



ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**OTOMOTİVDE KULLANILAN SANDVIÇ MALZEMELER VE
SİMÜLASYON
TEKNİKLERİ**

Recep KURT
Makine Yük. Müh.

Prof.Dr. Reşat ÖZCAN
(Danışman)

**OTOMOTİVDE KULLANILAN SANDVIÇ
MALZEMELER VE SİMÜLASYON TEKNİKLERİ**

DOKTORA TEZİ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
BURSA – 2014

TEZ ONAYI

Recep KURT tarafından hazırlanan “**OTOMOTİVDE KULLANILAN SANDVIÇ MALZEMELER VE SİMÜLASYON TEKNİKLERİ**” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği/oy çokluğu ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda **DOKTORA TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Danışman : Prof. Dr. Reşat ÖZCAN

Başkan :	Prof.Dr.Reşat Özcan Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi, Mekanik Anabilim Dalı	İmza
Üye :	Prof.Dr. Nurettin Yavuz .. Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi, Mekanik Anabilim Dalı	İmza
Üye :	Doç.Dr. Ali Kara Uludağ Ü. Fen Edebiyat Fakültesi, Kimya Anabilim Dalı	İmza
Üye :	Doç.Dr. Murat Yazıcı Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi, Mekanik Anabilim Dalı	İmza
Üye :	Prof.Dr. Yasin Kışioğlu Kocaeli Ü. Teknoloji Fakültesi, Biyomekanik Anabilim Dalı	İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR
Enstitü Müdürü
.././....(Tarih)

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

11/10/2014

İmza

**Recep KURT
Ad ve Soyadı**

ÖZET

Doktora Tezi

OTOMOTİVDE KULLANILAN SANDVIÇ MALZEMELER VE SİMÜLASYON TEKNİKLERİ

Recep KURT

Uludağ Üniversitesi
Fen Bilimleri Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof.Dr. Reşat ÖZCAN

Sandviç yapılar, uzun süreden beri otomobillerde düzenli olarak kullanılmaktadır. Ancak, derin formlu bölgeler, form verme operasyonu sırasında oluşan çok eksenli gerilmeler nedeniyle, hataya karşı oldukça duyarlıdır. Bu nedenle, çekirdek yarı rijit poliüretan süngerde yerel kırıklar ve kağıt üzerinde yırtılmalar oluşmaktadır. Derin formların bir diğer önemli sonucu da kumaş üzerinde görsel kusurlar, dalgalanma, selülitlenme ve ön yüz kumaşı üzerindeki kırışıklıkların oluşmasıdır.

Bu çalışmada, sandviç üretim sürecine ait form verme operasyonunun simülasyonu üzerinde çalışılmıştır. Öncelikle, sandviç tabakaların malzeme özelliklerini elde etmek amacıyla çekme testleri yapılmıştır. İkinci aşamada, üretilen düzlemsel sandviç üzerinde üç nokta eğilme testleri gerçekleştirilmiştir. Daha sonra, prototip alüminyum kalıp tasarlanmış ve üretilmiştir. Bu kalıp kullanılarak da sandviç prototip üretimi gerçekleştirilmiştir. Nihayet, radioss sonlu eleman yazılımı kullanılarak sandviç numuneler üzerinde eğilme ve kalıp içindeki form verme operasyonu simüle edilmiştir.

Özetle bu çalışmanın amacı, sandviç form verme işlemi ve sonlu elemanlar analizi sonuçları arasında korelasyon sağlayarak yeni sandviç gelişme sürecinde yaşanan yarı rijit poliüretan süngerde kırılma, kağıt üzerinde yırtılma, kumaş üzerinde dalgalanma ve kırışıklık problemlerini daha tasarım aşamasında tespit edip önlemlerini alarak prototip kalıp gerekliliğini ortadan kaldırmaktır.

Anahtar Kelimeler: Sandviç Yapılar, Polimer Kompozit, Sonlu Elemanlar Analizi, Sandviç, Prototip Kalıp

2014, X + 124 sayfa

ABSTRACT

PhD Thesis

SANDWICH MATERIALS IN AUTOMOTIVE AND SIMULATION TECHNICS

Recep KURT

Uludağ University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Prof.Dr. Reşat ÖZCAN

Sandwich structures have continuously been used in automotive industry for a long while. However, they are highly sensitive to failure during the forming process because of the multi axial stresses around the deep forming zones. Therefore, it induces local fractures on the core foam, and also tears on the paper. Another important consequence of the deep forms is the visual defects such as waviness, cellulite and wrinkles on the face fabric.

This study focuses on the finite element simulation of the forming stage of sandwich structures. First of all, the pulling tests were performed in order to derive material properties of the sandwich layers. Second, planer sandwiches have been produced in order to perform three point bending tests. Then, the aluminum prototype die had been designed and manufactured so that the prototype sandwiches were produced. Finally, a finite element program of Radioss is being used to simulate the sandwich bending and the forming operation in the prototype die.

The purpose of this study is finally to eliminate the prototype tooling stage from the new product development sequence of sandwich structures by establishing a correlation between the forming operations and the simulation techniques.

Key words: Sandwich Structures, Foam core, Finite Element Analysis, Prototype Tool,

2014, X + 124 pages

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren sayın Prof.Dr. Reşat ÖZCAN' a teőekkürü borç bilirim.

Ayrıca, desteklerinden dolayı Serdar SARISAÇ, Gökhan ÖZBEK ve aileme en içten teőekkürlerimi sunarım.

10/09/2014

Recep KURT
Ad ve Soyadı

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET.....	i
ABSTRACT.....	ii
ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR.....	iii
SİMGE ve KISALTMALAR DİZİNİ.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vii
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	X
1. GİRİŞ.....	1
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	2
3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	6
3.1. Kısa Tarihçe.....	8
3.2. Kompozit Malzemelerin Kullanıldığı Alanlar.....	9
3.3. Kompozit Malzemelerin Genel Özellikleri.....	9
3.4. Kompozit Malzemelerin Dezavantajları.....	10
3.5. Kompozit Malzemelerin Üretim Yöntemleri.....	10
3.5.1. Elle Yatırma.....	10
3.5.2. Sprey Kalıplama veya Püskürtme.....	11
3.5.3. Otomatik Yayararak Kalıplama.....	12
3.5.4. Elyaf Sarma.....	12
3.5.5. Profil çekme (Pultruzyon).....	13
3.5.6. Reçine transfer kalıplama (RTM).....	13
3.5.7. Hazır kalıplama (SMC).....	15
3.5.8. Sandviç Üretim Yöntemi.....	17
3.5.8.1 Sandviç Yüzey Malzemesi Çeşitleri.....	19
3.5.8.2. Çekirdek malzemesine göre sınıflandırma.....	21
3.5.8.3. Çekirdek malzemesine göre sınıflandırma.....	21
3.5.9. Sandviç ve Üretim Yöntemi.....	22
4. TABAKALARIN MAKROMEKANİK ANALİZİ.....	27
4.1. Giriş.....	27
4.2. Tanımlamaların incelenmesi.....	32
4.2.1. Gerilme.....	32
4.2.2. Şekil Değiştirme.....	35
4.2.3. Malzeme Modülleri.....	38
4.2.4. Şekil Değiştirme Enerjisi.....	40
4.3. Farklı Tip Malzemeler İçin Hooke Kanunları.....	41
4.3.1. Anizotropik Malzeme.....	43
4.3.2. Monoklinik Malzeme.....	43
4.3.3. Ortotropik Malzeme.....	44
4.3.4. Enine (Transversely) İzotropik Malzeme.....	45
4.3.5. İzotropik Malzeme.....	45
4.4. Ortotropik Malzemelerde, Gerilme ve Deformasyonların Esneklik Matrisi İle Olan İlişkisi.....	46
4.5. Klasik Tabaka Teorisi (CLT).....	51
4.6. Hook Kanunlarının Üç Boyuttan İki Boyuta İndirgenmesi.....	51

4.7. İki Boyutlu Açılı Tabakalar İçin Hooke Kanunları.....	52
4.8. Bir Tabakadaki Deplasman, Gerilme ve Şekil Değiştirme Denklemleri.....	56
4.9. Kirişlerde Eğilme.....	59
4.10. Simetrik Kirişler.....	60
4.11. Kompozit Tabakalarda Dayanım Teorileri.....	63
4.11. Kompozit Malzemelerde Dayanım Teorileri.....	64
4.11.1. İzotropik Malzemelerde Dayanım Teorileri.....	64
4.11.2. Maksimum Gerilme Teorisi.....	64
4.11.3. Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi.....	64
4.11.4. Tsai-Wu Dayanım Teorisi.....	65
5. MALZEME ÖZELLİKLERİ VE PROSES PARAMETRELERİNİN DENEY TASARIMI YAKLAŞIMIYLA BELİRLENMESİ.....	69
5.1. Tabaka Ayrılma (delamination) Testleri.....	69
5.2. Üç Noktalı Eğme Testi.....	76
5.3. Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi İçin Çekme Testleri.....	81
6. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI.....	84
6.1. Sonlu Elemanlara Giriş.....	84
6.1.1. Açık Zaman Entegrasyonu (Explicit Time Integration).....	90
6.1.2. Kapalı Zaman Entegrasyonu (Implicit Time Integration).....	92
6.1.3. Açık (explicit) ve kapalı (implicit) çözüm metotlarının karşılaştırması.....	93
6.2. Düzlemsel Plakada Üç Noktalı Eğme Testi Simülasyonları.....	95
6.3. Birim sistemleri.....	96
6.4. Çok Katmanlı Sandviç Model.....	97
6.5. Hacim Elaman Modeli Yaklaşımı.....	100
7. PROTOTİP SANDVIÇ ÜZERİNDE SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI.....	103
7.1. Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması.....	105
7.1. Çözüm ve Sonuçlar.....	106
8. PROTOTİP SANDVIÇ ÜRETİM ÇALIŞMALARI.....	110
8.1. Prototip Kalıp Tasarım ve İmalatı.....	110
8.2. Prototip Parça Üretimi.....	111
8.3. Simülasyon Sonuçlarının Prototip Parçalar İle Kıyaslaması.....	115
9. TARTIŞMA VE SONUÇ.....	117
KAYNAKLAR.....	121
ÖZGEÇMİŞ.....	124

SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ

Simge	Anlamı
P	: Birim yük
ΔP_n	: Yüzeye dik birim kuvvet
ΔP_s	: Yüzeye paralel birim kuvvet
δ_1	: 1 doğrultusundaki normal deformasyon miktarı.
δ_2	: 2 doğrultusundaki normal deformasyon miktarı.
σ_x	: x doğrultusundaki normal gerilme.
τ_{yx}	: Eleman yüzeylerindeki kayma gerilmeleri.
ϵ_x	: x doğrultusundaki normal şekil değiştirme.
u	: x doğrultusundaki deplasman
v	: y doğrultusundaki deplasman
w	: z doğrultusundaki deplasman
γ_{xy}	: Kayma şekil değiştirmesi
E	: Elastisite sabiti
ν	: Poisson oranı
G	: Kayma modülü
W	: Her birim hacimde depolanan şekil değiştirme enerjisi
[C]	: Rijitlik matrisi
[S]	: Esneklik matrisi
[Q]	: İndirgenmiş matris
[T]	: Transformasyon matrisi
[R]	: Reuter matrisi
v_o	: Orta düzlemin, y doğrultusunda yaptığı deplasman
w_o	: Orta düzlemin, z doğrultusunda yaptığı deplasman
z_c	: Orta düzlemin C noktasına olan uzaklığı
β	: x doğrultusunda orta düzlemdeki tabaka eğimi
ϵ_x	: Orta düzlemde x doğrultusundaki normal şekil değiştirme
ϵ_y	: Orta düzlemde y doğrultusundaki normal şekil değiştirme
γ_{xy}	: Orta düzlemdeki x-y kayma şekil değiştirmesi
K_x	: Orta düzlemdeki eğrilikler
h	: Tabakalı plağın toplam kalınlığı
t	: Tabakanın kalınlığı
h_0	: Birinci tabakanın üst yüzeyi
h_1	: Birinci tabakanın alt yüzeyi
h_n	: n. tabakanın alt yüzeyi
h_{n-1}	: n. tabakanın üst yüzeyi
h_{k-1}	: k. tabakanın üst yüzeyi
h_k	: k. tabakanın alt yüzeyi
M_x, M_y	: Birim uzunluktaki eğilme momentleri
M_{xy}	: Birim uzunluktaki burkulma momentleri
[A]	: Uzama rijitlik matrisi
[B]	: Eğilme uzama arasındaki bağlanma rijitlik matrisi
[D]	: Eğilme rijitlik matrisi
TNT	: %70 Polyester ve %30 Vinilden oluşan kumaş

ŞEKİLLER DİZİNİ

Açıklama	Sayfa
Şekil 3.1. Kompozitlerin sınıflandırılması.....	7
Şekil 3.2. Kerpiçten helikoptere kompozit malzemeler.....	8
Şekil 3.3. Kompozitlerin kullanıldığı alanla.....	9
Şekil 3.4. Polimer matrisli kompozitlerin üretim yöntemleri.....	10
Şekil 3.5. Elle yatırma yöntemi.....	11
Şekil 3.6. Sprey kalıplama yöntemi.....	11
Şekil 3.7. Otomatik yayarak kalıplama yöntemi.....	12
Şekil 3.8. Elyaf sarma yöntemi.....	12
Şekil 3.9. Profil çekme yöntemi.....	13
Şekil 3.10. Reçine transfer kalıplama (RTM) yöntemi.....	14
Şekil 3.11. Pestil hazırlama yöntemi.....	15
Şekil 3.12. Pestil ve kalıp içinde yerleştirilişi.....	16
Şekil 3.13. Sandviç tabakalı kompozit.....	17
Şekil 3.14. Sandviç yapıdaki gerilme dağılımları.....	19
Şekil 3.15. Sandviç yapı çeşitleri a) Oluklu, b) Sünger çekirdekli, c) Balpeteği.....	22
Şekil 3.16. Sandviç tabakaları.....	22
Şekil 3.17. Sandviç malzeme tabakalarının pres baskıya hazırlanması.....	23
Şekil 3.18. Alüminyum form kalıbı açık halde.....	23
Şekil 3.19. Su jeti ile parça kesimi ve kontrol aparatı.....	24
Şekil 3.20. Montaja hazır sandviç.....	24
Şekil 3.21. Sandviç arka yüzeyindeki kağıt üzerindeki yırtılma problemi.....	25
Şekil 4.1. Tabakalı kompozit elemanda fiber ve matris malzemelerin görünümü.....	27
Şekil 4.2. Normal doğrultuda yüklenmiş izotropik plağın deformasyonu.....	28
Şekil 4.3. Normal doğrultuda yüklenmiş sıfır derece açılı fiberlere sahip tek doğrultulu tabakalı plağın deformasyonu	30
Şekil 4.4. Normal doğrultuda yüklenmiş açılı fiberlere sahip tek doğrultulu plağın deformasyonu.....	31
Şekil 4.5. Keyfi bir düzlemde çok küçük bir alandaki gerilmeler.....	33
Şekil 4.6. y-z düzleminde çok küçük bir alandaki kuvvetler	33
Şekil 4.7. Sonsuz küçük kübik elemandaki gerilmeler.....	34
Şekil 4.8. Çok küçük bir alanda x-y düzleminde normal kayma şekil değiştirmeleri...	35
Şekil 4.9. Üç boyutlu bir elemanda kartezyen koordinat sistemi.....	39

Şekil 4.10. Temel malzeme koordinat sistemi.....	47
Şekil 4.11. Fiberler ile güçlendirilmiş eleman üzerindeki gerilmeler.....	47
Şekil 4.12. σ_1 gerilmesi altındaki elemanın şekil değiştirmesi.....	48
Şekil 4.13 Kayma gerilmesi etkisi altındaki elemanın şekil değiştirmesi.....	49
Şekil 4.14. Açılı tabakalarda global ve lokal akslar.....	53
Şekil 4.15. x-z düzleminde deformasyon.....	56
Şekil 4.16. Tabaka kalınlığı boyunca gerilme ve şekil değiştirmeler.....	58
Şekil 4.17. İzotropik kirişte eğilme durumu.....	59
Şekil 4.18. Tabaka kirişte, orta düzlem ve tarafsız eksen.....	60
Şekil 5.1. Tabaka ayrılma testi grafiği.....	70
Şekil 5.2. Üç nokta eğme testi düzeneği.....	70
Şekil 5.3.Tabaka ayrılma testi, kuvvet-sıcaklık grafiği-I.....	72
Şekil 5.4. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-sıcaklık grafiği-II.....	72
Şekil 5.5. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-kürlenme zamanı grafiği-I.....	73
Şekil 5.6. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-kürlenme zamanı grafiği-II.....	74
Şekil 5.7. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-kürlenme zamanı grafiği-III.....	75
Şekil 5.8. Üç nokta eğme testi düzeneği.....	76
Şekil 5.9. Eğme testi sonuçları.....	77
Şekil 5.10. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-I.....	78
Şekil 5.11. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-II.....	79
Şekil 5.12. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-III.....	79
Şekil 5.13. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-IV.....	80
Şekil 5.14. Kumaş çekme testi grafiği.....	81
Şekil 5.15. Rijit poliüretan sünger çekme testi grafiği.....	81
Şekil 5.16. TNT kumaş çekme testi grafiği.....	82
Şekil 5.17. Cam elyafı çekme testi grafiği.....	82
Şekil 5.18. Kağıt çekme testi grafiği.....	83
Şekil 6.1. Konsol kiriş sonlu elemanlar modeli.....	89
Şekil 6.2. Bir serbestlik dereceli kütle yay sistemi.....	90
Şekil 6.3. Bir kolonun kütle yay sistemi olarak modellenmesi.....	91
Şekil 6.4. Üç nokta eğme CAD modeli.....	95
Şekil 6.5. Çok katmanlı elaman modeli (Type 11).....	97
Şekil 6.6. Üç nokta eğme testi sonucu, sandviç hacim model.....	98
Şekil 6.7. Üç nokta eğme testi sonucu, Von Mises gerilme dağılımı.....	
Şekil 6.8. Üç nokta eğme testi sonucu: VonMises birim şekil değiştirmeler.....	99

Şekil 6.9. Üç nokta eğme testi sonucu: yer değiştirme miktarı ve eğme kuvveti.....	99
Şekil 6.10. Üç nokta eğme testi CAD modeli.....	100
Şekil 6.11. Üç nokta eğme testi sonlu elemanlar modeli(hacim elemanlı).....	100
Şekil 6.12. Üç nokta eğme testi vonMises eşdeğer gerilme dağılımı.....	101
Şekil 6.13. Üç nokta eğme testi birim şekil değiştirme miktarları.....	101
Şekil 6.14. Üç nokta eğme testi sonucu, sandviç hacim model.....	102
Şekil 7.1. Araç içi sandviç malzeme ile kaplanan bölgeler.....	103
Şekil 7.2. Prototip sandviç CAD modeli.....	104
Şekil 7.3. Prototip sandviç kesit görüntüsü.....	104
Şekil 7.4. Sandviç malzeme form verme öncesi kalıp içine yerleştirilmiş modeli.....	105
Şekil 7.5. Form verme operasyonu simülasyonu sonucu.....	106
Şekil 7.6. Form verme süreci simülasyonu.....	107
Şekil 7.7. Aşamalı form verme süreci simülasyon sonuçları.....	108
Şekil 7.8. Form verme operasyonu sonucu oluşan plastik şekil değiştirmeler.....	108
Şekil 8.1. Kalıp tasarımı ve kalıp kesit görüntüsü.....	110
Şekil 8.2. Kalıp detay görüntüsü.....	110
Şekil 8.3. Prototip Sandviç Form Verme Kalıbı.....	111
Şekil 8.4. Prototip Sandviç numunesi.....	112
Şekil 8.5. Prototip Sandviç üretimi.....	114

ÇİZELGELER DİZİNİ

Açıklama	Sayfa
Çizelge 3.1. Kompozit katkı maddeleri ve mekanik özellikleri.....	8
Çizelge 3.2. Sandviç tasarım prensibi.....	18
Çizelge5.1. Tabaka Ayrılma Testi Sonuçları.....	71
Çizelge 5.2. Eğme Testi Sonuçları.....	77
Çizelge 5.3. Tabaka mekanik özellikleri.....	83
Çizelge 6.1. Açık ve kapalı çözüm sistemlerinin karşılaştırılması.....	94
Çizelge 6.2. Birim sistemleri uyum tablosu.....	96
Çizelge 8.1. Sandviç numuneleri ilk baskı.....	113
Çizelge 8.2. İyileştirme sonrası basılan Sandviç numuneleri.....	114

1. GİRİŞ

Otomotiv endüstrisi yoğun rekabetin yanı sıra, toplumdaki çevre duyarlılığının artması, yakıt tüketimi ve karbon emisyonunun azalmasına yönelik beklentiler doğrultusunda sürekli ağırlık azaltma ve maliyet baskısı altındadır. Bu baskı ana sanayiden başlayarak tüm yan sanayileri de etkilemektedir. Doğal olarak araç geliştirilmesinde tasarım ortağı konumunda çalışan firmaların sorumluluğu da gün geçtikçe artmaktadır. Zira kendisinden sadece üretmesi değil artık ürün geliştirmesi de beklenen tedarikçinin; malzeme, üretim teknolojileri, proses şartları, çevre standartları üzerindeki hakimiyetinin de eksiksiz olması gerekmektedir.

Otomobil, bünyesinde çok çeşitli kompozit uygulamalarını barındırmaktadır. Kullanıldığı bölgenin gereksinimlerine göre bu uygulamaların şekli, malzemesi, üretim teknolojisi değişmektedir. Örneğin şapkalık uygulamalarında PP/Selulozik lif + keçe sandviçi kullanılırken mukavemet istenen yerlerde balpeteği uygulaması öne çıkmaktadır. Yapılan tez kapsamında yarı rijit poliüretan çekirdekli sandviç yapının otomobil kaplamaları üzerindeki uygulamaları incelenmiştir. Bu uygulamalarda estetik beklentiler öne çıkarken, akustik performans ve sandviç şeklinin araç ömrü boyunca korunması da beklenen diğer özelliklerdir.

Tez kapsamında yarı rijit poliüretan içerikli sandviç plakların otomobil Sandviçleri üzerindeki uygulamaları incelenmiştir. Hedefimiz sandviç üretimindeki üç boyutlu form verme proseslerinin sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak simülasyonunu gerçekleştirmektir. Bu sayede üretim sırasında yaşanan çeşitli problemler önceden gözlemlenerek, hatalı kalıp yapımı ve sonrasında hatalı üretimlerin önüne geçilecektir. Prototip kalıp yapımından kaynaklanan zaman ve maliyet kayıplarından kurtulurken, eksik mühendislik analizinden kaynaklanan maliyet artışı da önlenecektir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Sandviç mazemelerin hafiflik, mukavemet ve maliyet avantajı öncelikle transport endüstrileri olmak üzere kullanımı artmaktadır. Paralel olarak bu konuda yapılan araştırma ve geliştirme çalışmalar da artan ilgi ve detayda devam etmektedir.

Pitarresi ve Amorim (2011) poliüretan içeren sandviç kirişlerin, bölgesel yük altında non lineer bası davranışını Winkler teorisine göre incelemiştir. Basitleştirilmiş non lineer sünger davranışı kapalı formül ile ifade edilebilmiş, sonuçlar deneysel çalışmalar ile doğrulanmıştır.

M. Yavuz Solmaz, Mete Onur Kaman, Kadir Turan, Aydın Turgut (2010) çalışmalarında altıgen petek (balpeteği) yapıları kompozit levhaların eğilme davranışları incelenmiştir. Kompozit levhaların yüzey örtüsü, polyester/cam fiberden üretilmiş olup petek hücre malzemesi olarak polyester emdirilmiş kâğıt ve alüminyum kullanılmıştır. Farklı hücre boyutlarında aynı hacme sahip petek yapıları levhalar üç nokta eğilme deneyine maruz bırakılarak hücre yoğunluğu ve petek malzemesinin eğilme dayanımına etkisi araştırılmıştır. Sonuçta levhaların eğilme dayanımı, petek hücrelerin kayma rijitlikleri ve elastisite modülü tespit edilmiştir. Kâğıt hücreli levhaların eğilme dayanımlarının alüminyum hücrelilere göre daha yüksek olduğu bulunmuştur. Alüminyum hücreli levhalarda yük uygulanan bölge civarında bölgesel hücre ezilmesi ve kayma hasarları, kâğıt hücreli levhalarda ise bu hasarlara ek olarak bölgesel çatlaklar ve kısmen yüzey örtüsü/hücre ayrılması gözlemlenmiştir. Petek yapı hücre yoğunluğunun artmasıyla levhaların eğilme dayanımları ve hücrelerin kayma rijitlikleri artmıştır.

Gibson (2011) çalışmasını sünger çekirdekli sandviçler üzerinde gerçekleştirmiştir. Çalışmasında teorik, deneysel ve sonlu elemanlar yöntemlerini kullanmıştır. Kullanılan model, deneysel çalışma ve numune; karbon/epoksi yüzey filmi uygulamasında olumlu sonuç verirken, dokuma cam elyaf / epoksi sandviçte yaklaşık sonuçlar alınmıştır.

M. Y. Solmaz, İ. H. Şanlıtürk, T. Özben (2010) çalışmalarında, bal peteği sandviç yapılarının petek hücre boşluklarına köpük ilavesinin kritik burkulma yüküne etkisi sayısal olarak tespit edilmeye çalışılmıştır. Çalışmada SolidWorks 2010 kullanılarak 4 farklı hücre boyutunda ve 4 farklı hücre duvarı kalınlığında köpüklü ve köpüksüz bal peteği sandviç numuneler modellenmiş, oluşturulan bu modeller ANSYS Workbench 12.0 paket programına aktarılmış ve sayısal kritik burkulma yükleri tespit edilmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırılmış ve her iki çözüm arasında oldukça iyi bir uyumun olduğu saptanmıştır. Sonuçta hücre boşluklarına köpük ilavesinin, tüm hücre duvarı kalınlıkları ve boyutları için numunelerin kritik burkulma yükünü arttırdığı tespit edilmiştir.

C. A. Steeves, N. A. Fleck (2004), PVC sünger çekirdekli sandviç kiriş üzerinde üç noktalı eğme testi gerçekleştirilerek sonuçları simülasyon neticeleri ile karşılaştırılmıştır. Basit analitik ifadeler geliştirebilmek için seri test ve sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiştir. Analitik sonuçlar pik yükleme ile uyum göstermesine rağmen küt kirişler için aynı başarıya ulaşamamıştır.

R. Zemčík, V. Laš, T. Kroupa and H. Purš (2011), poliüretan çekirdekli sandviç kiriş üzerinde çekme, basma, eğme, darbe testleri sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile kıyaslanmıştır.

Diğer bir çalışmada, A. Zinno, E. Fusco, A. Prota, G. Manfredi (2010), poliüretan çekirdekli alüminyum tren Sandviçi üzerinde yapılmıştır. Burada malzeme testleri yapılarak bitmiş ürünün mekanik özellikleri tespit edilmiş, doğal frekansları bulunmuştur.

C. J. Cameron, P. Wennhage and P. G. Ransson (2010), çalışmaları, araç kaplamasının tasarım ve ağırlık optimizasyonu üzerinedir. Güncel sandviç kaplamalar, statik, dinamik ve akustik davranış için gerekli şartları sağlamaktadır. Yeni çalışma, çok fonksiyonlu olup sandviç kaplama sisteminde kullanılan diğer parçaların işlevini de yapması hedeflenmiştir. Her iki durumdaki sandviç yapının akustik performansı Nastran yazılımı kullanılarak karşılaştırılmıştır.

T. Turgut (2007), yüksek lisans tez çalışmasında uçak kanadını sandviç malzeme yardımıyla tasarlamış, sonlu elemanlar analizini ve prototip üretimini de gerçekleştirmiştir. Kanat tasarımı için kullandığı üç farklı sandviç malzemesinden de kabul edilebilir sonuçlar almıştır.

J. H. Kim , Y. S. Lee, B. J. Park, D. H. Kim (1999), çalışmalarında sünger çekirdekli sandviç malzemelerin eğme etkisi altında oluşan yorulma karakteristiklerini incelemiştir. Test sonuçlarında, ilk durumlarına göre performans düşüklüğü görülmüştür. Ultrasonik incelemeler sonucunda performans azalmasının sünger yaşlanmasından kaynaklandığını tespit etmişlerdir.

Sandviç yapılar, farklı sayıdaki tabakaların bir araya gelerek pres altında, sıcak kalıplanmasıyla üretilir. Sandviç üretim prosesi doğası gereği bir takım kısıtları bünyesinde barındırır. Sandviç, otomobilde görülebilen en büyük parça olduğu için yüksek estetik gereklilikleri karşılaması beklenir. Bu kapsamda görünen yüzeyde dalgalanma, portakallanma, selülitlenme, kırışıklık ve kırık istenmez.

Sandviç yapılar, kumaş, tutkal, cam elyafı, kağıt ve sünger çekirdek tabakadan oluşur. Sandviç malzemeler genelde, eğme yönündeki mukavemetleri ağırlıklarıyla kıyaslandığında yüksek olarak bilinir. Böylece, mukavemet, hafiflik, estetik ve akustik kriterlerin geçerli olduğu

uygulamalarda yaygın olarak kullanılır. Özellikle havacılık, otomotiv ve inşaat sektörleri örnek olarak verilebilir (Moreira 2010, Wanga 2013).

G. Pitarresi ve P. Navarro (2013), sünger çekirdek tabakalı sandviç kiriş üzerinde nonlineer bası davranışını incelemiştir.

Kompleks teoriler çoğu yazılım geliştirici tarafından uygulanmamasına rağmen, sandviç yapıları analiz etmek için kullanılan en uygun yöntem sonlu elemanlar analizidir. Malzeme özellikleri, doğrudan deney sonuçlarından elde edilir ve simülasyon çalışmalarında optimum tasarıma ulaşmak için kullanılır (Islam, M. M. and Kim ,H. S., 2011). Sonlu elemanlar yöntemi aynı zamanda sandviç yapılarıdaki burkulma ve kırılmayı tespit etmekte kullanılır (Moreira, R.A.S., Rodrigues, J. D., 2010). Basitleştirilmiş malzeme modelleri, iki farklı sünger çekirdekli sandviç yapının dört noktalı eğme analizinde deneysel ve sonlu elemanlar analizi sonuçlarını doğrulamak için kesme ve eğilme gerilmelerinin hesaplanmasında kullanılmıştır (Wanga, P., Lei ,Y., Yue, Z., 2013). Ayrıca, farklı ölçülerdeki sünger çekirdekli sandviç kirişlerin kırılması sonlu elemanlar yöntemi ile test edilmiş ve bu analizlerde sıfır kalınlıkta ara yüz elemanlar kullanılarak çatlak tespiti yapılmıştır.

Herranen ve arkadaşları (2011), çalışmalarında demir yolu taşıtlarına yönelik hafif sandviç paneller üzerinde çalışmışlardır. Sandviç tabakalar vakum infüzyon teknolojisi kullanılarak üretilmiştir. Malzeme özelliklerini belirlemek için çekme testleri gerçekleştirilmiştir. Farklı malzemelerden imal edilen sandviç paneller dört noktalı eğme testine tabi tutulmuştur. ANSYS yazılımı kullanılarak eğme testinin simülasyonları gerçekleştirilmiştir.

Hao, A., Zhao, H., Chen, J. Y. (2013), kenaf/polipropilen nonwoven kompozit üretim şartlarının mekanik, termal ve akustik performansa olan etkisini irdelemiştir.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Kompozit malzeme, belirli bir amaca yönelik olarak, en az iki farklı malzemenin bir araya getirilmesiyle oluşan malzeme grubudur. Üç boyutlu yapıdan amaç, bileşenlerin hiçbirinde tek başına mevcut olmayan bir özelliğin elde edilmesidir. Diğer bir deyişle, amaçlanan doğrultuda bileşenlerinden daha üstün özelliklere sahip bir malzeme üretilmesi için bir araya getirilmesidir.

Kompozit malzemeler, düşük ağırlıkları, yüksek mukavemetleri ve düşük maliyetleri nedeniyle tercih edilmektedir. Kompozit malzemeler, rijitliği sağlayan fiber malzemeler ile fiber malzemeleri bir arada tutmayı sağlayan matris malzemelerden meydana gelmektedir. Kompozit malzemelerin tanımından da anlaşıldığı üzere, genellikle şu dört koşul aranmaktadır:

- 1) İnsan yapısıdır.
- 2) Farklı malzemelerin üç boyutlu olarak bir araya getirilmesiyle oluşur.
- 3) Bileşenlerinin hiç birinin tek başına sahip olmadığı özellikleri taşır, dolayısıyla bu amaçla üretilir.
- 4) Kompozit malzemeleri oluşturan fiber ve matris malzemeler bir bütün olarak davranır.

Kompozit malzemelerin üretiminde şu özelliklerin geliştirilmesi hedeflenir. Mekanik dayanım, korozyona karşı direnç, rijitlik, hafiflik, yüksek sıcaklığa dayanım, ısı iletkenliği, kırılma tokluğu, ses tutuculuğu görünüm vb. Bu özelliklerin birisi veya birkaçı geliştirilirken, kompozit malzemenin zayıf yönleri iyileştirilir (Yağcı E., 2007).

Kompozit malzemeler aşağıdaki şekilde üç ana grupta toplanabilir;

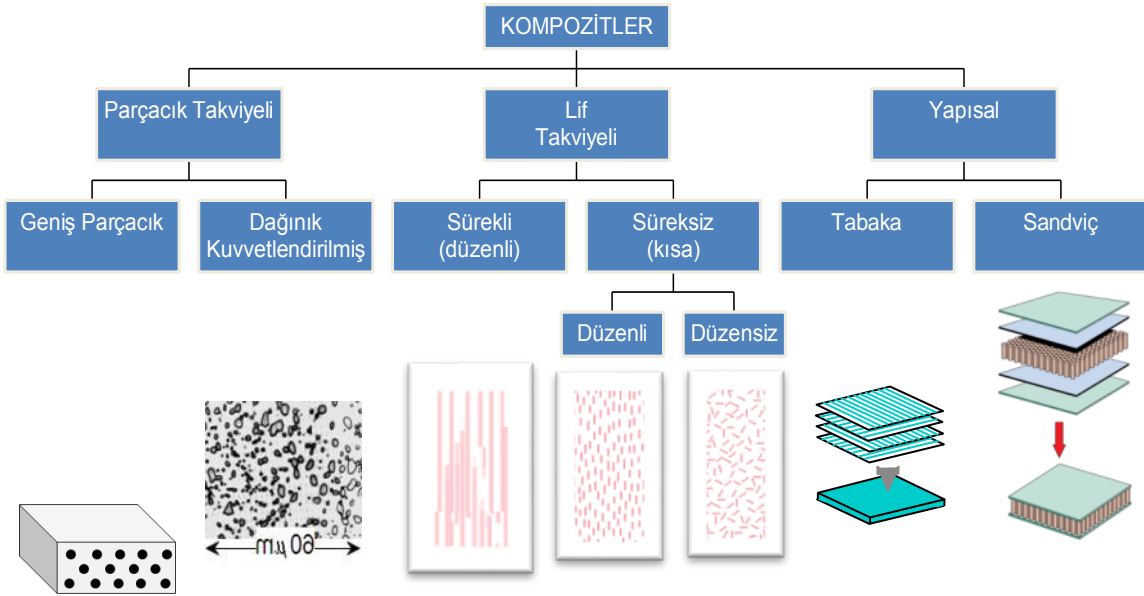
I) Parçacık Takviyeli Kompozit Malzeme: Kompoziti oluşturan matris malzeme içerisinde milimetrik düzeydeki tanelerin yer almasıyla meydana gelen kompozit türüdür. Bu türe beton (agrega ve çimento) örnek olarak gösterilebilir.

Parçacık takviyeli kompozit malzemeler de kendi arasında geniş parçacıklı ve dağınık kuvvetlendirilmiş yapılar olarak ikiye ayrılır.

II) Lif Takviyeli Kompozit Malzeme: Çekme ve eğilme dayanımları istenen düzeyde olmayan zayıf malzemelerin zayıf olan yönlerinin iyileştirilmesi amacıyla liflerle kuvvetlendirilmesi ile elde edilen bir kompozit türüdür. Lif takviyeli kompozit malzemeler de sürekli ve süreksiz olmak üzere ikiye ayrılır. Sürekli kompozit malzemeler de düzenli ve düzensiz olmak üzere ikiye ayrılır.

III) Yapısal Kompozit Malzeme : En az iki farklı malzemenin, tabakalı bir şekilde kompozitin yapısında yer almasıyla meydana gelir. Çalışmamızın konusunu oluşturan **sandviç** malzemeler bu gruba dahildir.

Şekil 3.2'de kompozitlerin çeşitleri ve yapıları şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Kompozitlerin sınıflandırılması (Callister, W.D., 2007).

Polimer takviyeli kompozitlerde kullanılan çeşitli katkı malzemeleri ve mekanik özellikleri verilmiştir (Çizelge 3.1).

Çizelge 3.1.Kompozit katkı maddeleri ve mekanik özellikleri(www.engineeringtoolbox.com)

Malzeme	Yoğunluk ρ (10^3 kg/m^3)	Elastisite Modülü E (GPa)	Çekme Mukavemeti σ (GPa)	Maksimum Çalışma Sıcaklığı ($^{\circ}\text{C}$)
S-glass epoksi(45%)	1.8	39.5	0.87	80 - 215
Karbon epoksi(61%)	1.6	142	1.73	80 - 215
Kevlar epoksi (53%)	1.35	63.6	1.1	80 - 215
Çelik, AISI 1045	7.7 - 8.03	205	0.585	500 - 650
Alüminyum 2045-T4	2.7	73	0.45	150 - 250
Naylon 6/6	1.15	2 - 3.6	0.082	75 - 100
HDPE	0.9 - 1.4	0.18 - 1.6	0.015	
PP	0.9 - 1.24	1.4	0.033	50 - 80

3.1. Kısa Tarihçe

Kompozit, kerpiçten bu yana kullanılan, betonarmeye kadar uzanmakla birlikte, polimer reaksiyonunun 1930'larda icadıyla hızlı bir gelişme kaydetmiştir. Mısırda M.Ö. 2800 yıllarına ait lamine edilmiş tahta kalıntılarında rastlanmıştır.

2.Dünya Savaşı sırasında askeri amaçlarla kullanılan ilk kompozit plastikler, sonrasında tüm dünyada ticari boyuta gelebilmiştir.

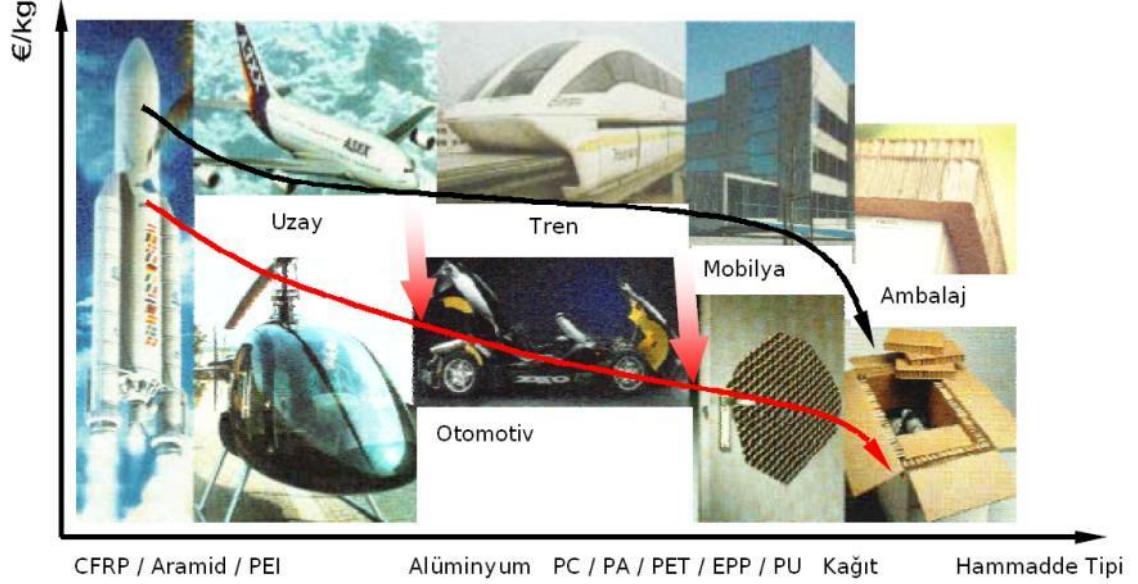
İlk uygulamalardan bu yana, hem takviye malzemelerinde, hem de matris malzemelerde birçok yeniliklere gidilmiş, çok daha yüksek performans değerlerine sahip yeni kompozit malzemeler geliştirilmiştir (Şekil 3.2).



Şekil 3.2. Kerpiçten helikoptere kompozit malzemeler (www.tai.com.tr).

3.2. Kompozit Malzemelerin Kullanıldığı Alanlar

Kompozit malzemeler hafiflikleri yanında yüksek mukavemetleri nedeniyle geniş kullanım alanı bulmuşlardır (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Kompozitlerin kullanıldığı alanlar (Pflug, J., Dr. Vangrimde, B., 2003).

3.3. Kompozit Malzemelerin Genel Özellikleri

Kompozit malzeme üretiminde genellikle aşağıdaki özelliklerden birinin veya bir kaçının geliştirilmesi amaçlanmaktadır. Bu özelliklerin başlıcaları,

- Mekanik dayanım, basınç, çekme, eğilme, çarpma dayanımı,
- Yorulma dayanımı, aşınma direnci,
- Korozyon direnci,
- Kırılma tokluğu,
- Yüksek sıcaklığa dayanıklılık,
- Isı iletkenliği veya ısı direnci,
- Elektrik iletkenliği veya elektriksel direnci,
- Akustik iletkenlik, ses tutuculuğu veya ses yutuculuğu,
- Rijitlik,
- Ağırlık,
- Görünüm,

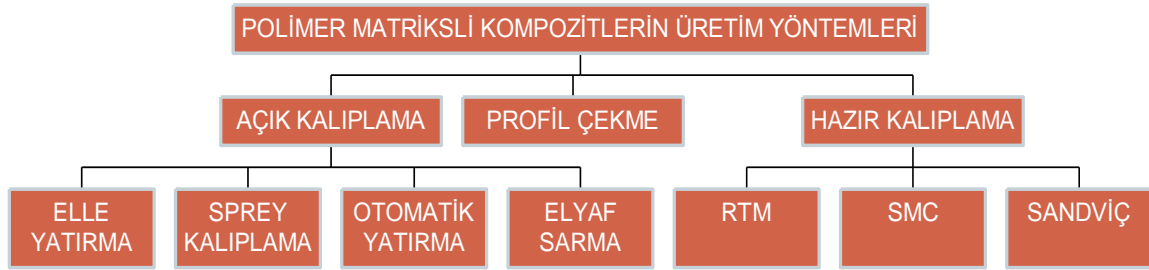
ve benzeri özellikler şeklinde sıralanabilir.

3.4. Kompozit Malzemelerin Dezavantajları:

- Metallerle yapışmazlar.
- Fırınlamadan (pişirmeden) kullanılamazlar.
- Değişik doğrultuda değişik mekanik özelliklere sahiptir. Aynı kompozit malzemeler için çekme, basma, kesme, eğilme mukavemet değerleri farklı farklıdır. Elyaf doğrultusundaki elastik modülü, elyafa dik doğrultudaki elastik modülünden daha büyüktür.
- Üretimi nispeten pahalıdır.
- Nem ve hava zerrecikleri, kompozitlerin mekanik ve yorulma özelliklerini olumsuz yönde etkiler.
- Delik delme ve kesme türü işlemler liflerde açılmaya yol açmaktadır.

3.5. Kompozit Malzemelerin Üretim Yöntemleri

Çok yaygın kullanılan polimer matrisli kompozitlerin üretim yöntemleri Şekil 3.4'de verilmiştir.



Şekil 3.4. Polimer matrisli kompozitlerin üretim yöntemleri (Callister, W.D., 2007).

3.5.1. Elle Yatırma:

Reçine ve fiber elle yerleştirilir, içerideki hava uzaklaştırılır, gerekirse tabaka sayısı artırılabilir (Şekil 3.5). Genel özellikleri aşağıdaki şekilde sıralanabilir;

- Sertleşme oda sıcaklığında olur. Iskarta hacim %1 civarındadır

- El yatırma tekniğinde en çok kullanılan polyester ve epoksi'nin yanı sıra vinil ester ve fenolik reçineler de tercih edilmektedir.
- Yapıya sünger çekirdek yapılarak çeşitli geometriler elde edilebilir.
- Proses yavaş ve işçilik ağırlıklıdır ve kalite kişiye bağlıdır.

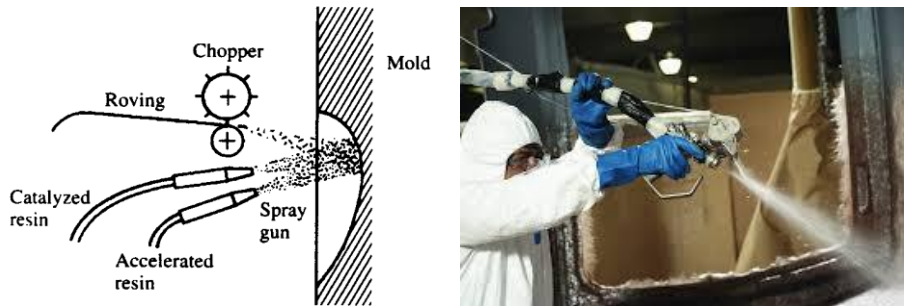
Ağırlıklı olarak uçak gövdesi, bot, traktör gövdesi, sıvı tankı imalatında kullanılır.



Şekil 3.5. Elle yatırma yöntemi (www.reinforcedplastics.com)

3.5.2. Sprey Kalıplama veya Püskürtme:

Püskürtme yöntemi elle yatırma yöntemini aletli şekli olarak kabul edilebilir. Kırılmış elyaflar kalıp yüzeyine, içine sertleştirici katılmış reçine ile birlikte özel bir tabanca ile püskürtülür. Elyafın kırılma işlemi tabanca üzerinde bulunan ve bağımsız çalışan bir kırıcı sayesinde yapılır. Püskürtülme işlemi sonrası yüzeyin bir rulo ile düzeltilmesiyle ürün hazırlanmış olur (Şekil 3.6).



Şekil 3.6. Sprey kalıplama yöntemi (www.reinforcedplastics.com)

3.5.3. Otomatik Yayarak Kalıplama:

Bilgisayar kontrollü olarak tabaka veya prepreg gerilimsiz olarak serilir. Maliyet elle yatırmanın yarısı kadardır (Şekil 3.7).

Ağırlıklı olarak uçak gövdesi, bot, traktör gövdesi, sıvı tankları yapımında kullanılır.

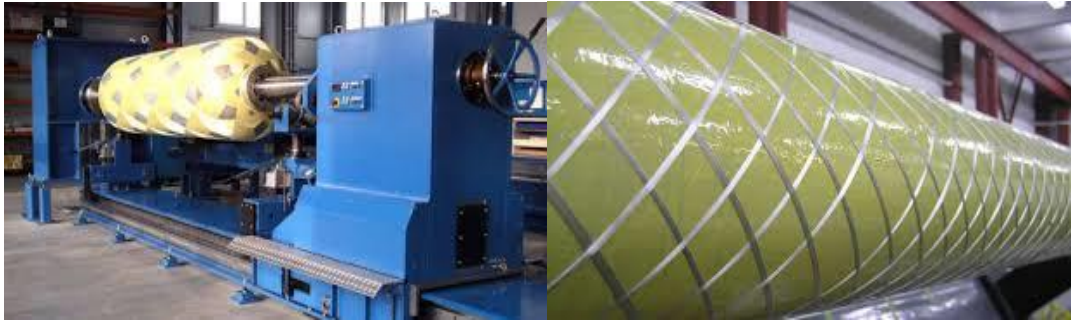


Şekil 3.7. Otomatik yayarak kalıplama yöntemi (www.reinforcedplastics.com)

3.5.4. Elyaf Sarma:

Elyaf sarma metodu, mastarın dış yüzeyine sarıldığı için girintili şekiller yapılamaz. Üretimde bilgisayar kontrollü sarma makinaları kullanılmaktadır. Kullanılan lif çoğunlukla kaplamalıdır. Hızlı bir prosestir ve 50kg/sa hıza ulaşılır (Şekil 3.8).

Uygulamalar: kompozit borular, tanklar ve basınçlı kap imalatı. Uzay Mekiği ve diğer roketler için kullanılan karbon fiber takviyeli roket motor gövdeleri bu şekilde yapılır.



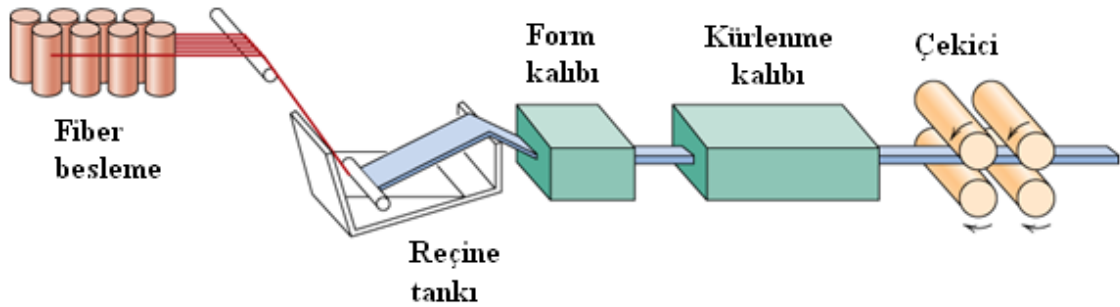
Şekil 3.8. Elyaf sarma yöntemi (www.reinforcedplastics.com)

3.5.5. Profil çekme (Pultruzyon) :

Profil çekme işlemi sürekli sabit kesitli kompozit profil ürünlerin üretilebildiği, düşük maliyetli, seri üretim yöntemidir. Pull ve Extrusion kelimelerinden türetilmiştir. Sisteme beslenen sürekli takviye malzemesi reçine banyosundan geçirildikten sonra 120-150 °C'ye ısıtılmış şekillendirme kalıbından geçilerek sertleşmesi sağlanır. Kalıplar genellikle krom kaplanmış parlak çelikten yapılmaktadır. Sürekli elyaf kullanılmasından dolayı takviye yönünde çok yüksek mekanik mukavemet elde edilir. Enine yükleri karşılayabilmek için özel dokumalar kullanmak gerekmektedir (Şekil 3.9).

Sürekli elyaf reçine tankından başlayarak çekilir, form kalıbı ve fırından geçerek süreci tamamlar. Üretim hızı 1 m/da'dır.

Uygulamalar; spor aletleri (golf sopası), araç tahrik şaftları(çünkü yüksek sönümleme kapasitesi), elektrik hizmeti için iletken olmayan merdiven raylar, araç yapısal parçaları ve havacılık.



Şekil 3.9. Profil çekme yöntemi (Callister W.D., 2007)

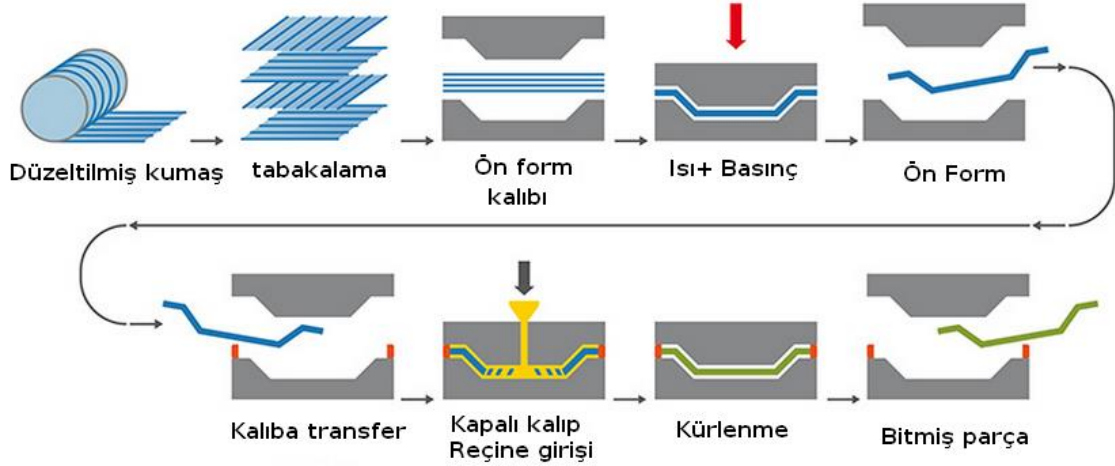
3.5.6. Reçine transfer kalıplama:

İki parçalı kalıp kullanılır. Kalıbın, kompozit malzemeye yapılması, çelik kalıp maliyetine göre daha düşük kalmasına neden olmaktadır. Yöntem çoğunlukla jelkotlu veya jelkotsuz her iki yüzeyinde düzgün olması istenen parçalarda kullanılır.

Takviye malzemesi olarak keçe veya kumaş kalıba yerleştirilir, kalıp kapatılır. Elyaf lar matris içinde geç çözünen reçinelerle kaplanarak kalıp içerisinde sürüklenmesi önlenir. Reçine basınç altında kalıba pompalanır. Matris enjeksiyonu soğuk, ılık veya en çok 80°C'ye kadar ısıtılmış

kaplarda uygulanabilir. İçerideki havanın dışarı çıkarılması ve reçinenin elyaf içine iyi işlemesi için vakum kullanılabilir (Şekil 3.10).

Proses süresi parça boyutu, reçine akışkanlığı ve donanım (kalıp ve enjeksiyon sistemi) ile doğru orantılıdır. Toplam süre 150-180s aralığındadır.



Şekil 3.10. Reçine transfer kalıplama yöntemi.

Pestil Hazırlama:

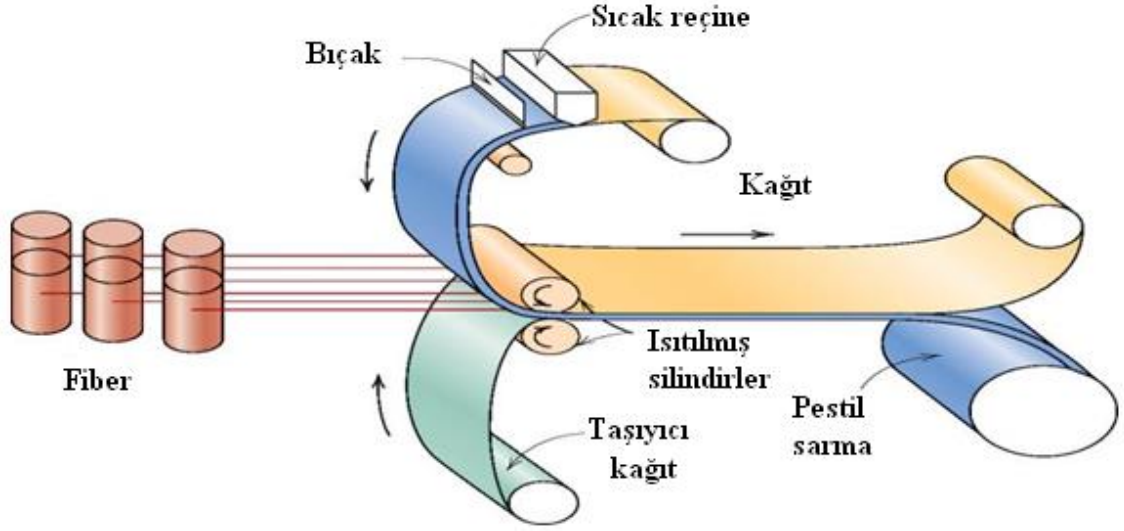
Pestil, yarı kürlenmiş reçine ve elyaf karışımını ifade eden kompozit endüstrisi terimidir. Ayrıca bileşenleri arasında renklendirici pigmentler, dolgu malzemeleri ve muhtelif kimyasallar yer almaktadır. Pestil, üreticiye ince plaka halinde iletilir ve hiçbir katkı konulmadan sıcak kalıpta şekillendirilir. Yapısal uygulamalarda çok sık kullanılır.

Öncelikle makaraya sarılı sürekli elyaf düzleştirilir (Şekil 3.11). Reçine, ısıtmalı silindirler kullanarak serbest ve taşıyıcı kağıt tabakaları arasında elyaf ile beraber bastırılır.

Pestil, kısmen sertleşmiş reçine içine gömülü sürekli ve sıralı liflerden oluşan ince bir bant halini alır. Bir karton çekirdek üzerine sarılmasıyla paketlenme için hazırlanmıştır. Tipik bant kalınlıkları 0.08 ve 0.25 mm arasında değişmektedir. Reçine muhtevası hacimce %35-45 arasındadır.

Termoset matris, 0 C ve daha düşük sıcaklıkta depolanır. Zira reçine oda sıcaklığında kürlenir. Yaşam süresi düzgün kullanıldığı takdirde yaklaşık 6 aydır.

Termoplastik ve termoset reçineler kullanılır: karbon, cam, aramit elyaflar ve ortak takviye bulunmaktadır.



Şekil 3.11. Pestil hazırlama yöntemi (Callister W.D., 2007)

3.5.7. Hazır kalıplama:

Bünyesinde cam elyafı, reçine, katkı ve dolgu malzemeleri içeren kalıplamaya hazır pestilin, sıcak pres kalıplarla ürüne dönüştürülmesidir. Hazır kalıplama yönteminin avantajları;

- Karmaşık şekiller üretilebilir,
- Metal parçaları bünye içine gömülebilir,
- Farklı cidar kalınlıkları elde edebilir,
- Yüksek adetli üretimlere uygundur,
- Ürünün iki yüzünde kalıp ile şekillenir ve kalitesi yüksektir,
- Delik gibi komplike şekiller elde edilebilir,
- Iskarta oranının düşük olmasıdır.

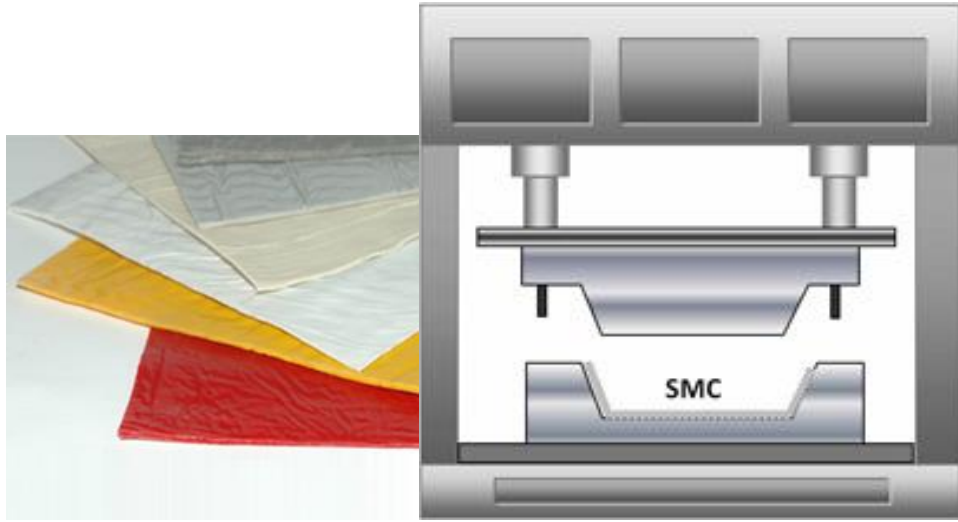
Bu yöntemin dezavantajları ise;

- Kalıplama bileşimlerinin buzdolaplarında saklanması gerekliliği,
- Kalıpların metal olmasından dolayı diğer kalıplardan daha maliyetli olması
- Büyük parçaların üretimi için büyük ve pahalı preslere ihtiyaç olmasıdır.

Hazır kalıplama yönteminde kullanılan bileşimler içeriklerine göre çeşitlilik göstermekle beraber en çok iki tür hazır kalıplama bileşimi kullanılmaktadır.

I. Hazır kalıplama pestilli kompozitler (SMC Sheet Molding Compound):

Daha çok otomotiv endüstrisinde tercih edilen bu yöntemde levha halindeki pestil sıcak kalıp içine yerleştirilerek kürlenme temin edilir ve parçanın formu verilir (Şekil 3.12). Ön kaporta, tampon, çamurluk ve taban kaplamaları yaygın uygulamaları arasındadır. Bu yöntem ile pestil içindeki elyaf tipine bağlı olarak çok yüksek mukavemet değerlerine ulaşılır. Örneğin sürekli karbon elyafların kullanıldığı SMC uygulamalarında 2.850MPa çekme mukavemeti elde edilebilmektedir.



Şekil 3.12. Pestil ve kalıp içinde yerleştirilişi (<http://www.moldedfiberglass.com>)

II. Hazır kalıplama hamuru kompozitler (BMC Bulk Molding Compound)

Kırılmış lif ve dolgu malzemesi içeren bir reçinenin önceden birleştirilmesi ile oluşan hamur biçiminde malzemenin sıcak kalıp içinde şekillendirildiği üretim yöntemidir.

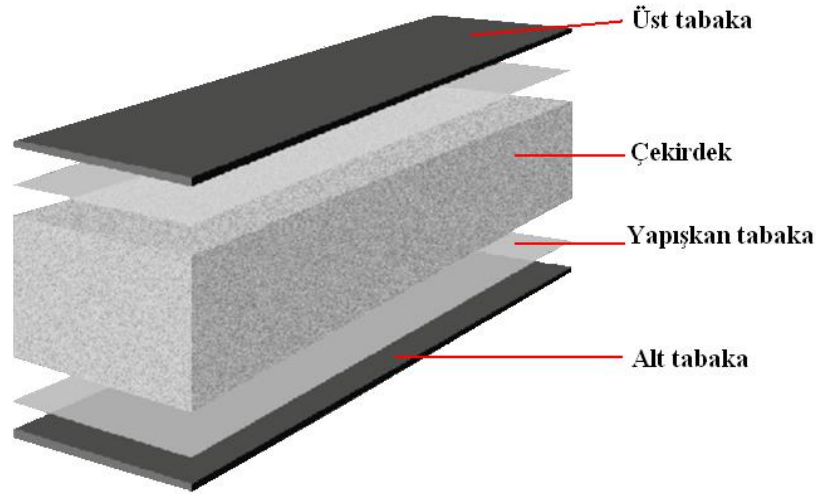
Tasarım esnekliği yeksektir ve kalıptan düzgün yüzeyli parçalar alınır. Sonradan boyanabileceği gibi kalıp içinde yüzey de kaplanabilir. Geri dönüşüm ve hazırlığında geri dönüşmüş malzeme kullanabilmektedir. Metal gömme parçaların yerleştirilmesi ile montaj kolaylığı sağlanmaktadır. Yüksek alev dayanımına sahiptir. Sıcaklık dayanımı yüksektir. Soğukta kırılga değildir.

BMC, reçine transfer kalıplama benzeri bir yöntemdir. Farklılığı reçine/elyaf karışımının kalıp dışarısında karışmış ve eritilerek basınç altında boş kalıp içine enjekte edilmesiyle oluşmaktadır. Düşük viskoziteye sahip termoset reçineler bu yöntemde kullanılabilir. Diğer yöntemlere göre daha hızlıdır.

Oyuncaklarından uçak parçalarına kadar bir çok ürün bu yöntemle üretilmektedir.

3.5.8. Sandviç Yapılar

Sandviç malzemeler, teknolojik kompozitlerin en önemli uygulamalarındandır. Birden fazla tabaka esaslı malzemenin, belirli bir amaç için makroskobik anlamda birleşmesi ile oluşturulan yapıdır. Farklı yapılar, istenilen çeşitli mekanik özelliklerin sağlanması için birbirleri içinde çözünmeden birleştirilmektedir. Bu birleştirme işlemi yapıştırıcı bir katman ile sağlanmaktadır.



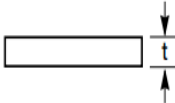
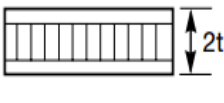
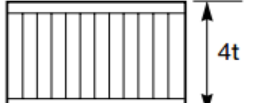
Şekil 3.13. Sandviç tabakalı kompozit (Güler C., Ulay G., 2010).

Sandviç bir yapı temel olarak üç önemli elemana sahiptir. Şekil 3.13'de gösterildiği üzere en dışta alt ve üst yüzeyler, orta kısımda çekirdek olarak adlandırılan malzeme ve bağlantıyı sağlayan yapışkan tabakadan oluşmaktadır. Dış yüzeyler ince ancak mukavim bir yapıya sahipken, çekirdek malzemenin mukavemet değeri düşük ve hafiftir. Bu sayede mukavemeti yüksek bir eleman oluşur ve konstrüktif açıdan da düşük ağırlıklı bir yapı elde edilir.

İçerideki çekirdek malzemenin temel görevi dış yüzeyler arasındaki mesafeyi korumaktır. Böylece, sandviç yapının kesit alanına ait atalet momenti ve bükülme rijitliği yüksek olur.

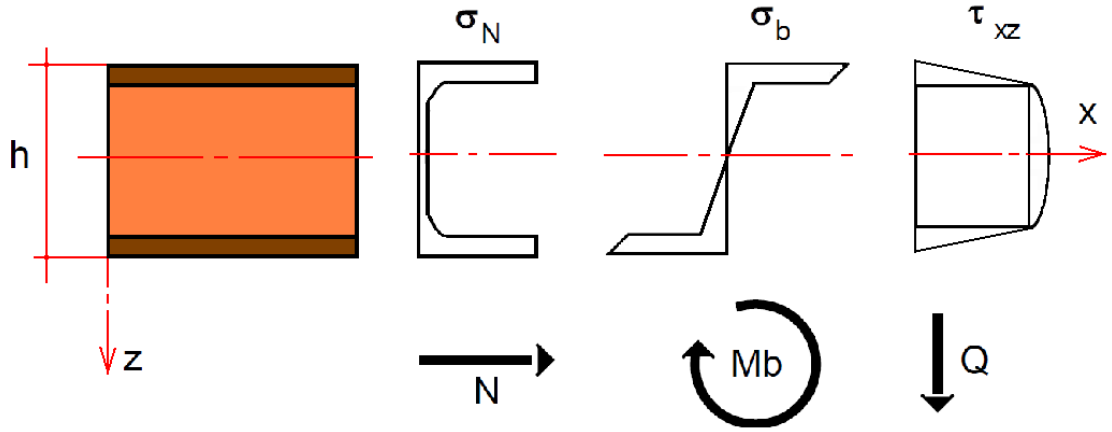
Yük altında sandviç panelin yüzeyleri eğilmeye maruz kalırlar; yüzeylerden biri bası etkisinde iken diğeri çekiye zorlanır. Çekirdek malzeme kayma gerilmelerine direnç gösterirken aynı zamanda yüzeyler arasındaki mesafeyi koruyarak yapının rijitliğini korur ve yüzeylere kesintisiz destek vererek düzenli rijit bir sandviç panel oluşturur. Çekirdek, yüzey ve yapıdırma bağlantısı uniform bir konstrüksiyon oluşturarak tek bir yapı olarak davranır. Böylece sandviç yapı yüksek burulma ve eğilme rijitliğine sahip olur (Çizelge 3.2).

Çizelge 3.2. Sandviç tasarım prensibi (www.hexcel.com)

	Katı Malzeme	Çekirdek Kalınlığı (t)	Çekirdek Kalınlığı (3t)
			
Göreceli rijitlik	1	7	37
Göreceli eğilme direnci	1	3,5	9,2
Göreceli ağırlık	1	1,03	1,06

Yüksek mukavemetli ve sert dış tabakalar, kalın, düşük yoğunluklu çekirdek yapılar ile bir araya getirilir. Böylece kesme ve çekme gerilme bölgeleri dış tabakalara transfer edilir (I-Beam analogisinde olduğu gibi). Sandviç yapılar, ince cidarlı yapılara göre daha yüksek eğilme dayanımına sahiptirler.

Gerilme bölgelerinin, dış tabakalara taşınması tüm yükleme durumlarında avantaj sağlamaktadır. Kesite dik gelen N kuvveti, Mb eğme momenti ve Q kesme kuvvetleri altında oluşan gerilme dağılımları Şekil 3.14’de gösterilmiştir.



Şekil 3.14. Sandviç yapıdaki gerilme dağılımları (Starlinger, 2013)

Sandviç konstrüksiyonları bir bütün olarak sınıflandırmaya tutmak mümkün değildir. Kullanılan malzemeler açısından aşağıdaki sınıflandırmayı yapmak mümkündür.

3.5.8.1 Sandviç Yüzey Malzemesi Çeşitleri:

Yüzey çeşitleri olarak geleneksel malzemelerden olan çelik, paslanmaz çelik ve alüminyum sandviç yapılarda çok fazla kullanılmazlar, bunlar yerine uygun koşullarda fiber veya cam takviyeli özel plastikleri kullanmak daha sağlıklıdır. Ana matriksin içerisinde özel mukavemet sağlanması istenen yerlerde bu amaçla kuvvetlendirici elyaflar kullanılır. Kuvvetlendirici elyafları şu şekilde sınıflandırabiliriz

A) Cam Elyafları

İlk kompozit panellerin yapımında kullanılan elyaf cam elyafı idi. Günümüzde çeşitli mukavemet özelliklerine sahip E, S ve R tipi cam elyafları üretilmekte ve kullanılmaktadır. Cam elyafları reçineyi oldukça iyi özümseyebilen ve kullanımı nispeten kolay elyaflardır.

B) Aramit Elyafları

1960'lı yılların sonlarında DuPont de Nemours tarafından piyasaya sürülen Kevlar aramitlerin en bilinenidir. Son yıllarda çeşitli imalatçılar değişik ticari isimlerle piyasaya aramit elyaflar sürmüşlerdir. Aramit elyafın spesifik çekme mukavemeti çelikten yaklaşık 5 kat daha fazladır. (Yani 1 m boyunda 1 kg ağırlığında bir aramit halat, aynı boy ve ağırlıkta bir çelik halattan 5 kat

daha fazla yük taşıyabilir.) Bu üstün çekme mukavemeti özelliği aramitlerin balistik koruma amaçlarıyla da kullanılmasına imkan tanımıştır.

Sürtünme ve aşınmaya da çok dayanıklı olan bu tip elyaflar basmada aynı performansa sahip değillerdir. Düşük yoğunlukları ve naylon temelli hidrofob yapıları kullanılan plastik matriksin aramit elyaflarını oldukça problemli yapmaktadır. Aramitlerde, çok ileri reçine sistemlerinde bile, yapıdaki elyaf oranında %50'den iyisini elde etmek mümkün olamamaktadır. Ayrıca depolamada rutubet almaları bu ıslanmayı çok daha zor hale getirdiğinden yapısal bütünlük için bir tehlike oluşturur.

C) Karbon Elyafları

Mukavemet olarak cam ve aramit elyaflarından çok daha üstün özellikler taşırlar. Darbelerin yutulması için ve çok düşük ağırlıkla rijitlik sağlamak amacıyla kullanılırlar. Düşük uzama seviyeleri ve kırılganlıkları başlarda problem olmuşsa da günümüzdeki yüksek uzamalı karbon elyaflarının bulunmasıyla bu problemler ortadan kalkmıştır. Plastik matriks içerisinde ıslanabilme özellikleri oldukça iyidir.

D) Diğer plastik elyaflar

Kompozit yapılarda, az miktarda olsa da amaca uygun olarak naylon (PA) ve polietilen (PE) elyaflar da kullanılmaktadır.

E) Boron elyaflar

Metal takviyeli metal kompozitlerde boron elyaflar kullanılır. Gaz türbini kanatları gibi yüksek ısıda üstün mukavemet gerektiren yerlerde alüminyum oksit matriks içerisinde boron elyafları kullanılır.

3.5.8.2. Çekirdek malzemesine göre sınıflandırma:

A) Polivinil klorür(PVC) ve Poliüretan Süngerler

PVC köpükler çok kullanılan bir çekirdek malzemesidir. Rutubet/su absorpsiyonu direnci iyidir. 40-300 kg/m³ yoğunluklarda bulunabilir.

Yapılarına göre:

- a) Çapraz bağlı PVC köpük: nispeten kırılğan
- b) Doğrusal PVC köpük: mukavemet özellikleri bozulmadan deformasyon kabul edebilen
- c) Yüksek ısı dirençli tipleri vardır.

B) Balsa

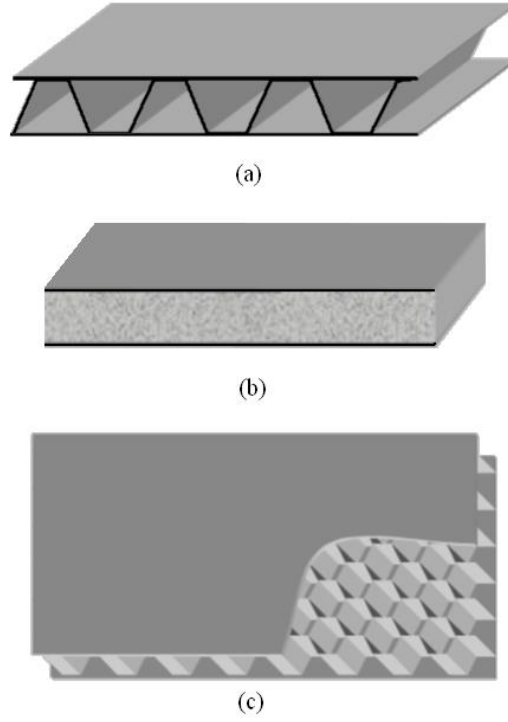
Hafif balsa ağacı, elyafları deriye dik gelecek şekilde (end grain) kesilerek çekirdek olarak kullanılır. Balsa çekirdekli sandviçler çok iyi bir rijitlik sağlarlar. Ancak, kırılmaları ani ve büyük boyutlu olur. Bunun yanı sıra, tabii kaynaklı malzemenin standardizasyonu imkansız denecek kadar zordur. Nispeten yüksek yoğunluğu ise, PVC köpük gibi geniş bir seçim şansı vermez.

C) Tahta

Balsa dışında tahta da, bilhassa iyi ezilme mukavemeti beklenen yerlerde çekirdek malzemesi olarak kullanılabilir. Genelde kontrplak veya lamine şeklindedir. Ağırlığı önemli bir dezavantajdır.

3.5.8.3. Çekirdek malzemesine göre sınıflandırma:

Sandviç tabakalı kompozitler, çekirdek malzeme ve şekline göre adlandırılırlar; oluklu, sünger çekirdekli, balpetekli sandviç yapılar gibi, Şekil 3.15.



Şekil 3.15. Sandviç yapı çeşitleri a) Oluklu, b) Sünger çekirdekli, c) Balpeteği (Petras, 1998).

3.5.9. Sandviç ve Üretim Yöntemi

Çalışmamıza konu olan Sandviç, 5 katlı tabakadan oluşan termoset bir sandviç üründür. Sandviç yapı, görünen yüzeyde kumaş olmak üzere, cam elyafı, yarı rijit poliüretan sünger çekirdek tabaka, cam elyafı ve kağıttan oluşmaktadır. Şekil 3.16'da üretilmiş Sandviç numunesine ait tabakalar görülmektedir.



Şekil 3.16. Sandviç tabakaları



Şekil 3.17. Sandviç malzeme tabakalarının pres baskıya hazırlanması

Yürüyen bir bant (Şekil 3.17) üzerinde, sırasıyla kağıt üzerine tutkal ve cal elyafı serpilir, sonra üzerine sünger serilir. Bu grubun üzerine tekrar cam elyafı ve tutkal serpildikten sonra en üste kumaş yerleştirilir. Sandviç malzeme grubu form vermek üzere hazırdır.



Şekil 3.18. Alüminyum form kalıbı açık halde

Malzeme grubu dikey preste ısınmış kalıbın içine özenle konulur (Şekil 3.18). Kumaş ve diğer malzemelerin kırışmamasına dikkat edilir. Pres kapatılarak sandviç yapıya form verilir. Tutkalın kurlenme süresi kadar kalıp kapalı bekletilir. Pres açılır ve formlu parça kırılmadan kalıbın içinden alınır. Form verilmiş sandviç kenarları kesilmek üzere sonraki operasyona gönderilir. Sandviçin kenarları ve bağlantı delikleri su jetinde kesilerek işlemler tamamlanır (Şekil 3.19). Kontrol aparatı üzerine yerleştirilen parçanın kenar kesim ve estetik kontrolleri yapılır.



Şekil 3.19. Su jeti ile parça kesimi ve kontrol aparatı

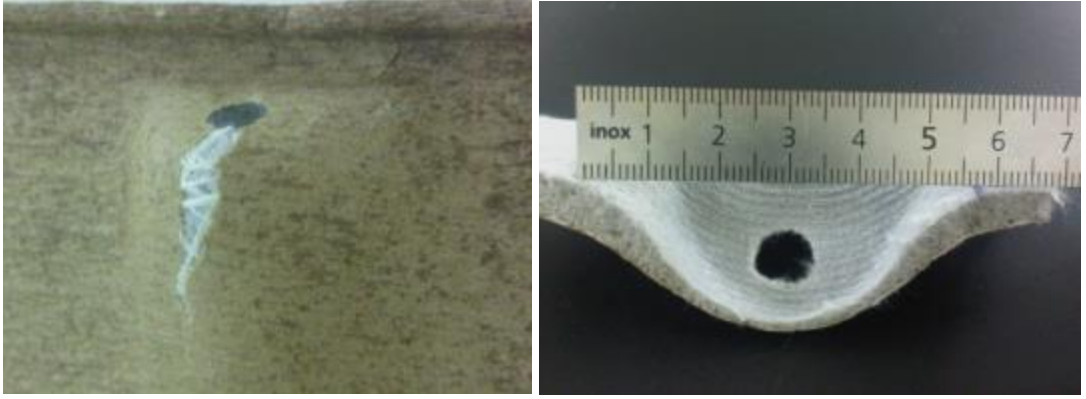
Kesim ve kontrolü tamamlanan parça artık araç montaj hattına sevk ve montaja hazır hale gelmiştir. Montaj noktasına kadar kirlenme ve kırılma olmaması için özel ambajına yerleştirilir ve sevk edilir.



Şekil 3.20. Montaja hazır Sandviç ve üretildiği form kalıpları.

Sandviç kalıpları, ısı iletimi özelliğinden dolayı alüminyum döküm veya blok malzemeden imal edilir. Şekil 3.20’de bir baskıda iki parça alabilmek için tasarlanmış sandviç form kalıbı ve kalıptan alınan sandviç görülmektedir.

Üretim sürecinde yaşanan en önemli problemler; kağıtta yırtılma, kumaşta kırışıklık, portakallanma, selülit ve incelmeden dolayı yarı rijit süngerde kopma sayılabilir. Şekil 3.21’de form verme operasyonu sonrası, derin formdan kaynaklanan kağıtta yırtılma problemi görülmektedir.



Şekil 3.21. Sandviç arka yüzeyindeki kağıt yırtılma problemi.

Günümüzde yaşanan problemlerden elde edilen tecrübeler ışığında yeni sandviç tasarımları yapılmaktadır. Problem yaşanması muhtemel bölgeler tesbit edilerek tecrübeler ışığında sandviç üzerindeki derin formlar azaltılmaya, keskin geçişler yumuşaltılmaya çalışılmaktadır. Tüm bunlar kalıp yapımı ve sonrasında yaşanabilecek problemleri azaltsa da kesin çözüm olamamaktadır. Riskli parçalarda ise prototip kalıbı yapılarak problemler gözlemlenmeye ve olası çözümler geliştirilmeye çalışılmaktadır. Çözülemediği takdirde tasarım somlusu firmaya raporlanarak stil değişikliği istenmektedir. Bu da hiç istenen bir durum değildir.

Bu çalışmada, yarı rijit poliüretan sünger çekirdekli sandviçin form verme operasyonunun sonlu elemanlar yöntemi ile simülasyonu üzerinde durulmuştur. Tabakalara ait malzeme özellikleri

testler ile elde edilmiş ve ilgili gerilme birim şekil değiştirme eğrileri oluşturulmuştur. Sandviçte kullanılan farklı malzemeler ve proses şartları için, tabaka ayrılma testleri ve sonrasında düzlemsel sandviç parçaları üzerinde üç nokta eęme testleri yapılarak, en yüksek performansı gösteren değerler belirlenmiştir. Bu verilerin işığında radiossonlu elemanlar programı kullanılarak üç noktalı eęme testleri gerçekteştirilmiştir. Farklı modelleme teknikleri arasından sandviç davranışını en iyi yansıttığı dūřünūlen kabuk ve hacim elemanların biraraya gelmesiyle oluşan hibrit sandviç sonlu elemanlar modeli kurulmuştur.

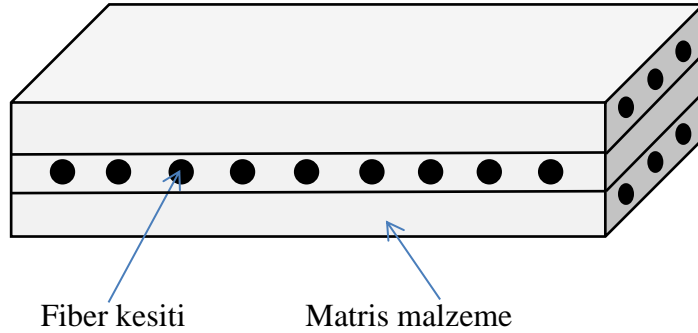
Prototip çalışmaları için araç sandviçi parçası, pencere bölgesi derin formları nedeniyle seçilmiş ve alūminyum prototip kalıbı yapılmıştır. Prototip kalıbında daha önce belirlenen proses şartları ve malzeme özellikleri kullanılarak numune sandviç parçaları basılmıştır. Oluřan estetik ve yırtılma kaynaklı sorunlar proste yapılan denemeler ile giderilmiştir. Yeni şartlar sonlu elemanlar modeline aktarılmıştır. Nihayetinde, radiossonlu elemanlar analiz programı kullanılarak sandviçe ait form verme operasyonu simüle edilmiştir.

4. TABAKALARIN MAKROMEKANİK ANALİZİ

4.1. Giriş:

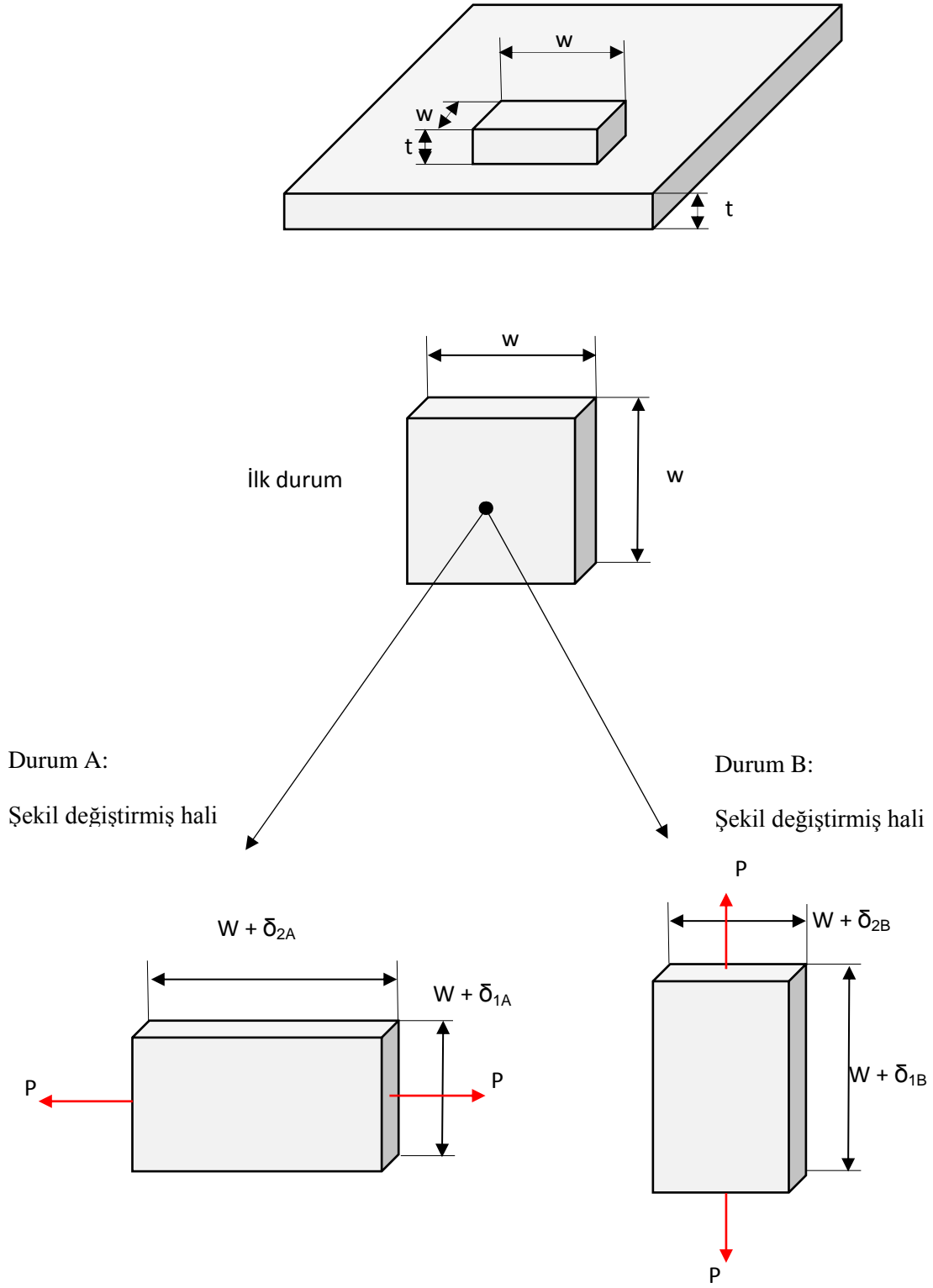
Kompozit yapılar, kalınlığı 0.125 mm civarında olan ince tabakalardan oluşurlar. Bu sandviç yapı, farklı kalınlıklardaki çeşitli yönlerde istiflenmesiyle inşa edilmiştir (Şekil 4.1). Otomobilde kullanılan şapkalık, yaprak yaylı süspansiyon sistemi, sandviç yapılar, eğme, burulma gibi çeşitli yüklere maruz kalırlar. Bu tür tasarım gerekleri bu tür yapılarda oluşan gerilme ve şekil değiştirme algoritmalarının bilinmesini gerektirir.

Sandviç yapılar genellikle tek tabakalı bloklardan meydana gelir, bundan dolayı, bu tek tabakalı yapıların mekanik analizini anlamak, çok tabakalılarından önce gelir. Tek bir kompozit tabaka bile homojen ve izotrop değildir. Çünkü tabaka, homojen-izotrop fiber elemanlarla homojen-izotrop matris elemanların birleşmesiyle meydana gelmesine rağmen, tabaka rijitlikleri, noktanın fiberlerde, matriste veya fiber-matris arasındaki bir bölgede olup olmamasına göre noktadan noktaya çeşitlilik gösterir. Bu durum çok karışık mekanik tabaka modellerinin oluşmasına neden olur. Bu sebeple tabakaların makromekanik analizde tabakaların homojen olduğu kabul edilerek, ortalama malzeme özellikleri temel alınır.



Şekil 4.1. Tabakalı kompozit elemanda fiber ve matris malzemelerin görünümü

İnce tabakaların homojenleştirilmesiyle bile, tabakaların mekanik davranışı hala izotrop homojen malzemelerinkinden farklıdır. Örneğin; eni ve boyu “w” ve kalınlığı “t” olan küçük bir parçayı göz önüne alalım. Bu parçayı Durum A ve Durum B olarak inceleyelim.



Şekil 4.2. Normal doğrultuda yüklenmiş izotropik plağın deformasyonu (Kaw, 1997)

Durum-A

Kare plağı 1 doğrultusunda normal tekil “P” yüküne maruz bırakalım. 1 ve 2 doğrultusundaki normal deformasyon miktarları, sırasıyla δ_{1A} ve δ_{2A} ‘dır.

Durum-B

Durum-A daki gibi benzer normal “P” yükünü tatbik edelim, fakat şimdi doğrultusu 2 yönünde olsun. 1 ve 2 doğrultusundaki normal deformasyon miktarları sırasıyla, δ_{1B} ve δ_{2B} dır. Bu iki durumdan;

$$\delta_{1A} = \delta_{2B} \quad 4.1.a$$

$$\delta_{2A} = \delta_{1B} \quad 4.1.b$$

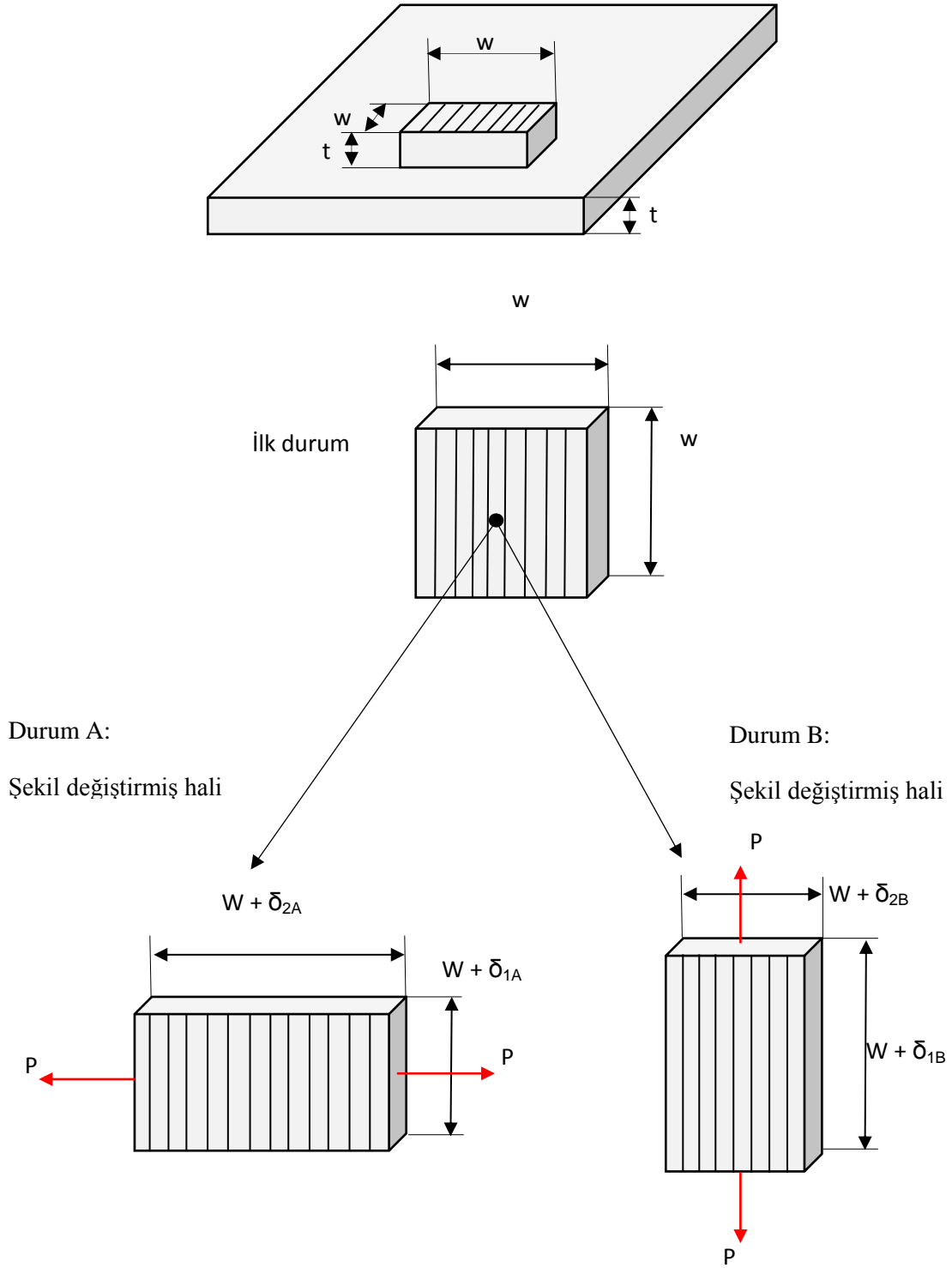
sonucuna ulaşırız. Bununla birlikte Şekil 4.3’ de, kalınlığı t olan kompozit bir tabakayı göz önüne alalım. Burada da tabaka içerisinde (w, w, t) ölçülerine sahip tek doğrultudaki bir kare plağı inceleyelim. Bu durumda;

$$\delta_{1A} \neq \delta_{2B} \quad 4.2.a$$

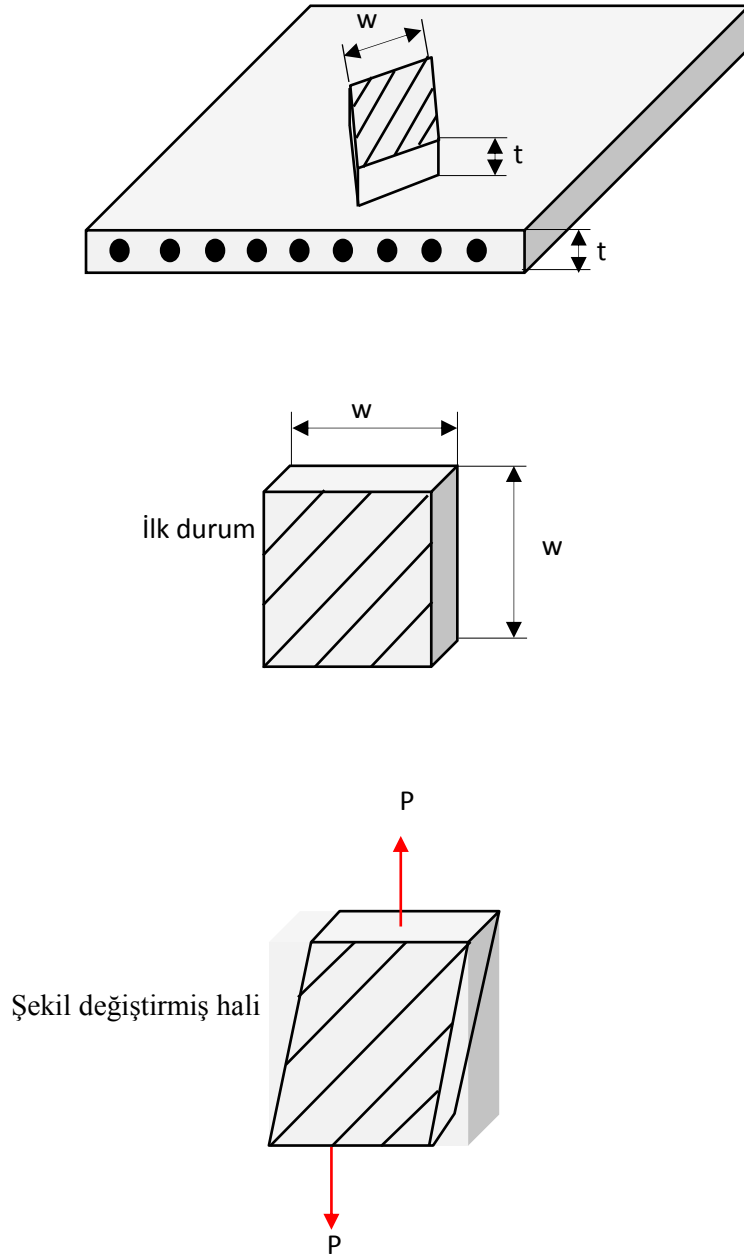
$$\delta_{2A} \neq \delta_{1B} \quad 4.2.b$$

Bunun nedeni, tek doğrultulu tabakalarda, fiberlerin doğrultusundaki rijitliklerin daha büyük olmasıdır. Sonuç olarak, tek doğrultulu tabakanın mekanik karakteri, izotropik tabaka için ihtiyaç duyulan parametrelerden daha fazla parametre gerektirir.

Şekil 4.1’de görüldüğü gibi, plak farklı açılarda fiberlere sahip olabilir. Bu durumda farklı açılar için, farklı deformasyonlar meydana gelecektir. Gerçekte kare plak, normal doğrultuda deformasyonlara sahip olduğu gibi farklı doğrultuda deformasyonlara da sahiptir ve şekli bozulmuştur. Tüm bu sebeplerden dolayı, açılı tabakaların mekanik karakteri çok daha karmaşıktır.



Şekil 4.3. Normal doğrultuda yüklenmiş sıfır derece açılı fiberlere sahip tek doğrultulu tabakalı plağın deformasyonu (Kaw, 1997).



Şekil 4.4. Normal doğrultuda yüklenmiş açılı fiberlere sahip tek doğrultulu plağın deformasyonu (Kaw, 1997)

4.2. Tanımlamaların incelenmesi

4.2.1. Gerilme

Gerilme, birim alana düşen yükün yoğunluğu olarak tanımlanır. Mekanik yapılar, kütleli kuvvetler ve yüzey kuvvetleri gibi kütle üzerinde hareket halinde bulunan dış kuvvetleri alırlar. Bu kuvvetler, kütle içinde iç kuvvetlere dönüşür. Kütle içinde bulunan tüm noktalardaki iç kuvvetlerin bilinmesi gerekir. Çünkü bu kuvvetlerin değeri, yapıda kullanılan malzemelerin mukavemetlerinden daha düşük olmak zorundadır.

Şekil 4.5’de çeşitli yükler altında dengede bulunan kütle görülmektedir. Bu kütlenin herhangi bir kesitinde, ΔA alanı üzerinde bulunan bir ΔP kuvveti düşünelim bu kuvvet vektörü yüzeye normal ΔP_n ve yüzeye paralel ΔP_s olsun. Gerilmenin tanımından;

$$\sigma_n = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_n}{\Delta A} \quad 4.3.a$$

$$\tau_s = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_s}{\Delta A} \quad 4.3.b$$

değerleri elde edilir.

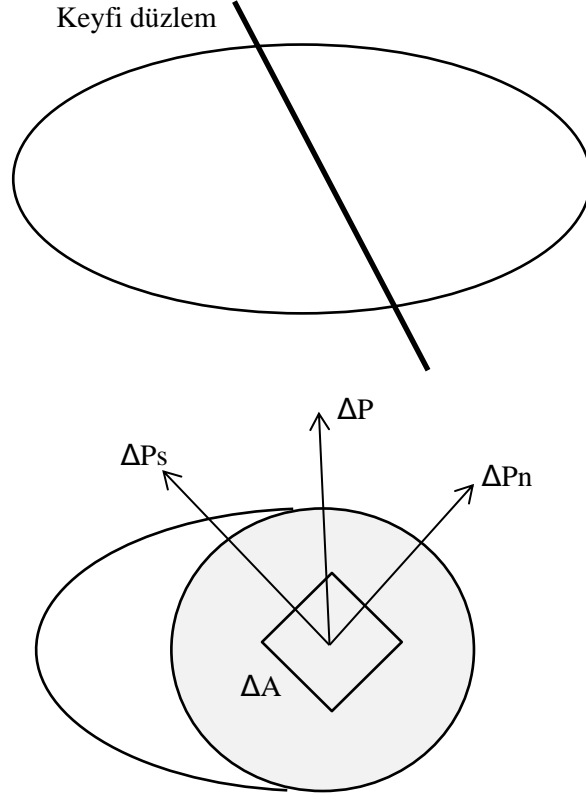
Bu elemanın yüzeyine normal doğrultuda etkiyen gerilmeye σ_n normal gerilme ve yüzeye paralel olarak etkiyen gerilmeye τ_s kayma gerilmesi denir. Aynı noktadan farklı bir kesit alırsak, gerilmeler değişmeden kalır, fakat gerilmenin iki bileşeni değişir. Bununla birlikte gerilmeyi tam olarak tanımlayabilmek için herhangi bir noktada üç boyutlu kartezyen koordinat sistemine ihtiyaç duyulur.

Sağ el kuralı ile üç boyutlu x-y-z koordinat sistemi oluşturularak Şekil 4.6’da görülen eleman üzerinde y-z düzlemine paralel bir kesit alınır. Kuvvet vektörü ΔP , ΔA üzerinde bulunmaktadır. Kesitte görüldüğü gibi ΔP_x bileşeni yüzeye normal doğrultudadır. Kuvvet vektörü ΔP_s ise yüzeye paraleldir. Ayrıca ΔP_s , y ve z aksları boyunca ΔP_y ve ΔP_z elemanlarına ayrılırsa, gerilmenin tanımından aşağıdaki ifadeler elde edilir.

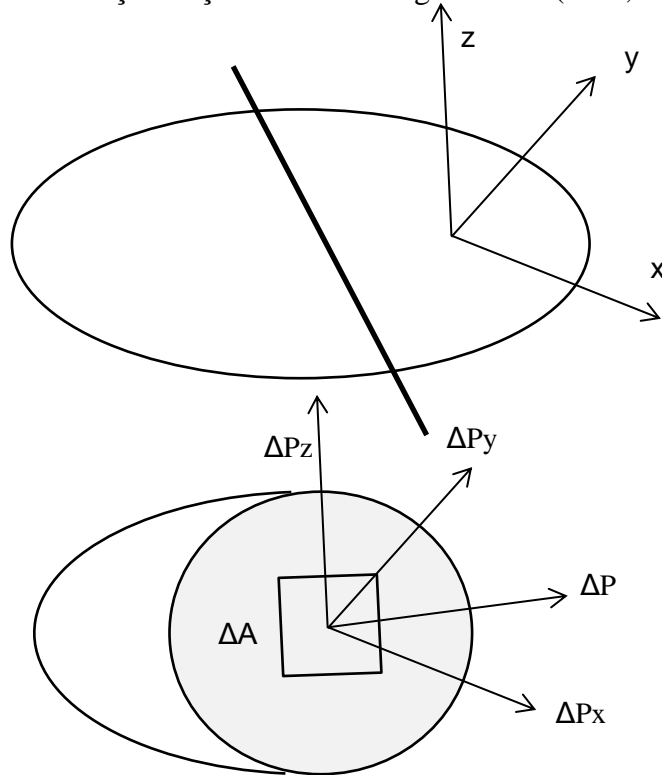
$$\sigma_x = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_x}{\Delta A} \quad 4.4.a$$

$$\tau_{xy} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_y}{\Delta A} \quad 4.4.b$$

$$\tau_{xz} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \frac{\Delta P_z}{\Delta A} \quad 4.4.c$$



Şekil 4.5. Keyfi bir düzlemde çok küçük bir alandaki gerilmeler (Kaw, 1997)



Şekil 4.6. y-z düzleminde çok küçük bir alandaki kuvvetler (Kaw, 1997)

Kartezyen koordinat sisteminde sonsuz küçük kübik bir eleman alınır. Bu kübik elemanın herhangi bir yüzündeki gerilmeler bulunarak, bir noktadaki gerilmeler tanımlanır.

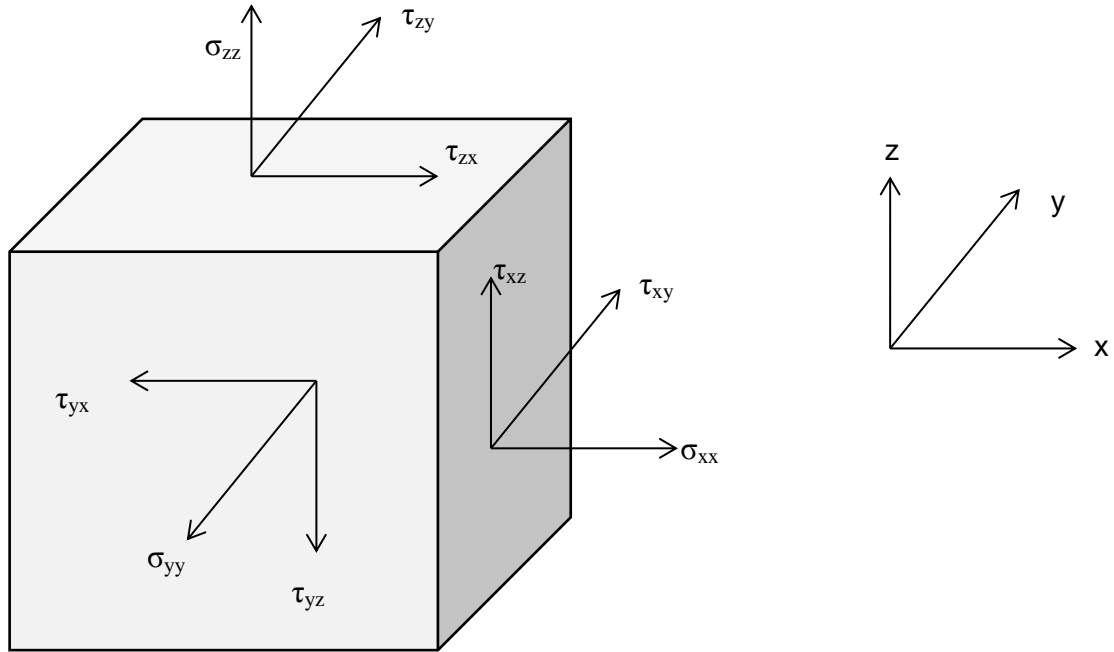
Şekil 4.7’de görüldüğü gibi eleman üzerindeki herhangi bir noktada dokuz farklı gerilme davranışı bulunmaktadır. Bu gerilmelerin altı tanesi kayma gerilmesidir ve kayma gerilmeleri arasında şu şekilde bir ilişki bulunmaktadır.

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} \quad 4.5.a$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} \quad 4.5.b$$

$$\tau_{zx} = \tau_{xz} \quad 4.5.c$$

Yukarıdaki üç ifade sonsuz küçük kübik elemandaki momentlerin dengesinden bulunur. Dolayısıyla geriye altı gerilme kalır. Bunlar kübik yüzeye normal doğrultudaki σ_{xx} , σ_{yy} , σ_{zz} ve kübik yüzeyler boyunca bulunan τ_{xy} , τ_{yz} , τ_{zx} dir.



Şekil 4.7. Sonsuz küçük kübik elemandaki gerilmeler (Kaw, 1997).

Normal çekme gerilmesi pozitif ve normal basınç gerilmesi negatiftir. Kayma gerilmesiyle beraber dış normalin yönünün negatif olması veya her ikisinin pozitif olması durumunda kayma gerilmesi pozitif aksi halde kayma gerilmesi negatiftir.

4.2.2. Şekil Değişirme

Dış kuvvetler sebebiyle eleman içerisinde oluşan deformasyonun bilinmesi çok önemlidir. Şekil değişirme açısından deformasyon kütleinin şekil ve boyutunda meydana gelen göreceli değişim olarak tarif edilebilir. Şekil değişirme genellikle sağ el kuralı ile oluşturulan koordinat sisteminde sonsuz küçük kübik eleman üzerinde tanımlanır. Çeşitli yükler altında, sonsuz küçük kübik elemanın kenar uzunluğu değişir, kübün yüzeyinin şekli de bozulur. Boydaki değişim, kayma şekil değişirmelerindeki biçim bozulmasına ve normal şekil değişirmesine tekabül eder. Şekil 4.8' de kübik elemanın ABCD yüzündeki şekil değişirmeler görülmektedir. Her bir şekil değişirme ve deplasmanın birbiriyle ilişkisi vardır.

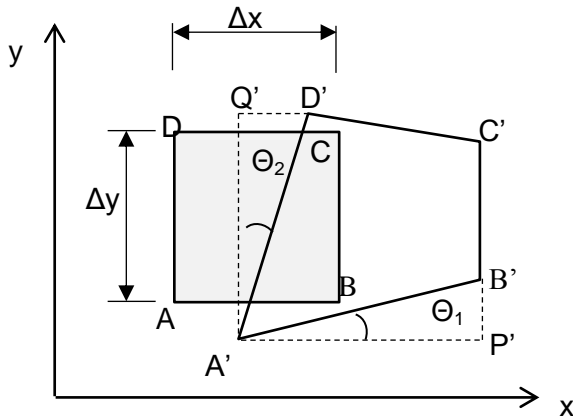
Şekildeki AB ve AD kenarları şekil değiştirdikten sonra A'D' ve A'B' halini alır. Buradaki deplasmanlar (x,y,z) koordinat sisteminde tanımlanırsa (x,y,z) koordinat sistemindeki bir nokta için;

$u = u(x,y,z)$ x doğrultusundaki deplasman

$v = v(x,y,z)$ y doğrultusundaki deplasman

$w = w(x,y,z)$ z doğrultusundaki deplasman

olarak ifade edilir.



Şekil 4.8. Çok küçük bir alanda x-y düzleminde normal kayma şekil değişirmeleri (Kaw, 1997).

X doğrultusundaki normal şekil değiştirme ε_{xx} , AB uzunluğundaki değişimin AB uzunluğuna oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon_{xx} = \lim_{\Delta A \rightarrow 0} \left(\frac{A'B' - AB}{AB} \right) \quad 4.6$$

$$A'B' = \sqrt{(A'P')^2 + (B'P')^2}$$

$$A'B' = \sqrt{[\Delta x + u(x + \Delta x, y) - u(x, y)]^2 + [v(x + \Delta x, y) - v(x, y)]^2} \quad 4.7.a$$

$$AB = \Delta x \quad 4.7.b$$

$$\varepsilon_x = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \left\{ \left(1 + \frac{u(x, \Delta x, y) - u(x, y)}{\Delta x} \right)^2 + \left(\frac{v(x + \Delta x, y) - v(x, y)}{\Delta x} \right)^2 \right\}^{1/2} - 1$$

ve kısmi türevin tanımını kullanarak

$$\varepsilon_x = \left[\left(1 + \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial x} \right)^2 \right]^{1/2} - 1$$

$$\varepsilon_x = \left[\left(1 + \frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 \right]^{1/2} - 1$$

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad 4.8$$

elde edilir. Çok küçük deplasmanlar için, $\frac{\partial u}{\partial x} \ll 1$, $\frac{\partial v}{\partial x} \ll 1$ 'dir.

Benzer şekilde y doğrultusundaki normal şekil değiştirme, ε_{yy} AD uzunluğundaki değişimin AD uzunluğuna oranı olarak tanımlanır.

$$\varepsilon_{yy} = \lim_{AD \rightarrow 0} \left(\frac{A'D' - AD}{AD} \right) \quad 4.9$$

$$A'D' = \sqrt{(A'Q')^2 + (Q'D')^2}$$

$$A'D' = \sqrt{[\Delta y + v(x, y + \Delta y) - v(x, y)]^2 + [u(x, y + \Delta y) - u(x, y)]^2} \quad 4.10.a$$

$$AD = \Delta y \quad 4.10.b$$

$$\varepsilon_y = \lim_{\Delta y \rightarrow 0} \left\{ \left(1 + \frac{v(x, y + \Delta y) - v(x, y)}{\Delta y} \right)^2 + \left(\frac{u(x, y + \Delta y) - u(x, y)}{\Delta y} \right)^2 \right\}^{1/2} - 1$$

$$\varepsilon_y = \left[\left(1 + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)^2 \right]^{1/2} - 1$$

$$\varepsilon_y = \left[\left(1 + \frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 \right]^{1/2} - 1$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad 4.11$$

elde edilir. Çok küçük deplasmanlar için, $\frac{\partial v}{\partial y} \ll 1$, $\frac{\partial u}{\partial y} \ll 1$ 'dir. Elemanın uzunluğu artarsa, şekil değiştirme pozitif, azalırse negatiftir.

AB ve AD kenarları arasındaki 90° derecelik açının değişimi kayma şekil değiştirmesi γ_{xy} olarak adlandırılır. AB ve AD kenarlarının eğilmesiyle, açı değişimi meydana gelir. Bu kayma şekil değiştirmesi şu şekilde tanımlanır.

$$\gamma_{xy} = \theta_1 + \theta_2 \quad 4.12$$

$$\theta_1 = \lim_{AB \rightarrow 0} \left(\frac{P'B'}{A'P'} \right) \quad 4.13.a$$

$$P'B' = v(x + \Delta x, y) - v(x, y) \quad 4.13.b$$

$$A'P' = u(x + \Delta x, y) + \Delta x - u(x, y) \quad 4.13.c$$

$$\theta_2 = \lim_{AD \rightarrow 0} \left(\frac{Q'D'}{A'D'} \right) \quad 4.14.a$$

$$Q'D' = u(x, y + \Delta y) - u(x, y) \quad 4.14.b$$

$$A'Q' = v(x, y + \Delta y) + \Delta y - v(x, y) \quad 4.14.c$$

Denklem (13) ve (14) denklem (12) de yerine yazılırsa;

$$\gamma_{xy} = \lim_{\substack{\Delta x \rightarrow 0 \\ \Delta y \rightarrow 0}} \frac{\frac{v(x + \Delta x, y) - v(x, y)}{\Delta x}}{\frac{u(x + \Delta x, y) + \Delta x - u(x, y)}{\Delta x}} + \frac{\frac{u(x, y + \Delta y) - u(x, y)}{\Delta y}}{\frac{v(x, y + \Delta y) + \Delta y - v(x, y)}{\Delta y}}$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad 4.15$$

Burada da çok küçük deplasmanlar için, $\frac{\partial u}{\partial y} \ll 1$ ve $\frac{\partial v}{\partial x} \ll 1$ 'dir.

AB ve AD kenarları arasındaki açı azaldığı zaman kayma şekil değiştirmesi pozitiftir, aksi takdirde kayma şekil değiştirmesi negatiftir.

Normal ve kayma şekil değiştirmelerinin tanımından Şekil 4.7'deki sonsuz küçük kübik elemanın şekil ve boy değişimi şu şekilde bulunabilir.

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \quad 4.16.a$$

$$\gamma_{zx} = \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \quad 4.16.b$$

$$\epsilon_{zz} = \frac{\partial w}{\partial z} \quad 4.16.c$$

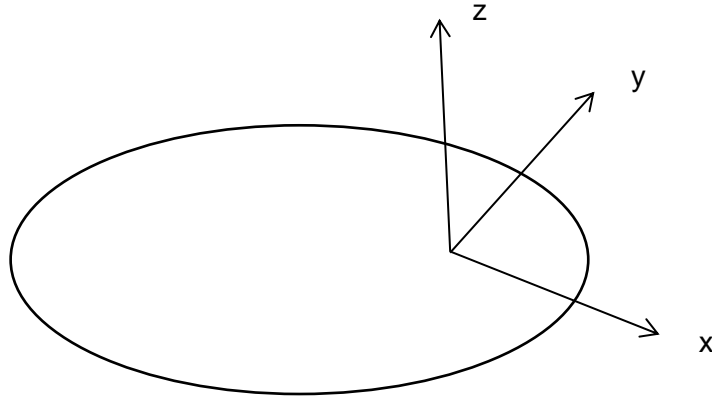
4.2.3. Malzeme Modülleri

Elemanın bir noktasındaki altı adet gerilmenin tümünün tanımlanması için Bölüm 4.2.2'de anlatılan üç denge denklemi yetersiz kalmaktadır. Eleman lineer elastik özellik göstermektedir ve çok küçük deformasyonlara sahiptir. Herhangi bir noktadaki gerilme ve şekil değiştirmeler Hook kanunları olarak adlandırılan altı adet eş zamanlı lineer denklem kuralına bağlıdır. Bir noktada on beş adet bilinmeyen parametre bulunmaktadır, bunların altısı gerilme, altısı şekil değiştirme ve üçü de deplasmandır.

Hook kanunlarındaki altı adet eş zamanlı lineer denklem takımının kombinasyonu, denklem (4.8), (4.11), (4.15), (4.16) tarafından verilen altı adet deplasman şekil değiştirme ilişkisi ve üç adet denge denklemini ile on beş bilinmeyen için on beş adet denklem elde edilir. Deplasman şekil değiştirme ve denge denklemleri, çözümün tamamlanması için bilinen sınır şartlarına maruz bırakılır.

Üç boyutlu gerilme durumunda, lineer izotropik bir malzeme için, Şekil 4.9'da x-y-z ortogonal sistemindeki bir noktada, Hook kanunlarıyla elde edilen gerilme-şekil değiştirme ilişkisi matris formunda aşağıdaki gibidir.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E} & -\nu & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & \frac{1}{E} & -\nu & 0 & 0 & 0 \\ -\nu & -\nu & \frac{1}{E} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \quad 4.17$$



Şekil 4.9. Üç boyutlu bir elemanda kartezyen koordinat sistemi (Kaw, 1997)

Denklem (4.17)'deki 6x6 boyutundaki matris izotropik malzemenin esneklik (compliance) matrisi [S] olarak adlandırılır. Denklem (4.18)'deki 6x6 boyutundaki matris esneklik matrisinin tersidir. Bu matrise ise rijitlik (stiffness) matrisi denir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_y \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{\nu E}{(1-2\nu)(1+\nu)} & \frac{E(1-\nu)}{(1-2\nu)(1+\nu)} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & G & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & G & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & G \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad 4.18$$

Burada ν Poisson oranıdır. Kayma modülü G ise, elastik sabit E ve ν nün bir fonksiyonudur.

$$G = \frac{E}{2(1+\nu)} \quad 4.19$$

4.2.4. Şekil Değiştirme Enerjisi

Enerji, iş yapabilme kapasitesi olarak tanımlanabilir. Çeşitli yükler altında deformasyona uğrayan katı bir elemanda, yüzeysel yükler tarafından yapılan iş, şekil değiştirme enerjisi olarak depolanır. Eleman içerisinde, her birim hacimde depolanan şekil değiştirme enerjisi

$$W = \frac{1}{2} (\sigma_x \varepsilon_x + \sigma_y \varepsilon_y + \sigma_z \varepsilon_z + \tau_{xy} \gamma_{xy} + \tau_{yz} \gamma_{yz} + \tau_{zx} \gamma_{zx}) \quad 4.20$$

olarak tanımlanır.

4.3. Farklı Tip Malzemeler İçin Hooke Kanunları

Lineer olarak elastik ve izotropik olmayan genel bir malzeme için gerilme şekil değiştirme ilişkisi denklem (4.17) ve (4.18)'den daha karmaşıktır. Bir kompozit için elastik davrandığı varsayımı genellikle kabul edilebilir, fakat kompozit bir malzemeyi izotropik olarak kabul edemeyiz. Bundan dolayı, bu malzemelerin gerilme ve şekil değiştirme ilişkisi Hooke kanununa uyar, fakat gerilme ve şekil değiştirmeye bağlı sabitler sayıca denklem (4.17) ve denklem (4.18)'de görüldüğünden daha fazladır. Üç boyutlu bir kütle için, 1-2-3 ortogonal koordinat sistemindeki en genel gerilme-şekil değiştirme ilişkisi aşağıdaki gibidir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & C_{14} & C_{15} & C_{16} \\ C_{21} & C_{22} & C_{23} & C_{24} & C_{25} & C_{26} \\ C_{31} & C_{32} & C_{33} & C_{34} & C_{35} & C_{36} \\ C_{41} & C_{42} & C_{43} & C_{44} & C_{45} & C_{46} \\ C_{51} & C_{52} & C_{53} & C_{54} & C_{55} & C_{56} \\ C_{61} & C_{62} & C_{63} & C_{64} & C_{65} & C_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad 4.21$$

Yukarıdaki denklemde 36 adet sabite sahip olan 6x6 boyutundaki [C] matrisi rijitlik (stiffness) matrisi olarak adlandırılır.

Denklem (4.21) in tersi alınarak, 1-2-3 ortogonal kartezyen koordinat sisteminde üç boyutlu bir eleman için genel haldeki gerilme-şekil değiştirme ilişkisinden denklem 4.22 elde edilir.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \\ \gamma_{23} \\ \gamma_{31} \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & S_{14} & S_{15} & S_{16} \\ S_{21} & S_{22} & S_{23} & S_{24} & S_{25} & S_{26} \\ S_{31} & S_{32} & S_{33} & S_{34} & S_{35} & S_{36} \\ S_{41} & S_{42} & S_{43} & S_{44} & S_{45} & S_{46} \\ S_{51} & S_{52} & S_{53} & S_{54} & S_{55} & S_{56} \\ S_{61} & S_{62} & S_{63} & S_{64} & S_{65} & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_3 \\ \tau_{23} \\ \tau_{31} \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad 4.22$$

Malzemenin izotropik olması durumunda yukarıda verilen gerilme-şekil değiştirme ilişkisi denklem (4.17)'deki gibidir. Denklem (4.22)'de verilen esneklik (compliance) matrisinin mühendislik sabitleri,

$$\begin{aligned}
 S_{11} &= \frac{1}{E} = S_{22} = S_{33} \\
 S_{12} &= \frac{-\nu}{E} = S_{13} = S_{21} = S_{23} = S_{31} = S_{32} \\
 S_{44} &= \frac{1}{G} = S_{55} = S_{66}
 \end{aligned} \tag{4.23}$$

şeklindedir. Ayrıca diğer tüm S_{ij} 'ler sıfırdır.

Rijitlik matrisinin [C] simetrik olmasından dolayı denklem (4.22)'de görülen otuz altı adet sabit, yirmi bir sabite iner.

$$\sigma_i = \sum_{j=1}^6 C_{ij} \varepsilon_j \quad i = 1, \dots, 6 \tag{4.24}$$

$$\sigma_4 = \tau_{23}; \sigma_5 = \tau_{31}; \sigma_6 = \tau_{12}; \varepsilon_4 = \gamma_{23}; \varepsilon_5 = \gamma_{31}; \varepsilon_6 = \gamma_{12}; \tag{4.25}$$

olarak değişken dönüşümü yapılmaktadır.

Elemanın her bir birim hacmindeki şekil değiştirme enerjisi denklem (4.20)'de açıklanmıştır. Denklem (4.20) tekrar yazılırsa ;

$$W = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 \sigma_i \varepsilon_i \tag{4.26}$$

Olur. Denklem 4.24), (4.26)'da yerleştirilirse;

$$W = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^6 \sum_{j=1}^6 C_{ij} \varepsilon_j \varepsilon_i \tag{4.27}$$

Diferansiyel alınırsa;

$$\frac{\partial W}{\partial \varepsilon_i \partial \varepsilon_j} = C_{ij} \quad 4.28$$

$$\frac{\partial W}{\partial \varepsilon_i \partial \varepsilon_j} = C_{ji} \quad 4.29$$

$$C_{ji} = C_{ij} \quad 4.30$$

olur.

Sonuçta denklem (4.21) deki genel rijitlik matrisinde, yirmi bir adet bağımsız elastik sabit bulunmaktadır. Bu sonuca göre, denklem (4.22)'de görülen esneklik matrisinde bağımsız elastik sabit olduğu görülür.

4.3.1. Anizotropik Malzeme

Bir noktada yirmi bir adet bağımsız elastik sabite sahip olan malzemeye anizotropik malzeme denir. Bu sabitler bir kez özel bir nokta için bulunduğu zaman gerilme-şekil değiştirme ilişkisi o noktada geliştirilebilir. Şurası önemlidir ki eğer malzeme homojen değilse, bu sabitler noktadan noktaya değişiklik gösterebilirler. Malzeme homojen olsa bile (veya öyle olduğu farz edilsin) analitik olarak veya deneysel olarak, bu yirmi bir elastik sabiti bulmak gerekir. Birçok doğal ve sentetik malzeme, malzeme simetrisine sahiptir, yani elastik nitelikler simetri doğrultularında özdedir. Bu simetri özelliği 6x6 rijitlik [C] ve 6x6 esneklik [S] matrislerindeki sabitlerin bazılarını ya sıfırlayarak yada birbirleriyle ilişkilendirerek bağımsız elastik sabitlerin sayısını düşürür. Bu durum, elastik simetrisinin değişik türleri için Hooke kanunundaki ilişkileri basitleştirir.

4.3.2. Monoklinik Malzeme

Eğer malzemenin, bir tane malzeme simetri düzlemi varsa bu tip malzemelere monoklinik malzeme denir. Simetri düzlemine dik olan doğrultu, "temel doğrultu"

olarak adlandırılır. Bu tip malzemeler 13 adet bağımsız elastik sabite sahiptir. Monoklinik malzemede rijitlik matrisi (4.31) ve esneklik matrisi (4.32)'ya indirgenir.

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & C_{16} \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & C_{26} \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & C_{36} \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & C_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{45} & C_{55} & 0 \\ C_{16} & C_{26} & C_{36} & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \quad 4.31$$

$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & S_{16} \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & S_{26} \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & 0 & 0 & S_{36} \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & S_{45} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{45} & S_{55} & 0 \\ S_{16} & S_{26} & S_{36} & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \quad 4.32$$

4.3.3. Ortotropik Malzeme

Eğer malzeme, karşılıklı olarak birbirine dik üç adet malzeme simetri düzlemine sahipse bu tip malzemelere ortotropik malzemeler denir. Bu tip malzemeler 9 adet bağımsız elastik sabite sahiptir. Ortotropik malzemeler için rijitlik ve esneklik matrisleri aşağıdaki gibidir.

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & C_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{66} \end{bmatrix} \quad 4.33$$

$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{23} & S_{33} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & S_{44} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \quad 4.34$$

4.3.4. Enine (Transversely) İzotropik Malzeme

Ortotropik elemanın düzlemlerinin birinde, bir malzeme izotropik düzlem varsa bu tip malzemelere enine izotropik malzemeler denir. Bu tip malzemeler beş adet bağımsız elastik sabite sahip olup rijitlik ve esneklik matrisleri aşağıdaki şekildedir.

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{22} & C_{23} & 0 & 0 & 0 \\ C_{13} & C_{23} & C_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{C_{22} - C_{23}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & C_{55} \end{bmatrix} \quad 4.35$$

$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{13} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{22} & S_{23} & 0 & 0 & 0 \\ S_{13} & S_{23} & S_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(S_{22} - S_{23}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & S_{55} \end{bmatrix} \quad 4.36$$

4.3.5. İzotropik Malzeme

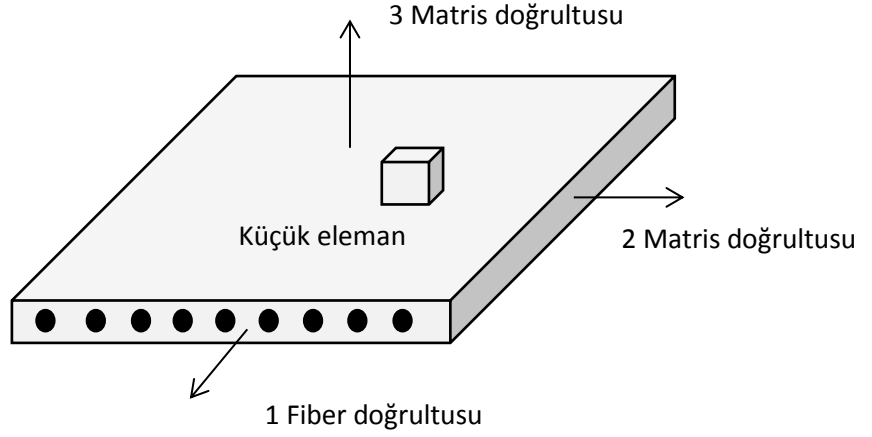
Eğer ortotropik bir elemanda bütün yüzeyler özdeşse, bu tip malzemelere izotropik malzemeler denir. İzotropik malzemeler iki adet bağımsız elastik sabite sahiptir. İzotropik malzemeler için rijitlik ve esneklik matrisleri aşağıdaki gibidir.

$$C = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{11} & C_{12} & 0 & 0 & 0 \\ C_{12} & C_{12} & C_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{C_{11} - C_{12}}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{11} - C_{12}}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{C_{11} - C_{12}}{2} \end{bmatrix} \quad 4.37$$

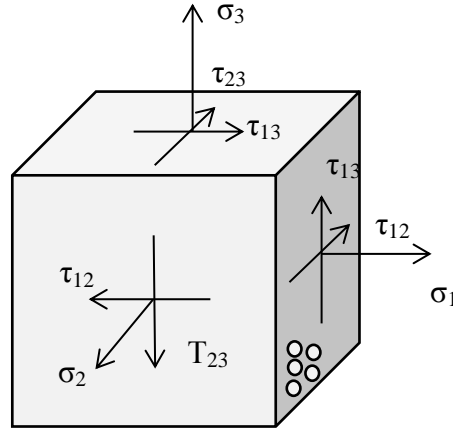
$$S = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & S_{12} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{11} & S_{12} & 0 & 0 & 0 \\ S_{12} & S_{12} & S_{11} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 2(S_{11} - S_{12}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 2(S_{11} - S_{12}) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2(S_{11} - S_{12}) \end{bmatrix} \quad 4.38$$

4.4. Ortotropik Malzemelerde, Gerilme ve Deformasyonların Esneklik Matrisi İle Olan İlişkisi

Şekil 4.10’da 1-2-3 ortogonal koordinat sisteminde tanımlı kompozit bir eleman görülmektedir. Bu elemanın fiberlere paralel olan 1 doğrultusuna “fiber doğrultusu”, fiberlere dik olan 2 ve 3 doğrultularına “matris doğrultusu” denir. Bu kompozit elemandan, sonsuz küçük kübik bir parça ele alalım. Şekil 4.11’de sonsuz küçük kübik elemandaki gerilmeler görülmektedir. Kübik eleman, üzerinde bulunan bu gerilmelerden dolayı çeşitli deformasyonlara maruz kalmaktadır. Bu deformasyonları tanımlayabilmek için eleman üzerindeki gerilmeleri ayrı ayrı ele almak gerekmektedir.



Şekil 4.10. Temel malzeme koordinat sistemi (Hyer, 1998)



Şekil 4.11. Fiberler ile güçlendirilmiş eleman üzerindeki gerilmeler (Hyer,1998)

Sonsuz küçük bir eleman 1 doğrultusunda σ_1 gerilmesi altındadır (Şekil 4.12). Bu durumda denklem 4.22 ve 4.34'ten ;

$$\varepsilon_1 = S_{11}\sigma_1 \quad \gamma_{23} = 0$$

$$\varepsilon_2 = S_{12}\sigma_1 \quad \gamma_{31} = 0$$

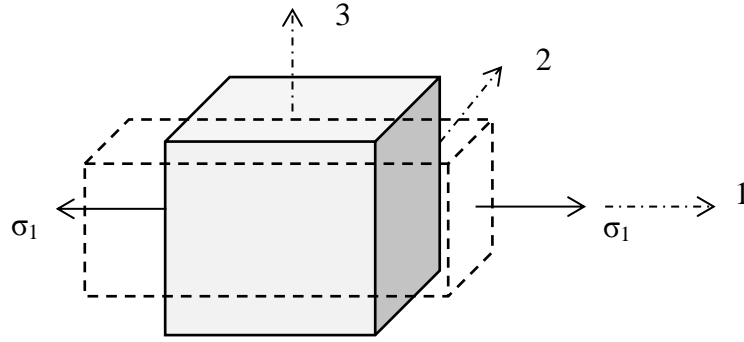
$$\varepsilon_3 = S_{13}\sigma_1 \quad \gamma_{12} = 0$$

Ede edilir ve 1 doğrultusundaki deformasyon

$$\varepsilon_1 = \frac{\sigma_1}{E_1} \quad 4.39$$

$$E_1 = \frac{\sigma_1}{\varepsilon_1} = \frac{1}{S_{11}} \quad 4.40$$

Poisson oranı ν_{ij} , i doğrultusunda, normal yük altında, j doğrultusundaki normal şekil değiştirmenin, i doğrultusundaki normal şekil değiştirmeye oranının negatifi olarak tanımlanır. Kısaca, enine daralmanın boyuna uzamaya oranının negatfidir.



Şekil 4.12. σ_1 gerilmesi altındaki elemanın şekil değişmesi

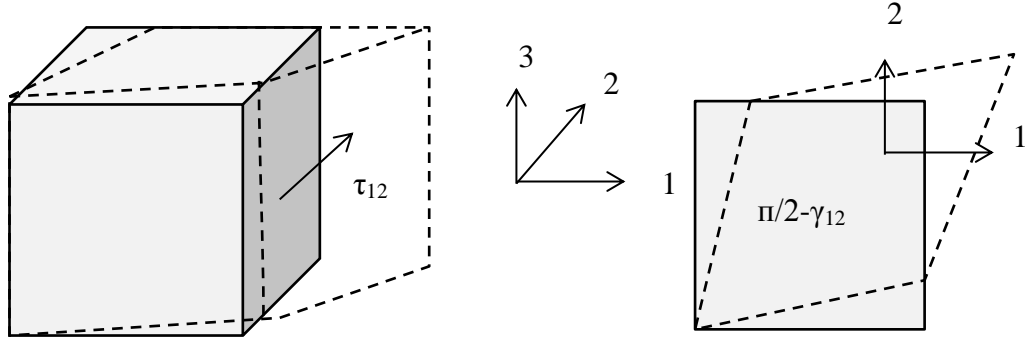
Poisson oranı aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\nu_{12} = -\frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} = -\frac{S_{12}}{S_{11}} \quad 4.41$$

$$\varepsilon_2 = -\nu_{12}\varepsilon_1 = -\nu \frac{\sigma_1}{E_1} \quad 4.42$$

$$\nu_{13} = -\frac{\varepsilon_3}{\varepsilon_1} = -\frac{S_{13}}{S_{11}} \quad 4.43$$

Kayma gerilmesi etkisi altında bulunan eleman durumu Şekil.4.13'te verilmiştir.



Şekil 4.13 Kayma gerilmesi etkisi altındaki elemanın şekil değişimi.

Kayma gerilmesi durumu için 22 ve 34 numaralı denklemler aşağıdaki hali alır;

$$\varepsilon_1 = 0 \qquad \gamma_{23} = 0$$

$$\varepsilon_2 = 0 \qquad \gamma_{31} = 0$$

$$\varepsilon_3 = 0 \qquad \gamma_{12} = S_{66}\tau_{12}$$

$$\gamma_{12} = \frac{\tau_{12}}{G_{12}} \qquad 4.44$$

$$G_{12} = \frac{\tau_{12}}{\gamma_{12}} = \frac{1}{S_{66}} \qquad 4.45$$

Burada her malzeme düzleminde bir tane olmak üzere E1, E2, E3, elastisite modülleri, her düzlemde iki tane olmak üzere altı adet poisson oranı (ν12, ν13, ν21, ν23, ν31, ν32) ve her düzlemde üç adet G23, G31, G12 kayma modülü bulunmaktadır.

Bunun yanı sıra altı adet poisson oranı Betti-Maxwell teoremine göre birbirinden bağımsız değildir.

$$\frac{\nu_{12}}{E_1} = \frac{\nu_{21}}{E_2} \qquad 4.46$$

$$\frac{\nu_{13}}{E_1} = \frac{\nu_{31}}{E_3} \qquad 4.47$$

$$\frac{\nu_{23}}{E_2} = \frac{\nu_{12}}{E_3} \quad 4.48$$

Bu ilişkiler bağımsız mühendislik sabitlerini toplam dokuza indirir. Esneklik ve rijitlik matrislerinde bu sayı aynıdır. Mühendislik sabitleri açısından esneklik matrisini tekrar yazarsak;

$$[S] = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_1} & \frac{-\nu_{12}}{E_1} & \frac{-\nu_{13}}{E_1} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{21}}{E_2} & \frac{1}{E_2} & \frac{-\nu_{23}}{E_2} & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-\nu_{31}}{E_3} & \frac{-\nu_{32}}{E_3} & \frac{1}{E_3} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{23}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{31}} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1}{G_{12}} \end{bmatrix} \quad 4.49$$

elde edilir. Yukarıdaki matris diyagonalin sağına ve soluna göre simetriktir.

$$S_{11} = \frac{1}{E_1} \quad 4.50.a$$

$$S_{12} = \frac{-\nu_{12}}{E_1} \quad 4.50.b$$

$$S_{22} = \frac{1}{E_2} \quad 4.50.c$$

$$S_{66} = \frac{1}{G_{12}} \quad 4.50.d$$

$$S_{13} = \frac{-\nu_{13}}{E_1} \quad 4.50.e$$

4.5. Klasik Tabaka Teorisi (CLT)

İnce plaklar kalınlığının açıklığına oranı 1/20 den küçük olan plaklar olarak tanımlanır. Plak malzemesinin homojen, izotropik(veya burada ortotrop) ve elastik olduğu kabul edilmektedir. Plaklara etkiyen dış yükler, plak yüzeyine dik doğrultuda etkiyen tekil veya yayılı yüklerdir.

İnce plaklarda klasik tabaka teorisi olarak bilinen Kirchoff Hipotezi'nin temel kabulleri aşağıda verilmektedir.

- a) Orta düzlemdeki çökme plak kalınlığı yanında çok küçüktür ($w \ll t$)
- b) Eğilmeden sonrada orta düzlem şekil değiştirmez.
- c) Başlangıçta orta düzleme dik olan düzlemler eğilmeden sonrada orta düzleme dik kalırlar. Buna göre xz ve yz düzlemlerindeki kayma deformasyonları ihmal edilir
- d) z doğrultusunda birim şekil değiştirme miktarı sıfırdır.
- e) Orta düzleme dik olan normal gerilme σ_z diğer gerilme bileşenleri yanında çok küçüktür ve ihmal edilebilir.

4.6. Hook Kanunlarının Üç Boyuttan İki Boyuta İndirgenmesi

Kirchoff hipotezi ile ince tabakalar için düşey doğrultudaki deplasmanın sıfır olduğu ve düşey gerilmenin diğer gerilmeler yanında ihmal edilecek kadar küçük olduğu kabul edilir. Bu durumun bir sonucu olarak, 6x6 boyutundaki rijitlik ve esneklik matrisleri 3x3 boyutuna iner.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11} & S_{12} & 0 \\ S_{12} & S_{22} & 0 \\ 0 & 0 & S_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad 4.51$$

Denklem (4.51) in tersi, gerilme-şekil değiştirme ilişkisini aşağıdaki şekilde verir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11} & Q_{12} & 0 \\ Q_{12} & Q_{22} & 0 \\ 0 & 0 & Q_{66} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad 4.52$$

Yukarıdaki denklemde Q_{ij} terimleri indirgenmiş rijitlik katsayıları olarak tanımlanır. İndirgenmiş rijitlik katsayıları ile esneklik kat sayıları arasındaki bağlantı aşağıdaki gibidir.

$$Q_{11} = \frac{S_{22}}{S_{11}S_{22} - S_{12}^2} \quad 4.53.a$$

$$Q_{12} = \frac{S_{12}}{S_{11}S_{22} - S_{12}^2} \quad 4.53.b$$

$$Q_{22} = \frac{S_{11}}{S_{11}S_{22} - S_{12}^2} \quad 4.53.c$$

$$Q_{66} = \frac{1}{S_{66}} \quad 4.53.d$$

Denklem (4.50), denklem (4.53) de yerine yazılırsa,

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{21}\nu_{12}} \quad 4.54.a$$

$$Q_{12} = \frac{\nu_{12}E_{12}}{1 - \nu_{21}\nu_{12}} \quad 4.54.b$$

$$Q_{22} = \frac{E_{12}}{1 - \nu_{21}\nu_{12}} \quad 4.54.c$$

$$Q_{66} = G_{12} \quad 4.54.d$$

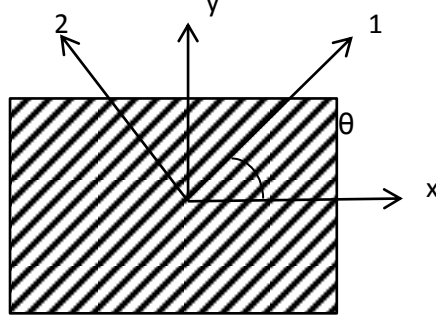
denklemleri elde edilir.

4.7. İki Boyutlu Açılı Tabakalar İçin Hooke Kanunları

Tek doğrultulu tabakalarda, enine doğrultudaki düşük mukavemet özellikleri ve düşük rijitlikler sebebiyle, tabakalanma genellikle sadece tek doğrultulu tabakalardan meydana gelmez. Bundan dolayı bazı tabakalar belirli açılarla tabakalanma içerisinde yer alır. Bu durumun bir sonucu olarak açılı tabakalarda gerilme-şekil değiştirme ilişkisinin geliştirilmesi gerekmektedir.

Açılı tabakalar için verilen koordinat sistemi Şekil 4.15’de görülmektedir. 1-2 koordinat sistemindeki aks, lokal aks veya malzeme aksı olarak adlandırılır. 1 doğrultusu fiberlere paraleldir ve 2 doğrultusu fiberlere diktir. Bazı kaynaklarda 1 doğrultusu longitudinal (boylamasına) doğrultu (L) ve 2 doğrultusu transverse (enlemesine) doğrultu (T) olarak tanımlanır. x-y koordinat sistemi global aks olarak isimlendirilir. İki koordinat sistemi

arasında θ açısı bulunmaktadır ve açılı tabakalardaki global ve lokal gerilmeler bu θ tabaka açısına bağlıdır.



Şekil 4.14. Açılı tabakalarda global ve lokal akslar (Kaw,1997)

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = [T]^{-1} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix} \quad 4.55$$

Burada [T] transformasyon matrisi olarak adlandırılır ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$[T] = \begin{bmatrix} c^2 & s^2 & 2sc \\ s^2 & c^2 & -2sc \\ -2sc & sc & c^2 - s^2 \end{bmatrix} \quad 4.56$$

$$c = \cos(\theta) \quad 4.57.a$$

$$s = \sin(\theta) \quad 4.57.b$$

Transformasyon matrisinin tersi denklem (4.58)'de verilmiştir.

$$[T]^{-1} = \begin{bmatrix} c^2 & s^2 & -2sc \\ s^2 & c^2 & 2sc \\ sc & -sc & c^2 - s^2 \end{bmatrix} \quad 4.58$$

Denklemden (4.52)'de lokal akslardaki gerilme-şekil değiştirme ilişkisi kullanılarak, denklem (4.55) şu şekilde yazılabilir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = [T]^{-1}[Q] \begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} \quad 4.59$$

Global ve lokal şekil değiştirmeler, birbirlerine transformasyon matrisiyle bağlanır.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12}/2 \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy}/2 \end{bmatrix} \quad 4.60$$

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = [R][T][R]^{-1} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad 4.61$$

Burada [R], Reuter matristir ve aşağıdaki şekilde tanımlanır.

$$[R] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \quad 4.62$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = [T]^{-1}[Q][R][T][R]^{-1} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad 4.63$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_{11}^- & Q_{12}^- & Q_{16}^- \\ Q_{12}^- & Q_{22}^- & Q_{26}^- \\ Q_{16}^- & Q_{26}^- & Q_{66}^- \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad 4.64$$

olur. Burada Q_{ij}^- transformasyona uğramış elemanın indirgenmiş rijitlik matrisi olarak adlandırılır ve açık şekli aşağıda görülmektedir.

$$Q_{11}^- = Q_{11}c^4 + Q_{22}s^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})s^2c^2 \quad 4.65.a$$

$$Q_{12}^- = (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{66})s^2c^2 + Q_{12}(c^4 + s^4) \quad 4.65.b$$

$$Q_{22}^- = Q_{11}s^4 + Q_{22}c^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{66})s^2c^2 \quad 4.65.c$$

$$Q_{16}^- = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})sc^3 - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66})cs^3 \quad 4.65.d$$

$$Q_{26}^- = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{66})cs^3 - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{66})sc^3 \quad 4.65.e$$

$$Q_{66}^- = (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{66})s^2c^2 + Q_{66}(s^4 + c^4) \quad 4.65.f$$

Denklem (4.64)' ün tersi alınarak, transformasyona uğramış indirgenmiş esneklik matrisi aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{11}^- & S_{12}^- & S_{16}^- \\ S_{12}^- & S_{22}^- & S_{26}^- \\ S_{16}^- & S_{26}^- & S_{66}^- \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} \quad 4.66$$

$[S_{11}^-]$ matrisinin açık hali aşağıda verilmiştir.

$$S_{11}^- = S_{11}c^4 + S_{22}s^4 + (2S_{12} + S_{66})s^2c^2 \quad 4.67.a$$

$$S_{12}^- = (S_{11} + S_{22} - S_{66})s^2c^2 + S_{12}(c^4 + s^4) \quad 4.67.b$$

$$S_{22}^- = S_{11}s^4 + S_{22}c^4 + (2S_{12} + S_{66})s^2c^2 \quad 4.67.c$$

$$S_{16}^- = (2S_{11} - 2S_{12} - S_{66})sc^3 - (2S_{22} - 2S_{12} - S_{66})cs^3 \quad 4.67.d$$

$$S_{26}^- = (2S_{11} - 2S_{12} - S_{66})cs^3 - (2S_{22} - 2S_{12} - S_{66})sc^3 \quad 4.67.e$$

$$S_{66}^- = 2(S_{11} + S_{22} - 2S_{12} - 2S_{66})s^2c^2 + S_{66}(s^4 + c^4) \quad 4.67.f$$

Tek doğrultulu tabakalar için, denklem (4.51) ve (4.52) de görüldüğü gibi normal ve kayma gerilmeleri ile şekil değiştirmeleri arasında bir bağlantı yoktur. Fakat, açılı tabakalarda, denklem (4.64) de görüldüğü gibi normal ve kayma gerilmeleri ile şekil değiştirmeleri arasında bir bağlantı mevcuttur. Açılı tabakalarda, sadece normal gerilmelerin etkimesi durumunda, kayma şekil değiştirmeleri sıfır değildir ve sadece

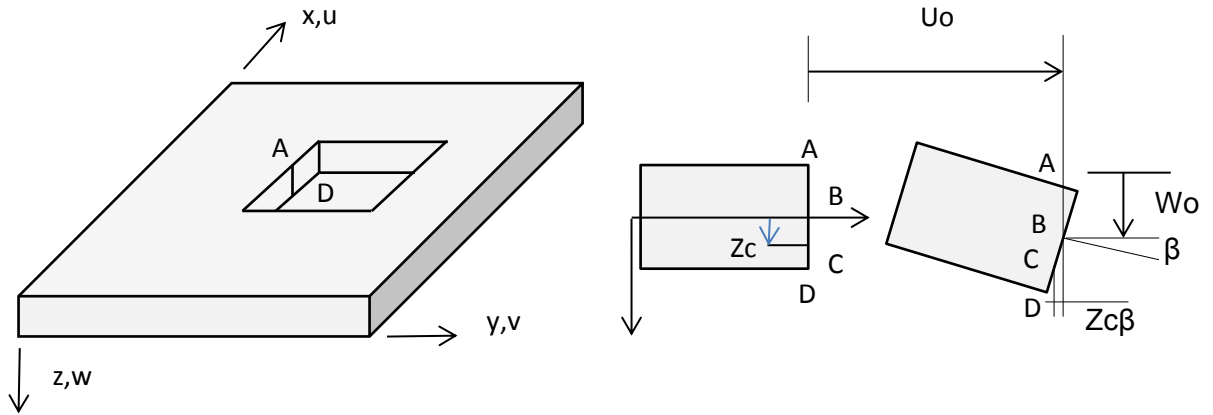
kayma gerilmeleri etkidiğinde normal şekil değiştirmeleri sıfır değildir. Bu nedenle denklem 4.64'deki, şekil değiştirme denklemleri ortotropik tabakalar için genel denklemler olarak adlandırılır. (Kaw,1997)

4.8. Bir Tabakadaki Deplasman, Gerilme ve Şekil Değiştirme Denklemleri

Bir tabakadaki, herhangi bir noktanın şekil değiştirmesine, Şekil 4.15'de görülen kesitin, deforme olan ve deforme olmayan geometrisine göre karar verilir. Şekil 4.15'deki B noktası orta düzlem üzerindedir ve x doğrultusundaki U_0 'ın B noktasındaki yaptığı deplasmanla, şekli deforme olmamış halden deforme olmuş hale dönüşür. Kirchoff hipotezindeki kabullerden dolayı ABCD şekli tabakanın deformasyonu altında doğrusal olarak kalır. Keyfi olarak seçilen bir C noktasındaki deplasman

$$u_c = u_0 - z_c \beta \quad 4.68$$

olarak ifade edilir.



Şekil 4.15. x-z düzleminde deformasyon

Kirchoff hipotezinin temelinde, deformasyon altında, ABCD düzlemi orta düzleme dik olarak kalır. Bu nedenle β , yani x doğrultusu orta düzlemdeki tabaka eğimi aşağıdaki şekilde ifade edilebilir.

$$\beta = \frac{\partial w_0}{\partial x} \quad 4.69$$

Tabaka kalınlığı boyunca herhangi bir z noktasındaki u deplasmanı

$$u = u_o - z \frac{\partial w_o}{\partial x} \quad 4.70$$

Olarak yazılır. Benzer şekilde aynı işlemler y doğrultusundaki v deplasmanı için yapılır.

$$v = v_o - z \frac{\partial w_o}{\partial y} \quad 4.71$$

Kirchoff hipotezine göre $\varepsilon_z = \gamma_{xz} = \gamma_{yz} = 0$ dır. ε_x , ε_y ve γ_{xy} i ise sıfırdan farklıdır. Şekil değiştirmeler açısından deplasmanlar aşağıdaki şekilde yazılabilir.

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} \quad 4.72.a$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v}{\partial y} \quad 4.72.b$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \quad 4.72.c$$

Denklem (4.70), ve (4.71), denklem (4.72),(4.73) ve (4.74) 'de uygulanırsa aşağıdaki ifadeler elde edilir.

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u_o}{\partial x} - z \frac{\partial^2 w_o}{\partial x^2} \quad 4.73.a$$

$$\varepsilon_y = \frac{\partial v_o}{\partial y} - z \frac{\partial^2 w_o}{\partial y^2} \quad 4.73.b$$

$$\gamma_{xy} = \frac{\partial u_o}{\partial y} + \frac{\partial v_o}{\partial x} - 2z \frac{\partial^2 w_o}{\partial x \partial y} \quad 4.73.c$$

Birim deformasyonlar matris formunda,

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^o \\ \varepsilon_y^o \\ \gamma_{xy}^o \end{Bmatrix} + Z \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad 4.74$$

şeklinde yazılır. Burada orta düzlemdeki şekil değiştirmeler ve eğrilikler

$$\begin{cases} \varepsilon_x^o \\ \varepsilon_y^o \\ \gamma_{xy}^o \end{cases} = \begin{cases} \frac{\partial u_o}{\partial x} \\ \frac{\partial v_o}{\partial y} \\ \frac{\partial u_o}{\partial y} + \frac{\partial v_o}{\partial x} \end{cases}$$

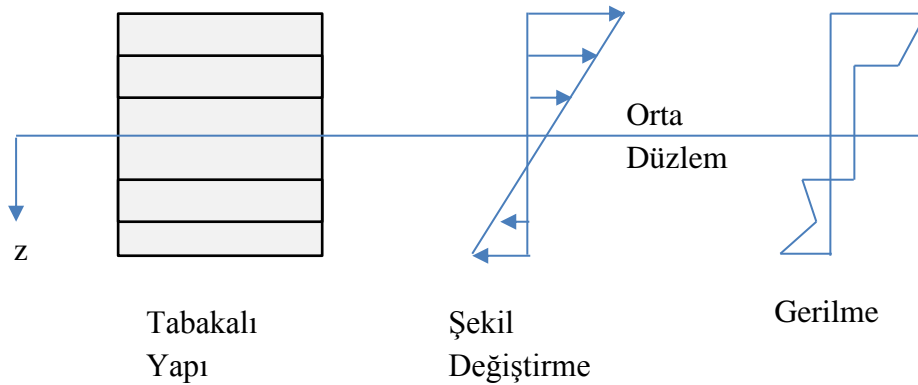
$$\begin{cases} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{cases} = \begin{cases} \frac{\partial^2 w_o}{\partial x^2} \\ \frac{\partial^2 w_o}{\partial y^2} \\ 2 \frac{\partial^2 w_o}{\partial x \partial y} \end{cases} \quad 4.75$$

olarak yazılabilir.

Denklem (4.74), denklem (4.64) de yerine konursa, k'nci tabakadaki gerilmeler, orta düzlemdeki şekil değiştirmeler, tabaka eğilmeleri ve z koordinatı açısından aşağıdaki şekilde belirtilebilir.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}_k = \begin{bmatrix} Q_{11}^- & Q_{12}^- & Q_{16}^- \\ Q_{12}^- & Q_{22}^- & Q_{26}^- \\ Q_{16}^- & Q_{26}^- & Q_{66}^- \end{bmatrix}_k \begin{bmatrix} \varepsilon_x^o \\ \varepsilon_y^o \\ \gamma_{xy}^o \end{bmatrix} + z \begin{bmatrix} Q_{11}^- & Q_{12}^- & Q_{16}^- \\ Q_{12}^- & Q_{22}^- & Q_{26}^- \\ Q_{16}^- & Q_{26}^- & Q_{66}^- \end{bmatrix}_k \begin{cases} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{cases} \quad 4.76$$

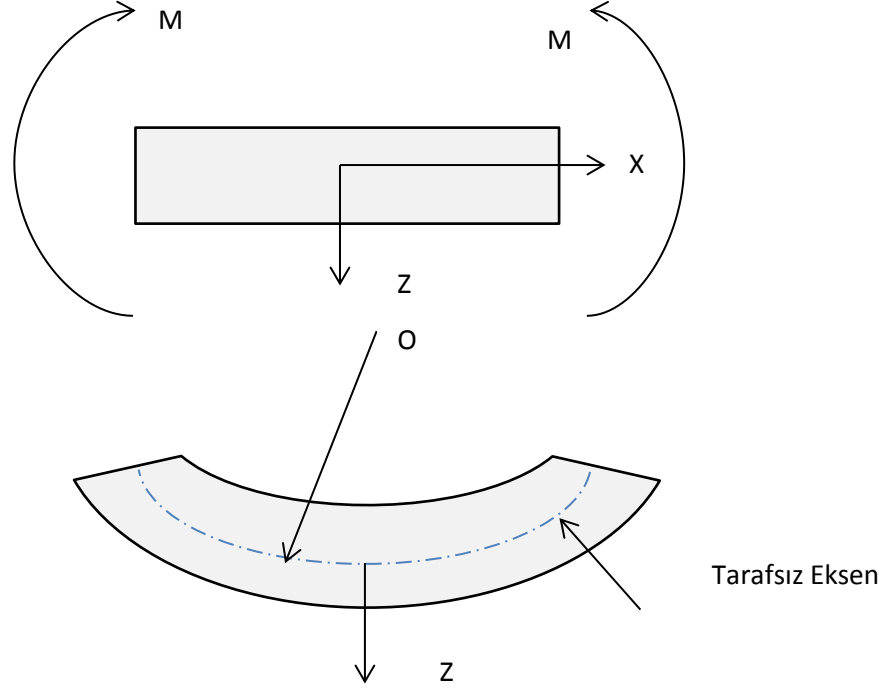
Tabaka kalınlığı boyunca, şekil değiştirmeler lineer olmasına rağmen gerilmeler lineer olmak zorunda değildir. Çünkü, transformasyona uğramış indirgenmiş rijitlik matrisi, Q , tabakalar içerisinde, her bir tabaka için farklı olabilir. Bu durum şekil (4.16)'da görülmektedir.



Şekil 4.16. Tabaka kalınlığı boyunca gerilme ve şekil değiştirmeler (Kaw,1997)

4.9. Kirişlerde Eğilme

Öncelikle tabaka kompozitlerin eğme davranışını incelemeden önce izotropik malzemeleri incelememiz gerekir.



Şekil 4.17. İzotropik kirişte eğilme durumu.

M eğilme momenti altındaki oluşan eğilme gerilmesi;

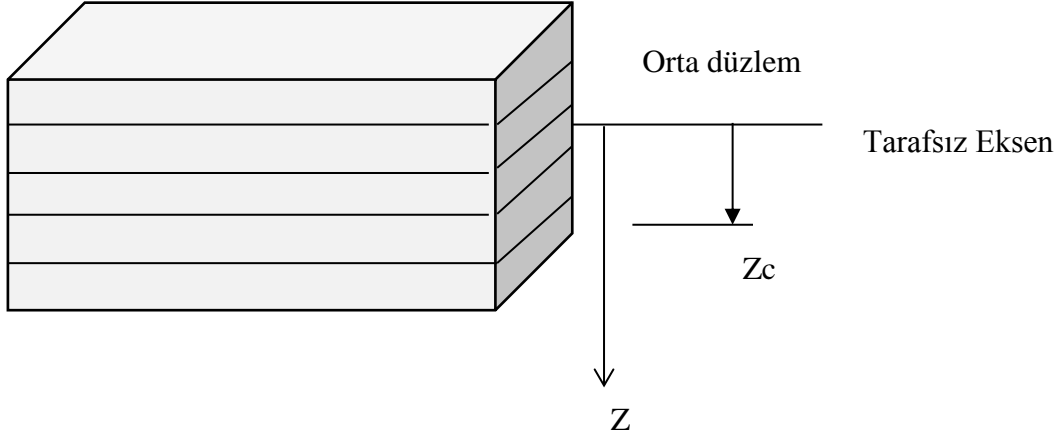
$$\sigma = \frac{Mz}{I}$$

Şeklindedir ve buradaki z merkez eksene olan uzaklık, I alan ikinci momentidir.

$$EI \frac{d^2w}{dx^2} = -M \quad 4.77$$

Burada E elastisite modülü, $\frac{d^2w}{dx^2}$ terimi ise eğriliği ifade etmektedir.

$$K_x = -\frac{d^2w}{dx^2}$$



Şekil 4.18. Tabaka kirişte, orta düzlem ve tarafsız eksen.

$$EIK_x = M$$

Eğme gerilmesi formülü sadece izotropik malzemeler için geçerlidir. Çünkü, elastisite modülünün kiriş boyunca aynı kaldığı kabul edilmektedir. Tabakalı yapılarda, malzeme özellikleri ve elastisite modülü tabakadan tabakaya değişir.

4.10. Simetrik Kirişler

Girişi basit tutmak amacıyla, kirişi simetrik ve dikdörtgen kesitli kabul edeceğiz. Kiriş simetrik, kuvvet ve momentler denklem aşağıdaki gibi gösterilebilir;

$$\begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} = [D] \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix}$$

Veya

$$\begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} = [D]^{-1} \begin{bmatrix} M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix}$$

Eğilmenin x ekseninde olduğunu kabul edersek $M_y = 0$, $M_{xy} = 0$ olur ve denklem;

$$\begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} = [D]^{-1} \begin{bmatrix} M_x \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad 4.78$$

$$K_x = D_{11}^* M_x$$

$$K_y = D_{12}^* M_x$$

$$K_z = D_{16}^* M_x$$

Burada D_{ij}^* , $[D]^{-1}$ matrisinin elemanlarıdır ve aşağıdaki şekilde ifade edilir;

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n [(\bar{Q}_{ij})]_k (h_k^3 - h_{k-1}^3), \quad i = 1,2,6; j = 1,2,6. \quad 4.79$$

Denklem 4.79 tanımlanan orta düzlem eğrisi

$$\begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} = \begin{pmatrix} -\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} \\ -\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2} \\ -2\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y} \end{pmatrix} \quad 4.80$$

$$K_x = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2}, \quad K_y = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial y^2}, \quad K_{xy} = -2\frac{\partial^2 w_0}{\partial x \partial y}$$

Orta düzlem sehim w_0 , y değişkeninden bağımsız değildir. Fakat, düz bir kiriş, (L/b) oranı yeterince büyük olduğundan $w_0 = w_0(x)$ kabul edilebilir.

$$K_x = -\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} = D_{11}^* M_x \quad 4.81$$

İzotropik kiriş için

$$\frac{\partial^2 w_0}{\partial x^2} = \frac{M_x b}{E_x I} \quad 4.82$$

yazılabilir. Bu durumda b kiriş genişliği, E_x efektif eğilme modülü, I ise x-y düzlemine göre alan atalet momentini ifade eder. E_x 'i çekersek;

$$E_x = \frac{12}{h^3 D_{11}^*} \quad 4.83$$

$$I = \frac{bh^3}{12} \quad 4.84$$

$$M = M_x b \quad 4.85$$

Birim şekil değıştirmeler ise 4.74 denkleminde hareketle yazılabilir.

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^o \\ \varepsilon_y^o \\ \gamma_{xy}^o \end{Bmatrix} + Z \begin{Bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{Bmatrix} \quad 4.86$$

$$\varepsilon_x = ZK_x$$

$$\varepsilon_y = ZK_y$$

$$\gamma_{xy} = ZK_{xy}$$

Global birim şekil değıştirmeler her bir tabakaya transfer edilirse;

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{Bmatrix} = [T]^{-1} \begin{Bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{Bmatrix} \quad 4.87$$

Transformasyon matrisi aşağıdaki şekli alır:

$$[T]^{-1} = \begin{bmatrix} c^2 & s^2 & 2sc \\ s^2 & c^2 & -2sc \\ -2sc & sc & c^2 - s^2 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = [R][T][R]^{-1} \begin{bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix}_k \quad 4.88$$

Her bir tabakadaki gerilme bulunur;

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix}_k = [Q] \begin{bmatrix} \epsilon_1 \\ \epsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix}_k \quad 4.89$$

Her bir tabakadaki global stres değerleri ise denklem (4.90) şeklinde yazılır.

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}_k = [T]^{-1} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix}_k \quad 4.90$$

4.11. Kompozit Tabakalarda Dayanım Teorileri

Kompozit malzemenin tam karakterize edilebilmesi için çekme dayanımlarının (failure criteria) da anlaşılması gerekir. Kompozit sistemlerin çekme ve basma dayanımlarında farklılıklar olabilir ve kırılma karakteristikleri kullanılan bileşen malzemelere oldukça bağlıdır. Bu nedenle elastik bağıntılarda olduğu gibi dayanım karakteristikleri için şematik bir gelişme yapmak mümkün değildir.

İzotropik malzemelerde aksel çekme ve basma deneyinden elde edilen esas dayanımı birleştirip gerilme durumuna eşitlemek genel olarak yapılan bir işlemdir. Benzer olarak ortotropik malzemelerde de dayanım değerleri temel malzeme akselleri ile ilgilidir

4.11.1. İzotropik Malzemelerde Dayanım Teorileri

İş parçasına aksel olarak bir çekme kuvveti uygulandığı zaman iş parçasında kırılmanın ya maksimum çekme gerilmesiyle veya kayma gerilmesi ile başlaması mümkündür. Çük böyle bir iş parçasında maksimum çekme gerilmesi parça üzerinde çekme gerilmesi ; $\tau = \sigma/2$ değerinde maksimum bir kayma gerilmesi oluşturur. Bu nedenle, kırılma doğrusal gerilme/ uzama bağıntısından ayrılması, örneğin, malzemenin akma gerilmesi veya iş parçasının gerçek kırılması olarak tanımlanır. Böylece, kırılma teorileri uygulanan kırılma veya basma gerilmeleriyle ilgili olduğundan normal kayma gerilmesi kırılmaya bağlı olmadan çekme ile eksende kırılmaya sebep olur.

4.11.2. Maksimum Gerilme Teorisi

Üç aksel gerilme halindeki e büyük normal gerilme, bir aksel haldeki σ_m tehlikeli durum gerilmesine eşit olduğu zaman o üç aksel gerilme halinin tehlikeli duruma gireceğini varsayar. Bu durum $\sigma_{max} \leq \sigma_m$ ile ifade edilir. σ_m , çekme ve basmada aynı olmak kaydı ile hiçbir asa gerilmenin $\mp \sigma_m$ değerini aşamayacağını ifade eder.

4.11.3. Maksimum Kayma Gerilmesi Teorisi

Bu teori kırılmada en büyük kayma gerilmesini sorumlu tutar. Üç eksenli gerilme halindeki en büyük kayma gerilmesinin bir eksenli halde tehlikeli durumdaki kayma gerilmesine eşit olması halinde kırılmanın veya plastik hale geçişin meydana geleceğini öngörür. En büyük ve en küçük asal gerilmeler σ_{max} ve σ_{min} ile gösterilirse

$$\frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \leq \frac{\sigma_m}{2} \quad 4.91$$

$$\sigma_{max} - \sigma_{min} \leq \sigma_m \quad 4.92$$

Elde edilir. σ_m , bir eksenli haldeki tehlikeli durum gerilmesini ifade eder. Hidrostatik gerilme halinde hiçbir kayma gerilmesi olmadığına göre bu teori hidrostatik basınç deneyini sağlar. Sünek malzemeler için kullanılan bu teoriye *Tresca Akma Koşulu* adı da verilir.

4.11.4. Tsai-Wu Dayanım Teorisi

Bu teori toplam şekil değiştirme enerjisi teorisi üzerine kurgulanmıştır. Tsai-Wu bu teoriyi düzlemsel gerilme halindeki sandviçlere uyguladı. Sandviç yapının aşağıdaki şartı sağladığında kırılacağı kabul edilir;

$$H_1\sigma_1 + H_2\sigma_2 + H_6\tau_{12} + H_{11}\sigma_1^2 + H_{22}\sigma_2^2 + H_{66}\tau_{12}^2 + 2H_{12}\sigma_1\sigma_2 < 1 \quad 4.93$$

Tsai-Wu dayanım teorisi, tabakalar üzerindeki bası ve çeki gerilmelerini ayırttığı için genel bir teori olarak görülür.

Teoride geçen $H_1, H_2, H_6, H_{11}, H_{22}, H_{66}$ parametreleri, tabakaya ait beş ifade ile bulunur,

1. $\sigma_1 = (\sigma_1^T)_{ult}, H_1\sigma_2 = 0, \tau_{12} = 0$, denklemleri izotropik tabakaya uygulanırsa tabaka kırılacaktır. Genel ifade denklem (4.94)'deki şekli alır.

$$H_1(\sigma_1^T)_{ult} + H_{11}(\sigma_1^T)_{ult}^2 = 1 \quad 4.94$$

2. $\sigma_1 = -(\sigma_1^C)_{ult}$, $\sigma_2 = 0$, $\tau_{12} = 0$, denklemleri izotropik tabakaya uygulanırsa, tabaka kırılacaktır. Bu durumda genel ifade;

$$-H_1(\sigma_1^C)_{ult} + H_{11}(\sigma_1^C)_{ult}^2 = 1 .$$

$$H_1 = \frac{1}{(\sigma_1^T)_{ult}} - \frac{1}{(\sigma_1^C)_{ult}} \quad 4.95$$

$$H_{11} = \frac{1}{(\sigma_1^T)_{ult} (\sigma_1^C)_{ult}} \quad 4.96$$

3. $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = (\sigma_1^T)_{ult}$, $\tau_{12} = 0$, denklemleri izotropik tabakaya uygulanırsa tabaka kırılacaktır. Bu durumda genel ifade aşağıdaki şekli alır.

$$H_2(\sigma_2^T)_{ult} + H_{22}(\sigma_2^T)_{ult}^2 = 1 . \quad 4.97$$

4. $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = -(\sigma_2^C)_{ult}$, $\tau_{12} = 0$, denklemleri izotropik tabakaya uygulanırsa tabaka kırılacaktır. Bu durumda genel ifade denklem (4.98) şeklini alır.

$$-H_2(\sigma_2^T)_{ult} + H_{22}(\sigma_2^C)_{ult}^2 = 1 . \quad 4.98$$

Buradaki H_2 ve H_{22} ifadeleri denkem 4.99 ve 4.100'de verilmiştir.

$$H_2 = \frac{1}{(\sigma_2^T)_{ult}} - \frac{1}{(\sigma_2^C)_{ult}} \quad 4.99$$

$$H_{22} = \frac{1}{(\sigma_2^T)_{ult} (\sigma_2^C)_{ult}} \quad 4.100$$

5. $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = 0$, ve $\tau_{12} = (\tau_{12})_{ult}$ denklemleri izotropik tabakaya uygulanırsa tabaka kırılacaktır. Bu durumda genel ifade aşağıdaki şekli alır.

$$H_6(\tau_{12})_{ult} + H_{66}(\tau_{12})_{ult}^2 = 1 . \quad 4.101$$

6. $\sigma_1 = 0$, $\sigma_2 = 0$, ve $\tau_{12} = -(\tau_{12})_{ult}$ denklemleri izotropik tabakaya uygulanırsa tabaka kırılacaktır. Bu durumda genel ifade denklem (4.102) şeklini alır.

$$-H_6(\tau_{12})_{ult} + H_{66}(\tau_{12})_{ult}^2 = 1. \quad 4.102$$

Buradaki H_6 ve H_{66} ifadeleri aşağıda verilmiştir

$$H_6 = 0 \quad 4.103$$

$$H_{66} = \frac{1}{(\tau_{12})_{ult}^2} \quad 4.104$$

Tsai-Wu dayanım teoreminin beş katsayısından doğrudan elde edilemeyen tek terimi H_{12} 'dir. Bu terim deneysel yaklaşım ile bulunabilir. İki eksenli gerilim halinde, tabakanın kırıldığı durum için, σ_1 , σ_2 ve τ_{12} terimleri Tsai-Wu genel denkleminde yerine konularak elde edilir. H_{12} 'yi bulmak için σ_1 ve σ_2 ifadeleri sıfırdan farklı olmalıdır. Deneysel çalışmalar aşağıdaki yaklaşımları içerir.

1. Tek yönlü kompozit üzerine, iki eksenli boyunca eşit çekme yükleri uygulanır. Eğer $\sigma_x = \sigma_y = \sigma$, ve $\tau_{xy} = 0$ ise, tabaka kırılır ve aşağıdaki ifade elde edilir;

$$(H_1+H_2)\sigma + (H_{11} + H_{22} + 2H_{12})\sigma^2 = 1. \quad 4.105$$

Bu denklemin çözümü ise;

$$H_{12} = \frac{1}{2\sigma^2} [1 - ((H_1+H_2)\sigma - (H_{11} + H_{22})\sigma^2) = 1. \quad 4.106$$

şeklindedir. Aşağıdaki kombinasyon ile, iki eksenli dört test sonucunda dört farklı H_{12} değeri bulunur.

$$\begin{aligned} \sigma_1 &= \sigma, & \sigma_2 &= \sigma \\ \sigma_1 &= -\sigma, & \sigma_2 &= -\sigma \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}\sigma_1 &= \sigma, & \sigma_2 &= -\sigma \\ \sigma_1 &= -\sigma, & \sigma_2 &= \sigma\end{aligned}$$

2. σ_x gerilmesi altında 45 derecelik bir tabaka alınır. Test sırasında σ_x 'in kırılma değeri kaydedilir. Eğer $\sigma_x = \sigma$ ise

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = [T]^{-1} \begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \tau_{12} \end{bmatrix}$$

eşitliğinden faydalanarak aşağıdaki ifadeler türetilir.

$$\sigma_1 = \frac{\sigma}{2}, \quad \sigma_2 = \frac{\sigma}{2}, \quad \tau_{12} = \frac{\sigma}{2}$$

Lokal gerilmeler Tsai-Wu genel ifadesinde yerleştirilir ve H_{12} bulunur.

$$(H_1 + H_2) \frac{\sigma}{2} + \frac{\sigma^2}{4} (H_{11} + H_{22} + H_{66} + 2H_{12}) = 1.$$

$$H_{12} = \frac{2}{\sigma^2} - \frac{(H_1 + H_2)}{\sigma} - \frac{1}{2} (H_{11} + H_{22} + H_{66}) = 1. \quad 4.107$$

Bazı deneysel çalışmalar sonucu bulunan katsayılar denklem (4.108)'de H_{12} 'nin bulunması için kullanılır;

$$H_{12} = -\frac{1}{2(\sigma_1^T)_{ult}^2} \quad 4.108$$

5. MALZEME ÖZELLİKLERİ VE PROSES PARAMETRELERİNİN DENEY TASARIMI YAKLAŞIMIYLA BELİRLENMESİ

Sandviç üretiminde kullanılan malzemelerin ve proses parametrelerinin, ürünün mekanik performansı üzerinde önemli etkileri mevcuttur. Bunlar sıcaklık, kalıp altında tutkalın kürlenme zamanı, tutkal miktarı, cam elyafı tipi ve miktarı, sünger yoğunluğu ve arka yüzey kaplama tipi olarak sayılabilir. Ön yüzeyde kullanılan kumaş çoğunlukla tek tip olduğundan, parametre sayısını arttırmamak adına sabit alınmıştır. Sayılan parametreler ve değişimleri üretilecek numune sayısını ve yapılacak testleri arttıracığı için iki aşamada numune ve testler gerçekleştirilmiştir. Bu aşamalar tabaka ayrılma testi ve üç noktalı eğme testi üzerinde kurgulanmıştır.

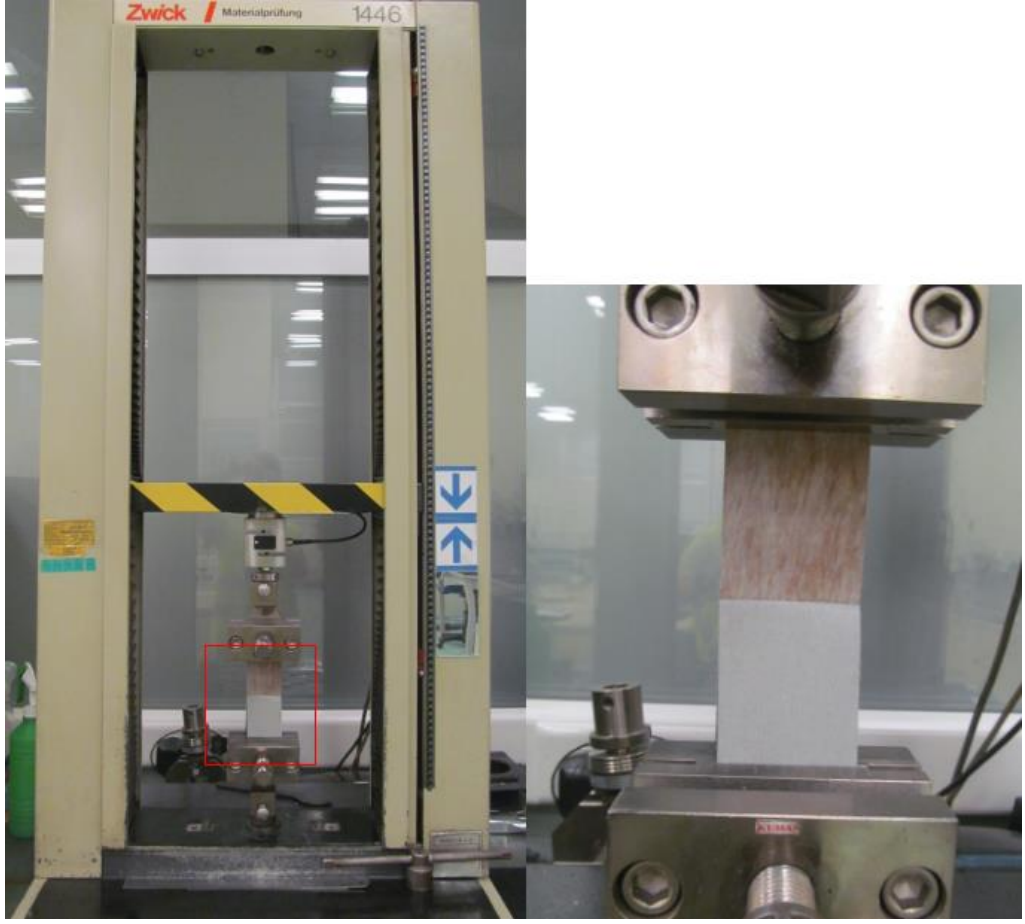
5.1. Tabaka Ayrılma (delamination) Testleri

Sandviç şekillendirme operasyonu, sıcaklık, kürlenme zamanı, tutkal türü ve miktarı, cam elyaf yoğunluğu, sünger yoğunluğu ve arka kaplama türü (kağıt, TNT, vb.) gibi değişkenler içermektedir. Denek sayısını en aza indirmek için kağıt, tutkal ve kumaştan oluşan numuneler üretilmiştir. Aşağıdaki proses parametreleri, ilk aşamada değişken olarak alınmıştır:

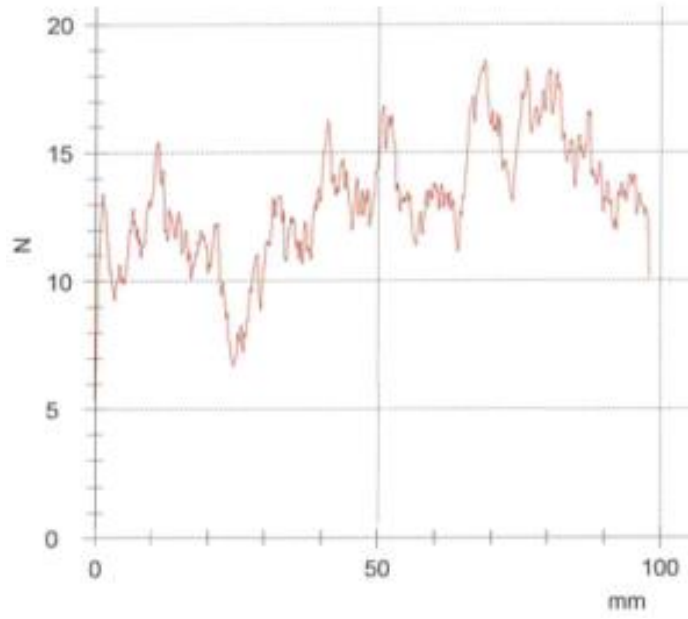
- Sıcaklık (120 °C, 130 °C, 140 °C)
- Kürlenme Zamanı (40s, 50s, 60s)
- Tutkal miktarı (40 g/m², 50 g/m²)

Kağıt, tutkal, kumaştan oluşan numuneler aynı proses şartlarında üretilmiştir. Kalıp açıklığı ve basınç aynı tutulmuştur. Numuneler 0,9mm kalınlığında, 50mm genişliğinde ve 200mm uzunluğunda üretilmiştir.

Numuneler, Zwick çekme cihazında, uygun çenelere bağlanarak, tabaka ayrılma testi gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.1). Bu testler, yukarıda belirtilen proses parametrelerinden en yüksek performansı verecek değerleri belirlemek için yapılmıştır. Test sırasında tabakaların birbirinden ayırmak için gerekli kuvvet ölçülmüştür. Test 0,2N ön yük altında, 100mm/da hız ile, ISO 11857 standardına uygun olarak gerçekleştirilmiştir. Test sonucunda elde edilen birim uzunluğa düşen tabaka ayrılma kuvveti ile yer değiştirme miktarını gösteren grafiklerden bir tanesi Şekil 5.2'de verilmiştir.



Şekil 5.1. Çekme testi düzeneği.



Şekil 5.2. Tabaka ayrılma testi grafiği.

Toplam 19 farklı özellikteki numune üzerinde üçer test gerçekleştirilmiştir. Çizelge 5.1’de sıcaklık, zaman ve tutkal miktarı değişimlerine karşılık ölçülen üç farklı tabaka ayrılma kuvveti değeri ve bu değerlerin ortalaması verilmiştir.

Çizelge 5.1. Tabaka Ayrılma Testi Sonuçları

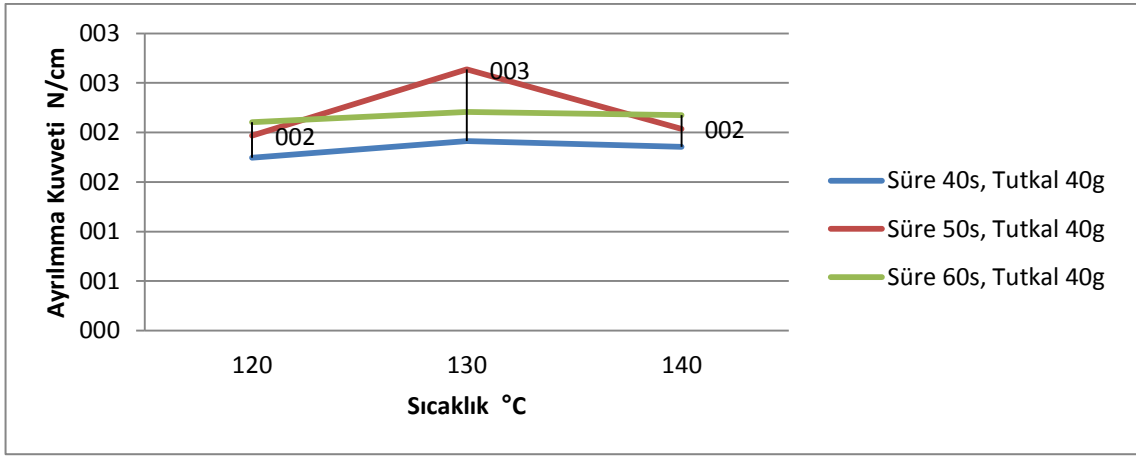
No	Sıcaklık °C			Zaman (s)			Tutkal (g/m ²)		Birim uzunluğa düşen tabaka ayrılma kuvveti (N/cm)			
	120	130	140	60	50	40	40	50	1	2	3	(1+2+3)/3
1	X			X			X		2.56	1.86	1.89	2.10
2	X			X				X	1.78	1.9	1.88	1.85
4	X				X		X		1.95	1.94	2.01	1.97
5	X				X			X	2.12	2.03	1.96	2.04
6	X					X	X		1.83	1.76	1.65	1.75
7	X					X		X	1.95	1.45	1.82	1.74
8		X		X			X		1.99	2.52	2.11	2.21
9		X		X				X	2.32	2.21	2.71	2.41
10		X			X		X		2.73	2.65	2.53	2.64
11		X			X			X	2.61	2.48	2.66	2.58
12		X				X	X		2.03	1.92	1.79	1.91
13		X				X		X	1.86	2.13	2.25	2.08
14			X	X			X		2.07	2.66	1.79	2.17
15			X	X				X	2.55	2.28	1.82	2.22
16			X		X		X		2.14	1.88	2.09	2.04
17			X		X			X	1.97	2.29	1.92	2.06
18			X			X	X		1.86	1.99	1.71	1.85
19			X			X		X	2.06	1.91	2.59	2.19

Ortalama tabaka ayrılma kuvveti üzerinden yapılan değerlendirmede, maksimum tabaka ayrılma kuvvetini sağlayan parametreler tespit edilmiştir. Onuncu numunede tabaka ayrılma kuvveti en yüksek ortalama değere (2,64 N/cm) ulaşılmıştır.

En yüksek tabaka ayrılma kuvvetinin elde edildiği numuneye ait parametreler onuncu numunenin ortalama değerinden elde edilmiştir. Fakat, proses parametrelerinin tabaka ayrılma kuvveti üzerindeki farklı etkilerinin olduğu gözlemlenmektedir. Detaylı inceleme, değişken parametrelerden biri sabit tutularak çizilen aşağıdaki grafikler yardımıyla yapılmıştır.

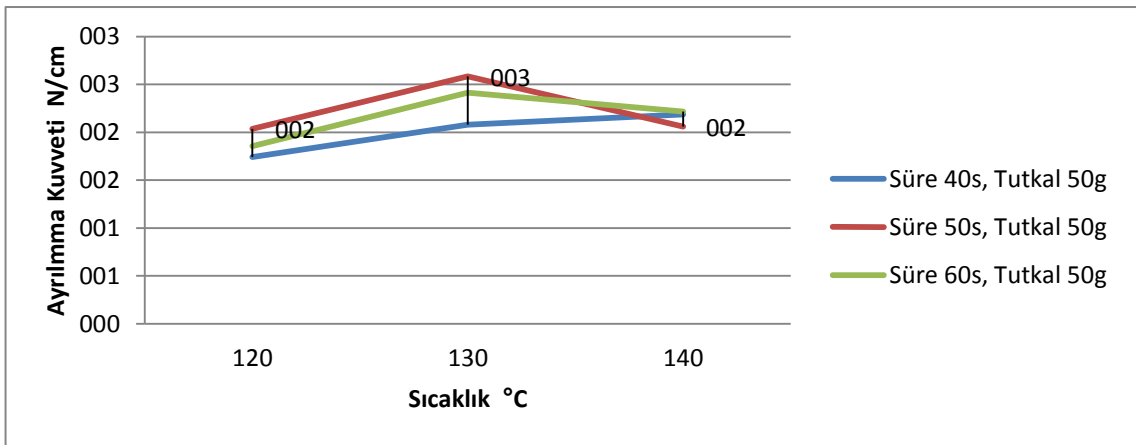
Tabaka ayrılma testi sonuçlarını, tutkal miktarını sabit tutarak değerlendirdiğimizde Şekil 5.3'deki grafik elde edilmektedir. Sıcaklığın değişken olarak alındığı tüm eğrilerde tabaka ayrılma kuvvetinin 130°C'de en yüksek değere ulaştığı gözlemlenmektedir. Bu noktada tabaka ayrılma kuvveti 2,64N/cm'dir. Bu sıcaklığın sağında ve solunda nispeten daha düşük ayrılma kuvveti değerleri elde edilmiştir.

Eğrilerden çıkarılacak bir diğer sonuç, kürlenme süresi arttıkça elde edilen tabaka ayrılma kuvvetinin de arttığıdır. Bunun tek istisnası kürlenme süresinin 50s ve proses sıcaklığının 130°C olduğu numunedir.



Şekil 5.3. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-sıcaklık grafiği-I.

Yine tabaka ayrılma testi sonuçlarını, tutkal miktarını sabit tutarak değerlendirdiğimizde Şekil 5.4'deki grafik elde edilmiştir. Sıcaklığın değişken olarak alındığı eğrilerde tabaka

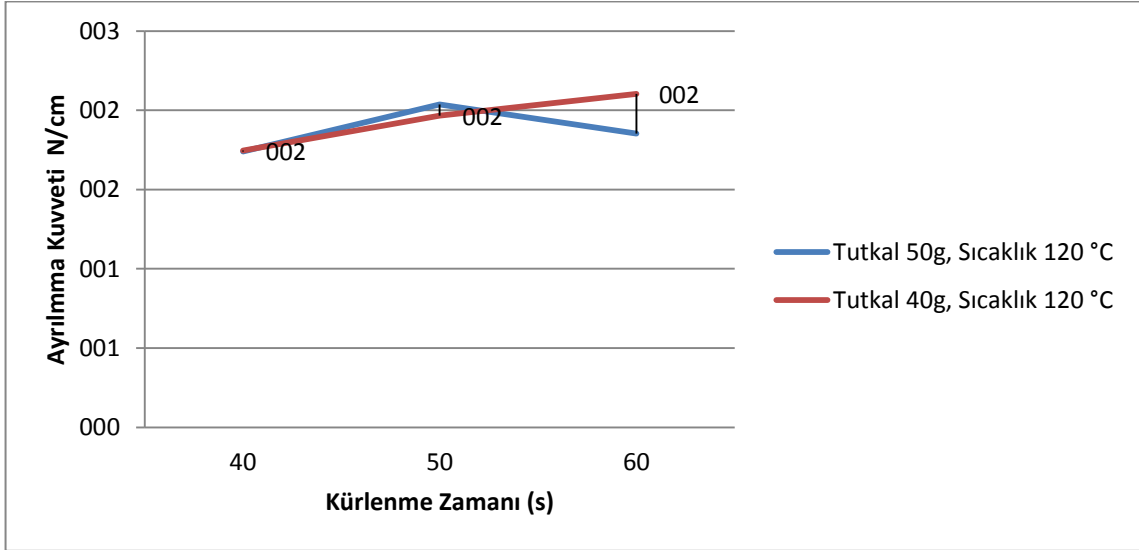


Şekil 5.4. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-sıcaklık grafiği-II

ayrılma kuvvetinin 50s ve 60s'lik kürlenme zamanları için 130 C'de en yüksek değere ulaştığı gözlemlenmektedir. Bu sıcaklıkta okunan en yüksek tabaka ayrılma kuvveti değeri 2,58N/cm'dir.

Kürlenme zamanını değişken olarak tanımlayıp, farklı tutkal miktarlarındaki tabaka ayrılma testi sonuçları incelendiğinde Şekil 5.5'deki grafikler elde edilmektedir. Eğriler çizdirilirken proses sıcaklığı 120°C sabit tutulmuştur. Tabaka ayrılma kuvvetinin kürlenme zamanı ile düzenli artışı 40g'ın numune grubunda gözlemlenirken, 50 g'lık numune grubunda ise 50s kürlenme zamanında en yüksek değerini almaktadır. Bu sonuç daha önceki değerlendirmelere paraleldir.

Proses sıcaklığının 120°C'de sabit tutulması, elde edilen tüm tabaka ayrılma kuvveti değerlerinde düşüşe neden olmuştur. Bu sıcaklığın bu proses için düşük olduğu anlaşılmaktadır.

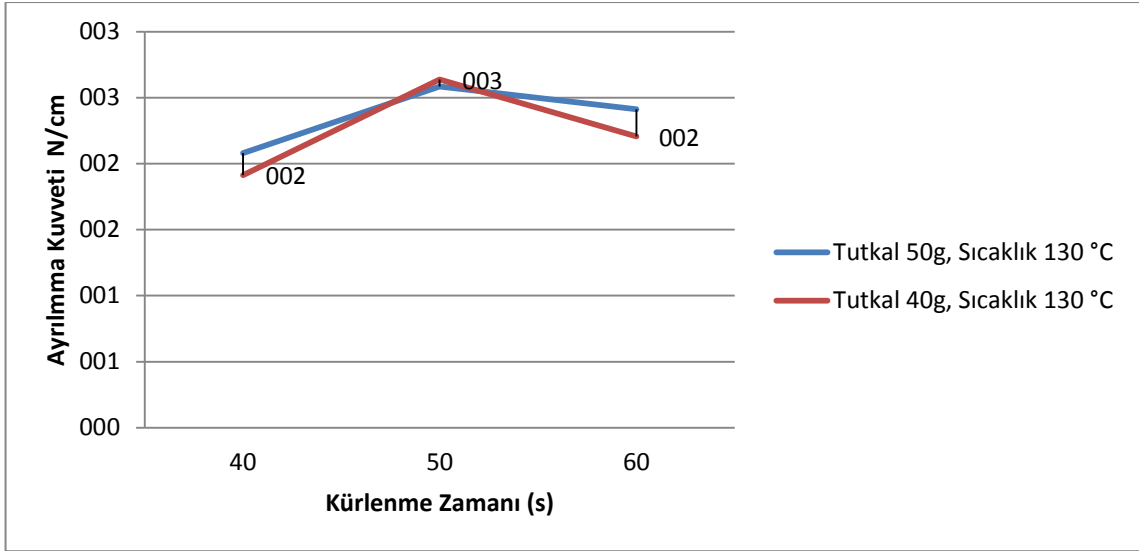


Şekil 5.5. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-kürlenme zamanı grafiği-I

Şekil 5.6'da, kürlenme zamanı değişken olarak tanımlanmış ve farklı tutkal miktarlarındaki tabaka ayrılma testi sonuçları grafik olarak ifade edilmiştir. Eğriler çizdirilirken proses sıcaklığı 130°C'de sabit tutulmuştur. Tutkal miktarı 40g ve 50g olan numune grupları için 50s kürlenme zamanında en yüksek tabaka ayrılma kuvveti değerlerine ulaşılmıştır.

Proses sıcaklığının 130°C'de sabit tutulması, elde edilen tüm tabaka ayrılma kuvveti değerlerinde göreceli artışa neden olmuştur. Bu sıcaklığın bu proses için en uygun sıcaklık olduğu anlaşılmaktadır.

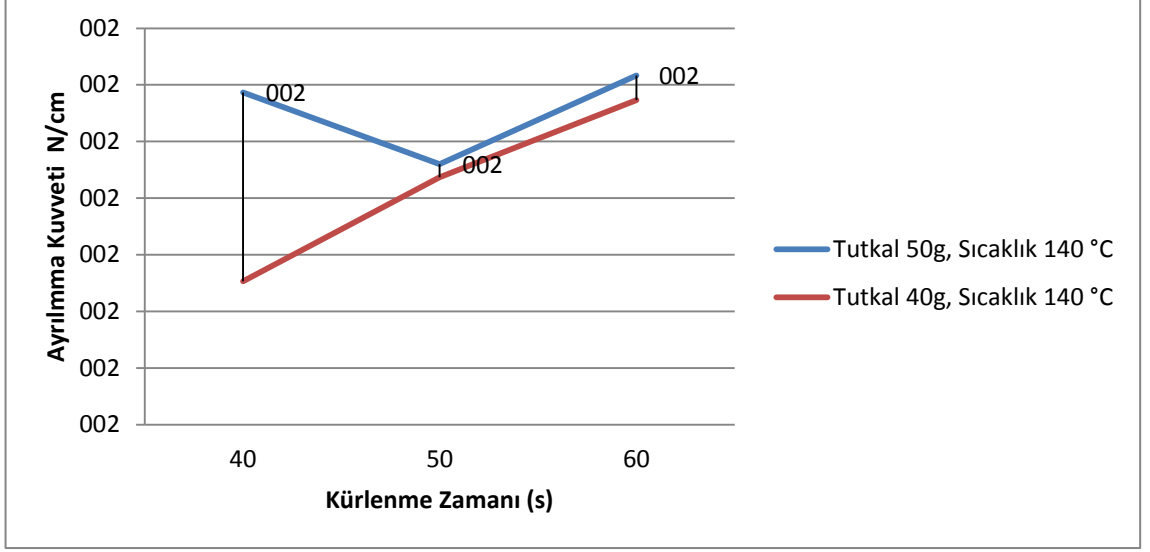
Tüm numuneler içindeki en yüksek tabaka ayrılma kuvveti değerine 40g tutkal miktarı, 50s kürlenme zamanı ve 130°C proses sıcaklığında ulaşılmıştır. Bu değer 2,64 N/cm'dir. Fakat kürlenme zamanlarının 40s ve 60s olduğu durumlarda tutkal miktarındaki artışın ayrılma kuvveti üzerine pozitif etkisi olduğu gözlemlenmektedir.



Şekil 5.6. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-kürlenme zamanı grafiği-II

Kürlenme zamanını değişken olarak tanımlayıp (x eksenini), farklı tutkal miktarları için elde edilen tabaka ayrılma testi sonuçları Şekil 5.7'deki grafikte görülmektedir. Eğriler çizdirilirken proses sıcaklığı 140°C'de sabit tutulmuştur. Tabaka ayrılma kuvvetinin kürlenme zamanı ile düzenli artışı 40g'ın numune grubunda gözlemlenirken, 50g'lık numune grubunda ise 50s kürlenme zamanında en düşük değerini almaktadır.

Kullanılan tutkal miktarında artış, tüm ayrılma kuvveti değerlerinde artışa neden olmaktadır.



Şekil 5.7. Tabaka ayrılma testi, kuvvet-kürleme zamanı grafiği-III

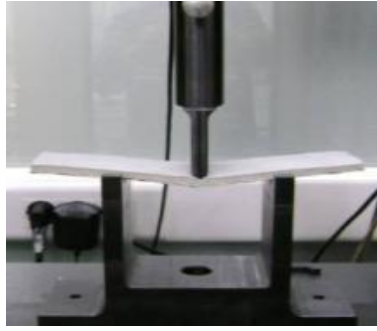
Proses sıcaklığının 140°C’de sabit tutulması, elde edilen tüm tabaka ayrılma kuvveti değerlerinde düşüşe neden olmuştur ve bu sıcaklığın kürleme prosesi için yüksek olduğu anlaşılmaktadır.

5.2. Üç Noktalı Eğme Testi:

İkinci aşamada, sünger, cam elyafı, kağıt ve tutkaldan oluşan sandviç numuneler üretilmiştir. Üretim aşağıdaki parametreler ile gerçekleştirilmiştir.

- Cam elyaf miktarı(90 g/m², 100 g/m², 110 g/m² , 175 g/m²)
- Sünger yoğunluğu (22 g/m³, 26 g/m³)
- Arka kaplama cinsi (Kağıt, TNT)

Tabaka ayrılma testinden elde edilen parametreler bu aşamada sabit tutulmuştur. Bu parametreler; sıcaklık 130°C, zaman 50s, tutkal 40 g/ m² şeklindedir.



Şekil 5.8. Üç nokta eğme testi düzeneği

Üç noktalı eğme testleri, SAE J9349 APR2009 standardına uygun olarak ZWICK çekme/itme test sisteminde gerçekleştirilmiştir (Şekil 5.8). Numune en, boy ve kalınlık ölçüleri 30mm x 160mm x 7mm şeklindedir. Sandviç numune, 152mm açıklığındaki destekler üzerine yerleştirilir. Kafa yarıçapı 10mm, boyu 76mm yükleme elemanı 13mm/da hız ile 6,3 mm hareket ettirilerek oluşan kuvvet ölçülmüştür. Eğilme modülü aşağıdaki formül ile hesaplanmıştır:

$$E = \frac{PL^3}{4bd^3Y} \quad 5.1$$

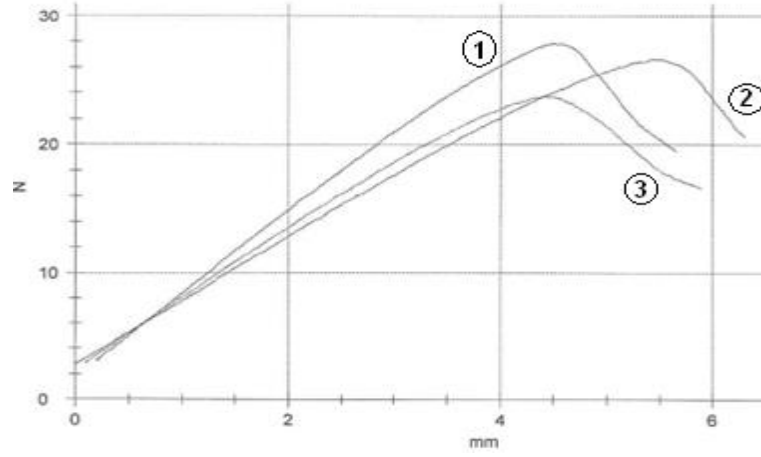
Burada:

E = Eğilme modülü, Pa; P = Kuvvet, N; L = Çene açıklığı, 152mm; b = Numune genişliği, mm; d = Numune kalınlığı, mm; Y = Yükleme elemanı hareketi, mm

9 numaralı sandviç numune üzerinde yapılan eğme testi sonucunda elde edilen kuvvet (N), birim şekil değiştirme grafiği (%) Şekil 5.4'te verilmiştir.

Results:

Nr	a0 mm	b0 mm	Des. mes. Lv mm	σ Eğilme Muk. MPa
1	6.34	76	152	1.99
2	6.54	76	152	1.67
3	6.68	76	152	1.87

Series graph:**Şekil 5.9.** Eğme testi sonuçları.

Çizelge 5.2’de 16 farklı parametre grubu için üçer defa gerçekleştirilen eğme testlerine ait sonuçlar listelenmiştir.

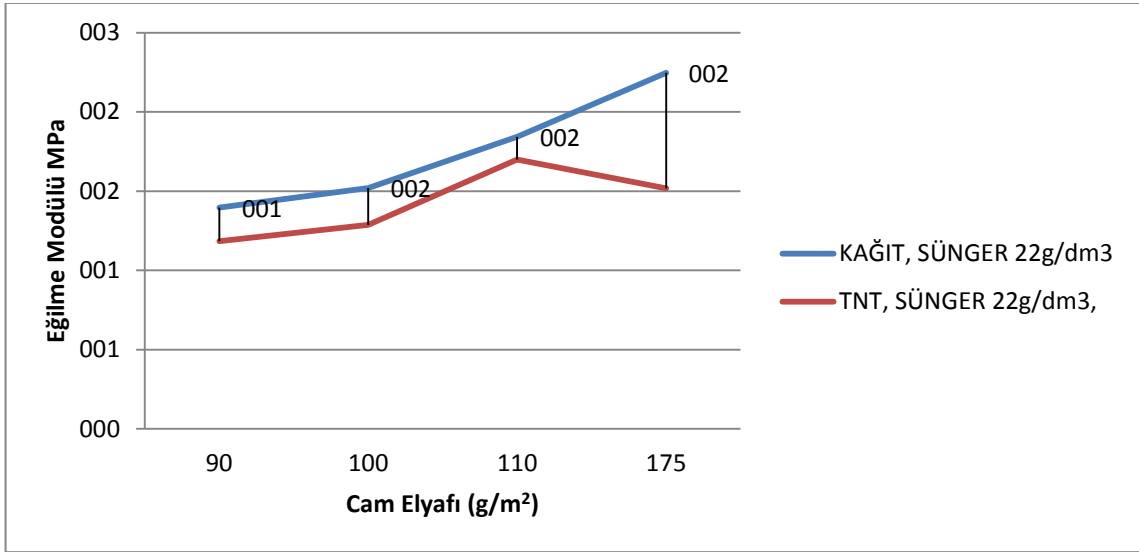
Çizelge 5.2. Eğme Testi Sonuçları

	Cam Elyafi (g/ m ²)				Sünger Yoğunluğu (g/ dm ³)		Arka Kaplama		Eğilme Modülü (MPa)			
	Kırpma		Taba ka		22	26	Kağıt	TNT	Eğilme Modülü (MPa)			Ortalama (MPa)
	90	100	110	150			X	X	1	2	3	(1+2+3)/3
1	X				X		X		1.19	1.57	1.43	1.40
2	X				X		X		1.09	1.27	1.19	1.18
3	X					X	X		1.18	1.45	1.48	1.37
4	X					X	X		1.13	1.19	1.28	1.20
5		X			X		X		1.37	1.59	1.6	1.52
6		X			X		X		1.08	1.46	1.32	1.29
7		X				X	X		0.63	0.99	0.86	0.83
8		X				X	X		0.98	1.09	1.14	1.07
9			X		X		X		1.99	1.67	1.87	1.84
10			X		X		X		1.40	1.71	1.99	1.70
11			X			X	X		1.53	1.46	1.46	1.48
12			X			X	X		1.14	0.98	1.13	1.08
13				X	X		X		2.34	2.35	2.05	2.25
14				X	X		X		1.59	1.5	1.46	1.52
15				X		X	X		2.01	2.08	2.34	2.14
16				X		X	X		1.66	1.67	1.69	1.67

Testler sonucunda 9,10 ve 13 numaralı numunelere ait eğilme modülü değerlerinin diğer numunelere göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Burada sünger yoğunluğu 22 g/dm^3 değerindedir. Sonraki aşamada bu değerler kullanılarak prototip sandviç üretilmiş ve proses parametrelerinin eğilme mukavemetine etkisi irdelenmiştir.

Üç noktalı eğme testi sonuçlarını, sünger yoğunluğunu 22 g/dm^3 'te sabit tutarak değerlendirdiğimizde Şekil 5.10'daki grafik elde edilmektedir. Cam elyafı miktarının değişken olarak alındığı tüm eğriler, arka yüzey kaplamasının kağıt ve TNT olduğu durumlarda çizilmiştir. Eğilme modülünün, sandviç arka kaplamanın kağıt ve cam elyafı yoğunluğunun 175 g/m^2 olduğu noktada maksimum değere, $2,25 \text{ MPa}$ 'a ulaştığı gözlemlenmektedir. Sandviç arka kaplamasının TNT olduğu durumda ise eğilme modülünün cam elyafı miktarının 110 g/m^2 olduğu anda maksimum değerine ulaştığı gözlemlenmektedir.

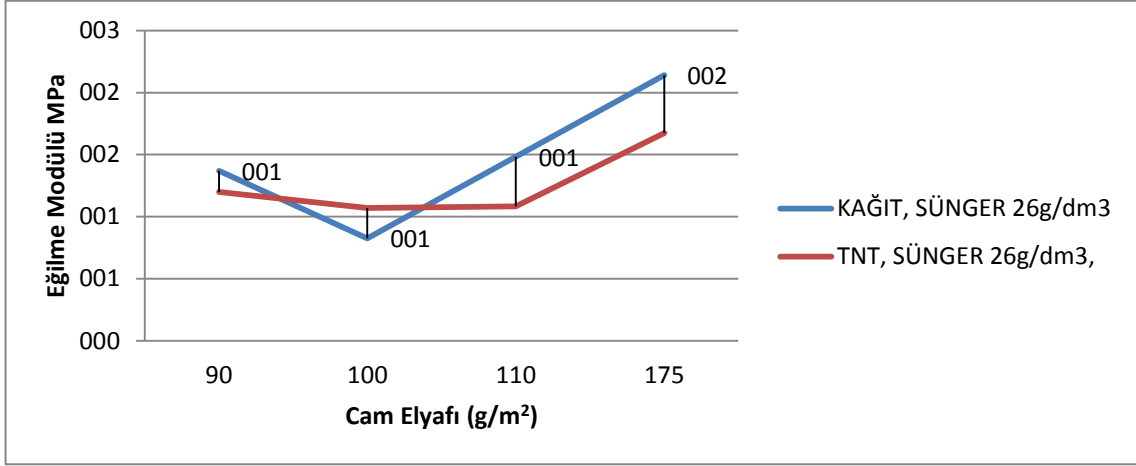
Eğrilerden çıkarılacak bir diğer sonuç, cam elyafı miktarı arttıkça elde edilen eğilme modülü değerinin, dolayısıyla parça rijitliğinin de arttığıdır. Bunun tek istisnası TNT arka kaplama kullandığımız numune grubunda, cam elyafı miktarı 110 g/m^2 'den 175 g/m^2 'ye yükselmesine rağmen eğilme modülünde azalma gözlemlenmiştir.



Şekil 5.10. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-I

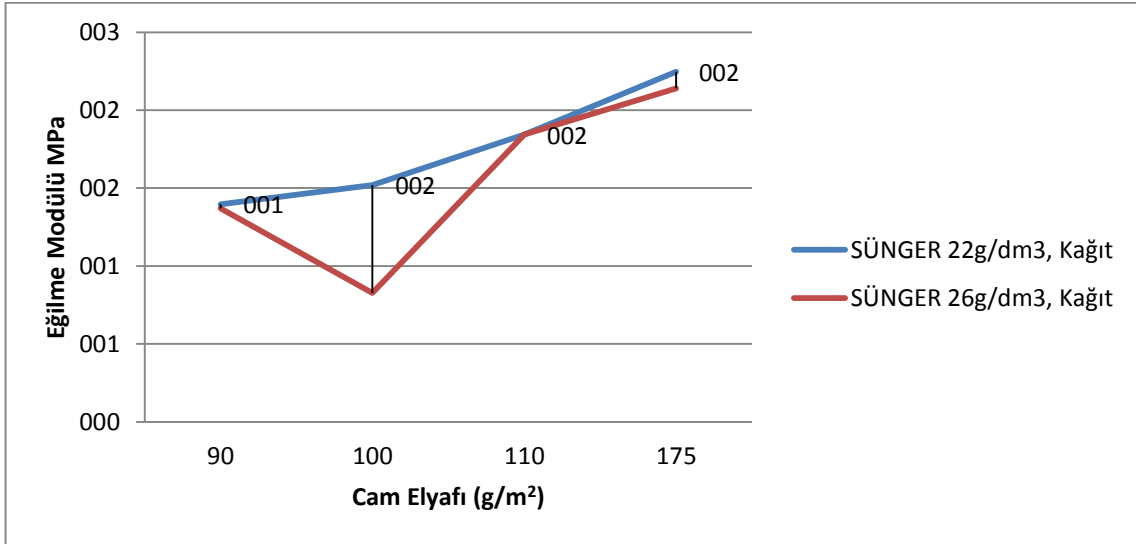
Aynı şekilde üç noktalı eğme testi sonuçlarını, sünger yoğunluğunu 26 g/dm^3 'te sabit tutarak değerlendirdiğimizde Şekil 5.11'deki grafik elde edilmektedir. Cam elyafı miktarının değişken

olarak alındığı eğriler, arka yüzey kaplamasının kağıt ve TNT olduğu durumlar için çizilmiştir. Eğilme modülü, arka kaplamanın kağıt ve cam elyafı yoğunluğu 175g/m^2 olduğunda maksimum değere, $2,25\text{MPa}$ 'a ulaştığı gözlemlenmektedir. Sandviç arka kaplamasının TNT olduğu durumda bu eğilim devam etmektedir.



Şekil 5.11. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-II

Şekil 5.12'deki grafiklerde ise üç noktalı eğme testi sonuçları, sandviç arka kaplamasının kağıt olduğu halde, sünger ve cam elyafı miktarı değişken alınarak elde edilmiştir.



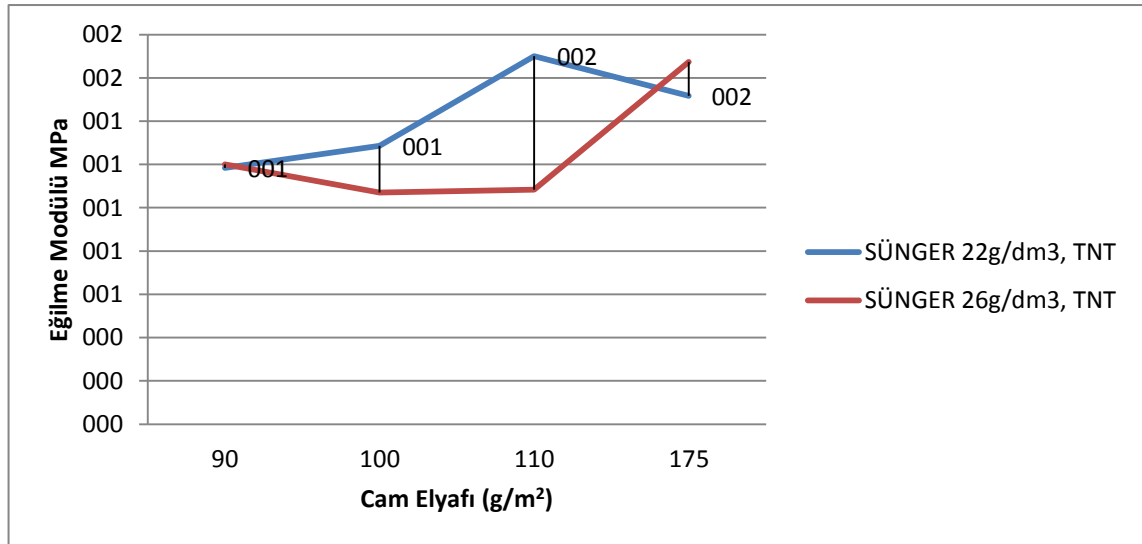
Şekil 5.12. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-III

Sünger yoğunluğunun farklı olduğu iki eğride de maksimum eğilme modülü değerlerine cam elyafı yoğunluğu 175g/m^2 olduğunda ulaşılmıştır. Özellikle sandviç arka kaplamasının kağıt olduğu durumda en yüksek eğilme modülü elde edilmiştir, $2,25\text{MPa}$.

Eğrilerden çıkarılacak bir diğer sonuç, cam elyafı miktarı arttıkça elde edilen eğilme modülü değerinin, dolayısıyla parça rijitliğinin de arttığı yönündedir. Bunun tek istisnası sünger yoğunluğunun 26g/dm^3 olduğu seride, cam elyafı miktarı 90g/m^2 'den 110g/m^2 'ye yükselmesine rağmen eğilme modülünde azalma gözlemlenmiştir.

Şekil 5.13'teki grafiklerde de ise üç noktalı eğme testi sonuçları, sandviç arka kaplamasının TNT olduğu halde, sünger ve cam elyafı miktarı değişken alınarak elde edilmiştir. Maksimum eğilme modülü değeri, sünger yoğunluğunun 22g/dm^3 olduğu durumda elde edilmiştir. Bu şartlarda elde edilen eğilme modülü $1,70\text{MPa}$ 'dır.

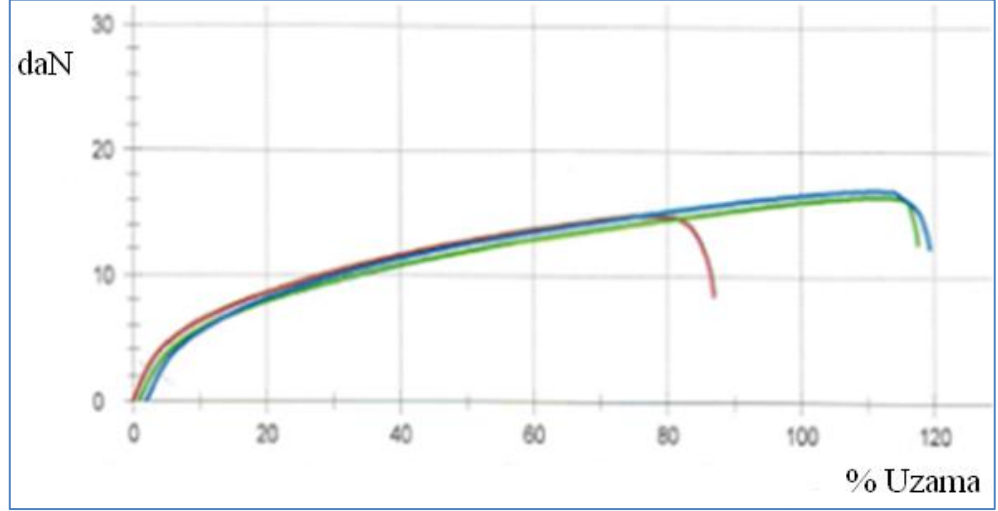
Eğrilerden çıkarılacak bir diğer sonuç, TNT'nin arka kaplama olduğu numunelerde elde edilen eğilme modülü değerinin, kağıt kaplamaya göre düşük olmasıdır. Zira eğilme modülü değerleri 1MPa ile $1,70\text{MPa}$ aralığına sıkışmıştır. Ayrıca cam elyafının artışı, eğilme modülünde düzenli bir artış sağlamamıştır.



Şekil 5.13. Eğme testi sonuçları: Eğilme modülü-Cam elyafı grafiği-IV

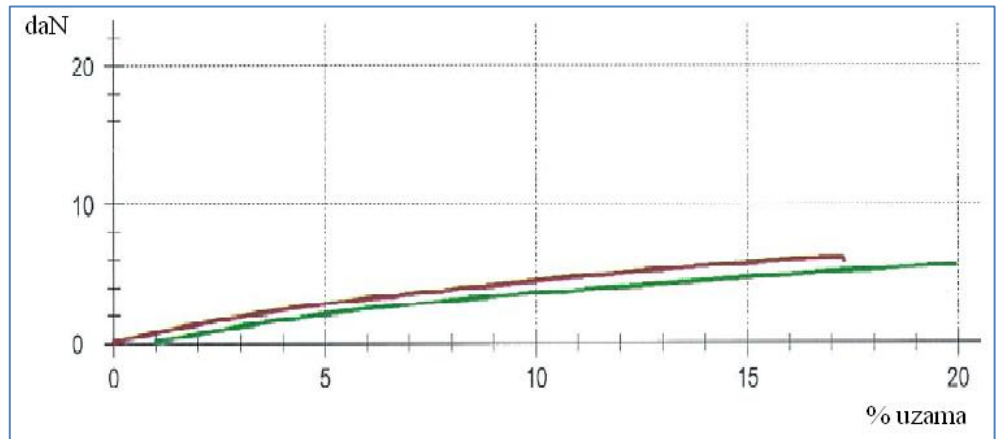
5.3. Malzeme Özelliklerinin Belirlenmesi İçin Çekme Testleri

Kumaşa ait mekanik özelliklerin belirlenmesi için eni ve boyu 50x100mm olan numuneler üzerinde, 0°, 90° ve 45° açılarda çekme testleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.14'ten de görüleceği gibi kumaş yüksek uzama değerine sahip, izotropik bir malzeme olarak kabul edilebilir. Elastisite modülü 0,33Mpa olarak hesaplanmıştır. Eğrinin plastik bölümü orijinal eğri üzerinden tanımlanmıştır.



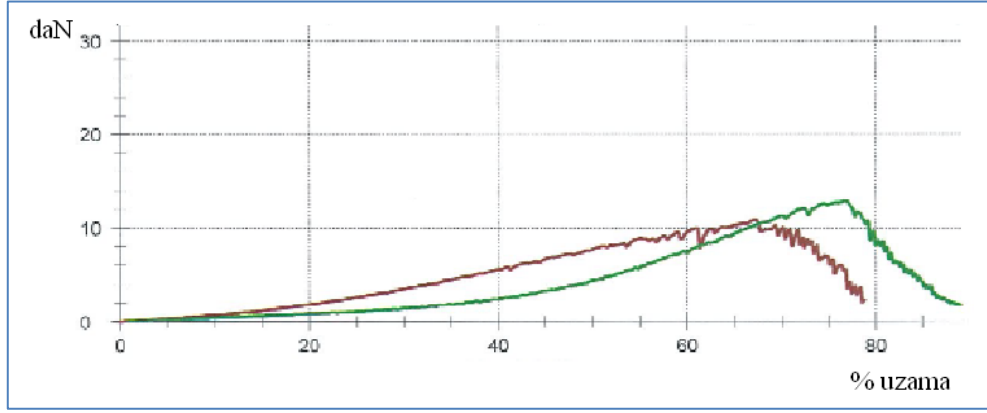
Şekil 5.14. Kumaş çekme testi grafiği (Kuvvet-% Uzama).

Rijit poliüretan sünger için de aynı yöntem takip edilerek numune hazırlanmış ve çekme testleri gerçekleştirilmiştir. Test sonucu oluşan grafik Şekil 5.15'te verilmiştir.



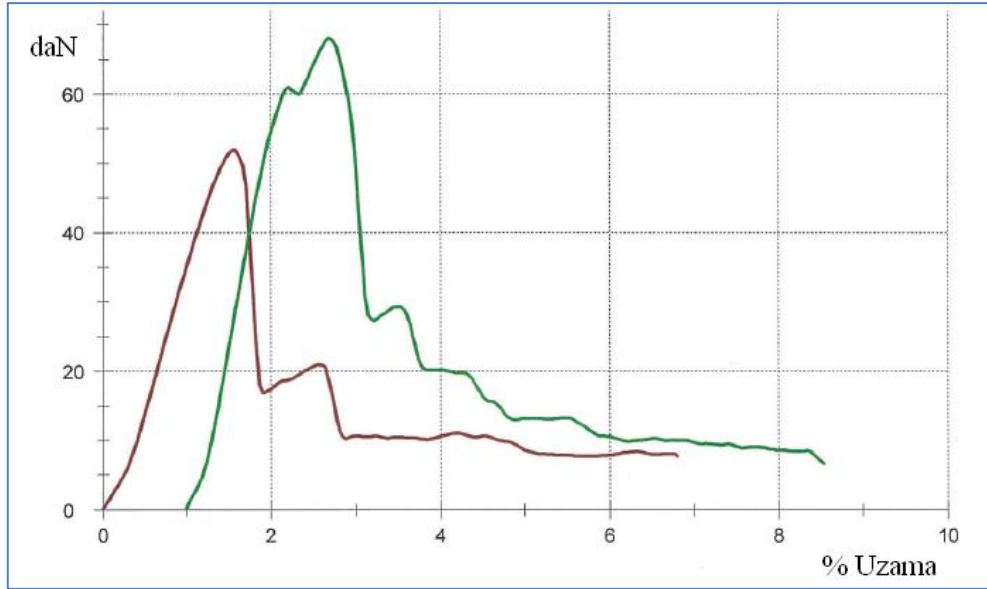
Şekil 5.15. Rijit poliüretan sünger çekme testi grafiği (Kuvvet-% Uzama).

0,5mm kalınlığındaki TNT kaplama (%70PES + %30VI) farklı yönlerde çekme testine tabi tutularak mekanik özellikleri belirlenmiştir, (Şekil 5.16).



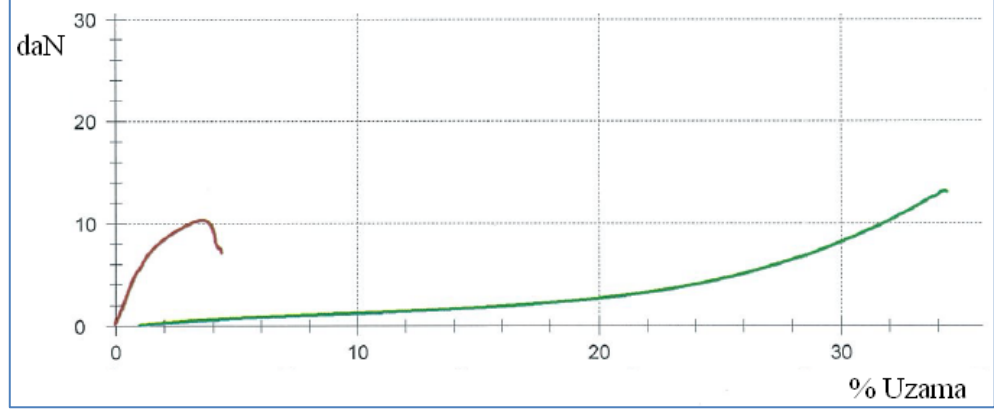
Şekil 5.16. TNT kumaş çekme testi grafiği (Kuvvet-%Uzama).

Cam elyafi numuneleri, basılmış sandviç içinden tabaka şeklinde ayrılarak elde edilmiştir. Yöne bağlı olarak yapılan çekme testleri sonucunda tabaka özelliklerinin yöne bağlı olmadığı tespit edilmiştir. Şekil 5.17’de test sonucu oluşan kuvvet-uzama grafiği verilmiştir.



Şekil 5.17. Cam elyaf tabakası çekme testi grafiği (Kuvvet-%Uzama).

Aynı ölçülerde kağıt üzerinde yapılan çekme testi eğrileri birbiriyle farklılık göstermektedir (Şekil 5.18). Malzeme anizotropik yapıdadır. Çalışmalarımızda uzaması daha küçük (%5%), elastisite modülü daha büyük (0,57MPa) olan yöndeki özellikler kullanılmıştır.



Şekil 5.18. Kağıt çekme testi grafiği (Kuvvet-% Uzama).

Her bir bileşenin çekme testleri yapılmış, testler sonunda elde edilen veriler simülasyon çalışmaları için girdi teşkil etmiştir. Toplu sonuçlar Çizelge 5.3'te verilmiştir.

Çizelge 5.3. Tabaka mekanik özellikleri

	Kalınlık (mm)	Yoğunluk (kg/m³)	Poisson Oranı	Elastisite Modülü (MPa)
Kumaş	0.4	45.7	0,3	0.33
Rijit sünger	8	22.5	0,5	0.01
Kağıt	0.35	27.1	0,3	0.57
Cam elyafı tabakası	0.2	50	0,3	37.5
TNT	0.5	94,5	0,28	0,15

6. SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

6.1. Sonlu Elemanlara Giriş

Çevremizde meydana gelen olayları veya karmaşık problemleri çoğu zaman karayıp kolayca çözemeyiz. Dolayısıyla, karmaşık bir problem, bilinen veya kavranması daha kolay alt problemlere ayrılarak daha anlaşılır bir hale getirilir. Oluşturulan alt problemler çözülüp birleştirilerek esas problemin çözümü yapılabilir. Örneğin; gerilme analizi üzerinde çalışılırken, gerilme problemini basit kiriş, plak, silindir, küre gibi geometrisi bilinen şekillere indirgenir. Elde edilen sonuç, genellikle problemin yaklaşık çözümüdür. Kimi zaman basit bir katsayı ile düzeltilerek hareket edilir. Mühendislik uygulamalarında problemlerin karmaşıklığı sebebiyle, genellikle problemin tam çözümü yerine, kabul edilebilir seviyede bir yaklaşık çözüm tercih edilir. Bazı problemlerde de tam çözüme ulaşılamaz ve yaklaşık çözüm tek yol olarak benimsenir.

Sonlu elemanlar metodu; karmaşık olan problemleri daha basit alt bölümlere ayırarak her birinin kendi içinde çözülmesiyle tam çözümün bulunduğu mühendislik yaklaşımıdır. Metodun üç temel niteliği vardır; ilk olarak, geometrik olarak karmaşık olan çözüm bölgesi, sonlu elemanlar olarak adlandırılan geometrik olarak basit alt bölgelere ayrılır. İkincisi, her elemandaki, sürekli fonksiyonlar, cebirsel polinomların lineer kombinasyonu olarak tanımlanabileceği kabul edilir. Üçüncü kabul ise, aranan değerlerin her eleman içinde sürekli olan tanım denklemlerinin belirli noktadaki (düğüm noktaları) değerlerin elde edilmesinin problemin çözümünde yeterli olmasıdır. Kullanılan yaklaşım fonksiyonları interpolasyon teorisinin genel kavramları kullanılarak polinomlardan seçilir. Seçilen polinomların derecesi ise çözülecek problemin tanım denkleminin derecesine ve çözüm yapılacak elemandaki düğüm sayısına bağlıdır.

Sürekli bir ortamda alan değişkenleri (gerilme, yer değiştirme, basınç, sıcaklık vs.) sonsuz sayıda farklı değere sahiptir. Eğer sürekli bir ortamın belirli bir bölgesinin de aynı şekilde sürekli ortam özelliği gösterdiği biliniyorsa, bu alt bölgede alan değişkenlerinin değişimi sonlu sayıda bilinmeyen olan bir fonksiyon ile tanımlanabilir. Bilinmeyen sayısının az yada çok olmasına göre seçilen fonksiyon lineer yada yüksek mertebeden olabilir. Sürekli ortamın alt bölgeleri de aynı karakteristik özellikleri gösteren bölgeler olduğundan, bu bölgelere ait olan denklem

takımları birleştirildiğinde bütün sistemi ifade eden denklem takımı elde edilir. Denklem takımının çözümü ile sürekli ortamdaki alan değişkenleri sayısal olarak elde edilir.

Sonlu elemanlar metodunun kullanılması, bilgisayarların devreye girmesi, bugüne kadar çok maliyetli deneyler ile incelenebilen birçok makine elemanının (motor blokları, pistonlar, vs.) kolayca incelenebilmesi, hatta çizim esnasında mukavemet analizlerinin kısa bir sürede yapılarak optimum tasarıma ulaşmak mümkün olmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunu diğer nümerik metotlardan üstün kılan başlıca unsurlar şöyle sıralanabilir;

- Kullanılan sonlu eleman boyutlarının ve şekillerinin değişkenliği nedeniyle ele alınan bir cismin geometrisi tam olarak temsil edilebilir.
- Bir veya birden çok delik veya köşeleri olan bölgeler kolaylıkla incelenebilir.
- Değişik malzeme ve geometrik özellikleri bulunan cisimler incelenebilir.
- Sebep sonuç ilişkisine ait problemler, genel rijitlik matrisi ile birbirine bağlanan genelleştirilmiş kuvvetler ve yer değiştirmeler cinsinden formüle edilebilir. Sonlu elemanlar metodunun bu özelliği problemlerin anlaşılmasını ve çözülmesini hem mümkün kılar hem de basitleştirir.
- Sınır şartları kolayca uygulanabilir.

Sonlu elemanlar metodunun temel prensibi, öncelikle bir elemana ait sistem özelliklerini içeren denklemlerin çıkartılıp tüm sistemi temsil edecek şekilde eleman denklemlerini birleştirerek sisteme ait lineer denklem takımının elde edilmesidir. Bir elemana ait denklemlerin elde edilmesinde değişik metotlar kullanılabilir. Bunlar içinde en çok kullanılan dört temel yöntem şunlardır.

- I) **Direkt yaklaşım:** Bu yaklaşım daha çok tek boyutlu ve basit problemler için uygulanır.
- II) **Varyasyonel Yaklaşım:** Bir fonksiyonun maksimum ve minimum değerlerinin bulunmasında kullanılır. Katı cisim mekaniğinde en çok kullanılan fonksiyoneller potansiyel enerji prensibi, komplementer (tümleyen) potansiyel enerji prensibi ve Reissner prensibi olarak sayılabilir. Fonksiyonelin birinci türevinin sıfır olduğu

noktada fonksiyonun en yüksek değerleri bulunur. İkinci türevin sıfırdan büyük veya küçük olmasına göre bu değerin maksimum veya minimum olduğu anlaşılır.

III) **Ağırlıklı kalanlar yaklaşımı:** Bir fonksiyonun çeşitli değerler karşısında elde edilen yaklaşık çözümleri ile gerçek çözüm arasındaki farkların bir ağırlık fonksiyonu ile çarpılarak toplamlarını minimize etme işlemine ağırlıklı kalanlar yaklaşımı denir. Bu yaklaşım kullanılarak eleman özelliklerinin elde edilmesinin avantajı, fonksiyonların elde edilemediği problemlerde uygulanabilir olmasıdır.

IV) **Enerji dengesi yaklaşımı:** Bir sisteme giren veya çıkan termal veya mekanik enerjilerin eşitliği ilkesine dayanır. Bu yaklaşım bir fonksiyonele ihtiyaç göstermez.

Sonlu elemanlar metodu ile problem çözümünde kullanılacak olacak yaklaşım çözüm işleminde izlenecek yolu değiştirmez. Çözüm yöntemindeki adımlar şunlardır;

- a) Cismin sonlu elemanlara bölünmesi,
- b) İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi,
- c) Eleman rijitlik matrisinin teşkili,
- d) Sistem rijitlik matrisinin hesaplanması,
- e) Sisteme etki eden kuvvetlerin bulunması,
- f) Sınır şartlarının belirlenmesi,
- g) Sistem denklemlerinin çözümü.

Sonlu elemanlar probleminin çözümünde ilk adım eleman tipinin belirlenmesi ve çözüm bölgesinin elemanlara ayrılmasıdır. Çözüm bölgesinin geometrik yapısı belirlenerek bu geometrik yapıya en uygun gelecek elemanlar seçilir. Seçilen elemanların çözüm bölgesini temsil etmeleri oranında, elde edilecek neticeler gerçek çözüme yaklaşmış olacaktır. Sonlu elemanlar metodunda kullanılan elemanlar boyutlarına göre dört kısma ayrılabilir.

- a) **Tek boyutlu elemanlar:** Bu elemanlar tek boyutlu olarak ifade edilebilen problemlerin çözümünde kullanılır.
- b) **İki boyutlu elemanlar:** İki boyutlu (düzlem) problemlerin çözümünde kullanılır. Bu grubun temel elemanı üç düğümlü üçgen elemandır. Üçgen elemanın altı, dokuz veya daha fazla düğüm ihtiva eden çeşitleri de vardır. Düğüm sayısı seçilecek interpolasyon fonksiyonunun derecesine göre belirlenir. Üçgen eleman, çözüm bölgesini temsil etmesi açısından kullanışlı bir eleman tipidir. İki üçgen elemanın birleşmesiyle meydana gelen dörtgen eleman, parçanın geometrisine uyum sağladığı ölçüde kullanışlı bir elemandır. Dört veya daha fazla düğümlü olabilir. Dörtgen eleman, özel hal olan dikdörtgen eleman şeklinde kullanılır.

- c) **Dönel elemanlar:** Eksenel simetrik özellik gösteren problemlerin çözümünde dönel elemanlar kullanılır. Bu elemanlar bir veya iki boyutlu elemanların simetri eksenini etrafında bir tam dönme yapmasıyla oluşurlar. Gerçekte üç boyutlu olan bu elemanlar, eksenel simetrik problemler iki boyutta çözümlene olanağı sağladığı için çok kullanışlıdır.
- d) **Üç boyutlu elemanlar:** Bu grupta temel eleman üçgen piramittir. Bunun dışında dikdörtgen prizması veya daha genel olarak altı yüzeyle elemanlar, üç boyutlu problemlerin çözümünde kullanılan eleman tipleridir.

İzoparametrik Elemanlar: Çözüm bölgesinin sınırları eğri denklemleri ile tanımlanmışsa, kenarları düz olan elemanların bu bölgeyi tam olarak tanımlaması mümkün değildir. Böyle durumlarda bölgeyi gereken hassasiyete tanımlamak için elemanların boyutlarını küçültmek, dolayısıyla adetlerini arttırmak gerekmektedir. Bu durum çözülmesi gereken denklem sayısını artırır, dolayısıyla gereken bilgisayar kapasitesi ve zamanın büyümesine sebep olur. Bu olumsuzluklardan kurtulmak için, çözüm bölgesinin eğri denklemleri ile tanımlanan sınırlarına uyum sağlayacak eğri kenarlı elemanlara ihtiyaç hissedilmektedir. Böylece hem çözüm bölgesi daha iyi tanımlanmakta hem de daha az sayıda eleman kullanarak çözüm alınabilmektedir. Bu elemanlar üzerindeki düğüm noktaları bir fonksiyon ile tanımlanır. İzoparametrik sonlu elemanın özelliği, her noktasının konumunun ve yer değiştirmesinin aynı mertebeden aynı şekil (interpolasyon) fonksiyonu ile tanımlanabilir olmasıdır. İzoparametrik elemanlara eş parametrelilik elemanlar da denir.

İzoparametrik elemanların şu özellikleri vardır;

- a) Lokal koordinatlarda iki komşu eleman arasında süreklilik sağlamıyorsa, İzoparametrik elemanlarda da sağlamıyor demektir.
- b) Eğer interpolasyon fonksiyonu lokal koordinat takımındaki elemanda sürekli ise, izoparametrik elemanda da sürekli dir.
- c) Çözümün tamlığı, lokal koordinatlarda sağlanıyor ise izoparametrik elemanlarda da sağlanır.
- d) Çözümün tamlığı, lokal koordinatlarda sağlanıyor ise izoparametrik elemanlarda da sağlanır.

İzoparametrik elemanların anılan özellikleri nedeniyle, interpolasyon fonksiyonları lokal koordinatlarda seçilir.

İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi: İnterpolasyon fonksiyonu alan değişkeninin eleman üzerindeki değişimini temsil etmektedir. İnterpolasyon fonksiyonunun belirlenmesi, seçilen eleman tipine ve çözülecek denklemin derecesine bağlıdır:

- a) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeni ve alan değişkeninin en yüksek mertebeden bir önceki mertebeye kadar olan kısmi türevleri eleman sınırlarında sürekli olmalıdır.
- b) İnterpolasyon fonksiyonunda bulunan alan değişkeninin bütün türevleri, eleman boyutları sıfıra gitse bile alan değişkenini karakterize etmelidir.
- c) Seçilen interpolasyon fonksiyonu koordinat değişimlerinden etkilenmemelidir.

Hem yukarıdaki şartları sağlamaları hem de türev ve integral almadaki kolaylığından ötürü interpolasyon fonksiyonu olarak polinomlar seçilir. Seçilen polinom, yukarıdaki şartların sağlanması için uygun terimleri ihtiva etmelidir.

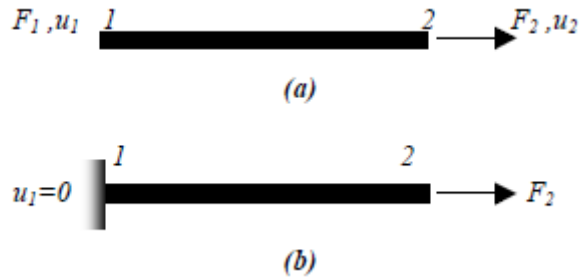
Eleman rijitlik matrisinin elde edilmesi: Eleman rijitliğinin bulunması, elemana etki eden dış kuvvetler ile alan değişkenleri arasında bir ilişki kurmak anlamına gelmektedir. Eleman rijitliğini elde ederken çözülecek problemin konusu, alan değişkeni, seçilen interpolasyon fonksiyonu, eleman özelliklerini elde ederken kullanılan metot gibi pek çok faktör göz önüne alınmak durumundadır. Etki eden bu faktörlere göre de eleman rijitliğinin elde edilmesinde değişik yollar izlenir.

Sistem rijitlik matrisinin teşkili: Sistem rijitlik matrisi, sistemin düğüm sayısı ve her düğümdeki serbestlik derecesine bağlı olarak belirlenir. Elemanlar için hesaplanan rijitlik matrisleri, eleman üzerindeki düğüm numaralarına bağlı olarak genel rijitlik matrisinde ilgili satır ve sütuna yerleştirilir. Farklı elemanlar tarafından ortak kullanılan düğümlerdeki terimler, genel rijitlik matrisinde üst üste toplanır. Elemanların düğüm numaralaması bir sistematiğe göre yapılırsa genel rijitlik matrisinde elemanlar diagonal üzerinde üst üste toplanır. Genelde rijitlik matrisi simetriktir.

Sisteme etki eden kuvvetlerin bulunması: Bir problemde sisteme etki edebilecek kuvvetler şunlar olabilir:

- Tekil kuvvetler: Tekil kuvvetler hangi elemanın düğümüne, hangi yönde etki ediyorsa, genel kuvvet vektöründe etki ettiği güğüme karşılık gelen satıra yerleştirilir. Problemin cinsine göre tekil yük kavramı değişebilir. Örnek olarak ısı iletimi probleminde sıcaklık tanımını verilebilir.
- Yayılı kuvvetler: Bu kuvvetler bir kenar boyunca veya bir alana etki ederler.
- Kütle kuvvetleri: Eleman hacmi için gerekli olan merkezkaç kuvveti ve ağırlık kuvvetleri gibi kuvvetlerdir.

Sınır şartlarının belirlenmesi: Her problemin tabii yada yapay sınır şartları vardır. Sınır şartları, cismin çeşitli kısımlarındaki elastik yer değiştirmelerin ölçülebileceği bir referans sağlar. Bir çubuk eleman ele alalım. Bu eleman için bir sınır şartı tanımlanmazsa, etki eden düğüm kuvvetlerinin büyük, küçük yada eşit olmasına göre hareket eder ve deplasman $u_1=u_2$ olarak çubukta rijit cisim hareketi gözlenir.



Şekil 6.1. Konsol kiriş sonlu elemanlar modeli, (Topçu 1998).

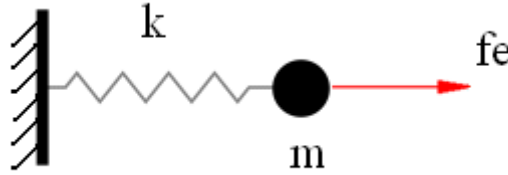
Birinci durumdaki rijit cisim hareketi genel rijitlik matrisinin tekil olmasına sebep olur. Bu durum u_1 ve u_2 'nin ölçüleceği bir referans noktasının belirlenmemiş olmasına bağlanır. Gerçekte bir referans noktası sağlamak zorundadır. Aynı çubuğu Şekil 1.b'deki gibi düşündüğümüzde;

Şeklinde ifade edilir. Çünkü $u_1=0$ çubuğun sınır şartıdır. Böylece sınır şartları, cismin belli parçasında veya parçalardaki yer değiştirmelerde yapılan kısıtlamalardır. Bu kısıtlamalar, cismin yer değiştirmesine engel olur ve uygulanan dış yüklerin cisim tarafından taşınmasını sağlar. Aynı sınır şartları problemin cinsine göre sonlu elemanlar metodunun uygulandığı diğer vektörel ve skalar alan problemleri için de tanımlanır.

Sistem denkleminin çözümü: Çözüm için, sistemin sınır şartları da dikkate alınarak rijitlik matrisinin tersini almak yeterlidir. Fakat, bilgisayar kapasitesi ve zamanı açısından çok büyük matrislerin çözümünü ters alma işlemi yapmak yerine Gauss eliminasyon metodu ile daha az kapasite ve daha kısa sürede yapmak mümkün olmaktadır (Topçu 2003).

6.1.1. Açık Zaman Entegrasyonu (Explicit Time Integration):

Açık zaman entegrasyonu tek boyutlu ve bir serbestlik dereceli lineer kütle yay sisteminde Şekil 6.2’de gösterilmiştir.



Şekil 6.2. Bir serbestlik dereceli kütle yay sistemi.

Tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi;

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = fe \quad 6.1$$

Açı çözüm prosesi, zaman ekseninde , zaman yarımlarıyla $t_{n-1/2}, t_{n+1/2}, \dots$, yer değiştirme ve ivmelenme ise tam aralıklarla $t_{n-1}, t_n, t_{n+1}, \dots$, ileler. Buradaki n zaman artırım adedini ifade eder.

t_n anındaki çözümü ele alalım:

Bilinen değişkenler: t_n anındaki yer değiştirme (x_n) ve

$$t_{n-1/2} \text{ anındaki hız } \left(\frac{dx_{n-1/2}}{dt} \right)$$

Bulunacak değişkenler: t_{n+1} anındaki yer değiştirme (x_{n+1})

$$t_{n+1/2} \text{ anındaki hız } \left(\frac{dx_{n+1/2}}{dt} \right)$$

$$t_n \text{ anındaki ivme } \left(\frac{d^2x_n}{dt^2} \right)$$

Açık çözüm metodu, denge denkleminin t_n anındaki durumunu denklem (6.2)'deki şekilde dönüştürür;

$$m \frac{d^2x_n}{dt^2} + kx_n = f_n \quad 6.2$$

Bu denklem t_n anındaki ivme için çözümlürse;

$$\frac{d^2x_n}{dt^2} = \frac{(f_n - kx_n)}{m} \quad 6.3$$

Merkezi farklar dinamik yaklaşımı $t_{n+1/2}$ ve t_{n+1} anlarındaki hız ve deplasmanları bulmak için kullanılır;

$$\frac{dx_{n+1/2}}{dt} = \frac{dx_{n-1/2}}{dt} + \frac{d^2x_n}{dt^2} \Delta t_n \quad 6.4$$

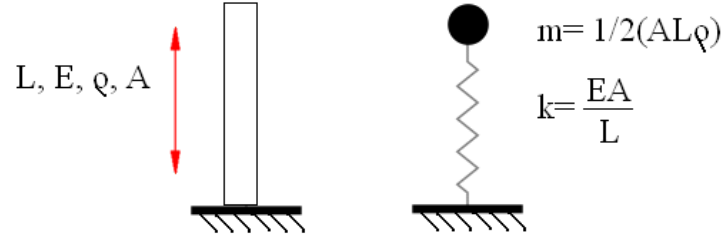
$$x_{n+1} = x_n + \frac{dx_{n+1/2}}{dt} \Delta t_{n+1/2} \quad 6.5$$

Bu yöntemin avantajı sadece kütle (m), teriminin paydada bulunmasıdır. Çok serbestlik dereceli sistem durumunda sadece [m] matrisinin inversi alınacaktır. Bu durumda çözüm prosedürü [m] matrisi diyagonal olduğunda daha da basitleşir.

Açık çözüm yönteminin dezavantajı ise sistem stabil bir çözüm elde etmek için zaman adımında üst sınır atar. Δt ifadesi denklem (6.6)'daki şekilde tanımlanır;

$$\Delta t \leq \sqrt{\frac{2m}{k}}$$

Pratikte Δt değeri 1 mikro saniye mertebesindedir.



Şekil 6.3. Bir kolonun kütle yay sistemi olarak modellenmesi.

$$\Delta t_{kritik} = \sqrt{\frac{2m}{k}} = \sqrt{\frac{2AL\rho L}{EA}} = L\sqrt{\frac{\rho}{E}} = \frac{\rho}{c}$$

Burada $c = \sqrt{\frac{E}{\rho}}$ akustik dalga hızı olarak adlandırılır. Çelik için değeri $c = 6.000\text{m/s}$ 'dir. Bunun anlamı da kenar uzunluğu 6mm olan eleman için zaman adımı (time step) 1mikro saniyedir.

6.1.2. Kapalı Zaman Entegrasyonu (Implicit Time Integration):

Tek serbestlik dereceli sistemin hareket denklemi ele alalım;

$$m \frac{d^2x}{dt^2} + kx = fe$$

Bilinen değişkenler: t_n anındaki yer değiştirme (x_n) ve

$$t_n \text{ anındaki hız } \left(\frac{dx_n}{dt}\right)$$

Bulunacak değişkenler: t_{n+1} anındaki yer değiştirme (x_{n+1})

t_{n+1} anındaki hız $(\frac{dx_{n+1}}{dt})$

t_n anındaki ivme $(\frac{d^2x_n}{dt^2})$

Bu durumda hareket denklemleri, (6.8)'deki şekli alır.

$$m \frac{d^2x_{n+1}}{dt^2} + kx_{n+1} = f_{n+1} \quad 6.8$$

Burada x_{n+1} bilinmemektedir. İvme $\frac{d^2x_{n+1}}{dt^2}$ için direkt çözüm imkansızdır. Dolayısıyla ileri farklar yöntemi uygulanmak durumundadır.

$$\frac{dx_{n+1}}{dt} = \frac{(x_{n+1} - x_n)}{\Delta t}$$

$$\frac{d^2x_{n+1}}{dt^2} = \left(\frac{\frac{dx_{n+1}}{dt} - \frac{dx_n}{dt}}{\Delta t} \right)$$

$$\frac{d^2x_{n+1}}{dt^2} = \frac{(x_{n+1} - 2x_n + x_{n-1}))}{\Delta t^2} \quad 6.9$$

$$\left(\frac{m}{\Delta t^2} + k \right) x_{n+1} = f_{n+1} - \frac{m}{\Delta t^2} (2x_n - x_{n-1}) \quad 6.10$$

Bu denklem t_{n+1} anında bilinmeyen yer değiştirme için çözülür.

$$x_{n+1} = \left[\frac{m}{\Delta t^2} + k \right]^{-1} \quad 6.11$$

Diğer değişkenler de denklem (6.12) ve (6.13) şeklini alır.

$$\frac{dx_{n+1}}{dt} = \frac{(x_{n+1} - x_n)}{\Delta t} \quad 6.12$$

$$\frac{d^2x_{n+1}}{dt^2} = \left(\frac{\frac{dx_{n+1}}{dt} - \frac{dx_n}{dt}}{\Delta t} \right) \quad 6.13$$

Bu yöntem Δt 'den bağımsız olarak çalışır ve koşulsuz kararlıdır.

6.1.3. Açık (explicit) ve kapalı (implicit) çözüm metotlarının karşılaştırması

Tipik olarak, zaman adımı Δt , kapalı çözüm yönteminde 100 ila 1000 kat daha uzundur.

Genel olarak bir serbestlik dereceli durumda [m] matrisi diagonal olabilir. Fakat [k] rijitlik matrisi kesinlikle diagonal olamaz. Ayrıca [k] matrisinin paydaya yerleşmesi, matrisin inversinin de alınmasını gerektirmektedir.

Kapalı çözüm metodu, kompleks sistem problemlerini çözmek için büyük donanım gereksinimleri doğurmakta ve pahalı bir yaklaşımdır. Sistem denklemlerinin her zaman adımında kararlı olarak çözülmesi gerekmektedir. Fakat açık çözüm metodunda küçük zaman adımlarıyla küçük yer değiştirmeler rahatlıkla çözülebilmektedir. Kapalı yaklaşımda bütün denklemlerin yakınsama kriterini sağlayacak şekilde her bir zaman adımı için stabil olarak çözülmesi gerekmektedir.

Kapalı çözüm metodu statik problemleri çözebilir, fakat açık çözüm yöntemi çözemez. Statik problemler, bütün düğümlerde tüm sınır şartlarının aynı anda yakınsama koşulları altında sistem denklemlerinin çözümünü gerektirir. Bu açık çözüm yönteminde sağlanamaz.

Açık çözüm metodu, dalga yayılım problemlerini ve hızlı zamana bağlı dinamik problemleri çözmek için daha uygundur. Hemen hemen statik (quasi-static) çözümlerde yöntemin zaman bağlı düzgün yükleme fonksiyonlarını başarıyla uygulayıp çözüme ulaştığı gözlemlenmiştir.

Çizelge 6.1'deki tablo, açık (explicit) ve kapalı (implicit) çözüm metotlarının karşılaştırmasını özet olarak vermektedir.

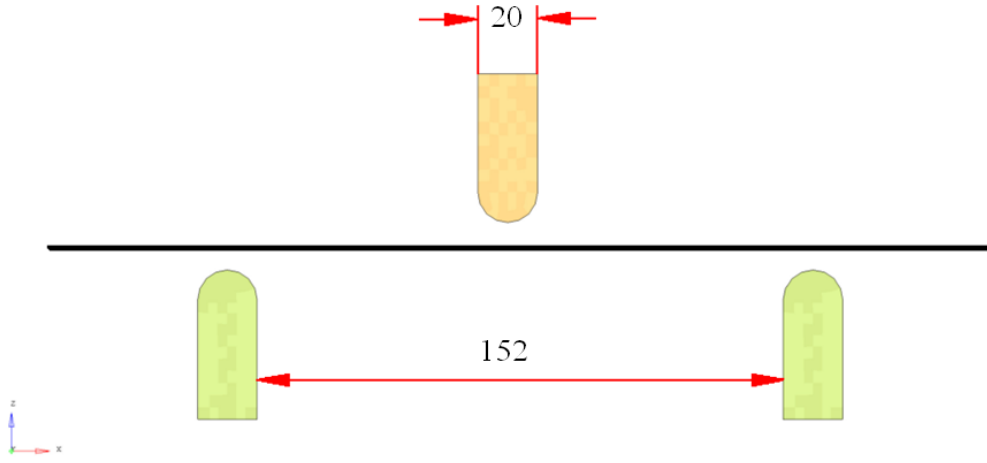
Çizelge 6.1. Açık ve kapalı çözüm sistemlerinin karşılaştırılması.

	<i>Açık (explicit)</i>	<i>Kapalı (implicit)</i>
<i>Fiziksel durum</i>	Hızlı dinamik zamana bağlı, çabuk osilasyon cevabı, hızlı dinamik yükleme ve yüksek nonlineer davranış.	Statik ve yavaş dinamik, düşük frekans cevabı, basit yükleme fonksiyonları, ve orta dereceli nonlineer davranış.
<i>Yazılım</i>	Basit mantık	Kompleks mantık
<i>Zaman adımı</i>	Küçük	Büyük (x100, x1000)
<i>Matris invers</i>	Basit kütle matrisi	Dinamik değişken katılık matrisi
<i>Yakınsama, iterasyonlar</i>	Hayır	Evet
<i>Hassas rotasyonların yönetimi</i>	Küçük zaman adımları için küçük rotasyonlar	Sonlu rotasyonlar için büyük zaman adımları
<i>Girdi çıktı gerekleri</i>	Düşük	Yüksek

6.2. Düzlemsel Plakada Üç Noktalı Eğme Testi Simülasyonları

Sandviç yapı üzerinde sonlu elemanlar yöntemini kullanarak üç noktalı eğme testleri simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Bir önceki bölümde gerçekleştirilen numuneler üzerindeki test sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır.

İlk aşamada, CATIA yazılımı kullanılarak CAD modeli oluşturulmuş ve sonlu elemanlar modelinin hazırlanacağı HyperMesh programına step formatında transfer edilmiştir. Oluşturulan üç noktalı eğme testi CAD modeli Şekil 6.4’de verilmiştir. Modelde, destekler arası 152mm ve yükleme elemanı kafa çapı 20mm’dir.



Şekil 6.4. Üç nokta eğme CAD modeli.

Sandviç yapıyı modellemek için 2 yaklaşım kullanılmıştır. Birinci yaklaşımda çok katmanlı kabuk eleman kullanılırken, ikinci yaklaşımda orta rijit sünger dolgusu hacim elemanlar ile modellenmiştir. Modelleme çalışmalarında ilk işlemci olarak HyperMesh 7.0, çözücü olarak explicit Radioss 11 ve son işlemci olarak ta HyperView yazılımları kullanılmıştır.

6.3. Birim sistemleri

Sonu elemanlar yazılımları kullanıcıya herhangi bir birim sistemini seçim konusunda zorlamaz. Uzunluk, zaman, yoğunluk, kuvvet gibi girdi birimlerinin kendi arasında uyumlu olduğu takdirde gerilme, basınç, enerji çıktılar tutarlı olur ve teknik anlam ifade eder.

Çalışmalarımızda uzunluk birimi olarak (mm), zaman birimi olarak (ms), kuvvet birimi olarak (kN), gerilme ve elastisite modülü birimleri olarak (GPa) kullanılmıştır.

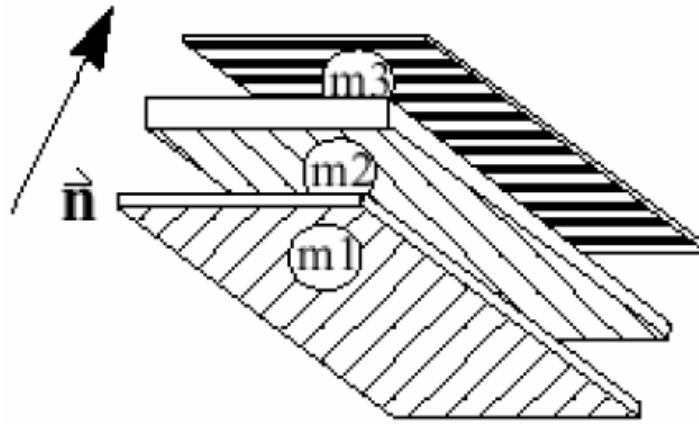
Çizelge 6.2. Birim sistemleri uyum tablosu (Winkelmuller 1997)

Length	Time	Mass	Force	Pressure	Velocity	ρ	Energy	g
m	s	Kg	Kg m/s ²	N/m ²	m/s	Kg/m ³	Kgm ² /s ²	9.81
m	s	Kg	N	Pa	m/s	m Kg/l	J	9.81
m	s	g	mN	mPa	m/s	μ Kg/l	mJ	9.81
m	s	Mg ton	KN	KPa	m/s	Kg/l	KJ	9.81
m	ms	Kg	MN	MPa	Km/s	m Kg/l	MJ	9.81e-6
m	ms	g	KN	KPa	Km/s	μ Kg/l	KJ	9.81e-6
m	ms	Mg ton	GN	GPa	Km/s	Kg/l	GJ	9.81e-6
mm	s	Kg	mN	KPa	mm/s	M Kg/l	μ J	9.81e+3
mm	s	g	μ N	Pa	mm/s	K Kg/l	nJ	9.81e+3
mm	s	Mgton	N	MPa	mm/s	G Kg/l	mJ	9.81e+3
mm	ms	Kg	KN	GPa	m/s	M Kg/l	J	9.81e-3
mm	ms	g	N	MPa	m/s	K Kg/l	mJ	9.81e-3
mm	ms	Mg ton	MN	TPa	m/s	G Kg/l	KJ	9.81e-3
cm	ms	g	daN	10 ⁵ Pa bar	dam/s	Kg/l	dJ	9.81e-4

6.4. Çok Katmanlı Sandviç Model:

Üç noktalı eğme testinin ilk sonlu elemanlar modeli için çok katmanlı kabuk eleman kullanılmıştır. Hazırlanan sonlu elemanlar modeli aşağıdaki özellikleri taşımaktadır.

Sandviç tabaka : Katmanlı kabuk (composite Shell, Type 11) elemanlar kullanılarak modellenmiştir. Kalınlık ve malzeme özellikleri her bir katman için ayrı ayrı tanımlanmıştır. Yapıda dört farklı katman bulunmaktadır; kağıt, cam elyafı, rijit poliüretan sünger ve kumaş. Malzeme modeli olarak ta MAT/LAW25 (COMPSH) tanımlanmıştır. Malzeme tanımında da ($I_{form}=0$) girilerek TSAI-WU dayanım kriteri aktif hale getirilmiştir.

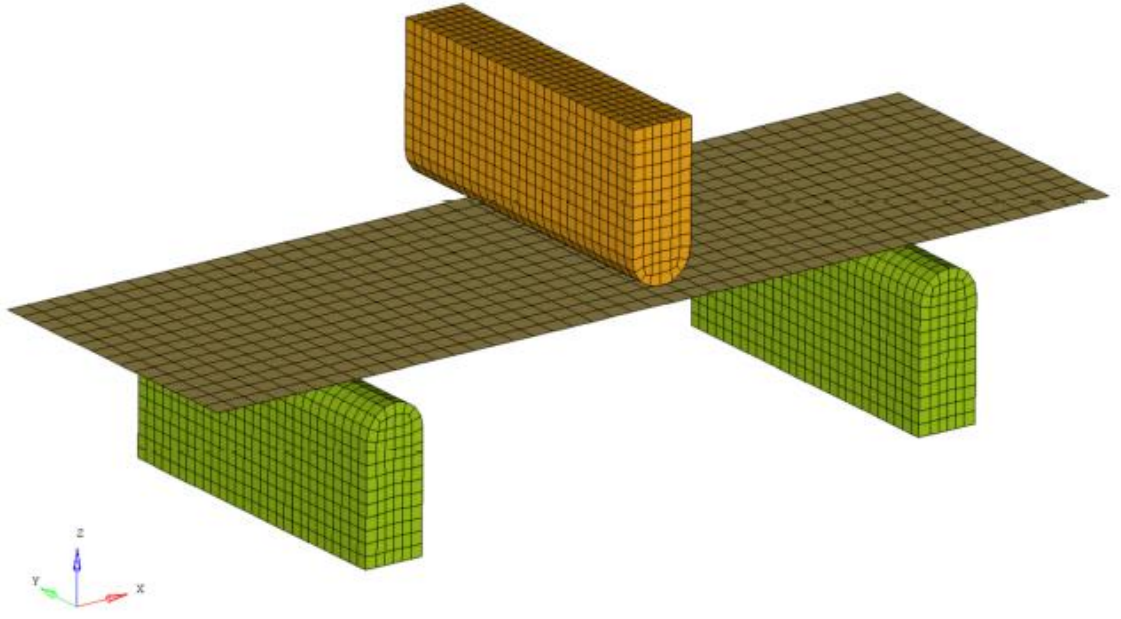


Şekil 6.5. Çok katmanlı elaman modeli (Type 11)

Eleman “Type 11”, değişken tabakalı kompozit kabuk eleman olarak adlandırılır ve aşağıda sıralanan özellikleri mevcuttur:

- 100 tabakaya kadar modellenenebilir.
- Tabakalar farklı kalınlıklarda olabilir.
- Sabit bir referans vektörü (n) vardır.
- Tabaka yönelimleri farklı olabilir.
- Değişken malzeme özellikleri (m_1, m_2, m_3, \dots) tanımlanabilmektedir.

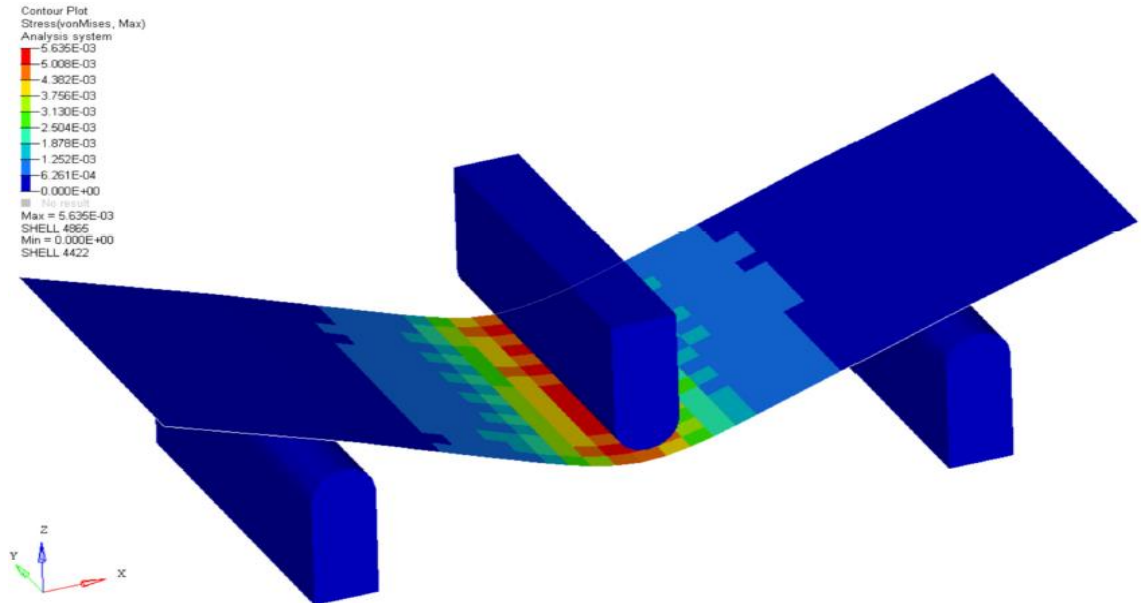
Yan destekler ve koç : Üç boyutlu hacim elemanlar ile modellenmiştir. Rijit malzeme olarak tanımlanmıştır.



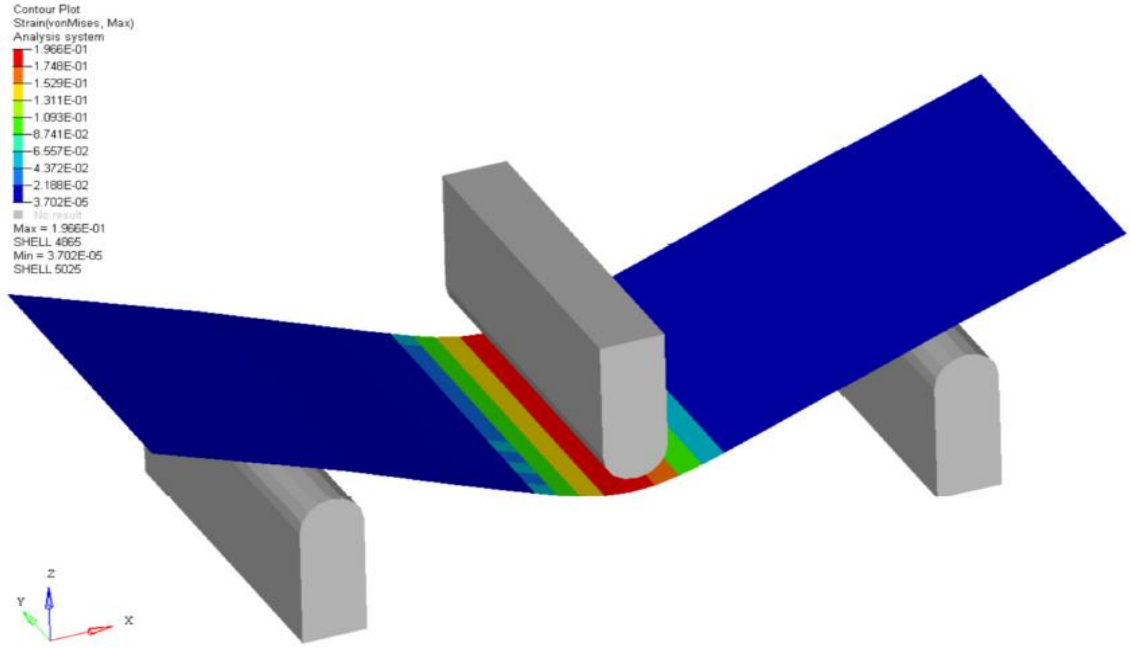
Şekil 6.6. Üç nokta eğme testi, sandviç kabuk model

Üç nokta eğme testi standardın gerektirdiği şekilde modellenip çözülmüştür.

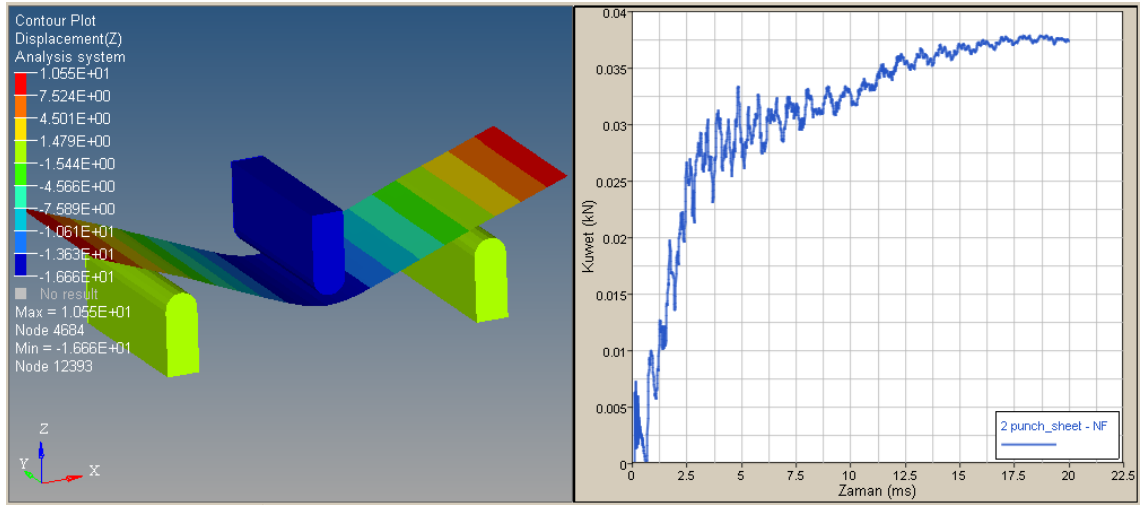
Sonlu elemanlar modeli ve sonuçlar Şekil 6.7, 6.8 ve 6.9’da verilmiştir.



Şekil 6.7. Üç nokta eğme testi sonucu, Von Mises gerilme dağılımı.



Şekil 6.8. Üç nokta eğme testi sonucu: VonMises birim şekil değiştirmeler.



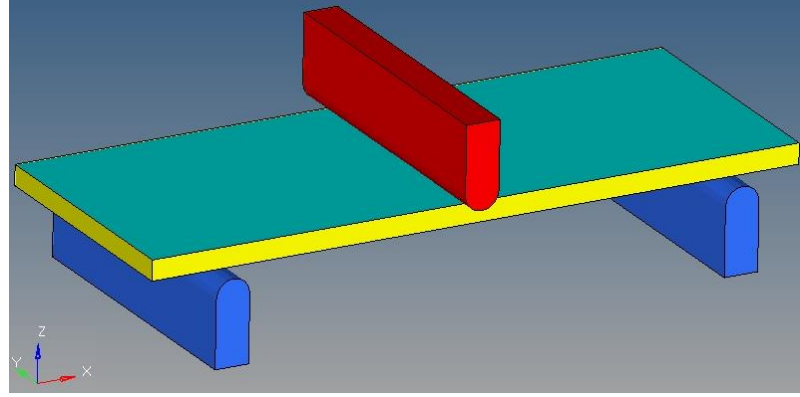
Şekil 6.9. Üç nokta eğme testi sonucu: Z eksenindeki yer değiştirme miktarı (mm) ve eğme kuvveti(kN).

Maksimum eğme kuvveti simülasyon sonucunda 38N bulunmasına rağmen, testlerde bulunan değer 28N seviyesindedir, Şekil 6.9. Bu sonuca göre çoklu kabuk eleman yaklaşımının bu parça için uygun olmadığı düşünülebilir. Özellikle sünger için kullanılan kabuk tabaka 1/10 kalınlık eleman boyu oranının üzerindedir.

6.5. Hacim Eleman Modeli Yaklaşımı:

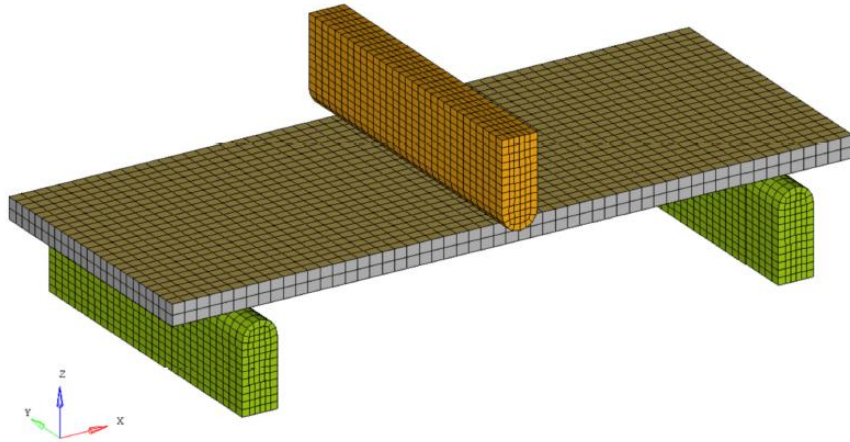
İkinci yaklaşımda ise iç kısımda bulunan rijit sünger, hacim elemanlar ile modellenirken, kumaş ve kağıt kabuk elemanlar ile modellenmiştir. Kabuk eleman olarak Type 1, malzeme modeli olarak elasto-plastik MAT/LAW36 (PLAS_TAB) kullanılmıştır.

Sünger üç boyutlu modellenmiş (Şekil 6.10), ve kalınlığı boyunca iki hacim elemanı kullanılmıştır. Böylece kayma gerilmelerinin etkisiyle oluşan eleman deformasyonları azalmaktadır. Kabuk ve hacim elemanlar aynı düğümleri paylaşmaktadırlar. Bu durum ideal yapışmayı ifade etmektedir ve tabakalar arasında kayma ihmal edilmektedir.



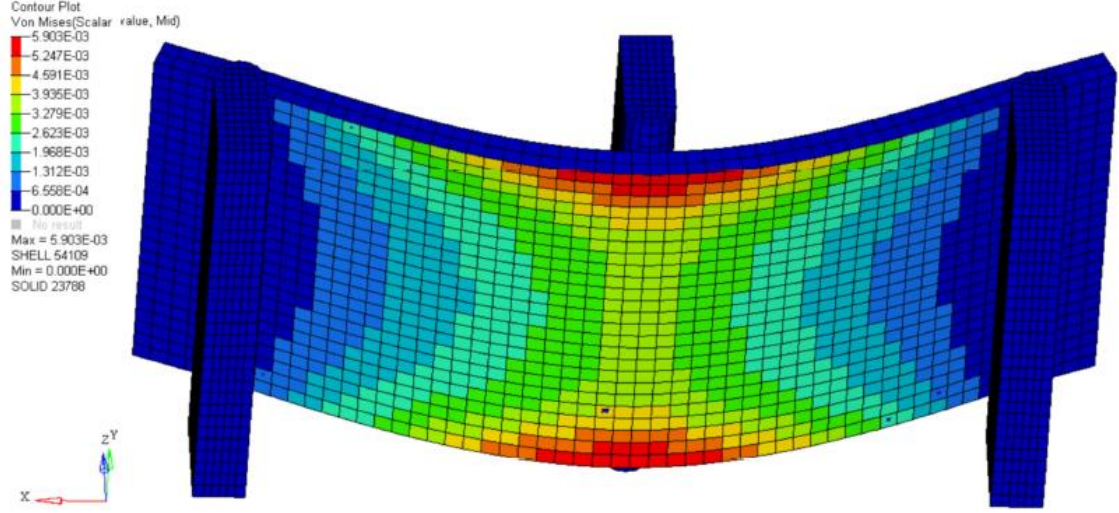
Şekil 6.10. Üç nokta eğme testi CAD modeli.

Şekil 6.11’de hacim ve kabuk elemanlar ile modellenmiş sonlu elemanlar modeli görülmektedir.



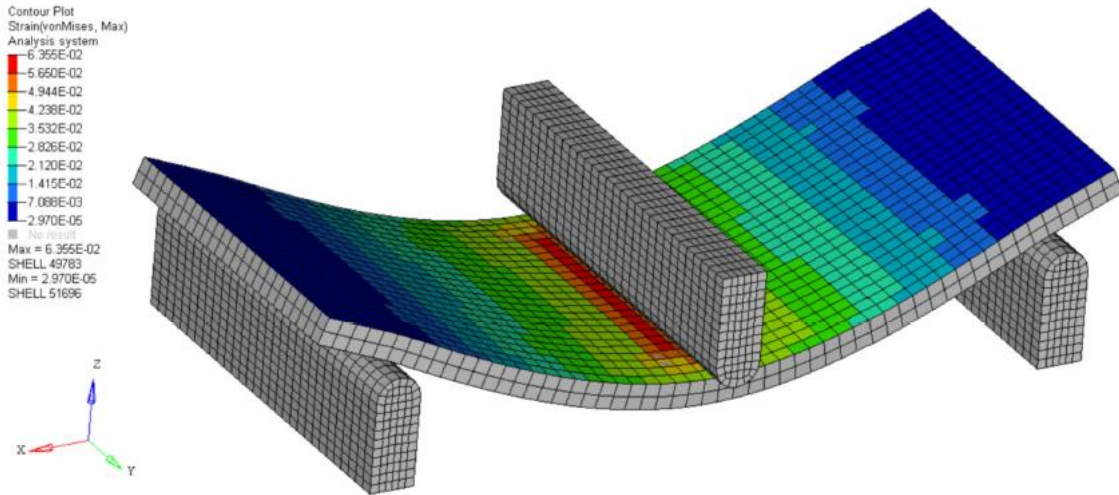
Şekil 6.11. Üç nokta eğme testi sonlu elemanlar modeli(hacim elemanlı).

Şekil 6.12’de eğme simülasyonu sonucunda oluşan şekil değiştirmiş geometri ve GPa cinsinden gerilme dağılımı görülmektedir. Beklenildiği şekilde gerilme yığılmaları orta bölgede oluşmaktadır.



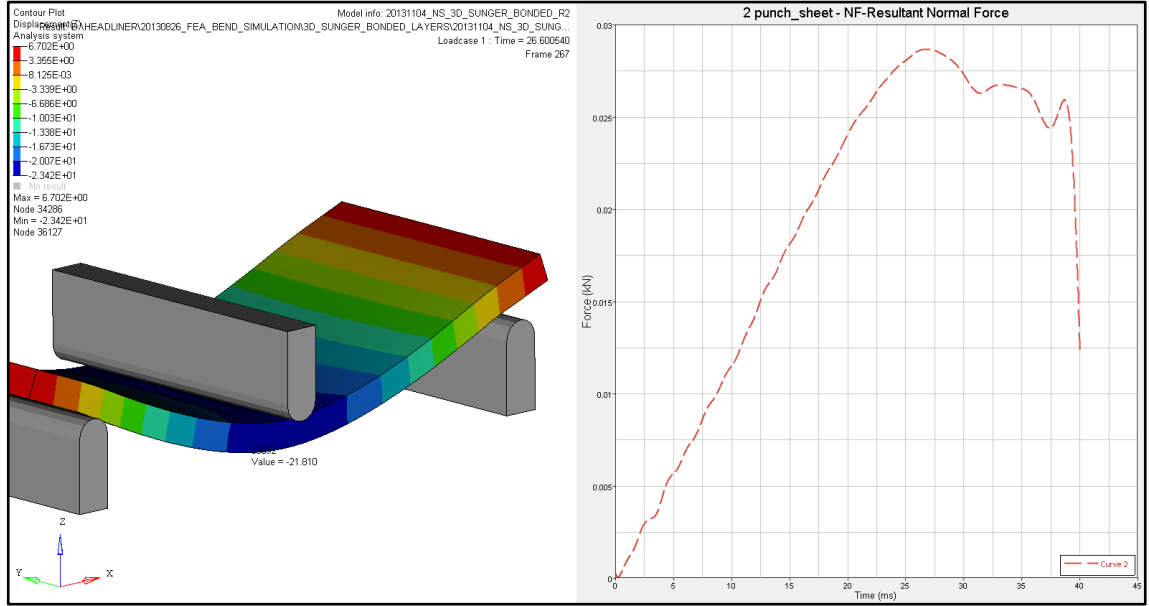
Şekil 6.12. Üç nokta eğme testi vonMises eşdeğer gerilme dağılımı (GPa).

Şekil 6.13’te ise sandviç yapı üzerinde oluşan birim şekil değiştirme miktarları verilmiştir. Oluşan en yüksek değer 0,063’tür.



Şekil 6.13. Üç nokta eğme testi birim şekil değiştirme miktarları (mm).

Şekil 6.14'te sırasıyla z yönündeki yer değiştirme miktarı (mm) ve zımba üzerinden ölçülen temas kuvveti ölçülmüştür.



Şekil 6.14. Üç nokta eğme testi sonucu, sandviç hacim model: Z eksenindeki yer değiştirme (mm) ve eğme kuvveti (kN).

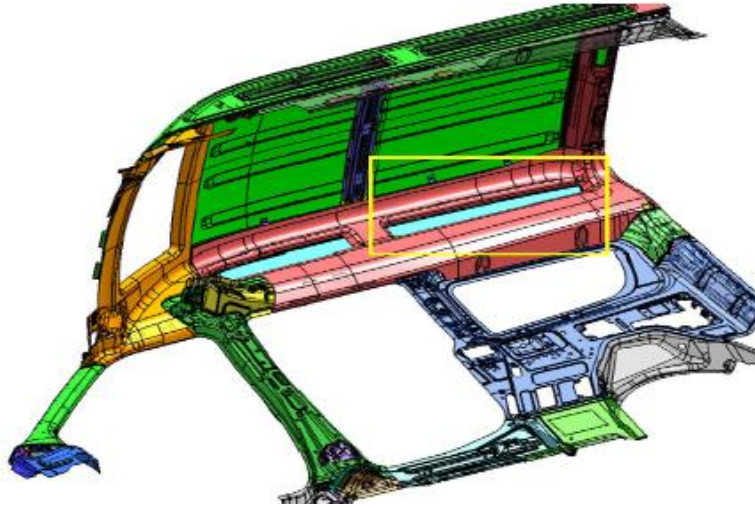
Simülasyon sonucunda elde edilen form verme kuvveti 27,5N'dur ve test değerleri ile uyşmaktadır.

7. PROTOTİP SANDVIÇ ÜZERİNDE SİMÜLASYON ÇALIŞMALARI

Otomobil tasarım sürecinde stil çizgilerinden gelen zor geometriler, doğrudan ilgili parçalar üzerine aktarıldığında girift geometrilere sahip parçalar ortaya çıkmaktadır. Sonrasında, oluşan geometrileri takip edecek stil çizgilerini aynen yansıtacak parçaların üretimi istenmektedir. Fakat malzeme özellikleri, üretim süreçlerinde kullanılacak kalıpların yapısından kaynaklanan zorluklar, estetik ve mekanik problemleri de beraberinde getirmektedir.

Tasarım belirsizliklerinin oluşturacağı devasa değişiklik maliyetlerinden ve zaman kayıplarından kurtulmak için seri imalat kalıbından önce prototip kalıbının yapılarak sürecin denemesi ve olası problemlerin önceden çözülmesi gerekmektedir.

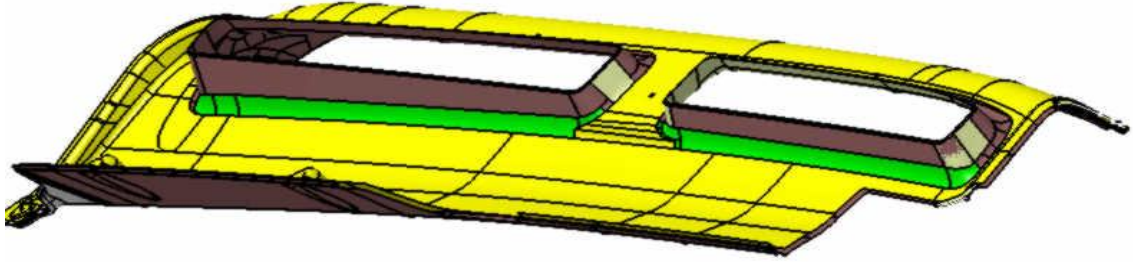
Üç boyutlu prototip parçanın tasarımı, daha önce seri imalatta yaşanan problemleri temsil edebilecek, geometrik zorluk derecesi yüksek, derin formlardan oluşan bir kapalama bölgesinden hareketle hazırlanmıştır. Şekil 7.1’de, sandviç kaplama üzerinde de işaretlendiği gibi en derin çekme formlarını içeren kısımlar prototip parça olarak alınmıştır. Bu tür parçalar üzerinde, derin formlardan kaynaklanan kırışma, köşelerde incelme ve yırtılma problemleri yaşanmaktadır.



Şekil 7.1. Araç içi sandviç malzeme ile kaplanan bölgeler.

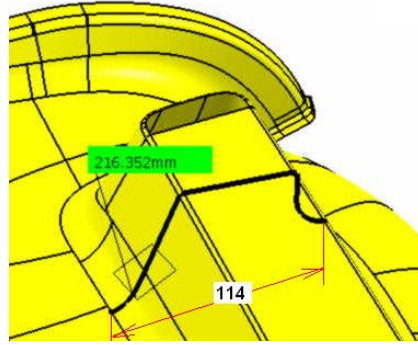
Dikdörtgen çerçeve içine alınan bölge, araç içinde arka pencereye karşılık gelmektedir. Prototip parça, bu pencerenin civarındaki form yüzeylerden de faydalanılarak geliştirilmiştir. Ortada havuz oluşturacak şekilde etrafı kapalıdır. Böylelikle sandviç yapı üzerinde iki eksenli uzama gerilmeleri gözlenirken, havuzun köşelerinde malzeme birikmesinden dolayı kırışma beklenmektedir.

Prototipi üretilecek sandviç parçasının resmi Şekil 7.2’de verilmiştir. Görünen kısmı kumaş, arka yüzeyi kağıt kaplı olacaktır. Aradaki poliüretan rijit sünger, dolgu ve form malzemesi olarak kullanılacaktır. Bütün bu malzemelerin bir arada ve istenilen mukavemette kalmasını sağlayacak katkılar da cam elyafı ve tutkaldır.



Şekil 7.2. Prototip sandviç CAD modeli.

Prototip parça üzerindeki formun en derin olduğu yerdeki genişliği 114mm, derinliği 80mm’dir. Alınan kesit görüntüsü Şekil 7.3’de verilmiştir.



Şekil 7.3. Prototip sandviç kaplama kesit görüntüsü.

Günümüzde, klasik sandviç üretim süreçlerinde oluşabilecek hatalar, derin formların el yordamıyla analizi sonucu önceden belirlenmeye çalışılmaktadır. Malzeme akışını rahatlatarak, kırılma veya yırtılma problemlerini önleyecek şekilde tasarım değişiklikleri talep edilmektedir. Çevre parçaların ve stilin izin verdiği değişiklikler parça formuna işlenmektedir. Bu değişiklikler CAD aşamasında yapıldığında, çok kısa sürede ve minimum maliyet ile

gerçekleşmektedir. Fakat kalıp tamamlandıktan sonra yaşanan problemlerin maliyet ve zaman etkisi çok daha şiddetli olmaktadır.

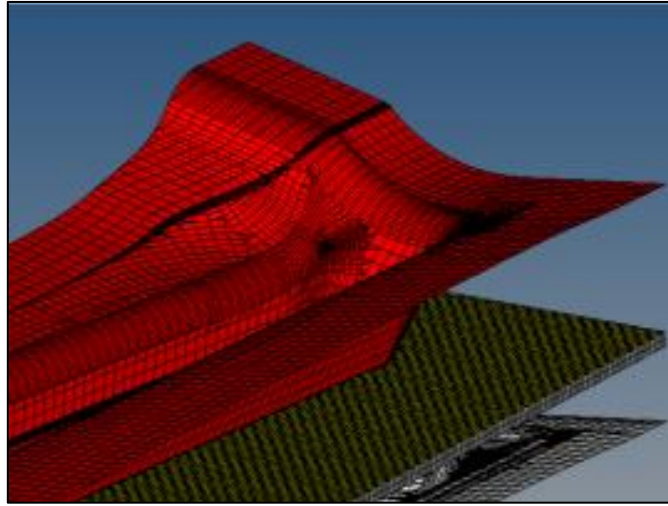
7.1. Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması:

Bir önceki bölümde elde edilen sonuçlar ışığında prototip sandviç modeli üzerinden sonlu elemanlar modeli kurulmuştur.

Sandviç alt ve üst görünen yüzeylerini oluşturan kumaş ve kağıt kabuk elemanlar ile modellenmiştir. Kabuk eleman olarak Type 1, malzeme modeli olarak elasto-plastik MAT/LAW36 (PLAS_TAB) kullanılmıştır. Sünger kalınlığı, eleman boyutuna yakın olduğu için kabuk elemanlar ile modellenememiştir. Poliüretan sünger sonlu elemanlar modelinin, kalıp köşe yarıçaplarını form alma aşamasında takip edebilmesi için kalınlıkta iki sıra hacim eleman kullanılmıştır.

Tutkal ve cam elyafı etkisi ihmal edilmiştir. Zira tutkalın, katılaşması ve cam elyafına mukavemetini kazandırması için kürlenme süresi kadar beklemesi gerekmektedir. Kırılmış elyaf, form alma sırasında tabakalar arasında rahat hareket edebilmektedir.

Şekil 7.4'de, kalıbın iki parçası arasına yerleştirilmiş sandviç plaka görülmektedir.



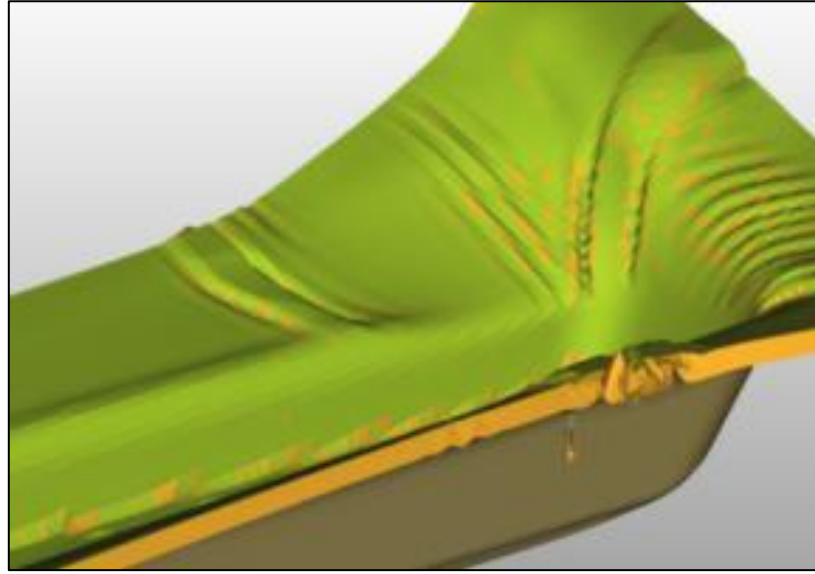
Şekil 7.4. Sandviç malzeme form verme öncesi kalıp içine yerleştirilmiş modeli.

Sonlu elemanlar modelinde kabul elemanlar ile hacim elemanlar aynı düğümleri paylaşmaktadır. Bu durum ideal yapışmaya karşılık gelmektedir. Kalıp yüzeyleri rijit kabuk elemanlar ile modellenmiştir. Zımbanın Z eksenindeki serbestlik derecesi tutulmamış ve 1mm/ms hız tanımlanmıştır.

7.1. Çözüm ve Sonuçlar:

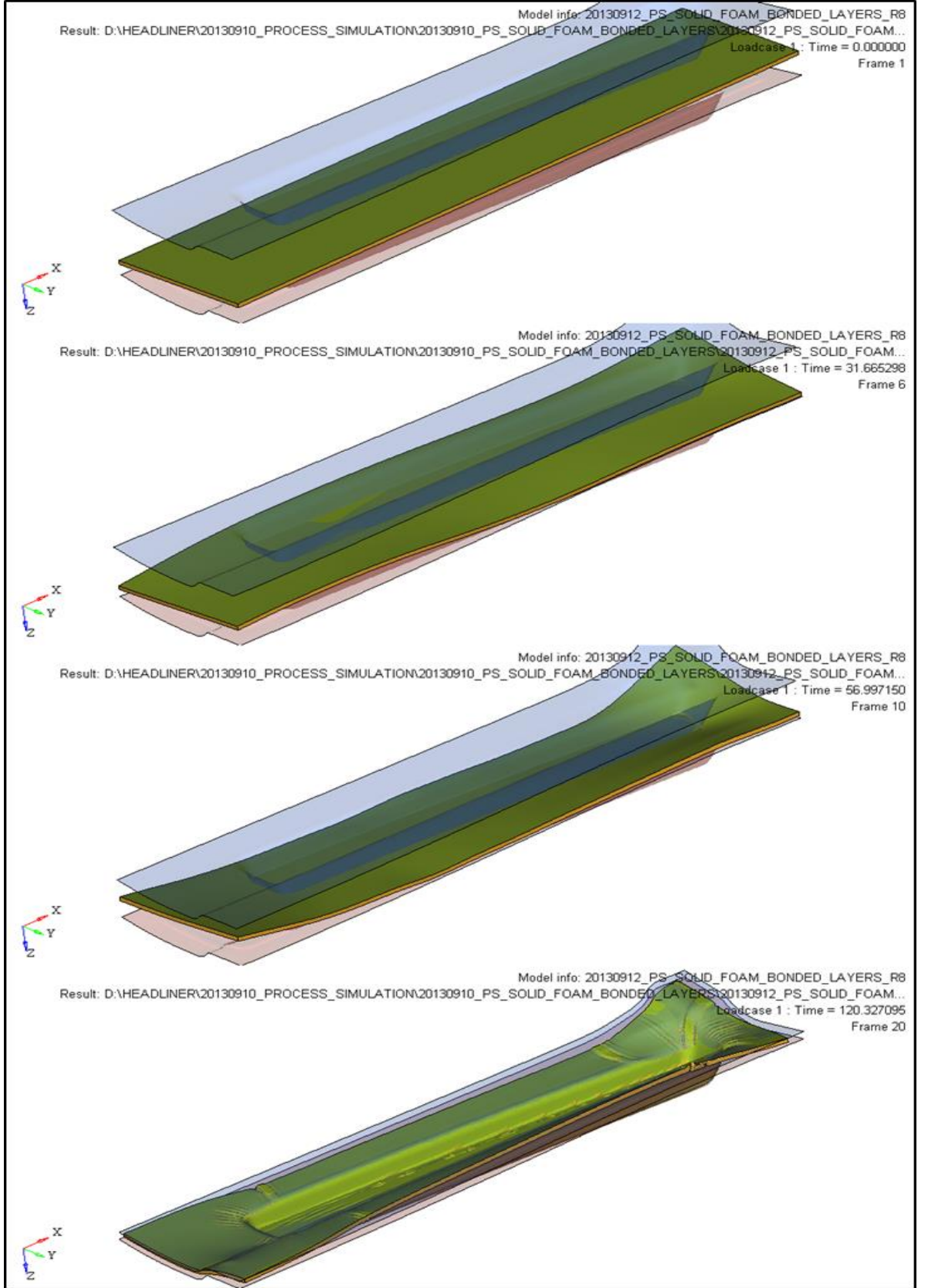
Açık (explicit) çözüm yöntemine dayalı Radioss yazılımı kullanılarak form verme operasyonu simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

Simülasyon denemeleri sırasında, eleman boyutundan kaynaklanan yakınsama problemleri yaşanmıştır. Bu problemi aşmak için eleman boyutu 3mm'ye kadar küçültülmüştür. Böylece küçük yarıçaplı köşelerin form alması sırasında elemanların hareketi kolaylaşmıştır. Ayrıca sünger kalınlığındaki eleman sayısı da üçe çıkarılmıştır.

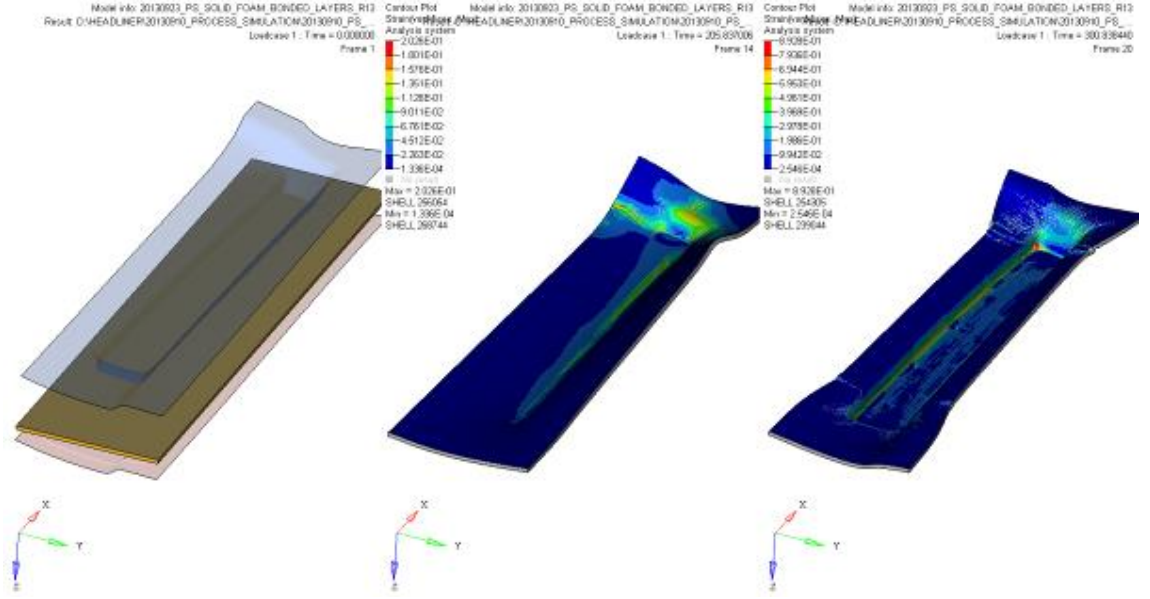


Şekil 7.5. Form verme operasyonu simülasyonu sonucu

Şekil 7.6'da prototip sandviç form verme simülasyonu aşamaları görülmektedir. Zamana bağlı olarak gerçekleştirilen çözüm sürecinde, kalıp koçu ilerlemesine bağlı olarak sandviç yapı form almaktadır. Sandviç üzerindeki kırışıklıkların son ütüleme konumunda gerçekleştiği görülmektedir.

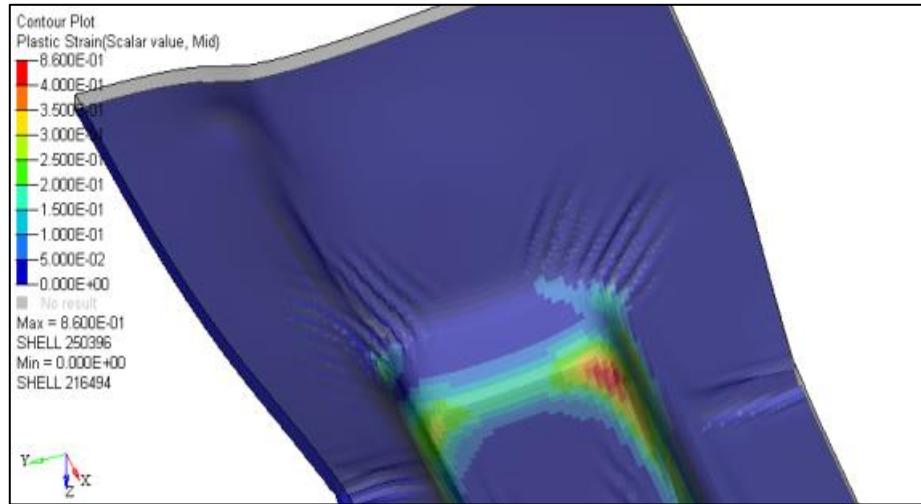


Şekil 7.6. Form verme süreci simülasyonu.



Şekil 7.7. Aşamalı form verme süreci simülasyonu sonuçları

Form verme simülasyonu sırasında, hacim elemanların iç deformasyon enerjisi etkisi ile deforme oldukları gözlenmiştir. Bu problemi gidermek için zımba hızı 1mm/ms'den 0,5mm/ms'ye indirilmiştir.



Şekil 7.8. Form verme operasyonu sonucu oluşan plastik şekil değiştirmeler

Ayrıca, oluşan kırışıklıkları engellemek için üretim hatlarında da uygulanan yöntemlerden faydalanılmıştır;

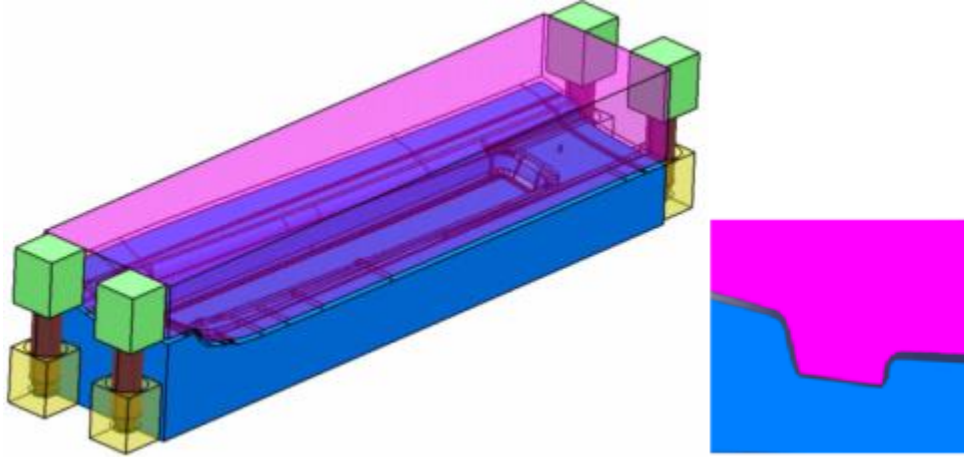
- Sandviç tabakaları kenarlarından çakıp üzerine tutturulmaktadır. Bu etkiyi simülasyon sürecine de aktarmak için, sandviç yapının kenarlarındaki elemanlara çekme kuvveti tanımlanmıştır.
- Kalıp yüzeyi ile sandviç arka kısmını kaplayan kağıt arasındaki sürtünmeyi azaltmak için film yerleştirilmektedir. Bunun karşılığı olarak sürtünme katsayısı 0,2'den 0,05'e kadar düşürülmüştür.

Yüzeydeki kırışıklık azalmakla birlikte tamamen yok olmamıştır. Sonuçta elde edilen şekil ve plastik birim şekil değıştirme değeri Şekil 7.8'de görülmektedir.

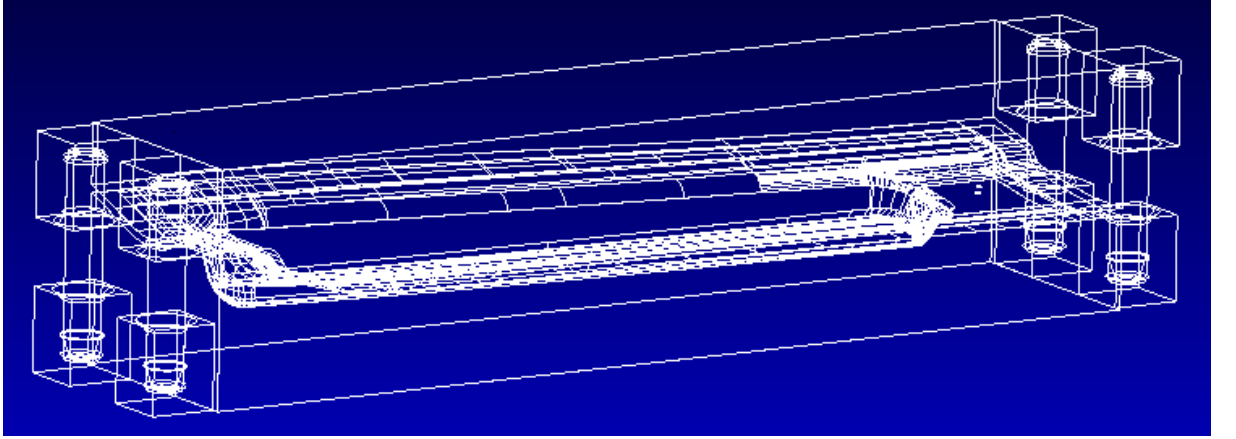
8. PROTOTİP SANDVIÇ ÜRETİM ÇALIŞMALARI

8.1. Prototip Kalıp Tasarım ve İmalatı

Prototip çalışmaları için ticari araca ait pencere bölgesi model olarak alınmıştır. Parça boyutları 100x400x1000mm şeklindedir. Parça üzerinde 80mm derinlik bulunmaktadır. Parça formundan hareket edilerek kalıp alt ve üst blokları kesişim yüzeyi oluşturuldu. Parça kalınlığı alt bloktan çıkarıldı.



Şekil 8.1. Kalıp tasarımı ve kalıp kesit görüntüsü



Şekil 8.2. Kalıp detay görüntüsü

Kalıp, blok alüminyum malzemedен, yüzeyler %1 küçük olacak şekilde işlenmiştir. Kalıp, pres tablalarındaki ısıtma düzeneği ile ısıtılmaktadır. Kalıp üzerindeki dört adet kolon kalıbın dengeli hareket etmesini sağlamaktadır. Form verme sırasında kumaşı tutmak için gerdirme sistemi mevcuttur. Sandviç kalınlığı kalıp alt bloğu gövdesi üzerine işlenmiştir. Prototip parça basımında sandviç plaka bu yüzey üzerinden referans alır.

Kalıp çalışma sıcaklığı 110 °C ile 150 °C arasında değişmektedir. Isıtma işlemi pres tablaları üzerinden yapıldığından ayrıca kalıpta ısıtma düzeneği bulunmamaktadır.



Şekil 8.3. Prototip Sandviç Form Verme Kalıbı

Şekil 8.3'te prese bağlanmadan önce kalıbın kapalı durumdaki fotoğrafı verilmiştir. Kalıp alt ve üst tablaya, yardımcı pabuç ve civatalar ile bağlanmaktadır.

8.2. Prototip Parça Üretimi

Prototip parçalar daha önce elde edilen proses parametreleri sabit tutularak üretilmiştir. Cam elyafı miktarı, sünger yoğunluğu, kumaş ve tutkal miktarı ile üretilmiştir.

- Kumaş,
- Poliüretan esaslı yarı rijit sünger yoğunluğu 22 g/dm³
- Kağıt yoğunluğu 110 g/m²
- Kırpma cam elyafı miktarı 110 g/m²
- Tutkal miktarı 40 g/m²
- Kalıp baskı sıcaklığı 130 °C
- Kalıpta bekleme süresi 50s

Bu şartlarda üretilen prototip sandviç parçası Şekil 8.4'de görülmektedir.









Şekil 8.4. Prototip sandviç numunesi.

Çizelge 5.3’de listelenen eğme testi sonuçlarına göre, ortalama maksimum gerilmenin en yüksek olduğu 9, 13 ve 15 numaralı numuneler, sandviç basımı için seçilmiştir. Bu numunelere ait proses ve malzeme parametreleri kullanarak sandviç numuneleri basılmıştır.

9 numaralı sandviç numunesinde 110 g/m^2 serpmeye elyaf kullanılırken, ortalama maksimum gerilmenin en yüksek olduğu 13 ve 15 numaralı sandviç numunelerinde ise 150 g/m^2 tabaka elyaf kullanılmıştır. 9 ve 13 numaralı sandviç numunelerinde kullanılan poliüretan esaslı yarı rijit sünger yoğunluğu 22 g/dm^3 ’tür. Tüm sandviç numunelerinin arka kaplamasında kağıt kullanılmıştır.

Çizelge 5.4.te basılan sandviç numuneleri görülmektedir. Üretilen numuneler üzerinde, simülasyon çalışmalarında da olduğu gibi kırışıklıklar mevcuttur. Bu kırışıklıklara 80mm derinliğindeki kapalı formun oluşturduğu, bir eksenle uzama diğer eksenle bası kuvvetleri neden olmaktadır. Form kenarlarından derine doğru akmaya başlayan kumaş, köşeleri dönerken katlanmaya başlamaktadır. Böylece, çekme ve bası gerilmelerinin olduğu kompleks bir davranış oluşmaktadır. Bu problemi çözmek için kumaşı daha fazla tutmak ihtiyacı doğmaktadır. Sonuçta oluşacak katlanma ve kırışma eğilimi azalmaktadır.

Çizelge 8.1. Sandviç numuneleri ilk baskı (Ön ve arka yüz fotoğrafları)

Numune 9	Numune 13	Numune 15
		
		

Form almış parçaların arkasından bakıldığında yırtılan kağıt görülebilmektedir, Çizelge 8.1. Kağıdın uzama limitleri derin form bölgesinde aşıldığı için köşelerde yırtılmalar oluşmuştur. Bu problemi çözmek için kalıp içinde kağıdın hareketini kolaylaştırmak gerekmiştir. 150 °C kalıp sıcaklığına dayanabilecek PA film kalıp yüzeyine yerleştirilmiştir. Böylece kağıt ile alüminyum kalıp gövdesinin teması önlenerek, daha kaygan bir yüzey elde edilmiştir. Elde edilen iyileştirilmiş numuneler Çizelge 8.2’de görülmektedir.



Şekil 8.5. Prototip Sandviç üretimi.

Çizelge 8.2. İyileştirme sonrası basılan Sandviç numuneleri.

Numune 9	Numune 13	Numune 15

8.3. Simülasyon Sonuçlarının Prototip Parçalar İle Kıyaslaması

Numune Sandviç üretimine gelinceye kadar, tabaka ayrılma testi yardımı ile proses parametrelerinden kurlenme zamanı, sıcaklık ve tutkal miktarı belirlenmiştir. Karar verme sürecinde sadece çekme kuvveti değil, estetik kriterler de dikkate alınmış, yüzeydeki olası bozulmalar, selülitlenme gibi hatalı numuneler ayıklanmıştır. Maksimum tabaka ayrılma kuvvetine 10 numaralı numunede ulaşılmıştır, Çizelge 5.1.

Düzlemsel sandviç test plakaları, tabaka ayrılma testleri sonucu elde edilen proses parametreleri sabit tutularak üretilmiştir. Bu aşamada değişen malzeme parametreleri; cam elyafı miktarı, sünger yoğunluğu ve sandviç arka kaplama tipi olmuştur. Üçer numune üzerinde üç nokta eğme testi gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar çizelge 5.2’de listelenmiştir. En yüksek eğme modülü ortalama değerine sahip numuneler 9, 13, 15 şeklinde belirlenmiştir.

Diğer taraftan, bu 3 numunenin malzeme miktarları ve proses parametre değerleri referans alınarak prototip sandviç üretimleri gerçekleştirilmiştir.

İlk sonlu elemanlar modelinde, çok tabakalı sandviç elemanlar kullanılmıştır. Fakat ulaşılan kuvvet değeri (40n), testlerde elde edilen kuvvet değerinden (28n) yüksek bulunmuştur. İkinci yaklaşımda ise sünger tabakası hacim elemanlar ile modellenerek daha yakın değerlere ulaşılmıştır. Ulaşılan kuvvet değeri fiziksel testlerde elde edilen değere çok yakındır, 28,5n. Bu modelleme şekli üzerinde karar kılınıp sandviç simülasyon çalışmalarına geçilmiştir.

Üçüncü aşamada, hafif ticari araca ait pencere bölgesi prototip model olarak alınmış, prototip üretimi ve simülasyon çalışmaları bu parça üzerinde yapılmıştır. Simülasyon çalışmaları, bir önceki aşamada elde edilen test ve simülasyon verilerine dayanarak yapılmıştır. Çizelge 5.3’te en uygun numune olan 13’e ait parametre değerleri referans olarak alınmıştır. İlk sonuçlar göstermiştir ki derin form bölgesinde kâğıtta yırtılma, kumaşta da kırışmalar mevcuttur, çizelge 5.4. Ayrıca sonlu elemanlar modelimiz istenilen sonuçlara tam ulaşamamış ve yakınsama problemleri yaşanmıştır. Simülasyonu gerçekleştirebilmek için sonlu elemanlar modelinde aşağıda listelenen parametre değişiklikleri yapılmıştır:

- Kalıbın koç hızı 1 mm/ms’den 0.5mm/ms’ye çekilmiştir.
- Eleman boyutu 5mm’den 3mm’e indirilmiştir.
- Sünger kalınlığındaki eleman sayısı 3’e çıkarılmıştır.
- Sandviç plaka kenarlarındaki her bir düğüm noktasına 1N çekme kuvveti tanımlanmıştır.

- Kalıp üzerine PA film yerleştirilerek kağıt ile alüminyum kalıp gövdesi arasındaki sürtünme katsayısı 0.2'den 0.05'e indirilmiştir.

Prototip sandviçler, ilk iki aşamada belirlenen proses parametreleri ile, gerçek şartlarda üretilmiştir. Çizelge 8.1'de de belirtildiği gibi ilk grup numunelerde, sonlu elemanlar simülasyon çalışmalarına paralel olarak yırtılma ve kırışıklık gözlenmiştir.

Prototip sandviç basımında yaşanan yırtılma ve kırışıklıkların önüne geçmek için, Şekil 8.5'te görülen PA film uygulaması ve baskı öncesi sandviç tabaka kenarlarından çekme kuvveti uygulanmıştır. Yapılan iyileşmeler ile yırtılma ve kırışıklık problemlerinin önüne geçilmiş ve uygun prototip parçalar üretilmiştir, Çizelge 8.2. Böylece prototip parça üretimi aşamasında yapılan iyileştirme faaliyetlerinin sonlu elemanlar modelinde de karşılığı olduğu gözlemlenmiş ve problemlerin giderilmesine yönelik benzer sonuçlar alınmıştır.

9. TARTIŞMA VE SONUÇ

Bu çalışmada, sandviç yapıdaki sandviçin form verme prosesi bilgisayar ortamında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak simüle edilmiştir. Öncelikle, tabaka ayrılma testleri yapılarak, tutkal kürlenme süresi, kalıp sıcaklığı ve tutkal miktarı tayin edilmiştir. Üç noktalı eğme testleri sonucunda da maksimum eğme modülü değerleri referans alınarak, sandviç form verme operasyonundaki proses şartları ve malzeme miktarları belirlenmiştir. Sonlu elemanlar modelleme ve analiz teknikleri kullanılarak üç noktalı eğme testinin benzeşim modeli geliştirilmiştir. Elde edilen veriler ve tecrübe ışığında prototip sandviç cad modeli üzerinden prototip kalıbı ve numune üretimi yapılmıştır. Sandviç numuneleri, sonlu elemanlar analizlerinden elde edilen sonuçlarla kıyaslanmıştır.

Sandvici oluşturan bileşenlerin mekanik özellikleri çekme deneyleriyle elde edilmiş ve sonlu elemanlar modelinde girdi olarak kullanılmıştır.

İlk aşamada sıcaklık, zaman ve tutkal miktarının değiştiği proses şartlarında en iyi performansı sağlayan değerler, deney tasarımı teknikleri kullanılarak, tabaka ayrılma testi ile tespit edilmiştir. Onuncu numunede en yüksek ortalama tabaka ayrılma kuvvetine (2,64 N/cm) ulaşılmıştır, Çizelge 5.1. Ayrıca sıcaklık, tutkal kürlenme zamanı ve tutkal miktarının tabaka ayrılma kuvveti üzerine olan etkileri ayrı ayrı irdelenmiştir. Tabaka ayrılma testi sonuçlarını, tutkal miktarını sabit tutarak değerlendirdiğimizde tabaka ayrılma kuvvetinin 130°C’de en yüksek değere ulaştığı gözlemlenmektedir, Şekil 5.3. Bu noktada tabaka ayrılma kuvveti 2,64N/cm’dir. Bu sıcaklığın sağında ve solunda nispeten daha düşük ayrılma kuvveti değerleri elde edilmiştir. Örneğin 120°C’de üretilen tüm numunelerin performansında düşüş gözlemlenmiştir. Şekil 5.5’teki eğrilerden çıkarılacak bir diğer sonuç, kürlenme süresi arttıkça elde edilen tabaka ayrılma kuvvetinin de arttığıdır. Sıcaklığın 140°C’de sabit tutulduğu eğri çiftinde Şekil 5.7, tutkal miktarı arttıkça ayrılma kuvvetinin de arttığı gözlemlenmektedir.

İkinci optimizasyon çalışması, birinci aşamada bulunan proses ve malzeme miktarı değerleri sabit tutularak, cam elyafı miktarı, yarı rijit sünger yoğunluğu ve arka kaplama tipi arasında yapılmıştır. Üretilen düzlemsel sandviç numuneler üç nokta eğme testine

tabi tutulmuştur. Her bir parametreyi sabit tutarak yapılan değerlendirmelerde aşağıdaki bulgulara ulaşılmıştır:

Üç nokta eğme testi sonuçlarını, sünger yoğunluğunu 22g/dm^3 'te sabit tutarak değerlendirdiğimizde;

Cam elyafi miktarı artışına bağlı olarak eğilme modülünde göreceli bir artış olduğu gözlemlenmiştir. Sadece TNT kullanıldığında ise cam elyafi yoğunluğu 110g/m^2 'den, 175g/m^2 'ye çıkmasına rağmen eğilme modülü azalmıştır. Eğilme modülünün, sandviç arka kaplaması kağıt ve cam elyafi yoğunluğunun 175g/m^2 olduğu noktada maksimum değere ($2,25\text{MPa}$) ulaştığı görülmüştür, Şekil 5.10.

Şekil 5.12'deki eğrilerden çıkarılacak bir diğer sonuç, sandviç yapıda kullanılan poliüretan sünger yoğunluğu artmasına rağmen eğilme modülünde beklenen artış gözlemlenememiştir. Hatta en düşük eğilme modülü değeri, sünger yoğunluğunun 26g/dm^3 olduğu numunede elde edilmiştir.

TNT'nin arka kaplama olduğu numunelerde elde edilen eğilme modülü değerinin, dolayısıyla parça rijitliğinin kağıt kaplamaya göre düşük olmasıdır, Şekil 5.13. Zira eğilme modülü değerleri 1MPa ile $1,70\text{MPa}$ aralığına sıkışmıştır. Ayrıca, cam elyafının artışı eğilme modülünde düzenli bir artış sağlamamıştır.

Bu aşamadan sonra, eğilme modülü ortalamalarının en yüksek olduğu üç numuneye ait malzeme miktar ve özellikleri, prototip sandviç basımında ve simülasyon çalışmalarında kullanılmıştır. Bunlar 9, 13, 15 numaralı numunelerdir.

Sandviç yapıların form verme simülasyonlarına başlamadan önce, sonlu elemanlar çözüm metotları hakkında kısa bilgi verilmiş, kapalı (implicit) ve açık (explicit) yaklaşımlar karşılaştırılmıştır.

Kapalı çözüm yaklaşımında, [k] rijitlik matrisinin her zaman adımında inversinin alınması gerekmektedir. Ayrıca, dinamik sistem denklemlerinin, belirli yakınsama kriteri altında kapalı çözümü gerektirdiğinden malzeme ve şekil değişim gereksinimleri yüksek problemler için uygun bir yaklaşım olmamaktadır.

Buna karşılık açık çözüm yaklaşımında, hareket denklemleri merkezi farklar yaklaşımı ile çözüldüğü için sadece $[m]$ kütle matrisinin inversi alınmakta, $[k]$ rijitlik matrisi aynen kalmaktadır. Küçük zaman adımları ve küçük yer değiştirmeler yakınsama problemi yaşamaksızın çözülebilmektedir. Açık çözüm yaklaşımı ihtiyaç duyulan zamanı ve donanım gereksinimlerini azaltmaktadır. Bu şartlar altında sandviç form verme prosesi simülasyon çalışmaları için açık (explicit) çözüm yaklaşımı sunan Radioss sonlu elemanlar yazılımı tercih edilmiştir.

Sandviç yapı üzerinde, HyperMesh sonlu elemanlar modelleme yazılımı kullanarak, üç noktalı eğme testlerinin simülasyon çalışmalarında kullanılacak sonlu elemanlar modeli hazırlanmıştır. Sandviç yapıyı modellemek için iki yaklaşım denemiştir. Birinci modelleme yaklaşımında çok katmanlı sandviç kabuk eleman (Type 11) kullanılmıştır. Kabul eleman için ideal elemanda, kalınlık-uzunluk oranı (1/10) kabul edilir. Sandviç modelimizde, köşe yarıçapı değerleri 5mm'ye kadar düşebilmektedir. Yarıçapı takip edebilmek için 3 elemana ihtiyaç duyulmuştur. Bu şartlarda kabuk eleman kullanılarak istenilen modelleme hassasiyeti sağlanamamıştır. Simülasyon sonuçları da test sonuçlarından yüksek çıkınca kabuk elemanlar ile sandviç modelleme yaklaşımından vazgeçilmiştir.

İkinci modelleme yaklaşımında, ortadaki rijit sünger dolgusu hacim elemanlar (Type 1) ile modellenmiştir. Alt ve üstte kalan kağıt ve kumaş ise kabuk eleman olarak modellenmiştir. Bu model üzerinde yapılan form verme simülasyon çalışmalarında yakınsama sağlanmış, prototip sandviçler üzerinde gözlemlenen hatalar tekrar edilebilmiştir. Neticede hacim eleman kullanarak kurulan sonlu elemanlar modeli, simülasyon sonuçları ile test sonuçlarının yakın olması ve yakınsama problemlerinin aşılması nedeniyle tercih edilmiştir.

Prototip kalıpta yapılan ilk sandviç baskılarında kumaş üzerinde kırışıklık, yarı rijit süngerde kopma ve kağıtta da yırtılma görülmüştür. Oluşan problemler kumaşı gerdirerek ve form verme operasyonu sırasında kalıba PA film tabakası konularak iyileştirilmiştir. Bu iyileştirmeler sonlu elemanlar modeline aktarılarak, simülasyon sonuçlarında da iyileşme sağlanmıştır.

Bu çalışmalar sonucunda açık çözüm yaklaşımı üzerine kurulu Radioss gibi sonlu elemanlar yazılımların, sandviç yapıların form verme simülasyonlarında kullanılabileceği görülmüştür. Böylece, derin ve düzensiz formlardan kaynaklanacak üretim risklerini gözlemlenmek ve gidermek için imal edilen prototip kalıplara, yeni ürün devreye alma süreçlerinde yer verilmeyecektir. Ayrıca, olası kalite problemleri daha fizibilite aşamasında gözlemlenerek, çözüm yöntemleri geliştirilecektir. Otomobil üreticisi ile sandviç parça üreticisi arasında, ürün ve proses şartlarının değişmesinden kaynaklanacak mali anlaşmazlıkların da önüne geçilecektir.

Bundan sonraki çalışmalarda sonlu elemanlar modelinin süreci daha iyi yansıtabilmesi için farklı modelleme teknikleri denenebilir. Örneğin, tez çalışmamızda poliüretan süngerli oluşturan hacim elemanlar ile kumaş ve kağıdı tanımlayan kabuk elemanlar ortak düğüm noktalarını paylaşmaktadır. Bu durum ideal yapışmayı ifade etmektedir. Fakat üretim şartlarında tabakaların birbiri üzerinde az da olsa hareket ettiği gözlemlenmiştir. Önümüzdeki çalışmalarda, her bir tabaka arasındaki sürtünme katsayısı testlerle belirlenebilir. Bulunacak katsayılar uygun sonlu elemanlar modelinde tanımlanarak gerçek ile simülasyon çalışmaları arasındaki benzerlik daha da artırılabilir.

Proses sıcaklığı, tutkal kürlenme zamanı ve miktarının yapışma kuvveti üzerindeki etkisinin belirlenmesi için özel şartlarda numuneler basılmış ve tabaka ayrılma testlerine tabi tutulmuştur. Bundan sonraki çalışmalarda da bu parametrelerin de değiştiği deney tasarımı yapılarak yeni sandviç numuneleri basılabilir. Numuneler üzerinde üç nokta eğme testleri gerçekleştirilebilir. Böylece proses sıcaklığı, tutkal kürlenme zamanı ve miktarının sandviç yapının dayanımını üzerindeki etkisi doğrudan test edilebilir. Bulunan eğilme modülü değerleri ile bu tez çalışmasının bulguları ile karşılaştırılarak geliştirdiğimiz metodolojinin güvenilirliğinin de sağlanması yapılmış olacaktır.

Bu yöntem farklı malzeme grupları için de uygulanabilir. Örneğin, araç tabanları için (Al - PU Sünger - Al) veya (Al - PP Sünger - Al) sandviç malzeme grupları ile hafif ürünler geliştirilebilir. Ayrıca, (PP%15GF - EPP - PP%15GF) sandviç malzeme çiftleri, orta derecede mukavemet ve hafiflik gerektiren şapkalık, bagaj örtüsü, yedek lastik kapağı gibi parçalarda alternatif çözüm olarak önerilebilir. Sonuç olarak, yüksek eğilme dayanımı ve hafiflik gerektiren ürünler daha hızlı ve hatasız geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

- Arıcasoy O., 2006.** Kompozit Sektör Raporu, İstanbul Ticaret Odası.
- Callister, W.D., 2007.** Materials Science and Engineering, Seventh Edition, Department of Metallurgical Engineering, The University of Utah.
- Cameron, C. J., Wennhage ,P. And Ransson, P. G., 2010.** Structural-acoustic Design of a Multi-functional Sandwich Panel in an Automotive Context. Journal of Sandwich Structures and Materials, vol. 12 no. 6 684-708
- Caner F. C., Bažant, Z. P., 2009.** Size effect on strength of laminate-foam sandwich plates: Finite element analysis with interface fracture. Composites: Part B 40 (2009) 337–348.
- Craig A. Steeves, Norman A. Fleck, 2004.** Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part II: experimental investigation and numerical modelling. International Journal of Mechanical Sciences.
- Doğan O., Büyükkaragöz A., 2006.** Çift cidarlı kompozit kirişlerin sonlu elemanlar yöntemiyle gerilme analizi. Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Mühendislik Bilimleri Dergisi, Sayfa 39-45,Sayı 1, Cilt 13, 2007.
- Dolgopolsaknpd I., Dule J. A., 2000.** Polyurethane Foam as an Integral “Core” Component of Automotive Headliner, Journal Of Industrial Textiles, Vol. 30, No. 14.
- Fathi, A., Wolff-Fabris ,F., Altstadt, V. and Gatzi, R., 2013.** An investigation on the flexural properties of balsa and polymer foam core sandwich structures: Influence of core type and contour finishing options. Journal of Sandwich Structures and Materials, 15(5) 487–508 2013.
- Güler C., Ulay G., 2010.** Köpüklü kompozit (sandviç) levhaların bazı teknolojik özellikleri. Süleyman Demirel Üniversitesi, Orman Fakültesi Dergisi, Seri A, Sayı 2, Sayfa 88-96, 2010.
- Gibson, R. F., 2011.** A simplified analysis of deflections in shear-deformable composite sandwich beams, Journal of Sandwich Structures and Materials 13(5) 579-588.
- Hadi, B. K., 2001.** Wrinkling of sandwich column: comparison between finite element analysis and analytical solutions. Composite Structures 53 (2001) 477-482.
- Hao,A., Zhao, H., Chen, J. Y., 2013.** Kenaf/polypropylene nonwoven composites: The influence of manufacturing conditions on mechanical, thermal,and acoustical performance. Composites, Part B 54 (2013) 44-51.

Herranen, H., Pabut, O., Eerme, M., Majak, J., Pohlak, M., Kers, J., Saarna, M., Allikas, G., Aruniit, A., 2011. Design and Testing of Sandwich Structures with Different Core Materials, *Materials Science*, Vol.18, No.1. 2012.

Hyer, M. W., 1998. Stres Analysis of Fiber-Reinforced Composite Materials. McGraw-Hill Book Comp, Virginia Polytechnic Institute and State Universty, 627.

HyperMesh 11.0 user' s manual, 2011. Altair Engineering, Altair Computing Inc..

Islam, M. M. and Kim ,H. S., 2011. Sandwich composites made of syntactic foam core and paper skin: Manufacturing and mechanical behavior. *Journal of Sandwich Structures and Materials* 14(1) 111–127.

Kaw, A. K., 2006. Mechanics of Composite Materials. Taylor & Francis Group, Boca Raton London New York.

Kim, J. H. , Lee ,Y. S., Park ,B. J., Kim, D. H., 1999. Evaluation of durability and strength of stitched foam-cored sandwich structures. *Composite Structures*.

Moreira, R.A.S., Rodrigues, J. D., 2010. Static and dynamic analysis of soft core sandwich panels with through-thickness deformation. *Composite Structures* 92 201–215

Navarro, P., Abrate, S. b, Aubry, J. a, Marguet, S. a, Ferrero, J.F., 2013. Analytical modeling of indentation of composite sandwich beam. *Composite Structures*. 100 (2013) 79–88.

Petras, Achilles, 1998. Design Of Sundwich Structures, Robinson College, Cambridge.

Pflug, J., Dr. Vangrimde, B., 2003. New Sandwich Material Concepts – Continuou Produced Honeycomb Cores, *Composites in Transport*, Leuven, 02 Oct. 2003.

Pitarresi, G., and Amorim, J., 2011. Indentation of rigidly supported sandwich beams with foam cores exhibiting non-linear compressive behavior. *Journal of Sandwich Structures and Materials* 13(5) 605-636.

Radioss Theory Manual 10.0 version – September 2009

Rizov, V. I., 2006. Non-linear indentation behavior of foam core sandwich composite materials-A 2D approach. *Computational Materials Science* 35 (2006) 107–115.

Seong D.Y., Jung D.G., Yang D.Y., Nam G.H., 2011. Bending behaviour of metallic sandwich plates with a sheared dimple core under simply supporting loading. *Journal of Sandwich Structures and Materials*, 13(4) 445-446, 2011.

Solmaz, M. Y., Kaman, M. O., Turan, K, Turgut, A., 2010. Petek Yapılı Kompozit Levhaların Eğilme Davranışlarının İncelenmesiç Fırat Univ. *Journal of Engineering*, 22 (1), 1-11.

Solmaz, M. Y., Şanlıtürk, İ. H., Özben T., 2010. Petek yapıli sandviç yapılarıda köpük dolgunun kritik burkulma yüküne etkisinin sayısal olarak tespiti. 2. Ulusal Tasarım İmalat ve Analiz Kongresi, Balıkesir

Starlinger, Dr.A. 2013, Sandwich Structures, Stadler Rail Group, ETH Zürich, 2013

Steeves, C. A., Fleck, N. A., 2004. Collapse mechanisms of sandwich beams with composite faces and a foam core, loaded in three-point bending. Part II: experimental investigation and numerical modelling. International Journal of Mechanical Sciences 46 (2004) 585–608.

Topçu, Doç.Dr. M., Taşgetiren, Dr. S., 1998. Mühendisler için Sonlu Elemanlar Metodu, Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi

Turgut, T., 2007, Manufacturing and structural analysis of a lightweight sandwich composite. Yüksek Lisans Tezi, ODTÜ.

Wanga, P., Lei ,Y., Yue, Z., 2013. Experimental and numerical evaluation of the flexural properties of stitched foam core sandwich structure, Composite Structures 100 243–248.

Winkelmuller G., Kayvantash K., 1997. Radioss Crash Guidelines. MECALOG SARL.

Yağcı E., 2007. Tabakalı Kompozit İnce Plakaların Plak Düzlemine Dik Yükleme Etkisi Altındaki Eğilme Analizi. Çukurova Üniversitesi, Fen Bil Ens. Yüksek Lisans Tezi.

Zemčik, R., Laš, V., Kroupa, T., Purš, H. 2011. Identification of material characteristics of sandwich panels. Bulletin of Applied Mechanics, roč. 7, č. 26, s. 26-30. ISSN: 1801-1217.

Zinno, A., Fusco , E., Prota, A., Manfredi, G., 2010. Multiscale approach for the design of composite sandwich structures for train application. Composite Structures.

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Recep KURT
Doğum Yeri ve Tarihi : Orhangazi BURSA, 20/01/1971
Yabancı Dili : İngilizce
Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)
Lise : Demirtaşpaşa Teknik ve Endüstri Meslek Lisesi, 1987
Lisans : Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği, 1991
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 1993
Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :
FİGES LTD., 1993-1996
COŞKUNÖZ A.Ş., 1996-1998
MARTUR A.Ş. 1998-...

İletişim (e-posta) : rkurt@martur.com.tr

Yayınları* :

1. Otomobil Koltuğu Isıl Konfor İyileştirme Çalışmaları ve Termal Manken Kullanımı, 19.Ulusal Ergonomi Kongresi, Balıkesir, 2013.
2. Ticari Araçlar İçin Geliştirilen İkili Koltukta Statik ve Dinamik Testler, Ansys Ulusal Kongresi, İTÜ, İstanbul 1998.
3. TR201100539, Bir yolcu koltuğa bağlantı braket, 2011
4. TR200103742, Koltuk kolçakları tertibatında yenilik, 2002
5. TR200103743, Kılıf gergi tertibatı, 2001

* Yayınların yazımı, kaynaklar dizininin oluşturulmasında uygulanan kurallara göre yapılmalıdır. Özgeçmiş sayfasından sonra son sayfa olarak “Tez Çoğaltma ve Elektronik Yayınlama İzin Formu” eklenmelidir. Bu forma Enstitümüzün web sayfasından ulaşılabilir. İlgili form bilgisayarda doldurularak tezin son sayfası olarak eklenecektir.