

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ PORTU ETRAFINDAKİ KAFES
YAPILARININ TERMOMEKANİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ VE
EFEKTİF MODELLEME YAKLAŞIMININ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Cemre Oğuz ERŞAHİN

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

HAZİRAN, 2021

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

**İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ PORTU ETRAFINDAKİ KAFES
YAPILARININ TERMOMEKANİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ VE
EFEKTİF MODELLEME YAKLAŞIMININ GELİŞTİRİLMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Cemre Oğuz ERŞAHİN
(503171702)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Otomotiv Mühendisliği Programı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN

HAZİRAN, 2021

İTÜ, Lisansüstü Eğitim Enstitüsü'nün 503171702 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Cemre Oğuz ERŞAHİN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ PORTU ETRAFINDAKİ KAFES YAPILARININ TERMOMEKANİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ VE EFEKTİF MODELLEME YAKLAŞIMININ GELİŞTİRİLMESİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Dr. Öğr. Üyesi Osman Taha ŞEN
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Tarkan SANDALCI
Yıldız Teknik Üniversitesi

Teslim Tarihi : 30 Nisan 2021
Savunma Tarihi : 28 Haziran 2021





Aileme,



ÖNSÖZ

Bu tez çalışması süresinde her fırsatta desteğini gösteren danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Hikmet ARSLAN'a, bilgi birikimi ve tecrübesiyle çokça yol göstericiliğine başvurduğum Bulut Çuhadar'a ve her zaman yanımda olan aile ve arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

Nisan 2021

Cemre Oğuz Erşahin
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ.....	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xv
ŞEKİL ÇİZELGESİ	xvii
1. GİRİŞ	1
1.1 Araştırmanın Amacı	4
1.2 Araştırmanın Sınırları.....	5
1.3 Literatür Özeti	5
2. TERMİNOLOJİ VE TEORİ	11
2.1 Eklemeli İmalat Teknolojisi (AM).....	11
2.2 Kafes Yapıları ve Mekanik Özellikleri	11
2.2.2 Mekanik özellikler	12
2.3 Kafes Yapıları için Eşdeğer FEM Konsepti	13
2.4 Termal ve Yapısal FEM	15
2.4.1 Kararlı hal termal FEA.....	15
2.4.2 Yapısal FEA	17
3. MODELLEME	19
3.1 CAD Modelleme	19
3.1.1 Kafes yapılarının yerleştirileceği boşluklu hacmin belirlenmesi	19
3.1.2 Kafes yapı elemanlarının belirlenmesi.....	21
3.1.3 Rijitliği azaltılmış silindir kafası	23
3.2 FEA Modelleme	24
3.2.1 Kararlı durum termal analiz	25
3.2.1.1 Sınır koşulları	25
3.2.2 Yarı statik yapısal analiz	29
3.2.2.1 Sınır koşulları	29
3.2.3 Kafes yapısı eşdeğer FEA konsepti	31
3.2.2.1 Termal analiz	31
3.2.2.1 Yapısal analiz	312
4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	37
4.1 Termal	37
4.1.1 Baz	37
4.1.2 B1K1R0	38
4.1.4 B2K1R0	39
4.1.4 B3K1R0	40
4.1.5 B3K1R1	41
4.1.6 B3K2R1	42
4.1.7 B3K3R1	43

4.2 Yapısal	45
4.2.1 B3K1R0.....	45
4.2.2 B3K1R1.....	46
4.2.3 B3K2R1.....	47
4.2.4 B3K3R1.....	47
4.3 Eşdeğer FEA Konsepti	48
4.3.1 Termal B3K1R1	48
4.3.2 Yapısal B3K1R1	50
KAYNAKÇA	53
ÖZGEÇMİŞ	57



KISALTMALAR

FEM	: Sonlu elemanlar metodu (Finite element method)
FEA	: Sonlu elemanlar analizi (Finite element analysis)
SLM	: Seçimli lazer ergitme (Selective laser melting)
AM	: Eklemeli imalat (Additive Manufacturing)
FFF	: Bağımsız form üretim (Fused Filament Fabrication)
SLS	: Seçimli lazer sinterleme (Selective Laser Sintering)
FDM	: Toz besleme kaynaştırma (Fused Deposition Modeling)
TO	: Topoloji optimizasyon (Topology optimization)
DMD	: Doğrudan metal biriktirme (Direct Metal Deposition)
LMD	: Lazer metal biriktirme (Laser Metal Deposition)
SLS	: Seçimli lazer sinterleme (Selective Laser Sintering)
SLM	: Seçimli lazer ergitme (Selective Laser Melting)
EBM	: Elektron ışın ergitme (Electron-beam Additive Manufacturing)
HCF	: Yüksek çevrimli yorulma (High Cycle Fatigue)
LCF	: Düşük çevrimli yorulma (Low Cycle Fatigue)



SEMBOLLER

T	: Sıcaklık
λ	: Isı iletim katsayısı
A	: Alan
q_x	: X yönündeki ısı akısı
t	: Zaman
d_x	: X yönündeki mesafe
dT	: Sıcaklık değişimi
dx	: X yönündeki mesafenin değişimi
Q	: Isı geçişi
h	: Isı taşınım katsayısı
T_a	: Akışkan sıcaklığı
q_k	: Konveksiyon ile ısı geçişi
T_y	: Yüzey sıcaklığı
ε	: Gerinim
σ	: Gerilme
R	: Harici kuvvet vektörü
K	: Rijitlik matrisi
r	: Noktasal yer değiştirme vektörü
R^0	: Eşdeğer düğüm kuvvet vektörü
q	: Yer değiştirme vektörü
B	: Gerinim-yer değiştirme matrisi
E	: Elastisite modülü
ε^0	: Başlangıç durumundaki gerinim vektörü
σ^0	: Başlangıç durumundaki gerilme vektörü



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 2.1	: Yapısal ve termal analiz analojisi.....	17
Çizelge 3.1	: Termal analiz sabit sınır koşulları.	26
Çizelge 3.2	: AlSi10Mg termal FEA malzeme özellikleri.....	29
Çizelge 3.3	: Yapısal FEA analiz adımları	30
Çizelge 3.4	: AlSi10Mg plastik gerilme-gerinim değerleri	31
Çizelge 3.5	: K1 ve eşdeğer K1 için hacim ve bağıl yoğunluk ilişkisi.....	32
Çizelge 3.6	: Eşdeğer K1 termal malzeme özellikleri	32
Çizelge 3.7	: K1 eşdeğer yay elemanı rijitlik katsayıları.....	35



ŞEKİL ÇİZELGESİ

Sayfa

Sekil 2.1	: Elastisite modülü – Yoğunluk diyagramı (Ashby, 2013).....	12
Sekil 2.2	: Birim hacim ve kafes yapısı	14
Sekil 2.3	: Isı iletim.....	16
Sekil 2.4	: Konveksiyon ile ısı geçişi	16
Sekil 3.1	: Çalışmanın akış şeması	19
Sekil 3.2	: B1 boşluk hacmi.....	20
Sekil 3.3	: B2 boşluk hacmi ve B1 boşluk hacmi	20
Sekil 3.4	: B3 boşluk hacmi ve B2 boşluk hacmi	21
Sekil 3.5	: Schwarz P kafes yapısı	21
Sekil 3.6	: K1, K2 ve K3 kafes yapı elemanları	22
Sekil 3.7	: Entegre kafes yapısı kesit görünümü	22
Sekil 3.8	: R1 ve R0 ön görünüş	23
Sekil 3.9	: R1 ve R0 yan kesit görünüş.....	24
Sekil 3.10	: Silindir kafa mesh.....	24
Sekil 3.11	: Hava ve yağ sınır koşulları.....	26
Sekil 3.12	: Su ceketi, emme ve egzoz gazı sınır koşulları.....	27
Sekil 3.13	: Su ceketi akışkan hızı (m/s).....	27
Sekil 3.14	: Su ceketi ısı transfer katsayısı (W/mm^2K)	27
Sekil 3.15	: Gaz tarafı sıcaklık sınır koşulları ($^{\circ}C$).....	28
Sekil 3.16	: Gaz tarafı ısı transfer katsayısı sınır koşulları (W/mm^2K).....	28
Sekil 3.17	: Yapısal FEA sınır koşullarının atandığı nokta setleri	31
Sekil 3.18	: K1 ve termal eşdeğer kafes yapı elemanı	32
Sekil 3.19	: Eşdeğer yapısal yay elemanları yan görünüş	33
Sekil 3.20	: Eşdeğer yapısal yay elemanları ve sistemleri.....	33
Sekil 3.21	: Eşdeğer yapısal yay elemanları RB3 bağlantısı	34
Sekil 3.22	: Kafes yapısı rijitlik tayini yer değiştirme davranışı	35
Sekil 3.23	: Eşdeğer yapısal FEA alt modeli	36
Sekil 4.1	: Baz model egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	37
Sekil 4.2	: Baz model egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş)	38
Sekil 4.3	: B1K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	38
Sekil 4.4	: B1K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş)	39
Sekil 4.5	: B2K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	39
Sekil 4.6	: B2K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş)	40
Sekil 4.7	: B3K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	41
Sekil 4.8	: B3K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş)	41
Sekil 4.9	: B3K1R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	42
Sekil 4.10	: B3K1R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş)	42
Sekil 4.11	: B3K2R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	43
Sekil 4.12	: B3K2R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş)	43
Sekil 4.13	: B3K3R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	44
Sekil 4.14	: B3K3R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş)	44

Sekil 4.15 : B3K1R0 kafes yapısı gerilme dağılımı	45
Sekil 4.16 : B3K1R1 kafes yapısı gerilme dağılımı	46
Sekil 4.17 : B3K2R1 kafes yapısı gerilme dağılımı	47
Sekil 4.18 : B3K3R1 kafes yapısı gerilme dağılımı	48
Sekil 4.19 : B3K1R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş)	49
Sekil 4.20 : B3K1R1 eşdeğer FEA modeli sıcaklık dağılımı (Ön görünüş).....	49
Sekil 4.21 : B3K1R1 ve eşdeğer FEA modeli sıcaklık dağılımı (Üst görünüş)	50
Sekil 4.22 : B3K1R1 kafes yapısı çevresi yer değiştirme dağılımı	50
Sekil 4.23 : B3K3R1 eşdeğer FEA modeli yer değiştirme dağılımı.....	51
Sekil 4.24 : B3K3R1 kafes yapısı gerilme dağılımı	51
Sekil 4.25 : B3K3R1 eşdeğer FEA modeli gerilme dağılımı validasyonu	52



İÇTEN YANMALI MOTOR EGZOZ PORTU ETRAFINDAKİ KAFES YAPILARININ TERMOMEKANİK DAVRANIŞININ İNCELENMESİ VE EFEKTİF MODELLEME YAKLAŞIMININ GELİŞTİRİLMESİ

ÖZET

Teknolojinin hızla ilerlediği bir dünyada hiçbir şey stabil değil. Ekonomik, çevresel ve toplum ihtiyaçlarını karşılamak için rekabet seviyesi hep yukarı taşınmaktadır. Bununla birlikte gelen devamlı performans artırımı ihtiyacı, araştırma ve geliştirmeye yatırım yapmayı şirketler için zorunlu hale getirmiştir. Bu noktada AM ile geleneksel üretim metotları ile üretilmeyecek parça içi boşluklu kafes yapıları kullanılarak yüksek mukavemetli düşük kütleli parçalar üretmek mümkündür. Ancak AM ile üretilen bu komponentler için yeni tasarım yaklaşımı ve analiz stratejileri gerekir. Bu tez çalışmasında öncelikle bir içten yanmalı motor baz silindir kafası tasarımı belirlenerek termal ve yapısal olarak egzoz portu ve çevresi incelenmiştir. Ardından 3 boyutlu metal yazıcıların avantajları kullanılarak egzoz portu çevresine bütünleşmiş edilecek boşluklu bir yapı ile bu bölgede egzoz portunun yüzey sıcaklığının artırılması ve bu şekilde soğuk başlangıç koşullarında ve yanma sonrası egzoz gazının kullanıldığı emisyon düşürücü işlemlerde verimlilik artırılmasına yardımcı olmak hedeflenmiştir. Yanma sonrası egzoz gazının kullanıldığı bu işlemler tezin kapsamında olmayıp, portun yüzey sıcaklığındaki değişim ve bu esnada kafes yapılarının termomekanik yükler altındaki davranışı çalışmanın asıl konusunu oluşturmuştur. Termal ve yapısal açıdan geometrik değişimler ile yapılan parametre çalışmasının ardından bilgisayar yükü açısından efektif bir modelleme tekniği geliştirme üzerine çalışılmıştır. Bu geliştirilen teknik ile literatür çalışmaları incelendiğinde daha önce karşılaşılmamıştır ve çalışmaya sıra dışı bir değer katan önemli bir kısımdır. Sürecin ilk aşamasında egzoz portunun üzerinde konumlandırılacak boşluklu hacmin belirlenmesi üzerine çalışılmıştır. Ardından bu baz hacme entegre edilmiş boşluklu kafes yapısının farklı kafes yapı elemanı ölçüleri ile termal ve yapısal davranışı incelenmiştir. Bu iterasyonlar sonucunda ne tür tasarımsal değişikliklerin sisteme nasıl etkileri olduğu hakkında çıkarımlarda bulunulmuştur. Termomekanik yükler altında kafes yapılarının davranışının incelenmesinin yanısıra, bu yapıların bilgisayar yükü açısından daha efektif bir FEA modelleme yaklaşımı ile uygulanabilirliğini artırmak üzere eşdeğer indirgenmiş modeller ve modelleme metodolojisi üzerine çalışılmıştır. Eşdeğer model ile detaylı modele yakın ve daha kısa çözüm süresinde güvenilir sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır ve başarılı olunmuştur.



THERMOMECHANICAL INVESTIGATION OF LATTICE STRUCTURES AROUND EXHAUST PORT FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE AND DEVELOPMENT OF A EFFECTIVE MODELLING APPROACH

SUMMARY

In a World, where technology is advancing rapidly, nothing is stable. The level of competition is always raising to meet economic, environmental and social needs. However, the need for continuous performance improvement has made it compulsory for companies to invest in research and development. At this point, designing lightweight parts with topology optimization, achieving thermal and mechanical improvements can be challenging with traditional manufacturing methods. With AM, it is possible to produce a high strength, low mass internal components with or without internal lattice structures. For example, while parts of a jet engine can be optimized and lightened using additive manufacturing technology, better thermomechanical properties can also be achieved with the inside cooling channels, which is formed inside the blades of the jet engine and results in better cooling performance compared to a fin produced by conventional methods.

However, these components to be produced with AM require a new design approach and analysis strategies. Analysis methods for solid structures, such as FEM or traditional rigid body mechanics and material strength theories, are still investigating the applicability for parts with microstructures like lattices, which are manufactured by AM technology. Experimental curves such as Hooke's law, Poisson ratio, Wöhler curves for LCF and HCF are constructed with experimental “pure” material samples and standard loads. Although these methods are widely used today, their results in practice may give unrealistic results for parts containing lattice structures.

The main purpose of this thesis is to examine the thermomechanical behavior of a lattice structure within a cavity that can be applied around the exhaust port of an internal combustion engine, which is going to be produced using additive manufacturing technology. In addition to thermomechanical investigation of these lattice structures, effective FEM approach in terms of computer load has been developed to increase the applicability of lattice structures in FEA.

Firstly, an internal combustion engine cylinder head design was determined as base and the exhaust port and its surroundings were examined thermally and structurally. Later, by using the advantages of 3D metal printers, it is aimed to increase the surface temperature of the exhaust port in this area with a cavity between exhaust port and water jacket filled with lattice structures, thereby helping to increase efficiency in cold start conditions and in emission reduction processes where exhaust gas is used after combustion. These processes in which exhaust gas is used after combustion are not within the scope of the thesis, instead the change in the surface temperature of the port and the behavior of the lattice structures under thermomechanical loads constitute the main subject of the study.

After the parameter study for geometric changes on cavity volume and lattice structures in thermal and structural aspects, an effective modeling technique was developed in terms of computer load. This technique has not been encountered before during literature review, and it is an important part that adds an extraordinary value to the study.

In the first stage of the process, it was studied on determining the cavity volume to be located between the exhaust port and water jacket. The importance of this volume is that it can act as insulation and reduce the cooling of the exhaust port by the water jacket. Although this helps maintain the surface temperature of the exhaust port, it can cause the material to reach a temperature above its creep temperature and is therefore a critical point. Since this point is critical and in order to see its effect on the temperature of the exhaust port, 3 different-cavity volume have been determined. By changing cavity space temperature results have been also changed drastically and determined as main parameter for exhaust port temperature results.

After determining the cavity volume, the package volume of the lattice element to be placed in is determined. A cubic unit lattice element package volume has been decided inside the cavity volume, and the lattice element is placed inside this package. Three variations of hourglass shaped lattice elements with changing throat radius have been determined, and the effects to the system in terms of thermal and structural aspects have been investigated. Changing minimum diameter of hourglass shaped lattice structures had not much effect on temperature in comparison to cavity volume but it affected the temperature distribution and resulted in more homogenous temperature distribution on exhaust port surface.

After the first thermomechanical analysis, it is observed that, higher temperatures compared to the base version force the exhaust port and lattice structures to expand drastically. Expansions have led to stress accumulation in the region. At this point, by using the design freedom we have for an engine to be manufactured with 3D printers, a rough voiding process to reduce stiffness has been applied for the upper part of the water jacket. Thus, it was expected to see an easier expansion around the exhaust port area and less stress accumulation on lattice structures. The fact of having stresses under yield stress in thermomechanical analysis for location, where voiding process has been done, supported the idea of stiffness reduction by voiding process. Although a basic stiffness reduction trial has been worked on and a moderate impact has been seen, being able to create internal shapes and to reduce or increase the stiffness of a cylinder head with a freedom according to needs brings an huge advantage to design a tailor made cylinder head.

After thermomechanical investigation of lattice structures equivalent FEM concept has been developed. Lattice structures with complex geometries are modeled with a high number of nodes and these nodes increase the time to solve the model. Especially in cases where FEM models such as internal combustion engine are complex, with the addition of lattice structures, serious prolongations in solution times can be seen. The main purpose of the equivalent FEM concept is to achieve realistic results in a shorter time by reflecting the mechanical and thermal properties of the equivalent structural elements and lattice structures.

Firstly, thermal equivalent FEM concept has been created with single hex mesh instead of detailed tetra lattice model, which reduces number of nodes in a model drastically by only doing this for lattice structures around exhaust port. Relative density is an important parameter for the equivalent structure to behave thermally similar to lattice

structures. It is possible to make an correlation between the relative density and the average effective heat transmission area. In this way, the conduction coefficient of the material to be assigned for the equivalent structure with bigger conduction area but with a simpler geometry can be reduced according to relative density and so that results are close to detailed tetra lattice model can be obtained. Although thermal analysis can be done first order and does not require much time to solve, this equivalent FEM model is pretty usefull for large models, where many areas with lattice structures exist.

Although relative densitiy can be used for equivalent thermal FEA, when elasticity module of the equivalent structure to be used for structural analysis is changed according to the relative density, it is possible to obtain realistic results in the displacement values, but the stress values do not give real stress results due to the change of the area. This causes an additional submodelling step to calculate stress values on lattice structures.

In this work, spring elements are used to create a structurally equivalent model. These spring elements were placed in the model in a way to reflect the stiffness of the lattice structure, so that displacement results can be got close to the reality. These displacement results were used with real lattice structure geometry in a sub-model to get stress values. The stiffness values of the lattice structures were determined by the displacement reactions they give to the forces applied on them in tensile, compression and bending directions in a test environment created with FEM.

As a result of these iterations, inferences are made about design changes and their effect on the system. In addition to investigating the behavior of lattice structures under thermomechanical loads, equivalent FEA models and modeling methodologies were studied in order to increase the applicability of lattice structures with a more effective FEA modeling approach in terms of computer load. With the equivalent model, it has been achieved to obtain reliable results close to the detailed lattice model and in a shorter solution time.



1. GİRİŞ

Yüksek verimliliğe sahip motorların geliştirilmesi mobilitenin artırılması ve egzoz emisyonlarının azaltılması için kritik bir öneme sahiptir. Geleneksel olarak, silindir kafası gibi bir motor bileşeninin optimizasyonu, bir dizi fiziksel prototipleme ve test sürecine dayanıyordu. Ne yazık ki, geleneksel yaklaşım zaman alıcıdır ve tasarımın ilk aşamalarında diğer konsept çalışmaları yapılırken fiziksel prototip oluşturmak zordur. Bu, tüm tasarım ve geliştirme döngüsünü geciktirebilir ve pahalı bir süreçle dönüşürebilir. Başka bir sorun ise, test sürecinin fonksiyonel olarak parçanın yeterliliğini sına da, tasarımın detayları ve optimizasyon fırsatları hakkında yeterli bilgi vermemesidir.

İçten yanmalı motor, havacılık ve otomotiv endüstrisindeki en karmaşık parçalardan biridir ve çalışma döngüleri sırasında yüksek termal ve mekanik yüke dayanır (Zhang, 2002). Bu yükler temel olarak ikiye ayrılır. Bunlardan birincisi olan mekanik yükler montaj yükleri ve yanma sırasında oluşan silindir içi basınçtır. Montaj yükleri gaz ve soğutucu akışkan sızıntılarının önüne geçmek için gereklidir. Temel yüklerden ikincisi ise termal yüklerdir. Motorun ısınması ve soğuması zaman içerisinde düşük çevrimli yorulmaya (LCF) sebep olabilir, bu da motorda çatlakların oluşmasına ve motorun kullanılamaz hale gelmesine sebep olabilir.

Bu koşullar altında yüksek verimliliğe sahip bir motor geliştirmek, yeni optimizasyon ve simülasyon yöntemleri, yeni malzemeler, yeni üretim teknolojileri, yeni test yöntemlerini gerektirmektedir. Bu iteratif geliştirme sürecinde farklı tasarımların sonuçlarını değerlendirmek için sonlu elemanlar metodolojisi (FEM) kullanılmaktadır. Her bir bileşen içindeki sıcaklık dağılımını ve gerilmeyi tahmin etmek için sonlu elemanlar modeli kurularak, ilk prototip oluşturulmadan önce birçok iterasyon ile gereksinimlere uygun ve optimize edilmiş bir motor tasarımı elde edilir. Bilgisayarların kapasitelerinin gelişimi ile birlikte bu yöntem kullanılarak karmaşık tasarımlar modellenilebilir ve yapının herhangi bir noktasındaki gerilme gerinim değerleri kolayca belirlenebilir (Cyuan, 2000). Bu yöntemin en büyük zorluklarından biri simülasyonun sonuçlarını değerlendirmek ve doğrulamaktır (Barbieri ve diğ.,

2018). Sonlu elemanlar metodundaki genel fikir, bir nesneyi ‘mesh’ olarak adlandırılan küçük sonlu elemanlara ayırmak, sınır koşullarını ve yüklerini tanımladıktan sonra numerik olarak sonuçları belirlemektir. Sonuçlar, mesh üzerinde gerilme ve yer değiştirme değerlerini kontör olarak nitelendirilen renklerle gösterilebilir. Bununla birlikte, karmaşık geometrik şekillere mesh atılırken geometrinin katılığının gerçekçi modellenebilmesi için çok miktarda noktaya ihtiyaç duyulmaktadır. Nokta sayısı arttıkça modelin çözüm süresi artar ve sonuçların elde edilmesi için daha fazla bilgisayar gücüne ihtiyaç duyulur. FEM üzerine çalışan insanlar için standart mekanik teoriyi kullanarak kompleks yapıların gerçekçi ve bilgisayar yükü açısından efektif hesaplanması her zaman geliştirilmesi gereken bir alandır (Sayre, 2014).

Otomotiv sektörü her geçen gün daha rekabetçi hale gelmekte ve otomotiv şirketleri gelişmeleri yakalamak ve rekabette önde olmak için yoğun çaba sarf etmektedir. Ekonomik ve çevresel etkiler şirketleri maliyetleri düşürmeye, ürünlerinin performansını artırmaya ve çevresel zararlı etkileri azaltmaya zorluyor. Bu optimizasyonları yapabilmek için yeni mühendislik yaklaşımları ve teknolojik atılımlar takip edilmelidir. Enerji tasarrufu ihtiyacı arttıkça, hafif parçalara olan ihtiyaç da artmaktadır (Manfredi vd., 2014). Ağırlığı azaltma ihtiyacının önemli olduğu havacılık ve otomotiv endüstrisindeki şirketler daha hafif taşıtlar üretmeyi amaçlamaktadırlar. Bir motorun ağırlığındaki azalma, yakıt giderlerinde büyük miktarda tasarruf sağlayabilir. Otomotiv endüstrisinde, otomobil ağırlığının azaltılması aynı zamanda daha düşük CO₂ emisyonuna katkıda bulunur (Beyer, 2014). Araştırmalar, ağırlıkta %10'luk bir azalmanın yakıt tüketiminde yaklaşık %6-8 oranında tasarruf sağlayabileceğini göstermiştir.

Günümüzde, içten yanmalı motor parçalarının özel geometrileri genellikle geleneksel döküm ve dövme yöntemlerine ek olarak talaşlı imalat metotlarıyla malzeme kaldırarak yapılır. Ancak, bu geleneksel metotlar ile karmaşık içyapılara sahip tasarımları imal edilememekte. Ancak eklemeli imalat teknolojisinin (AM) gelişmesi ile birlikte karmaşık gözenekli kafes yapılarının motorun içine entegre edilmesi mümkün hale gelmiştir. Bu yapılar ile birlikte tasarımın direkt olarak mukavemeti, termal davranışı, ısı transferi ve soğuma özellikleri, rijitlik dağılımı, doğal frekansı, ömrü ve diğer birçok yapısal özelliklerine etki etmektedir. İsterlere uygun malzeme özelliklerini elde etmek için de imalat yöntemleri geliştirilmiştir.

Otomotiv sektöründeki verimliliğin ve maliyetin hayati önemi sebebiyle, AM içten yanmalı motor parçaları için iyi bir seçim olabilme potansiyeline sahiptir. İçten yanmalı motor parçalarının %75'inden fazlasının düzensiz şekilleri ve karmaşık yapıları nedeniyle AM uygulaması için uygun olduğu düşünülmektedir. Bu uygunluğun en önemli nedeni, geleneksel imalat yöntemlerinin aksine içten yanmalı motor parçalarının imal edilebilirlik ve tasarım uyumsuzluğunun oldukça düşük olmasıdır. Örneğin, motor önemli yapılarından biri olan su ceketinin gerek soğutma gerekse de yapısal bütünlük için optimize edilmiş bir tasarımının elde edilmesi geleneksel imalat metotlarıyla çok zor iken; AM ile tasarım serbestliğine sahip olması ve kompleks yapılarda oluşturulabilmesi bunun bir örneğidir. Bu imalat tekniğinin bir başka avantajı ise hammadde israfını minimuma indirebilme potansiyelidir. Malzeme israfı geleneksel metotlara göre minimum seviyede olduğundan, kullanımı özellikle değerli malzemeler için oldukça önemlidir. Ayrıca bu yöntem ile farklı materyalleri tek bir yapıda birleştirebilmek mümkündür.

Geleneksel üretim sürecinin AM ile bir değiştirilmesi “malzeme çıkarma” yaklaşımından “malzeme ekleme”ye doğru devrimsel bir değişikliktir. Bir komponent oluşturulurken malzemenin katman katman eklenmesi, nihai ürünü aktif veya pasif olarak etkileyecek birçok yeni değişkeni de beraberinde getirir. Bunlar; bir veya birden fazla malzeme türünün kullanımı, sıcaklık, basınç veya çevresel durum açısından aynı veya farklı koşulların kullanılması ve katmanların birbiri ile kimyasal etkileşimi bunlardan bazılarıdır.

AM ile, bir bileşeni cıvata, somun ve benzeri gibi birleştirme mekanizmasına ihtiyaç duymadan üretmek mümkün hale gelir. Örneğin, parça içinde farklı konumlarda farklı gereksinimleri karşılamak için farklı mekanik özelliklere sahip farklı malzemelerle bir parça oluşturmak mümkündür; bu özellikler güç, frekans, sertlik, yüksek çevrimli yorgunluk özellikleri (HCF) veya düşük çevrimli yorgunluk özellikleri (LCF), korozyon direnci ve sürünme özelliklerini içerebilir. AM'nin özellikle mikro ölçekteki davranışlarının henüz tam anlaşılamamasından ötürü çoklu malzemeli yapılar üretme yeteneğinden endüstriyel seviyede henüz yararlanılamamaktadır.

Bugüne kadar mühendisler “güvenlik katsayısı faktörü” yaklaşımı ile bir komponentin dayanımını aşırı güvenli bölgede kalacak şekilde görece verimsiz tasarladılar. Bunun

nedeni, yapının gerilme ve geriniminin genellikle üç boyutlu (3D) uzayda vektör iken malzemenin mekanik özelliklerinin belirlendiği testlerin ise bu malzemenin standart bir örneğinden, basit gerilme ve gerinim durumları ile test edilmesidir. Sonuç olarak, malzemenin özellikleriyle karşılaştırılabilecek "normalleştirilmiş" değerler ile sübjektif bir yaklaşım için yapı üzerindeki gerçek gerilme ve gerinimin 3D vektörünü basitleştirmek gerekir. AM'nin yeteneklerinden tam anlamıyla faydalanabilmek için bu durumun daha hassas çözülmesi gerekir. Kafes yapıları, üretim metotları ve kafes yapılarının farklı yüklerdeki davranışları araştırmacılar için hala bakir bir alandır. (Han, 2017).

1.1 Araştırmanın Amacı

Teknolojinin hızla ilerlediği bir dünyada hiçbir şey stabil değil. Ekonomik, çevresel ve toplum ihtiyaçları karşılamak için rekabet seviyesi hep yukarı taşınmaktadır. Bununla birlikte gelen devamlı performans artırımı ihtiyacı, araştırma ve geliştirmeye yatırım yapmayı şirketler için zorunlu hale getirmiştir. Bu noktada topoloji optimizasyonu ile hafif parçalar tasarlanmasının yanında geleneksel imalat metotlarıyla elde edilemeyecek olağan dışı tasarımlar ile termal ve mekanik açıdan kazanımlar elde edilebilmesi açısından önem arz etmektedir. Örneğin, bir uzay mekiğinin jet motorunun parçaları eklemeli imalat teknolojisi kullanılarak optimize edilip hafifleştirilebilirken, jet motorunun kanatlarının içinde oluşturulacak kılacak soğutma kanalları ile geleneksel metotlar ile üretilmiş bir kanatçığa kıyasla daha iyi termomekanik özellikler elde edilebilir. Bu tezin temel amacı, eklemeli imalat teknolojisi kullanılarak üretilecek içten yanmalı bir motorun egzoz kanalı etrafına uygulanabilecek boşluklu bir kafes yapısının termomekanik davranışının sonlu elemanlar yöntemiyle incelenmesi ve bilgisayar yükü açısından efektif bir FEM yaklaşımının geliştirilmesidir.

1.2 Araştırmanın Sınırları

AM ile kafes yapıları kullanarak yüksek mukavemetli düşük kütleli bir içten yanmalı motor üretmek mümkündür. Ancak AM ile üretilen bu komponentler için yeni bir perspektif, tasarım ve analiz stratejileri gerekir. İmalattaki bu ilerlemeyi henüz kafes yapı tasarım yöntemlerindeki ve FEM araçlarındaki yenilikler ve gelişmeler takip edememektedir. Mevcut analiz stratejileri ve FEM araçları, AM için tasarlanmamıştır. CAE mühendisleri, kafes yapılarını parça modellerine doğru bir şekilde entegre etmek için gerekli bilgiye sahip değildir.

Bu konudaki bilgi birikiminin yeni oluşması kafes yapılarının yaygın kullanımı için büyük bir engel oluşturur. Kafes yapısının mekanik, termal ve termomekanik özelliklerini etkileyen koşulları ve faktörleri bilmek oldukça önemlidir.

Mikro kafes yapılarına sahip bir yapı, kompozit bir yapıdan daha da karmaşık olabilir. Bu yapılar bazen ne homojen ne de izotropik bir davranış gösterir. Quasi-isotropic olarak yaklaşımlar yapılmaktadır; ancak üretim kalitesine bağlı olarak bu durum değişkenlik gösterebilir.

FEM ya da geleneksel katı cisimler mekaniği ve malzeme mukavemeti teorileri gibi katı yapılar için olan analiz yöntemleri, mikro yapıları olan ve AM teknolojisi ile üretilen parçalar için uygulanabilirlikleri araştırmaya hala açıktır. Hooke yasası, Poisson oranı, LCF ve HCF için Wohler eğrileri gibi deneysel eğrileri, deneysel “saf” malzeme örnekleri ve standart yükler ile yapılmaktadır. Bu yöntemler günümüzde yaygın olarak kullanılsa da, pratikte sonuçları kafes yapıları bulunduran parçalar için gerçekçi olmayan sonuçlar verebilir.

1.3 Literatür Özeti

Tez kapsamında yapılan literatür araştırmasında; eklemeli imalat (AM) metoduyla üretilen parçalar için sonlu elemanlar metodu (FEM), eklemeli imalata uygun topoloji optimizasyonu (TO) ve AM teknolojisi kullanılarak yapılan motor geliştirme çalışmaları ile ilgili kaynaklar incelenmiştir. Yüksek Lisans tez çalışmasının temelini oluşturacak bu literatür araştırması ile amaç; günümüze kadar gerçekleşen AM ve FEM ortaklaşa çalışmalarını incelemek, yaklaşımları anlamak, kısıtları öğrenmek ve bu bilgilerin ışığında AM ile üretilen içten yanmalı motorun silindir kafasına entegre edilecek gözenekli bir kafes yapısı için FEM uygulamak ve sonuçlarını incelemektir.

Han (2017) yayınladığı “Additive Design and Manufacturing of Jet Engine Parts” isimli çalışmasında, Jet motor parçalarının AM ve eklemeli tasarım (AD) yardımıyla üretilmesi ile geleneksel havacılık endüstrisinde devrim gerçekleşeceğini belirtmiştir. AM sürecinin en önemli özelliklerinden biri, parçalarda geleneksel imalat metotları ile ulaşılamayacak geometrilere katmanlar halinde ulaşılabilmesi olarak görülmüştür. Mühendislerin böylelikle, bir parçayı imal etmek için geleneksel “malzeme çıkarma” yaklaşımlarının yanında yeni “malzeme ekleme” yaklaşımlarını da geliştirmelerinin gerekliliğine değinilmiştir. Bu süreçte yeni tasarım ve üretim yöntemine yardımcı olmak için yeni metotlar ve bilgisayar destekli araçlara olan gereksinime vurgu yapılmıştır.

Belmonte ve diğ. (2015) yayınladıkları “Improving Heat Transfer and Reducing Mass in a Gasoline Piston Using Additive Manufacturing” isimli araştırmada, yeni SLM üretim tekniği ile üretilen kafes yapıları yardımıyla içten yanmalı motor piston ağırlığının azaltılması üzerine çalışmışlardır. İlk olarak agresif bir yaklaşım ile, pin deliği üzerinde kafes yapısı düşünülen bölgeye FEM çalışması ile yoğunluk değeri olarak sıfır atanarak boşluk olarak kabul edilmiş; ancak pin deliği ve kafes bölgesinde çok yüksek gerilme değerleri elde edilmiştir. Ardından aynı bölgeye %50 boşluklu bir kafes yapısı düşünülmüş ve o bölgedeki elemanlara yoğunluğunun yarısı atanmıştır. Bu varsayım ile maksimum gerilme değerleri piston deliği etrafında elde edilmiştir. Yazarlar çalışmanın sonunda, gerçekçi kafes yapısı özellikleri ile piston deliği etrafında görülen yüksek gerilme değerlerinin piston malzemesi dayanım sınırlarının altında olmasını beklemektedir.

Barbieri ve diğ. (2018) yılında yayınlanan “Design of an Additive Manufactured Steel Piston for a High Performance Engine: Developing of a Numerical Methodology Based on Topology Optimization Techniques” isimli araştırmalarında, bilgisayar destekli çelik piston tasarımı için bir yöntem önermişlerdir. Özellikle, sunulan metodoloji, eklemeli imalat teknikleri ile piston bölgesi için mekanik ve termal açıdan optimize edilmiş bir çözüm bulmayı amaçlamıştır. Topoloji optimizasyonu için; sınır koşullarının, FEM mesh boyutunun, kalitesinin ve optimizasyon parametrelerinin seçiminin, sürecin sonucunu doğrudan etkilediği gözlemlenmiştir. Araştırmanın ilk aşamasında yapılan topoloji optimizasyon sonuçları, tasarım sürecini ilk iterasyonda küçük yarıçaplı kafes yapılarına doğru yönlendirmiştir. Bu küçük yarıçaplı kafes yapıları, yapısal analiz sonuçlarında lokal olarak yüksek Von Mises gerilme değerleri

ortaya çıkmasına sebep olmuş ve bir sonraki iterasyonda büyük yarıçaplı kafes yapıları tercih edilmiştir. Termal analiz sonuçları, alüminyum pistonun keskin geometrik özelliklerinden kaynaklanan yüksek sıcaklık konsantrasyonu sorununu azaltmak için piston tepe geometrisinin değişimine gereksinim göstermiştir. Böyle bir değişim yapılırken, ortaya çıkabilecek anormal (vuruntulu) yanma süreçlerinden kaçınmak için Entegre Isı Transferi (CHT) analizi yapılmasının gerekliliği belirtilmiştir.

Bhandari ve diğ. (2018) “Finite Element Modeling of 3D-Printed Part with Cellular Internal Structure Using Homogenized Properties.” isimli yayınlarında, kafes içyapısına sahip 3D baskılı parçaların analizi için bir sonlu eleman modeli oluşturulduğu, sonlu elemanlar modelinden elde edilen sonuçları doğrulamak için ise bir deney yapıldığı ve sonlu elemanlar modellemesinin sonuçları ile deneylerin sonuçlarının örtüştüğünü belirtmişlerdir. Araştırmada, 3D baskı malzemesinin homojenleştirilmiş malzeme özelliklerinin lineer elastik FEA modelinde kafes yapıları için kullanılabileceği belirtilmiştir. Bu metot ile 42 kat düşük serbestlik derecesi (DOF) ve 575 kat hızlı çözen bir model elde edilmiştir. Plastik bölgede çalışan parçaların analizi için metodun geliştirilebileceği, farklı kafes yapılarının araştırılmasının ve lineer olmayan davranışları tahmin edebilecek modellerin geliştirilmesinin önemini belirtmiştir.

Vemula (2019) yayınladığı “Topology Optimized Design Methodology to Suit Additive Manufacturing Process” isimli araştırmasında, daha hafif tasarımlar için eklemeli imalat teknolojisine uygun topoloji optimizasyon tekniğinin kullanılmasının önemini belirtmiştir. Çalışmada Altair Inspire yazılımı ile otomotiv fren pedalı, modern optimizasyon algoritmaları kullanılarak yeniden tasarlanmıştır. Çalışma sonucunda pedal ağırlığı % 41,5 azaltılırken, kritik bölgedeki Von Mises gerilme % 29,4 ve deformasyonlar % 57 azaltılmıştır. Araştırmacı çalışmasının sonunda tepki yüzeyi yöntemi kullanılarak şekil optimizasyonunun daha kesin boyutlar verebileceğini belirtmiştir.

Sayre (2014) yayınladığı “A Comparative Finite Element Stress Analysis of Isotropic and Fusion Deposited 3D Printed Polymer” isimli çalışmasında, Bağımsız Form Üretim (FFF) 3D teknolojisiyle basılan ve FEM malzeme modelinde lamina konfigürasyonunda modellenen numuneler, tek eksenli çekme ve basma testi sonucunda laminatın özellikleri bir bütün olarak incelemektedir. FFF-3D metoduyla üretilen tüm çekme, basma ve bükülme test numuneleri izotropik yapıya sahip

muadillerinden daha yüksek gerilmeler göstermiştir. Araştırmada, FEM kullanıcıları, FFF-3D baskılı laminatların kopma ve akma değerlerinin izotropik elastik plastik malzemeden farklı olduğu konusunda uyarılmıştır. Çalışmanın sonucu olarak, FFF-3D baskılı katmanlar arasında mükemmel bir bağ oluşmadığından, bu metotla üretilen parçaların davranışını taklit etmek için malzeme özelliklerinde indirgeme yapılması ile deneysel sonuçlara daha yakın değerler elde edilmiştir.

Hu ve diğ. (2019) “A Novel Optimization Design Method of Additive Manufacturing Oriented Porous Structures and Experimental Validation” isimli makalelerinde, AM teknolojisi gözenekli yapıları için tasarım optimizasyon metodu önermektedir. Bu metot, topoloji optimizasyonu sonrası daha iyi yapısal performans için bağıl yoğunluk optimizasyonunu ve kafes yapı elemanları geometrik özelliklerinin tayinini bütünleştirmiştir. Metot içindeki iki özgün yoğunluk filtresi ve minimum özellik boyutunun topoloji optimizasyonu (TO) için etkili kullanıldığı belirtilmiştir. İlk filtre, bağıl olarak daha az kritik bölgelerin bir boşluğa yakınsamalarını sağlarken, bu filtre aralığındaki bölgelerin yoğunlukları ortadan kaldırılır. İkinci filtre ise destek elemanları olmadan üretilen gözenekli yapıların tasarımını destekler. Bu filtre ayrıca değişken baskı yönleri ve açıları için de geliştirilmiştir. Araştırmada, ankastre kirişlerin test edilmesiyle elde edilen sayısal ve deneysel sonuçlar ışığında, önerilen yöntemle tasarlanan yapıların mekanik performans açısından iyi sonuçlar verdiği ve AM yöntemine uyarlanabilirlikleri belirtilmiştir. Numerik bir bakış açısından önerilen filtreler ve optimizasyon süreci, tasarım sorununun boyutu hakkında herhangi bir kısıtlama getirmediği için AM tabanlı 3D gözenekli yapıların tasarımı için de geçerlidir. Çalışmada, eklemeli imalata uygunluk kısıtlarının topoloji optimizasyonu yapılacak gözenekli yapılar için büyük öneme sahip olduğu ve bu yüzden destek elemansız bir tasarım yaklaşımının daha detaylı çalışılması gerektiği belirtilmiştir. Makalenin sonunda ileride yapılacak araştırmalarda aydınlatılması gereken konular belirtilmiştir. Bu konular başlıca; entegre optimize baskı yönü ve etkileri, kafes yapısı optimizasyonu, lokal gerilme konsantrasyonlarının incelenmesi ve burkulma problemidir.

Choo ve diğ. (2016) “Finite Element Analysis and Experimental Study of Plastic Lattice Structures Manufactured by Selective Laser Sintering” isimli çalışmalarında, FEA sonuçları, tetra elemanlar ile modellenen kafes yapılarının elastisite modülünün bağıl yoğunluk oranına göre hexagonal prizmadan daha iyi performans gösterdiğini

belirtmiştir. Farklı mesh tipleri ve geometri parametreleri, kafes yapılarının mekanik özellikleri üzerinde değişen derecelerde etki göstermiştir. Araştırmada, deneyde elde edilen elastisite modülü değerleri ile FEA ile elde edilen sonuçların uyumlu olduğu belirtilmiştir. FEA modelinde kullanılan tet10 ve hex20 eleman tiplerinin kafes yapılarının kullanılmaya uygun olduğu görülmüştür. Çalışmada, SLS 3D imalat metodu ile iyi yüzey kalitesi ve mekanik özelliklere sahip numuneleri üretilebildiği gösterilmiştir. Araştırmanın sonunda; kafes yapıları için kullanılacak ağın (mesh) sonuçlara etkisinin ve plastik bölgede lineer olmayan davranışların ileriki çalışmalarda derinlemesine inceleneceği belirtilmiştir.

Arrieta ve diğ. (2016) yılındaki “Finite Element Modeling of Metal Lattices Using Commercial FEA Platforms” isimli çalışmalarında, kafes yapısının karmaşık geometrisinden ötürü modellemede kullanılan eleman tipi seçiminde üçgen prizmanın mesh sıklığını arttırmakta efektif bir eleman tipi olmadığını, mesh sıklığının artması ile sonuçların yakınsadığını belirtmiştir. Yazarlar, deney sonuçları ile simülasyon sonuçlarında görülen farklılıklardan ötürü, mezo ölçüde tanımlanan geometrilerin lineer olmayan etkilerini simülasyona katabilen sonlu elemanlar metodlarının geliştirilmesinin önemini belirtmişlerdir.

Azman (2016) “Method for Integration of Lattice Structures in Design for Additive Manufacturing” isimli çalışmada, kafes yapıları için FEA sürelerini azaltmak adına eşdeğer malzeme bulma çalışması yapmıştır. Kafes yapılarının mekanik özelliklerini belirleyen 3 temel faktör; baskı malzemesi, kafes yapısı düzeni ve bağıl yoğunluk olarak belirtilmiştir (Ashby 2006). Araştırmada, bu üç faktör farklı kafes yapılarında ve yoğunluklarında denenerek kafes yapıları ve yoğunlukları ile Von-Mises gerilmesi ve deplasman değerleri arasında bir ilişki yakalanmıştır. Araştırmada önerilen metodoloji, basma ve kayma testlerinin simülasyonunu farklı kafes yapıları üzerinde uygulanarak, bağıl elastisite modülü, bağıl kayma modülü ve bağıl dayanım değerlerini bulmuştur. %80'den daha yüksek bağıl yoğunluktaki kafes yapısının bir kafes yapısı olarak düşünülemeyeceği; ancak küçük küresel boşluklar içeren katı bir yapı olduğu belirtilmiştir. Çalışmada ek olarak kafes yapılarının sonlu elemanlar modelinde görülen gerilme konsantrasyonu fenomeni üzerinde durulmuştur. Maksimum Von Mises gerilme değerinin doğrudan FEA verilerinden alınamayacağı belirtilmiştir. Bu nedenle, kullanılabilir bir Von Misess gerilme sonucu elde etmek için, gerilme konsantrasyonu sonuçlarını ortadan kaldırmak adına bir yöntem

oluşturulmuştur. Bu yöntemde, Von Mises gerilme değerinin fonksiyonu olarak FEA mesh kümülatif eleman sayısının bir grafiği oluşturulmuştur. Von Mises gerilme konsantrasyonunun, FEA mesh elemanlarının %0,5'i için mevcut olduğu görülmüştür. Bu değerler, kafes yapılarının keskin kenarlarında görülmektedir ve çok az sayıda eleman için çok yüksek Von Mises gerilme değerine sahiptir.

Amin-Akhlaghi ve diğ. (2015) "Sub-modeling Finite Element Analysis of 3D Printed Structures" isimli makalelerinde, belirli bir yük altında numune x yönünde çekme yüküne maruz bırakılmış ve global modelde hesaplanan noktasal deformasyon değerleri bir sınır koşulu olarak alt modele aktarılmıştır ve ilgili bölgenin detay geometrisi ve kafes yapısı alt model ile analiz edilmiştir. Buradaki kilit bulgu, bu alt modeldeki ilgili bölgede görülen gerilmenin global modelden ve bölgedeki ortalama gerilmeden 4 kat daha fazla olmasıdır. Bunun nedeni kafes yapısının kesit alanının alt modelde kısmen küçük ve gerçeğe yakın olmasıdır. Bununla birlikte en önemli faktörlerin hacimdeki yapısal desenler ve boşlukların olduğu belirtilmiştir. Yazarlar, ön çalışmaların bu bulguyu desteklediğini, ileride yayınlanacak bir makalelerinde de bunun belirtileceğini söylemişlerdir.

Göpsill ve diğ. (2018) "Using Finite Element Analysis to Influence the Infill Design of Fused Deposition Modelled Parts" isimli araştırmalarında, FDM ile üretilen komponentlerdeki kafes yapılarının topolojik optimizasyonu üzerine bir çalışma yapmıştır. Bu çalışmada FEA ile topoloji optimizasyonu kombine bir şekilde kullanılmıştır. İlk olarak altıgen kafes yapılarının diğer kafes yapılarına göre yük kapasitesi açısından daha iyi olduğu görülmüştür. İkinci olarak, AM ile üretilen parçanın üretimi esnasında oluşacak gerilmelerin az olduğu durumlarda mukavemette önemli artışlar, gerinim değerlerinde ise azalma görülmüştür. FEM ile topoloji optimizasyonunun kombine olarak kullanılması sonucunda elde edilen kafes tasarımının altıgen kafes tasarımından katılığının daha yüksek olduğu görülmüştür. Maksimum yükleme durumunda maksimum gerilmenin meydana geldiği lokasyon varyansında bir azalma görülmüştür. Önerilen topoloji optimizasyon metodu ile yükleme sonrası daha öngörülebilir sonuçlar elde edilebileceği belirtilmiştir. Son olarak, yükleme sonuçlarının öngörülebilirliği, parçaların nasıl burkulmaya uğradıkları konusunu aydınlatmıştır. Burkulmanın öngörülebilirliğini somutlaştırmak tasarımcıların burkulma davranışını belirli yük limitleri için kritik malzeme dayanımı olarak kullanmalarını sağlayabilir.

2. TERMİNOLOJİ VE TEORİ

2.1 Eklemeli İmalat Teknolojisi (AM)

Eklemeli imalat Amerikan Test Malzemeleri Birliği (ASTM) tarafından blok bir yapıdan malzeme çıkararak istenilen geometrinin elde edildiği imalat metodolojilerinin aksine 3 boyutlu model verilerinden, genellikle katman üzerine katman ekleyerek istenilen geometrinin elde edildiği imalat teknolojisi olarak tanımlanır (Standard, 2012).

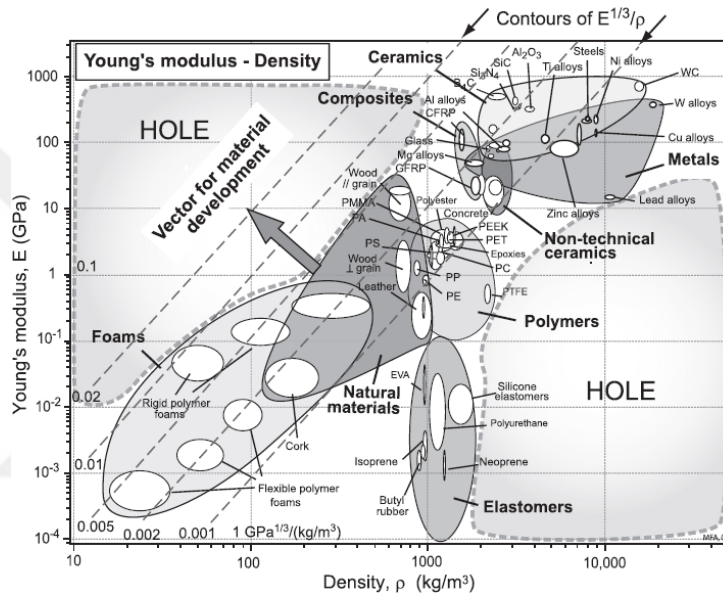
Birçok çeşit AM teknolojisi vardır. Bunlar temelde katman temelli veya doğrudan biriktirme olmak üzere iki kategoriye ayrılabilir (Vayre vd., 2012b). Katman bazlı eklemeli imalata örnek olarak seçici lazer sinterleme (SLS), seçici lazer eritme (SLM) ve elektron ışını eritme (EBM) verilebilir. AM imalat yazıcılarında metalik tozları eritmek için kullanılan iki tip kaynak vardır, bu kaynaklar lazer ve elektron ışımıdır. Parçacıkları tamamen eriterek üretim gerçekleştiren teknikler SLM ve EBM'dir. Partikülleri kısmen eriten teknikler ise SLS ve doğrudan lazer metal sinterleme (DMLS) 'dir. AM üretim tekniklerinden sadece EBM ve SLM metalik kafes yapıları üretebilme kabiliyetine sahiptirler. (Azman, 2016)

2.2 Kafes Yapıları ve Mekanik Özellikleri

Kafes yapıları, yekpare bir malzemenin eşdeğer mekanik özelliklerine sahip bir tür boşluklu mimarı içyapıdır. (Ashby, 2013). Bu yapılar ağırlık, enerji ve üretim süresinden tasarruf için ortaya çıkan yapılardır. Bu özelliklerinin yanısıra termal ve yapısal açıdan uygulandıkları komponente avantaj sağlayabilirler. Örneğin, bu çalışmada olduğu gibi egzoz portu ile su ceketi arasında boşluklu yapılar oluşturulup egzoz portunun sıcak egzoz gazı ile temas eden yüzeyinin gereğinden fazla soğumasını engelleyerek, sıcaklığı korunan gazın emisyon azaltıcı yanma sonrası işlemlerde daha verimli değerlendirilebilmesi sağlanabilir.

2.2.1 Kafes yapısı

Malzeme biliminde, malzeme özellikleri birçok diyagramda gösterilebilir. Bu da diyagramların materyallerle dolu kısımlarının yanı sıra birçok boşluklu kısımları da vardır (Ashby, 2013). Örneğin, Şekil 2.1’de elastisite modülünün yoğunluk uzayında sol üst ve sağ alt köşedeki büyük boşluklara sahip olması gibi. Bu boşluklar yüksek elastik modülüne sahip ve düşük yoğunluğu olan monolitik bir malzemenin bulunmadığı anlamına gelir; ancak 3 boyutlu yazıcıların yardımı ile iç kafes yapılarına sahip tasarımlar bu özellikleri aynı anda barındırabilirler.



Şekil 2.1 : Elastisite Modülü – Yoğunluk diyagramı (Ashby, 2013).

2.2.2 Mekanik özellikler

Kafes yapıları gözenekli yapılarıyla birlikte tek bir yapı gibi düşünülüp, iki faz (malzeme ve boşluk) birlikte tanımlanacak şekilde malzeme özelliklerine sahiptirler. Bir yapının mekanik özelliklerini belirleyen üç ana faktör vardır. Bunlar malzeme özellikleri, hücre topolojisi ve bağıl yoğunluğudur (Ashby, 2006). Kafes yapısının yapıldığı malzeme; yapının mekanik, termal ve elektriksel özelliklerini etkiler. Kafes yapı topolojisi yapısal olarak yapının eğilme veya çekme durumlarındaki davranışını etkilerken termal olarak iletim, konveksiyon ve ısıtım durumlarında efektif yüzey alanı değişiminden ötürü yapının termal davranışını da etkilemektedir. Termal açıdan kafes yapısının bağıl yoğunluğu ile termal davranışı arasında orantısal bir ilişki kurulabilirken, yapısal davranış için aynı şeyi söyleyebilmek mümkün değildir. Kafes

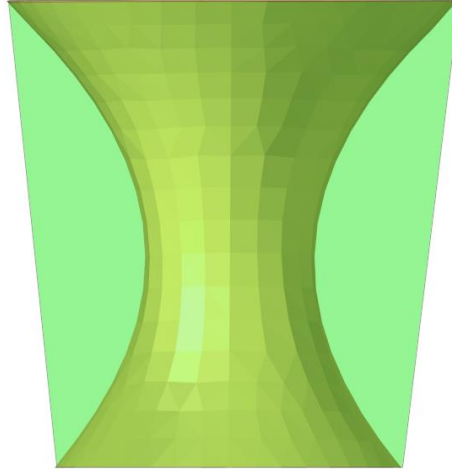
yapısının geometrisine, bağıl yoğunluğuna ve malzemesine bağlı olarak yapının katılığı farklı davranışlar gösterebilir.

2.3 Kafes Yapıları için Eşdeğer FEM Konsepti

Eşdeğer FEM konseptinin temel sebebi, kompleks geometrilere sahip olan kafes yapılarının modellenirken yüksek sayıda nokta ile modellenmesi ve bu noktaların modelin çözümü süresini arttırması. Özellikle içten yanmalı motor gibi FEM modellerinin kompleks olduğu durumlarda, kafes yapılarının da tasarıma eklenmesi ile birlikte çözüm sürelerinde ciddi uzamalar görülebilir. Eşdeğer FEM konseptinin temel amacı, eşdeğer yapı elemanları ile kafes yapılarının mekanik ve termal özelliklerini yansıtarak gerçeğe yakın sonuçları daha kısa sürede elde edebilmektir. Eşdeğer FEM konseptini anlayabilmek için öncelikle bazı temel kavramların tanımlanması gerekir. Bunlar eşdeğer yapı, birim hacim ve bağıl yoğunluktur. Eşdeğer yapı, mekanik ve termal özellikleri birim kafes yapısının mekanik ve termal özelliklerine temsil eden boşluksuz bir yapıdır. Bu yapı 3 boyutlu uzayda katı bir eleman (tetra mesh, hexa mesh) olabildiği gibi kırış yada yay eleman da olabilir.

Birim hacim ise, birim kafes yapısını ve eşdeğer yapıyı sınırlayan tanımlanmış hacimdir. Bu hacim belirlenen eşdeğer yapının hacmine eşit olabildiği gibi, kafes yapısının uzayda kapladığı paket hacmi olarak da tanımlanabilir. Eşdeğer yapılar, düşük geometrik kompleksiteleri ve boşluksuz yapıları ile kafes yapılarına göre çok daha basit geometrilere sahiptirler. Son olarak bağıl yoğunluk ise kafes yapısının malzeme hacmi ile birim hacim arasındaki orandır. Denklem 2.1 ve Şekil 2.2 bağıl yoğunluğu göstermektedir.

$$\text{Bağıl yoğunluk} = \frac{\text{Kafes yapısının hacmi}}{\text{Birim hacim}} \quad (2.1)$$



Şekil 2.2 : Birim hacim (yeşil) ve kafes yapısı (sarı).

Bağıl yoğunluk, eşdeğer yapının kafes yapılarına termal olarak benzer bir davranış göstermesi için önemli bir parametredir. Bağıl yoğunluk ile ortalama efektif ısı iletim alanı arasında bir analogi yapmak mümkündür. Bu şekilde eşdeğer yapı için atanacak malzemenin iletim katsayısı bağıl yoğunluğa bağlı olarak düşürülüp gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilir. Ancak bağıl yoğunluk göz önüne alınarak yapısal analiz için kullanılacak eşdeğer yapının elastisite modülü değiştirildiğinde yer değiştirme değerlerinde gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilse de, gerilme değerleri alanın değişmesi sebebiyle gerçeğe yakın sonuçlar verememektedir. Literatür çalışmaları incelendiğinde testlere dayalı kafes yapıları için malzeme kartları oluşturularak eşdeğer yapılar ile gerçeğe yakın yer değiştirme sonuçlarının elde edildiği görülmüştür; ancak devamında yapılacak ekstra alt analizler ile kafes yapıları üzerindeki gerilme sonuçlarına gidilebilmiştir. Malzeme kartlarının farklı kafes yapıları için oluşturulması özen gerektiren bir iştir ve farklı bağıl yoğunluk ve geometriler için tutarlılık göstermeyebilir. Bu çalışmada yapısal olarak eşdeğer bir model oluşturmak için yay elemanları kullanılmıştır. Bu yay elemanları kafes yapısının rijitlik değerlerini yansıtacak şekilde modele yerleştirilmiş ve literatür çalışmalarında olduğu gibi gerçeğe yakın yer değiştirme sonuçları elde edilmiştir. Bu yer değiştirme değerleri gene literatür çalışmalarında olduğu gibi bir alt modelde gerçek kafes yapı geometrisi ile kullanılarak kafes yapıları üzerindeki yer değiştirme değerleri elde edilmiştir. Kafes yapısının rijitlik değerleri ise FEM ile oluşturulan test ortamında çekme, basma ve eğilme yönlerindeki elastik bölgede kalacak şekilde uygulanan kuvvetlere verdikleri yer değiştirme tepkileri ile belirlenmiştir. Kafes yapıları için eşdeğer modellerin termal ve yapısal analiz için nasıl yapıldıkları detaylı olarak modelleme bölümünün altında gösterilmiştir.

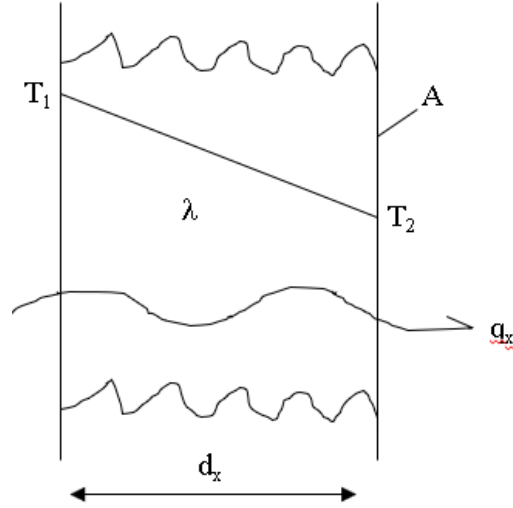
2.4 Termal ve Yapısal FEM

Sonlu elemanlar yöntemi (FEM), yapısal mekanikteki karmaşık problemlerin sayısal çözümü için geliştirilmiş güçlü bir tekniktir ve endüstride çokça kullanılmaktadır. FEM'de, yapısal sistem, düğüm (mesh) adı verilen ayrık noktalarla birbirine bağlanmış bir dizi sonlu elemanlardan oluşmaktadır. Elemanların başlıca fiziksel özelliklerinden bazıları geometri, yoğunluk, elastisite modülü, kesme modülü, Poisson oranı termal genleşme katsayısı ve iletim katsayısıdır. Her bir eleman için sınır değeri probleminin sonlu eleman yöntemi ile cebirsel denklem sistemi oluşturulur. Bu sonlu elemanları modelleyen denklemler daha sonra tüm problemi modelleyen daha büyük bir denklem sistemi içinde bir araya getirilir. Daha sonra numerik FEM denklemlerini çözücü yazılımlar ile numerik olarak sonuca yakınsanır. Bir fenomeni FEM ile analiz etmek sonlu eleman analizi (FEA) olarak adlandırılır.

2.4.1 Kararlı hal termal FEA

Kararlı durum termal analizi, sıcaklık dağılımı ve tüm termal akışlar stabilize olduğunda ve zaman içinde sabit kaldığındaki durumu analiz eder. Bu stabilize edilmiş durum için bir enerji dengesi yapılarak doğrudan hesaplamalar yapılır. Termal analiz kararlı durum koşulları, müteakip yapılacak bir yapısal analizde sıcaklık dağılımının elemanlara atanması için kullanılır. Isının yayılması ortama göre farklılık gösterir, bu yollar iletim, konveksiyon ve ışıdır. İletim ve konveksiyon maddenin taneciklerinin etkileşmesiyle, ışıdır elektromanyetik dalgalarla enerjinin yayılmasıdır. Bu çalışmada iletim ve konveksiyon etkin olduğu için prensiplerinden kısaca bahsedilmiştir.

İletim: Taneciklerin birbirine çarpması ile ısı enerjisinin aktarılmasına ısının iletimi denir. Isının iletimi katı maddelerde, sıvı ve gaz halindeki maddelerden daha kolay gerçekleşir. Katılar ısı enerjisini sadece iletim yoluyla yayarlar. A yüzey alanı, λ ısı iletim katsayısı, T_1 ve T_2 yüzey sıcaklıklarıdır ($T_1 > T_2$). Isı geçişi T_1 'den T_2 yüzeyine doğru olacaktır. Şekil 2.3'de ısı iletiminin bir illüstrasyonu görülmektedir.

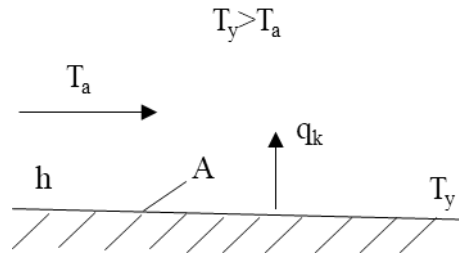


Şekil 2.3 : Isı iletimi.

$$Q = -\lambda A \frac{dT}{dx} \quad (2.2)$$

Şekil 2.2’de görülebileceği üzere gerçek kafes yapısı (sarı) kullanılan eşdeğer yapıya (yeşil) görece daha büyük ısı iletim alanına sahiptir. Haliyle bu eşdeğer yapının gerçek kafes yapısına benzer davranış gösterebilmesi için, sabit kalan ısı geçişi ve sınır koşulu sıcaklık değerleri altında ısı iletim katsayısı olan “lambda” değerinin daha düşük olması gerekir. Bu değişim eşdeğer yapıya atanacak malzemenin iletim katsayısı bağlı yoğunluğa bağlı olarak düşürülüp gerçeğe yakın sonuçlar elde edilebilir.

Konveksiyon: Taşınım ile ısı geçişi akışkanın özelliklerine, akış hızına ve sıcaklık farkına bağlıdır. Taşınım, sıcaklıkları farklı hareketli bir ortam ile bu ortamı çevreleyen yüzey arasında gerçekleşir. Bu özellikler taşınım katsayısına “h” doğrudan etki ederler. Şekil 2.4’de konveksiyon ile ısı geçişinin bir illüstrasyonu görülmektedir.



Şekil 2.4 : Konveksiyon ile ısı geçişi.

Newton'un serbest taşınımını tanımlayan yasası aşağıdaki formülle açıklanmaktadır: Bu formülde “Q” konveksiyon ile taşınan ısı miktarını, “h” ısı taşınım katsayısını, “A” ısı taşınımının gerçekleştiği yüzey alanını, “T_y” yüzey sıcaklığını, “T_a” ise akışkanın sıcaklığını belirtmektedir.

Akışkanın hareketinin nasıl başlatıldığına bağlı olarak, konveksiyonu doğal (serbest) veya zorlanmış konveksiyon olarak sınıflandırabiliriz. Doğal konveksiyona örnek olarak hidrostatik etkilerden kaynaklanan ısıнын akışı örnek verilebilir.

2.4.2 Yapısal FEA

Termal FEA ile yapısal FEA arasında bir analogi kurmak mümkündür. Bu analogi basitçe Çizelge 2.1'de gösterilmektedir.

Çizelge 2.1 : Yapısal ve termal analiz analogisi.

Yapısal	SI	Termal	SI
Yer değiştirme	mm	Sıcaklık	K
Gerilme	MPa	Isı akısı	W/m ²
Yük	N	Isı geçişi	W
Rijitlik	N/mm	İletim katsayısı	W/mK

Yapısal analiz sanal iş prensibi veya minimum toplam potansiyel enerji prensibi ile çalışır. Sanal iş prensibi yaklaşımı, hem lineer hem de lineer olmayan malzeme davranışlarına uygulanabilir. Sanal iş yöntemi, enerjinin korunmasının bir ifadesidir: Bir dizi kuvvet tarafından sisteme eklenen iş, elemanların üzerinde gerinim enerjisi şeklinde depolanır. Bu durum matematiksel olarak aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\text{Sanal iş} = \int \delta \epsilon^T \sigma dV \quad (2.4)$$

Bu ifadedeki gerinim(ϵ) ve gerilme(σ) ifadelerinin çıkarımı kuvvet-yer değiştirme fonksiyonunun kullanılmasını gerektirir. Yapıyı oluşturan elemanlar için olan denklemler, sistemin bir bütün olarak yanıtını açıklayan tek bir denklemden ziyade, yapının her bir elemanının bir domaini için yazılır.

$$R = Kr + R^0 \quad (2.5)$$

“R” sistemdeki noktalara uygulanan dış kuvvetleri temsil eden kuvvet vektörünü, “K” elemanların rijitlik matrisinden oluşan sistemin rijitlik matrisini, “r” noktasal yer değiştirme vektörünü, “R⁰” işe önceki düğüm kuvveti vektörüne zaten dahil olan düğüm kuvvetleri dışındaki tüm dış etkileri temsil eden eşdeğer düğüm kuvvetlerinin vektörünü temsil eder.

Harici kuvvetlere örnek olarak yüzey kuvvetleri, cisim kuvvetleri, termal etkiler, başlangıç gerilmeleri ve gerinimler verilebilir.

Kısıtlamalar ve sınır koşulları hesaba katıldığında, noktalardaki yer değiştirmeleri, aşağıdaki gibi belirtilebilir.

$$r = K^{(-1)}(R - R^0) \quad (2.6)$$

Daha sonra, elemanların üzerindeki gerinim ve gerilmeler aşağıdaki gibi bulunabilir:

$$\epsilon = Bq \quad (2.7)$$

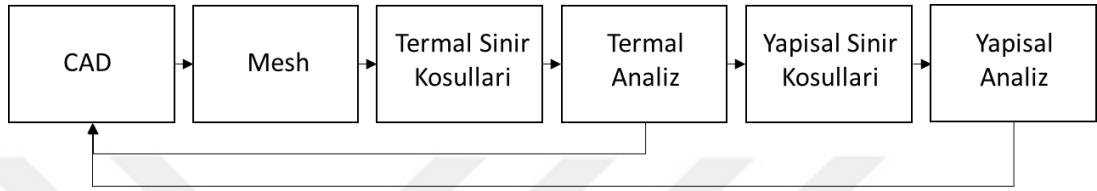
$$\sigma = E(\epsilon - \epsilon^0) + \sigma^0 = E(Bq - \epsilon^0) + \sigma^0 \quad (2.8)$$

Yukarıdaki denklemlerde “q” bir noktanın yer değiştirme vektörünü, “B” gerinim-yer değiştirme matrisini, “E” elastisite modülünü, “ ϵ^0 ” başlangıç durumundaki gerinim vektörü, “ σ^0 ” işe sıfır durumundaki gerilme vektörünü temsil eder.

Sanal iş denklemini ilgili sisteme uygulayarak B, k^e element matrislerini ayrıca R^0 ve K sistem matrislerini elde edebiliriz. ϵ^0 , σ^0 , R and E gibi diğer matrisler bilinen değerlerdir ve doğrudan kullanılırlar.

3. MODELLEME

Tezin bu kısmında, tasarım çalışması (CAD), yapısal ve termal modellerin kurulumu ve eşdeğer FEM konseptinin uygulaması hakkında bilgiler verilecektir. Çalışmanın genel akışı Şekil 3.1'de gösterilmiştir.



Şekil 3.1 : Çalışmanın akış şeması.

Boşluklu hacmin belirlenmesinden sonra kum saatine benzeyen kafes yapı elemanları tasarlandı. Elde edilen CAD modeline mesh atıldı, ardından temas yüzeyleri, sınır koşulları ve yükler tanımlanarak model kurulumu gerçekleştirildi ve sonuçlar elde edildi.

3.1 CAD Modelleme

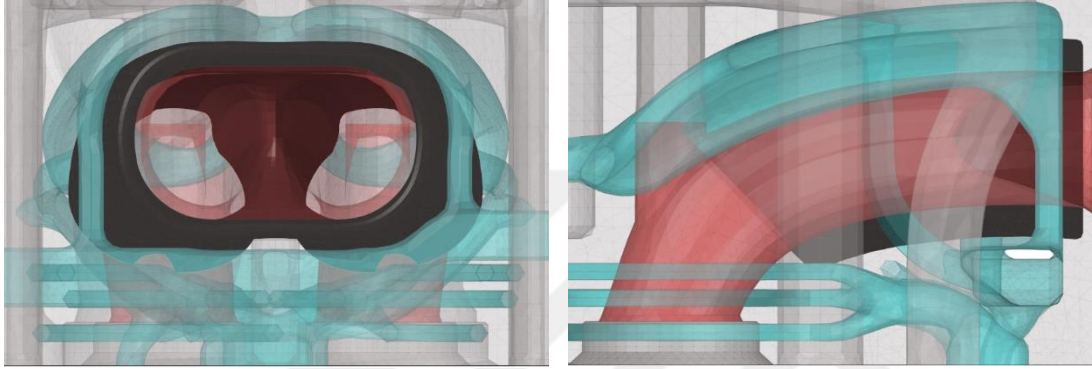
Geometri modellemesi, bilgisayar destekli bir mühendislik tasarım yazılım programı kullanılarak gerçekleştirildi. 4 silindirli bir binek aracın silindir kafasının yaklaşık olarak simetrik olduğu varsayımıyla, çalışmanın yapılacağı tek silindirik bölümün CAD modeli oluşturulmuştur. Su ceket, yağ kanalları, yanma yüzeyi, emme ve egzoz portları gibi kısımlar haricindeki alanlar, hem çalışmanın kapsamının dışında olduğundan, hem de egzoz portunun etrafına olan termal ve mekanik etkilerinin düşük olmasından ötürü kabaca modellenmiştir.

3.1.1 Kafes yapılarının yerleştirileceği boşluklu hacmin belirlenmesi

Sürecin ilk aşamasında egzoz portunun üzerinde konumlandırılacak boşluklu hacmin belirlenmesi üzerine çalışılmıştır. Bu hacmin önemi barındırdığı boşluk miktarına göre izolasyon görevi görüp egzoz portunun su ceket tarafından soğumasını azaltabilmesidir. Bu durum egzoz portun yüzey sıcaklığının korunmasına yardımcı olsa da, malzemenin dayanımının üzerinde bir sıcaklığa ulaşmasına sebep olabilir ve

bu yüzden kritik bir noktadır. Bu noktanın kritik olmasından ötürü ve egzoz portunun sıcaklığına doğrudan etkisini görebilmek için 3 farklı boşluklu hacim tasarımı belirlenmiştir.

Bunlardan ilki Şekil 3.2’de görülebileceği gibi egzoz portunun etrafını tamamen saracak bir yapıya sahiptir. Bu boşluklu yapı tasarım çalışmasının çıkış noktasını oluşturmuştur ve B1 olarak adlandırılmıştır. Turkuaz renk ile gösterilen bölge su ceketini temsil ederken, kırmızı ile gösterilen bölge egzoz gazının temas ettiği yüzeyi belirtmektedir. Siyah ile gösterilen bölge ise boşluklu hacmi belirtmektedir.



Şekil 3.2 : B1 boşluk hacmi.

B1 çalışmasının ardından yapılan termal analiz sonucu sıcaklıkların egzoz portu yüzeyinde malzemenin dayanımının üzerinde çıkmasından ötürü boşluklu hacimi azaltarak ve su ceketinin soğutma etkisini artırarak B2 tasarımı elde edilmiştir. Bu tasarımda özellikle egzoz kanallarının kesişim bölgesi yüksek termal yükler altında kaldığından, bu bölgedeki boşluklu yapıda azaltmaya gidilmiştir. Şekil 3.3’de B1 ve B2 tasarımlarının farkı görülebilmektedir.



Şekil 3.3 : B2 boşluk hacmi ve B1 boşluk hacmi.

B2 çalışmasının ardından yapılan termal analiz sonucu sıcaklıkların egzoz portu yüzeyinde B1 tasarımına göre daha iyi olmasına rağmen yine de malzemenin dayanımının üzerinde çıkmasından ötürü boşluklu hacimi azaltarak ve su ceketinin soğutma etkisini artırarak B3 tasarımı elde edilmiştir. Bu tasarımda egzoz kanallarının

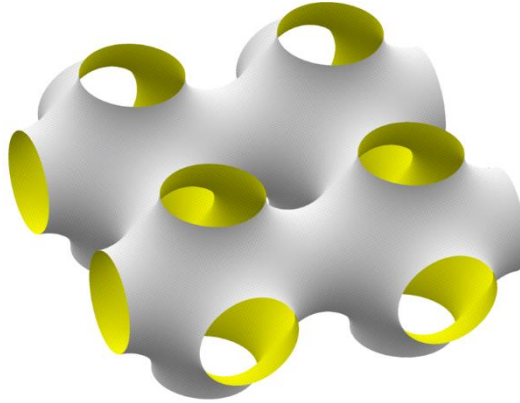
kesişim bölgesindeki boşluklu yapı tamamen ortadan kaldırılmıştır. Şekil 3.4’de B2 ve B3 tasarımlarının farkı görülebilmektedir.



Şekil 3.4 : B3 boşluk hacmi ve B2 boşluk hacmi.

3.1.2 Kafes yapı elemanlarının belirlenmesi

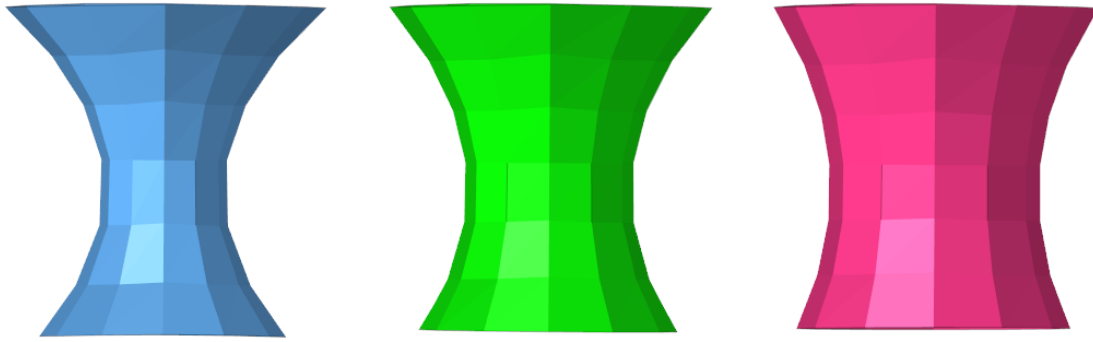
Boşluk hacminin içine yerleştirilecek kafes yapıları için öncelikle “Schwarz P” kafes yapısı düşünülmüştür. Bu yapının düşünülmesinin sebebi özellikle boşluklu bölgenin yan taraflarına yerleştirilecek kafes yapılarının termal yükler altında yüksek kayma gerilmelerine ve eğilmeye maruz kalacaklarının öngörülmesidir. “Schwarz P” tipi kafes yapısında kafes yapıları birbirlerine bağlı bir düzene sahiptirler. Bu düzenleri sayesinde kayma gerilmelerine ve eğilme yüklerine karşı katılığı daha yüksek yapılardır. Şekil 3.5’de bu kafes yapısının ve diziliminin illüstrasyonu görmek mümkündür.



Şekil 3.5 : Schwarz P kafes yapısı.

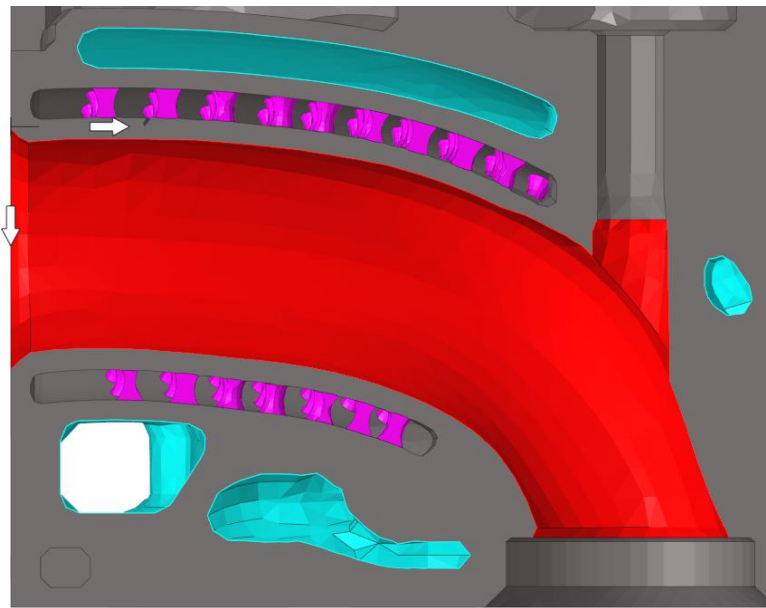
“Schwarz P” kafes yapısının bu avantajlarına rağmen CAD modellemesinde özellikle kafes yapılarının birbiri ile bağlantısında yaşanan problemlerden ötürü birbiri ile bağlantısı olmayan ve bir kum saati görünümüne sahip kafes yapılarına karar verilmiştir. Bu yapılar bulundukları bölgede “Schwarz P” yapısına kıyasla kayma ve eğilme durumları için daha zayıf katılığa sahip olsalar da boşluklu yapı içindeki sıkı dizilimleri ile bu handikaplarının kısmen giderilebileceği düşünülmüştür. Bu kafes

yapısının ölçüleri belirlenirken öncelikle bir kafes elemanının paket hacmi belirlenmiştir. Yaklaşık 3 mm'lik yüksekliğe sahip olan boşluklu hacmin içinde kübik bir kafes elemanı paket hacmine karar verilmiştir ve kafes elemanı bu paketin içine yerleştirilmiştir. Kum saatini andıran bu kafes elemanının boğum bölgesi yarıçapında yapılan değişiklik 3 varyasyon belirlenmiştir ve bu değişimin termal ve yapısal açıdan sistemi nasıl etkilediğini görebilmek amaçlanmıştır. Belirlenen minimum yarıçaplar 0,55 mm, 0,75 mm ve 0,95 mm'dir ve sırası ile bu kafes yapıları K1, K2, ve K3 olarak adlandırılmıştır. Şekil 3.6'da bu üç farklı kafes yapı elemanını görebilmek mümkündür.



Şekil 3.6 : K1, K2 ve K3 kafes yapı elemanları.

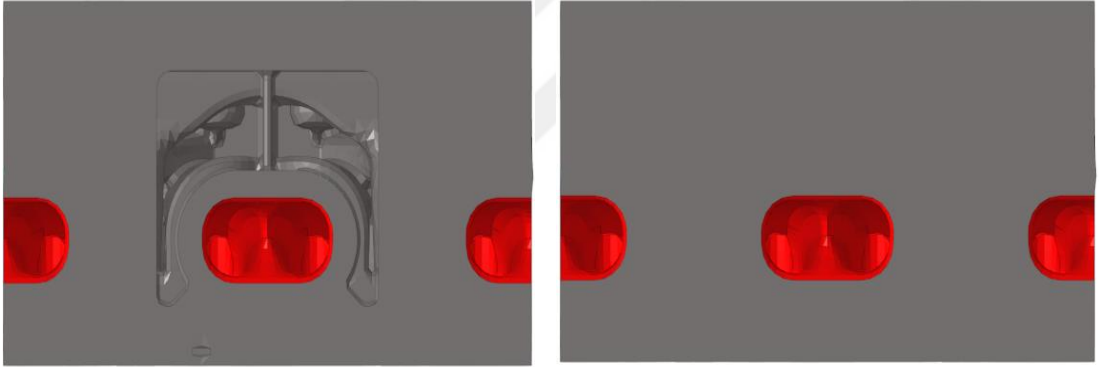
Bu aşamanın ardından kafes yapılarının entegrasyonu tamamlanmıştır ve Şekil 3.7'deki gibi bir görünüme sahiptir. Bu kesit görüntüsünde turkuaz renk ile görülen bölge su ceketi yüzeyini, kırmızı ile gösterilen bölge sıcak egzoz gazının temas ettiği yüzeyi, gri olan bölge silindir kafasının cidarlarını, pembe olan bölge ise K3 kafes yapısını belirtmektedir.



Şekil 3.7 : Entegre kafes yapısı kesit görünümü.

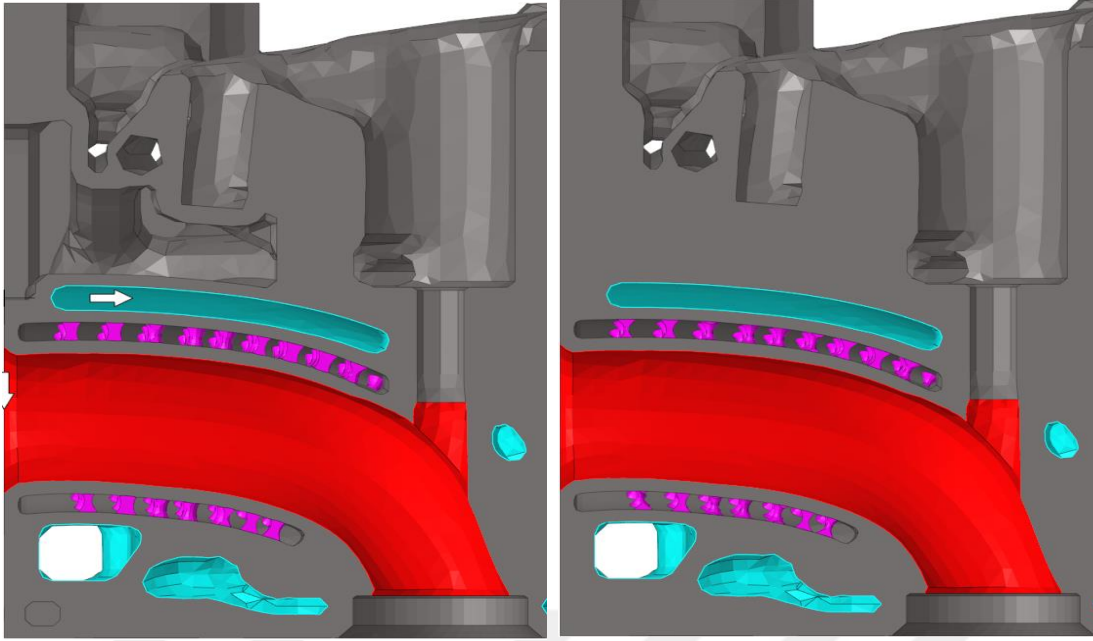
3.1.3 Rijitliği azaltılmış silindir kafası

Yapılan ilk termomekanik analizlerin ardından baz versiyona göre daha yüksek olan sıcaklıklar egzoz portunu ve kafes yapılarını görece daha fazla genleşmeye zorlamıştır. Genleşmeler haliyle bölgede gerilme birikmelerine yol açmıştır. Bu noktada 3D yazıcılar ile imal edilecek bir motorda sahip olduğumuz tasarım özgürlüğü kullanarak su ceketinin st bölgesi için kabaca bir boşaltma işlemi uygulanmıştır. Böylelikle genleşmenin egzoz portu bölgesinde daha rahat görülebilmesi ve daha az gerilme birikimi olması beklenmiştir. Yapılan ilk termomekanik analizler sonucu bu bölgede yüksek gerilme değerlerinin görülmemesi bu boşaltma işlemini ayrıca desteklemiştir. Su ceketinin alt kısmı için de benzer bir işlem uygulama dşnesi olsa da, kısıtlı alan sebebiyle böyle bir işlem o bölgede yapılamamıştır. Bu rijitliği azaltılmış silindir kafası tasarımı, kafes yapılarının yapısal analizinde ve R1 olarak adlandırılmıştır. şekil 3.8’de ve şekil 3.9’da R1 ve baz silindir kafası R0 tasarımının farkı görülebilmektedir.



şekil 3.8 : R1 ve R0 silindir kafası nden görünüş.

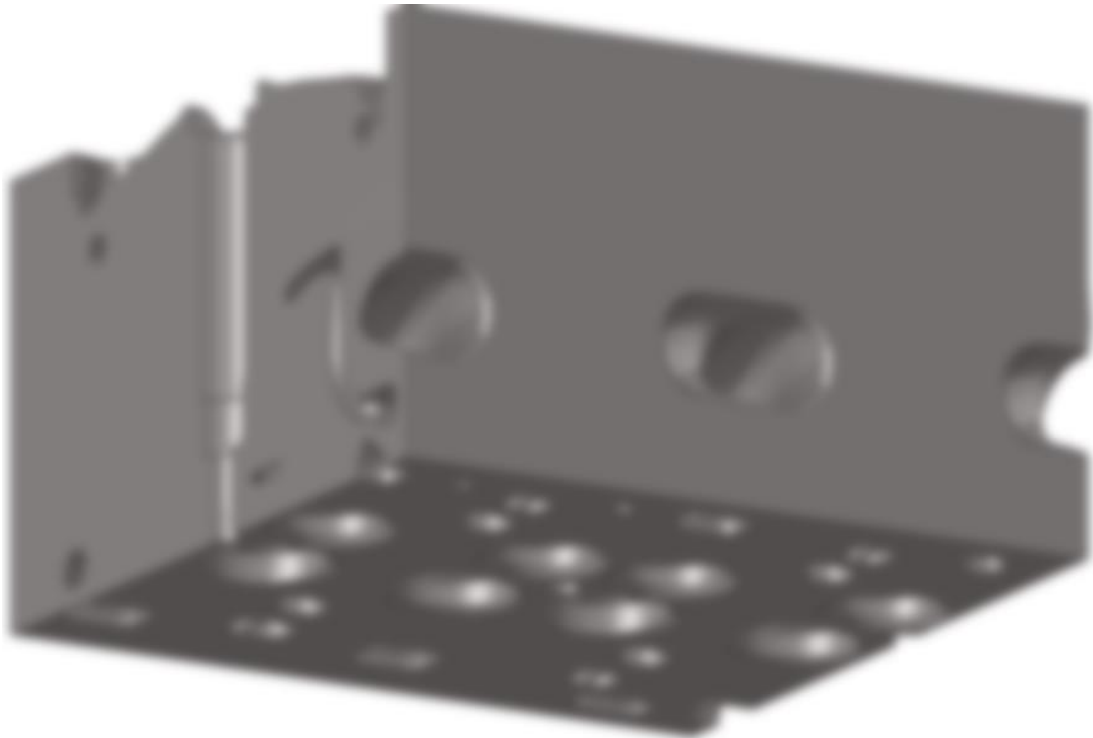
şekil 3.9’da görülebileceği üzere kafes yapısı ve su ceketinin hemen st kısmında yapılan bu boşaltma işlemi ile termal ykler altında bu bölgenin daha rahat genleşerek kafes yapılarının üzerinde R0 versiyonuna göre daha düşük mertebelerde gerilme değerleri görülmesi beklenmektedir.



Sekil 3.9 : R1 ve R0 silindir kafası yan kesit görünüş.

3.2 FEA Modelleme

CAD modelleri oluşturulduktan sonra FEM modelinin kurulması için bir ön hazırlık yazılımına aktarıldı ve burada tasarım üzerinde mesh oluşturuldu. Yaklaşık olarak 750000 noktaya ve 430000 elemana sahip, eleman tipi ikinci dereceden tetra C3D10M olan Şekil 3.10'daki silindir kafa meshi oluşturuldu.



Şekil 3.10 : Silindir kafa mesh.

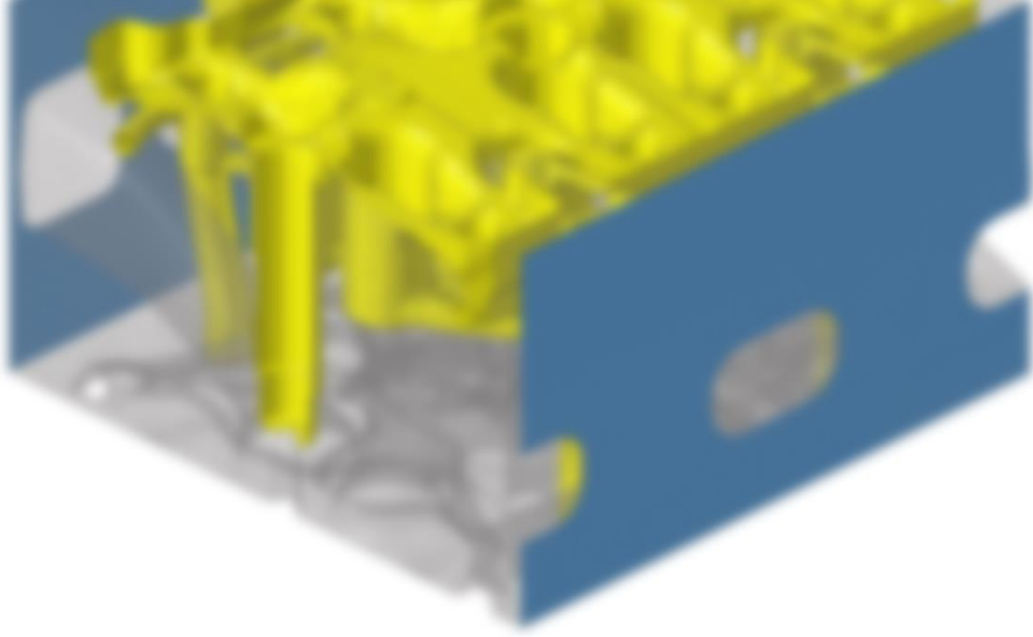
Modelin olabildiğince efektif kurulabilmesi için kafa hariç hiç bir komponent modele eklenmemiştir; ancak bu komponentlerin termal etkileri, rijitliği, sıkı geçmeli yapıları ile oluşturdukları kuvvetler yada üzerlerine gelen yüklerin kafa komponentinde oluşturduğu etkiler bütün komponentleri barındıran detaylı baz bir modelden alt model “submodelling” tekniği ile alınmıştır.

3.2.1 Kararlı durum termal analiz

Kararlı durum termal analizi, sıcaklık dağılımı ve tüm termal akışlar stabilize olduğunda ve zaman içinde sabit kaldığındaki durumu analiz eder. Motor çalışmaya başladıktan sonra kararlı hal sıcaklığına ulaşana kadarki sıcaklığı yada çalıştığı süre boyunca aracın durması ve tekrar hareketlenmesi ile değişen sıcaklığı zamana bağlı parametrelerdir; ancak motorda oluşabilecek en kötü durumu yansıtabilmek için ve zamana bağlı analiz uygulamasının bilgisayar yükü açısından çok daha pahalı olmasından ötürü daha konservatif bir yaklaşım olan kararlı durum termal analizi kullanılabilir. Bu durumda motorun düzenli olarak maksimum güç devrinde çalıştığı varsayılır ve haliyle sıcaklıklar da ona göre daha yüksek olur. Bu yüksek sıcaklıklar malzemenin elastisite modülünü azalttığı gibi, termal genleşme ve motor kapatıldığındaki soğuma ile oluşan büzüşme sonucu düşük çevrimli yorulma problemine sebep olabilir. Bu durumu FEM ile simule edebilmek için termal yüklerin adım fonksiyonu “step function” ile tanımlandığı tek bir ısınma adımından “step” oluşan FEA oluşturulmuştur.

3.2.1.1 Sınır koşulları

Termal analizin yapılması için öncelikle sınır koşullarının hesaplanması yada belirlenmesi gerekmektedir. Bunlardan bir bölümü statik sınır koşullarıdır ve jenerik değerler atılabilir, örneğin kafanın hava ve yağ ile temas eden yüzeyleri için bu tarz bir yaklaşım uygulanabilir. Silindir kafasına atanan bu statik sınır koşulları yüzeyleri Şekil 3.11’de, değerleri ise Çizelge 3.1’de belirtilmiştir.

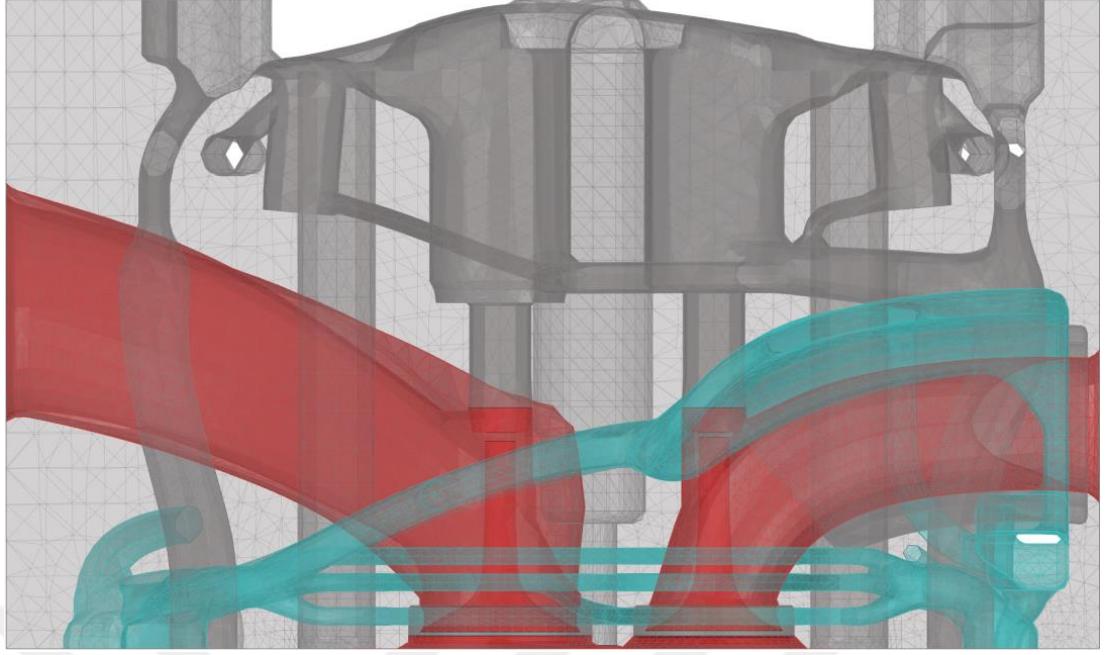


Şekil 3.11 : Hava (mavi) ve yağ (sarı) sınır koşulları.

Ancak su ceketli ve yanma sonucu oluşan sıcak gaz sirkülasyonunun etkilerini tanımlayabilmek için CFD analizlerine ihtiyaç duyulmaktadır. CFD analizlerinde belirlenmiş geometri, akış debisi, giriş ve çıkış sıcaklık değerleri ile akışın hangi noktada ne kadar sıcaklığa ve ısı transfer katsayısına sahip olduğu hesaplanır. Şekil 3.12’de CFD sonuçlarından elde edilen sınır koşullarının atandığı, su ceketli, emme ve egzoz gazının temas ettiği yüzeyleri görmek mümkündür.

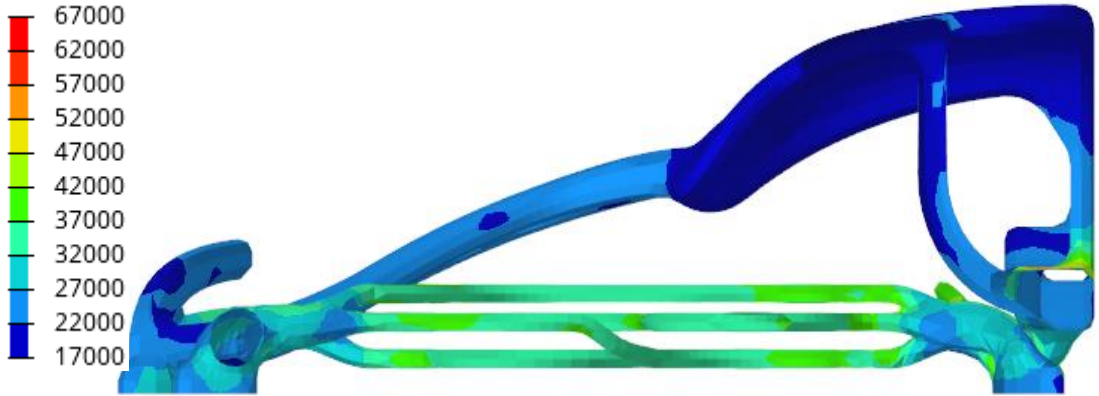
Çizelge 3.1 : Termal analiz sabit sınır koşulları.

Sınır koşulu	Sıcaklık (°C)	Isı transfer katsayısı (W/mm ² K)
Yağ temas yüzeyi	140	130
Hava temas yüzeyi	60	40

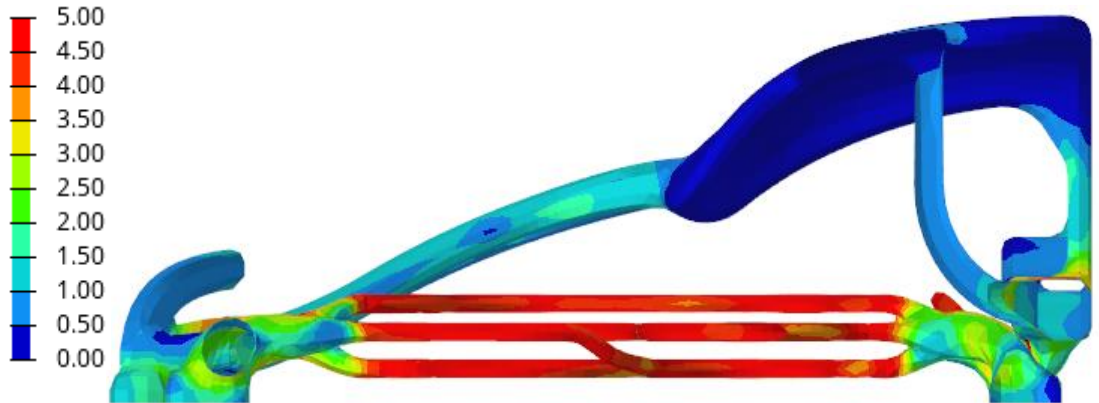


Şekil 3.12 : Su ceketi (turkuaz), emme ve egzoz (kırmızı) gazı sınır koşulları.

Soğutucu su 90°C sıcaklığa sahip olup ısı transfer kat sayısı ve suyun dolaşımdaki hızı Şekil 3.13 ve Şekil 3.14’de görülebilmektedir.

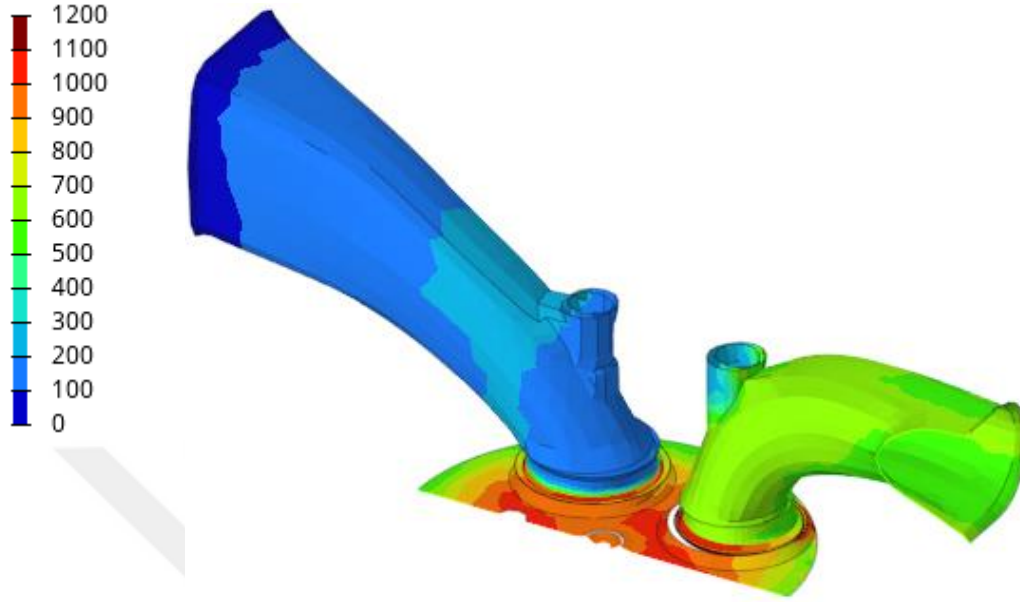


Şekil 3.13 : Su ceketi ısı transfer katsayısı ($\text{W}/\text{mm}^2\text{K}$).

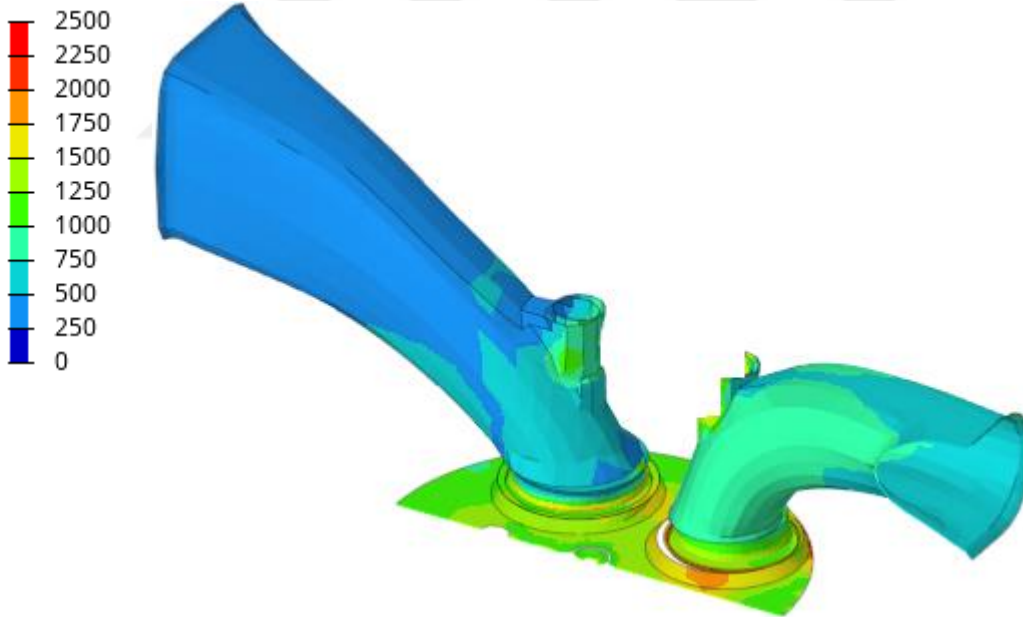


Şekil 3.14 : Su ceketi akışkan hızı (m/s).

Gaz tarafı sınır koşulu sıcaklıklarını ve ısı transfer katsayılarını ise Şekil 3.15 ve Şekil 3.16’da görmek mümkündür.



Şekil 3.15 : Gaz tarafı sıcaklık sınır koşulları (°C).



Şekil 3.16 : Gaz tarafı ısı transfer katsayısı sınır koşulları (W/mm²K).

Sınır koşullarının atanmasının ardından 3 boyutlu yazıcı için uygun ve eklemeli imalat endüstrisinde kullanımı yaygın olan AlSi10Mg malzeme özellikleri komponente tanımlanarak termal analiz gerçekleştirilmiştir. Tanımlanan malzemenin özellikleri Çizelge 3.2’de belirtilmiştir.

Çizelge 3.2 : AlSi10Mg termal FEA malzeme özellikleri.

Sıcaklık (°C)	Elastisite Modülü (MPa)	Poisson oranı (-)	İletim katsayısı (W/mmK)	Genleşme katsayısı (1/°C)
20	77000	0,31	154	$2,10 \times 10^{-5}$
100	75000	0,31	161	$2,13 \times 10^{-5}$
200	72000	0,31	168	$2,21 \times 10^{-5}$
250	70000	0,31	181	$2,27 \times 10^{-5}$

3.2.2 Yarı statik yapısal analiz

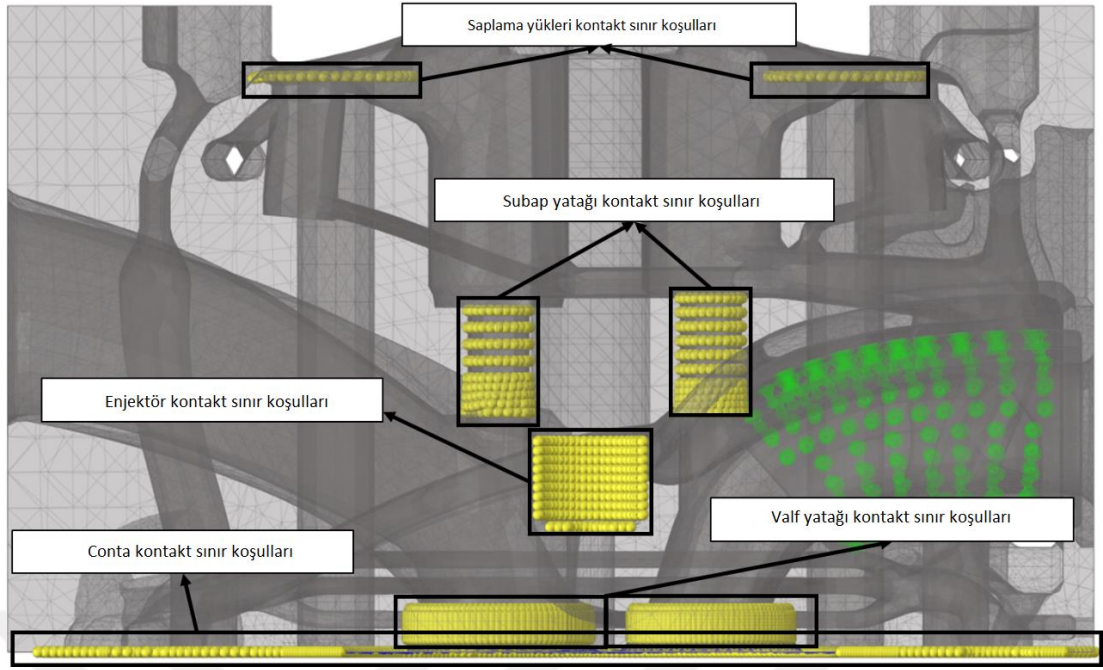
Gerçek hayatta yarı-statik durumu olmasa da, mühendislik uygulamalarında temel bir mekanik model olarak büyük önem taşımaktadır. Birçok problem yarı-statik problemler olarak modellenebilir ve gerçeğe yakınlık açısından gereksinimlerini karşılayabilir. Yarı-statik analiz ile zaman içinde değişen sınır koşulları analiz adımlarında hesaba katılabilir ve yapının tepkisi gözlemlenebilir. Özellikle temas ilişkileri, malzeme plastisitesi içeren doğrusal olmayan problemler için, çok adımlı yarı statik analiz ile hızlı bir şekilde gerçekçi sonuçlar elde edilebilir. Sistem ataletinin ihmal edilebilir olduğu dinamik problemler için yarı-statik analizin sonuçları doğrudan mühendislik uygulamalarında kullanılabilir. Bu çalışmada da benzer bir yaklaşım ile silindir kafasının maruz kaldığı mekanik yükler yarı statik yapısal analiz ile 5 adımda sisteme uygulanmıştır. Tek silindir modellemesi yapılırken diğer komşu silindirlerin yarı kısımları da sisteme dahil edilerek sistemin rijitliğinin olabildiğince gerçeğe uygun olmasına özen gösterilmiştir. Silindirlerin yarı kısımlarının da modele dahil olmasından ötürü, bu silindirlerdeki patlama durumları da adım olarak analize eklenmiştir. Asıl gözetilen silindirin patlaması en son adımda uygulanarak, diğer patlama etkileriyle birlikte silindirin maruz kalacağı en kötü durum “worst case” oluşturulmuştur. Bu çalışmada asıl gözetilen silindir *ikinci silindir olarak tanımlanmıştır. Çizelge 3.3’de bu adımları ve adımlarda uygulanan yükleri görmek mümkündür.

Çizelge 3.3 : Yapısal FEA analiz adımları.

Analiz adımları	Sınır koşulları	Yorumlar
Montaj adımı	Silindir kafa cıvata yükleri Valf yatağı sıkı geçme yükleri Supap yatağı sıkı geçme yükleri	65×10^3 N
Isınma adımı	Termal yükler (Termal analiz sonucu)	
1.Silindirin patlama	Patlama basıncı	15 MPa
3.Silindirin patlama	Patlama basıncı	15 MPa
2.Silindirin patlama*	Patlama basıncı	15 MPa

3.2.2.1 Sınır koşulları

Modelin özellikle yapısal analiz için olabildiğince efektif kurulabilmesi modelin çözüm süresi açısından çok önemlidir. Çözüm süresinin uzamasının haricinde kompleks bir model numerik olarak bir sonuca yakınsama “convergency” problemleri de yaşayabilir. Komponentler arasındaki yüzey-yüzey kontak ilişkileri, silindir kafa ve blok arasındaki contactın lineer olmayan kuvvet-yer değiştirme davranışı, sıkı geçme ile kafayla temas halinde olan valf yatağı, supap yatağı ve cıvata kuvvetleri modelde lineer olmama durumunu “nonlinearity” oluşturur. Modeli bu kompleksitelerden arındırmak için hedef komponent olan kafa hariç hiç bir komponent modele eklenmemiştir; ancak bu komponentlerin rijitliği, sıkı geçmeli yapıları ile oluşturdukları kuvvetler yada üzerlerine gelen yüklerin kafa komponentinde oluşturduğu etkiler bütün komponentleri barındıran detaylı baz bir modelden alt model “submodelling” tekniği ile alınmıştır. Bu etkileri silindir kafasına yansıtabilmek için temas halinde olunan bölgelerde nokta setleri oluşturulmuştur ve bu noktalara global modelin sonucundan elde edilmiş yer değiştirme değerleri sınır koşulu olarak atanmıştır. Bu sınır koşulları haricinde patlama sonucu oluşan basınç da silindir kafasının patlama yüzeyine tanımlanmıştır. Şekil 3.17’de yukarıda belirtilen sınır koşullarının atandığı noktaları ve yeşil ile gösterilen kafes yapı elemanlarını görmek mümkündür.



Şekil 3.17 : Yapısal FEA sınır koşullarının atandığı nokta setleri.

Sınır koşullarının atanmasının ardından 3 boyutlu yazıcı için uygun ve eklemeli imalat endüstrisinde kullanımı yaygın olan AlSi10Mg malzeme özellikleri komponente tanımlanarak yapısal analiz gerçekleştirilmiştir. Tanımlanan malzemenin özellikleri Çizelge 3.2’de belirtilen özelliklerin haricinde Çizelge 3.4’deki plastik malzeme gerilme-gerinim değerlerini de içermektedir.

Çizelge 3.4 : AlSi10Mg plastik gerilme-gerinim değerleri.

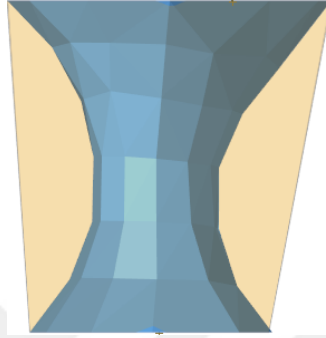
20°C		150°C		200°C	
MPa	Gerinim	MPa	Gerinim	MPa	Gerinim
245	0	208	0	171	0,0052211
257	0,00070927	220	0,00114991	183	0,0061398
269	0,00095798	226	0,00128029	196	0,0077816
282	0,00132825	238	0,00178007	208	0,0105948
296	0,00200498	245	0,00202300	220	0,0201728

3.2.3 Kafes yapısı eşdeğer FEA konsepti

Kafes yapısı eşdeğer FEA konseptinin amacı, detaylı kafes yapısı modellerinin kompleksite ve çözüm süresi problemini daha basit bir model ile, hata oranını minimumda tutacak şekilde, daha kısa sürede çözebilmektir. Eşdeğer FEA konsepti termal ve yapısal analiz için B3K1R1 versiyonu üzerinde uygulanmıştır.

3.2.3.1 Termal analiz

Eşdeğer termal FEA konsepti için bağıl yoğunluk, eşdeğer yapının suni olarak oluşturulacak malzeme özellikleri ile gerçek kafes yapısına benzer davranış göstermesi için bir parametre olarak kullanılmıştır. Şekil 3.18’de görülebileceği üzere aynı yükseklik değerine sahip olan eşdeğer yapı ve kafes yapının bağıl yoğunlukları oranı aynı zamanda ortalama efektif ısı iletim alanlarının oranına da eşittir.



Şekil 3.18 : K1 ve eşdeğer hexa (turuncu) kafes yapı elemanları.

Bu yüzden ısı iletim katsayısı bağıl yoğunluk miktarınca eşdeğer yapıya atanacak malzeme için suni olarak düşürülür ve termal analiz bu indirgenmiş iletim katsayısı değeri ile eşdeğer yapı için yapılır. Çizelge 3.5’de K1 eşdeğer yapısı için bağıl yoğunluk değerini ve Çizelge 3.6’da indirgenmiş ısı iletim katsayılarını görmek mümkündür.

Çizelge 3.5 : K1 ve eşdeğer K1 için hacim ve bağıl yoğunluk ilişkisi.

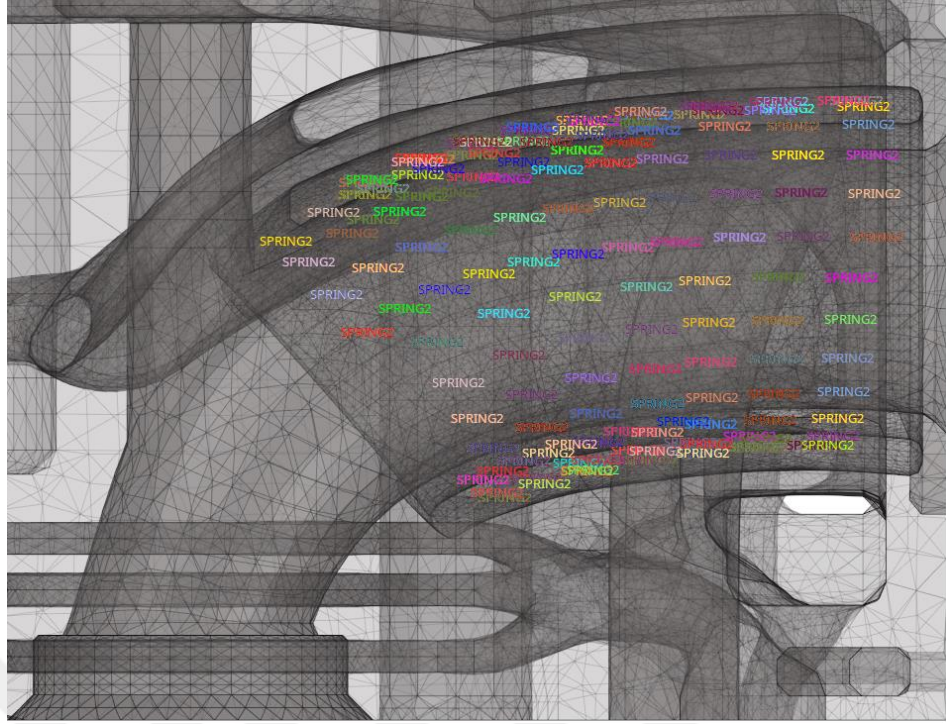
Yapı	Hacim (mm ³)	Bağıl yoğunluk
K1	929	0,32
Eşdeğer K1	2902	1,00

Çizelge 3.6 : Eşdeğer K1 termal malzeme özellikleri.

Sıcaklık (°C)	İletim katsayısı (W/mmK)	Genleşme katsayısı (1/°C)
20	49,28	2,10x10 ⁻⁵
100	51,52	2,13x10 ⁻⁵
200	53,76	2,21x10 ⁻⁵
250	57,92	2,27x10 ⁻⁵

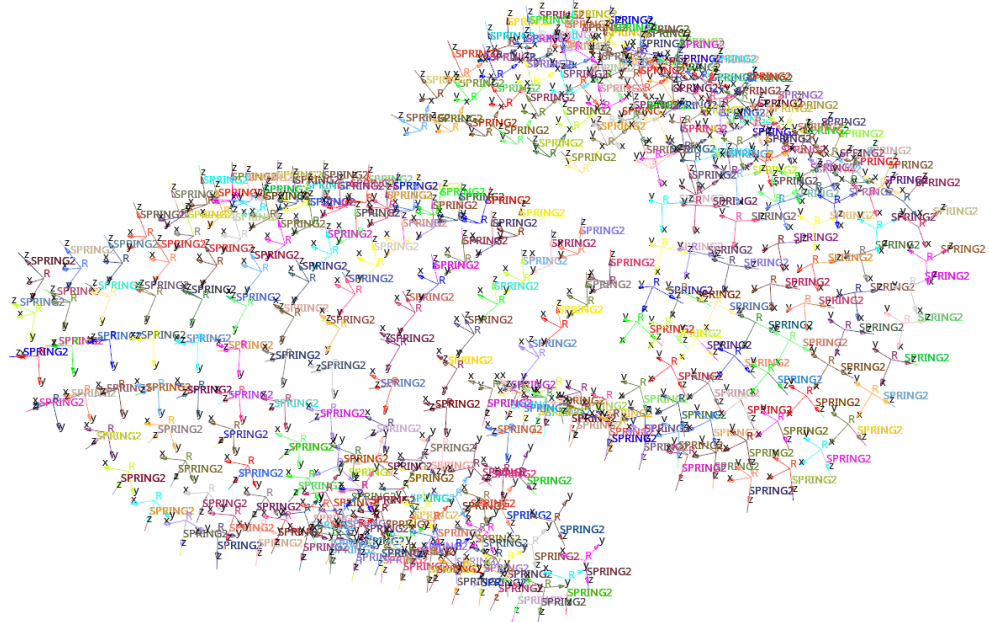
3.2.3.2 Yapısal analiz

Eşdeğer yapısal FEA konsepti için ise yay elemanları kullanılmıştır. Yay elemanları temsil ettikleri kafes yapılarının rijitlik değerlerini yansıtacak şekilde modele yerleştirilmiştir ve Şekil 3.19 silindir kafası ile birlikte gösterilmiştir.



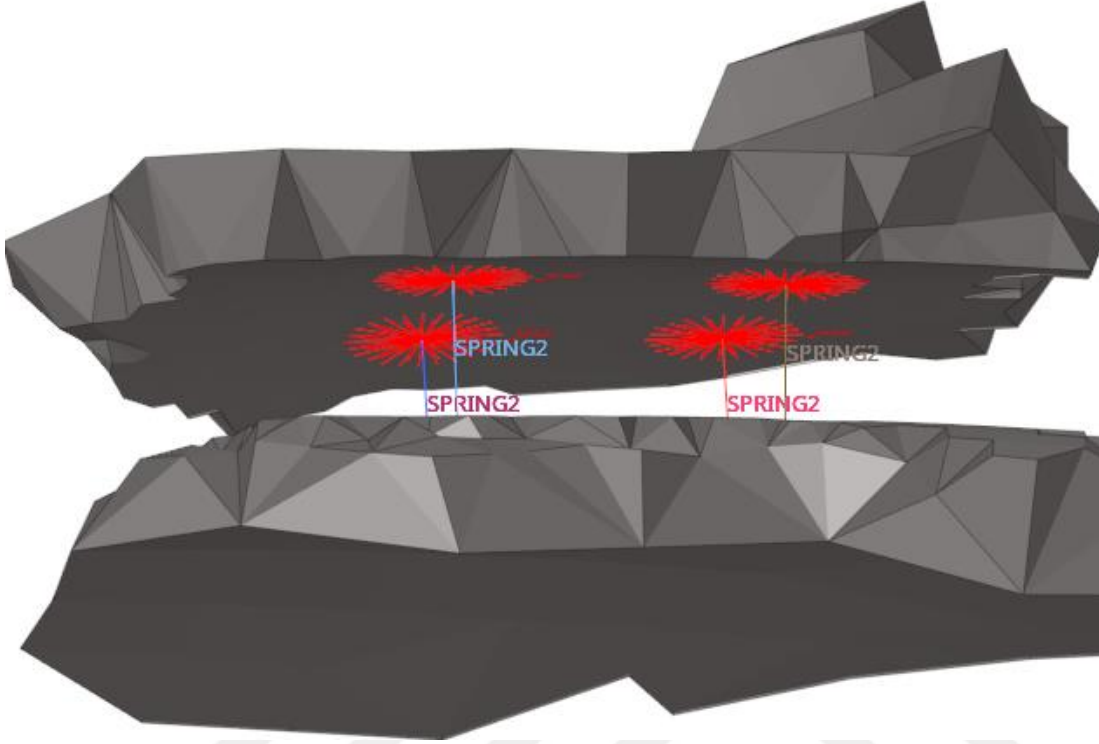
Şekil 3.19 : Eşdeğer yapısal yay elemanları yan görünüş.

Ardından her bir kafes yapısı için kendi eksen takımı oluşturulmuştur. Kafes yapısının kendi eksen takımına göre X,Y ve Z yönlerindeki rijitlik katsayıları için 3 adet yay elemanı atanmıştır. Yay elemanları ve her yay için atanan eksen takımları Şekil 3.20’de görülebilmektedir.



Şekil 3.20 : Eşdeğer yapısal yay elemanları.

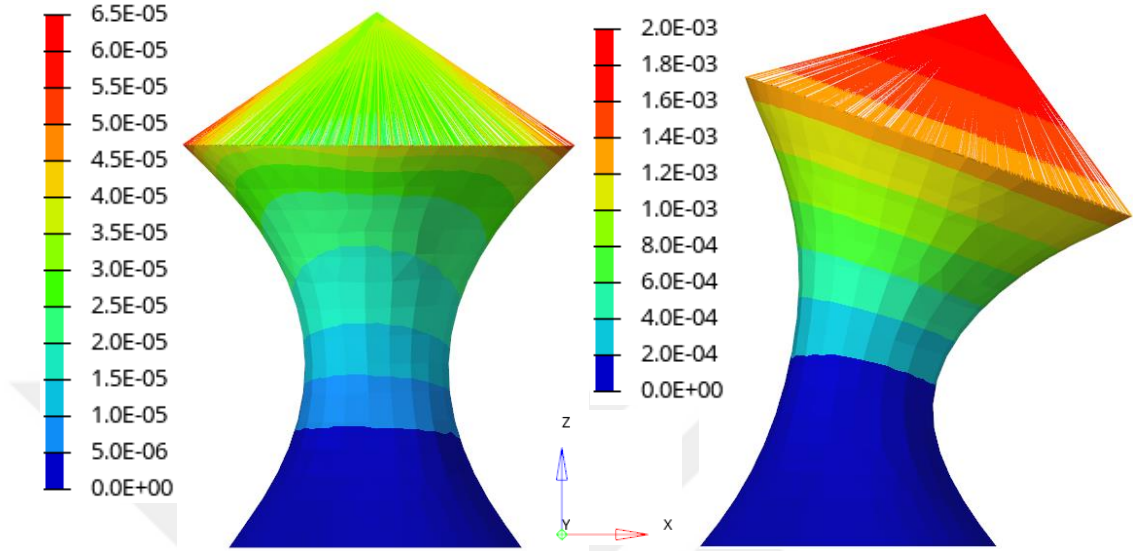
Atanan bu 3 yay RB3 elemanlar ile gerçek kafes yapısının yapının kalanına bağlandığı noktalardan aynı şekilde bağlanmıştır. Şekil 3.21’de bu bağlantı noktalarını görmek mümkündür.



Şekil 3.21 : Eşdeğer yapısal yay elemanları RB3 bağlantısı.

Kafes yapısının rijitlik değerleri ise FEM ile oluşturulan test ortamında çekme ve eğilme yönlerindeki elastik bölgede kalacak şekilde uygulanan kuvvetlere verdikleri yer değiştirme tepkileri ile belirlenmiştir. Egzoz portunun etrafındaki kafes yapıları değişen sıcaklık dağılımlarına sahip olduğundan, bu yapıların hepsine aynı rijitlik değerini atamak belli bir hata payını da beraberinde getirmektedir. Kafes yapıları B3K1R1 için 100 °C ile 200°C arasında sıcaklık dağılımına sahiptirler ve en soğuk su ceketine bakan yüzeyleri ile sıcak egzoz gazı tarafına bakan yüzeyleri arasında yaklaşık 50 °C’lik sıcaklık farkı vardır. Bu sebepten ötürü kafes yapıları için B3K1R1 versiyonunda ortalama 150 °C sıcaklığa sahiptirler demek ve hepsine tek tip X,Y ve Z yönünde rijitlik değeri atamak ortalama 175 °C olan en sıcak kafes elemanı ve ortalama 125 °C olan en soğuk kafes elemanı için maksimum %2-2.5’luk bir hatalı malzeme özelliği atanması anlamına gelmektedir. Bu hata miktarının en soğuk ve en sıcak olan kafes yapılarında maksimum değere ulaştığı ve diğer ara sıcaklık değerlerinde daha düşük değere sahip olduğu düşünüldüğünde, ortalama 150 °C’lik bir kafes elemanı için FEM ile oluşturulan test ortamında rijitlik değerlerinin

hesaplanmasına karar verilmiştir. %2-2.5 hata oranı tahmini Çizelge 3.1'deki sıcaklığa bağlı elastisite modülü değişiminden yola çıkılarak yapılmıştır. Şekil 3.22'de ortalama 150 °C'ye sahip bir kafes yapısının 1N çekme ve eğme yükleri altındaki yer değiştirme davranışı görülmektedir.



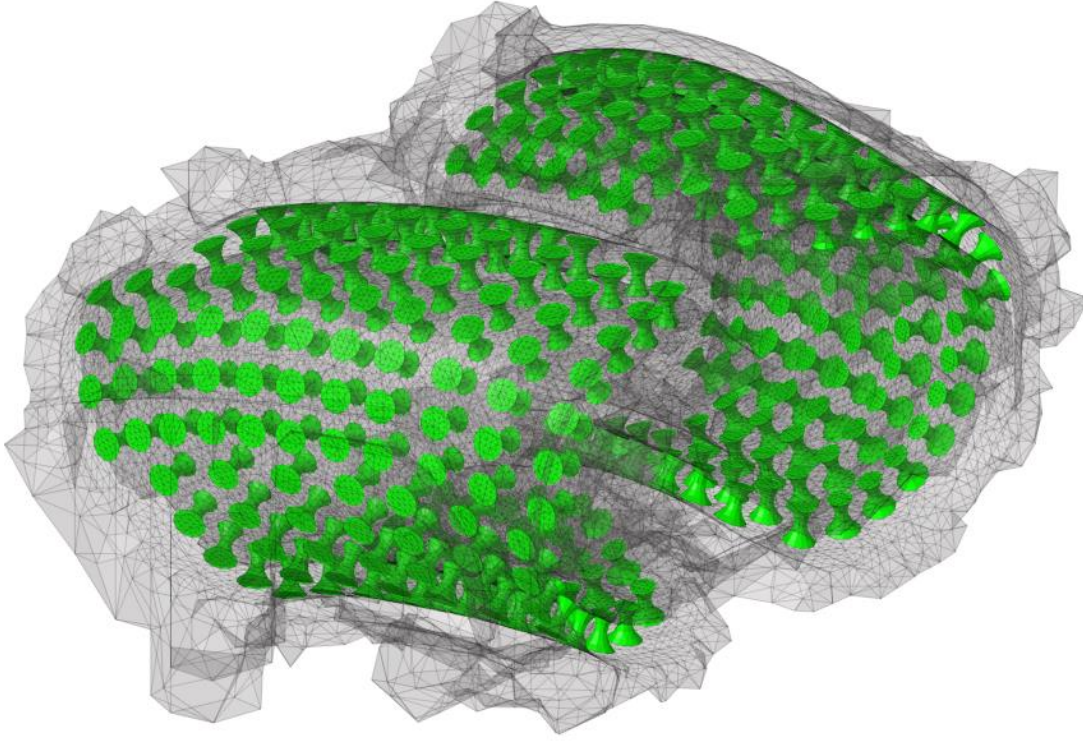
Şekil 3.22 : Kafes yapısı rijitlik tayini yer değiştirme davranışı.

Yukarıdaki şekilde görülebileceği üzere, kafes yapısının çekme yönündeki rijiditesi eğilme yönüne göre çok daha fazladır ve bu şekilde bir kafes yapısının kendi eksenine göre X,Y ve Z yönlerindeki rijitlik katsayıları bulunmuştur ve eşdeğer yay elemanına atanmıştır. Kafes elemanlarının kum saatine benzeyen yapısı ile farklı yönlerdeki eğilme rijitliği birbirine çok yakındır. Çizelge 3.7'de rijitlik değerlerini görmek mümkündür.

Çizelge 3.7 : K1 eşdeğer yay elemanı rijitlik katsayıları.

Yayın çalıştığı yön	Eşdeğer yayın rijitliği 150 °C'de (N/mm)
Z	28801
X ve Y	498

Yay elemanları ile kurulan eşdeğer modelin yer değiştirme değerleri bir alt modelde gerçek kafes yapı geometrisi ile kullanılarak kafes yapıları üzerindeki gerilme değerleri elde edilmiştir. Şekil 3.23'de kurulan bu alt modelin meshi görülebilmektedir.



Şekil 3.23 : Eşdeğer yapısal FEA alt modeli.

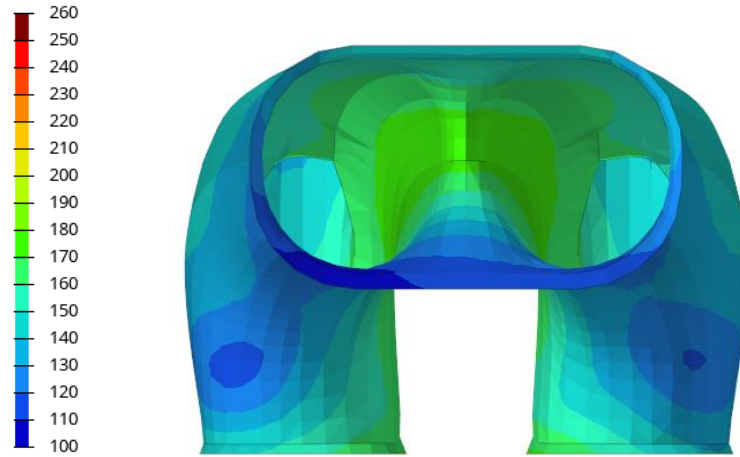
4. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

4.1 Termal

Bu çalışmada yapılan termal analiz sonuçları ile boşluklu hacim değişiminin ve kafes yapısı bağlı yoğunluğunun egzoz portu etrafındaki sıcaklığa olan etkisi gözlemlenebilir. Bu iterasyonlar ile baz içten yanmalı motora göre egzoz portunun yüzey sıcaklığı daha yüksek; ancak malzemenin dayanımını aşmayacak bir varyasyon belirlenmeye çalışılmıştır.

4.1.1 Baz

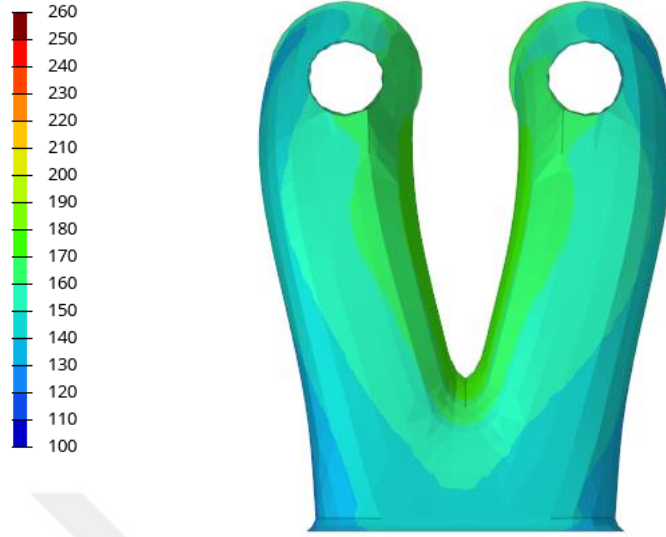
3 boyutlu metal yazıcıların getirdiği üretim avantajlarını kullanarak yanma sonrası işlemlerde ve soğuk başlangıç koşullarında egzoz gazının daha verimli kullanılması için baz model egzoz portu yüzey sıcaklığının homojen bir şekilde artırılması hedeflenmektedir. Şekil 4.1’de baz model egzoz portu sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.1 : Baz model egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

Kafes yapısı ve boşluğa sahip olmayan baz modelin egzoz portu yüzey sıcaklığı maksimum 175°C’ye ulaşmaktadır. Egzoz portu ile su ceketi arasına yapılacak boşluklu yapı entegrasyonu ile AlSi10Mg malzemesinin sürünme başlangıç sıcaklığı olan 200-210°C aralığına ulaşmak hedeflenmektedir. Bu sıcaklık artışının olabildiğince homojen bir şekilde olması termomekanik yüklerin homojen dağılması

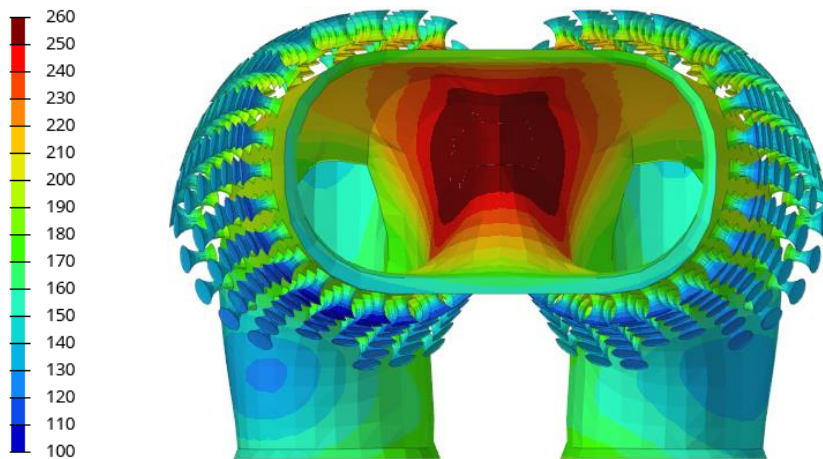
ve yapısal analiz sonuçlarının güvenli bölgede kalması için önemlidir. Şekil 4.2’de baz model egzoz portu sıcaklıklarının üstten görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 4.2 : Baz model egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş).

4.1.2 B1K1R0

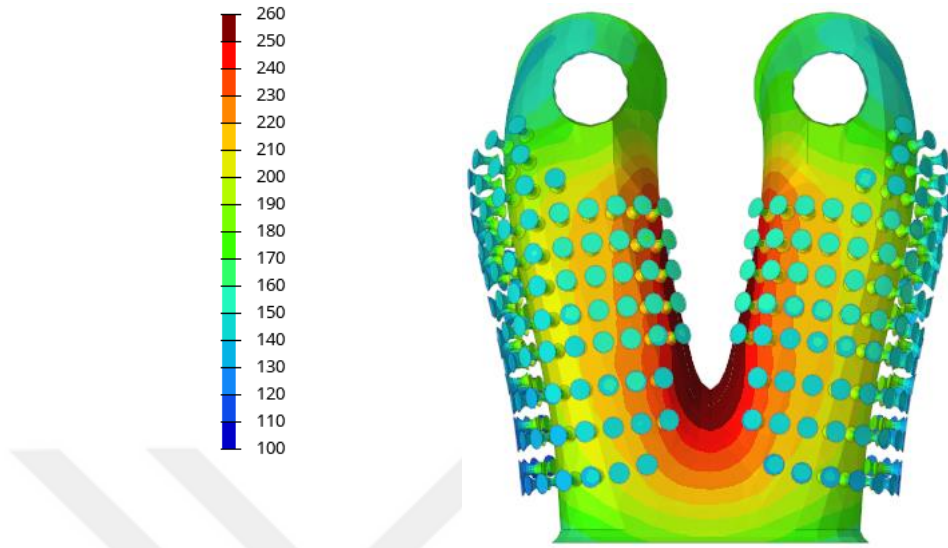
Egzoz portunun etrafındaki B1 boşluklu yapısı portun etrafını tamamen sardığından su ceketini ile egzoz portu yüzeyi arasındaki efektif iletim alanını önemli ölçüde azaltmaktadır. Böylelikle egzoz portunun yüzey sıcaklıkları 250-260°C'lere kadar ulaşmaktadır; ancak bu sıcaklık değeri malzemenin sürünmeye başladığı sıcaklık değerinin çok üzerindedir. Şekil 4.3’de model B1K1R0’in egzoz portu sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.3 : B1K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

B1 boşluklu yapısının malzemenin sürünme başlangıç sıcaklık değerinin çok üstünde sıcaklıklara sebep olmasının yanında sıcaklık değerleri baz modele göre daha kötü bir homojen dağılıma sahiptir. Özellikle egzoz kanallarının kesiştiği noktadaki yüksek

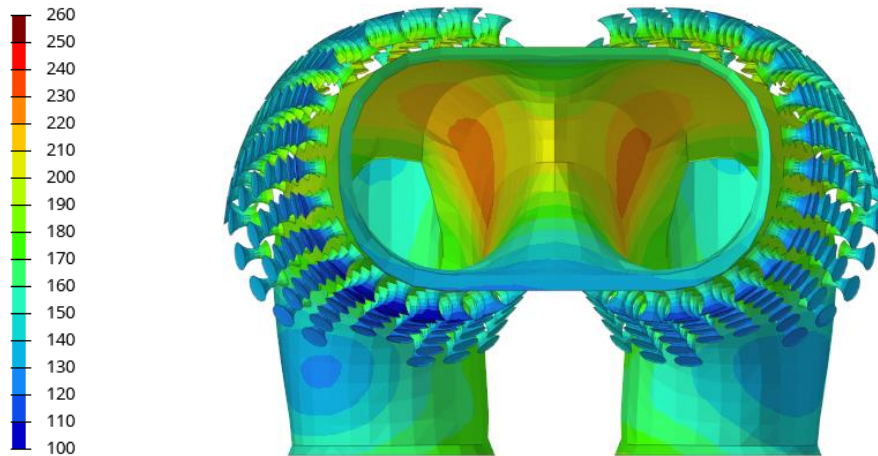
sıcaklıklar bir sonraki boşluklu varyasyonda yapılacak değişiklikte hangi bölgeye odaklanması gerektiği konusunda önemli bir bilgi vermiştir. Şekil 4.4’de model B1K1R0’in egzoz portu sıcaklıklarının üstten görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 4.4 : B1K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş).

4.1.4 B2K1R0

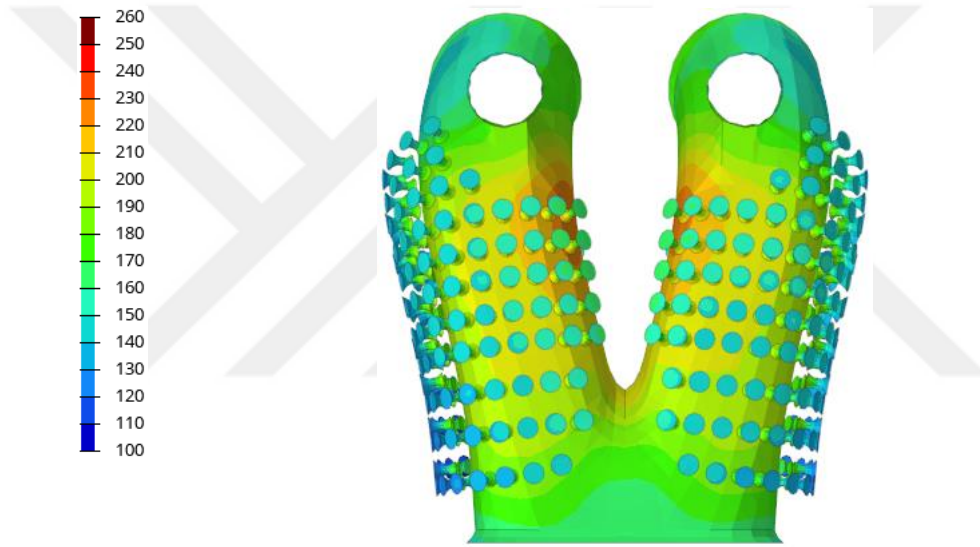
B2 boşluk hacmi B1’e kıyasla egzoz kanallarının kesiştiği bölgeyi kapsamamaktadır ve bunun sonucu olarak o bölgede su ceketinin soğutma etkisi bariz bir şekilde artarak sıcaklıkları 225-230°C’lere kadar düşürmüştür. Boşluklu hacmin bu değişimi aynı zamanda portun yüzeyindeki en yüksek sıcaklık bölgesinin de boşluklu kısımların hala mevcut olduğu tarafa doğru kaymasına sebep olmuştur. Şekil 4.5’de model B2K1R0’in egzoz portu sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.5 : B2K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

B2 boşluklu yapısı ile B1’e kıyasla daha düşük sıcaklıkların yanında daha homojen bir sıcaklık dağılımı da elde edilmiştir; ancak hala malzemenin sürünme başlangıç

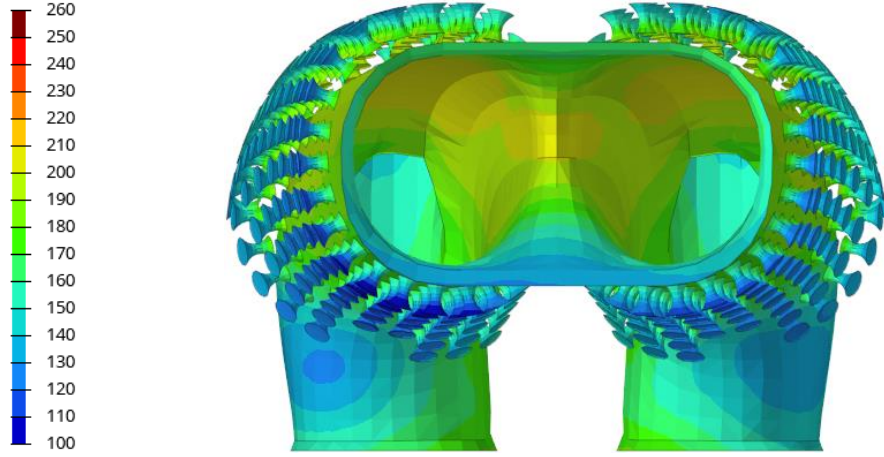
sıcaklığının üstünde sıcaklıklara sebep olmaktadır. Düşük çevrimli termomekanik yorulma açısından bu sıcaklıklar motorun belirlenen ömrü için çalışılabilir bir sıcaklık aralığı olmasına rağmen yorulma konusu bu tezin kapsamında değildir ve ciddi tasarımsal iteratif bir süreç ile güvenli bölgede kalacak bir tasarım elde edilebilir. Bu çalışmada daha konservatif bir yaklaşım ile yorulma analizi yapılmadan yapısal analiz gerilme sonuçlarının akma dayanımının altında olması ve bunun için port yüzeyinde sıcaklıkların maksimum 200-210°C olması hedeflenmektedir. Bu analiz ile birlikte özellikle egzoz kanallarının kafa tarafında başladığı noktadaki yüksek sıcaklıklar bir sonraki denenecek boşluklu varyasyonda yapılacak değişikliklerin hangi bölgeye odaklanması gerektiği konusunda önemli bir bilgi vermiştir. Şekil 4.6’de model B2K1R0’in egzoz portu sıcaklıklarının üstten görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 4.6 : B2K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş).

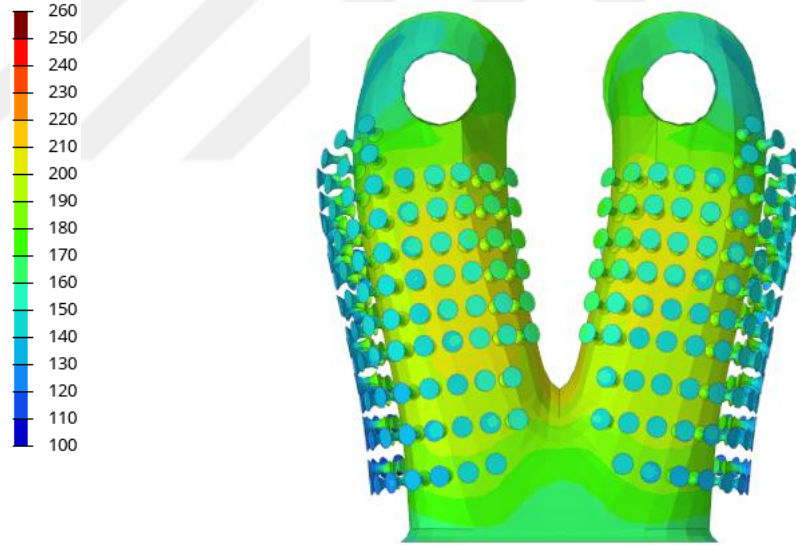
4.1.4 B3K1R0

B3 boşluk hacmi B2’e kıyasla egzoz kanallarının kafa tarafında başladığı bölgeyi kapsamamaktadır ve bunun sonucu olarak o bölgede su ceketinin soğutma etkisi bariz bir şekilde artarak sıcaklıkları 200-210°C’lere kadar düşürmüştür. Boşluklu hacmin bu değişimi aynı zamanda portun yüzeyindeki en yüksek sıcaklık bölgesinin de boşluklu kısımların hala mevcut olduğu tarafa doğru kaymasına sebep olmuştur. Şekil 4.7’de model B3K1R0’in egzoz portu sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.7 : B3K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

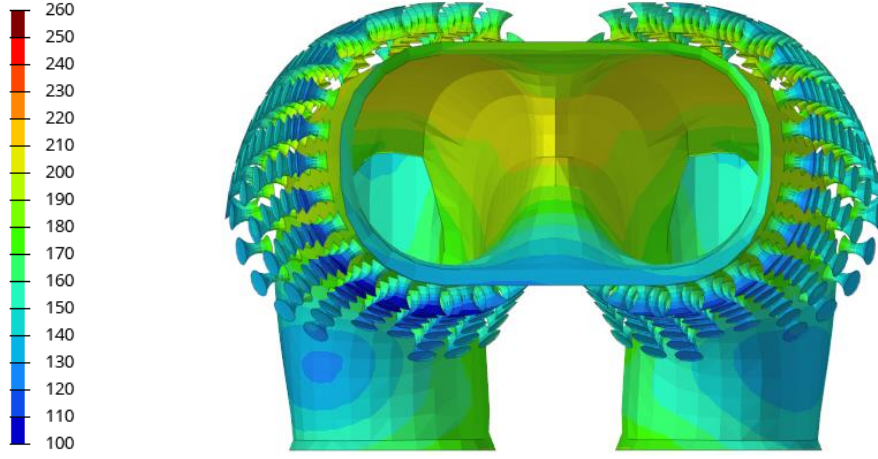
B3 boşluklu yapısı ile B2'e kıyasla daha düşük sıcaklıkların yanında daha homojen bir sıcaklık dağılımı da elde edilmiştir ve aynı zamanda sıcaklığı dağılımı daha homojen bir dağılıma sahip olmuştur. Bu umut vadeden sonuçlarla birlikte analizin termal analiz çalışmasına B3 boşluklu hacmi ile devam etmeye karar verilmiştir. Şekil 4.8'de model B3K1R0'in egzoz portu sıcaklıklarının üstten görünüşü gösterilmiştir.



Şekil 4.8 : B3K1R0 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş).

4.1.5 B3K1R1

B3K1R1 ile egzoz portunun etrafına deformasyon serbestliği getirerek öncelikle yapısal analiz sonucu elde edilecek gerilmeleri azaltması amaçlansa da, B3K1R0 versiyonuna kıyasla portun yüzeyinde 210°C hedef sıcaklığı geçmeyecek şekilde daha geniş bir alanda yüksek sıcaklıklar ve daha homojen bir sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Şekil 4.9'da model B3K1R1'in egzoz portu sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.9: B3K1R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

B3K1R1 tasarımının B3K1R0 versiyonuna göre egzoz portu etrafında daha simetrik bir geometriye sahip olması sıcaklık dağılımının daha homojen olmasına yardımcı olurken, ısının akacağı alanın azalması ile de sıcaklık bu bölgede hapsolarak 5°C'ye kadar lokal olarak daha yüksek sıcaklıklar görülebilmektedir. Böylelikle boşluk hacmi ve rijitliği azaltılmış kafa geometrisi ile hedeflenen sıcaklık değerlerine ve baz modele benzer homojen sıcaklık dağılımına ulaşılmıştır. Şekil 4.10'da model B3K1R1'in egzoz portu sıcaklıklarının üstten görünüşü gösterilmiştir.

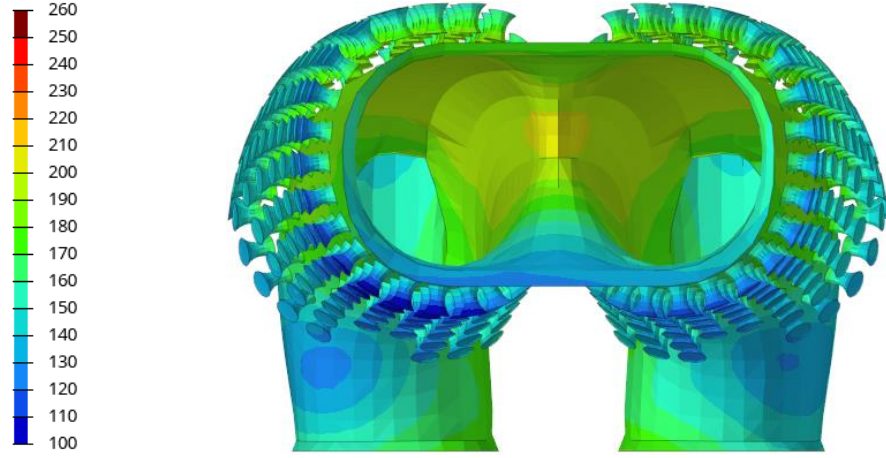


Şekil 4.10 : B3K1R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş).

4.1.6 B3K2R1

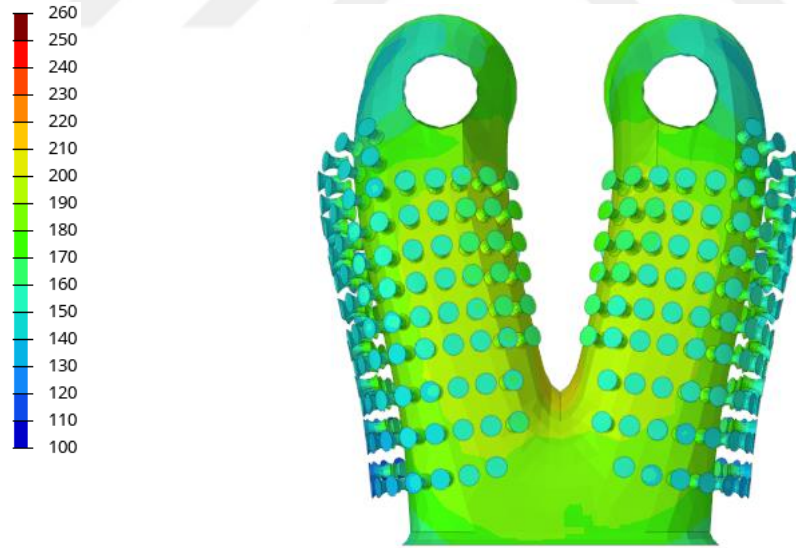
Boşluk hacmi ve rijitliği azaltılmış kafa geometrisi ile hedeflenen sıcaklık değerleri ve dağılımı elde edildikten sonra B3K2R1 versiyonu ile kafes yapı elemanlarının boğum çapları artırılarak sıcaklık dağılımına olan etkisi incelenmiştir. Isı iletim alanının artması ile su ceketinin soğutma etkisi portlar üzerinde arttığından sıcaklık sonuçları

da port yüzeyinde lokal olarak maksimum 5°C kadar düşmüştür. Şekil 4.11’de model B3K2R1’in egzoz portu sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.11 : B3K2R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

Sıcaklık dağılımı ise bir miktar düşen sıcaklıklarla beraber portun daha soğuk kısımlarında daha homojen bir sonuç vermiştir. Sıcaklığın daha fazla düşmesi istediğimiz bir şey olmasa da kafes yapı elemanlarının çaplarının artması yapısal analiz sonuçlarında akma dayanımının altında gerilme değerleri elde etmemiz için önemli bir değişiklik olacaktır. Şekil 4.12’de model B3K2R1’in egzoz portu sıcaklıklarının üstten görünüşü gösterilmiştir.

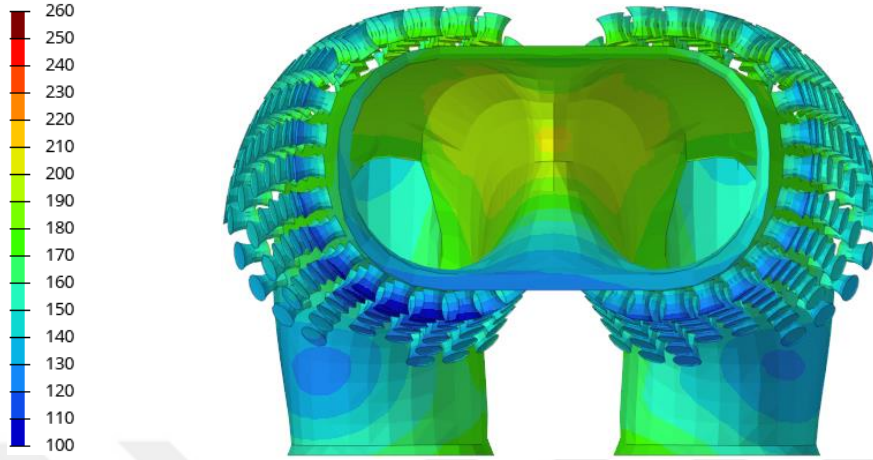


Şekil 4.12 : B3K2R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş).

4.1.7 B3K3R1

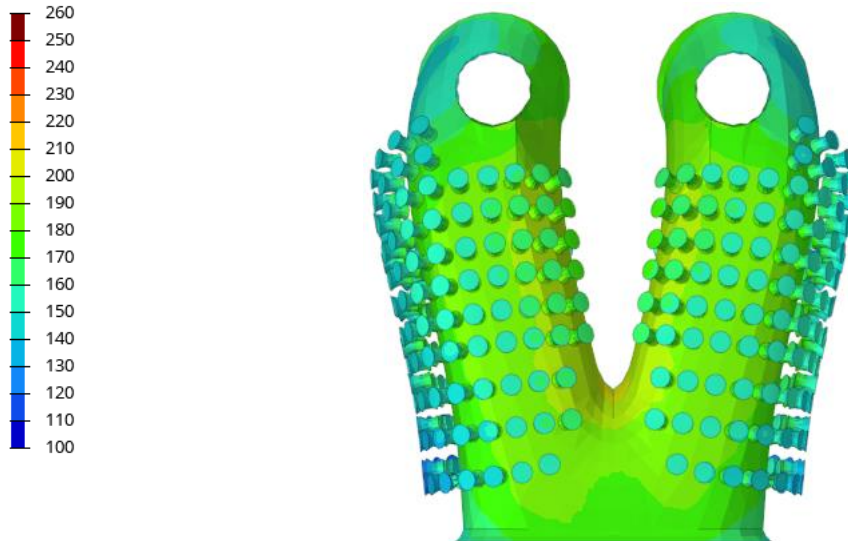
B3K3R1 versiyonunda kafes yapı elemanlarının boğum çapı B3K2R1’e kıyasla daha büyük olduğundan ısı iletim alanının artması ile su ceketinin soğutma etkisi portlar

üzerinde daha da artmıştır. Bu yüzden sıcaklık sonuçları da port yüzeyinde lokal olarak tekrardan maksimum 5°C kadar düşmüştür. Şekil 4.13’de model B3K3R1’in egzoz portu sıcaklıkları gösterilmiştir.



Şekil 4.13 : B3K3R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

Sıcaklık dağılımı ise bir miktar daha düşen sıcaklıklarla birlikte portun daha soğuk kısımlarında B3K2R1’e göre daha homojen bir sonuç vermiştir. Kafes yapı elamanının boğum çapının artması ile sıcaklıkların düşmesi beklenen bir sonuç olsa da, değişimler sistemin genel sıcaklığına göre ve boşluk hacmi değişimi ile görülen sıcaklık değişimlerine göre düşük seviyelerde kalmaktadır. B3K3R1, B3K2R1 ve B3K1KR1 varyasyonlarındaki sıcaklık değişimi baz, B1K1R0, B2K1R0 ve B3K1R0 varyasyonları ile karşılaştırıldığında bu durum daha iyi görülebilmektedir. Şekil 4.14’da model B3K3R1’in egzoz portu sıcaklıklarının üstten görünüşü gösterilmiştir.



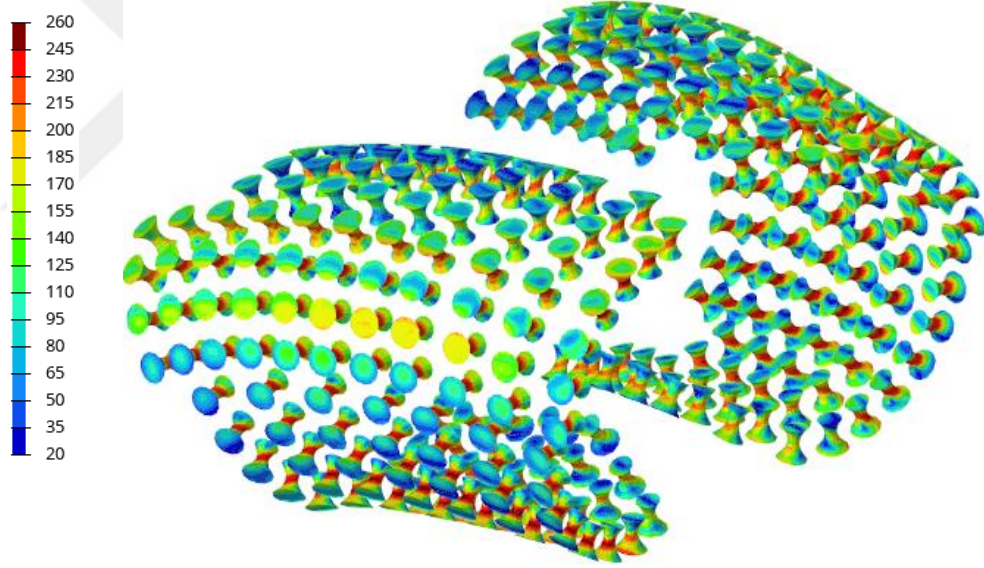
Şekil 4.14 : B3K3R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Üst görünüş).

4.2 Yapısal

Bu çalışmada yapılan yapısal analiz sonuçları ile rijitliği egzoz portu çevresinde azaltılmış silindir kafasının ve kafes yapısı bağıl yoğunluğunun kafes yapılarının gerilme değerlerine olan etkisi gözlemlenebilir. Bu iterasyonlar ile kafes yapılarının malzemenin dayanımını aşmayacak gerilme değerlerine sahip olduğu varyasyon bulunmaya çalışılmıştır.

4.2.1 B3K1R0

B3K1R0 versiyonu ile yapılan analizler sonucunda kafes yapı elemanlarının termal yükler altında genişirken akma dayanımı olan 245 MPa üzerinde gerilmeler görülmüştür. Şekil 4.15’de görülebileceği üzere kafes yapı elemanları dominant olarak eğilmeye maruz kaldığından kafes yapı elemanı üzerinde dikey yönde çapraz bir şekilde kesme gerilmeleri oluşmaktadır.



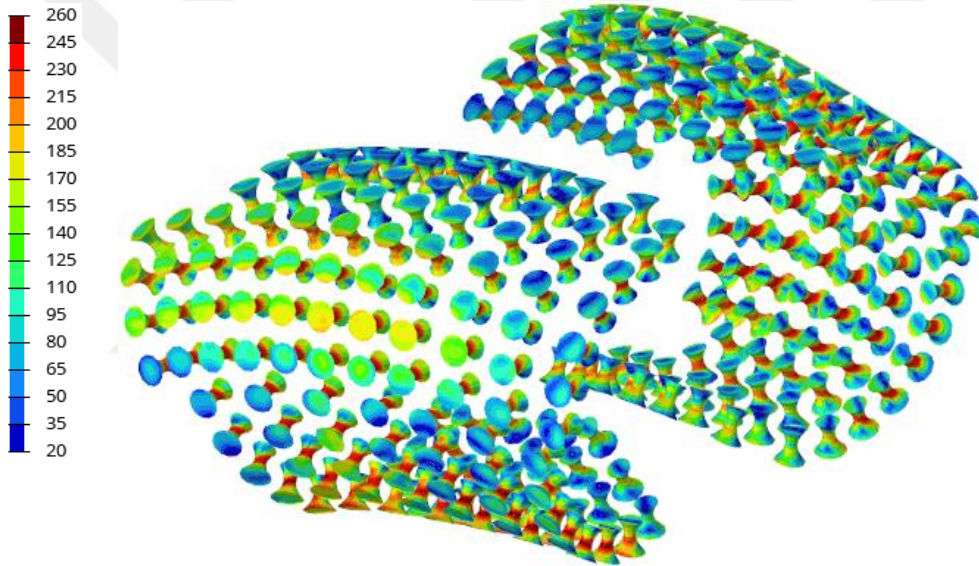
Şekil 4.15 : B3K1R0 kafes yapısı gerilme dağılımı.

Dominant olarak eğilmenin görülmesi özellikle egzoz portu yüzey sıcaklığının su ceketini tarafına göre fazla olması ve genişmelerin homojen olmamasından kaynaklanmaktadır. Bu genişlemenin homojenleştirilmesi 3 boyutlu metal yazıcıların yardımıyla geometrik olarak yapılabilecek boşluklu hacim, kafes yapı elemanı geometrisi ve konum değişiklikleri ile elde edilebilir; ancak bu şekilde ciddi tasarımsal iteratif bir süreç ile güvenli bölgede kalacak bir tasarım elde etmek bu tezin kapsamında değildir. Bu çalışmada B3K1R0 ile elde edilen sonuçlar neticesinde, genişlemenin daha rahat olduğu B3K1R1 varyasyonundaki ve yük altındaki yüzey

alanının artırıldığı B3K2R1 ve B3K3R1 varyasyonlarındaki gerilme değerlerinin değişimi incelenmiştir.

4.2.2 B3K1R1

B3K1R1 versiyonu ile egzoz portunun etrafında yapılan boşaltma işlemi bölgenin rijitliği azaltılmıştır. Böylelikle termal yükler altında daha rahat genleşebilme imkânı elde edilmesi ile kafes yapılarının üzerinde daha az gerilme birikimi görülmüştür. Şekil 4.16’de görülebileceği üzere B3K1R1 varyasyonunda özellikle rijitliğin azaltıldığı üst bölgeye yakın kafes yapı elemanlarında B3K1R0’a kıyasla daha düşük gerilme değerleri elde edilmiştir; ancak silindir bloğuna doğru olan alt kısımda bu işlem gerçekleştirilemediğinden gerilme değerlerinde önemli bir değişim görülmemiştir.

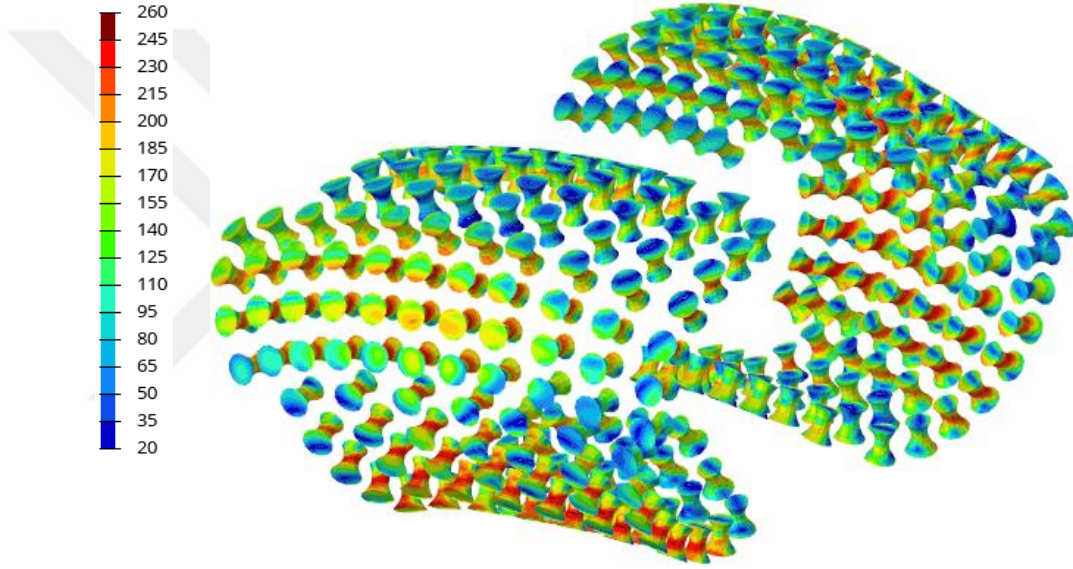


Şekil 4.16 : B3K1R1 kafes yapısı gerilme dağılımı.

Bazı noktalarda gerilme kısmen artış gösterse de genel resme bakıldığında bir iyileşme olduğunu söylemek mümkündür; ancak sonuçlar hala akma dayanımının üzerindedir. Spesifik olarak bu kafes elemanlarının geometrisinde yapılacak değişiklikler ile daha da güvenli bölgede bir tasarım elde edilebilir; ancak çalışmanın amacı olan kafes yapı elemanlarının geometri değişiminin genel resimde gerilme değerleri üzerinde nasıl etki oluşturduklarını incelemek olduğu için boğum çapının bir miktar daha artırılarak sonuçların incelenmesine karar verilmiştir. Boşaltma yapılan kısımlardaki gerilme değerlerinin güvenli bölgede sonuçlar vermesi, rijitliği azaltmış silindir kafası ile iterasyonlara devam edilebileceğini göstermiştir ve kafes yapı elemanlarının geometrileri üzerinde değişimler yaparak kafes akma dayanımının altında gerilme değerlerine ulaşmak hedeflenmiştir.

4.2.3 B3K2R1

B3K2R1 versiyonu ile yapılan analizler sonucunda B3K1R1 versiyonuna kıyasla kafes yapı elemanlarının boğum çapı artırıldığından, Şekil 4.17’de görülebileceği üzere elde edilen gerilme değerlerinde ciddi bir azalma görülmüştür ve kafes elemanlarında görülen maksimum gerilme 245 MPa elde edilmiştir. Silindir bloğuna doğru olan alt kısımdaki kafes yapı elemanları rijitliğin R1 çalışması ile bu bölgede azaltılamaması ve yan taraflardaki kafes yapı elemanlarının üst ve alt bölgelerdeki kafes elemanlarına kıyasla termal genişleme esnasında daha ciddi eğilme yüklerine maruz kalmaları, bu bölgede akma dayanımı sınırında ufak noktalar halinde gerilme değerlerine sebep olmuştur.

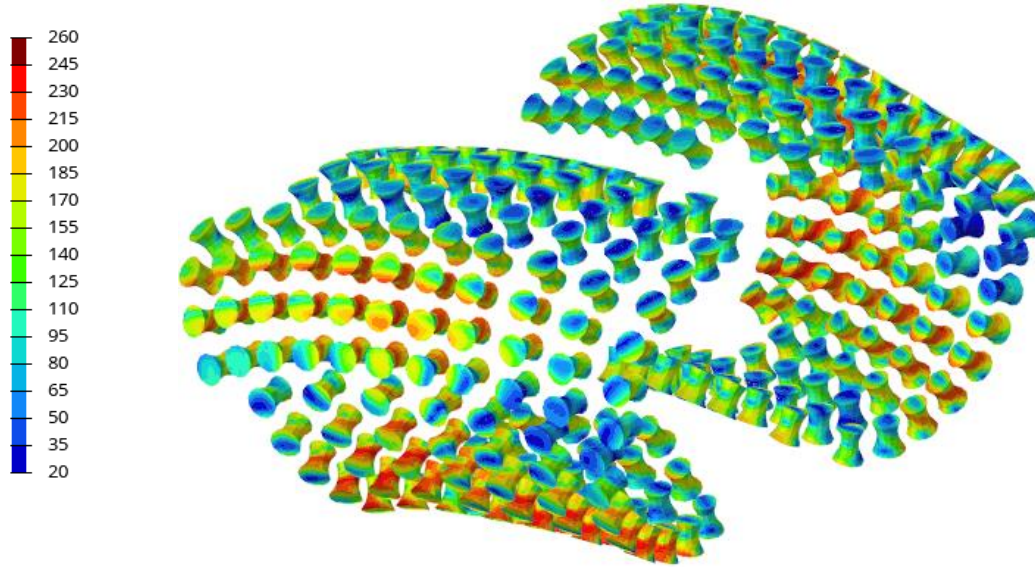


Şekil 4.17 : B3K2R1 kafes yapısı gerilme dağılımı.

Spesifik olarak bu kafes elemanlarının geometrisinde yapılacak değişiklikler ile daha da güvenli bölgede bir tasarım elde edilebilir; ancak çalışmanın amacı olan kafes yapı elemanlarının geometri değişiminin genel resimde gerilme değerleri üzerinde nasıl etki oluşturduklarını incelemek olduğu için boğum çapının bir miktar daha artırılarak sonuçların incelenmesine karar verilmiştir.

4.2.4 B3K3R1

B3K3R1 versiyonu ile yapılan analizler sonucunda B3K2R1 versiyonuna kıyasla kafes yapı elemanlarının boğum çapı artırıldığından, Şekil 4.18’de görülebileceği üzere elde edilen gerilme değerlerinde ciddi bir azalma görülmüştür ve kafes elemanlarında akma dayanımının B3K2R1’e kıyasla daha da altında gerilmeler elde edilmiştir.



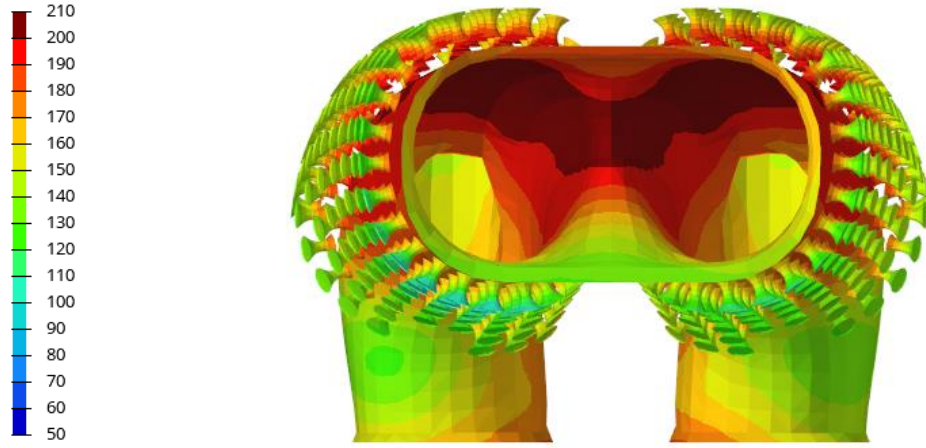
Şekil 4.18 : B3K3R1 kafes yapısı gerilme dağılımı.

4.3 Eşdeğer FEA Konsepti

Bu çalışmada geliştirilen eşdeğer FEA konsepti ile detaylı kafes yapısı modellerinin çözüm süresi problemini hata oranını minimumda tutacak şekilde ve daha kısa sürede çözülebilmektedir. Eşdeğer FEA konsepti termal ve yapısal analiz için B3K1R1 versiyonu üzerinde uygulanmıştır.

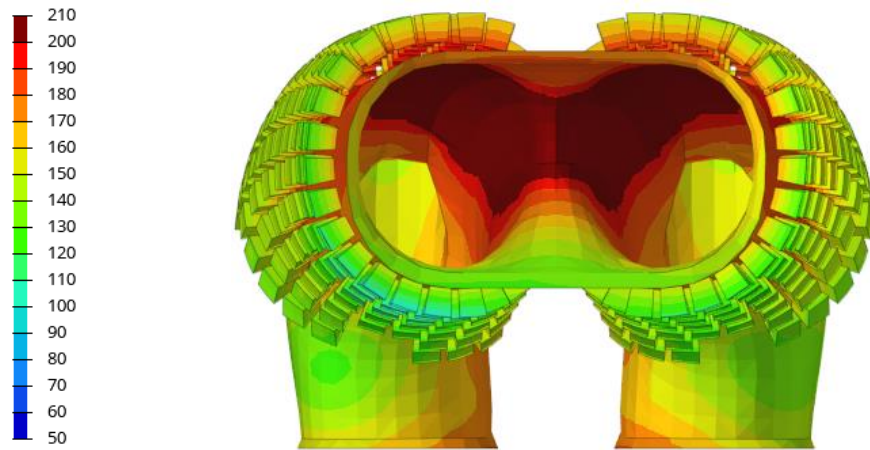
4.3.1 Termal B3K1R1

Şekil 4.20’de gösterilen termal eşdeğer FEA konsepti ile Şekil 4.19’de gösterilen B3K1R1 tetra mesh kafes yapısı modeli sonuçları karşılaştırıldığına genel resimde sıcaklık dağılımının ne kadar benzer olduğu görülmektedir; ancak lokal olarak bazı noktalarda 5°C’ye kadar varan sıcaklık farklılıkları belirlenmiştir. Şekil 4.21’de B3K1R1 ve eşdeğer FEA modeli sıcaklık dağılımlarının üstten görünüşleri de gösterilmiştir.

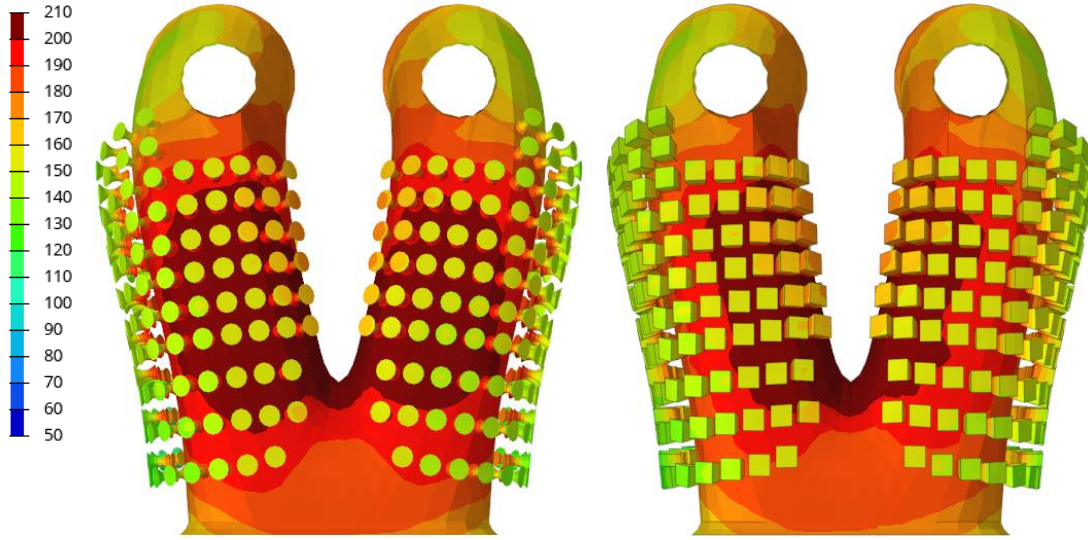


Şekil 4.19 : B3K1R1 egzoz portu yüzey sıcaklığı dağılımı (Ön görünüş).

Bu sıcaklık farklılıklarının oluşmasının temel sebebinin mesh yapısının farklı olmasından kaynaklandığı düşünülmektedir. Hex elemanlar ile tetra elemanlar arasındaki mesh bağlantısı eşdeğer FEA modelinde B3K1R1 modelindeki detaylı kafes yapısı ve port yüzeyi arasındaki tetra mesh bağlantısına kıyasla daha kaba olduğundan sıcaklık dağılımı da kaba sonuçlar vermektedir ki bu da lokal olarak bazı bölgelerde bir hata oluşturmaktadır. Bu hata maksimum %5 mertebesinde olup analiz süresini yarım saatten 15 dakikaya yani yaklaşık %50 düşüren bir eşdeğer FEA konsepti için tolere edilebilir kabul edilmiştir ve genel resme bakıldığında bu hata oranı çok daha düşüktür. Mesh geçişinin daha düzgün yapıldığı bir modelde, bu farkın daha düşeceği öngörülmektedir.



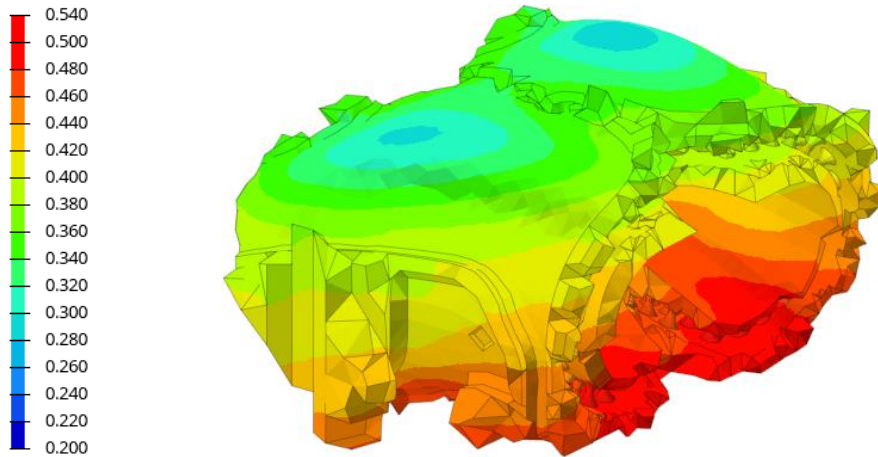
Şekil 4.20 : B3K1R1 eşdeğer FEA modeli sıcaklık dağılımı (Ön görünüş).



Şekil 4.21 : B3K1R1 ve eşdeğer FEA modeli sıcaklık dağılımı (Üst görünüş).

4.3.2 Yapısal B3K1R1

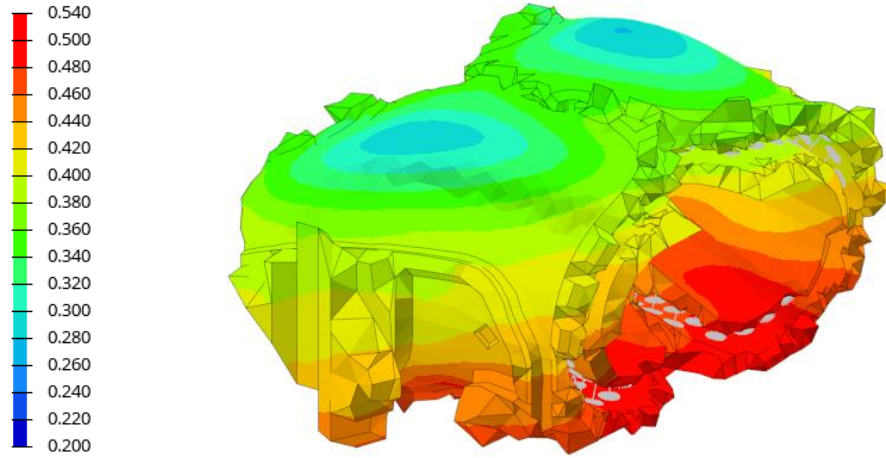
Yapısal eşdeğer FEA konsepti aynı detaylı bir modelde olduğu gibi iki aşamalı bir çalışmadır. Öncelikle elastik malzeme kartı ile global model çözülür, ardından alt model tekniği ile global modelde elde edilen yer değiştirme veya kuvvet değerleri daha küçük ancak incelenecek bölgenin daha detaylı modellendiği küçük bir modelde plastik malzeme kartı tekrar çözülür ve kafes yapıları üzerindeki gerilme değerleri incelenir. Şekil 4.22’de termomekanik yükler ardından B3K1R1 modelinin yer değiştirme sonuçları görülebilmektedir.



Şekil 4.22 : B3K1R1 kafes yapısı çevresi yer değiştirme dağılımı.

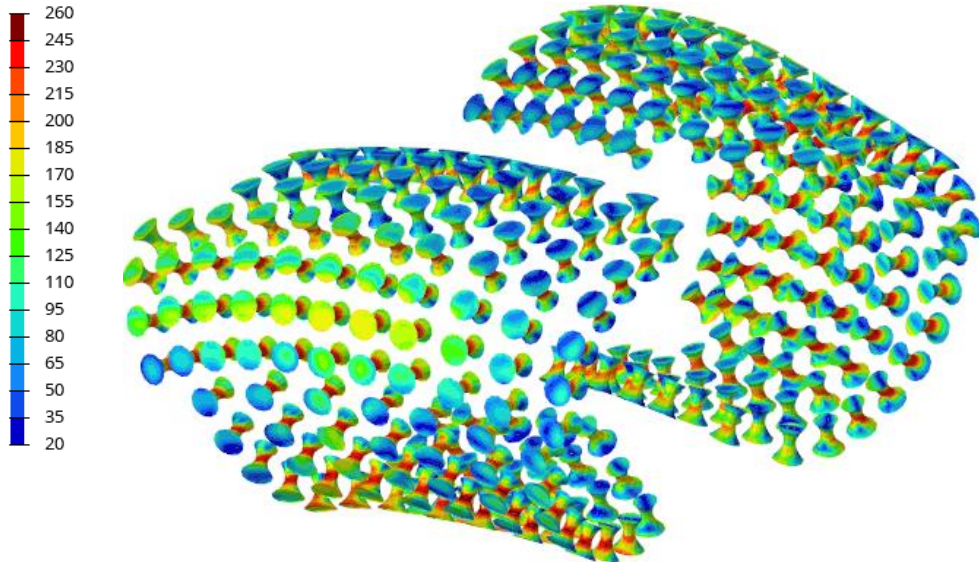
Bu yüzden öncelikle kafes yapı elemanlarının yerine yay elemanlarının kullanıldığı eşdeğer FEA konseptinin yer değiştirme sonuçları global model ile karşılaştırılmıştır ve lokal olarak maksimum 10 mm mertebesinde bir sapma görülmüştür. Şekil 4.23’deki B3K1R1 eşdeğer FEA modelinin yapısal analiz sonucundan anlaşılabileceği

üzere eşdeğer FEA modeli ile detaylı FEA modeli arasında yer değiştirme değerlerinde belirgin bir korelasyon görülmektedir.



Şekil 4.23 : B3K3R1 eşdeğer FEA modeli yer değiştirme dağılımı.

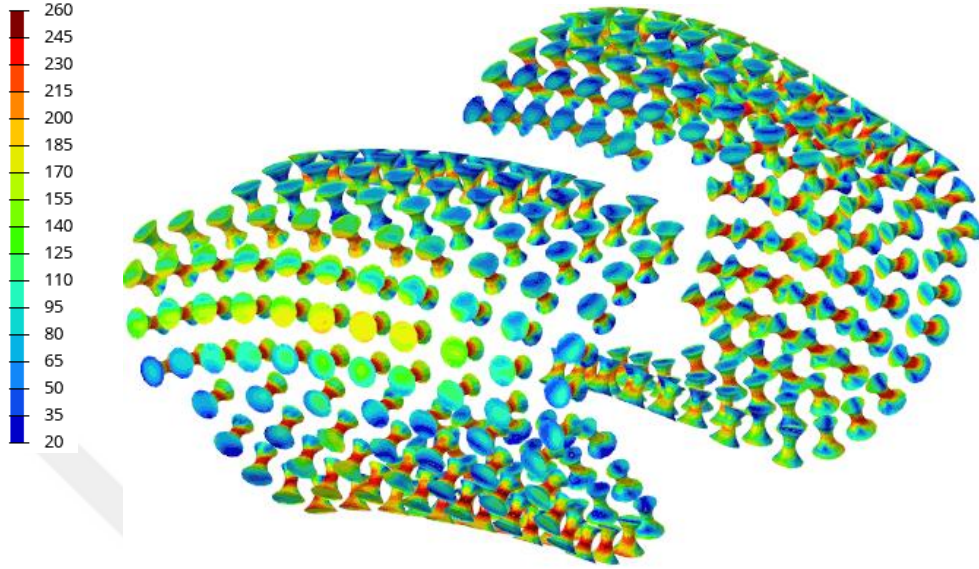
Yer değiştirme sonuçlarının korelasyonu aslında alt model ile incelenecek kafes yapı elemanlarının gerilme sonuçlarının korelasyonunu işaret etse de çalışmanın çıktısından emin olmak adına alt modelde gerilme değerleri incelenmiştir ve Şekil 4.25’de görülebileceği üzere Şekil 4.24’deki sonuçlara göre lokal olarak ortalama 5MPa mertebesinde bir sapma tespit edilmiştir. Bu hata %2,5 mertebesinde olup analiz süresini 2 saatten 1 saate yani yaklaşık %50 düşüren bir eşdeğer FEA konsepti için tolere edilebilir kabul edilmiştir.



Şekil 4.24 : B3K3R1 kafes yapısı gerilme dağılımı.

Global modelden görülen 10 mm’lik lokal maksimum yer değiştirme hatası da alt model ile incelenen gerilme değerlerindeki 11 MPa’lık lokal maksimum sapma da genel sistem sonuçlarına kıyasla %5 civarında bir hataya tekabül etmektedir ve daha önceden de belirtildiği gibi bu değer lokal görülen maksimum hata değeridir. Genel

resme bakıldığında bu hata oranı çok daha düşüktür ve yay elemanlarına sıcaklığa bağlı değişen elastisite modülüne göre daha detaylı rijitlik katsayısı atanması bu hata oranının daha da düşürebileceği öngörülmektedir.



Şekil 4.25 : B3K3R1 eşdeğer FEA modeli gerilme dağılımı validasyonu.

KAYNAKÇA

- Arrieta, E., Mireles, J., Stewart, C., Carrasco, C. & Wicker, R.** (2018). Finite Element Modeling of Metal Lattices Using Commercial FEA Platforms, Solid Freeform Fabrication Symposium.
- Ashby, M.** (2013). Designing architected materials. *Scripta Materialia*, 68(1):4-7.
- Azman Abdul H.** (2016). Method for Integration of Lattice Structures in Design for Additive Manufacturing.
- Barbieri, S., Giacomini, M., Mangeruga, V., and Mantovani, S.** (2018). Design of an Additive Manufactured Steel Piston for a High Performance Engine: Developing of a Numerical Methodology Based on Topology Optimization Techniques, *SAE Int. J. Engines* 11(6):1139-1150.
- Beyer, C.** (2014). Strategic implications of current trends in additive manufacturing. *Journal of Manufacturing Science and Engineering*, 136(6):064701.
- Bhandari, S., Lopez-Anido, R.** (2018). Finite element modeling of 3D-printed part with cellular internal structure using homogenized properties
- Bryzik, W., Woods, M., & Glance, P.** (1989). High Temperature Engine Component Exploratory Design Development. *SAE Transactions*, 98, 324-336. Retrieved July 5, 2021, from <http://www.jstor.org/stable/44580948>
- Christ, H.-J.** (2013). Is Thermomechanical Fatigue Life Predictable? *Procedia Engineering*, 55, 181-190.
- Danielson, E., Elwart, J., Bryzik, W., and Turner, D.** (1993). Thermodynamical stress analysis of novel low heat rejection cylinder head designs. *SAE paper* 930985
- Gocmez, T., & Pischinger, S.** (2011). A contribution to the understanding of thermomechanical fatigue sensitivities in combustion engine cylinder heads. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 225(4), 461–477.
- Gopsill, J.A., Shindler, J. & Hicks, B.J.** (2018). Using Finite Element Analysis to Influence the Infill Design of Fused Deposition Modelled Parts. *Prog. Addit. Manuf.* 3, 145–163 <https://doi.org/10.1007/s40964-017-0034-y>
- Han, P.** (2017). Additive Design and Manufacturing of Jet Engine Parts *Engineering*, 3, 648–652.
- Liang, S.L., Dai, X.H., Yao, H.** (2004). 3D FE Analysis of Cylinder Head for Diesel Engine. *Agricultural Mechanical Paper*, 35 (3): 45–48
- Liu, J., Liao, D., Zhang, Y.** (2004). Finite Element Analysis for Cylinder Head of 6114 Diesel Engine. *Transaction of CSICE*, 22 (4): 367–372

- Lu, R., Li, C., and Cai, J.** (1989). Investigation of heat transfer and thermal loading in internal combustion engines. In *Proceedings of the International Centre for Heat and Mass Transfer*, Hemisphere Publishing.
- Manfredi, D., Ambrosio, E., Calignano, F., Krishnan, M., Canali, R., Biamino, S., Pavese, M., Atzeni, E., Iuliano, L., Fino, P.** (2014). Direct metal laser sintering: an additive manufacturing technology ready to produce lightweight structural parts for robotic applications. *La metallurgia italiana*, (10).
- Nagesha, A.** (2010). A comparative study of isothermal and thermomechanical fatigue on type 316L(N) austenitic stainless steel, *Materials Science and Engineering: A*.
- Niu, N., Choo, C. & Sun, W.** (2016). Finite Element Analysis and Experimental Study of Plastic Lattice Structures Manufactured by Selective Laser Sintering. *Materials: Design and Application*, 231(1-2), 171-178.
- Pace, D.K.** (2004). Modeling and Simulation Verification and Validation Challenges. *Johns Hopkins APL Technical Digest* 25: 10.
- Reyes Belmonte, M., Copeland, C., Hislop, D., Hopkins, G.** (2015). "Improving Heat Transfer and Reducing Mass in a Gasoline Piston Using Additive Manufacturing" SAE Technical Paper 2015-01-0505, doi:10.4271/2015-01-0505.
- Robert, S.** (2014). "A Comparative Finite Element Stress Analysis of Isotropic and Fusion Deposited 3D Printed Polymer", Rensselaer Polytechnic Institute Hartford, Connecticut.
- Shiang-Woei, C.** (2000). Finite element simulation of a twin-cam 16-valve cylinder structure. *Finite elements in Analysis and Design*, (35): 199–212
- Shojaefard, M. H., Ghaffarpour, M. R., Noorpoor, A. R., & Alizadehnia, S.** (2006). Thermomechanical Analysis of an Engine Cylinder Head. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 220(5), 627–636. <https://doi.org/10.1243/09544070JAUTO182>
- Takahashia T., Sasaki K.** (2010). Low cycle thermal fatigue of aluminum alloy cylinder head in consideration of changing metrology microstructure. *Procedia Engineering*, 2, 767-776.
- Trampert, S., Gocmez, T., and Pischinger, S.** (2008). "Thermomechanical Fatigue Life Prediction of Cylinder Heads in Combustion Engines." *ASME. J. Eng. Gas Turbines Power.*; 130(1): 012806.
- Vemula, S.D., Naidu, B.S., Chandrasheker, B., Mylapalli, K.** (2019). "Topology Optimized Design Methodology to Suit Additive Manufacturing Process," SAE Technical Paper 2019-01-2597, doi:10.4271/2019-01-2597.
- Yan Rietbergen B., Weinans H., Huiskes R., Odgaard A.** (1995). A new method to determine trabecular bone elastic properties and loading using micromechanical finite-element models. *Journal of Biomechanics* 28: 69-81.

- Zarbakhsh J., Iravani A. and Amin-Akhlaghi Z.** (2015). "Sub-modeling Finite Element Analysis of 3D Printed Structures" 2015 16th International Conference on Thermal, Mechanical and Multi-Physics Simulation and Experiments in Microelectronics and Microsystems, Budapest, pp. 1-4.
- Zhang Weizheng, Zhang Guohua, Guo Liangping.** (2002). The Thermal Fatigue Test and Modification of High-Temperature Creep for cast Iron Cylinder Heads. Transaction of CSICE, 23 (6): 67–69
- Zhao J., Zhang M., Zhu Y., Li X., Wang L., Hu J.** (2019). A novel optimization design method of additive manufacturing oriented porous structures and experimental validation, 163, 107550.





ÖZGEÇMİŞ

Ad-Soyad : Cemre Oğuz ERŞAHİN

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2017, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Fakültesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM:

- 07.2017 tarihinden beri FEV Europe GmbH şirketinde bilgisayar destekli simülasyon mühendisi olarak çalışıyor.
- 08.2016-04.2017 tarihleri arasında Mercedes-Benz Türk A.Ş. Otobüs Fabrikasında uzun dönem stajyer olarak üretim departmanında çalıştı.