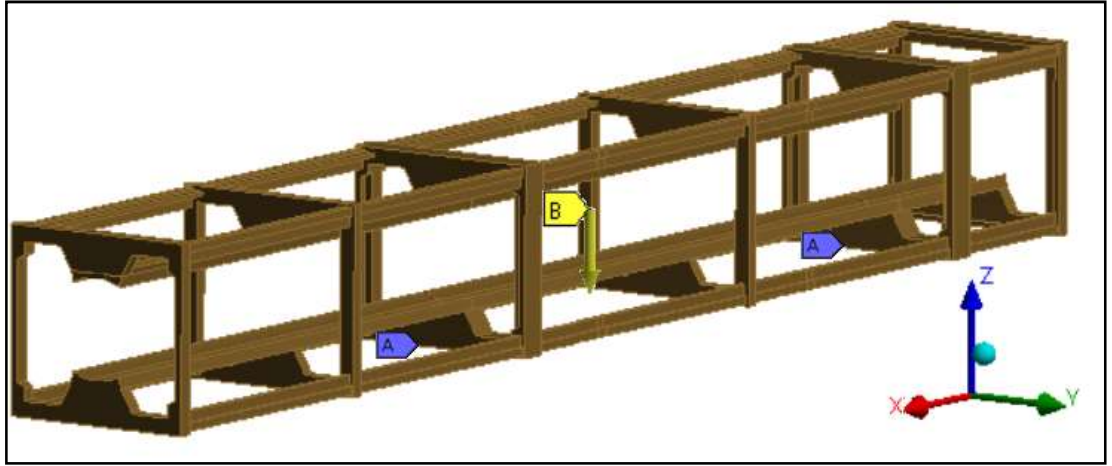
Şekil 3.37 : Çözüm Ağı Yakınsaması için sadeleştirilmiş kanister modeli

Çözüm ağı yakınsaması kapsamında hazırlanan sadeleştirilmiş modelde köşebent, ray ve dikmeler kullanılmış ve analiz modeli oluşturulurken kabullerde ifade edildiği gibi Spaceclaim yazılımıyla yapı içerisinde bulunan kritik olmayan küçük yüzeyler ve yuvarlatmalar analiz modelinden kaldırılarak basitleştirmiştir. Sonlu elemanlar modelinde; köşebent, ray ve dikmeler için Şekil 3.38’te görüldüğü üzere çözüm ağı tipi olarak 8 düğümlü dörtgensel (ing. 8 Noded hexagonal) baskın 4 düğümlü üçgensel (ing. 4 Noded tetrahedron) eleman kullanılmıştır.



Şekil 3.38 : Sadeleştirilmiş kanisterin örnek çözüm ağı gösterimi.

Çözüm ağı yakınsamasında yapı kendi ağırlığı altında ve kanister yapısı içerisindeki gerçekte duruma benzer şekilde ana dikme alt yüzeylerinden hem dönme hem de aksel yönlere sabit (ankastre) şekilde tutulmaktadır. Sadeleştirilmiş kanister bütünü; standart yerçekimi uygulanarak kendi ağırlığı ile yükleme yapılmış (-z yönünde B harfi kullanılarak sarı okla gösterilen) ve sınır koşulu (A harfi kullanılarak mavi ile gösterilen) bilgileri Şekil 3.39’da gösterilmektedir.



Şekil 3.39 : Sadeleştirilmiş kanister yükleme ve sınır koşulları.

Çözüm ağı yakınsaması kapsamında sadeleştirilmiş kanistere; eleman boyutu, deformasyon ve gerilme değerleri değişken olarak tanımlanarak 30 mm ile 6 mm eleman boyutu aralığında sonlu eleman analizleri yapılmış ve kanister bütününde, kanisterin ön bölgesindeki ray ve köşebentte oluşan maksimum gerilme ve yerdeğiştirme değerleri Çizelge 3.15'te verilmiştir. Maksimum yerdeğiştirme değerleri kanisterin ön bölgesinin en uç noktalarında görülmektedir. Maksimum gerilme değerleriyse ön bölgedeki köşebent ile ana dikme arayüzünde köşebentte görülmektedir.

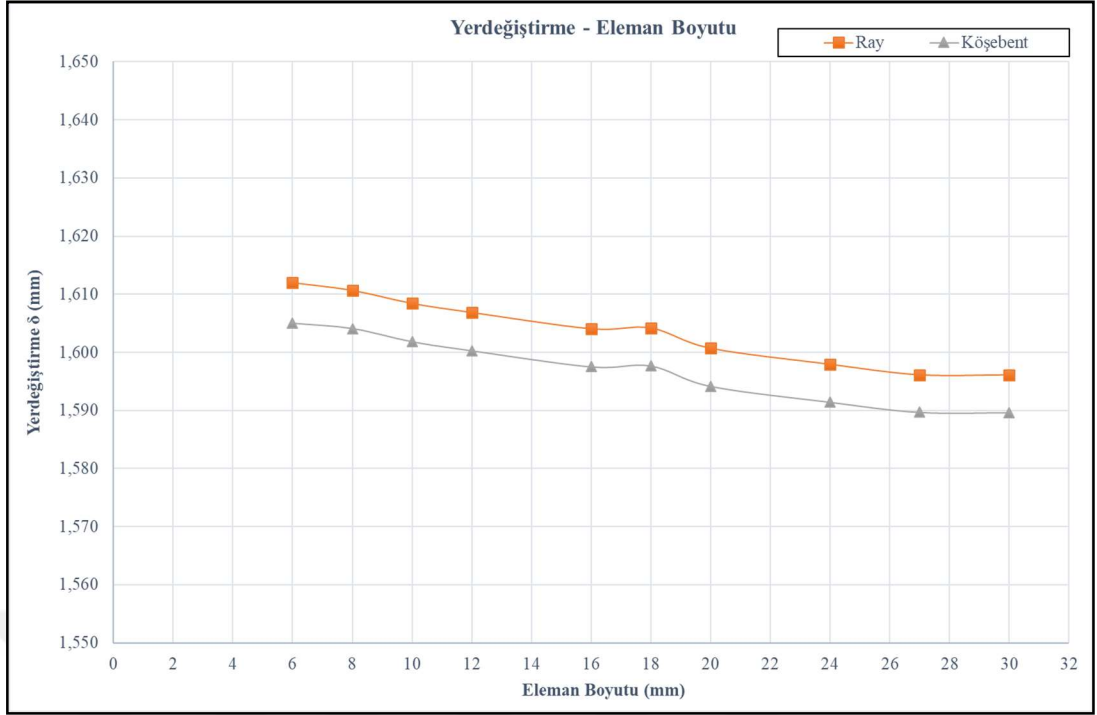
Çizelge 3.15 : Sadeleştirilmiş kanister bütünü çözüm ağı sonuçları.

Eleman Boyutu	Ön Ray		Ön Köşebent	
	Yerdeğiştirme	Gerilme	Yerdeğiştirme	Gerilme
mm	mm	MPa	mm	MPa
30	1,596	6,719	1,590	10,18
27	1,596	6,798	1,590	10,29
24	1,598	6,699	1,591	10,37
20	1,601	6,824	1,594	10,66
18	1,604	6,817	1,598	10,61
16	1,604	6,757	1,598	10,73
12	1,607	6,799	1,600	11,12
10	1,608	6,799	1,602	11,24
8	1,611	6,813	1,604	11,29
6	1,612	6,82	1,605	11,30

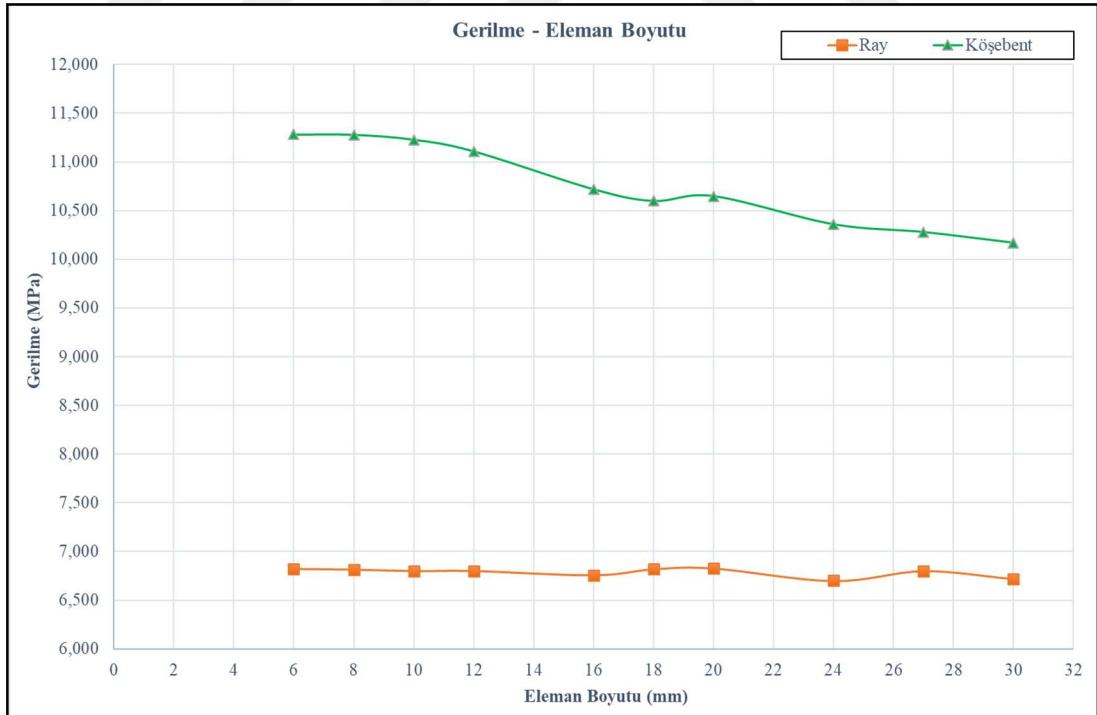
Yapılan sonlu eleman çözüm ağı yakınsaması analizi sonucunda; 6 mm eleman boyutu temel değer kabul ederek % fark değerleri hesaplanmış ve tüm eleman boyut aralığı için Çizelge 3.15'te gösterilmiştir. Şekil 3.40'da görüleceği üzere yerdeğiştirme değerinde köşebent ve ray seviyesinde artış eğilimi devam etmesine eğim düşük açılarda kalmakta ve sayısal olarak değerler arasında pek bir fark da oluşmamaktadır. Ancak, Şekil 3.41'de köşebent gerilmesi grafiksel olarak aynı eğilimi gösterirken, 20 mm eleman boyutundan 18 mm'ye geçişte gerilme değerlerinde bir düzeltme olduğu görülmektedir. Çizelge 3.16'ya bakıldığında ise gerilme seviyesinde 5% seviyesinin altında fark elde edebilmek için 12 mm eleman boyutu kullanılması gerektiği görülmüştür. Sadeleştirilmiş kanister bütününde ray ve köşebentlerin eleman boyutunun dikmelere göre daha kritik olduğunu düşünerek, köşebent ve ray kapsamında; yerdeğiştirme seviyelerindeki değişim düşük olmasına karşın, gerilme seviyesinde 5% seviyesinin altında olması için 12 mm eleman boyutunun kullanımının uygun olduğu değerlendirilmiştir.

Çizelge 3.16 : Sadeleştirilmiş kanister bütünü çözüm ağı % farkları.

Eleman Boyutu	Ray Ön		Köşebent Ön	
	Yerdeğiştirme	Gerilme	Yerdeğiştirme	Gerilme
mm	% Fark	% Fark	% Fark	% Fark
30	1,0%	1,5%	0,96%	9,9%
27	1,0%	0,3%	0,95%	8,9%
24	0,9%	1,8%	0,85%	8,2%
20	0,7%	-0,1%	0,67%	5,6%
18	0,5%	0,1%	0,46%	6,1%
16	0,5%	0,9%	0,47%	5,0%
12	0,3%	0,3%	0,29%	1,5%
10	0,2%	0,3%	0,20%	0,5%
8	0,1%	0,1%	0,06%	0,02%
6	-	-	-	-

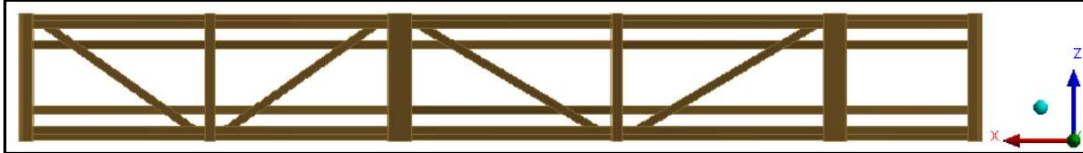


Şekil 3.40 : Sadeleştirilmiş kanister yerdeğiştirmeye göre çözüm ağı yakınsaması.



Şekil 3.41 : Sadeleştirilmiş kanister gerilmeye göre çözüm ağı yakınsaması.

Çözüm ağı yakınsaması çalışmasıyla parçalarda kullanılacak eleman boyutlarına karar verilmiş ve kanister yapısında var olan fakat çözüm ağı yakınsaması çalışmasında kanister yapısından sadeleştirme maksadıyla yapıdan çıkartılan çapraz ve sac plakalar Şekil 3.42’de ve Şekil 3.24’te görüldüğü gibi modele dahil edilerek ilk tasarımının sonlu elemanlar simulasyonu kapsamında analiz modeli hazırlanılmıştır. Çapraz ve saclarda dikmelerde tercih edilen 12 mm eleman boyutlu çözüm ağının kullanılmasına karar verilerek analiz modelinde çözüm ağı oluşturulmuştur.

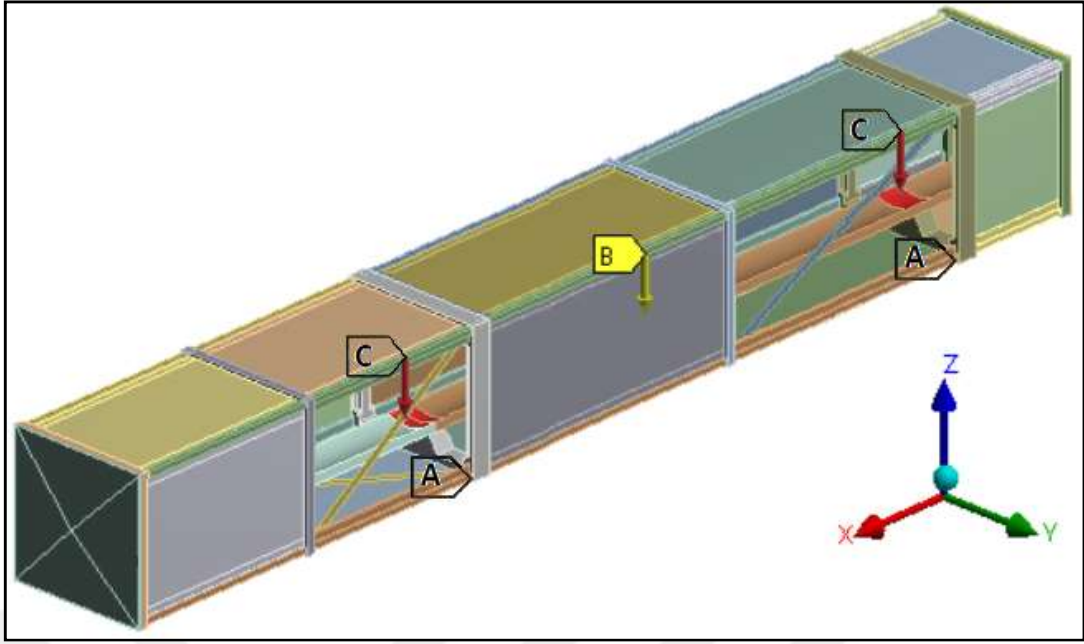


Şekil 3.42 : Çapraz eklenmiş kanister modeli

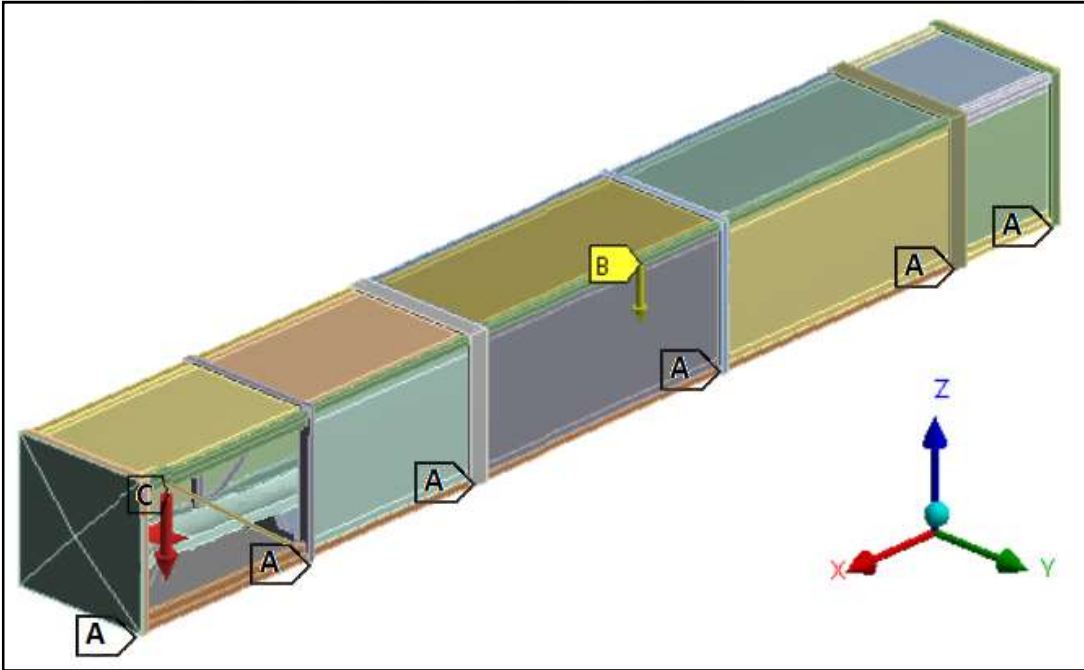
Tasarım başlangıç noktası olarak $x^o = \{L1, L2, T1, D1, H1\} = \{30, 40, 15, 0, 0\}$ kullanılan ve çözüm ağı girdisi hazırlanan analiz modeli için Çizelge 3.17’de gösterilen yükleme ve sınır koşullarına göre kanister bütünü için iki farklı analiz modeli oluşturulmuştur. 1. analiz koşulunda; kanister yapısal bütünü, A harfi ile belirtilen ana dikmelerin altındaki yüzeylerden sabitlenirken; B harfi ile ifade edilen sarı okla yerçekimi ivmesi ve C harfi ile belirtilen rayın iki kırmızı yüzeylerine toplamda 12 kN’luk yükleme yapıldığı Şekil 3.43’te gösterilmektedir. 2. analiz koşulundaysa; kanister yapısal bütünü, A harfi ile belirtilen tüm yardımcı ve ana dikmelerin altındaki yüzeylerden sabitlenirken; B harfi ile ifade edilen sarı okla yerçekimi ivmesi ve C harfi ile belirtilen rayın kırmızı yüzeyinden toplamda 6 kN’luk yükleme yapıldığı Şekil 3.44’te gösterilmektedir.

Çizelge 3.17 : Kanister bütünü yükleme ve sınır koşulları.

	Sınır Koşulu	Yükleme Koşulları	
	A Harfi	B Harfi	C Harfi
1. Analiz Koşulu	Ana Dikmeler	Yerçekimi ivmesi	12000 N
2. Analiz Koşulu	Tüm Dikmeler	(G=9,80665 m/s ²)	6000 N

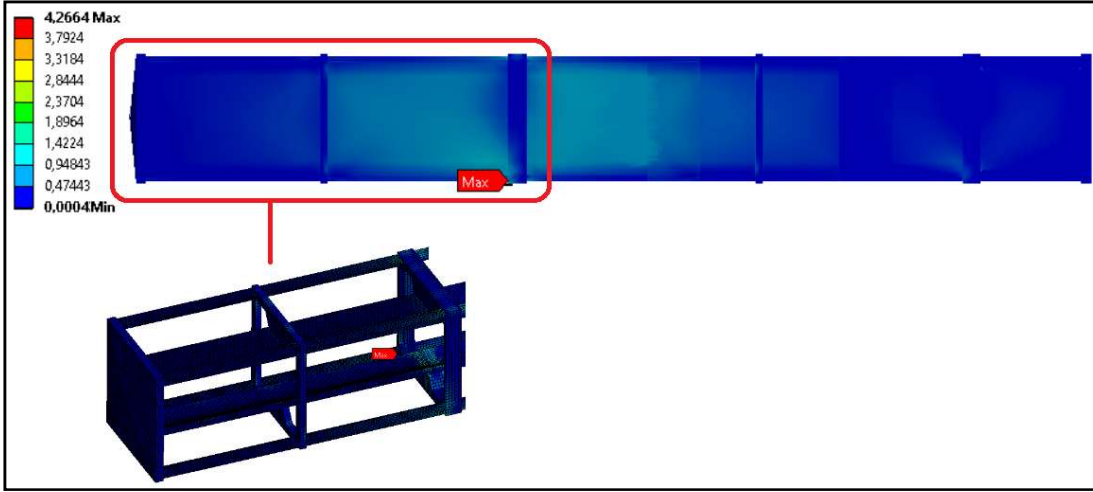


Şekil 3.43 : 1. yükleme ve sınır koşulları

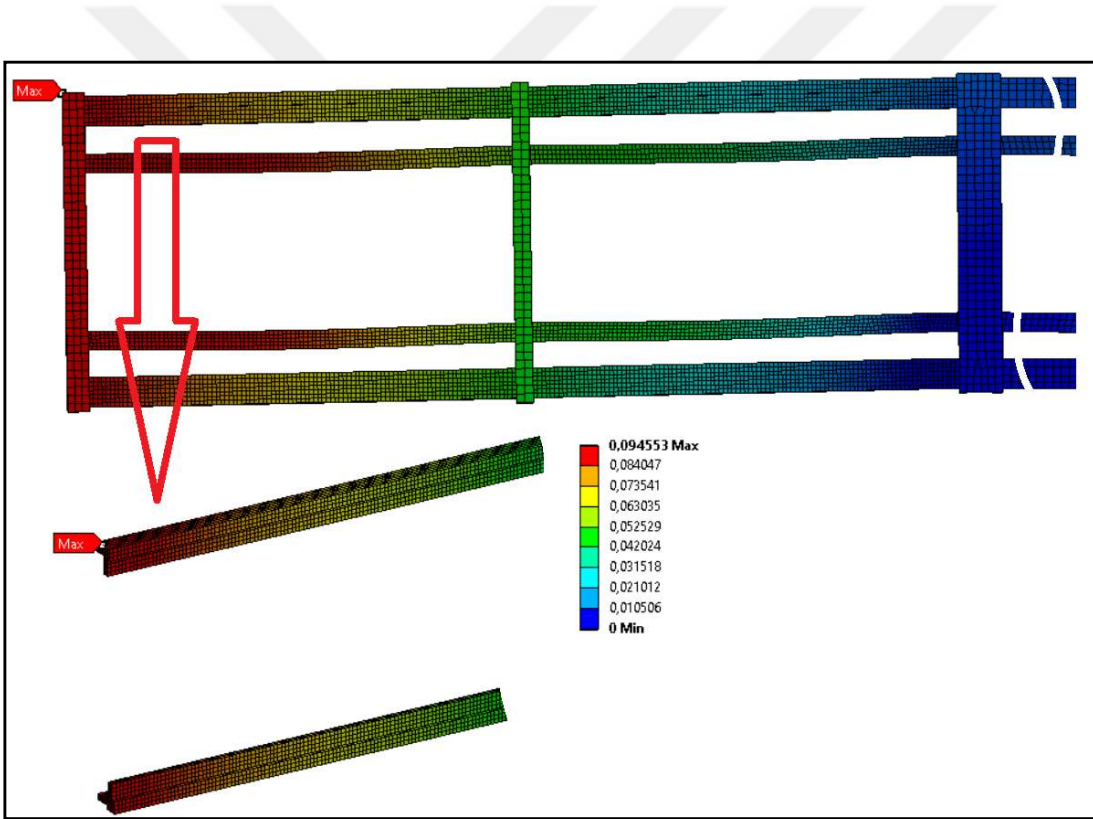


Şekil 3.44 : 2. yükleme ve sınır koşulları

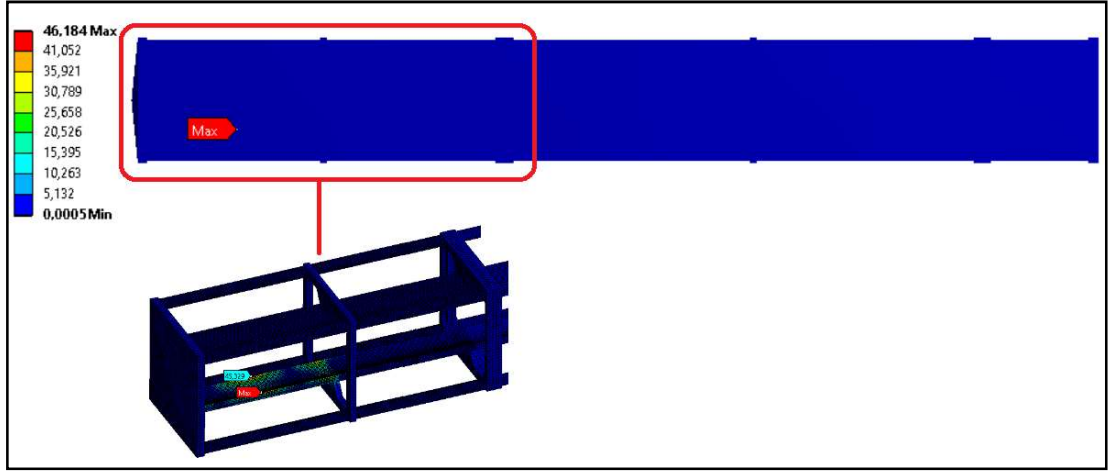
Girdilerine göre kanister bütününe sonlu eleman analizleri yapılmış ve kanister için incelenen ön bölgesinde görülen 1. ve 2. analiz koşullarının von Mises gerilme ve yerdeğiştirme dağılımları sırasıyla Şekil 3.45, Şekil 3.46, Şekil 3.47 ve Şekil 3.48'de gösterilmiştir.



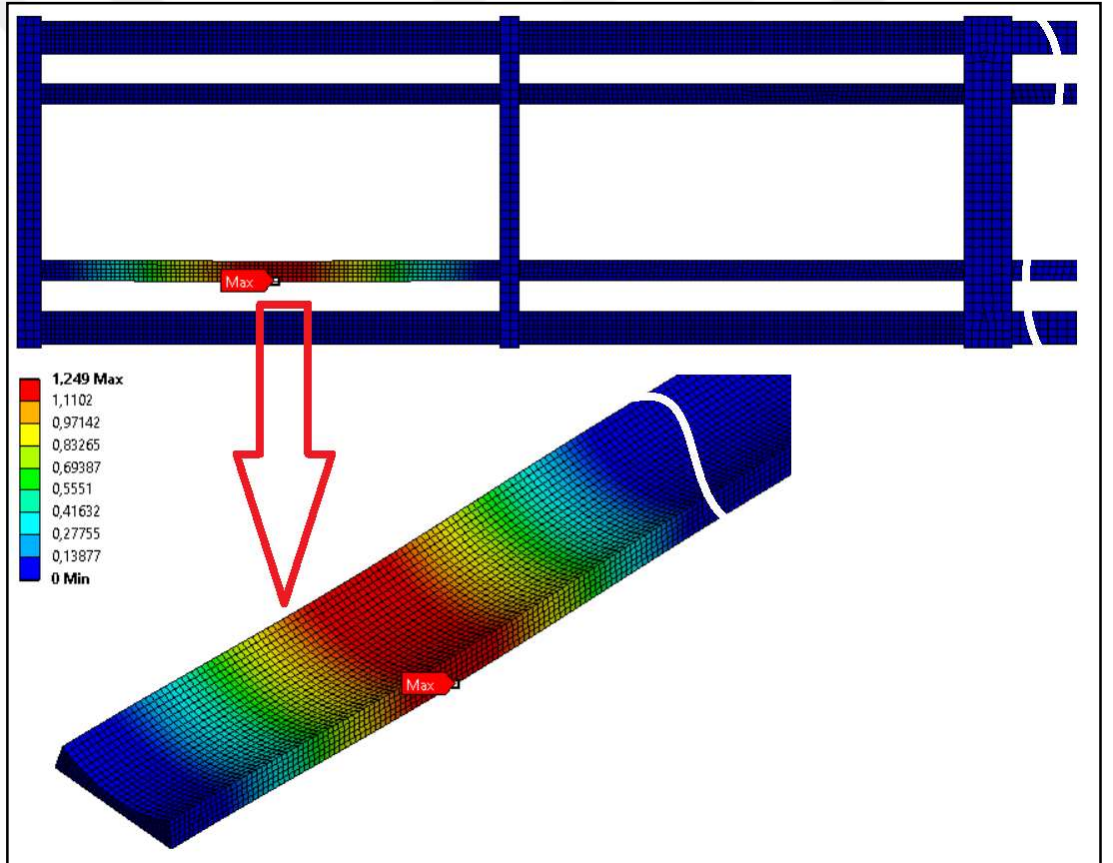
Şekil 3.45 : 1. Analiz koşulu von Mises gerilme dağılımları



Şekil 3.46 : 1. Analiz koşulu toplam yerdeğiştirme dağılımı



Şekil 3.47 : 2. Analiz koşulu von Mises gerilme dağılımları



Şekil 3.48 : 2. Analiz koşulu toplam yerdeğiştirme dağılımı

Çizelge 3.18 : Başlangıç tasarımın kanister bütünü sonlu eleman simülasyonu.

Analiz Koşulu	Yerdeğiştirme	İzin Verilen Sehim	Gerilme	Ön Ray Ağırlık	Ön Köşebent Ağırlık	Kanister Ağırlık
	(mm)	(mm)	(MPa)	(kg)	(kg)	(kg)
1.	0,0945	≤0,10	4,26	33,93	11,77	975,92
2.	1,249	≤1,50	46,18			

Köşebent ve ray özelinde kanister yapısal bütününe yapılan çözüm ağı yakınsaması ve sonlu eleman simülasyonları sonucunda; Çizelge 3.18’de gösterilen değerlerin her iki koşul için de tanımlanan kısıt fonksiyonlarının altında kaldığı görülmüş ve minimum ağırlık için yapı üzerinde şekil ve boyut eniyileme çalışmasının yapılabilir olduğu değerlendirilmiştir.

Köşebent ve ray özelinde yapılacak eniyileme çalışması için tasarım parametrelerini $x^o = \{L_1, L_2, T_1, D_1, H_1\}$ değişken olarak atanıp; yerdeğiştirme, maksimum Von Mises gerilmesi ve ağırlık ile ilişkilendirilmesinin geçilmesine ve ağırlık kıyaslamasının başlangıç tasarıma göre yapılmasına karar verilmiştir. Köşebent ve ray için; kanister bütününe yapılacak çalışmanın da çözüm ağı yakınsamasında köşebent ve ray için 12 mm eleman boyutunun kullanılmasının uygun olacağı değerlendirilmiştir.

4. KANİSTER SAC, KÖŞEBENT VE RAY KÜTLELERİNİN VEKİL MODEL TABANLI ENİYİLEMESİ

4.1 Deney Tasarımı ve Yanıt Yüzey Modelinin Oluşturulması

4.1.1 Sac Metal Kapsamında

Vekil modele veri oluşturulmak için sac metal problem tanımındaki Şekil 3.25'te gösterilen badem formunun Çizelge 3.5'te tanımlanan $x = \{r_1, r_2, h\}$ tasarım değişkenleri ve kısıtlarına göre Çizelge 4.19'da gösterilen deney tasarım noktaları merkezi kompozit tasarım (CCD) tipine göre oluşturulmuştur. Oluşturulan tasarım noktalarında sonlu elemanlar analizleri yapılarak ağırlık, sac merkez noktasındaki yerdeğiştirme, uzun kenarın orta merkezindeki von Mises gerilmesi ve sac merkez noktasındaki eşdeğer gerilme değeri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.19 : Bademli sac deney tasarımı.

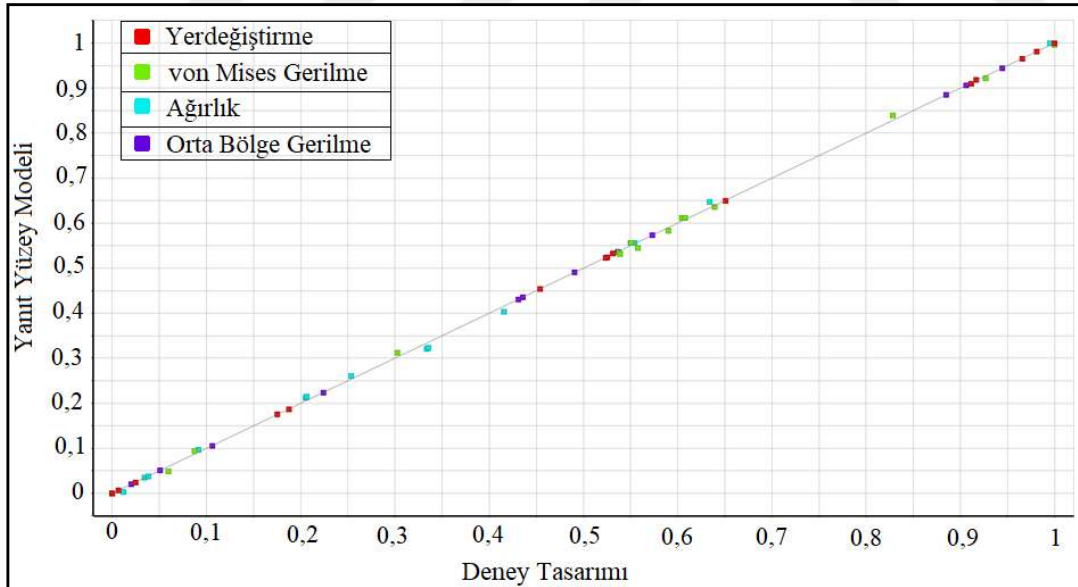
T_n	r_1 (mm)	r_2 (mm)	h (mm)	Yerdeğiştirme (mm)	Orta Bölge Gerilme (MPa)	von Mises Gerilme (MPa)	Ağırlık (kg)
0	6	6	6	14,32	161,2	316,7	3,869
1	7,5	7,5	7,5	12,24	148,9	301,3	3,902
2	3	7,5	7,5	13,36	144,8	371,2	3,941
3	12	7,5	7,5	11,52	152,3	260,9	3,878
4	7,5	3	7,5	12,19	155,0	308,6	3,942
5	7,5	12	7,5	12,17	144,5	298,1	3,879
6	7,5	7,5	3	16,63	186,8	314,1	3,778
7	7,5	7,5	12	7,27	112,4	226,9	4,088
8	3,84	3,84	3,84	16,46	179,8	359,7	3,823
9	11,16	3,84	3,84	15,81	185,4	309,2	3,795
10	3,84	11,16	3,84	16,32	178,3	344,1	3,797
11	11,16	11,16	3,84	15,86	182,7	306,4	3,784
12	3,84	3,84	11,16	9,02	113,9	300,2	4,265
13	11,16	3,84	11,16	7,33	129,1	222,4	4,049
14	3,84	11,16	11,16	8,91	116,1	298,3	4,047
15	11,16	11,16	11,16	7,49	120,2	213,0	3,981

Çizelge 4.19’da sunulan deney tasarım verileri kullanılarak ANSYS yazılımındaki vekil model bütünü (ing. Genetic Aggregation) meta modeli kullanılarak yanıt yüzey modelleri oluşturulmuştur. Çizelge 4.20’de sunulan değer aralıkları verilerek; RMSE değerleri oluşturulan yanıt yüzeyi modellerinin yeterince doğru olduğu görülmektedir.

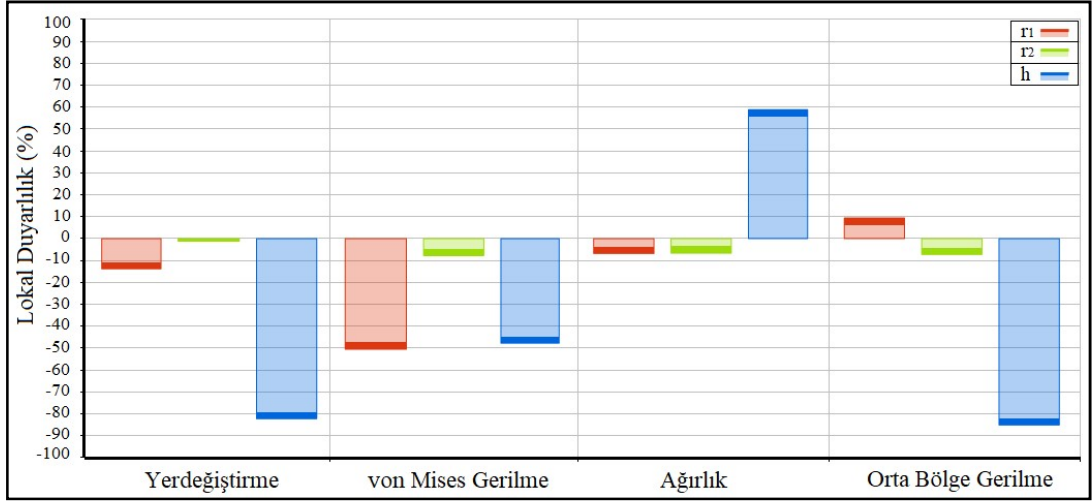
Çizelge 4.20 : Bademli sac yanıt yüzeyleri için RMSE değerleri.

Yanıt	Yer Değiştirme	Orta Bölge Gerilme	von Mises Gerilme	Ağırlık
	(mm)	(MPa)	(MPa)	(kg)
Minimum	6,23 mm	105,8	196,9	3,759
Maksimum	17,37 mm	194,5	381,6	4,430
RMSE	0,0084	1,154	0,004	9×10^{-8}

Yanıt yüzey ve deney tasarımı sonuçlarının birbiri arasında uyumunun kontrolü için Şekil 4.49’da merkez noktadaki yerdeğiştirme, von Mises gerilme, ağırlık ve merkez nokta eşdeğer gerilmesi çizdirilmiştir. Bu iki veri arasındaki uyum derecesi; ağırlık, gerilme, orta bölge gerilme ve yerdeğiştirme sonuçlarının çizgi üzerinde veya yakın olması durumuna göre ilişkilendirilir ve uyum derecesinin iyi olması bir sonraki aşamaya geçilebileceğini göstermektedir.



Şekil 4.49 : Sac metal yanıt yüzey - deney tasarım sonuç eğrisi.



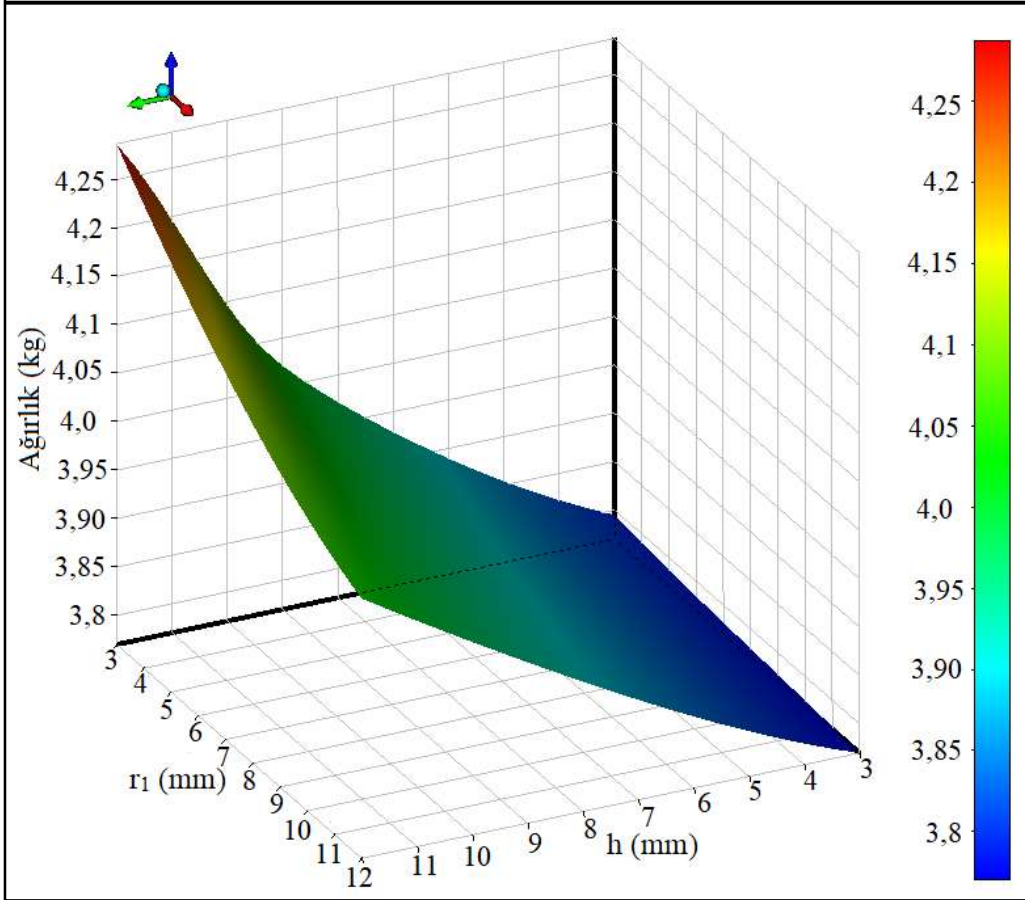
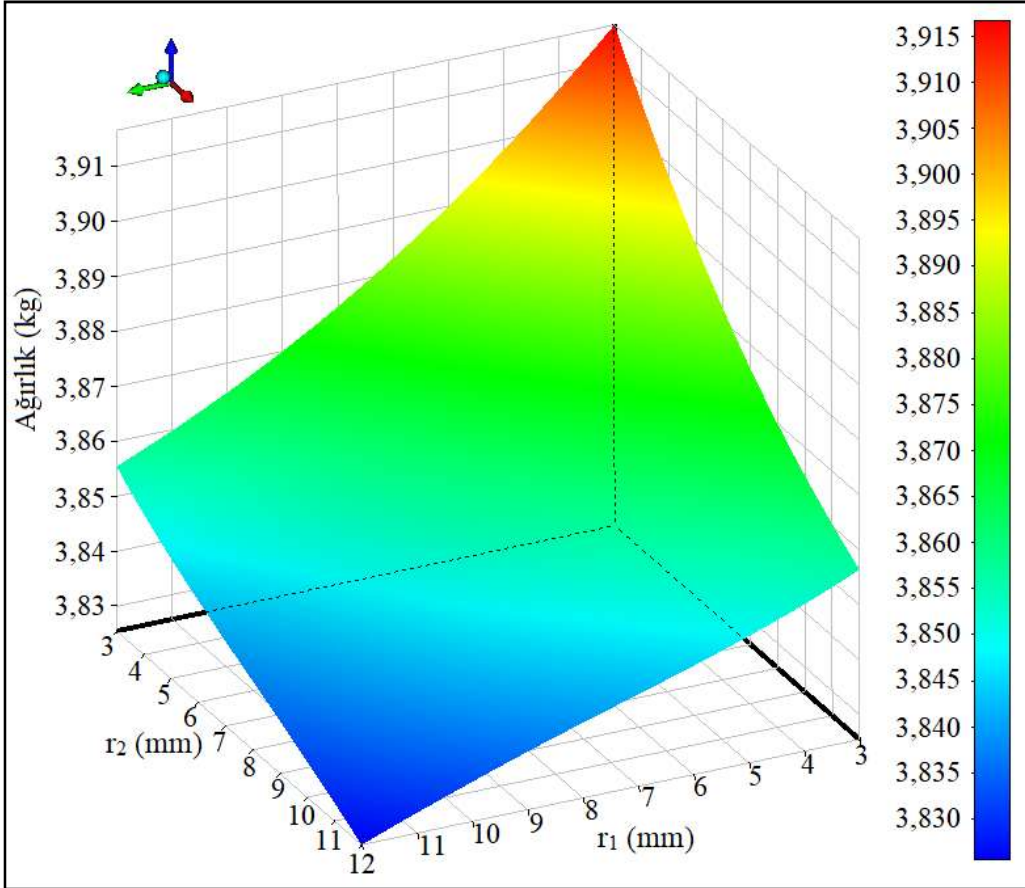
Şekil 4.50 : Sac metal yanıt yüzeyi lokal duyarlılık.

Şekil 4.50’de gösterilen lokal duyarlılık grafiği $x^o = \{r_1, r_2, h\} = \{6, 6, 6\}$ noktasındaki yanıt noktasına göre;

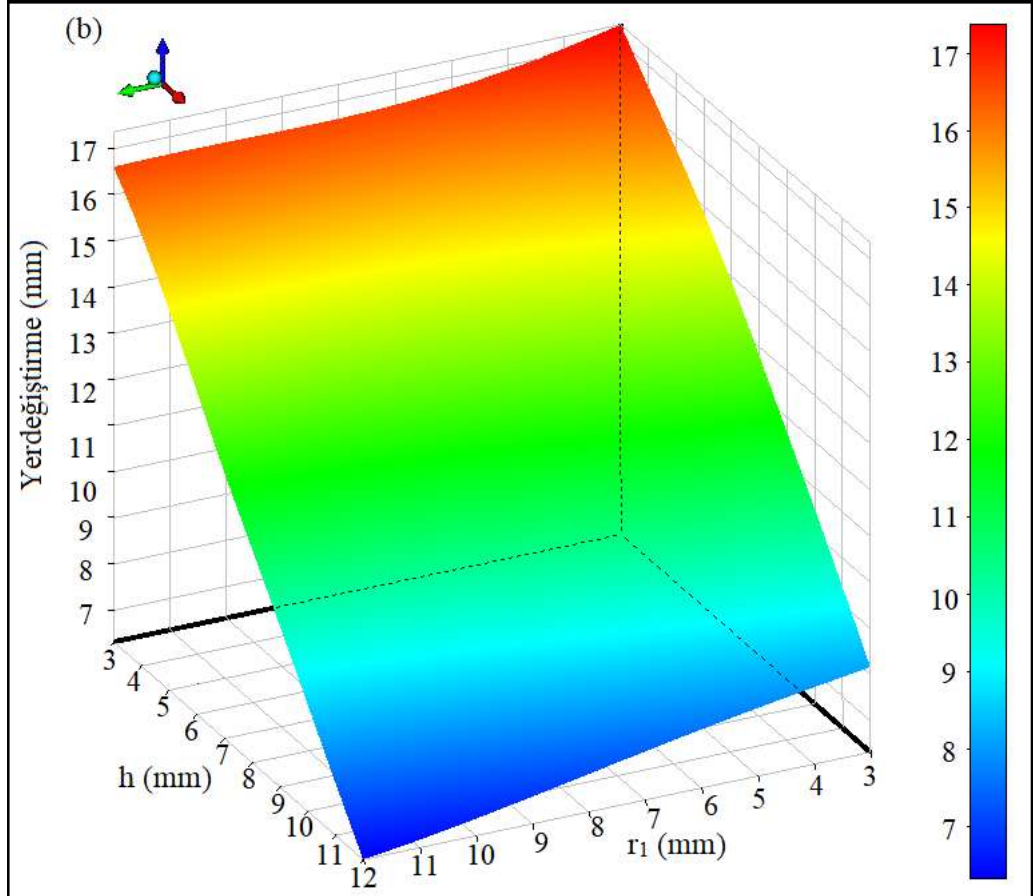
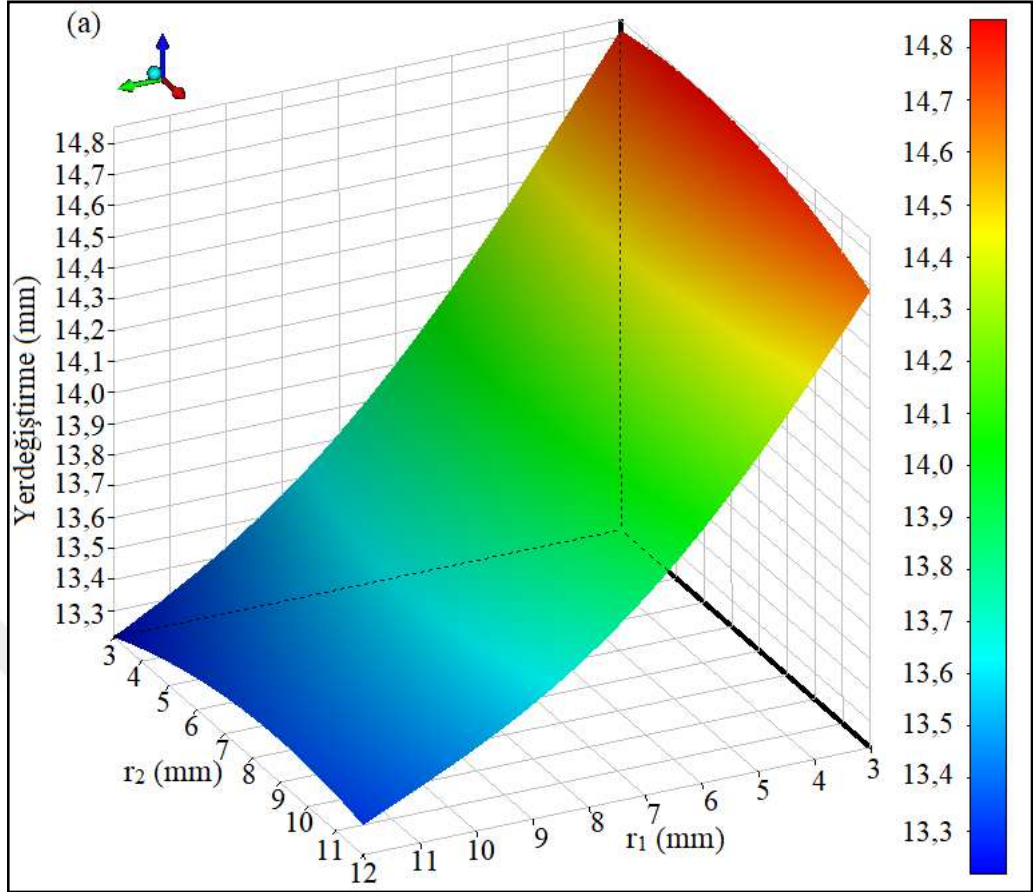
- Yerdeğiştirmeyi azaltmada; badem yüksekliğinin (h) badem yarıçapından (r_1) daha etkin olduğu ve badem yuvarlatmasının (r_2) gözle görünür bir etkisinin olmadığı,
- Sac kenarlarında görülen maksimum von Mises gerilmesinin azaltılmasında etkinliklerin önem sırasıyla; badem yarıçapının (r_1), badem yüksekliğinin (h), ve badem yuvarlatmasının (r_2) olduğu,
- Ağırlığın azaltılması durumunda; badem yarıçapının (r_1) ve badem yuvarlatmasının (r_2) olumlu etkisi olduğu, fakat badem yüksekliğinin (h) olumsuz etkisinin olduğu,
- Sac metalin orta bölgesindeki gerilme değerini; badem yüksekliği (h) ve badem yuvarlatmanın (r_2) azalttığı ve daha etkin olduğu fakat bunun aksine badem yarıçapının (r_1) arttırdığı

çıkarımları yapılmaktadır.

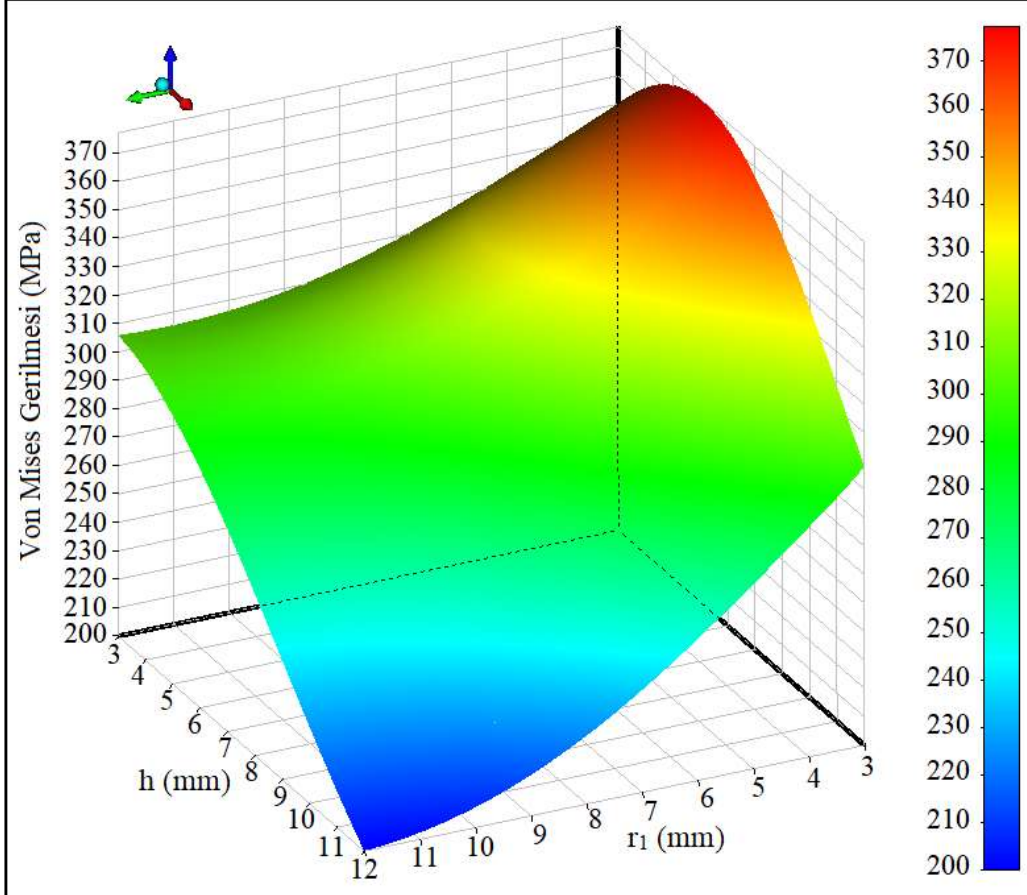
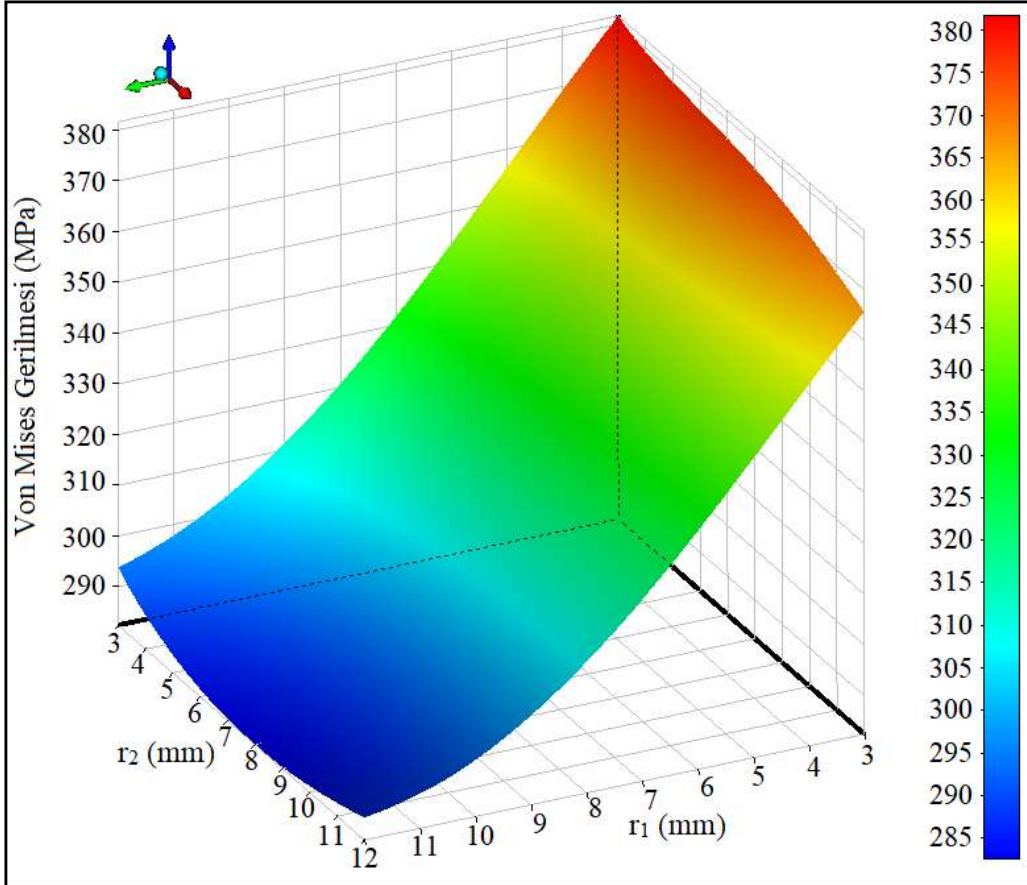
Tasarım çıktıları ile tasarım girdileri arasında yanıt yüzeyleri grafikleri çizdirilerek girdi aralığı için çıktıların maksimum ve minimum değeri grafik üzerinden gösterilebilir. Bu maksatla amaç fonksiyonu olan ağırlık için, kısıt fonksiyonu olan yerdeğiştirme ve gerilme için r_1 - r_2 ve r_1 -h tasarım girdilerine göre yanıt yüzeyleri sırasıyla Şekil 4.51, Şekil 4.52 ve Şekil 4.53’deki gibi çizdirilmiştir.



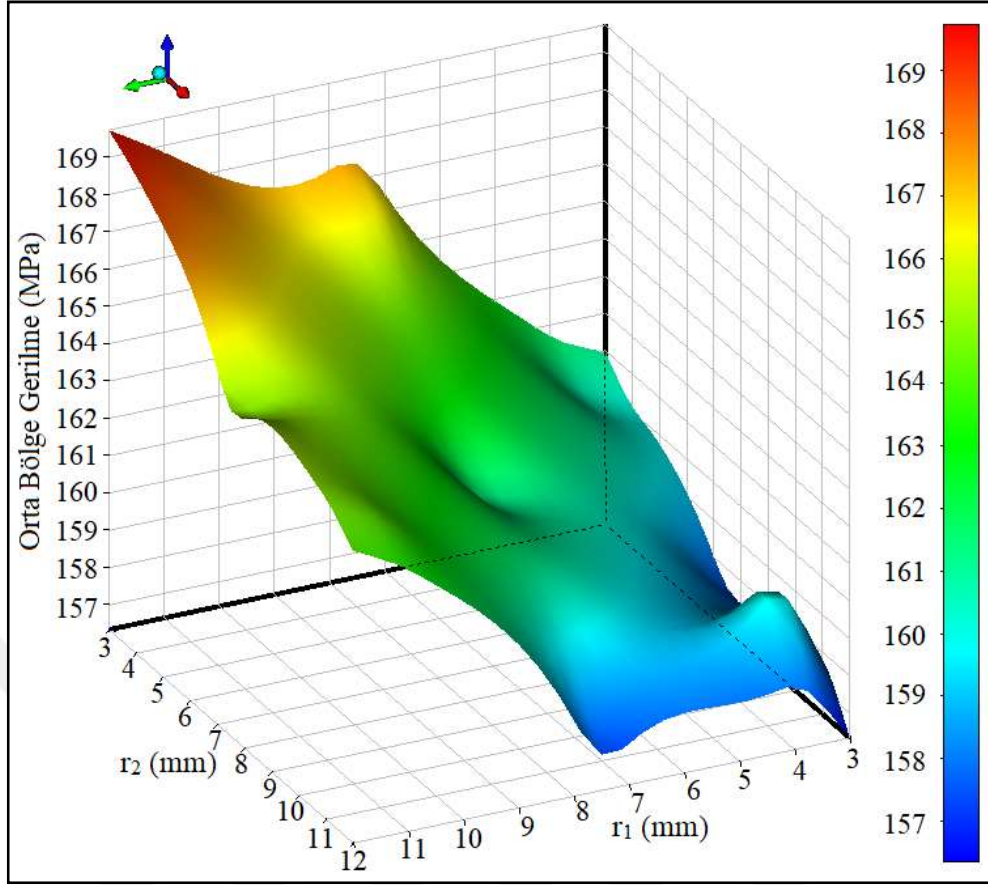
Şekil 4.51 : Sac ağırlık yanıt yüzey grafikleri



Şekil 4.52 : Yerdeğiştirme yanıt yüzey grafikleri.



Şekil 4.53 : Gerilme yanıt yüzey grafikleri.



Şekil 4.54 : Orta bölüm gerilme yanıt yüzey grafiği.

Yanıt yüzey grafiklerine (Şekil 4.51, Şekil 4.52, Şekil 4.53 ve Şekil 4.54'e) bakıldığında:

- Badem yarıçapının (r_1) ve badem yuvarlatmasının (r_2) ağırlığı azalttığı bu sebeple kısıtlar üzerinden maksimuma gittiği, buna karşın badem yüksekliğinin ağırlığı (h) artırdığı,
- Badem yarıçapının (r_1) ve badem yüksekliğinin (h) yerdeğiştirmeyi azalttığı bu sebeple kısıtlar üzerinden maksimuma gittiği, badem yuvarlatmasının (r_2) ise etkin bir rol üstlenmediği,
- Badem yarıçapının (r_1) ve badem yüksekliğinin (h) von Mises gerilmesini azalttığı bu sebeple kısıtlar üzerinden maksimuma gittiği, badem yuvarlatmasının (r_2) ise etkin bir rol üstlenmediği,
- Badem yuvarlatmasının (r_2) orta bölge gerilmeyi azalttığı bu sebeple kısıtlar üzerinden maksimuma gittiği, buna karşın badem yarıçapının (r_1) orta bölge gerilmeyi artırdığı

gözlenmektedir.

4.1.2 Köşebent ve Ray Kapsamında

Sac metal çalışmasında olduğu gibi vekiil modele veri oluşturulmak için köşebent ve ray problem tanımındaki Şekil 3.17’de ve Şekil 3.18’de gösterilen ve Çizelge 3.3’de tanımlanan $x = \{ L_1, L_2, T_1, D_1, H_1 \}$ tasarım değişkenleri ve kısıtlarına göre Çizelge 4.21’de gösterilen deney tasarım noktaları Latin Hiperküp örnekleme (LHS) tasarımının tam karesel model örnekleme (5 değişken için 22 adet) tipi kullanılarak örnekleme sayısı 50 adete çıkartılarak oluşturulmuştur. ANSYS yazılımı kullanılarak oluşturulan deney tasarımı noktalarında; hem 1. analiz durumu (1.AD) için yapının ön bölgesinde görülen (kanisterdeki maksimum yerdeğiştirme) yerdeğiştirme ve maksimum von Mises gerilme, hem de 2. analiz durumu (2.AD) için rayda görülen (kanisterdeki maksimum) yerdeğiştirme ve maksimum von Mises gerilme değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge 4.21 : Köşebent ve ray deney tasarımı.

#	Tasarım Değişkenleri (mm)					Yerdeğiştirme (mm)		Gerilme (MPa)		Ağırlık (kg)
	L1	L2	T1	H1	D1	1.AD	2.AD	1.AD	2.AD	-
						Kanister	Ray	Kanister	Ray	Kanister
1	24,42	39,52	9,42	7,19	142,2	0,095	1,662	4,56	57,39	894,5
2	27,9	30,56	10,02	4,55	153	0,094	1,523	4,47	53,78	907,3
3	29,1	25,44	12,18	8,29	121,8	0,093	1,626	4,48	56,34	902,2
4	27,54	39,2	14,58	6,53	147	0,092	1,641	4,26	56,85	933,8
5	25,38	26,72	13,26	12,25	124,2	0,094	1,791	5,14	60,01	880,0
6	25,86	33,76	9,3	13,57	175,8	0,089	2,535	4,45	77,77	849,7
7	28,38	38,56	11,34	11,37	145,8	0,091	1,939	4,19	63,92	897,2
8	27,66	24,16	11,82	5,87	174,6	0,095	1,703	4,60	58,69	893,6
9	26,22	28,96	13,02	8,51	131,4	0,093	1,684	4,52	57,83	898,3
10	29,94	25,76	12,42	12,47	127,8	0,091	1,828	4,28	60,88	888,5
11	24,06	26,4	10,86	7,85	136,2	0,097	1,673	4,87	57,62	880,3
12	26,94	31,2	9,66	13,35	126,6	0,092	1,845	4,49	61,07	873,0
13	26,7	28,32	10,74	12,91	141	0,091	1,968	4,48	64,30	868,5
14	29,58	29,92	12,78	9,61	156,6	0,091	1,918	4,25	63,72	898,5
15	25,14	39,84	14,1	4,77	135	0,094	1,492	4,43	53,04	934,1
16	28,74	37,28	10,62	6,09	167,4	0,092	1,693	4,41	58,32	912,4
17	27,06	27,04	9,54	10,27	165	0,092	2,051	4,53	67,01	867,4
18	29,7	36,64	13,38	14,23	151,8	0,088	2,172	4,23	68,64	893,4
19	26,46	33,12	10,26	5,65	125,4	0,094	1,515	4,65	53,62	906,6
20	29,82	34,4	13,5	5,43	123	0,092	1,497	4,36	53,15	936,0

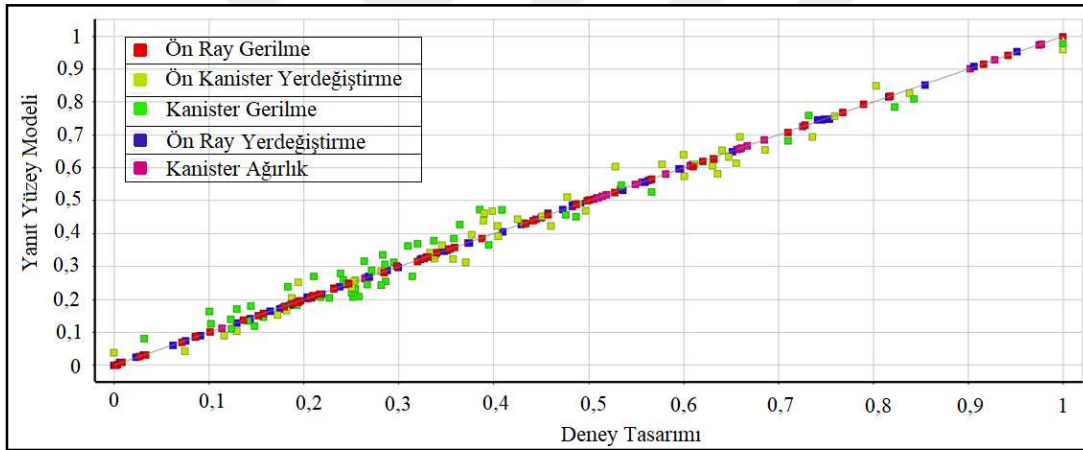
21	27,78	31,84	13,98	7,63	139,8	0,092	1,678	4,42	57,77	914,3
22	25,02	36,96	14,7	9,39	168,6	0,090	2,004	4,40	66,04	902,4
23	29,22	35,36	12,9	4,33	177	0,092	1,570	4,39	55,10	929,9
24	24,78	30,24	10,5	4,99	129	0,095	1,491	4,79	52,98	899,9
25	27,18	26,08	14,94	10,05	160,2	0,091	1,985	5,35	65,38	888,1
26	26,34	32,8	11,58	11,59	150,6	0,090	1,999	4,37	65,33	879,8
27	26,1	35,68	10,98	11,15	163,8	0,090	2,113	4,43	68,34	878,1
28	24,9	28,64	13,14	14,89	155,4	0,090	2,278	5,32	70,57	857,1
29	25,98	25,12	13,86	9,17	178,2	0,094	2,075	5,60	68,11	877,7
30	28,62	32,48	10,38	8,07	137,4	0,092	1,692	4,46	58,08	901,3
31	28,98	28	13,74	14,45	161,4	0,089	2,344	4,19	72,55	871,4
32	28,5	24,8	9,06	7,41	166,2	0,094	1,803	4,92	61,15	881,9
33	26,58	34,08	11,1	10,71	143,4	0,091	1,882	4,47	62,58	886,9
34	28,26	36,32	9,18	12,03	169,8	0,089	2,270	4,33	72,01	870,9
35	28,86	33,44	14,34	10,93	138,6	0,090	1,854	4,26	61,85	908,9
36	24,54	27,36	12,06	11,81	132,6	0,094	1,841	4,67	61,39	872,5
37	27,3	32,16	10,14	13,13	173,4	0,089	2,437	4,23	75,70	859,5
38	25,5	36	13,62	13,79	172,2	0,088	2,485	4,32	76,34	872,6
39	24,18	31,52	14,22	6,31	149,4	0,093	1,635	4,63	56,72	906,4
40	29,46	34,72	12,3	4,11	179,4	0,092	1,556	4,42	54,73	927,6
41	25,62	29,6	11,46	6,97	148,2	0,093	1,675	4,65	57,74	893,8
42	29,34	29,28	9,78	12,69	144,6	0,091	1,996	4,32	65,03	874,6
43	24,66	27,68	11,94	5,21	157,8	0,096	1,585	4,78	55,47	895,8
44	25,74	37,6	11,22	9,83	130,2	0,091	1,739	4,52	59,08	897,7
45	25,26	38,88	12,54	14,67	162,6	0,089	2,384	4,22	73,26	871,1
46	28,02	38,24	14,46	14,01	159	0,089	2,266	4,08	71,02	894,1
47	24,3	30,88	11,7	6,75	171	0,093	1,771	4,59	60,35	888,6
48	26,82	24,48	14,82	8,73	154,2	0,094	1,835	5,18	61,70	891,4
49	28,14	37,92	9,9	8,95	133,8	0,091	1,719	4,44	58,69	902,1
50	27,42	35,04	12,66	10,49	120,6	0,091	1,708	4,43	58,15	906,8

Çizelge 4.21’de sunulan deney tasarım verileri kullanılarak ANSYS yazılımındaki 2. derece polinom yanıt yüzey meta modeli kullanılarak yanıt yüzeyler oluşturulmuştur. Çizelge 4.22’de değer aralıkları verilerek; RMSE değerleri oluşturulan yanıt yüzeyi modellerinin yeterince doğru olduğu görülmektedir.

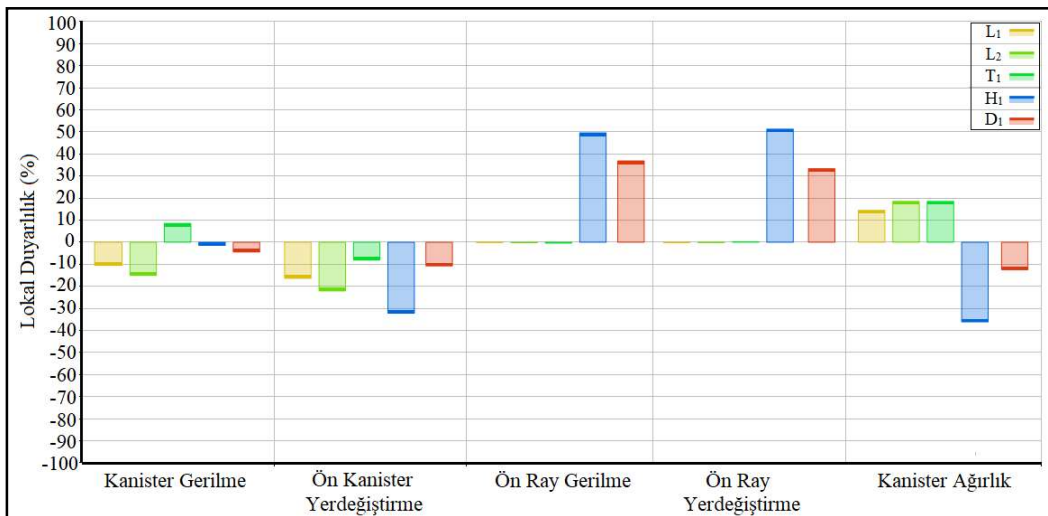
Çizelge 4.22 : Köşebent ve ray yanıt yüzeyleri için RMSE değerleri.

YD	1.AD	1.AD	2.AD	2.AD	-
Yanıt	Kanister Gerilme	Ön Kanister Yerdeğiştirme	Ön Ray Gerilme	Ön Ray Yerdeğiştirme	Ağırlık
	(MPa)	(mm)	(MPa)	(mm)	(kg)
Minimum	3,79 MPa	0,087	50,9 MPa	1,418 mm	820,5 kg
Maksimum	7,30 MPa	0,101	83,0 MPa	2,794 mm	960,7 kg
RMSE	0,1122	0,0004	0,0479	0,0023	2×10^{-12}

Yanıt yüzey ve deney tasarımı sonuçlarının birbiri arasında uyumunun kontrolü için RMSE hatalarına ek olarak Şekil 4.55’de çizdirilmiştir. Bu iki veri arasındaki uyum derecesi; kanister gerilme (yeşil), ön kanister yerdeğiştirme (sarı) ön ray gerilme (kırmızı), ön ray yerdeğiştirme (mavi) ve ağırlık (pembe) sonuçlarının çizgi üzerinde veya çizgiye yakın olması durumuna göre ilişkilendirilir ve uyum derecesinin iyi olması bir sonraki aşamaya geçilebileceğini göstermektedir.



Şekil 4.55 : Köşebent ve ray yanıt yüzey - deney tasarım sonuç eğrisi.



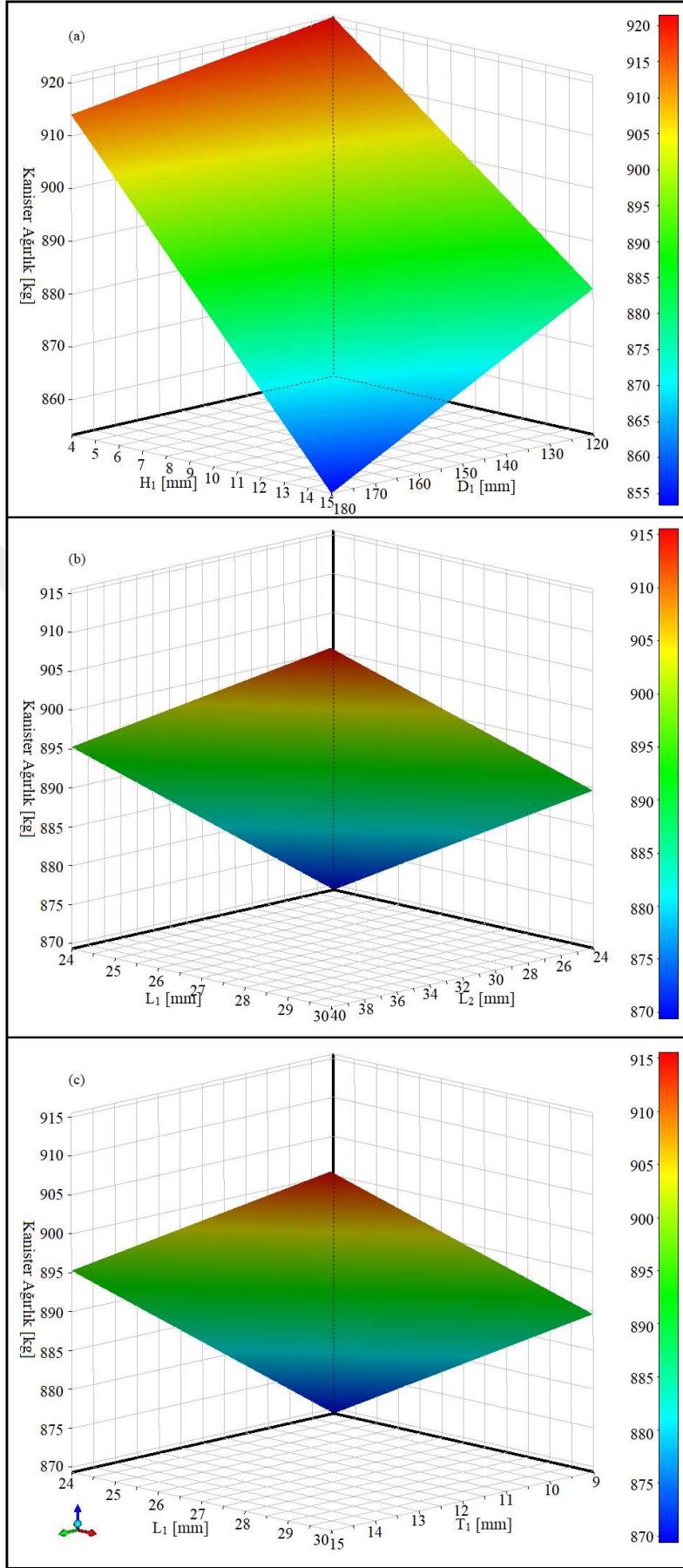
Şekil 4.56 : Köşebent ve ray yanıt yüzey lokal duyarlılık.

Şekil 4.56'da gösterilen lokal duyarlılık grafiği $\mathbf{x} = \{L_1, L_2, T_1, D_1, H_1\} = \{27, 32, 12, 150, 9,5\}$ nominal noktası için oluşturulmuştur. Bu duyarlılık grafiğinden;

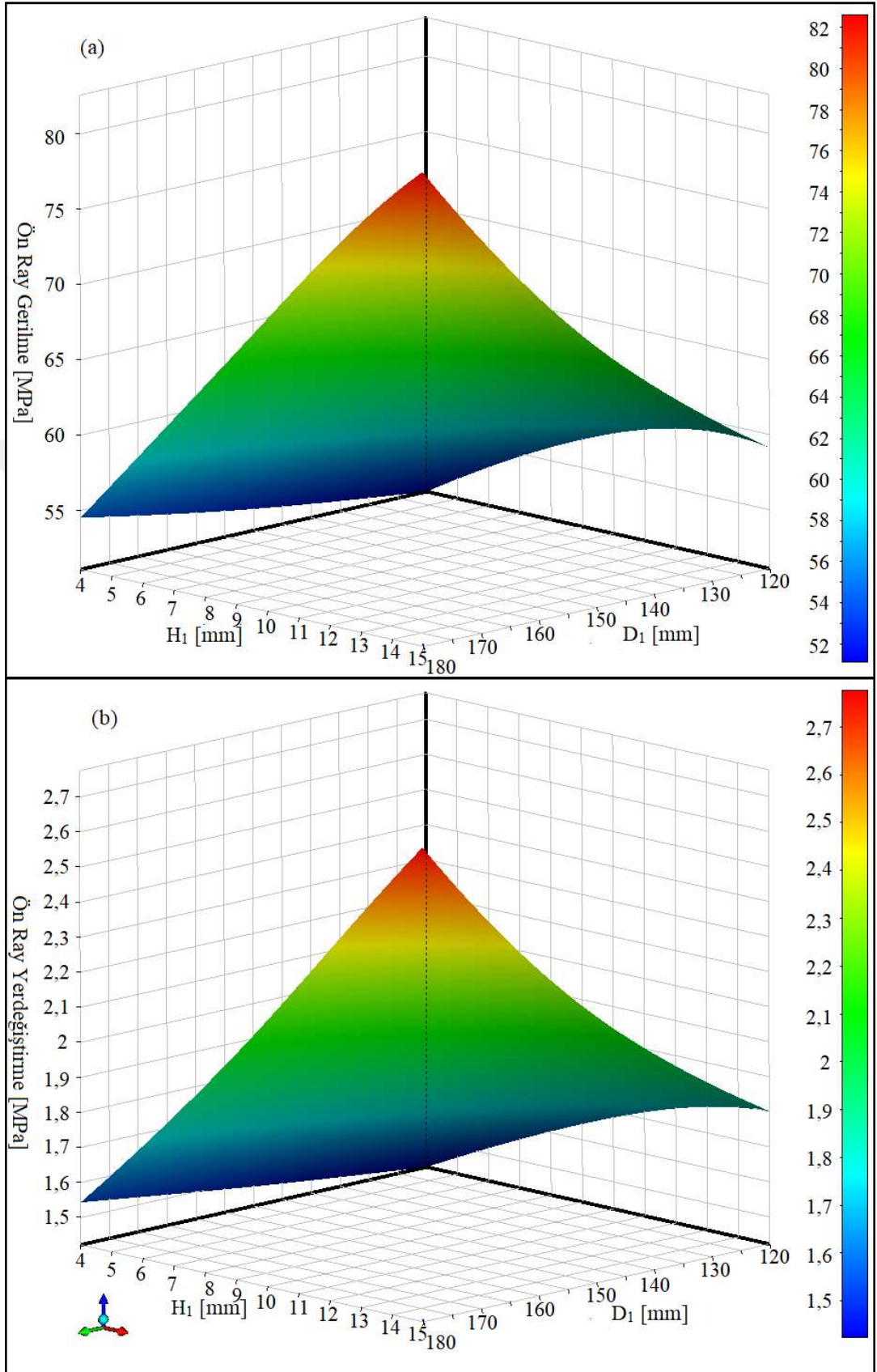
- 1. yükleme durumunda köşebentte oluşan maksimum Von Mises gerilmesi (kanister gerilmesi); köşebentin kalın bölge uzunluk (L_1) ve köşebentin bacak uzunluk (L_2) artışının azaltma yönünde etkinlediği buna karşın köşebentin bacak uzunluğuysa (T_1) artırma yönünde etkin olduğu,
- 1. yükleme durumunda kanisterin önünde oluşan yerdeğiştirmeye tüm parametrelerin farklı seviyelerde de olsa etkinlediği ve azalttığı; en etken parametrenin ray boşaltma derinliği (H_1) olduğu,
- 2. yükleme durumunda ön ray gerilme ve yerdeğiştirme durumunda; ray boşaltma genişliği (D_1) ve ray boşaltma derinliği (H_1) parametrelerine karşı duyarlı olduğu ve boşaltmaların artırılmasının gerilmeyi ve yerdeğiştirmeyi artırdığı buna karşın diğer parametrelerin etki etmediği,
- Kanister ağırlığını; tüm parametrelerin farklı seviyelerde de etkilediği köşebent parametrelerinin (L_1, L_2 ve T_1) artırıcı yönde, ray parametrelerinin (D_1 ve H_1) azaltıcı yönde davranış sergilediği

çıkarımları yapılmaktadır.

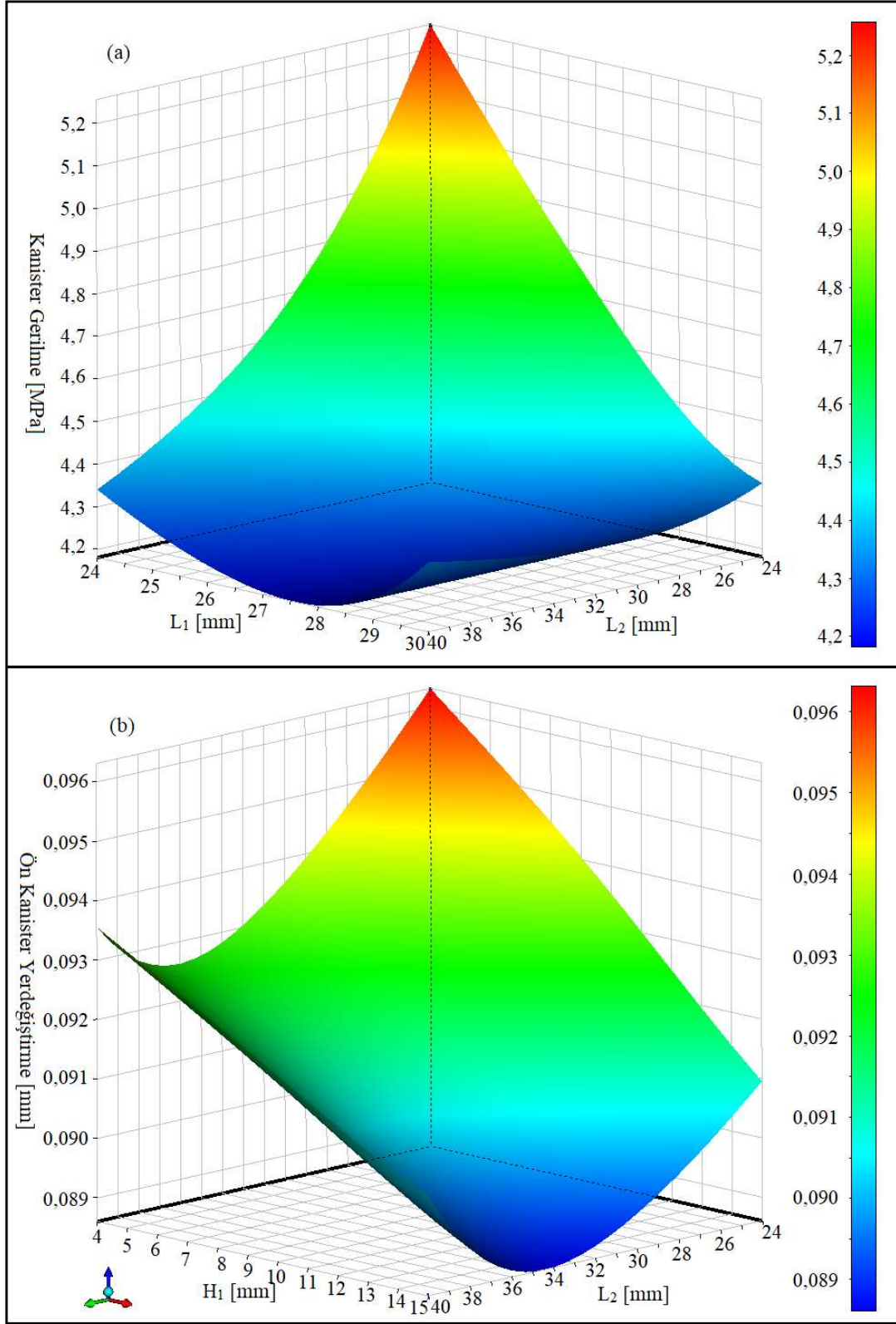
Kanister seviyesinde iki farklı yükleme durumu için tasarım girdileriyle çıktıları arasında yanıt yüzeyleri grafikleri çizdirilerek; girdilere karşılık gelen çıktıların maksimum ve minimum değeri grafik üzerinden gösterilmiştir. Bu maksatla amaç fonksiyonu yani ağırlık için ikişer girdiye göre, kısıt fonksiyonları içinse en etkin iki tasarım girdisine göre yanıt yüzeyleri sırasıyla Şekil 4.57, Şekil 4.58 ve Şekil 4.59'daki gibi çizdirilmiştir.



Şekil 4.57 : Kanister ağırlığının (a) D₁&H₁ (b) L₁&L₂ (c) L₁&T₁ yanıt yüzeyleri.



Şekil 4.58 : Ön ray (a) gerilme- D_1 & H_1 (b) yerdeğiştirme- D_1 & H_1 yanıt yüzeyleri.



Şekil 4.59 : Ön ray (a) gerilme-D1&H1 (b) yerdeğiştirme- D1&H1 yanıt yüzeyleri.

Köşebent ve ray vekil model oluşturulması kapsamında; Şekil 4.57, Şekil 4.58 ve Şekil 4.59'daki gibi çizdirilen yanıt yüzey grafiklerine bakıldığında:

- Ağırlık problem tanımında olduğu gibi; köşebent tasarım değişkenleri olan köşebentin kalın bölge uzunluğu (L_1), köşebentin bacak uzunluğu (L_2) ve köşebentin bacak kalınlığı (T_1) artırıldığında ve ray tasarım değişkenleri olan ray boşaltma genişliği (D_1) ve ray boşaltma derinliği (H_1) artırıldığında ağırlığın arttığı,
- Ön ray gerilmesi ve yerdeğiştirmesinin ray boşaltma genişliği (D_1) ve ray boşaltma derinliği (H_1) artırıldığında arttığı,
- Kanister gerilmesinin; köşebentin kalın bölge uzunluğu (L_1) ve köşebentin bacak uzunluğu (L_2) azaltıldığında artmakla birlikte, kısıt olarak tanımlanan malzemenin akma (240 MPa) mukavemetinin halen çok altında kaldığı,
- Ön kanister yerdeğiştirmesinin; köşebentin bacak uzunluğu (L_2) ve ray boşaltma derinliği (H_1) minimuma indiğinde, maksimuma gittiği ve ray boşaltma derinliği (H_1) maksimuma gittiğinde köşebentin bacak uzunluğu (L_2) değeri 34-35 mm aralığında yerdeğiştirme minimuma indiği gözlenmektedir.

4.2 Eniyileme Bulguları

4.2.1 Sac Metal Eniyileme Bulguları

Bademli sac metal plaka için oluşturulan deney tasarımı ve yanıt yüzey modeli sonrasında amaç ve kısıt fonksiyonlarına göre yanıt yüzey eniyileme çalışmasıyla optimum badem şeklinin bulunması hedeflenmiştir. Bademli sac plakanın yanıt yüzey eniyilemesi kapsamında; global optimumu bulmak için ANSYS yazılımını kullanarak çok amaçlı genetik algoritma (MOGA) yöntemi tercih edilmiş ve örneklem sayısı manuel olarak artırılarak 10000 adete çıkartılmıştır. bu örneklemeler arasından da amaç fonksiyonunu eniyileyen ve kısıtları sağlayan 5 adet aday sonuç istenmiştir. Sac metal problem tanımında bahsedildiği gibi eniyileme çalışmasında; ağırlık minimize edilmeye çalışılırken, Çizelge 3.14'te sunulan yerdeğiştirmenin; 4 mm düz sac plaka tasarımıdaki yerdeğiştirme (7,19 mm) değerinin altında olması, von Mises gerilmesi malzemenin akma mukavemetinin (240 MPa) altında kalması kısıtları Çizelge 4.23'teki gibi verilmiştir.

Çizelge 4.23 : Bademli sac eniyileme amaç ve kısıt tanımlaması.

Parametre	Amaç	Kısıt	
		Altında/Üstünde	Değer
Ağırlık	Minimize Et	-	-
Yerdeğiştirme	-	Altında Kal	$\leq 7,19$ mm
Von Mises Gerilme	-	Altında Kal	≤ 240 MPa

Çok amaçlı genetik algoritma yönteminin yanıt yüzey optimizasyonu kapsamında ANSYS yazılımı kullanılarak 5 aday noktanın tasarım çıktılarına bağlı olarak değerleri, doğrulamaları ve kıyaslamaları Çizelge 4.24'te belirlenmiştir.

Çizelge 4.24 : Bademli sac yanıt yüzey eniyilemesi 5 aday nokta sonuçları.

Aday	r ₁ (mm)	r ₂ (mm)	h (mm)	Yerdeğiştirme (mm)	von Mises Gerilme (MPa)	Ağırlık (kg)
1.	11,81	11,87	11,57	6,92	207,3	3,978
2.	11,91	10,50	11,43	7,06	206,1	3,982
3.	11,86	9,13	11,50	6,97	203,6	3,993
4.	10,94	10,25	11,56	7,07	207,0	3,993
5.	11,65	10,37	11,82	6,65	201,4	3,994

Eniyileme çalışmalarının sonunda; bademli başlangıç tasarımı görülen von Mises gerilme seviyesinin, badem şekil ölçüleri değiştirilerek aday noktalarda malzemenin akma mukavemetinin altında sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Bu aday noktalardan 1.si, ve 2.si seçilerek bunların sac badem ölçüleri üretilebilirlik amacıyla virgülden sonra tek basamak yapılarak sonuçlar çözdürülmüş ve sonuçlar eski verilerle birlikte Çizelge 4.25'te gösterilmiştir.

Çizelge 4.25 : Sac metal eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.

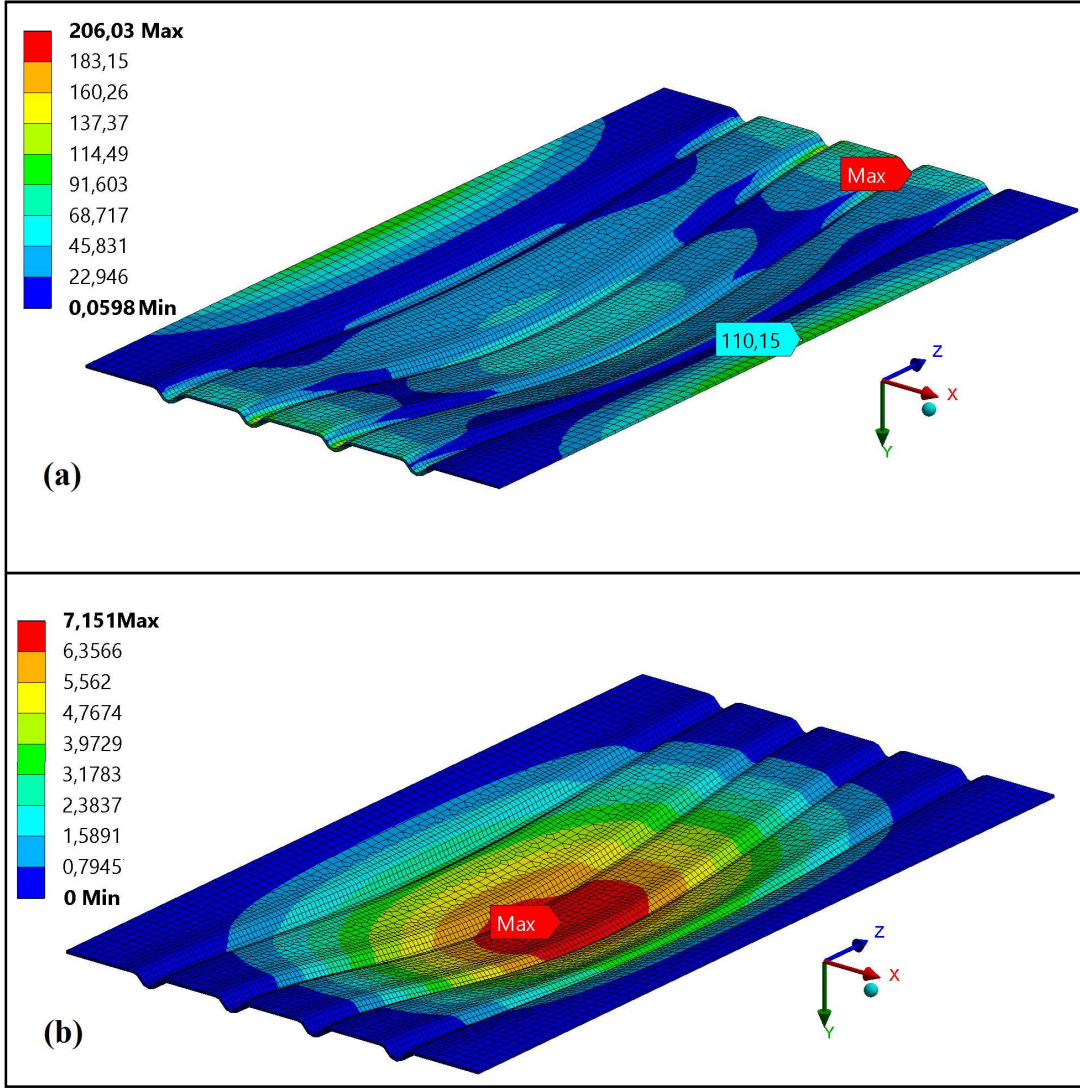
Sac Şekli	Ağırlık	Yerdeğiştirme	Von Mises Gerilme	Orta Gerilme
	(kg)	(mm)	(MPa)	(MPa)
4 mm Düz (ilk tasarım)	4,986	7,19	126,0	65,1
3 mm Düz	3,740	17,05	224,0	115,5
$\mathbf{x}^o = \{6, 6, 6\}$	3,870	14,32	316,7	161,3
$\mathbf{x}^{e1} = \{12, 12, 12\}$	4,000	6,65	195,1	114,1
$\mathbf{x}^{e2} = \{11.5, 10.5, 11.5\}$	3,996	7,15	206,1	118,6

Aday noktalardan seçilen ve ayrıntılandırma noktası olarak eklenen verilerin ilk tasarımla yani 4 mm düz sac metal plaka ile kıyaslamaları Çizelge 4.26’da verilmiştir. Bu kıyaslamalar değerlendirildiğinde 2.seçilen noktanın yerdeğiştirme kısıtın (7,19 mm) yaklaşarak ağırlık hafifletmesini diğer iki seçilen noktaya göre 0,1% ve 0,3% seviyesinde artırdığı görülmektedir. Ayrıca sonuçlara ve kıyaslamalara göre; yerdeğiştirme kısıtı nedeniyle gerilme değerlerinin malzemenin akma mukavemetiyle (240 MPa) tüm aday noktalar arasında bir miktar fark olmaktadır. Seçilen $x^{e2} = \{11.5, 10.5, 11.5\}$ tasarım girdileri; 4 mm düz saca kıyasla ağırlığı %19,9 azalttığı, yerdeğiştirme seviyesinin benzer mertebelerde kaldığı buna karşın gerilme ve orta gerilmelerinin ilk tasarıma göre 64,7% ve 82,0% fazla olduğu yani malzemenin akma mukavemetine yaklaştığı fakat kısıt içerisinde kaldığı görülebilmektedir.

Çizelge 4.26 : Sac metal eniyileme seçilen adayların ilk tasarımla kıyaslaması.

4 mm Düz Sac Metalle Kıyaslaması	Ağırlık	Yerdeğiştirme	Gerilme	Orta Gerilme
	%	%	%	%
$x^{e1} = \{12, 12, 12\}$	-19,8%	-7,5%	54,8%	75,1%
$x^{e2} = \{11.5, 10.5, 11.5\}$	-19,9%	-0,6%	64,7%	82,0%

Seçilen aday nokta aynı girdilerle analiz edildiğinde da Çizelge 4.25’de geçen değerlerle çok benzer olduğu Şekil 4.60’daki sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla teyit edilmiştir.



Şekil 4.60 : Gerilme (a) ve Yerdeğiştirme (b) dağılımı ($x_{e2} = \{11.5, 10.5, 11.5\}$).

4.2.2 Köşebent ve Ray Eniyileme Bulguları

Köşebent ve ray kapsamında kanister seviyesi oluşturulan deney tasarımı ve yanıt yüzey modeli sonrasında amaç ve kısıt fonksiyonlarına göre yanıt yüzey eniyileme çalışmasıyla optimum köşebent boyutunun ve ray boşaltma şeklinin bulunması hedeflenmiştir. Yanıt yüzey eniyilemesi kapsamında; ANSYS yazılımını üzerinden çok amaçlı genetik algoritma (MOGA- Multi-Objective Genetic Algorithm) yöntemi tercih edilmiş ve örneklem sayısı manuel olarak artırılarak 10000 adet örneklem nokta atanmıştır. Her bir iterasyonda 5000 örneklem kullanılacak olup bu örneklemeler arasından da amaç fonksiyonunu eniyileyen ve kısıtları sağlayan 5 adet aday sonuç istenmiştir.

Köşebent ve ray problem tanımında bahsedildiği gibi eniyileme çalışmasında; ağırlık minimize edilmeye çalışılırken, Çizelge 3.8’de ifade edilen izin verilen yerdeğiştirme değerlerinin altında (1.AD : 0,10 mm ve 2.AD: 1,50 mm) değerinin altında olması, von Mises gerilmesi malzemenin akma mukavemetinin (240 MPa) altın kalması kısıtları içerisinde Çizelge 4.27’deki eniyileme problemi ANSYS yazılımında kullanılmaktadır.

Çizelge 4.27 : Eniyileme hedef ve kısıt tanımlaması.

Yükleme Durumu	Parametre	Amaç	Kısıtlar	
			Alt/Üst	Değer
-	Ağırlık	Minimize Et	-	-
1.AD	Ön Ray Yerdeğiştirme	-	Altında Kal	$\leq 1,50$ mm
2.AD	Ön Kanister Yerdeğiştirme	-	Altında Kal	$\leq 0,10$ mm
1.AD	Ön Ray Gerilme	-	Altında Kal	≤ 240 MPa
2.AD	Kanister Gerilme	-	Altında Kal	≤ 240 MPa

Eniyileme çalışması kapsamında amaç fonksiyonunu eniyileyen ve kısıtları sağlayan 5 adet aday sonuç ANSYS yazılımı kullanılarak oluşturulmuş ve aday noktalar sac metalde uygulanan yöntem ve değerlendirmelerden farklı olarak aday noktalar doğrulanarak sonuçları ve kıyaslamaları Çizelge 4.28’de sunulmuştur. Bu nedenle bademli sacta gösterilen aday sonuçlara ek doğrulama verileri yerine veriler eniyileme çalışmasının başında aday noktaları doğrulayarak değerleri yazdığımız için sonuçlardaki hata payları düzeltilerek sadece doğrulanmış sonuçlar Çizelge 4.28’de yansıtılmıştır.

Çizelge 4.28 : Köşebent ve ray yanıt yüzey eniyilemesi 5 aday nokta sonuçları.

Aday	Tasarım Değişkeni					Maksimum Yerdeğiştirme		von Mises Gerilme		Ağırlık		
	Köşebent			Ray		1. AD	2. AD	1. AD	2. AD	1 Parça Ön		-
	L1	L2	T1	D1	H1	Kanister	Ön Ray	Kanister	Ön Ray	Ray	Köşebent	Kanister
	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(mm)	(MPa)	(MPa)	(kg)	(kg)	(kg)
1.	24,01	24,22	9,06	127,72	5,23	0,0999	1,4972	5,01	53,32	30,44	5,75	883,34
2.	24,03	24,53	9,06	121,90	5,58	0,0998	1,4997	5,00	53,41	30,37	5,79	883,37
3.	24,01	24,09	9,04	141,61	4,61	0,0997	1,4962	5,04	53,24	30,52	5,73	883,57
4.	24,00	24,08	9,09	137,56	4,77	0,0998	1,4966	5,03	53,26	30,49	5,74	883,58
5.	24,02	24,43	9,04	125,37	5,32	0,0998	1,4961	5,00	53,30	30,44	5,77	883,59

Eniyileme çalışmalarının sonunda; aday noktadaki tasarımlarda görülen von Mises gerilme seviyelerinin, malzemenin akma mukavemetinin oldukça altında sonuçlar elde edildiği görülmüştür. Ayrıca aday noktaların izin verilen yerdeğiştirme sınırlarına (1.AD : 0,10 mm ve 2.AD: 1,50 mm) yaklaşarak eniyileme çalışması amacına uygun olarak ağırlıkları azaltırken kısıt sınırlarına yaklaşıldığı görülmüştür. Bu aday noktalardan 1.si ve 3.sü seçilerek bunların tasarım değişkenleri ölçüleri üretilebilirlik amacıyla virgülden en fazla sonra tek basamak yapılarak tasarım değişkenleri düzenlenmiş ve analiz edilerek sonuçlar eski verilerle birlikte Çizelge 4.29’da gösterilmiştir.

Çizelge 4.29 : Köşebent ve ray eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.

Tasarım Değişkenleri	Ağırlık			Maksimum Yerdeğiştirme		von Mises Gerilme	
	-	-	-	1. AD	2. AD	1. AD	2. AD
$x = \{L_1, L_2, T_1, D_1, H_1\}$	Ön Ray	Ön Köşebent	Kanister	Kanister	Ön Ray	Kanister	Ön Ray
Birim	(kg)	(kg)	(kg)	(mm)	(mm)	(MPa)	(MPa)
$x^0 = \{30, 40, 15, 0, 0\}$	33,93	11,77	975,92	0,0945	1,249	4,26	46,18
$x^{e1} = \{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$	30,42	5,75	883,20	0,0998	1,499	5,008	53,37
$x^{e3} = \{24, 24, 9, 141.6, 4.6\}$	30,52	5,71	883,34	0,0998	1,496	5,048	53,23
Kısıt	-	-	-	≤ 0,10	≤ 1,50	≤ 240	≤ 240

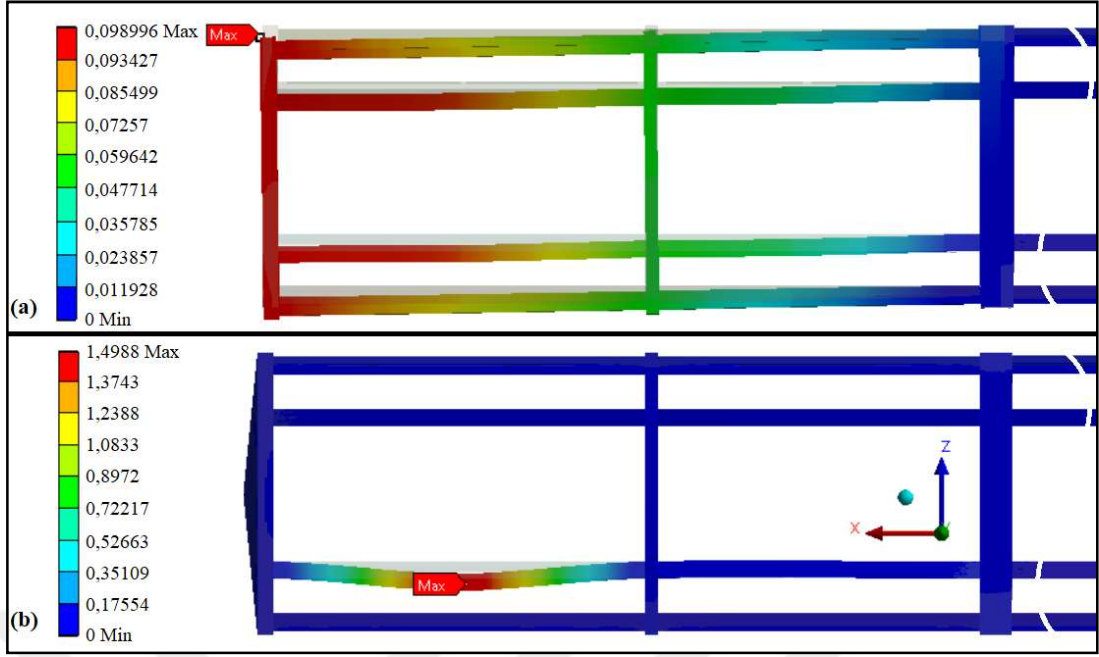
Aday noktalardan seçilen ve tasarım değişkenlerine üretilebilirlik düzeltmesi verilen girdilerin analiz sonuçlarının ilk tasarımla yani $x^o = \{30, 40, 15, 0, 0\}$ ile kıyaslamaları Çizelge 4.30'da verilmiştir. Bu kıyaslamalar değerlendirildiğinde 1.seçilen girdinin $x^{e1} = \{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$ her iki analiz durumu için yerdeğiştirme kısıtlarına 0,001 mm seviyesinde yaklaşarak ağırlık hafifletmesini diğer seçilen noktaya göre bir miktar daha artırdığı görülmektedir. Ayrıca sonuçlara ve kıyaslamalara göre; yerdeğiştirme kısıtı nedeniyle gerilme değerlerinin malzemenin akma mukavemetiyle (240 MPa) tüm aday noktalar arasında ciddi farklar olmaktadır.

Seçilen $x^{e1} = \{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$ tasarımın; ilk tasarıma $x^o = \{30, 40, 15, 0, 0\}$ kıyasla ağırlığı; kanister seviyesi 9,50%, ray seviyesi 10,34% ve köşebent seviyesi 51,15% azalttığı görülmektedir. Yerdeğiştirme seviyesinin izin verilen yerdeğişimlere yaklaşması nedeniyle hem yerdeğiştirme hem de gerilme seviyelerinin arttığı görülmektedir.

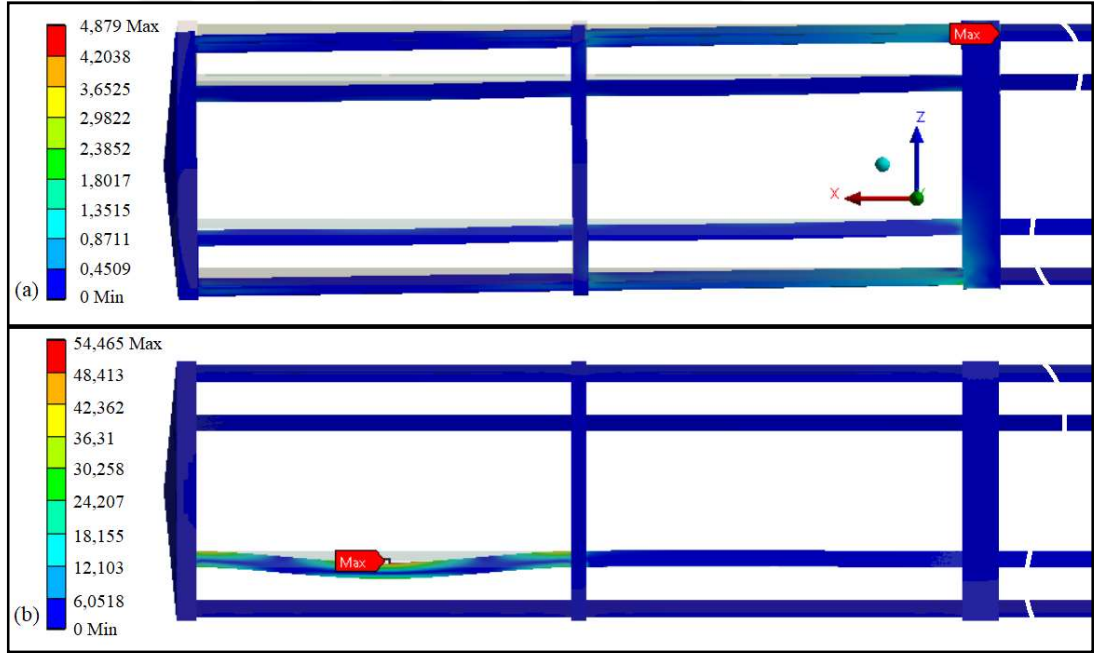
Çizelge 4.30 : Sac metal eniyileme seçilen adayların ilk tasarımla kıyaslaması.

Tasarım Değişkenleri	Ağırlık			Yerdeğiştirme		Gerilme	
	-	-	-	1. AD	2. AD	1. AD	2. AD
$x = \{L_1, L_2, T_1, D_1, H_1\}$	Ön Ray	Ön Köşebent	Kanister	Kanister	Ön Ray	Kanister	Ön Ray
$x^{e1} = \{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$	-10,34%	-51,15%	-9,50%	5,6%	20,0%	17,6%	15,6%
$x^{e3} = \{24, 24, 9, 141.6, 4,6\}$	-10,05%	-51,49%	-9,49%	5,6%	19,8%	18,5%	15,3%

Seçilen aday nokta aynı girdilerle analiz edildiğinde Çizelge 4.29'da geçen değerlerle benzer olduğu Şekil 4.61'de yerdeğişimi dağılımları ve Şekil 4.62'deki gerilme dağılımları sonlu elemanlar analiz sonuçlarıyla teyit edilmiştir.



Şekil 4.61 : Yerdeğiştirme (a) 1.AD (b) 2.AD $xe1=\{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$.



Şekil 4.62 : Gerilme (a) 1.AD (b) 2.AD $xe1=\{24.1, 24.1, 9, 129, 5.2\}$.



5. SONUÇ VE ÖNERİLER

Sistem tasarımlarında yapıların görevlerini yerine getirmesinin yanında tanımlanan ağırlık kısıtını sağlamaları veya sistem kapsamında atanan gereksinimleri minimum ağırlıkla sağlamaları istenmektedir. Geliştirilen tüm ürünlerin; benzer sistem kıyaslamalarında, diğer sistemlere göre ağırlık ve boyut verileri önplana çıkartan birer parametre olarak kabul edilmektedir. Bu nedenledir ki; tüm sistemler gereksinimi sağlarken aynı zamanda hafif olması için, bazıları tasarım süreci içerisinde bazılarıysa ürün geliştirme faaliyetleri sonrasında iyileştirme (hafifletme, boyutsal küçültme, performans artırma vb.) amacıyla eniyileme çalışmaları yürütülmektedir.

Tez kapsamında incelenen kanister tasarımının; optimum tasarım yöntemi baz alınarak tasarlanması planlanmış ve bu esasa göre oluşturulan başlangıç tasarımın, kanister içerisinde ağırlıkça oranı yüksek olan, sac metal plaka, köşebent ve ray parçaları seviyesinden optimum şekil ve boyutların belirlenmesi amaçlanmıştır. Bu amaca uygun şekilde öncelikle literatür araştırması yapılmış ve çalışma kapsamında umut vadeden bilgilere ulaşılmıştır. Sac metal üzerine form vermenin, köşebent dış boyutsal ölçülerinin yeniden belirlenmesi ve ray üzerinde boşaltma arayüzlerinin verilmesi ile gerekli olan ağırlık hafifletmesinin sağlanabileceği değerlendirilmiştir.

Sac metal plakanın kanister üzerindeki ana işlevi, füzenin ateşlenme anında oluşturduğu basınca dayanıklı olmasıdır. Köşebent ve ray yatay ekseninde kanisterin taşıyıcı profilleri olmasından kaynaklı ana görevi, kanister ve füze ağırlığı altında gerekli dayanımı sağlaması ve düşey ekseninde düşük yerdeğiştirmeleri olmasıdır. Bu kapsamda; sac metal plaka için parça seviyesinde, köşebent ve ray için kanister seviyesinde ayrı iki problem tanımlaması yapılarak ilk tasarımların ANSYS yazılımında sonlu elemanlar analizi ile; ilk tasarımların ağırlık, gerilme ve yerdeğiştirme bulguları elde edilmiştir.

Problem tanımlarında tasarım değişkenleri ve kısıtları belirlenerek; eniyileme kapsamındasimulasyonu azaltmak için doğruluğu kanıtlanmış vekil model ile deney tasarım noktaları ve yanıt yüzeyleri belirlenmiştir. Eniyileme kapsamında; her iki durum için de çok amaçlı genetik algoritma yöntemi kullanılmıştır.

Tez kapsamında; kanister yapılarındaki sac plakalar için optimum badem şekli belirlenmiştir. Düz saclar ile bademli saclar karşılaştırıldığında; bademli yapıdaki yerdeğiştirme değerlerinin; 4 mm düz sactakiyle benzer seviyede olurken von Mises gerilmesinin malzemenin akma mukavemetini geçmediği görülmektedir. Amaç kapsamında; 3 mm bademli sac metalin, 4 mm düz sac metal plakaya göre benzer yerdeğiştirme seviyesinde parça seviyesinde %19,9 hafifletme sağlandığı gözlenmiştir. Kanister seviyesi; köşebent ve ray özelinde yapılan eniyileme çalışmasının sonucunda; köşebent ve ray için ilk tasarıma göre; köşebent seviyesinde %51,1 mertebesinde, ray seviyesindeyse %10,3 mertebesinde hafifletme sağladığı gözlenmiştir.

Tez kapsamında kanisterin sac, köşebent ve ray parçaları özelinde yürütülen tüm bu eniyileme çalışmalarının sonucunda; statik koşullar altında kısıt fonksiyonlarına bağlı kalınarak ilk tasarıma göre kanister ağırlığı %12,0 seviyesinde hafifletilmiştir. Sac, köşebent ve ray parçalarının kanister seviyesi ağırlıkça oranı toplamda yaklaşık %60 mertebelerinden %50 mertebelerine indirilmiştir.

Bu çalışmada sac metallerde yapılan ufak tasarımsal değişiklikler ve eniyileme çalışmalarıyla daha hafif ve daha dayanıklı kanister yapıları oluşturulabildiği gösterilmiştir. Ayrıca, köşebent üzerinde yapılan eniyileme sayesinde karşılık parçalarda açılan arayüzler ve köşebent malzeme maliyeti azaltılmıştır. Rayın üzerine açılan boşaltma delikleriyle etkinliği çok az olan boş kütleden kurtulunmuş ve taşıyıcı platform tarafından taşınması gereken ray kütlesi azaltılmıştır. Bu çalışmalar statik durumdaki koşullar için değerlendirilmiş olup dinamik koşullar altında da değerlendirilmesinde faydalı olacaktır.

KAYNAKLAR

- [1] [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:JGSDF_Type_03_Chu-SAM\(launcher,_04-3324\)_missile_canister_left_side_view_at_Camp_Shinodayama_April_16,_2017.jpg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:JGSDF_Type_03_Chu-SAM(launcher,_04-3324)_missile_canister_left_side_view_at_Camp_Shinodayama_April_16,_2017.jpg) (07.03.2020)
- [2] **Hui Cao and Paul Folan**, (2011) Product Life Cycle: the evolution of a paradigm and literature review from 1950-2009, *Production Planning and Control* 23(8):1-22 DOI: 10.1080/09537287.2011.577460
- [3] **Westkaemper, E., Alting, L., & Arndt, G.** (2001a). Life cycle management and assessment: approaches and visions towards sustainable manufacturing. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part B*, 215(5), 599-626.
- [4] **Jasbir S. Arora**, (2004), *Introduction to Optimum Design*, third edition, Elsevier, Amsterdam
- [5] **Y. Mack, T. Goel, W. Shyy, and R. Haftka**, (2007) Surrogate Model-Based Optimization Framework: A Case Study in Aerospace Design, *Studies in Computational Intelligence (SCI)* 51, 323–342
- [6] **Myers RH and Montgomery DC**, (2002) *Response Surface Methodology*. John Wiley & Sons, Inc., New York
- [7] **R. Barton**, (1992) Metamodels for simulation input - output relations, *Proceedings of the 24th conference on Winter simulation - WSC '92*, Available: 10.1145/167293.167352.
- [8] **G. Wang**, (2003) Adaptive Response Surface Method Using Inherited Latin Hypercube Design Points, *Journal of Mechanical Design*, vol. 125, no. 2, pp. 210-220, Available: 10.1115/1.1561044.
- [9] **Taguchi, G.** (1986) *Introduction to Quality Engineering*. Asian Productivity Organization, Tokyo.
- [10] **Dehnad, D.** (ed.) (1989) *Quality Control, Robust Design and the Taguchi Method*. Wadsworth & Brooks/Cole, Pacific Grove, California.
- [11] **Law, A.M. and Kelton, W.D.** (2000) *Simulation Modeling and Analysis*. 3rd Edition, Mc Graw Hill, New York.
- [12] **D. Montgomery, L. Custer and D. McCarville**, (2009), *Design and analysis of experiments*. New York: Wiley.
- [13] **E. Acar**, (2019), *Makine Mühendisliğinde Eniyileme Teknikleri ve İleri Uygulamalar Ders Notları (TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi)*
- [14] **Iwundu M. P.**, (2017) The Effects of Addition of nc Center Points on the Optimality of Box-Benhken and Box-Wilson Second-Order Designs, *Int. J. Probab. Stat.*, vol. 6, no. 2, pp. 20–32, Available: 10.5923/j.ijps.20170602.02.

- [15] **John R. Wagner Jr., Eldridge M. Mount III, Harold F. Giles Jr.**, (2014) *Extrusion: The Definitive Processing Guide and Handbook*, Plastics Design Library, William Andrew
- [16] **L. A. Sarabia, M. C. Ortiz, M. S. Sánchez** (2019) *Response Surface Methodology Reference Module in Chemistry, Molecular Sciences and Chemical Engineering*, DOI: 10.1016/B978-0-12-409547-2.14756-0
- [17] **Ronald L. Iman**, (1999), *Latin Hypercube Sampling*, Encyclopedia of Statistical Sciences, Update Volume 3, Wiley, NY, 408-411 DOI: 10.1002/9780470061596.risk0299,
- [18] **M. D. McKay, R. J. Beckman, and W. J. Conover**, "A Comparison of Three Methods for Selecting Values of Input Variables in the Analysis of Output from a Computer Code", *Technometrics*, vol. 42, no. 1, pp. 55–61, 2000. Available: 10.2307/1271432.
- [19] **R. L. Iman, J. C. Helton, and J. E. Campbell**, "An Approach to Sensitivity Analysis of Computer Models: Part I—Introduction, Input Variable Selection and Preliminary Variable Assessment", *Journal of Quality Technology*, vol. 13, no. 3, pp. 174–183, Jul. 1981. Available: 10.1080/00224065.1981.11978748.
- [20] **D. B. Gürel**, "Cevap Yüzeyi Yöntemi Kullanılarak Stevia Özü İçeren Düşük Kalorili Böğürtlen Reçeli Formülasyonunun Belirlenmesi", 2016. Available: <http://hdl.handle.net/20.500.11776/1222>.
- [21] **Mack, Y., Goel, T., Shyy, W., & Haftka, R.** (2007). Surrogate model-based optimization framework: a case study in aerospace design. In *Evolutionary computation in dynamic and uncertain environments* (pp. 323-342). Springer, Berlin, Heidelberg.
- [22] **M. Chih**, (2013) "A more accurate second-order polynomial metamodel using a pseudo-random number assignment strategy", *J. Oper. Res. Soc.*, vol. 64, no. 2, pp. 198–207, Available: 10.1057/jors.2012.34.
- [23] **R. H. Myers and D. Montgomery**, (1995), *Response Surface Methodology: Process and Product Optimization Using Designed Experiments*. Toronto: Wiley.
- [24] **A. Bozan**, (2012) *Optimization of Laser Welding Seam Geometry Using Response Surface Methodology (RSM)*, M.Sc. THESIS, Department of Mechanical Engineering System Dynamics and Control
- [25] **N. Cressie**, (1990) *The origins of kriging*, *Math. Geol.*, vol. 22, no. 3, pp. 239–252, Available: 10.1007/BF00889887.
- [26] **Adriana Cavada Lopez-Tapia** (2019) *Optimization Of The Geometry Of Domestic Gas Burner Injectors By Using The Design Exploration Process*, M.Sc. THESIS, Univesidad De Cabtabria, Santander.
- [27] **ANSYS Help Documentation - Kriging Algorithms.** (30.09.2020)
- [28] **Acar, E.**, (2013) *Effects of the correlation model, the trend model, and the number of training points on the accuracy of Kriging metamodels*, *Expert Systems, Cilt. 30, Sayı. 5.*

- [29] **Nahide T.**, (2013) Otomobil tork kolunun çevrimsel yükleme altında ağırlık eniyilemesi ve güvenilirlik tahmini, (2016) yüksek lisans tezi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
- [30] **Holland, J.** (1975), *Adaptation in Natural and Artificial Systems*. University of Michigan Press, Ann Arbor, Michigan.
- [31] **X.-S. Yang**, (2014), *Nature-Inspired Optimization Algorithms*. Elsevier.
- [32] **F.A.C. Viana, R.T. Haftka, V. Steffen**, (2009) ,Multiple surrogates: how cross-validation errors can help us to obtain the best predictor, *Struct. Multidiscip. Opt.* 39 (4) 439–457.
- [33] **E. Acar**, (2010) Various approaches for constructing an ensemble of metamodels using local measures, *Struct. Multidiscip. Opt.* 42 (6) 879–896.
- [34] ANSYS Documentation-Form, Genetic aggregation is default response surface, <https://forum.ansys.com/discussion/20782/genetic-aggregation-is-default-response-surface> (10.10.2020)
- [35] **E. Wright and R. Bellman**, (1965), *Mathematical Optimization Techniques*, *The Mathematical Gazette*, vol. 49, no. 369, p. 333, Available: 10.2307/3612902.
- [36] **ANSYS Inc.** (2017). *ANSYS DesignXplorer User's Guide*.
- [37] **ANSYS Help Documentation** – Screening (30.09.2020),
- [38] **Schaffer, J.D.** (1985), Multiple Objective Optimization with Vector Evaluated Genetic Algorithms. *The 1st International Conference on Genetic Algorithms*, p. 93-100.
- [39] **D. Beasley, D. R. Bull, and R. R. Martin**, (1993) An overview of genetic algorithms : Part 1, fundamentals, *University Computing.*, 15 (2) pp. 58-69.
- [40] **B. Güracar**, (20.05.2020), *Genetik Algoritmalar* http://kergun.baun.edu.tr/20172018Guz/YZ_Sunumlar/Genetik_Algoritmalar_Busra_Guracar.pdf.
- [41] **Gao, Z., Tang, L.** (2003). A Multi-Objective Model for Purchasing of Bulk Raw Materials of a Large-Scale Integrated Steel Plant. *International Journal of Production Economics* 83, p. 325-334.
- [42] **Murata, T., Ishibuchi, H.** (1995). MOGA: Multi-Objective Genetic Algorithms. *Evolutionary Computation*, IEEE International Conference on 1, p. 289-294.
- [43] **I. Jerin Leno & S. Saravana Sankar & M. Victor Raj & S. G. Ponnambalam**, (2012), An elitist strategy genetic algorithm for integrated layout design, *Int J Adv Manuf Technol* (2013) 66:1573–1589, DOI 10.1007/s00170-012-4441-4
- [44] **David L. Akin**, (2014), *Structural Design and Analysis ENAE 483/788D - Principles of Space Systems Design*, University of Maryland, https://spacecraft.ssl.umd.edu/academics/483F20/483F20L21.struct_design/483F20L21.struct_design.pdf (22.06.2019)
- [45] **NASA-STD-5001B w/CHANGE 2:** (2016-10-05) *Structural Design And Test Factors Of Safety For Spaceflight Hardware*

- [46] **M. Swarna, K. Anusha**, (2017) Design Optimization and Analysis of Missile Canister Testing Chamber with Varying Bolts , International Journal of Advanced Information Science and Technology (IJAIST) ISSN: 2319:2682
- [47] **Ch. Murali Mohan Reddy, P.V.Anil Kumar**, (2014), Design and Optimization of a Canister Testing Chamber for Dynamic Loads,
- [48] **Naveen A, Nataraju M**, (2017), Structural Analysis And Design Optimization Of A Missile Container,
- [49] **Jaemin Lee, Younseok Choi, Choonghee Jo, Daejun Chang**, (2017), Design of a prismatic pressure vessel: An engineering solution for nonstiffened-type vessels, Ocean Engineering 142 (2017) 639–649
- [50] **J. W. Cardinal, S. A. Dobosz, D. J. Pomerening** (1987) Nondestructive Analysis Of MK 607 Harpoon Missile Container, Final Report SwRI Project 17-7958-829
- [51] **Raj Kiran Ilony, A.Purushotham**, (2012), Design and Analysis of Canister Testing Chamber, Vol.2, Issue.6, Nov-Dec. 2012 pp-4443-4449 ISSN: 2249-6645
- [52] <https://mechanicalc.com/reference/beam-analysis> (07.09.2020)
- [53] <https://www.rime.de/en/sheet-metalworking/punching> (07.09.2020)
- [54] https://wilsontool.azureedge.net/cmsstorage/wilsontool/media/product-family-images/punching/trumpf/specials/progressive%20rib/1p_progrib.png (07.09.2020)
- [55] **T. Wang and P. Groche**, (2019) Sheet Metal Profiles with Variable Height: Numerical Analyses on Flexible Roller Beading, J. Manuf. Mater. Process, 3, 19; doi:10.3390/jmmp3010019
- [56] **Yang RJ, Chen CJ, Lee CH** (1996) Bead Pattern Optimization, Structural Optimization 12, 217-221
- [57] **Lorenzo Fusano, Paolo Claudio Priarone, Massimiliano Avalle, Augusto Mario De Filippi** (2011), Sheet Metal Plate Design: A Structured Approach To Product Optimization in The Presence Of Technological Constraints, Int J Adv Manuf Technol (2011) 56:31–45
- [58] **E. Acar, M.A.Guler, B.Gerçeker, M.E.Cerit, B.Bayram** (2011) Multi-objective crash worthiness optimization of tapered thin-walled tubes with axisymmetric indentations, Thin-Walled Structures 49 (2011) 94–105
- [59] **L. Gillberg & C. Sandberg**, (2017) Developing design guidelines for load carrying sheet metal components with regards to manufacturing method, Master of Science Thesis Royal Institute of Technology
- [60] **ANSYS Spaceclaim Sheet Metal Help** (20.06.2019)
- [61] **H. Lockett, M. Guenov** (2007) Similarity measures for mid-surface quality evaluation. Computer-Aided Design 40 (2008) 368–380
- [62] **Peter Trebilcock and Mark Lawson**, (2016), Architectural Design in Steel, First Edition, Spon Press, London and New York.

- [63] **Edward Allen and Waclaw Zalewski**, (2009), *Form and Forces: Designing Efficient, Expressive Structures*, Boston Structures Group
- [64] **Haluk Sesigür, Oğuz C. Çelik**, (2019), İ.T.Ü. Mimarlık Fakültesi Yapı ve Deprem Mühendisliği Çalışma Grubu
https://web.itu.edu.tr/haluk/yst/kafes_sistemler.pdf
- [65] **W. C. Young and R. G. Budynas**, (2002) *Roark's Formulas for Stress and Strain*, Seventh Edition, McGraw-Hill, New York

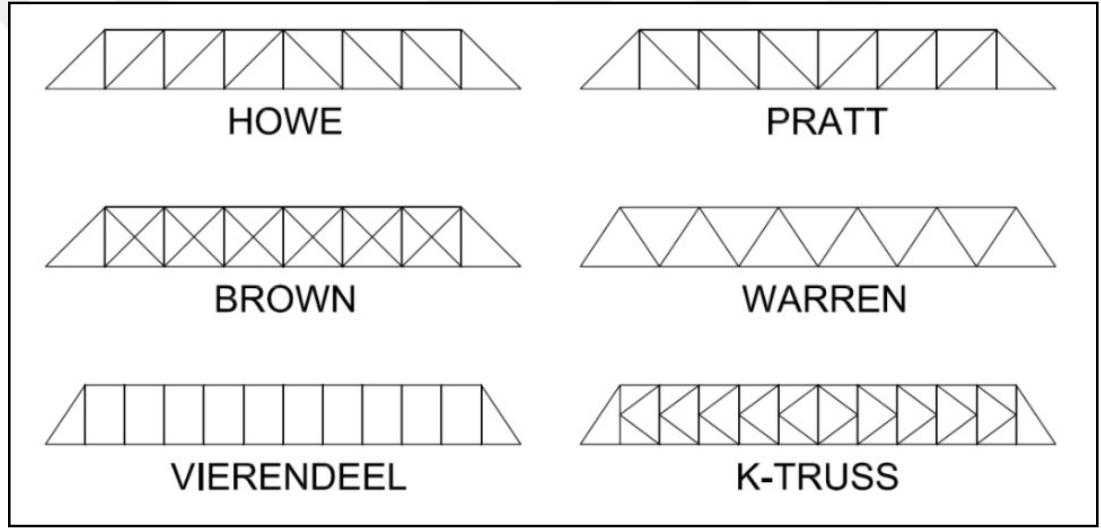




EKLER

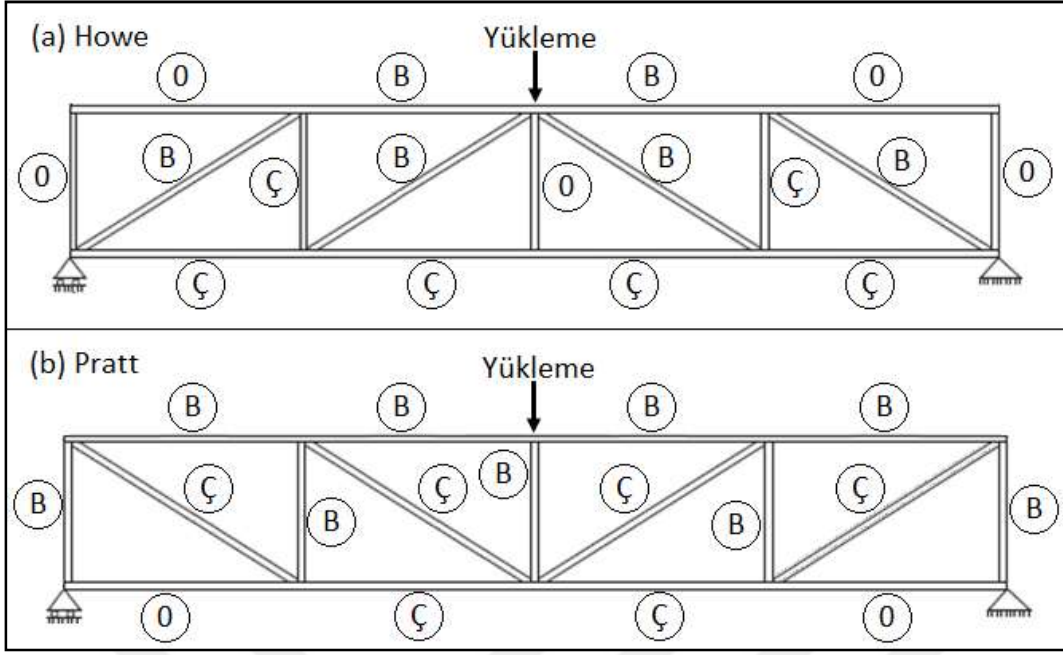
EK 1: Kafes-Kiriş Yapıları

Kafes-kiriş yapılar uzun süredir köprü, bina vinç, çatı vb. bir çok yapının yapımında kullanılır. Bu yapılar tek bir bölgeden gelen yüklemeleri bile yapı geneline dağıtarak yapıya rijitlik kazandırmaktadır. Boyca uzun sistemlerin sehimlerini azaltmak için kullanılmakta ve Şekil Ek.1'deki gibi örnekleri bulunmaktadır.



Şekil Ek.1 : Kafes-Kiriş Sistemleri [62].

Vierendeel kafes yapısında çapraz bağlantıları olmadığı için kafes-kiriş yapısı olarak geçmemektedir. Yapının yükleri uzun profiller üzerinden sadece dikmelerle desteklenmektedir. Warren yapısı eşkenar üçgenlerden oluşmaktadır ve üçgen yönleri iki yönlü de olabilmektedir. Yapıda dikmelerin olmaması ve eşkenar üçgenler sayesinde malzeme miktarı azaltırken ve üretimi kolaylaştırır.

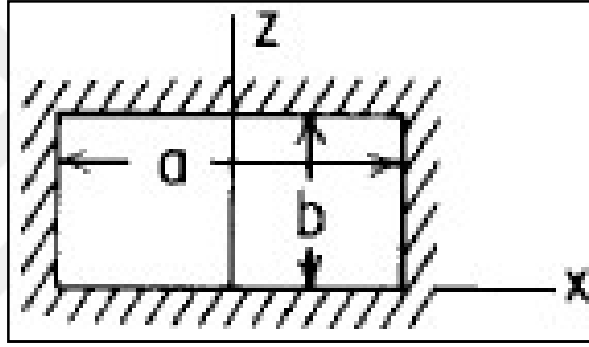


Şekil Ek.2 : Pratt-Howe yükleme durumuna cevabı (Ç:Çekme-B:Basma).

Howe yapısında; Şekil Ek.2’de görüleceği gibi dikmeler çekme yönünde, çaprazlar ise basma yönünde yüklenmektedir. Howe kafes kirişler yapının dikmelerine çekme yönünde etki ettiği için genellikle yerini tam ters geometrideki Pratt kafes kirişlerine bırakmaktadır. Pratt yapısında dikmeler basma yönünde çaprazlarsa çekme yönünde yüklemeye maruz kalmaktadır [63-64].

EK 2: Düz Sac Metal Analitik ve Sonlu Elemanlar Analizi Çözüm Ağı Yakınsaması

Parça seviyesinde; geometrik ve sınır koşulları karmaşık olmayan yüklemelerde parça üzerindeki yerdeğiştirme, gerilme ve gerinim değerleri analitik yöntemle hesaplanması mümkün olmaktadır. Parçalar ve sınır koşulları karmaşıktıkça sonlu elemanlar yöntemine başvurulmaktadır. Fakat düz sac plakalarda farklı yükleme ve sınır koşullarına bağlı olarak bazı kabuller altında yerdeğiştirme ve maksimum asal (principal) gerilme değerleri analitik olarak hesaplanabilmektedir. Bu kapsamda; problem tanımımızdakiyle aynı sınır koşullarına sahip Şekil Ek.3'teki gibi tüm kenarlarından sabitlenmiş dikdörtgen plakaya yapılan homojen tüm yüzeye yükleme durumunda yapıda görülen yerdeğiştirme ve gerilme değerleri Denklem (Ek.1-3) arasında gösterilmektedir [65].



Şekil Ek.3 : Tüm kenarlarından sabitlenmiş dikdörtgen plaka

$$\sigma_{maks} = \frac{-\beta_1 P b^2}{t^2} \quad \text{Ek.1}$$

$$\sigma = \frac{-\beta_2 P b^2}{t^2} \quad \text{Ek.2}$$

$$\delta_{maks} = \frac{\alpha P b^4}{E t^3} \quad \text{Ek.3}$$

Burada σ_{maks} uzun kenarın merkezindeki asal gerilme, σ plakanın merkez noktasındaki asal gerilme ve δ_{maks} plakanın merkez noktasındaki yerdeğiştirme sonuç değerleridir. Ayrıca hesaplama girdileri; P basınç, a uzun kenar, b kısa kenar, t et kalınlığı ve α , β_1 ve β_2 sabit değerler olup a/b yani uzun kenarın kısa kenarına oranına göre Çizelge Ek.1'deki gibi katsayılar belirtilmiştir [65]. Bu analitik hesaplamada katsayılar içerisinde kullanılan poisson oranı 0,3 olarak alınmaktadır [114]. Bu sebeple sonlu elemanlar analiz modeli içerisindeki Al 6061 T6 malzemesinde kullanılan 0,33 poisson değeri 0,3 olarak girilerek gerilme ve yerdeğiştirme değerleri hesaplanmıştır.

Çizelge Ek.1 : Köşebent ve ray eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.

a/b	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0	∞
β_1	0,3078	0,3834	0,4356	0,4680	0,4872	0,4974	0,5000
β_2	0,1386	0,1794	0,2094	0,2286	0,2406	0,2472	0,2500
α	0,0138	0,0188	0,0226	0,0251	0,0267	0,0277	0,0284

Analitik hesaplama kabulleri [65]:

- Plakanın dört kenarından hem dönme hem de aksenal sabit (ankastre) şekilde tutulmaktadır.
- Malzemenin poisson oranı 0,3 kabul edilmiştir.
- Plaka tek tip kalınlıkta, düz ve homojen izotropik malzeme olmalıdır.
- Et kalınlığı; plakanın kısa kenarının dörtte birinden fazla olmamalıdır.
- Yükleme geniş yüzeye dik olmalıdır.
- Gerilme değerleri malzemenin akma dayanımını aşmadığı elastik bölgede geçerlidir.

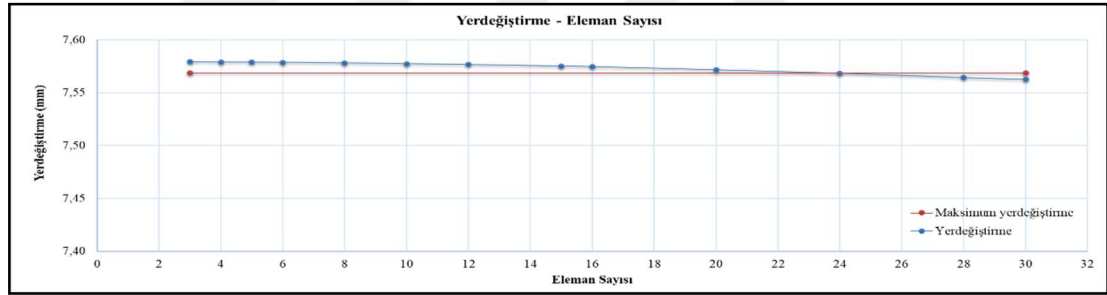
Analitik yöntem ve sonlu elemanlar analiz yöntemi ile 40 mm ila 3 mm eleman boyutu için yapılan hesaplamaların sonuçları Çizelge Ek.2, Şekil Ek.4 ve Şekil Ek.5'te ve sonuçlardaki % fark hesaplamalarıysa Çizelge Ek.3'te sunulmaktadır.

Çizelge Ek.2 : Köşebent ve ray eniyileme seçilen aday tasarım noktaları.

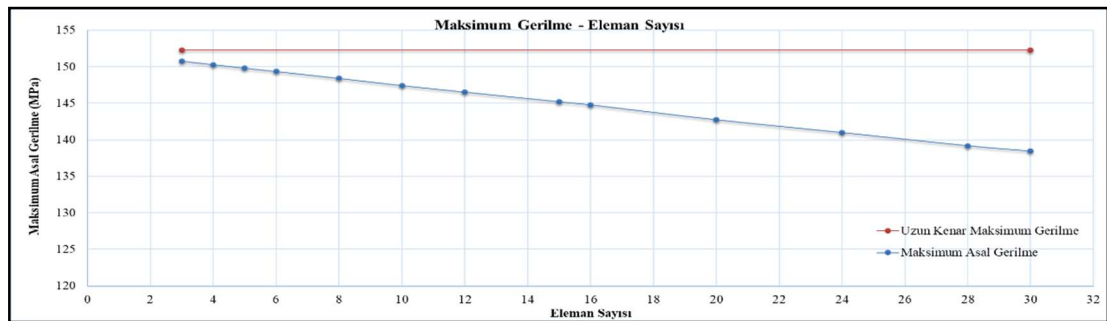
Sonlu Elemanlar Analizi				Analitik Hesaplama		
#	Yerdeğiştirme	Asal Gerilme Maks.	Merkez Gerilme	Yerdeğiştirme	Asal Gerilme Maks.	Merkez Gerilme
mm	mm	MPa	MPa	mm	MPa	MPa
40	7,551	134,4	74,94	7,569	152,25	75,19
36	7,555	135,6	74,97			
32	7,560	137,6	75,02			
30	7,563	138,4	75,04			
28	7,564	139,2	75,05			
24	7,568	141,0	75,09			
20	7,572	142,7	75,11			
16	7,575	144,8	75,14			
15	7,575	145,2	75,14			
12	7,577	146,5	75,16			
10	7,577	147,4	75,16			
8	7,578	148,4	75,17			
6	7,579	149,4	75,17			
5	7,579	149,8	75,17			
4	7,579	150,3	75,18			
3	7,579	150,8	75,18			

Çizelge Ek.3 : Düz sac metal plaka çözüm ağı % farkları.

Eleman Boyutu mm	Düz Sac Plaka		
	Yerdeğiştirme % Fark	Asal Gerilme Maks. % Fark	Merkez Gerilme
40	0,2%	11,7%	0,3%
36	0,2%	10,9%	0,3%
32	0,1%	9,6%	0,2%
30	0,1%	9,1%	0,2%
28	0,1%	8,6%	0,2%
24	0,0%	7,4%	0,1%
20	0,0%	6,2%	0,1%
16	-0,1%	4,9%	0,1%
15	-0,1%	4,6%	0,1%
12	-0,1%	3,8%	0,0%
10	-0,1%	3,2%	0,0%
8	-0,1%	2,5%	0,0%
6	-0,1%	1,9%	0,0%
5	-0,1%	1,6%	0,0%
4	-0,1%	1,3%	0,0%
3	-0,1%	1,0%	0,0%



Şekil Ek.4 : Analitik ve analiz yerdeğiştirme sonuçları



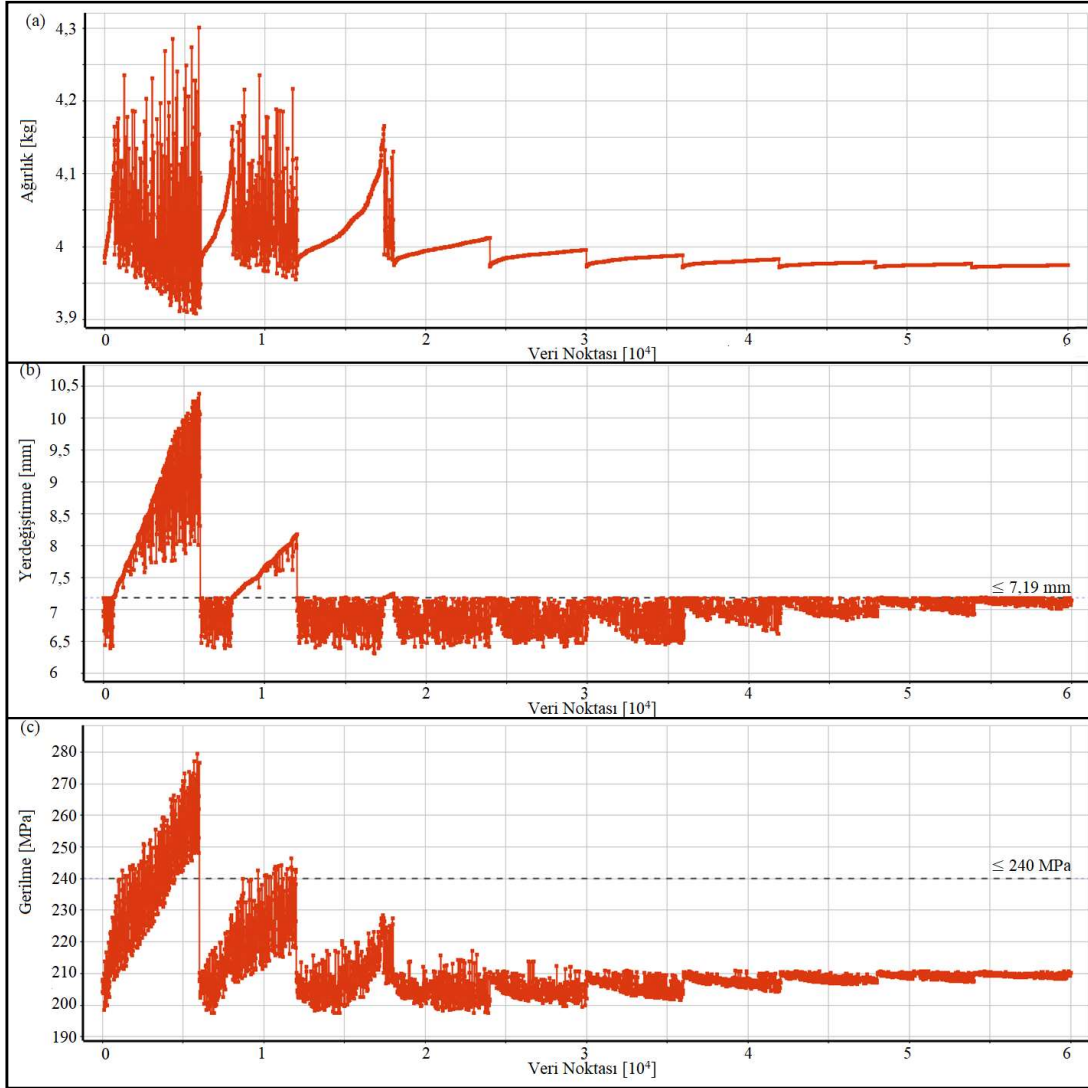
Şekil Ek.5 : Analitik ve analiz asal gerilme sonuçları

Analitik hesaplamalara göre düz sac metal plaka için yerdeğiştirme ve merkezdeki gerilme değerleri sonlu elemanlar analizlerinde büyük eleman boyutlarında dahi sağlanmasına karşın maksimum asal gerilmenin hata oranı 4% altına 12 mm eleman boyutuyla düştüğü görülmektedir. Analitik ve analiz kıyaslamasına göre; 12 mm eleman boyutunun sac plaka için kullanılmasının da uygun olacağı değerlendirilmiştir.

EK 3: Sac Metal Yanıt Yüzey Optimizasyonu İlişkisi

MOGA yöntemi kullanılarak eniyileme kapsamında ağırlık, yerdeğiştirme ve Von Mises gerilme için taranan değerler Şekil Ek.6'deki gibi çizdirilmiştir.

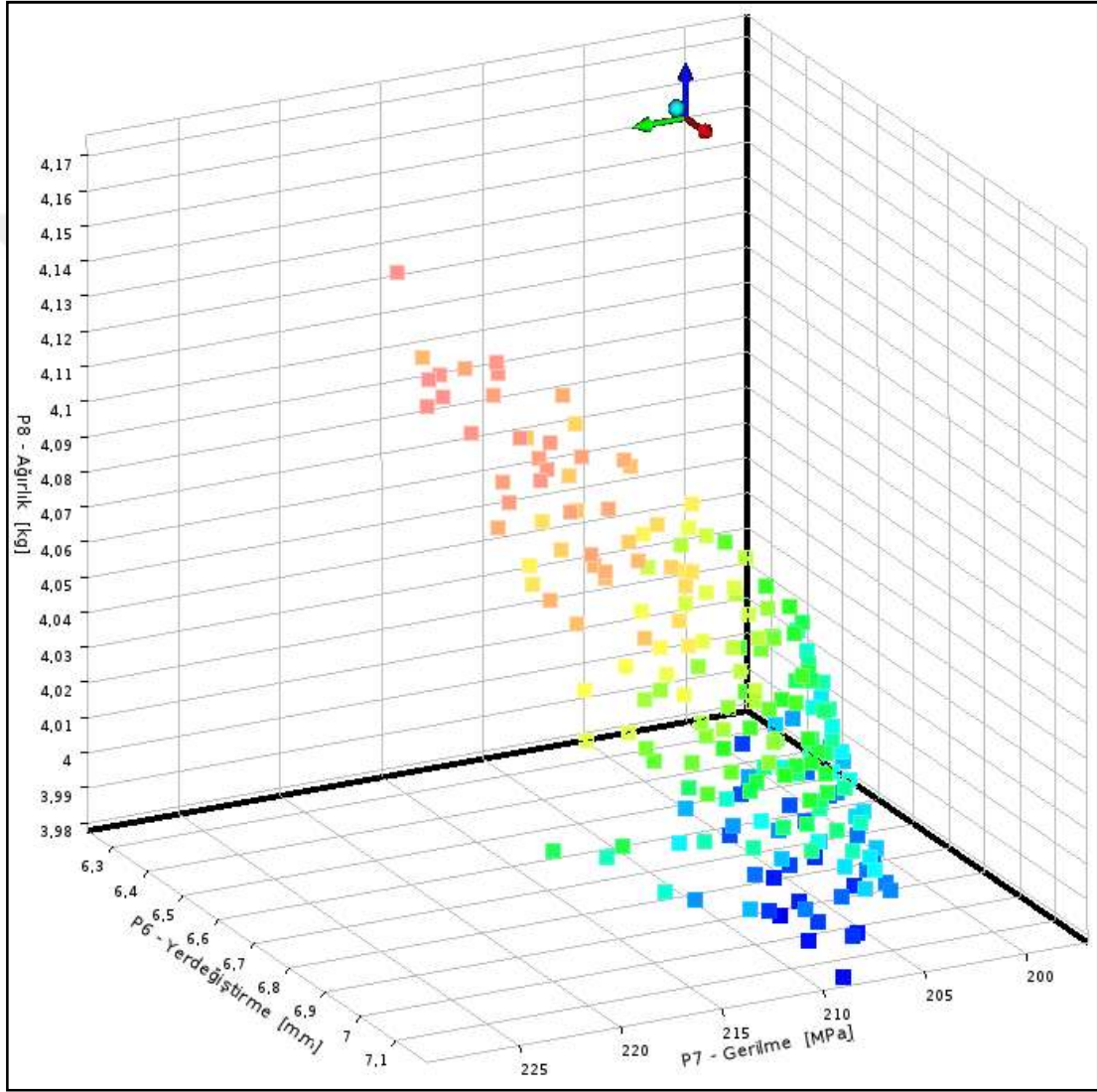
- Okunan ağırlık aralığı: 3,93 kg - 4,32 kg
- Okunan yerdeğiştirme aralığı 6,34 mm - 10,37 mm
- Okunan Von Mises gerilme aralığı: 196,9 MPa - 281,6 MPa



Şekil Ek.6 : Sac metal (a) ağırlık (b) yerdeğiştirme (c) gerilme taraması

EK 4: Sac metal için 3-boyutlu pareto front grafiği ve girdi-çıkıtı örnekleme

Tasarım çıktıları yani amaç ve kısıt fonksiyonlarının arasındaki bağıntının grafiksel olarak görülebilmesi maksadıyla; 3-boyutlu ağırlık, yerdeğiştirme ve Von Mises gerilmesi pareto grafiği Şekil Ek.7'te görüleceği gibi çizdirilmiştir. Bu pareto eğrisinde mavi noktalar amaç fonksiyonunun yani ağırlığın en az olduğu ve kısıtların sağlandığı en iyi örnekleri ifade etmektedir.

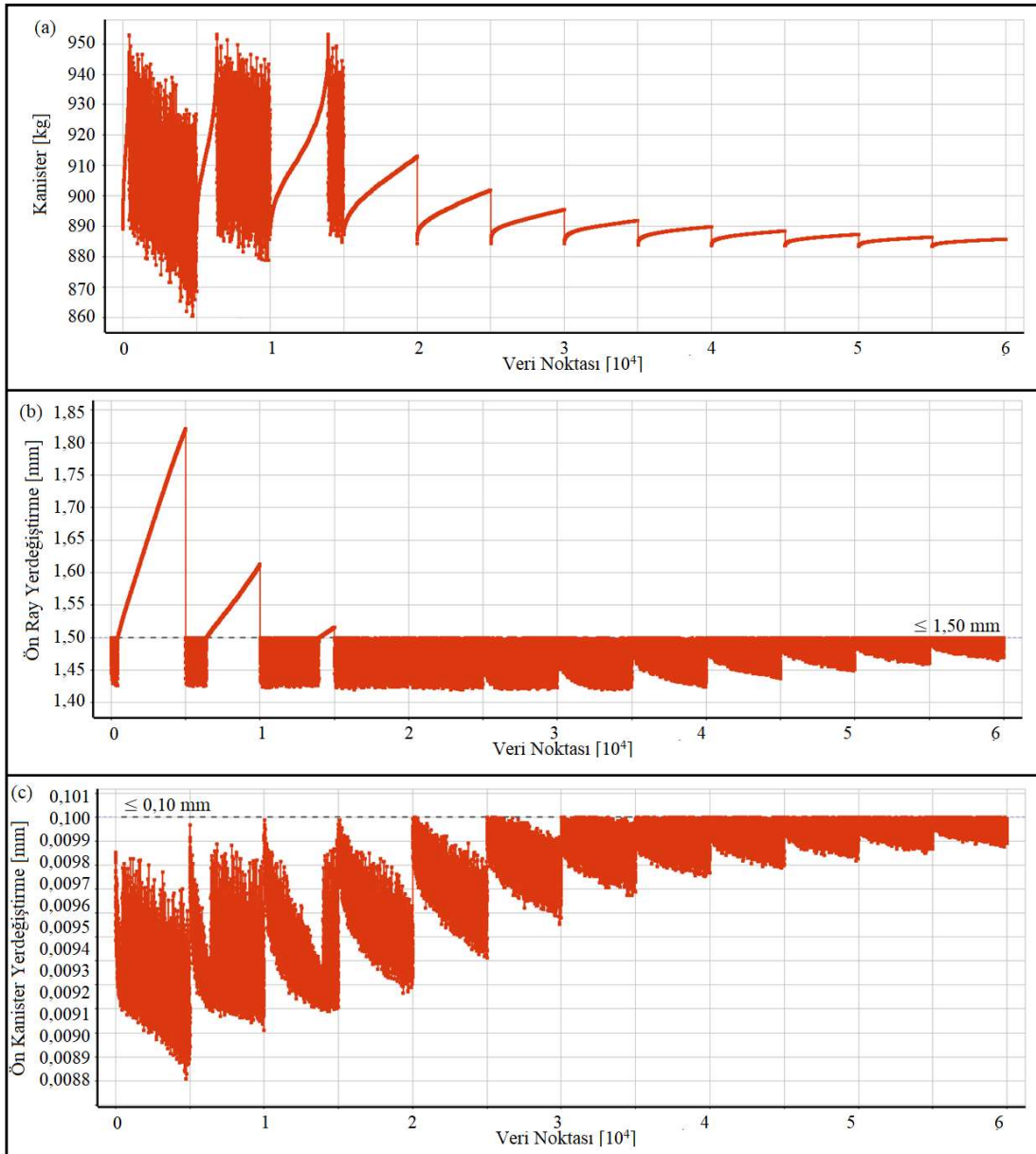


Şekil Ek.7 : 3-Boyutlu pareto front grafiği (ağırlık-yerdeğiştirme-gerilme)

EK 5: Köşebent ve Ray Yanıt Yüzey Optimizasyonu İlişkisi

MOGA yöntemi kullanılarak eniyileme kapsamında ağırlık, ön ray yerdeğiştirme ve ön kanister yerdeğiştirme veri noktaları Şekil Ek.8'teki gibi çizdirilmiştir.

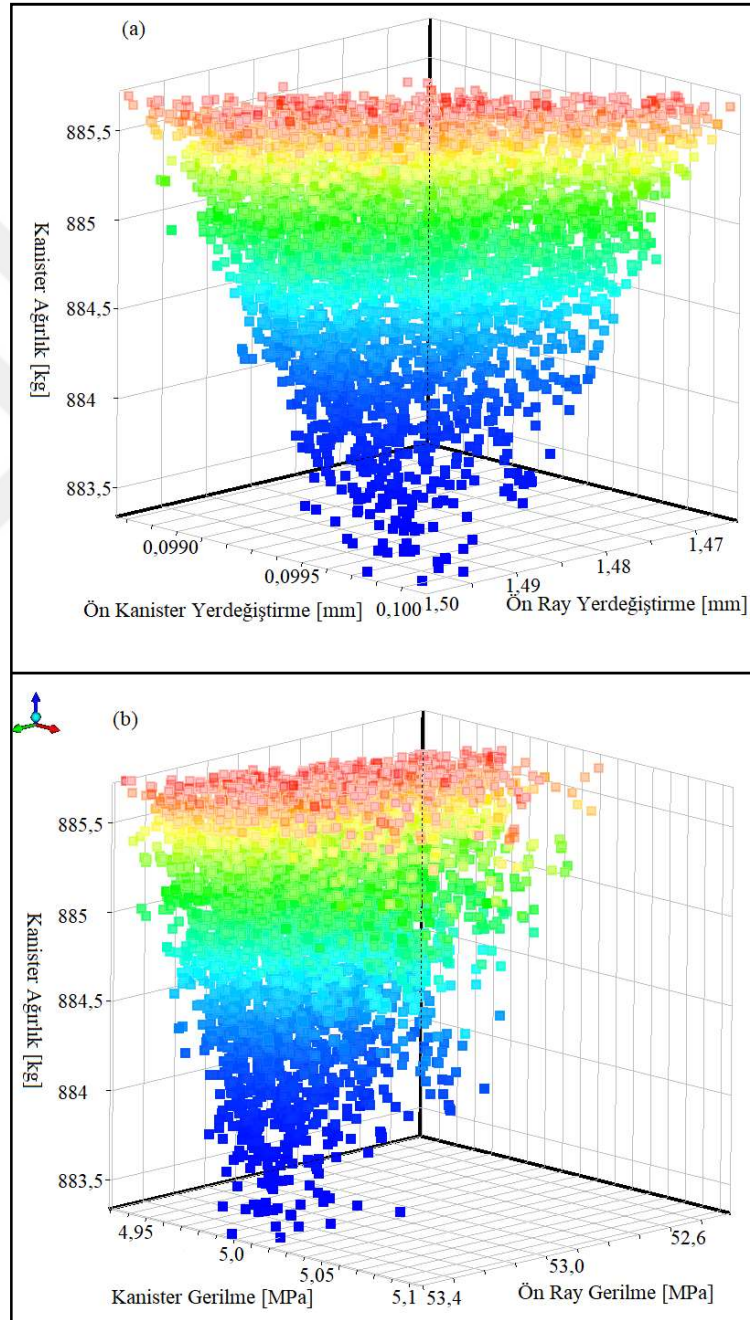
- Okunan kanister ağırlık aralığı: 859,7 kg – 952,8 kg
- Okunan ön kanister yerdeğiştirme aralığı 1,418 mm – 1,817 mm
- Okunan ön ray yerdeğiştirme aralığı 0,087 mm – 0,1001 mm
- Okunan ön ray Von Mises gerilme aralığı: 50,98 MPa – 83,05 MPa
- Okunan ön ray Von Mises gerilme aralığı: 3,79 MPa – 7,30 MPa



Şekil Ek.8 : (a) Ağırlık, (b) ray ve (c) kanister yerdeğiştirme taraması

EK 6: Köşebent ve ray için 3-boyutlu pareto front grafiği ve girdi-çıkıtı örnekleme

Tasarım çıktıları yani amaç ve kısıt fonksiyonlarının arasındaki bağıntının grafiksel olarak görülebilmesi amacıyla; 3-boyutlu ağırlık - yerdeğıştirmeler ve ağırlık - Von Mises gerilmeler olarak iki pareto grafiği Şekil Ek.9'da görüleceği gibi çizdirilmiştir. Bu pareto eğrilerinde mavi noktalar amaç fonksiyonunun yani ağırlığın en az olduğu ve kısıtların sağlandığı en iyi örnekleri ifade etmektedir.



Şekil Ek.9 : 3-Boyutlu pareto grafiği (a) w- δ & (b) w- σ sonuçları

ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Mehmet YURDDAŞ
Uyruğu : T.C.
Doğum Tarihi ve Yeri : 11.10.1987 Konya
E-posta : mehmetyurddas@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2012, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği
- **Yüksek Lisans** : 2020, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİMLER:

Yıl	Yer	Görev
2013-2020	Roketsan A.Ş.	Tasarım Mühendisi
2012	ECC Automotive	Tasarım Mühendisi
2010	Havelsan Teknoloji Radar A.Ş.	Aday Mühendis

ÖDÜLLER:

2018	Tam Burslu Yüksek Lisans Eğitimi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
2012	Onur Öğrencisi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi
2006	Tam Burslu Lisans Eğitimi, TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi

YABANCI DİL:

İngilizce
Almanca

TEZDEN TÜRETİLEN YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **M. Yurddas**, E Acar, 2020. Shape Optimization For Weight Reduction On Sheet Metal Of The Canister, 3. International Conference on Materials Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology, IMSMATEC'20, June 24-26 2020, Page 231-236,

DİĞER YAYINLAR, SUNUMLAR VE PATENTLER:

- **Yurddas M.**, Tugrul I., and Aral S., “Life Determination Methods of Solid Propellant Rocket Motors”, Published on the 7th Issue of Roketsan Journal, July 2015, Ankara, TURKEY, 7th Issue. pp. 8-12,
- **Yurddas M.**, Cıtaç C., Oksuz A., and Yagiz O., “Examination of the Range Extension Methods For The Projectiles”, Published and Presented on the 8th Defense Technologies Conference, SAVTEK 2016, Ankara, TURKEY, Abstract Vol. pp. 38,