KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

TAŞIT LPG TANKLARININ PATLATMA BASINÇLARI VE YORULMA PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ

ARSLAN KAPTAN

KOCAELİ 2015

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNE EĞİTİMİ ANABİLİM DALI

DOKTORA TEZİ

TAŞIT LPG TANKLARININ PATLATMA BASINÇLARI VE YORULMA PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ

ARSLAN KAPTAN

Prof.Dr. Yasin KİŞİOĞLU
Danışman, Kocaeli Üniv. .....

Doç.Dr. Ali ÇINAR
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Doç.Dr. Murat MAKARACI
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Prof.Dr. Mehmet UÇAR
Jüri Üyesi, Kocaeli Üniv. .....

Prof.Dr. İhsan KORKUT
Jüri Üyesi, Gazi Üniv. .....

Tezin Savunulduğu Tarih: 30.06.2015

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Türkiye'de binek ve ticari taşıtlarda Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG) yakıtının kullanılması oldukça yaygındır. Akaryakıt fiyatlarının artması, LPG yakıtının ekonomik ve düşük emisyon değerlerine sahip olması nedeniyle taşıt kullanıcılarının tercih ettikleri görülmektedir.

Taşıtlarda kullanılan LPG yakıtının depolanması için basınçlı kap statüsünde olan ve çelik malzemeden ülkemizde imal edilen tanklar kullanılmaktadır. Bu tez çalışmasının içeriği, LPG tanklarının kullanım güvenirliliğini ve dayanım özelliklerini belirlemek amacıyla deneysel çalışmalar yaparak sonlu elemanlar analizi ve ülkemizde yürürlükte olan standartla karşılaştırmalarını kapsamaktadır.

Tez çalışmam süresince her konuda yardımlarını esirgemeyen ve geniş zamanını ayırarak beni yönlendiren tez danışmanım Sayın Prof.Dr. Yasin KİŞİOĞLU hocama teşekkür ederim.

Bu tez çalışması, Kocaeli Üniversitesi, Bilimsel Araştırma Birimi, 2011/63 numaralı bilimsel araştırma projesi kapsamında sağlanan katkılar ve imkânlar ile yapılmış olup desteklerinden dolayı Kocaeli Üniversitesi'ne teşekkür ederim.

Çalışmalarımı yaparken 2009-2011 yılları arasında Gaziosmanpaşa Üniversitesi, 2012-2015 yılları arasında Cumhuriyet Üniversitesi'nde destek veren idareci ve mesai arkadaşlarıma, kaynaklar bölgesi muayenesinde yardımcı olan Metalürji ve Malzeme Mühendisliği Bölüm Başkanı Sayın Prof.Dr. Muzaffer ZEREN'e, laboratuvar çalışmalarıma zaman ayırarak katkı sağlayan Sayın Öğr. Gör. İsmail SARI'ya, maddi ve manevi yardımlarını eksik etmeyen hocalarım ve arkadaşlarıma desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Haziran – 2015 Arslan KAPTAN

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR i
İÇİNDEKİLER ii
ŞEKİLLER DİZİNİ v
TABLOLAR DİZİNİ xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ xii
ÖZET xiv
ABSTRACT xv
GİRİŞ 1
1. LİTERATÜR TARAMASI 4
1.1. Patlatma Deneyi Çalışmaları 4
1.2. Yorulma Deneyi Çalışmaları 35
1.3. Diğer Çalışmalar 44
1.4. Literatür Araştırması Sonuçları 53
2. TAŞIT LPG TANKLARI 54
2.1. LPG Tankları Tasarımı 54
2.1.1. LPG tank tipleri 54
2.1.2. LPG tank malzemesi 55
2.1.3. LPG tank standardı 55
2.1.3.1. Silindirik gövdenin tasarımı 56
2.1.3.2. Uç kapakların tasarımı 57
2.1.3.3. Kaynak özellikleri 58
2.1.3.4. İşaretlemeler 59
2.1.3.5. Hidrolik basınç altında patlatma deneyi 60
2.1.3.6. Hidrolik deney 60
2.1.3.7. Sadece dayanımı hesap edilemeyen tanklar için yorulma deneyi 61
2.1.3.8. Isıl işlem 61
2.1.3.9. Silindirik olmayan tanklar 62
2.2. LPG Tankı Üretim Metodu 62
2.2.1. Silindirik LPG tankı üretimi 62
2.2.2. Torisferik LPG tankı üretimi 66
3. LPG TANKLARINDA GERİLME ANALİZİ 69
3.1. Silindirik Basınçlı Kap 69
3.1.1. Çevresel gerilme 69
3.1.2. Eksenel gerilme 70
3.2. Küresel Basınçlı Kap 71
3.3. Çekme Diyagramı 72
3.4. Gerilme-Birim Şekil Değiştirme Analizi 77
3.5. Hasar Kriterleri 78
3.5.1. Maksimum normal gerilme kriteri (Rankine) 79
3.5.2. Maksimum kayma gerilmesi kriteri (Tresca) 79
3.5.3. Maksimum kayma genleme enerjisi kriteri (von Misses) 79
3.6. Yorulma Analizi 79

3.6.1. Yorulma çatlağı oluşumu ve ilerlemesi ile meydana gelen yorulma kırılması ... 81
3.6.1.1. Çatlak oluşumu ... 81
3.6.1.2. Yorulma çatlağının ilerlemesi ... 81
3.6.1.3. Yorulma kırılması ... 83
3.6.1.4. Kaynaklı bağlantılarda yorulma ... 83
3.6.2. Yorulma deneyi ile ilgili terimler ... 85
3.6.2.1. S – N diyagramı (Wöhler diyagramı) ... 86
3.6.2.2. Yorulma sınırı ... 87
3.6.3. Yorulma deneyinin yapılışı ... 88
3.6.4. Yorulma olayına etki eden faktörler ... 88
4. PATLATMA VE YORULMA DENEYİ ... 89
4.1. Deney Tesisatı Kurulumu ... 89
4.1.1. Basınçlı hat sistemi ... 91
4.1.2. Ana kumanda ve ayar ekranları ... 94
4.1.3. Patlatma deneyi kumanda sistemi ... 95
4.1.4. Yorulma deneyi kumanda sistemi ... 96
4.1.5. PLC ünitesi ve elektrik sistemi ... 97
4.2. Deney Tanklarının Özellikleri ... 99
4.3. Patlatma Deneyi ... 99
4.3.1. Silindirik LPG tankları patlatma deneyleri ... 100
4.3.2. Torisferik LPG tankları patlatma deneyleri ... 102
4.3.3. Firmalara göre patlatma deneyleri sonuçları ... 104
4.3.4. Firmalara göre patlatma deneyleri sonuçlarının karşılaştırılması ... 108
4.4. Yorulma Deneyi ... 110
4.4.1. Silindirik LPG tanklarının yorulma deneyleri ... 110
4.4.2. Torisferik LPG tanklarının yorulma deneyleri ... 113
4.4.3. Firmalar göre yorulma deneyleri sonuçları ... 114
4.4.4. Firmalara göre yorulma deneyleri sonuçlarının karşılaştırılması ... 118
5. LPG TANKI MALZEME, KAYNAK ÖLÇÜMLERİ VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ SİMÜLASYON ... 121
5.1. Tankların Cidar Kalınlığı Ölçümü ... 121
5.1.1. Silindirik LPG tanklarının cidar kalınlığı ölçümü ... 121
5.1.2. Torisferik LPG tanklarının cidar kalınlığı ölçümü ... 123
5.2. LPG Tankı Malzemesi Özelliklerinin Tespiti ... 124
5.2.1. Silindirik LPG tank malzemesi çekme deneyi ... 124
5.2.2. Torisferik LPG tank malzemesi çekme deneyi ... 128
5.3. Sıvı Penetrant Yöntemi ile Kaynak Kalite Muayenesi ... 129
5.4. LPG Tanklarının Bilgisayar Destekli Simülasyonu ... 131
5.4.1. Bilgisayar destekli patlatma simülasyonu ... 132
5.4.1.1. Silindirik LPG tankı patlatma simülasyonu ... 132
5.4.1.2. Silindirik LPG tankları deneysel ve simülasyon patlatma sonuçlarının karşılaştırılması ... 152
5.4.1.3. Torisferik LPG tankı patlatma simülasyonu ... 153
5.4.1.4. Torisferik LPG tankları deneysel ve simülasyon patlatma sonuçlarının karşılaştırılması ... 157
5.4.2. Bilgisayar destekli yorulma simülasyonu ... 158

5.4.2.1. Silindirik LPG tankı yorulma simülasyonu 158
5.4.2.2. Silindirik LPG tankları deneysel ve simülasyon yorulma sonuçlarının karşılaştırılması 160
5.4.2.3. Torisferik LPG tankı yorulma simülasyonu 161
5.4.2.4. Torisferik LPG tankları deneysel ve simülasyon yorulma sonuçlarının karşılaştırılması 163
6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER 165
KAYNAKLAR 168
KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER 175
ÖZGEÇMİŞ 176

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1. Patlatılmış deney tankı 5
Şekil 1.2. PD sonuçlar, a) Basınç-zaman grafiği, b) Gerinim-zaman grafiği 5
Şekil 1.3. Tankların PB değerleri 6
Şekil 1.4. Soğuk şekillendirmeli tüplerin hidrolik basınç deney düzeneği 6
Şekil 1.5. Patlatılmış tüpler 7
Şekil 1.6. BK'ın patladıktan sonraki plastik deformasyonu 7
Şekil 1.7. Deneyde kullanılan BK'ın konfigürasyonu 8
Şekil 1.8. Tank tasarımı, a) Deneysel tank tasarımı, b) SEM tasarımı 8
Şekil 1.9. PLC kontrollü deney düzeneği 9
Şekil 1.10. Tüplerin deformasyonu, a) 75° sarım açılı, b) 45° sarım açılı 9
Şekil 1.11. Sarım açısı değişiminin PB'na etkisi 9
Şekil 1.12. Patlayan tankta çatlak ilerleme yönünün tanımlanması 10
Şekil 1.13. Kontrollü deneysel patlatma 10
Şekil 1.14. CNG tankının PB grafiği 11
Şekil 1.15. Tankın patlamış hali ve sonlu elemanlar analizi 12
Şekil 1.16. LPG tüpü PD tesisat şeması 13
Şekil 1.17. LPG tüpü, a) Cidar kalınlığı ölçümü, b) Patlatılmış tüp 13
Şekil 1.18. CNG tankının kesit görünümü ve 3B modeli 14
Şekil 1.19. Deney numunesi için özel konumlandırma cihazı 14
Şekil 1.20. Patlatılmış bir polietilen tankı 15
Şekil 1.21. Patlatılmış ESR 15CDV6 tankı 16
Şekil 1.22. Kompozit tank, a) Sonlu elemanlar modeli, b) Patlatılmış tank 16
Şekil 1.23. Kompozit malzeme ÇD 17
Şekil 1.24. 74 lt'lik kompozit BK'ın patlatılması 17
Şekil 1.25. Patlatılmış tank görünümü 18
Şekil 1.26. Katmanlı kompozit BK'ın şematik diyagramı 19
Şekil 1.27. CNG tankı, a) Metalin filamanla sarılması, b) PD görünümü 20
Şekil 1.28. Tankın yırtılma bölgesi açıklığı 21
Şekil 1.29. BK deney düzeneği 21
Şekil 1.30. Hidrojen basınçlı tankı, a) Kesit alanı, b) PD sonrası görünümü 22
Şekil 1.31. Konvansiyonel çekme numunesi ve mini boru için gerilme-gerinim eğrisi 23
Şekil 1.32. Basınç etkisiyle borunun yırtılması 23
Şekil 1.33. Büzülme yarıçapının PB'na etkisi 24
Şekil 1.34. Deney numunelerinin patlamadan önce ve sonraki görünümleri 24
Şekil 1.35. Deneysel PB değerleri 25
Şekil 1.36. ASTM SA 353 çelik tüpün 40 MPa basınçta maksimum gerilme kriterine göre hasar durumu 26
Şekil 1.37. ASTM SA 353 çelik tüpün 60 MPa basınçta von Mises gerilme dağılımı 26
Şekil 1.38. Alüminyum 6063 T6/2 numunesinin hidrostatik basınç deneyinden sonraki görünümü 27
Şekil 1.39. Hidrostatik basınç deneyi sonuçları 27

Şekil 1.40. PLC kontrollü hidrolik deney tesisatı 28
Şekil 1.41. Patlamış tank, a) Patlama etkisiyle fırlayan alt uç kapak, b) Tankın yarılması, c) Nozul kısmında yarık oluşumu 29
Şekil 1.42. PB'ları için kontrol grafiği 31
Şekil 1.43. Çevresel gerilme için kontrol grafiği 31
Şekil 1.44. Hidrolik patlatma düzeneği 32
Şekil 1.45. Patlatılmış BK görünümü 32
Şekil 1.46. DOT 39 soğutucu gaz silindirinin şematik görünümü ve kaynak bölgesi detay geometrisi 33
Şekil 1.47. Termokupulların bağlandığı tankın şematik görünümü 34
Şekil 1.48. BK'ın sonlu elemanlar modeli 35
Şekil 1.49. BK'ın eşdeğer gerilme dağılımı 35
Şekil 1.50. Gaz silindiri 36
Şekil 1.51. BK'da oluşan gerilme dağılımları 36
Şekil 1.52. Silindirik tank üzerinde yorulma bölgesi 37
Şekil 1.53. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan gerçek gerilme gerinim eğrisi 38
Şekil 1.54. SEM sınır şartları 38
Şekil 1.55. Yükle-boşalt dizisine göre nominal gerilmeler 39
Şekil 1.56. Hidrojen tankının kesiti 39
Şekil 1.57. YD ünitesi 40
Şekil 1.58. YD'nde basınç yükleme periyodu 41
Şekil 1.59. Hidrojen tankı, a) 74 lt'lik hidrojen tankı, b) Tankın 30° açılı SEM 42
Şekil 1.60. Basınç uygulama eğrisi 43
Şekil 1.61. BK'ın sonlu elemanlar modeli 44
Şekil 1.62. SEM, a) Tank nozulu dış tarafta, b) Tank nozulu iç tarafta 45
Şekil 1.63. Yangın deneyi, a) Deney tesisatı kurulumu, b) Deneyin yapılışı 45
Şekil 1.64. Deney tankına termokupulların yerleştirilmesi 46
Şekil 1.65. Sonlu elemanlar modeli dış yüzey sıcaklık dağılımı 46
Şekil 1.66. Yakıt tankı, a) Deney düzeneği, b) Patlatılmış tank 47
Şekil 1.67. BK'ın eksenel simetrik modeli 48
Şekil 1.68. Uç kapak tasarımı ve çıkıntı geometrisi 49
Şekil 1.69. Deney düzeneği 50
Şekil 1.70. Plakalar, a) Düzlem plaka, b) Kaynaklı plaka, c) Nozullu plaka 50
Şekil 1.71. Numune sonuçlarının karşılaştırılması 51
Şekil 1.72. Deformasyona uğramış tankın görünümleri 51
Şekil 1.73. Çok katmanlı BK tasarımı 52
Şekil 1.74. Çok katmanlı BK'ta meydana gelen von Mises gerilmesi 53
Şekil 2.1. Silindirik tip LPG tankları, a) A tipi tank, b) B tipi tank 54
Şekil 2.2. Torisferik tip LPG tankları, a) A tipi tank, b) B tipi tank 54
Şekil 2.3. Silindirik gövde tasarımı ve boyutları 56
Şekil 2.4. Torisferik kapak tasarımı 57
Şekil 2.5. Elipsoid kapak tasarımı 57
Şekil 2.6. Boylamasına alın kaynağı tipleri 59
Şekil 2.7. Çevre kaynağı, a) Bindirme kaynağı, b) Alın kaynağı 59
Şekil 2.8. Tank biçimleri için örnekler, a) Eliptik tank, b) Toroid biçimli tank, c) Çift tank, d) İkiz tank 62

Şekil 2.9. Tank imalatı, a) Gövde sacının kesilmesi, b) Kapağın preste imalatı 63
Şekil 2.10. Tank imalatı, a) Sacın kıvrılması, b) Silindirik gövdenin oluşturulması..... 63
Şekil 2.11. Silindirik tank gövdesine kloretin kaynatılması 64
Şekil 2.12. Tank imalatı, a) Kaynak hatları, b) Kapakların gövdeye kaynatılması..... 64
Şekil 2.13. Kaynak detayı, a) Kapak ve gövdenin kaynak kısmı şematik görünümü, b) Kaynak mikro fotoğrafı 65
Şekil 2.14. Sızdırmazlık deneylerinin yapılması 65
Şekil 2.15. Tankın bölümleri, a) Bağlantı parçası, b) Yarım gövde parçası, c) İmalatı tamamlanmış tank 66
Şekil 2.16. Gövde sacının uç kısmına kaynak altlığı için girinti oluşturulması..... 66
Şekil 2.17. Torisferik LPG tankı gövde çevresel kaynak işlemi..... 67
Şekil 2.18. Tank imalatı, a) Silindirik bağlantı parçasının yerleştirilmesi, b) Pres ile ağız genişletme işlemi..... 67
Şekil 2.19. Torsferik tank, a) Parçanın gövdeye teması, b) Parçanın kaynatılması..... 67
Şekil 3.1. Çevresel gerilme 69
Şekil 3.2. Eksenel gerilme..... 70
Şekil 3.3. Küresel BK'ta oluşan gerilme..... 71
Şekil 3.4. Çekme deney numunesi 72
Şekil 3.5. Sünek bir metalin mühendislik çekme diyagramı 74
Şekil 3.6. Mühendislik çekme diyagramı ("sünek" malzeme) 75
Şekil 3.7. ÇD'nde üniform uzama, büzülme ve kopma 76
Şekil 3.8. Gerçek ve mühendislik çekme diyagramları 77
Şekil 3.9. Kırılmaya kadar çatlak çeşitleri 82
Şekil 3.10. YD için sinüzoidal yükleme (Gerilme-zaman eğrisi) 85
Şekil 3.11. YD'nde farklı gerilme değişimlerini gösteren örnekler 86
Şekil 3.12. Tipik bir S-N Wöhler eğrisi 87
Şekil 4.1. PLC kontrollü servo hidrolik deney tesisatı görünümü 90
Şekil 4.2. Deney tesisatı hidrolik devre tesisat şeması..... 92
Şekil 4.3. Deney tesisatı hidrolik ünitesi..... 93
Şekil 4.4. Basınç ölçümü, a) Basınç sensörlerinin akışkan hattındaki görünümleri, b) Basınç sensörü 93
Şekil 4.5. Makine çıkışları ve valf kontrol ekranı..... 94
Şekil 4.6. Sensör kalibrasyon ayarları ekranı..... 95
Şekil 4.7. PD kumanda ekranı..... 95
Şekil 4.8. YD kumanda ekranı 96
Şekil 4.9. Deformasyon uyarı ve alarm ekranı..... 97
Şekil 4.10. Deney tesisatı PLC ünitesi ve çevre birimleri..... 97
Şekil 4.11. PLC ünitesi ve elektrik panosu 98
Şekil 4.12. Deney için temin edilen tanklar, a) Silindirik tank, b) Torisferik tank 99
Şekil 4.13. Deney tesisatı ve PD sonrası LPG tankı 101
Şekil 4.14. PD sonucunda elde edilen veri kaydı..... 101
Şekil 4.15. PB grafiği..... 101
Şekil 4.16. Gövdenin yırtılması 102

Şekil 4.17. Tahliye vanası, a) Klorete montajı, b) Hava tahliye borusu 103
Şekil 4.18. Patlatılmış tank, a) Tankın tam görünümü, b) Deformasyon bölgesi detayı 103
Şekil 4.19. Patlatılmış tank, a) Tank görünümü, b) Deformasyon bölgesi detayı 104
Şekil 4.20. Firma A için PD sonuçları 104
Şekil 4.21. Firma B için PD sonuçları 105
Şekil 4.22. Firma C için PD sonuçları 106
Şekil 4.23. Firma D için PD sonuçları 106
Şekil 4.24. Firma E için PD sonuçları 107
Şekil 4.25. Firma F için PD sonuçları 107
Şekil 4.26. Firmalara göre silindirik tankların PB'larının karşılaştırılması (40 lt) 108
Şekil 4.27. Firmalara göre silindirik tankların PB'larının karşılaştırılması (60 lt) 109
Şekil 4.28. Torisferik tankların firmalara göre PB'larının karşılaştırılması 109
Şekil 4.29. Kapak ile gövde kaynağında meydana gelen yorulma çatlağı 110
Şekil 4.30. İç basınç etkisi ile akışkanın köpürerek çıkması 111
Şekil 4.31. 40 lt'lik silindirik tankta oluşan yorulma çatlağı 111
Şekil 4.32. Silindirik tankın kloret ve gövde kaynağında meydana gelen yorulma 112
Şekil 4.33. Tankın kloret ve gövde kaynağında oluşan yorulma 112
Şekil 4.34. Yorulan tanktan yağın basınçlı olarak çıkması 113
Şekil 4.35. Etiketin gövdeye tutturulduğu punta kaynağı bölgesinde meydana gelen yorulma çatlağı 113
Şekil 4.36. Gövde üzerinde oluşan yorulma çatlağı 114
Şekil 4.37. Kaynak bölgesinde meydana gelen yorulma çatlağı 114
Şekil 4.38. Firma A için YD sonuçları 115
Şekil 4.39. Firma B için YD sonuçları 115
Şekil 4.40. Firma C için YD sonuçları 116
Şekil 4.41. Firma D için YD sonuçları 117
Şekil 4.42. Firma E için YD sonuçları 117
Şekil 4.43. Firma F için YD sonuçları 118
Şekil 4.44. Firmalara göre 40 lt silindirik LPG tanklarının YÇS karşılaştırılması 119
Şekil 4.45. Firmalara göre 60 lt silindirik LPG tanklarının YÇS karşılaştırılması 119
Şekil 4.46. Firmalara göre torisferik LPG tanklarının YÇS karşılaştırılması 120
Şekil 5.1. Silindirik tankların kesitlerinin alınması 122
Şekil 5.2. LPG tankının kesiti boyunca kalınlık tespiti ve değişimi. 123
Şekil 5.3. Torisferik tankların kesitlerinin alınması 123
Şekil 5.4. Torisferik tankın kesiti boyunca kalınlık tespiti ve değişimi 124
Şekil 5.5. Silindirik tank ÇD numuneleri, a) Numunelerin alınış konumları, b) Numunelerin görünüşü 124
Şekil 5.6. Silindirik tank malzemesi ÇD, a) Numunenin bağlanması, b) Numunenin kopması 125
Şekil 5.7. ÇD sonrası numunelerin görünümü 125
Şekil 5.8. Çekme deneylerinden elde edilen gerilme-gerinim grafiği. 127
Şekil 5.9. Çekme deneyleri gerçek gerilme-gerinim grafiği 127

Şekil 5.10. Torisferik tank ÇD numuneleri alınış konumları 128
Şekil 5.11. Torisferik tank malzemesi ÇD, a) Numunenin bağlanması, b) Numunenin kopması 128
Şekil 5.12. ÇD sonrası numunelerin görünümü 129
Şekil 5.13. Torisferik tankların gerçek gerilme-gerinim eğrisi 129
Şekil 5.14. Silindirik LPG tankı kesitinin muayenesi 131
Şekil 5.15. Torisferik LPG tankı kesitinin muayenesi 131
Şekil 5.16. 2B sonlu elemanlar modeli akış şeması 133
Şekil 5.17. Gövde malzemesinin gerçek gerilme-gerinim grafiği 134
Şekil 5.18. Kaynak malzemesinin gerçek gerilme-gerinim grafiği 134
Şekil 5.19. Kapak malzemesinin gerçek gerilme-gerinim grafiği 135
Şekil 5.20. Tank malzemelerinin programa tanıtılması 135
Şekil 5.21. LPG tankının eksenel simetrik modeli 136
Şekil 5.22. LPG tankının 2B eksenel simetrik sonlu elemanlar modeli 136
Şekil 5.23. Tankın çeyrek ve tüm model görünümü 137
Şekil 5.24. 2B modelde kritik noktaların seçimi (40 lt) 137
Şekil 5.25. 2B eksenel simetrik model ve kritik noktaların seçimi (60 lt) 138
Şekil 5.26. Sınır şartları ve yükleme durumu 139
Şekil 5.27. İç basınç yüklemesi 139
Şekil 5.28. Patlamadan önce meydana gelen deformasyon (40 lt) 141
Şekil 5.29. Patlamadan sonra meydana gelen deformasyon (40 lt) 141
Şekil 5.30. Tankta meydana gelen deformasyon (60 lt) 142
Şekil 5.31. Tankta meydana gelen gerilme (60 lt) 142
Şekil 5.32. Seçilen düğüm noktalarının x ve y yönündeki deformasyon eğrileri (40 lt) 143
Şekil 5.33. Seçilen düğüm noktalarının deformasyon eğrileri (60 lt) 144
Şekil 5.34. Seçilen düğüm noktalarının deformasyon eğrileri (60 lt) 144
Şekil 5.35. Eşdeğer gerilme (von Mises gerilmesi, 40 lt) 145
Şekil 5.36. Eşdeğer gerilme (von Mises gerilmesi, 40 lt, tüm model) 146
Şekil 5.37. Eşdeğer gerilme (von Mises gerilmesi, 60 lt) 146
Şekil 5.38. Silindirik 40 lt hacimli tank için seçilen nodların eşdeğer gerilmesi (von Mises gerilmesi) 147
Şekil 5.39. Silindirik 60 lt hacimli tank için asal gerilme (1) 148
Şekil 5.40. Silindirik 40 lt hacimli tank için asal gerilme (2) 148
Şekil 5.41. Silindirik 60 lt hacimli tank için asal gerilme (2) 149
Şekil 5.42. Silindirik 40 lt hacimli tank için eşdeğer plastik gerinim 150
Şekil 5.43. Silindirik 60 lt hacimli tank için eşdeğer plastik gerinim 150
Şekil 5.44. Seçilen bazı düğüm noktalarının eşdeğer plastik gerinim eğrisi 151
Şekil 5.45. Silindirik 40 lt hacimli tank için asal plastik gerilme (2) 151
Şekil 5.46. Nonüniform eksenel simetrik sonlu eleman modeli, a) Düzlem model, b) Shell model 153
Şekil 5.47. Eksenel simetrik şartlar ve yükleme koşulları 154
Şekil 5.48. Tankın maksimum eğilmesi (patlama eğilmesi) 155
Şekil 5.49. Tankın seçilen düğüm noktalarının yer değiştirmeleri 156
Şekil 5.50. Tankın maksimum eşdeğer gerilmesi, a) Düzlem model, b) Kabuk model 156
Şekil 5.51. Torisferik LPG tankının maksimum eşdeğer plastik gerinimi 157
Şekil 5.52. Silindirik LPG tank modeli, a) Sonlu eleman ağ örgüsü, b) Tank iç basınç yüklemesi 158

Şekil 5.53. Silindirik tank sonlu elemanlar analizi yorulma bölgeleri 159
Şekil 5.54. Silindirik tank güvenlik faktörü 159
Şekil 5.55. Sonlu elemanlar analizi LPG tank ömrü 160
Şekil 5.56. LPG tankı 3B sonlu eleman ağ örgüsü 161
Şekil 5.57. LPG tankı von Misses gerilme dağılımı 162
Şekil 5.58. LPG tank güvenlik faktörü 163
Şekil 5.59. LPG tank YÇS simülasyonu 163

TABLOLAR DİZİNİ

Tablo 1.1. Alüminyum ve karbon fiber malzeme özellikleri 22
Tablo 1.2. LPG silindirleri ana metal gereklilikleri 30
Tablo 1.3. Hidrolik PD sonuçları 32
Tablo 1.4. ASTM A36 karbon çeliğinin sıcaklığa bağlı özellikleri 47
Tablo 2.1. Erdemir 6842 tank çeliğinin mekanik özellikleri 55
Tablo 2.2. Erdemir 6842 tank çeliğinin kimyasal bileşenleri 55
Tablo 4.1. PD ve YD için temin edilen firmalara göre tank türleri, hacim ölçüleri, boyutları ve deney numunesi sayıları 99
Tablo 5.1. Silindirik LPG tankı malzemesinin ÇD sonuçları 126
Tablo 5.2. Torisferik LPG tank malzemesinin ÇD sonuçları 129
Tablo 5.3. Silindirik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre PB karşılaştırılması 152
Tablo 5.4. Torisferik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre PB karşılaştırılması 158
Tablo 5.5. Silindirik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre YÇS karşılaştırılması 161
Tablo 5.6. Torisferik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre YÇS karşılaştırılması 164

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

A	: Alan, (m^2)
A_0	: İlk kesit alan, (m^2)
Al	: Alüminyum
C	: Karbon
Cu	: Bakır
Cr	: Krom
D	: Tank çapı, (mm)
E	: Elastisite modülü, (N/mm^2)
F	: Kuvvet, (N)
F_s	: Üniform kayma kuvveti, (N)
G	: Kayma modülü, (N/mm^2)
h	: Yükseklik, (mm)
K	: Kelvin
kPa	: Kilo paskal
l	: Boy, (mm)
l_0	: İlk boy, (mm)
Mn	: Manganez
MPa	: Mega paskal
N	: Çevrim sayısı
Ni	: Nikel
P	: Basınç
P_b	: Patlatma deneyinde ölçülen en büyük basınç, (kPa)
P_h	: Hidrolik deney basıncı, (kPa)
R	: Gerilme oranı
R_e	: Malzeme standardı ile sağlanan en düşük akma dayanımı, (N/mm^2)
Si	: Silisyum
t	: Et kalınlığı
V	: Vanadyum
z	: Kaynak faktörü
ε	: Birim şekil değiştirme
σ	: Normal gerilme
σ_a	: Gerilmenin en küçük değeri (Alt gerilme)
$\sigma_ç$	: Çevresel gerilme
σ_D	: Yorulma sınırı
σ_e	: Eksenel gerilme
σ_g	: Gerilme genliği (Yorulma mukavemeti)
σ_{max}	: Maksimum gerilme
σ_{min}	: Minimum gerilme
σ_N	: Yorulma dayanımı
σ_{ort}	: Ortalama gerilme
σ_{TU}	: Çekme mukavemeti
$\sigma_ü$	: Gerilmenin en büyük değeri (Üst gerilme)
τ	: Kayma gerilmesi

υ	: Poisson oranı
ΔT	: Sıcaklık farkı
μ	: Mikron
°C	: Santigrat derece

Kısaltmalar:

2B	: İki Boyutlu
3B	: Üç Boyutlu
APDL	: Ansys Programming Design Language (Ansys Programlama Dili)
ASME	: American Society Mechanical Engineering (Amerikan Makine Mühendisliği Topluluğu)
ASTM	: American Society for Testing and Materials (Amerikan Malzeme ve Test Topluluğu)
BK	: Basınçlı kap
BLEVE	: Boiling Liquid Expanding Vapor Explosion (Kaynama Sıvı Genleşmesi Buhar Patlaması)
BS	: British Standart (İngiliz Standartları)
CNG	: Compressed Natural Gas (Sıkıştırılmış Doğal Gaz)
CAD	: Computer Aided Design (Bilgisayar Destekli Tasarım)
ÇB	: Çalışma Basıncı
ÇD	: Çekme Deneyi
DB	: Deney Basıncı
DIN	: Deutsches Institut für Norming (Alman Standartları Enstitüsü)
EPA	: Environmental Protection Agency (Çevre Koruma Örgütü)
IS	: India Standard (Hindistan Standardı)
ITAB	: Isı Tesiri Altındaki Bölge
LPG	: Liquefied Petroleum Gas (Sıvılaştırılmış Petrol Gazı)
PB	: Patlama Basıncı
PD	: Patlatma Deneyi
PLC	: Programmable Logic Control (Programlanabilir Mantıksal Denetleyici)
SEM	: Sonlu Elemanlar Metodu
TB	: Tasarım Basıncı
TEM	: Taramalı Elektron Mikroskopu
TIG	: Tungsten Inert Gas (Tungsten Soygaz Kaynağı)
TS	: Türk Standardı
TSE	: Türk Standartları Enstitüsü
YÇS	: Yorulma Çevrim Sayısı
YD	: Yorulma Deneyi

TAŞIT LPG TANKLARININ PATLATMA BASINÇLARI VE YORULMA PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ

ÖZET

Bu çalışmada, ülkemizde taşıt LPG tankı üreten bazı firmaların ürettikleri ve piyasada yaygın kullanılan hacimlerdeki tankların deneysel patlatma basınçları ve yorulma çevrim performansları belirlenmiştir. Aynı zamanda, deneye tabi tutulan tankların boyutları, gövde, kapak ve kaynak bölgeleri olmak üzere tüm bileşenlerinin et kalınlıkları da ölçülerek standart gereklilik değerleri ile karşılaştırılmıştır. Tankların malzeme mekanik özellikleri çekme deneyi kullanılarak ölçülmüştür. LPG tanklarının patlatma ve yorulma deneylerini yapmak için çok amaçlı PLC kontrollü elektro-hidrolik deney düzeneği tasarlanarak kurulmuştur. Deney düzeneği hem patlatma hem de yorulma deneyleri yapabilecek şekilde tasarlanmıştır. Hâlihazırda ülkemizde faal olarak LPG tankı üretimi yapan firmalar belirlenerek en çok satış yaptıkları tank hacimleri ve türleri tespit edilmiştir. Bu çalışma kapsamında ülkemizde üretimlerine devam eden 6 farklı firmaya ait LPG tankları incelenmiştir. Silindirik ve torisferik tanklardan satın alınarak tüm tanklar patlatma ve yorulma deneyine tabi tutulmuştur. Ayrıca bilgisayar destekli simülasyon çalışmaları yapılmıştır. Sonuçlar kaydedilerek veri ve bulgular değerlendirilmiş, hem patlatma hem de yorulma deneyleri standartta belirtilen gerekliliklerle karşılaştırılmıştır. Bazı firmalara ait tanklar standartların öngördüğü minimum değerleri karşılarken bir kısmının karşılamadığı sonucu ortaya konulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Deneysel Patlatma ve Yorulma, Patlatma Deneyleri, Sonlu Elemanlar Simülasyonu, Taşıt LPG Tankları, Yorulma Deneyleri.

INVESTIGATION OF BURST PRESSURES AND FATIGUE PERFORMANCES OF VEHICLE LPG TANKS

ABSTRACT

In this study, experimental burst pressures and fatigue performances of vehicle LPG tanks used in common volumes and manufactured by some companies in our country were determined. At the same time, the characterizations of the tanks including dimensions, body shape, end-closures, weld regions, thickness etc. of the tested tanks were measured to compare with the regulation requirements. Mechanical properties of tank materials were measured using uniaxial tensile test technique. In order to test the bursts and fatigue performances of the LPG tanks, multipurpose PLC controlled electro-hydraulic experimental test equipment was set up. The experimental equipment were designed for both burst and fatigue tests. Active LPG manufacturers producing in the most common volumes of the LPG tanks in our country were well-defined. Within the scope of this study, the LPG tanks manufactured by six different companies in our country were considered. The cylindrical and torispherical LPG tanks in different groups were purchased and subjected to burst and fatigue tests. Computer aided simulations of the burst and fatigue tests of the LPG tanks were also performed. The results of both experimental studies and computer aided simulations of the burst and fatigue tests were saved and compared based on the regulation requirements. The burst pressure and fatigue performance values of the LPG tanks manufactured by some companies were not satisfied the requirements of the regulations.

Keywords: Experimental Burst and Fatigue, Burst Tests, Finite Element Simulations, Vehicle LPG Tanks, Fatigue Tests.

GİRİŞ

Tanklar genel olarak sıvı veya gaz akışkanların depolanması ve taşınması gibi işlemlerde kullanılır. Tanklar; günlük hayatta tıraş köpüğü, çakmak gazı, mutfak tüpleri, yangın tüpü olarak endüstriyel uygulamalarda ise ısıtma sistemlerinde akışkanın depolanması gibi ihtiyaçları karşılamak üzere kullanılmaktadır. Sıvı ve gaz akışkanın taşınması için araçların üzerine yerleştirilmiş sabit veya taşınabilir tanklar da endüstriyel uygulamalara verilebilecek örneklerdendir. Bu tip uygulamalardan biri de taşıt motorlarında yakıt olarak kullanılan Sıvılaştırılmış Petrol Gazının (LPG) depolanması ve araç üzerinde taşınması için kullanılan taşıt LPG tanklarıdır. LPG yakıtı, basınçlı kaplar (BK) olarak tanımlanan tanklarda depolanmaktadır. Motorda yakılarak tüketilen LPG, yakıt istasyonlarında tekrar basınçlı olarak depolara doldurulmaktadır.

Karayolu taşımacılık endüstrisinde ekonomik ve düşük emisyon salınımları nedeniyle LPG gitgide daha yaygın kullanılmaktadır. Taşıtlarda LPG'nin alternatif yakıt olarak kullanımı hem Avrupa'da hem Türkiye'de binek ve ticari araçlarda çok yaygındır. İçten yanmalı motor yakıtı olarak kullanılan LPG'nin taşıtlarda depolanması ve taşınması amacıyla üretilen taşıt LPG tanklarının; Avrupa'da ECE-R 67, Türkiye'de ise TS 12095–1 Standardına göre üretimi yapılmakta ve yine bu standartlarda belirtilen kurallar çerçevesinde çeşitli muayene ve deneylere tabi tutulmaktadırlar.

Düşük üretim maliyetleri, dayanım özellikleri, şekillendirilebilmeleri, iç basınç etkisine dayanabilmeleri ve hafifliklerinden dolayı endüstriyel alanda yoğun olarak tercih edilen çelik sac malzemesi, LPG tankı üretiminde de kullanılmaktadır. Üretimi yapılan tanklar hem yurtiçi piyasasına hem de yurtdışına gönderilmektedir. Bu sebeple LPG tankları alanında gerçekleştirilen bu çalışma ile hem yurtiçi hem de yurtdışında kullanıma sunulan tankların güvenlik analizleri açısından katkı sağlamaktadır.

Taşıt LPG yakıt tanklarının, özellikle kullanım güvenliği ve bu tankların kullanım ömrü ile ilgili belirsizlikler hem tank montaj firmalarının hem de kullanıcıların ciddi merak konusu olmuştur. LPG tankı güvenirliliği hakkında açıklayıcı bilgi sahibi olamayan bir kısım kullanıcılar, taşıtlarında LPG yakıtını tercih etmemektedirler. Bu durum ise hem ucuz hem de düşük emisyonlu bir yakıt olan LPG'nin ülkemizde kullanım oranlarının artmasına engel teşkil etmektedir.

Bir tankın kaç defa doldurulup boşaltıldıktan sonra ekonomik ve teknik ömrünü tamamladığı konusunda kullanıcılar ve montaj firmalarının yanında çoğu üretici firmalar dahi belirli bir bilgiye sahip değildirler. Bunun en büyük nedeni ise bilimsel bir deneysel çalışma yapılarak sonuçlarının ortaya konulmuş olmamasıdır. Ayrıca, özellikle her tipteki tanklar için yorulma çevrim sayısı (YÇS) konusunda belli bir standart bilgisi bulunmaması da bu alan için bir eksikliktir. Dolayısı ile tankların bir süre doldur-boşalt işlemlerinden sonra kullanımı tehlikeli olabilmektedir. Bu çalışmadan elde edilen bilgi ve bulgular bu tür belirsizlikleri gidererek, bir taraftan imalatçılar ve montajcı firmalara, diğer taraftan kullanıcılara faydalı bilgiler sunmaktadır.

Bu tez çalışmasında, binek ve ticari araçlarda kullanılan LPG tankları incelenmiştir. Bu tanklar ülkemizde farklı firma tarafından üretilmektedir. Ancak, bunlardan bir kısmı çeşitli sebeplerden dolayı tank tasarım ve imalatına ara vermiş durumdadır. Dolayısı ile bu çalışmada imalatı devam eden 6 farklı firmanın ürettiği ve piyasada yaygın olarak kullanılan tanklar dikkate alınmış ve değerlendirilmiştir. Bu tez içerisinde, ülkemizdeki LPG tankı üretici firmaların isimleri kullanılmamış, ancak firma isimleri kodlanarak belirtilmiştir. Firmalar; Firma A, Firma B, Firma C, Firma D, Firma E ve Firma F olarak adlandırılmış olup tez boyunca böyle isimlendirilecektir. LPG tank üretici firmaların gerçek isimleri sadece bu tez sahibinde gizlidir. Bunun sebebi ise bu çalışma sadece akademik bir çalışmadan ibaret olup, herhangi bir kurum veya kuruluş adına yapılmamıştır. Bu itibarla, LPG tank üretici firmaların gerçek isimleri veya markaları hiçbir yayın, sunum veya poster şeklinde kesinlikle ifşa edilmeyecektir.

Bu tez çalışması 6 bölümden oluşmaktadır. Giriş kısmında LPG tankları hakkında genel bilgiler verilmiş ve çalışmanın amacı açıklanmıştır. Bölüm 1'de LPG tankları

ile BK'lar hakkında yerli ve yabancı literatürde yapılmış çalışmalara yer verilmiştir. Bölüm 2'de LPG tankı genel özellikleri, sınıflandırılması, standardı, tasarımı ve üretimi hakkında açıklamalar yapılmıştır. Bölüm 3'de LPG tanklarında gerilme analizi yapılmıştır. Silindirik ve küresel BK'larda gerilme, çekme diyagramı, hasar kriterleri ve yorulma analizi gibi bilgiler açıklanmıştır. Bölüm 4'de deneysel çalışmanın içeriğine yer verilmiştir. Deney tesisatının kurulumu, patlatma deneyi (PD) ve yorulma deneyleri (YD) yapılmasının yanında elde edilen sonuçlar karşılaştırmalı olarak izah edilmiştir. Bölüm 5'de LPG tanklarının malzeme karakteristiklerinin belirlenmesi ve cidar kalınlığı ölçümleri için yapılan çalışmalar açıklanmıştır. Bunun yanında tankların hem patlatma hem de yorulma konusunda bilgisayar destekli simülasyon çalışmaları ile bu çalışmaların birbirleriyle karşılaştırılmalarına yer verilmiştir. Bölüm 6'da ise elde edilen sonuçların değerlendirilmesi yapılmış olup, gelecekte yapılabilecek çalışmalar için öneriler verilmiştir.

1. LİTERATÜR TARAMASI

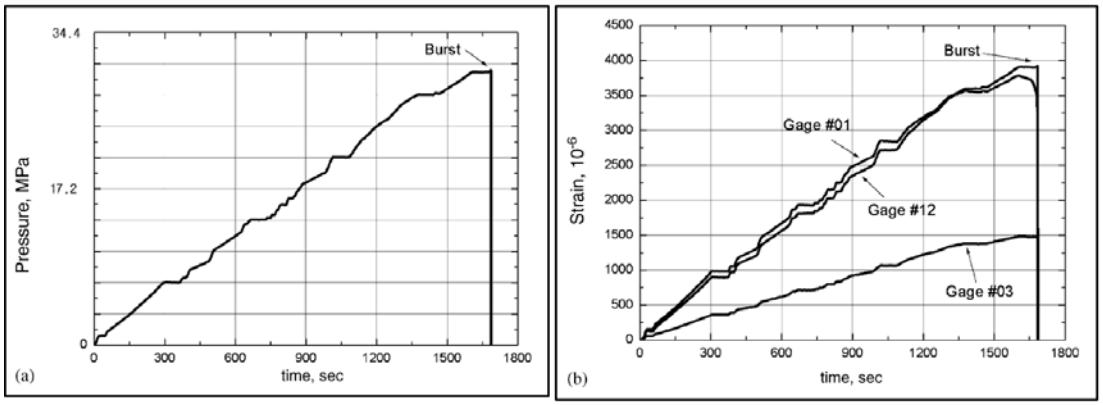
Düşük BK'lar kapsamında kabul edilen taşıt LPG tankları ile ilgili yurtiçi ve yurtdışında yapılmış çeşitli çalışmalar mevcuttur. BK tasarımlarında, çelik malzemelerin yanında son yıllarda gelişmekte olan kompozit malzeme teknolojisi de kullanılmaktadır. Birkaç katmandan oluşan tanklarda ise iç kısmı alüminyum, dış kısmı ise kompozit malzemeler tercih edilerek üretilen tanklarla ilgili çalışmalar yaygınlaşmaktadır. Literatürde BK'lar ile ilgili yapılmış çalışmaları; PD, YD ve diğer çalışmalar başlıkları ile sınıflandırabiliriz.

1.1. Patlatma Deneyi Çalışmaları

Lee ve diğ. (2005) küresel BK'ın deformasyon karakteristikleri üzerine bir çalışma, başlıklı araştırmalarında deneysel metot kullanmışlardır. Kimyasal depolama işleminin yapıldığı tankların yüksek performanslı ve hafif olmalarının önemine değinmişlerdir. Hidrolik yük altında yüksek basınç uygulanan BK'ın deformasyon davranışlarını deneysel olarak araştırmışlardır. Şekil 1.1'de deney numunesinin patlatılmış hali verilmektedir. Buna göre tankın nozul kısmına yakın bir bölgeden yırtılma meydana geldiği görülmektedir. Şekil 1.2.a'da PD yapılan tankların zamana bağlı olarak iç basınç artışı ve belirli bir yüklemeden sonra PB'nın elde edilişi görülmektedir. Şekil 1.2.b'de ise farklı noktalara yerleştirdikleri gerinim ölçerlerden elde ettikleri verilerin zamana göre gerinim değerleri görülmektedir. Hem kaynak dikişli hem de kaynak dikişi olmayan tank tasarımı yaparak imalatını gerçekleştirmişlerdir. İç basınç yüklemesi ile bu tankların deformasyon bölgelerini araştırmışlar, böylece bu tip tankların üretimi ve dayanıklılıkları hakkında bilgi vermişlerdir [1].



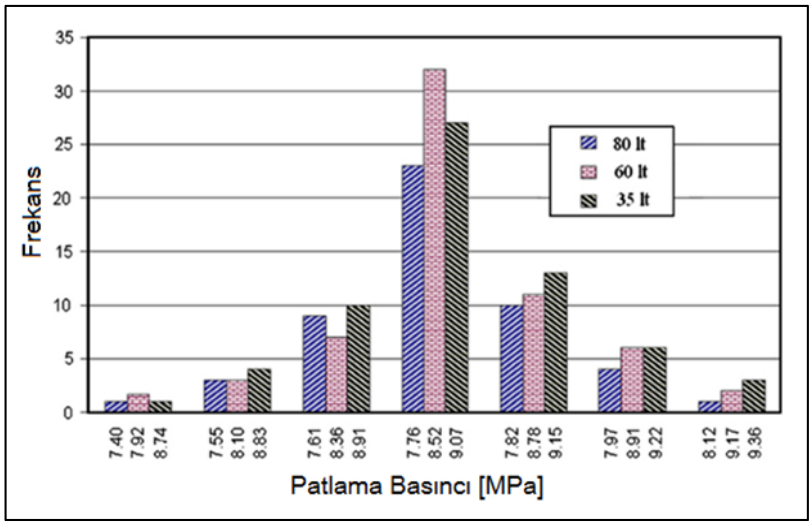
Şekil 1.1. Patlatılmış deney tankı [1]



(a) (b)

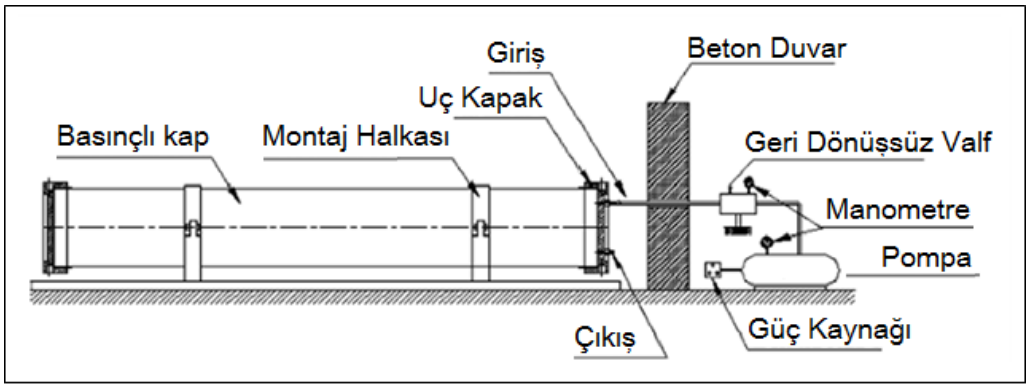
Şekil 1.2. PD sonuçları, a) Basınç - zaman grafiği, b) Gerinim - zaman grafiği [1]

Kaptan ve Kişioğlu (2007) çalışmalarında, taşıt LPG tanklarının PB'ları ve bölgelerinin tespiti için hem deneysel hem de simülasyon çalışmaları yapmışlardır. Bir firmanın imalatını yaptığı ve yaygın olarak kullanılan silindirik LPG tanklarını PD'lerine tabi tutmuşlardır. Sonlu elemanlar analiz programı ANSYS ile gerçekleştirdikleri eksenel simetrik modellemeye, çekme deneyi (ÇD) ile elde edilen malzeme karakteristiklerini girerek kademeli bir iç basınç yüklemesi yapmışlardır. Analiz sonucunda kritik bölgelerdeki düğüm noktalarının durumlarını inceleyerek PB'larını belirlemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda farklı hacimlerdeki tankların PB değerleri Şekil 1.3'de grafik halinde görülmektedir. PD'leri ile bilgisayar simülasyonunun birbiri ile karşılaştırmalarını yaparak PB'ları ve bölgelerinin birbiriyle örtüştüğü sonucuna varmışlardır [2].



Şekil 1.3. Tankların PB değerleri [2]

Rajan ve diğ. (2002) çalışmalarında; dikişsiz soğuk şekillendirmeli ince cidarlı BK'ların PB'larının deneysel olarak belirlenmesi başlıklı araştırma yapmışlardır. Soğuk şekillendirmeli tüpler için Şekil 1.4'de görüldüğü gibi bir hidrolik basınç deney düzeneği kurmuşlardır. Kritik basınç uygulamalarında BK'ların tasarımında iki tür deformasyon içerdiğine değinmişlerdir. Bunlardan biri geçici deformasyon, diğeri ise BK'ın patlamasına sebep olan kalıcı deformasyon olduğunu belirtmişlerdir. Şekil 1.5'de patlatılmış BK'lar görülmektedir. Buna göre silindirik şekilli tankların eksenlerine paralel bir yarılma meydana geldiği görülmektedir. PB'nın maksimum çalışma basıncının üzerindeki yüklemelerde, yani güvenlik katsayısını aştığı durumlarda meydana geldiğine değinmişlerdir. Kritik uygulamalar için PB'larının belirlenmesinin BK'lar için çok önemli olduğunu belirtmişlerdir. Deneysel çalışmalar sonucunda dikişsiz soğuk şekillendirme metoduyla imalatı gerçekleştirilen BK'ların PB'larının daha yüksek olduğu sonucuna ulaşmışlardır [3].

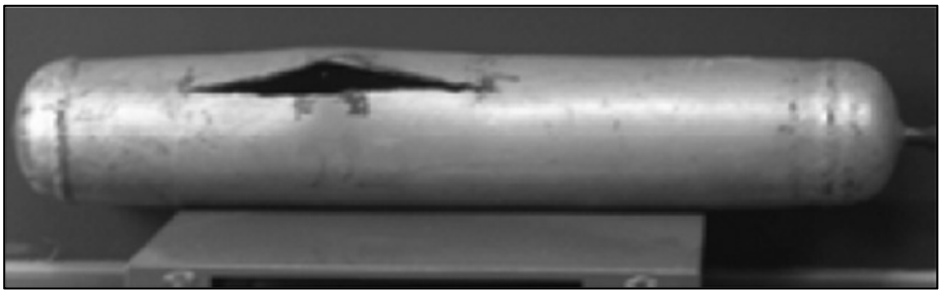


Şekil 1.4. Soğuk şekillendirmeli tüplerin hidrolik basınç deney düzeneği [3]



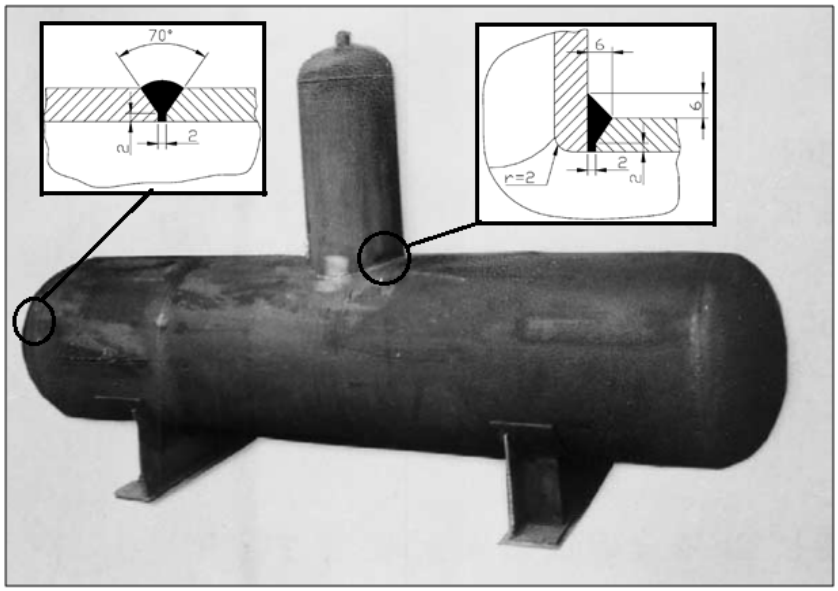
Şekil 1.5. Patlatılmış tüpler [3]

Brabin ve diğ. (2011) çalışmalarında; yumuşak çelikten imal edilmiş silindirik kabın PB'nı konu almışlardır. Deformasyon kriterlerini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir. Şekil 1.6'da görüldüğü gibi BK'lara iç basınç uygulayarak patlatmışlardır. Deneysel çalışmalarla nümerik hesaplamaların uyumlu olduğu sonucuna ulaşmışlardır [4].

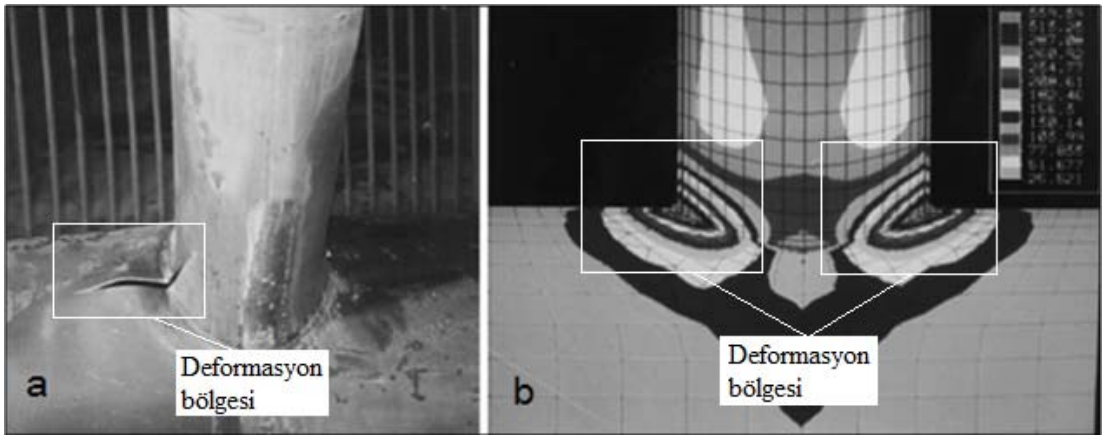


Şekil 1.6. BK'ın patladıktan sonraki plastik deformasyonu [4]

Sang ve diğ. (2002) çalışmalarında; silindirik bir BK'ın akışkan doldurma ağzını kaynak detayları ve iki kabın birbirine birleştirilmiş halinin Şekil 1.7'de görüldüğü gibi küçük bir BK olacak şekilde tasarlamışlardır. Yeni tasarladıkları BK'ın PB'larını araştırmışlardır. Hem deneysel hem de sonlu elemanlar metodu (SEM) kullandıkları çalışmalarında bir PD düzeneği kurarak PB'larını tespit etmişlerdir. Patlama bölgesi olarak Şekil 1.8.a'da görüldüğü gibi birleştirilmiş iki BK'ın kesiştiği bölgede meydana geldiğini gözlemlemişlerdir. Şekil 1.8.b'de görüldüğü gibi SEM ile yaptıkları analizlerde deneysel sonuçlarla uyumlu çıktılar elde etmişlerdir [5].



Şekil 1.7. Deneyde kullanılan BK'ın konfigürasyonu [5]



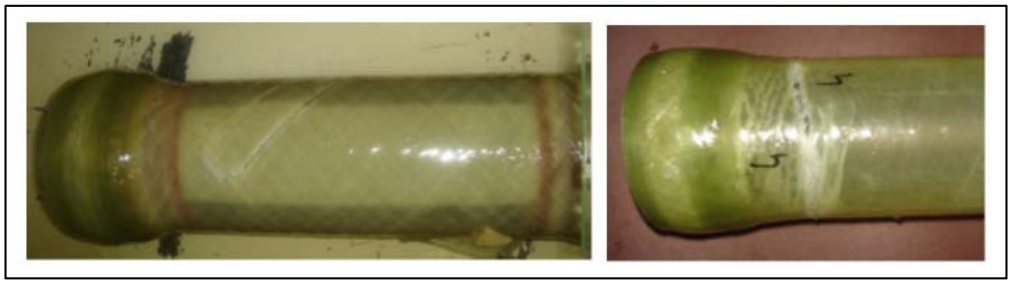
Şekil 1.8. Tank tasarımı, a) Deneysel tank tasarımı, b) SEM tasarımı [5]

Önder ve diğ. (2009) çok katmanlı kompozit BK'ların patlama yükleri isimli çalışmalarında, fiber malzemenin sarım açılarına göre PB'larını araştırmışlardır. Çalışmalarında farklı sarım açısına sahip tüpler imal ederek PD'ine tabi tutmuşlardır. Deneyleri Şekil 1.9'da görülen düzenekte gerçekleştirmişlerdir. Farklı sıcaklıklarda ve farklı sarım açılarında imal edilen tüplerin PB'larını hem deneysel hem de SEM kullanarak analiz etmişlerdir. Böylece fiberin optimum sarım açısı değerlerini tespit etmişlerdir. Farklı sarım açılarında kompozit tüplerin deformasyonu Şekil 1.10'da görülmektedir. Şekil 1.10.a'da 75° sarım açılı ve Şekil 1.10.b'de ise 45° sarım açılı olan tüplerin deformasyona uğramış hali görülmektedir. Ayrıca optimum sarım açısının Şekil 1.11'deki grafikte görüldüğü gibi 55° olduğunu deneysel çalışmalar sonucunda ortaya koymuşlardır. Analitik ve deneysel çözümleri SEM ile elde

ettikleri sonuçlarla kıyaslamışlardır. Bu çözüm türlerinin birbiri ile arasında uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir. Optimum sarım açısında PB'nın 11 MPa basınca ulaştığını tespit etmişlerdir. Diğer taraftan kompozit malzemenin dayanımının yüksek sıcaklıklarda meydana gelen termal gerilmelerle azaldığı sonucuna ulaşmışlardır [6].

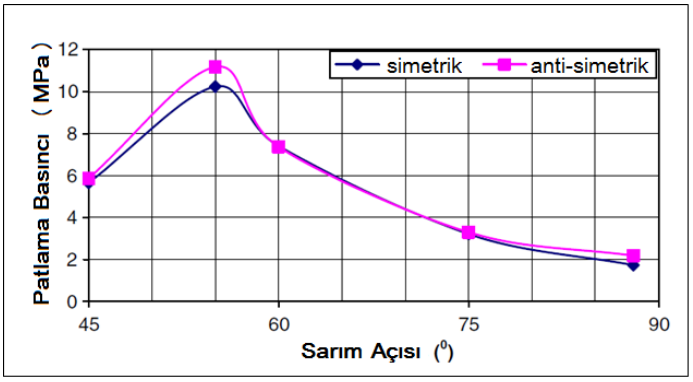


Şekil 1.9. PLC kontrollü deney düzeneği [6]



(a) (b)

Şekil 1.10. Tüplerin deformasyonu, a) 75° sarım açılı, b) 45° sarım açılı [6]

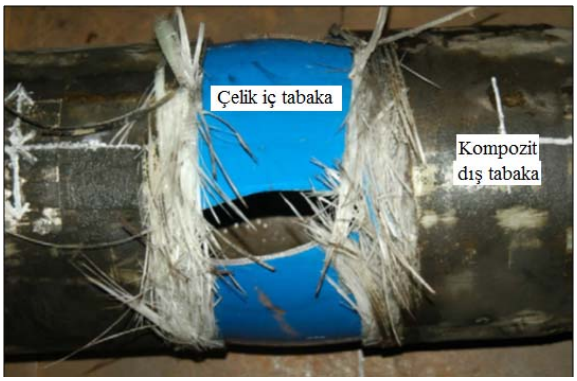


Şekil 1.11. Sarım açısı değişiminin PB'na etkisi [6]

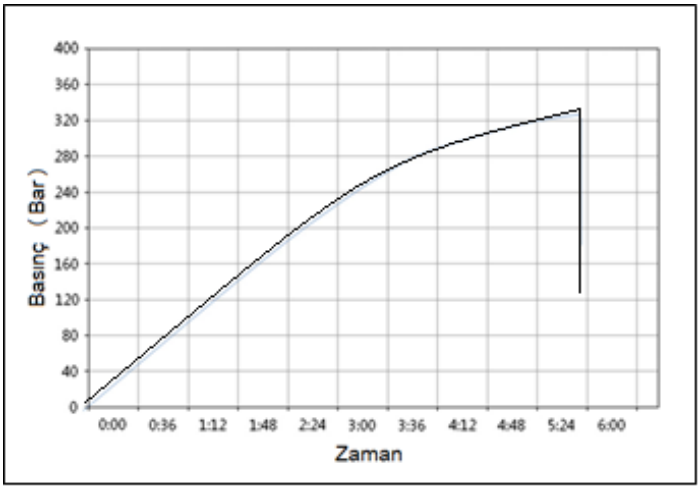
Sıkıştırılmış Doğal Gaz (CNG) kompozit BK'ın risk analizini tespit için Kim ve diğ. (2003) yaptıkları çalışmalarında bir otobüste kullanılan kompozit CNG tankının patlaması sonucu meydana gelen kazayı irdelemişlerdir. Benzer kazaların önlenmesi ve yeni BK tasarımı için yol göstermesi amacıyla kazayı incelediklerine değinmişlerdir. Deformasyona uğrayan CNG tankını detaylı bir şekilde değerlendirerek patlamanın sebepleri üzerine araştırmalar yapmışlardır. Şekil 1.12'de görüldüğü gibi patlayan CNG tankının çatlak ilerleme yönünü tanımlamışlardır. Diğer taraftan, aynı tankları Şekil 1.13'de görüldüğü gibi deneysel olarak da patlatarak sonuçlarını incelemişlerdir. İç kısmı çelik, dış kısmı ise kompozit malzeme ile kaplı olan CNG tankının Şekil 1.14'deki gibi 330 bar basınçta patladığını, SEM kullanarak yaptıkları simülasyon çalışmalarının deneysel çalışmalarla uyumlu olduğunu ortaya koymuşlardır. Deformasyona uğrayan tankın mikro yapısını araştırmak için taramalı elektron mikroskobu (TEM) ile araştırmalar yapmışlardır [7].



Şekil 1.12. Patlayan tankta çatlak ilerleme yönünün tanımlanması [7]



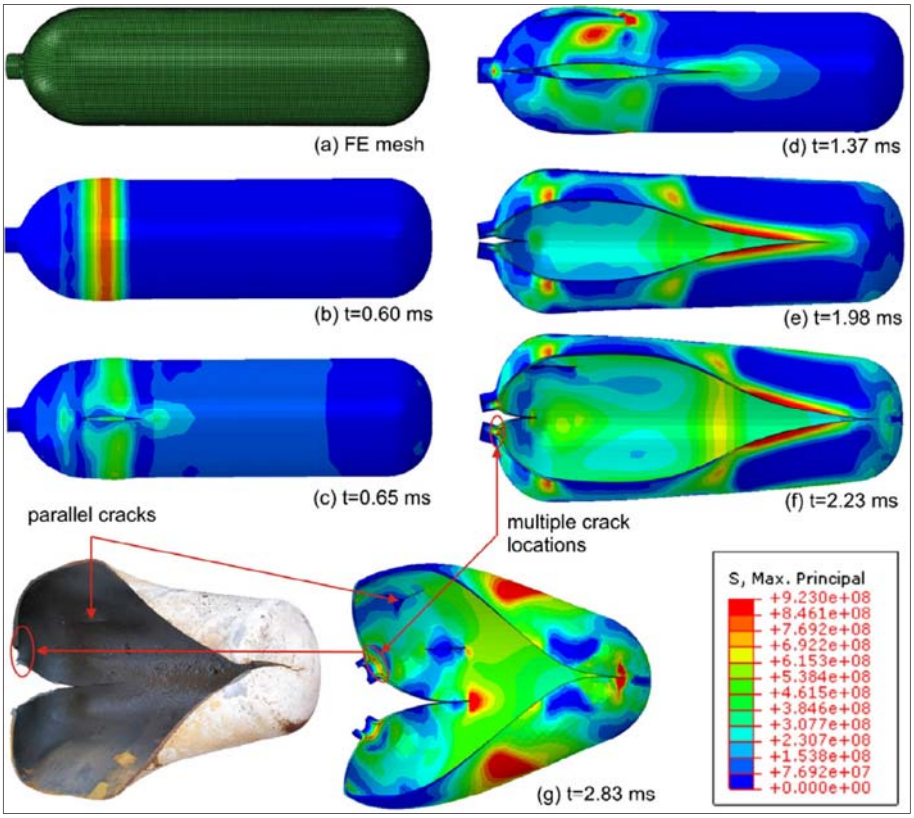
Şekil 1.13. Kontrollü deneysel patlatma [7]



Şekil 1.14. CNG tankının PB grafiği [7]

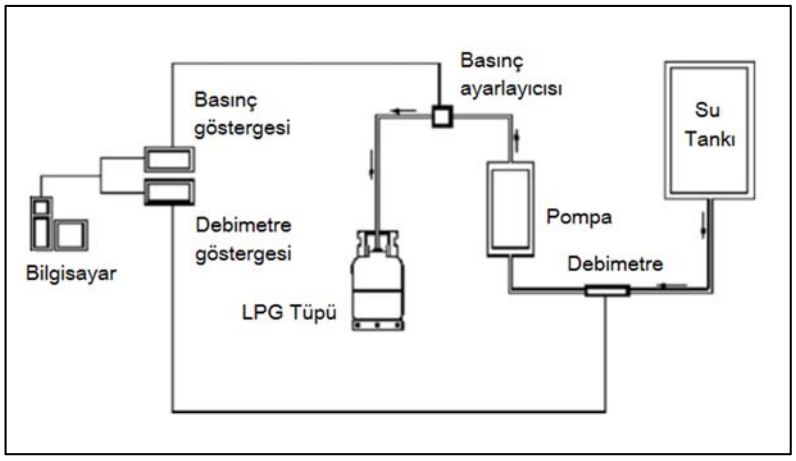
CNG tankının patlamasının ana nedeninin yakıt tankını otobüse sabitlemek için kullanılan cıvata ile tutturulan kelepçe ve tank arasındaki gevşek bağlantı ile oluşan sürtünme sonucu aşıntı meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Bu hareketli etkinin kompozit CNG tankının kritik olarak zarar görmesine sebep olduğundan tankın dayanımını zayıflattığı sonucuna ulaşmışlardır. Bu tip hasarların önüne geçmek için yeni bir kelepçe ve cıvata tasarımı gerektiğini belirtmişlerdir. CNG tanklarının görsel muayenesinin ve yapısal sağlığını kontrol etmek için bir izleme sistemi geliştirilmesinin zorunlu olduğu önerisinde bulunmuşlardır [7].

Mirzaei ve diğ. (2013) patlamış CNG yakıt tankının çatlakları ve deformasyonunun sonlu elemanlar simülasyonu konulu çalışmalarında, yakıt dolumu sırasında patlama meydana gelen bir CNG tankını incelemişlerdir. Şekil 1.15'de tankın çatlak ilerleme şekli ve deformasyon geometrisi görülmektedir. Şekil 1.15.a'da sonlu elemanlar modeli; b'den g'ye kadar ise zamana göre sırasıyla 0,60 ms ile 2,23 ms arasında CNG tankının deformasyonu görülmektedir. Deneysel çalışmalardan elde ettikleri deformasyona uğramış tank görünümünün sonlu elemanlar analizi ile elde edilen simülasyon sonuçlarına benzerliğine dikkat çekmişler ve bunun uygun bir sonlu elemanlar analizi olduğuna vurgu yapmışlardır. Tankın içinde bir oksitleyicinin varlığına işaret etmektedirler. Silindir ucunun alev alması sonucu CNG tankının patladığını belirlemişlerdir [8].

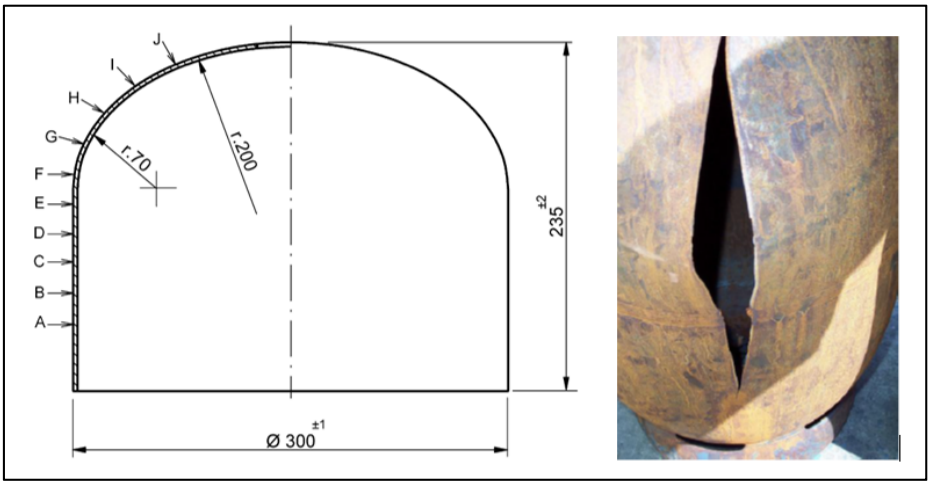


Şekil 1.15. Tankın patlamış görünümü ve sonlu elemanlar analizi [8]

Aksoley ve diğ. (2008) çalışmalarında mutfak tüpü olarak bilinen LPG tüplerinin PB'larını belirlemek için Şekil 1.16'daki gibi deneysel çalışma tesisatı kurarak PD'lerini gerçekleştirmişlerdir. PD parametrelerinin incelenmesinde, LPG tüplerinin imalatı için kullanılması gereken sac malzemeyi seçerek bu malzemeye göre TS 55 EN 1442 standardınına göre tasarım hesabı yapmışlardır. Hesaplamayla ortaya çıkan minimum sac kalınlığı değerini ele alıp LPG tüplerinin üretimini gerçekleştirmişlerdir. 300 mm nominal dış çap ölçüsü ve 26,2 lt minimum su kapasitesine sahip olan LPG tüplerini 2,8 mm ve 3 mm nominal sac kalınlığı kullanarak üretimini yapmışlardır. Normalizasyon ısıl işleminden geçirerek PD'lerini yapmışlardır. Bu tüplerin cidar kalınlığı değişimini Şekil 1.17.a'da görüldüğü gibi A'dan J'ye kadar gösterilen aralıklarla ölçerek tespit etmişlerdir. Şekil 1.17.b'de görüldüğü gibi LPG tüpündeki yırtılma yerlerini incelemişler, imalat şartlarına göre değişen değerlerini karşılaştırmışlardır. 3B sonlu elemanlar modeli kullanarak deneysel sonuçlarla kıyaslamışlardır. Elde ettikleri sonuçlarda bu iki metodun birbiriyle uyumuna dikkat çekmişlerdir [9].



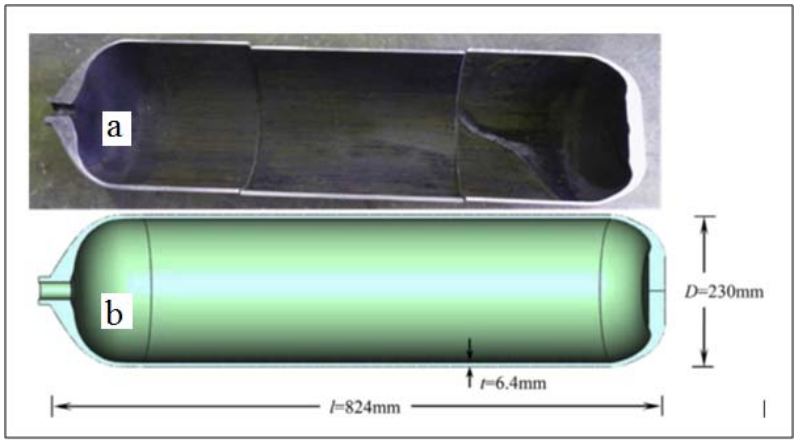
Şekil 1.16. LPG tüpü PD tesisat şeması [9]



(a) (b)

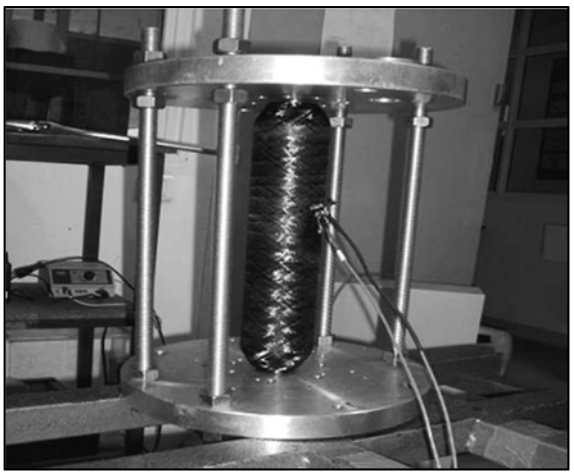
Şekil 1.17. LPG tüpü, a) Cidar kalınlığı ölçümü, b) Patlatılmış tüp [9]

Lie ve Li (2014) çalışmalarında tamamı metal malzemeden imal edilen ve Tip 1 olarak bilinen CNG silindirinin deformasyon değerlendirme şeması kullanarak PB'nı tayin etmişlerdir. Deneye tabi tutulan CNG silindirlerinin kesitleri Şekil 1.18'de görülmektedir. Şekil 1.18.a'da imalatı tamamlanmış bir tankın kesiti, Şekil 1.18.b'de ise sonlu eleman analizi için tasarlanan modelin kesiti görülmektedir. Tankların lineer elastik ve plastik çökme davranışlarını incelemişlerdir. Çeliğin kırılma tokluğunu ve gerilme-gerinim eğrilerini saptamak için Charpy darbe V çentik ve ÇD yapmışlardır. Silindirin sonlu elemanlar modelini oluşturmak için bu verileri kullanmışlardır. Sonuçta silindirdeki deformasyonun plastik çökme ve çatlağın bir kombinasyonundan meydana geldiğine vurgu yapmışlardır [10].



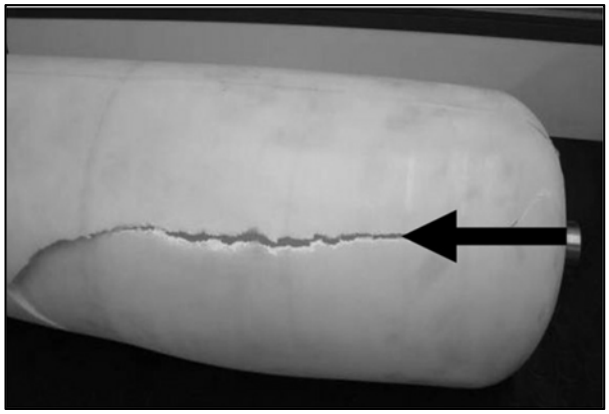
Şekil 1.18. CNG tankının kesit görünümü ve 3B modeli [10]

Hocine ve diğ. (2009) iç basınca maruz filaman sarımı ile takviye edilmiş metal kabın silindirik kısmının analitik ve deneysel olarak incelenmesi konulu çalışmalarında, imal ettikleri hidrojen tankına Şekil 1.19'da görüldüğü gibi deney düzeneği tasarlayarak iç basınç uygulamışlardır. Kabın maruz kaldığı iç basınç etkisini hem deneysel hem de analitik olarak incelemişlerdir. Ayrıca sonlu elemanlar analizlerini de gerçekleştirmişlerdir. Hidrojen tankının metal kısmını elasto-plastik malzeme olarak, kompozit kısmını ise anizotropik elastik malzeme olarak kabul etmişlerdir. Fiber malzeme sarım açısının etkilerini incelemek için farklı açılarda sarımlı hidrojen tankları imal etmişlerdir. Hesaplanan PB ile deneysel olarak elde ettikleri PB'ları arasında maksimum % 16 fark olduğunu belirlemişlerdir. Aralarında iyi bir korelasyon olduğu sonucuna ulaşmışlardır [11].



Şekil 1.19. Deney numunesi için özel konumlandırma cihazı [11]

Barboza ve diğ. (2011) düşük doğrusal yoğunluklu ve yüksek yoğunluklu polietilen kompozit BK'ın deneysel ve nümerik analizi konulu çalışmalarında; iç kısmı alüminyum, dış kısmı ise kompozit malzeme ile kaplanmış tankların PB'larını incelemişlerdir. Simülasyon ve deneysel çalışmaların tankın imalatı için gerekli parametrelerin tanımlanmasında önem teşkil ettiğine değinmişlerdir. Şekil 1.20'de hidrostatik deney ile patlatılmış bir polietilen tankı görülmektedir. Kompozit astarın cidar kalınlığı 9,5 mm seçtiklerinde PB 1,23 MPa, 12,5 mm'de 1,62 MPa, 13,9 mm'de 1,84 MPa ve 15,3 mm'de 2,0 MPa olarak elde etmişlerdir. Deneysel çalışmalardan elde ettikleri verilere göre alüminyum tabakanın üzerine kaplanan kompozit astarın 2-2,2 MPa basınca dayanabilmesi için en ideal kalınlığının 15-16 mm olması gerektiği sonucuna ulaşmışlardır [12].



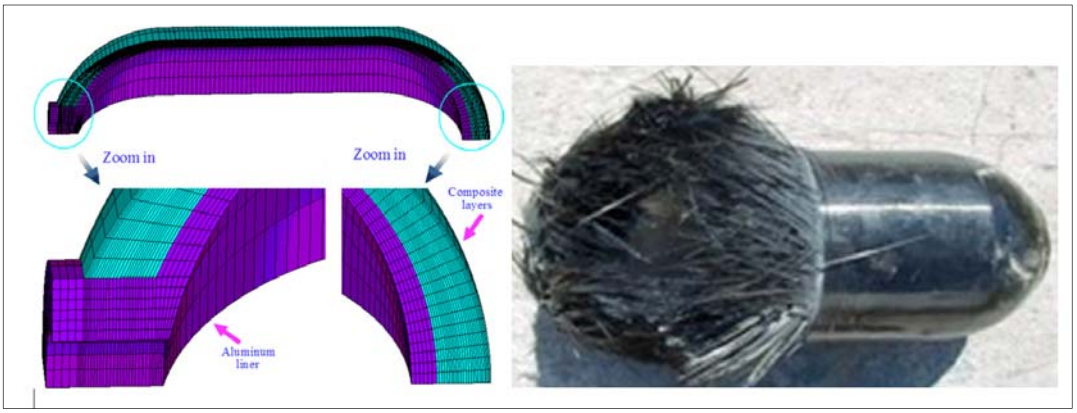
Şekil 1.20. Patlatılmış bir polietilen tankı [12]

Christopher ve diğ. (2002) uzay araçlarında kullanılan silindirik BK'ların hasar basınçları üzerine bir kıyaslama çalışması yapmışlardır. Roket motorunda kullanılan bir BK'ın öncelikle hafif olması gerektiği, diğer taraftan ise iç statik basınç ile dinamik ve termal basınçlara da uçuş boyunca dayanması gerektiğine değinmişlerdir. Kapalı uçlu silindirik kapların maksimum basınç değerlendirmesini deney verileri ile sıklıkla tercih edilen prosedürler ve teorileri kullanılarak değerlendirmişlerdir. Şekil 1.21'de hidrolik PD uygulanmış bir tankın deney sonrası durumu görülmektedir. Deneysel verilerini farklı hasar kriterlerine göre ayrı ayrı incelemişler ve aralarındaki sapmaları incelemişlerdir. Uzay araçlarında kullanılan BK'ların tasarımında sıklıkla tercih edilen hasar kriterlerine göre kıyaslamalar yapmışlardır [13].



Şekil 1.21. Patlatılmış ESR 15CDV6 tankı [13]

Liu ve diğ. (2012) kompozit hidrojen depolama tankları için sayısal simülasyon ve optimal tasarım üzerine bir inceleme, başlıklı çalışmalarında iç kısmı alüminyum, dış kısmı ise kompozit olarak imal edilen tanklara PD'leri uygulamışlardır. İlk aşamada hasar özellikleri ve kompozit kabın hasar mekanizmalarını öngörmek için hasar modellemesi ile ilgili yöntemleri gözden geçirmişlerdir. İkinci aşamada, kompozit BK'ın PB ve kullanım ömrünü tahmin etmek için bir araştırma yapmışlardır. Son aşamada ise ideal bir tasarım için kompozit kabın ağırlığının azami ölçüde azaltılması gerektiğine değinerek buna yönelik çalışma yapmışlardır. Şekil 1.22.a'da BK'ın SEM ile modellenmesi, Şekil 1.22.b'de ise PD uygulanmış bir tank görülmektedir. SEM kullanarak yaptıkları parametrik tasarım ve deneysel çalışmalardan elde ettikleri sonuçlara göre optimum bir tasarım ortaya koymuşlardır [14].

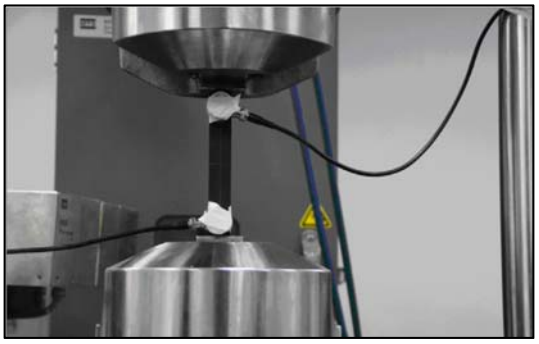


(a) (b)

Şekil 1.22. Kompozit tank, a) Sonlu elemanlar modeli, b) Patlatılmış tank [14]

Liu ve diğ. (2012) kompozit BK'ların ölçek bazlı hasar analizi ve mikromekanik hasar modellemesi konulu çalışmalarında; iç tabakası alüminyum, dış tabakalar ise

kompozit malzemelerden oluşan BK'ların deneysel ve SEM kullanarak PB'larını tespit etmişlerdir. Modellemeleri ANSYS-APDL kodlarını kullanarak yapmışlardır. Modellerde malzeme karakteristikleri ile ilgili kullandıkları sayısal değerleri Şekil 1.23'de görüldüğü gibi ÇD ile elde etmişlerdir. Geliştirdikleri modellerde iki BK için PB'larının sırasıyla 102 MPa ve 94 MPa değerlerinde olduğunu tespit etmişlerdir. Şekil 1.24'de PD yapılmış bir tank görülmektedir. Deneysel çalışmalardan PB'nın sırasıyla 106 MPa ve 100 MPa olmak üzere birbirine yakın değerler elde etmişlerdir. Simülasyon sonuçlarının PD'leri ile uyumlu olduğunu tespit etmişlerdir [15].



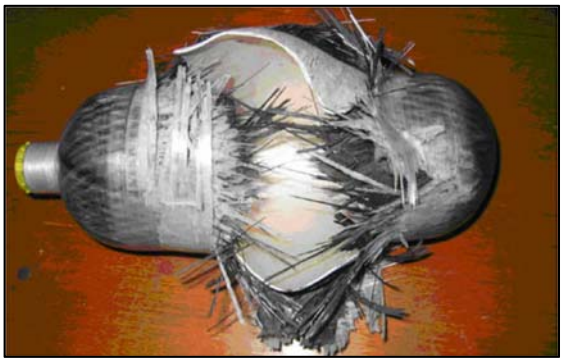
Şekil 1.23. Kompozit malzeme ÇD [15]



Şekil 1.24. 74 lt'lik kompozit BK'ın patlatılması [15]

Xu ve diğ. (2009) alüminyum tank üzerine kompozit kaplama yapılması ile imal edilen hidrojen depolama tanklarının PB'larını belirlemek için deneysel ve sonlu elemanlar analizini gerçekleştirmişlerdir. Karbon fiber/epoksi kompozitlerin hidrojen yakıt hücreli araçlar alanında yüksek basınçta hidrojen depolamak için hafifliğinden dolayı tercih edildiğine ve buna bağlı olarak da hızla geliştiğine değinmişlerdir. 3B parametrik sonlu eleman modeli geliştirerek hasar durumlarını değerlendirmişlerdir. Kompozit kapların hasar gerinimlerinin hesaplanması ve farklı hasar kriterlerinin etkilerinin çalışıldığı parametrik hesaplamaları deneysel sonuçlarla

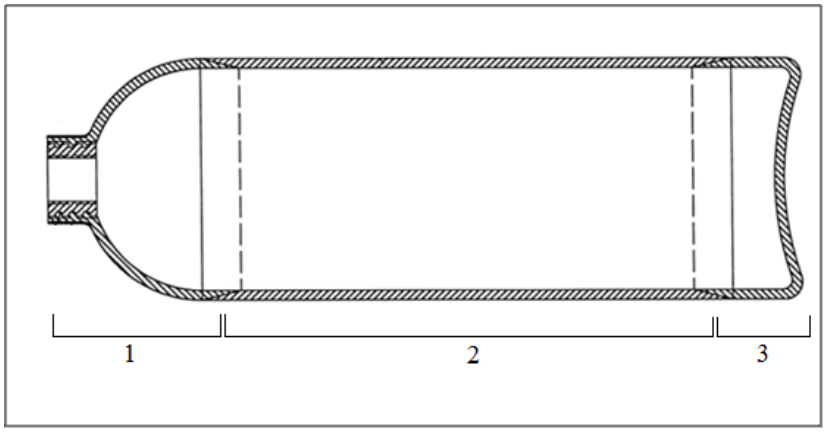
karşılaştırmışlardır. Simülasyon çalışmalarındaki kompozit elemanların 30 MPa basınç sonrasında bir miktar hasara uğradığını, büyük hasarın ise 120 MPa basınçtan sonra meydana geldiğini belirlemişlerdir. Şekil 1.25'de deneye tabi tutulan tankın deformasyona uğramış hali görülmektedir. Deneysel çalışmalarda gerçek kompozit BK'ın PB'nın 125-126 MPa arasında olduğu sonucuna ulaşmışlardır [16].



Şekil 1.25. Patlatılmış tank görünümü [16]

Hat boruları için PB'nın değerlendirmesi konulu çalışmalarında Zhu ve Leis (2012) teorik ve ampirik çözümler yapmışlardır. Zaman içinde teorik, sayısal ve deneysel araştırmalar, iç basınç altındaki borular ve BK'lar için patlama hasarını ve plastik çökmeyi tespit etmek için çok sayıda ampirik ve analitik denklemlere yol açmış olduğuna değinmişlerdir. PD için ayrı ayrı PB'larını belirlemişlerdir. Maksimum hasar basıncı miktarının, malzeme özelliklerine, boruların çaplarına ve cidar kalınlıklarına bağlı olduğunu belirtmişlerdir [17].

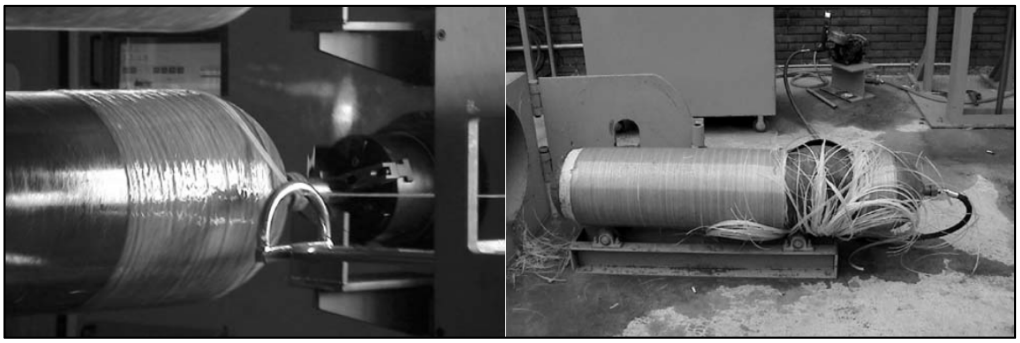
Chang, (2000) çok katmanlı kompozit BK'ların ilk hasarının deneysel ve teorik analizi konulu çalışmasında, kompozit BK'ın hasar basınç yükünün saptanmasını araştırmıştır. Kompozit malzemeden yapılan BK'lardan, düşük malzeme miktarı ve en iyi dayanım beklendiğine değinmiştir. Şekil 1.26'da görüldüğü gibi üç parçadan meydana gelen bir BK tasarımı yaparak deneysel olarak incelemiştir. Buna göre hasar başlayana kadar 1,4 kgf/cm^2 basınç yüküne dayanabildiğini ortaya koymuştur. Diğer taraftan fiberlerin sarım açılarını optimize ettiğinde en iyi değerin 54° olduğunu tespit etmiştir. Teorik ve deneysel çalışmalar arasındaki bu farkın % 1'den daha az olduğunu ortaya koymuştur. Deneysel sonuçların katmanlı kompozit BK'ın hasarlarını tespit etmek için de etkili ve verimli olduğu sonucuna ulaşmıştır [18].



Şekil 1.26. Katmanlı kompozit BK'ın şematik diyagramı [18]

Tomioka ve diğ. (2012), sıkıştırılmış hidrojen tanklarının YÇS'na sıcaklık ve basıncın etkisi, konulu çalışmalarında hidrolik basınç kullanarak tankların YÇS'larını tespit etmişlerdir. Bunun için farklı sıcaklıklarda iç basınç uygulamışlardır. BK'lara termokupullar bağlayarak deneye tabi tutmuşlardır. -40 C° ve 15 C° sıcaklıklarda YÇS'nın hemen hemen eşit olduğunu belirlemişlerdir. Ancak 85 °C'de YÇS'nın çok azaldığını, en yüksek YÇS'nın oda sıcaklığındaki deneylerden elde edildiğini tespit etmişlerdir [19].

Choi ve diğ. (2004) iç kısmı metal, dışına ise kompozit filamanların sarılması şeklinde üretilen bir CNG tankının imalatı ve bu tankı imal etmek için gerekli olan otomatik tasarım sisteminin geliştirilmesini konu edinmişlerdir. Özellikle havacılık sanayinde düşük ağırlığın yanında yüksek basınç dayanımlarının talep edildiğine vurgu yapmışlardır. Geleneksel metal BK'a göre daha dayanımlı olduğunu belirttikleri çalışmalarında Şekil 1.27.a'da görüldüğü gibi metal kısmın üzerine filaman sarma işlemini gerçekleştirerek imalatını yapmışlardır. Tasarım hızını artırmak ve gerekli zamanı azaltmak için AutoCAD ve ANSYS yazılımlarını kullanarak yeni bir bilgisayar programı geliştirmişlerdir. İmalatını gerçekleştirdikleri BK'a PD'leri ve SEM kullanarak analizlerini yapmışlardır. Çalışmalarının sonucunda yalnızca metal malzemeden imal edilen tankın 290 bar basınçta patladığını, ancak filaman sargılı bir kabın ise Şekil 1.27.b'de görüldüğü gibi standartta öngörülen minimum PB olan 475 bar değerini aşarak 618 bar PB'na ulaştığını tespit etmişlerdir [20].



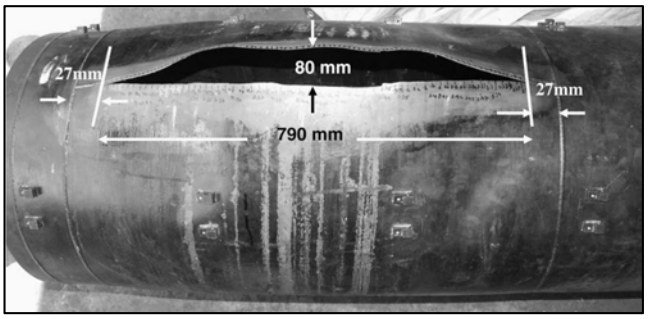
(a) (b)

Şekil 1.27. CNG tankı, a) Metalin filamanla sarılması, b) PD görünümü [20]

Sharma ve diğ. (1998) düşük alaşımlı ve yüksek dayanımlı çelikten yapılan BK'ın hasarı konulu çalışma yapmışlardır. Tasarım basıncı (TB) 165 bar olan bir BK'ın 110 bar basınçta kaynak bölgesinden hasar meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Yarı eliptik yüzeyde BK'ın üretim sürecinde meydana gelen çatlağın kaynak bölgesinde hasara sebep olduğunu saptamışlardır. BK'dan çıkardıkları numuneleri ÇD'ne tabi tutarak gerilme değerlerini elde etmişlerdir. İmalat aşamasında büküm bölgesinin cidar kalınlığının yerel olarak azalmasının, gerilmenin bu bölgede artmasına sebep olduğu ve TB seviyesinin çok daha altındaki basınçlarda hasara uğradığını belirlemişlerdir [21].

Jha ve diğ. (2010) çalışmalarında 560 mm çaplı çelik BK'ın metalürjik hasar analizi konusunu incelemişlerdir. Düşük alaşımlı ve yüksek dayanımlı çelik malzeme kullandıkları BK'ın silindirik bölgesi rulo şeklinde bükülerek, kapakları ise bu silindirik kısma Tungsten Soygaz Kaynağı (TIG) ile birleştirme metodunu kullanarak imal etmişlerdir. Basınç deneyleri sonucunda uzun kaynak dikişi boyunca ve kaynak hattından 15-30 mm uzakta akma meydana geldiğini tespit etmişlerdir. İmalatı tamamlanmış tankın cidar kalınlığının 2,52 mm ile 2,60 mm arasında olduğunu belirlemişlerdir. Şekil 1.28'de patlatılmış bir tankta meydana gelen yırtılma bölgesi görülmektedir. Patlamış tanktaki en düşük cidar kalınlığının ise yırtılmış olan bölgenin orta noktasında 2,00 mm olarak ölçüldüğünü belirtmişlerdir. Tanktan aldıkları numunelerin mikro fotoğraflarını çekerek hasar bölgesinin ve bu bölgeye yakın kısımların mikro yapılarını ayrı ayrı incelemişlerdir. Isıl işlem görmemiş bölgeden elde ettikleri akma dayanımı 580 MPa iken, ısıl işlem gördüğünde 990 MPa değere ulaştığını belirtmişlerdir. Özellikle kaynak hattına yakın bölgelerdeki yüksek

ısı nedeniyle oluşan malzemenin içyapısındaki değişikliklerin PB değerini düşürdüğünü tespit etmişlerdir [22].



Şekil 1.28. Tankın yırtılma bölgesi açıklığı [22]

Madhavi ve diğ. (2011) kompozit BK'ın deneysel değerlendirmesi konulu çalışmalarında kompozit bir BK tasarlayarak geliştirmişlerdir. Hidrolik deneyler uygulayarak PB'na kadar yükleme yapmışlardır. Ayrıca tankın yüzey sürtünmelerini de incelemişlerdir. Şekil 1.29'da görüldüğü gibi deney düzeneği kurarak PD'lerini gerçekleştirmişlerdir. Deneyler sonucunda, PB'nın 8,2 MPa olduğunu ve patlama bölgesinin ise genleşme nedeniyle silindirik gövdede dolum ağzına yakın kısımda meydana geldiğini tespit etmişlerdir [23].



Şekil 1.29. BK deney düzeneği [23]

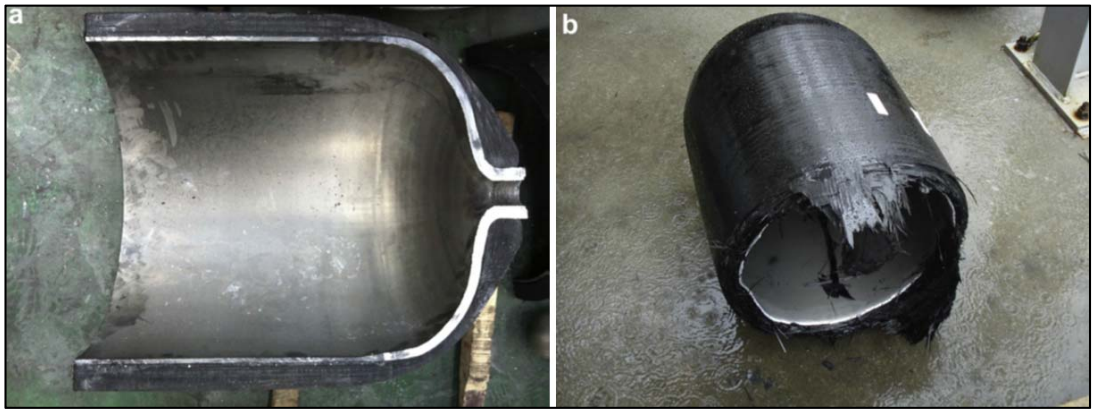
Son ve Chang (2012) çalışmalarında yakıt hücreli araçlar için tasarlanan ve karbon/epoksi dış sarım ile alüminyum iç tabakası bulunan hidrojen BK'ın model tekniklerinin değerlendirmesini incelemişlerdir. Çalışmalarında konu edindikleri tankı, 5 mm cidar kalınlığında alüminyum gövdenin üzerine 45 mm kalınlığında kompozit malzeme kaplayarak üretmişlerdir. Tablo 1.1'de tank üretimi için kullandıkları alüminyum ve karbon/epoxy malzemelerin mekanik özellikleri görülmektedir. Analitik çalışmaların yanı sıra SEM geliştirerek karşılaştırma yapmışlardır. İnceledikleri tankın Şekil 1.30.a'da kesit resmi görülmektedir. Şekil

1.30.b'de ise PD sonrası parçalanmış tank görülmektedir. Tankın 105 MPa basınçta deformasyona uğradığını, bu değerin 70 MPa olan servis basınç değerinin 1,5 katı olduğuna ve kullanımının güvenli olduğuna değinmişlerdir [24].

Tablo 1.1. Alüminyum ve karbon fiber malzeme özellikleri [24]

Alüminyum	Değer
E	68,26 GPa
υ	0,33
σ_{akma}	275,79 MPa

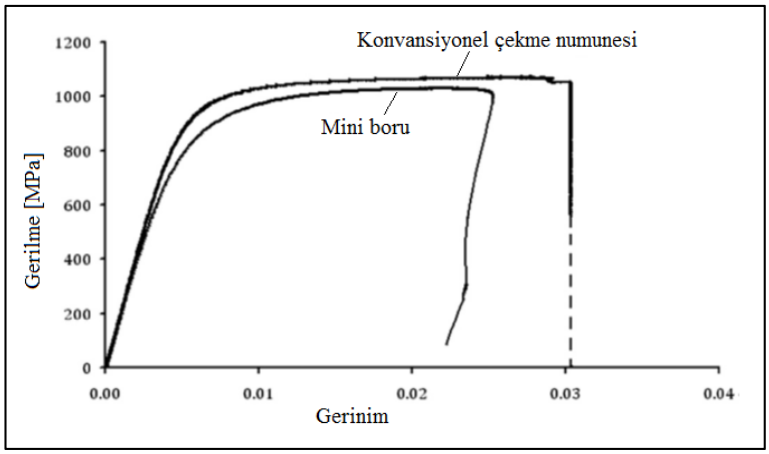
Karbon/Epoxy	Değer
E_1	161,74 GPa
E_2E_3	9,5 GPa
υ_{12} υ_{12}	0,33



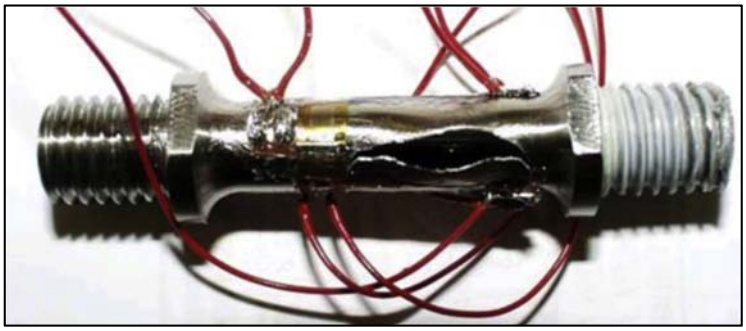
(a) (b)

Şekil 1.30. Hidrojen basınçlı tankı, a) Kesit alanı, b) PD sonrası görünümü [24]

Lasebikan ve Akisanya (2014) paslanmaz çelik borunun iç basınç ve eksenel gerilim ile yükseltilmiş sıcaklık altında PB'nın belirlenmesi konulu çalışmalarında küçük bir borunun her iki tarafına diş açarak sıkıştırmışlardır. Hem eksenel bir gerilim uygulamışlar, hem de 160 °C sıcaklığın üzerinde iç basınç uygulamışlardır. Böylece borunun PB'nı deneysel olarak belirlemişlerdir. Deneysel çalışmalar ile tahmini PB'nı öngördükleri modelleri karşılaştırmışlardır. PB değerlerini 22 °C'de 67,2 MPa, 90 °C'de 56,1 MPa, 110 °C'de 54,5 MPa ve 160 °C'de 45,4 MPa olarak belirlemişlerdir. Sıcaklığın 22 °C'den 160 °C'ye çıkarılmasının ortalama PB'nı % 30 düşürdüğünü tespit etmişlerdir. Şekil 1.31'de konvansiyonel çekme numunesi ve mini boru için gerilme-gerinim eğrisi görülmektedir. Şekil 1.32'de üzerine gerinim ölçerler yerleştirerek PB'na tabi tutulan mini borunun gövdesinde oluşan yarılma görülmektedir [25].

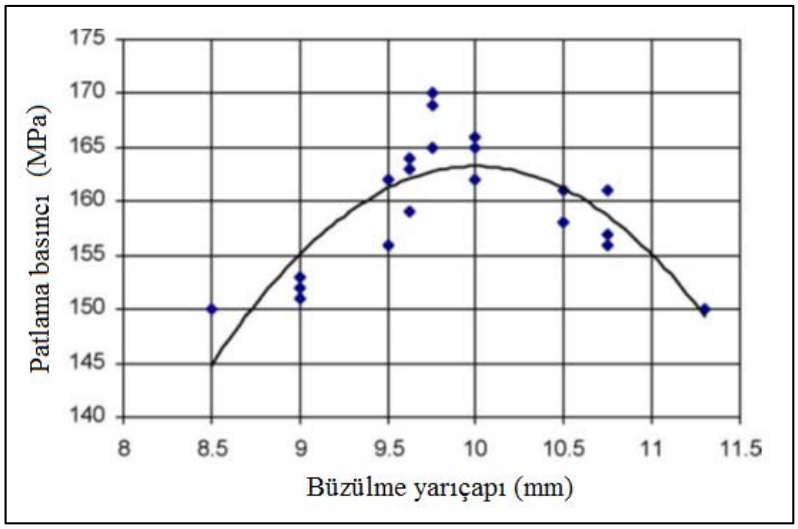


Şekil 1.31. Konvansiyonel çekme numunesi ve mini boru için gerilme-gerinim eğrisi [25]



Şekil 1.32. Basınç etkisiyle borunun yırtılması [25]

Majzoobi ve diğ. (2004) birleşik silindirlerde PB'nın deneysel ve sonlu elemanlar analizi konu çalışmalarında, alüminyum malzemeden imal edilmiş silindirlere iç basınç uygulamışlardır. Birleşik silindirin nümerik simülasyonlarını gerçekleştirmişlerdir. Sonlu elemanlar analizini kullanarak makul bir doğrulukta optimum büzülme yarıçapını tahmin etmişlerdir. Şekil 1.33'de büzülme yarıçapının PB'na etkisi görülmektedir. Diğer taraftan, deneysel çalışmalar da gerçekleştirmişlerdir. Deney numunesinin patlatmadan önce ve sonraki halleri Şekil 1.34'de görülmektedir. Deneysel çalışmalardan silindirin PB'nı 168 MPa, optimum büzülme yarıçapını ise 9,75 mm olarak elde etmişlerdir [26].

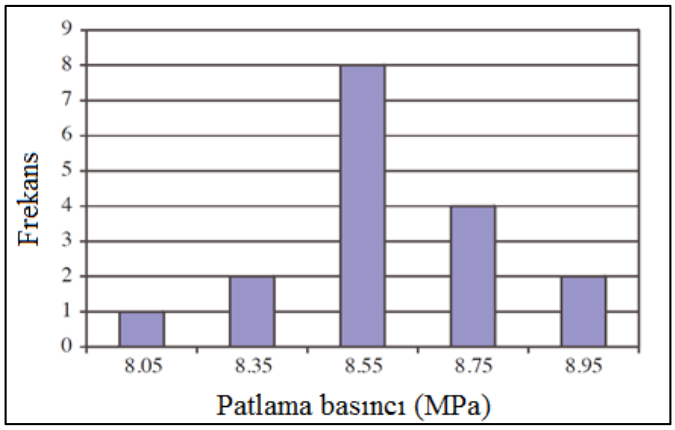


Şekil 1.33. Büzülme yarıçapının PB'na etkisi [26]



Şekil 1.34. Deney numunelerinin patlamadan önce ve sonraki görünümleri [26]

Kişioğlu, (2009) taşıt torisferik LPG tanklarının PD ve hacimsel genleşmesi konulu çalışmasında hem deneysel hem de SEM kullanmıştır. Hidrostatik PD'lerinin yanında tankın iç basınç yüklemesi sonucunda % 11 oranında hacim artışının meydana geldiğini tespit etmiştir. Şekil 1.35'de görüldüğü gibi deneysel çalışmalardan tankların PB'nın ortalama 8,5 MPa olduğunu, simülasyon çalışmalarından ise PB'nın 8,7 MPa olduğu sonucuna ulaşmıştır. Böylece deneysel ve SEM çalışmalarının birbiri ile iyi uyumlu olduğunu tespit etmiştir [27].

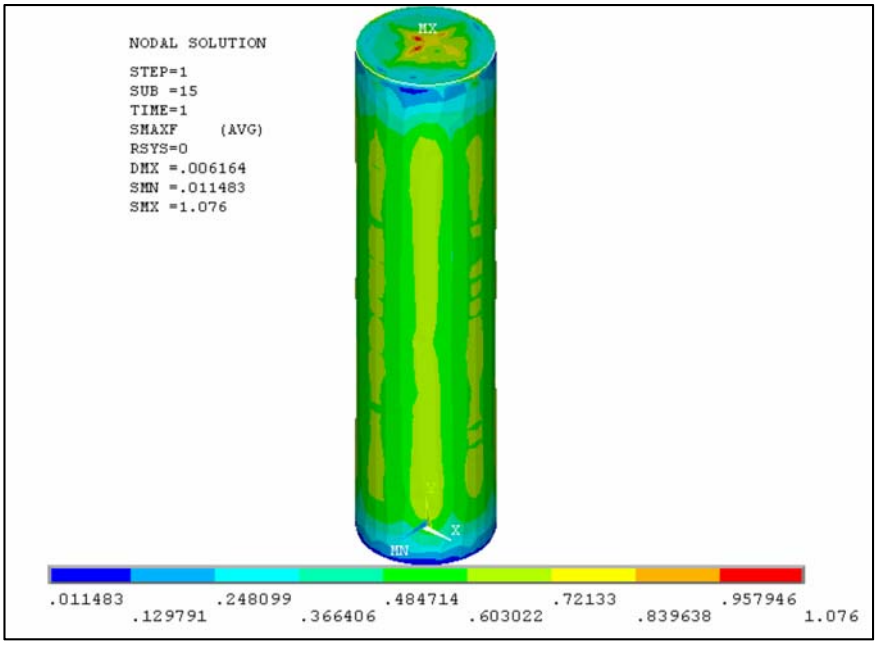


Şekil 1.35. Deneysel PB değerleri [27]

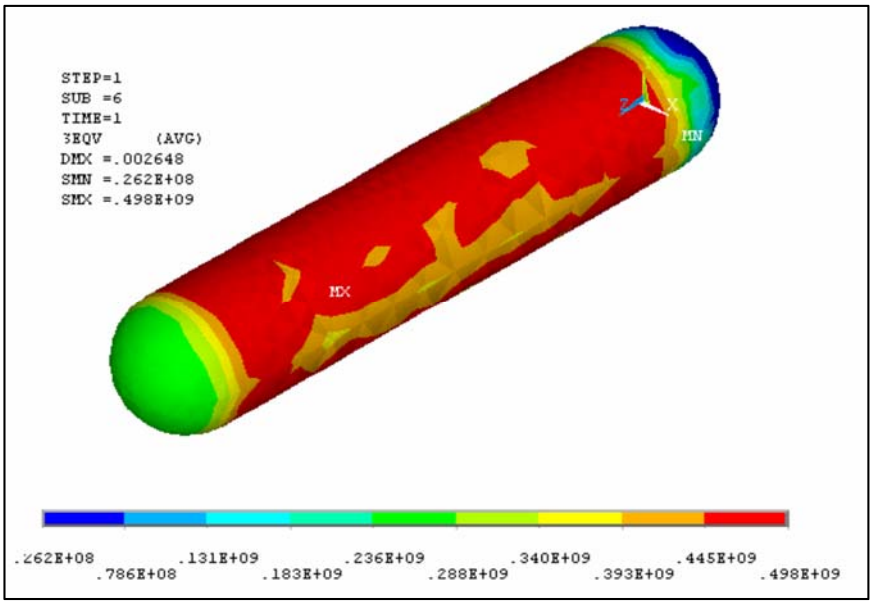
Kişioğlu, (2011) oval kesitli LPG tanklarının PB'larını saptadığı çalışmasında hem deneysel hem de 2B eksenel simetrik sonlu elemanlar analizi geliştirmiştir. PD'lerini başarılı bir şekilde gerçekleştirmiştir. Simülasyon çalışmaları için malzeme karakteristiklerini, imalatı tamamlanmış LPG tankının üzerinden keserek çıkartmış ve ÇD'ne tabi tutarak gerilme-gerinim eğrilerini elde etmiştir. Bu değerleri simülasyon çalışmalarında ANSYS programında kullanmıştır. Tankın patlama bölgeleri ile PB'larını tespit etmiştir. Diğer taraftan, simülasyon çalışmalarının deneysel sonuçlarla oldukça uyumlu olduğunu belirtmiştir [28].

Eruslu, (2008) ince cidarlı basınçlı tüplerin SEM ile analizi konulu çalışmasında; Amerikan Makine Mühendisliği Topluluğu (ASME) standartlarına uyumlu iki farklı malzemeden yapılmış basınçlı tüpün 2B ve 3B sonlu elemanlar modellerini oluşturmuştur. Farklı basınç değerleri altında iki ayrı malzeme için nonlinear statik analiz gerçekleştirmiştir. Çalışmasında 3B modeli, tasarım yönünden iki farklı şekilde incelemiştir. Elde ettiği gerilme sonuçları yardımıyla tüplerin hasarını değerlendirmiştir. PB'larını bularak tüp üzerindeki kritik bölgeleri belirlemiştir. Basınç etkisi altında PB'larını EN13445 ve TSE standartlarındaki kabul edilebilir maksimumçalışma basınçlarıyla (ÇB) karşılaştırmıştır. Mukavemeti düşük olan Amerikan Malzeme ve Test Topluluğu (ASTM) SA–202 malzemede radyal ve eksenel gerilme değerlerinin daha yüksek çıktığını tespit etmiştir. Bu malzemenin 30 MPa basınca kadar dayandıktan sonra hasara uğradığını belirlemiştir. ASTM-SA–353 malzemesinin 40 MPa basınca kadar dayandığına değinmiştir. Çalışmasında hasar durumu ve PB'larını maksimum gerilme kriterine göre belirlemiştir. Hasarı von Mises akma gerilmelerini inceleyerek değerlendirmiştir. Şekil 1.36'da maksimum

gerilme kriterine göre PB'larının belirlenmesi görülmektedir. Modelin kapak kısımlarını küresel şekle getirdiğinde PB'nın arttığını gözlemlemiştir. Bu modelde ASTM-SA–353 çelik tüp 60 MPa basınca kadar, ASTM-SA–202 çelik tüpte ise 42 MPa basınca kadar dayanabildiğini ortaya koymuştur. Şekil 1.37'de görüldüğü gibi yeni modelde ise kapak kısmındaki hasarın önlendiğine dikkat çekmiştir. Tasarımsal değişikliklerin hasar kısımlarında etkin olduğuna vurgu yapmıştır [29].



Şekil 1.36. ASTM SA 353 çelik tüpün 40 MPa basınçta maksimum gerilme kriterine göre hasar durumu [29]

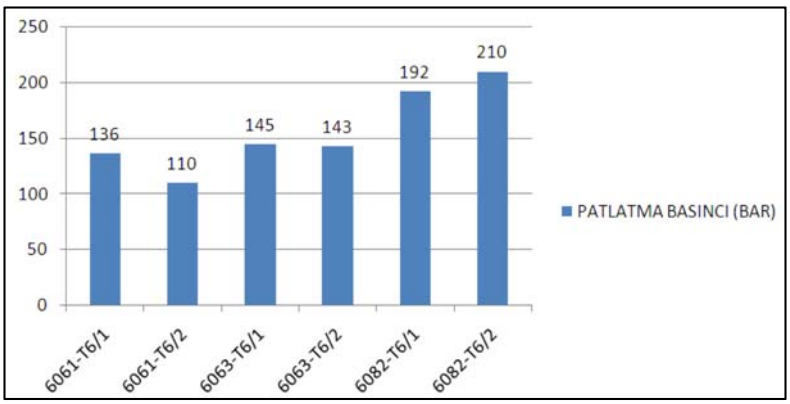


Şekil 1.37. ASTM SA 353 çelik tüpün 60 MPa basınçta von Mises gerilme dağılımı [29]

Oğur ve diğ. (2007) alüminyum alaşımdan imal edilen yüksek basınca dayanıklı tankların üretimini gerçekleştirerek, tahribatlı ve tahribatsız muayenelerini yapmışlardır. 350 bar TB ve 1000 bar PB'na dayanıklı gaz formunda hidrojen depolanabilen kompozit esaslı tanklar üretmişlerdir. Ayrıca, tankların imalatında kullanılan 6.000 serisi Al Mg Si alaşımı olan 6.001, 6.063 ve 6.082 malzemelerin SEM ile analizini yaparak yüksek basınç altındaki davranışlarını incelemişlerdir. Üretilen tanklar için hidrostatik basınç deneylerinin sonuçlarını ANSYS ile yaptıkları simülasyonlar ile karşılaştırmışlardır. Şekil 1.38'de hidrostatik deney sonucunda basınçlı tankta meydana gelen deformasyon görülmektedir. Alüminyum 6.082 alaşımının bu tankların üretimi için en uygun malzeme olduğunu tespit etmişlerdir. Şekil 1.39'da görüldüğü gibi en yüksek PB değeri olan 210 bar değerinin 6.082 tip malzemeden elde edildiğini belirtmişlerdir. İnce cidarlı silindirik alüminyum alaşımlı tüplerin mukavemet özelliklerinin 21 MPa mertebesinde sınırlı olduğunu ortaya koymuşlardır [30].



Şekil 1.38. Alüminyum 6.063 T6/2 numunesinin hidrostatik basınç deneyinden sonraki görünümü [30]



Şekil 1.39. Hidrostatik basınç deneyi sonuçları [30]

Demir ve diğ. (2014) kompozit BK'ların PB'na darbe yükünün etkisini konu almışlardır. BK'ı, cam elyaf takviyeli ve epoksi reçine kullanarak imal etmişlerdir.

10-30 J çarpma enerjilerinde fiberin 55° sarım açılı imal edilmiş kaplara darbe etkilerini 3 defa tekrarlamışlardır. Şekil 1.40'da deneysel çalışmalarını yaptıkları PLC kontrollü servo-hidrolik deney düzeneği görülmektedir. Deneylerinde hem içi boş hem de içi su dolu BK'lar kullanmışlardır. İçi boş kapların 390 bar ile 185 bar arasında PB değerleri olduğunu saptamışlardır. 25 °C sıcaklıktaki su ile doldurulmuş tanklara uygulanan darbeler sonucunda 327 bar ile 170 bar arasında PB'larına ulaşmışlardır. Çalışmalarında içi boş tankların PB'larının içi su ile doldurulmuş tanklardan daha yüksek PB'larına sahip olduklarını tespit etmişlerdir. Diğer taraftan 25 °C su ile doldurulmuş tankların PB'larının 70 °C sıcaklıktaki su ile doldurulan tanklardan daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Böylece PB'larının, su sıcaklığının azalması ile ters orantılı olduğunu ortaya koymuşlardır. Kompozit basınçlı tankların özellikle tekrarlı çarpmalardan korunmaları gerektiğinin önemine değinmişlerdir [31].

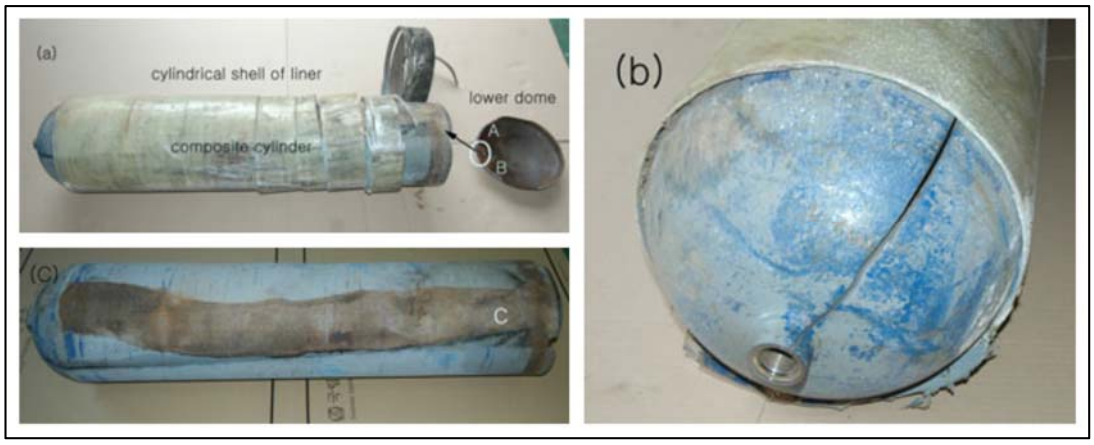


Şekil 1.40. PLC kontrollü hidrolik deney tesisatı [31]

Park ve diğ. (2010) CNG yakıt tanklı kent içi bir otobüste meydana gelen patlamayı incelemişlerdir. Patlamanın yakıt doldurma işleminden 10 dakika sonra meydana geldiğini ve gazın doldurulması sırasında herhangi bir ateşlenme olmadığını

belirtmişlerdir. Ayrıca kaza esnasında aşırı basınç belirten doldurma sisteminde, hiçbir olağan dışı kayıt olmadığını saptamışlardır. Kazanın sebebini bulmak için istasyonda doldurma işlemi esnasındaki görüntü kayıtlarını izlemişler, ancak herhangi bir ipucuna rastlamamışlardır. Şekil 1.41.a'da patlamış tankın fırlayan alt uç kapağı, Şekil 1.41.b'de nozul kısmındaki yarık ve Şekil 1.41.c'de tankta boydan boya yarık oluştuğu görülmektedir. Tank üzerinde yapılan incelemeler sonucunda tankın alt ucunun 4 cm kadar yukarı kısmında bir çatlak olduğunu tespit etmişlerdir [32].

CNG dolum basıncının 207 bar ve daha yukarısında gerçekleştirildiğini belirtmişlerdir. Tank 108 lt hacminde, 1620 mm uzunlukta ve 306 mm çapında 34CrMo4 malzemeden imal edildiğini, patlama sonucunda silindirik kısmının 500 m uzağa fırladığını, alt kapak kısmının ise kaza alanının 70 m uzağındaki duvara çarparak durabildiğine değinmişlerdir. Tank iç basıncının aşırı yüklenmesi ile patlamanın meydana geldiğini saptamışlardır. Tank parçaları üzerinde kimyasal ve mekanik analizler yapmışlardır. Bunun sonucunda ısıl işlemlerinin yeterli olmadığı ve metal sertliğinin belirtilen aralıklarda olmadığını belirlemişlerdir. Patlamanın bir başka nedeninin ise tank astarında sertlik değerinin de yetersiz olduğu, bu durumun ise ciddi yüzey korozyonu meydana getirdiğini tespit etmişlerdir. İmalat yetersizliğinden dolayı o dönemde üretilen tüm CNG tanklarını muayeneye çağırmışlardır [32].



Şekil 1.41. Patlamış tank, a) Patlama etkisiyle fırlayan alt uç kapak, b) Tankın yarılması, c) Nozul kısmında yarık oluşumu [32]

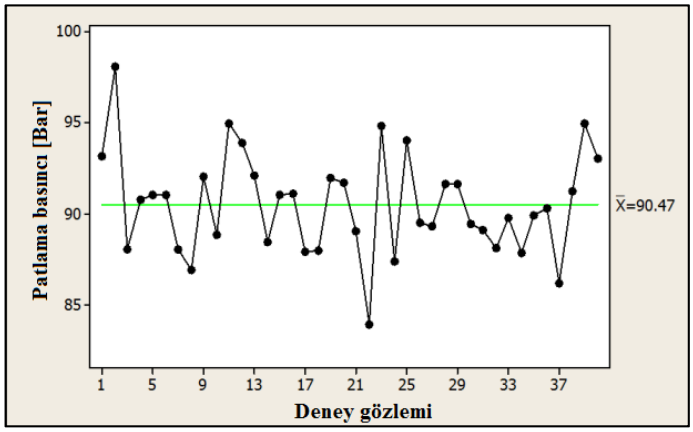
Ramakrishna ve diğ. (2013) LPG silindirlerinin hidrolik PD üzerine çalışma konulu araştırmalarında; Hindistan'da üretilen tüplerin PD'lerini gerçekleştirmişlerdir. Ülke standartları Hindistan standardı (IS) 3.196'ya göre elde ettikleri değerleri karşılaştırmışlardır. Silindirlerin hacimsel genleşmesi, nominal çevresel gerilmeler ve patlama esnasında silindirlerin iç basınçlarını araştırmışlardır. Hidrolik deney sonuçlarının; hammadde seçimi, üretim süreçleri ve ısıl işlem parametrelerine bağlı olduğuna dikkat çekmişlerdir. Parametreler arasındaki korelasyonu anlamak için yurtiçi 40 farklı imalatçının silindirleri üzerinde araştırmalar yapmışlardır. Her 403 adet imal edilen silindirlerden bir tanesinin üzerinde hidrolik PD yapıldığına değinmişlerdir. PD'lerinden elde edilen verileri Minitab 16 isimli istatistik programında analiz etmişlerdir. 33,3 lt kapasitesindeki LPG silindirlerinin Hindistan'da ev kullanımlarında sıklıkla tercih edildiğini belirtmişlerdir. Tablo 1.2'de ülkelerinde kullanılan LPG tüplerinin ana metal gerekliliklerinin değerleri görülmektedir [33].

Tablo 1.2. LPG silindirleri ana metal gereklilikleri [33]

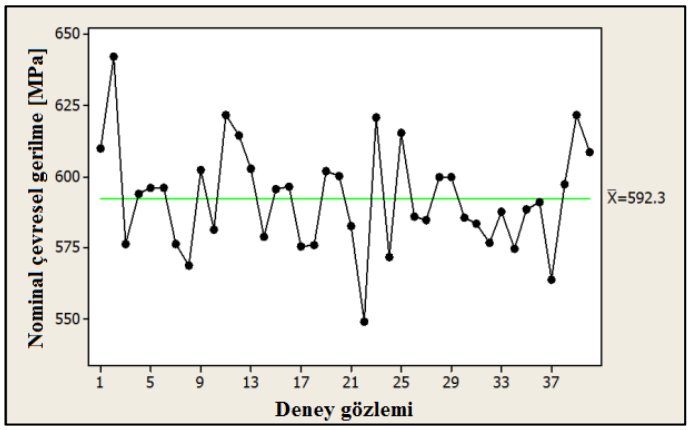
Deney Tipi	Parametre	Hindistan Standartlarına göre Gereklilikler	Referanslar
Kabul Edilebilir Deneyler	Çekme Gerilmesi	350 MPa- 450 MPa	IS 3196; IS 6240;2008
	Akma Gerilmesi	240 MPa	4.1. IS 3196; IS 6240;2008
	Yüzdelik Uzama	% 25	4.1.1. IS 3196; IS 6240;2008
Deney Tipi	Parametre	Hindistan Standartlarına göre Gereklilikler	Referanslar
Hidrolik Deney	Patlama Basıncı	Min. 54,92 Bar	9.1.2. IS 3196; IS 6240;2012
	Nominal Çevresel Gerilme	Min. 332,5 MPa	17.3.3. IS 3196; IS 6240;2006
	Hacimsel Genleşme	$\geq$ % 20 (Çekme Gerilmesi $\leq$ 400 MPa için)	17.3.3e IS 3196; IS 6240;2006

Şekil 1.42'de görüldüğü gibi PB'larının ortalama değerinin 90,47 bar, Şekil 1.43'de ise nominal çevresel gerilmenin 592,3 MPa olduğu görülmektedir. Bu sonuçların Tablo 1.2'deki ilgili ülke standartlarında belirtilen 54,92 bar minimum PB, 332,5 MPa minimum çevresel gerilme ve % 20 minimum hacimsel genleşme değerlerini

karşıladığını belirtmişlerdir. Sonuç olarak ham madde seçimi, ısıl işlem parametreleri, kaynak süreçleri gibi birkaç faktörün deney sonuçlarını etkilediğini tespit etmişlerdir [33].



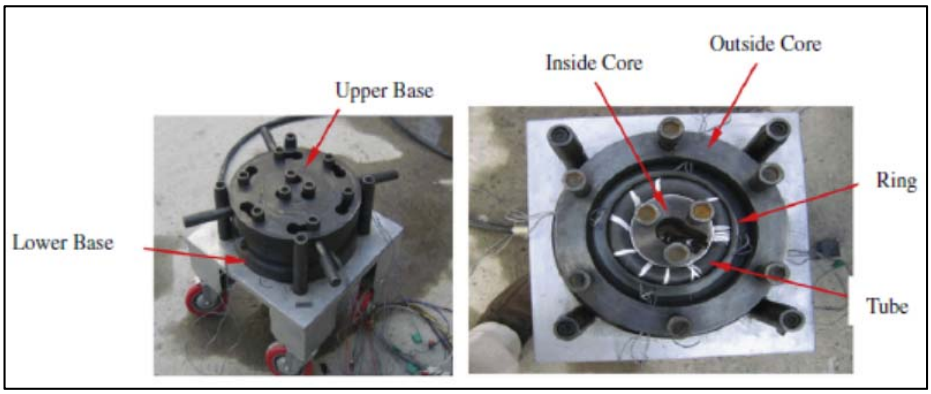
Şekil 1.42. PB'ları için kontrol grafiği [33]



Şekil 1.43. Çevresel gerilme için kontrol grafiği [33]

Hwang ve diğ. (2012) filaman sargılı kompozit BK'ların elyaf malzeme özelliklerinin belirlenmesi konulu bir çalışma yapmışlardır. Araştırmalarında fiber malzeme özelliklerinin, kompozit BK'ların malzeme özellikleri arasında en önemli faktör olduğuna değinmişlerdir. Fiber malzeme özelliklerini belirlemek için bir hidrolik deney düzeneğinden faydalanmışlardır. Tam kesitli bir kompozit BK'dan halka şeklinde kesip çıkardıkları bir parça üzerinde deneyler gerçekleştirmişlerdir. Şekil 1.44'de görüldüğü gibi BK'ın bu parçasını deney düzeneğine yerleştirerek iç basınç uygulamışlardır. Bu metotla yaptıkları deneysel çalışmaları hidrolik PD'leri ile karşılaştırmışlar ve birbirleriyle uyum içinde olduğunu tespit etmişlerdir. Tablo 1.3'de görüldüğü gibi 9 farklı numuneye PD uygulamışlar ve ortalama 20 MPa

basınçta patladığını tespit etmişlerdir. Bu deney ile fiber malzeme özelliklerini belirlemişlerdir. Şekil 1.44'deki deney düzeneği ile patlatma işlemlerinden elde edilen değerlerin Şekil 1.45'de görülen tüm tank üzerinde yapılan PD ile uyum içinde olduğu sonucuna ulaşmışlardır. Ayrıca fiber malzemenin mukavemet ve rijitliğini belirlemek için halka şeklindeki parça üzerinde deney yapılmasının tüm bir BK üzerinde yapılmasından daha ekonomik bir metot olmasının da en önemli avantajı olduğunu vurgulamışlardır [34].



Şekil 1.44. Hidrolik patlatma düzeneği [34]

Tablo 1.3. Hidrolik PD sonuçları [34]

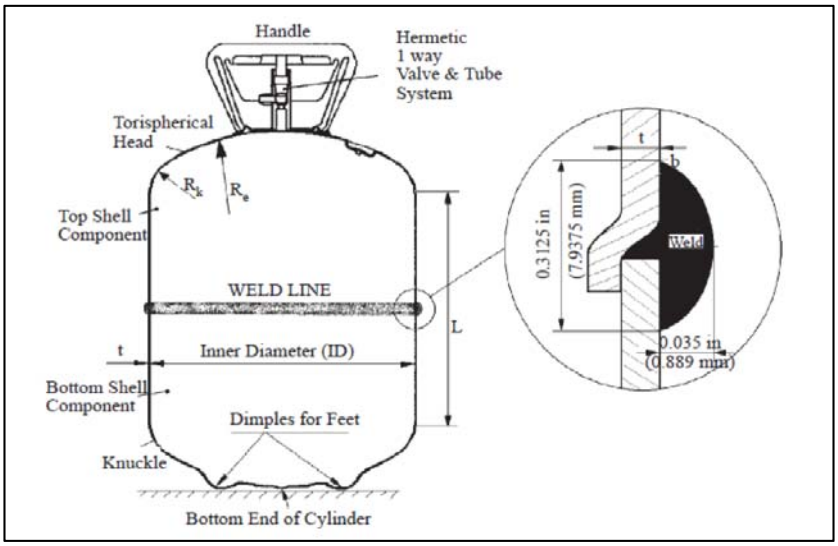
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	Ort.
Patlama Basıncı [MPa]	21,2	21,1	18,2	21,9	20,7	19,9	19,7	18,6	18,7	20,0
Gerinim [%]	1,68	1,65	1,42	1,7	1,6	1,57	1,56	1,56	1,45	1,56
Fiber Dayanımı [MPa]	2.275	2.259	1.944	2.340	2.216	2.125	2.106	1.994	2.004	2.146



Şekil 1.45. Patlatılmış BK görünümü [34]

Kişioğlu (2005) DOT-39 silindirlerinin hasar bölgeleri ve PB'nda kaynak bölgesi özelliklerinin etkisi konulu çalışmasında Şekil 1.46'da görülen gaz silindirlerini konu

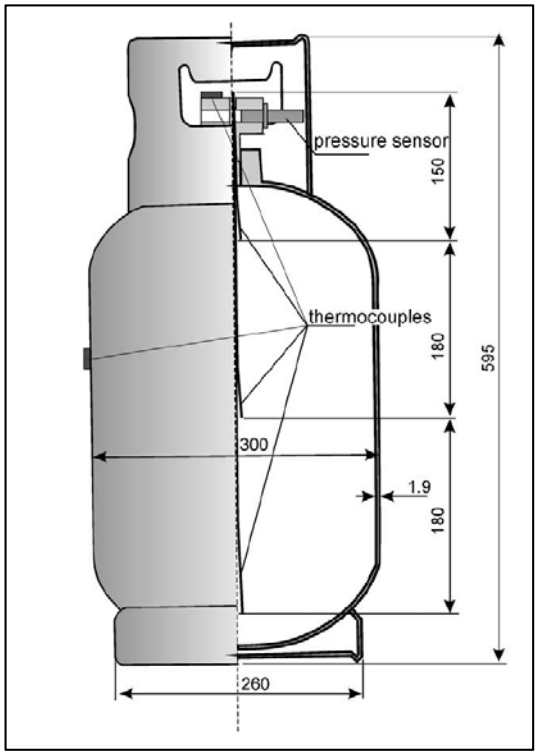
almıştır. Deneysel ve SEM analizini kullanmıştır. Kaynak özelliklerini belirlemek için üretilmiş silindirlerden numuneler almış, bu numunelerden elde ettiği malzeme karakteristiklerini SEM de girdi olarak kullanmıştır. Sonuçta kaynak bölgesi özelliklerinin silindirlerin hasar yerleri ve PB'nın saptanmasında önemli bir rolü olduğunu tespit etmiştir [35].



Şekil 1.46. DOT 39 soğutucu gaz silindirinin şematik görünümü ve kaynak bölgesi detay geometrisi [35]

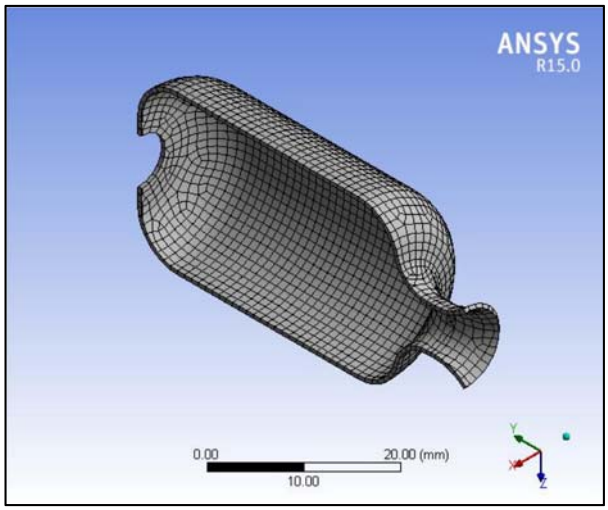
Stawczyk (2003) çalışmasında LPG tankı patlamasının ortaya çıkaracağı hasarı deneysel olarak değerlendirmiştir. Herhangi bir patlama esnasında tank çevresinin yıkıcı bir etkiye maruz kalacağına değinmiştir. Şekil 1.47'de görülen 5 lt ve 11 lt hacimli küçük LPG tanklarını değerlendirdiği çalışmasında, patlama esnasında verileri toplayarak tehlike faktörlerini belirlemiştir. Deney gereklilikleri için tankı yeniden modifiye etmiş, tank valfini değiştirerek daha dayanıklı bir valf kullanmıştır. Böylece yüksek basınç sebebiyle valfin yerinden çıkmasının önüne geçmiş ve hasarın tankın gövdesinde meydana gelmesini sağlamıştır. Yangın deneyleri için tank bütünlüğünü bozacak bir sıcaklık ve basınç değeri uygulamıştır. Deney süresince; tank cidarının sıcaklığı, tanktaki propan gazının ve sıvının sıcaklığı, tanktaki basınç ve tankın çevresindeki basınç değerlerini veri toplama ve kontrol sistemine aktararak kayıt altına almıştır. Deneylerde tankı dikey ve yatay olarak yerleştirdiği gibi ayrıca patlama alanına verdiği hasarı belirlemek için açık ve kapalı alan olmak üzere iki farklı ortamda deneylerini gerçekleştirmiştir. Tankların 115 °C sıcaklıkta, % 80 dolum oranında ve 150 °C sıcaklıkta % 40 dolum oranında, 75 bar ile 120 bar

arasında değişen basınçlarda patladığını belirlemiştir. Patlama sonucunda, tank parçalarının yoğunlukla 100 m yarıçapında bölgeye dağıldığını tespit etmiştir. Kapalı alanda patlamasının insan sağlığına ciddi zararlar vereceğine vurgu yapmıştır [36].

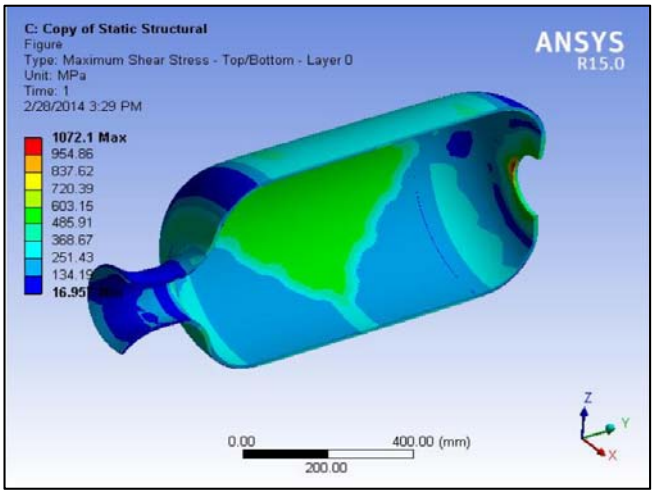


Şekil 1.47. Termokupulların bağlandığı tankın şematik görünümü [36]

Shanmugavel ve Velmurugan (2013) kompozit BK'ların PB'nın sonlu elemanlar analizi ile belirlenmesi konulu çalışmalarında; akma kriterlerine göre tankların PB'larını belirlemişlerdir. Artan iç basınç etkisi ile kompozit yapının akma özellikleri ve hasarını tespit etmişlerdir. Şekil 1.48'de görüldüğü gibi ANSYS programında çok katmanlı ve eksenel simetrik olarak modelledikleri BK'ın simülasyonlarını yapmışlardır. Şekil 1.49'da ise analizler sonucunda elde ettikleri maksimum kesme gerilmesi dağılımı görülmektedir. Malzeme özelliklerinde çekme gerilmesi 1.140 MPa olarak ölçülmüş olan tank malzemesinin, 1.072 MPa basınca kadar ulaştığı görülmektedir. Buna göre ortalama 35 MPa basınçta patlamanın gerçekleştiğini tespit etmişlerdir [37].



Şekil 1.48. BK'ın sonlu elemanlar modeli [37]

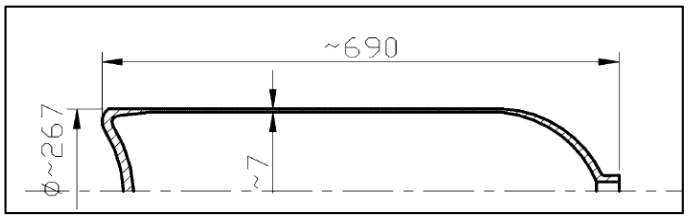


Şekil 1.49. BK'ın eşdeğer gerilme dağılımı [37]

1.2. Yorulma Deneyi Çalışmaları

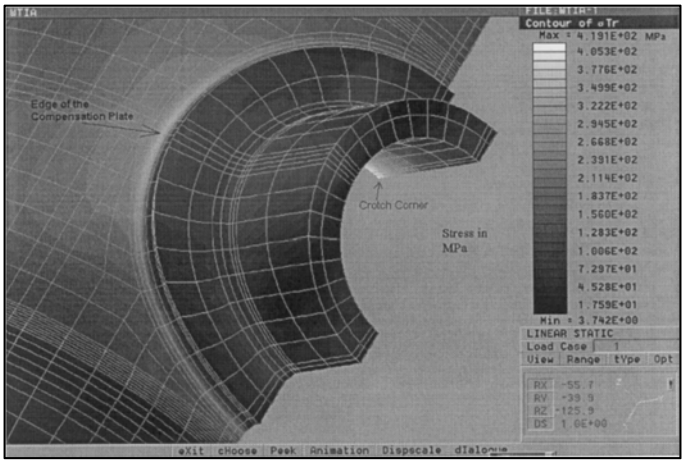
Rauscher (2003) yüksek dayanımlı çelikten imal edilmiş kaynak dikişsiz BK'ların yorulması konulu çalışmasında; BK tasarımında yorulma sıklığının tank tasarımında belirleyici rol üstlendiğine değinmiştir. Şekil 1.50'de görülen dikişsiz BK tasarımında dolum ağzına diş açılmış veya açılmamış tip imalatlarda bu kısmın tankların YÇS'larına özel bir etki ettiklerini belirlemiştir. Çalışmasında hem deneysel hem de simülasyon işlemleri yaparak yorulma bölgelerini tespit etmiş, çatlaklar üzerinde incelemelerde bulunmuştur. Özellikle cidar kalınlığının küçük kaldığı bölgeler yorulmaya yol açtığından, imalat aşamasında kritik bölgelerin cidar kalınlığının belirli değerin altına inmemesi gerektiğine değinmiştir. Yüzey pürüzlülüğünün YÇS'na etki ettiğine değinerek imalat aşamasında uygun yüzey

pürüzlülüğünün elde edilmesi gerektiğine vurgu yapmıştır. Özellikle, yüksek dayanımlı çelikler kullanıldığı zaman, zorunlu olarak uygulanan yüksek sıcaklığın malzemenin yüzey bölgelerinde dikarbürüzasyon gibi kimyasal modifikasyonlara yol açtığını belirlemiştir [38].



Şekil 1.50. Gaz silindiri [38]

Mayer ve diğ. (2000) BK'lar için yorulma tasarım prosedürlerinin incelenmesi başlıklı çalışmalarında, BK'ların yorulma tasarımları ile ilgili iki standardın varlığına değinmişlerdir. Bunlardan birisi Amerikan (ASME BPV Section VIII Div.2 Code) diğeri ise İngiliz (BS5500) olarak isimlendirilen standartlar olduğunu belirtmişlerdir. Her iki standarda göre de tasarımcıların, kaynak bölgesinin standart değerleri sağlayabilmesi için karşılaştıkları zorluklara değinmişlerdir. Şekil 1.51'de 0 MPa'dan 14,8 MPa basınç arasında 5.000 yükleme sonucunda nozul kısmında meydana gelen deformasyon ve gerilme dağılımları görülmektedir. Yaptıkları SEM çalışması ile her iki standart için de kaynak bölgesinin YÇS'nı tayin ederek karşılaştırmalar yapmışlardır [39].



Şekil 1.51. BK'da oluşan gerilme dağılımları [39]

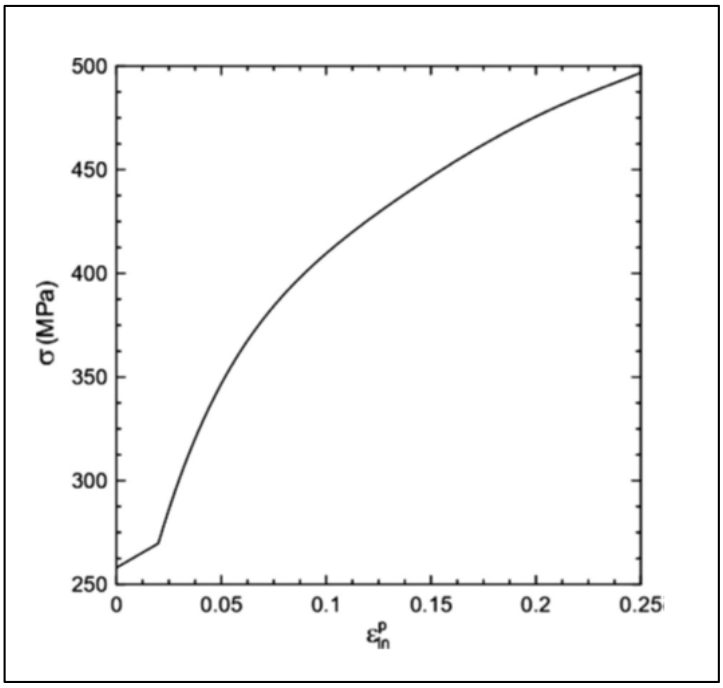
Valsgard ve diğ. (2010) gemi uygulamaları için CNG tanklarının, hem düşük maliyet hem de belirli bir güvenlik seviyesini hedefleyerek yeni bir tank modellemişlerdir.

Fiziksel model imalatı yaparak YD'ne tabi tutmuşlardır. Şekil 1.52'de görüldüğü gibi yorulan bölgenin silindirik gövde üzerinde ve sac malzemenin kaynaklı birleştirme kısmında meydana gelmiştir. Tankın cidar kalınlığının ve kaynak özelliklerinin YÇS'na etkilerini deneysel olarak araştırmışlardır. Çalışmanın sonucunda yüksek mukavemetli çeliklerin kullanılması ile tank ağırlığının hafifletilebileceği, tasarım yorulma faktörünün kaynak boyu uzunluğuna bağlı olarak değiştiğini ortaya koymuşlardır [40].



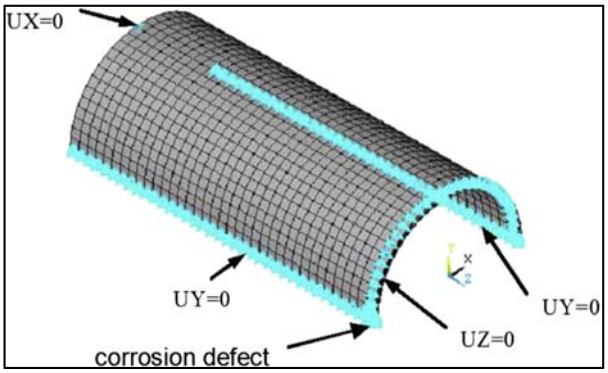
Şekil 1.52. Silindirik tank üzerinde yorulma bölgesi [40]

Pinherio ve diğ. (2014) iç basınç altında bir boru şeklindeki çelik yapının deformasyonunu ve YÇS'nı hem deneysel hem de SEM kullanarak belirlemişlerdir. Simülasyon çalışmalarında Şekil 1.53'de görülen ÇD sonucunda elde ettikleri gerçek gerilme-gerinim grafiğindeki değerleri kullanmışlardır. Deneysel çalışmalar için bir YD düzeneği kurmuşlardır. Geliştirdikleri deney düzeneğinde çelik boruya iç basınç yüklemesi yaparak YÇS'nı tayin etmişlerdir. Analitik çalışmalarda ise farklı YÇS kriterlerini kullanarak hesaplamalarını yapmışlardır. Deformasyon bölgelerinin tespitini yaparak teorik yorulma formülleri ile karşılaştırma yapmışlar ve birbiriyle uyumlu olduğunu ortaya koymuşlardır [41].

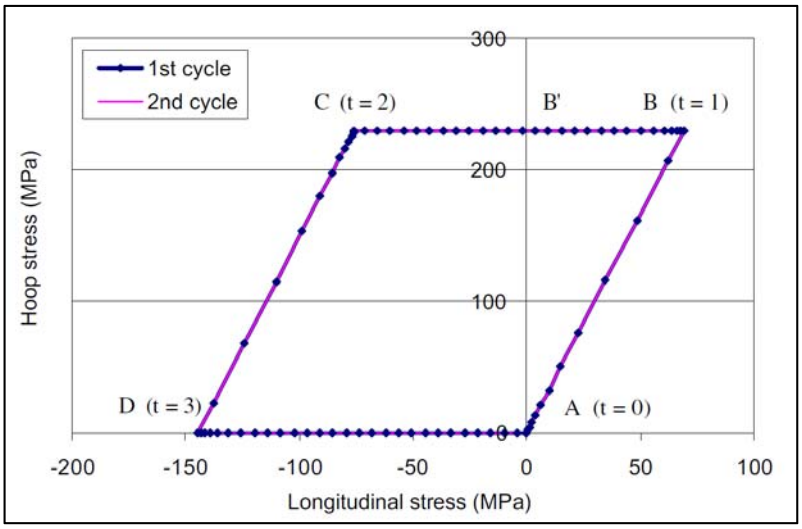


Şekil 1.53. Sonlu elemanlar modelinde kullanılan gerçek gerilme gerinim eğrisi [41]

Cunha ve diğ. (2014) aşırı sıcaklık ve basınç yüklemeli boruların yorulma analizi konulu çalışmalarında korozyon oluşumunun YÇS'na etkisini incelemişlerdir. SEM kullanarak yaptıkları modelin FE-SAFE programında analizlerini yapmışlardır. Şekil 1.54'de 3B modelin mesh edilmiş hali ve sınırlandırılmış serbestlik dereceleri görülmektedir. Şekil 1.55'de yükle-boşalt yükleme dizisine göre nominal gerilmeler görülmektedir. Yorgunluk çatlaklarının genellikle BK'ın dış yüzeyinde meydana geldiğine değinmişlerdir. Basınçlı borunun 6.240 çevrime dayanabildiğini belirterek kullanım şartlarına bağlı olarak 26 ile 40 yıl arasında kullanım ömrüne sahip olacağını ortaya koymuşlardır. SEM ile yaptıkları çalışmaların da bu sonuçları desteklediğini belirtmişlerdir [42].



Şekil 1.54. SEM sınır şartları [42]



Şekil 1.55. Yükle-boşalt dizisine göre nominal gerilmeler [42]

Comond ve diğ. (2009) hidrojen yakıtını depolamak için kullanılan BK'ın YÇS'nı geliştirmek için bir metodoloji konulu çalışmalarında Şekil 1.56'da görüldüğü gibi iç kısmında çelik astar bulunan ve dışına filaman sargı yapılan bir basınçlı tankın YÇS'nı belirlemişlerdir. Yaptıkları deneysel çalışmada BK'ı yağ ile doldurarak 0,1 Hz frekansında basınç yüklemesi yapmışlardır. Minimum ve maksimum basınç ise atmosfer basıncı ile 700 bar arasındadır. Bu tankın hem düşük maliyet hem de diğer tanklara kıyasla daha az kompozit kullanımı sebebiyle düşük ağırlıklarına vurgu yapmışlardır. Deneysel çalışmalardan yorulma çevrim sayısının (YÇS) 12.000 değerinin üzerinde olduğu sonucuna ulaşmışlardır [43].



Şekil 1.56. Hidrojen tankının kesiti [43]

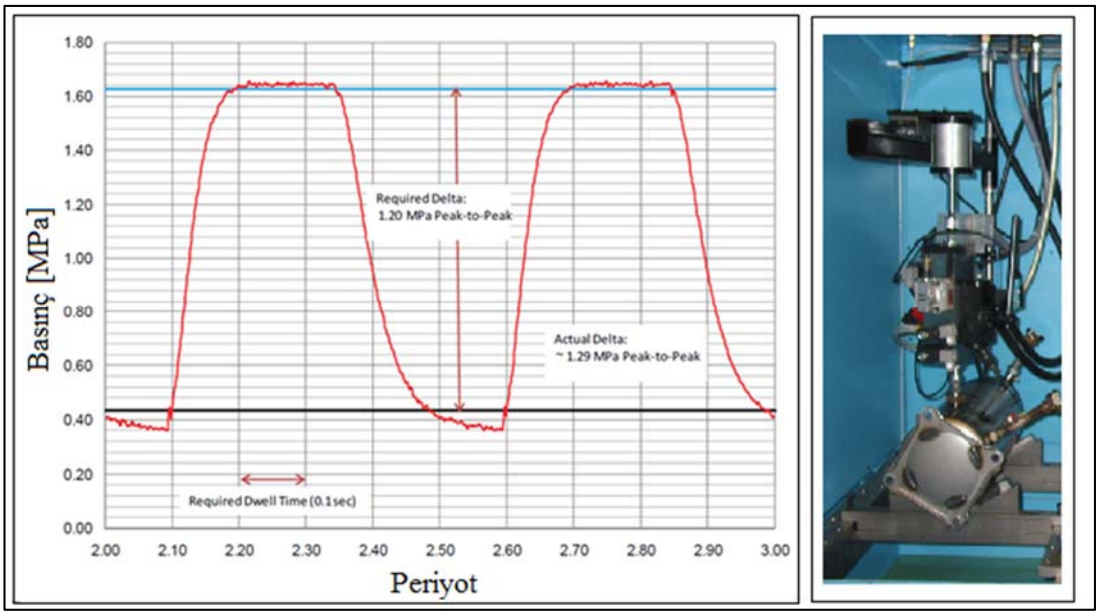
Gigilio, (2003) farklı tiplerdeki BK ağızlığının yorulma analizi isimli çalışmasında, tankın YÇS'nı tespit ederek ASME ve VSR standartlarına göre kıyaslamıştır. 0 MPa ile 20 MPa arasında basınç yüklemesi yapmıştır. Aynı zamanda SEM geliştirerek analizler gerçekleştirmiştir. Diğer taraftan YÇS'nı tespit etmek için nümerik olarak hesaplamalar da yapmış ve tasarımda en iyi tanımlamayı gerçekleştirebilmek için YÇS'larını kıyaslamıştır [44].

De Jesus ve diğ. (2004) çalışmalarında, çelikten imal edilmiş bir BK'ın YÇS'nın değerlendirilmesi için doğrulama prosedürlerini konu almıştır. Nominal ve yapısal gerilmelerin her ikisini de baz alarak S-N eğrilerini elde etmişlerdir. Bu eğrileri ASME VIII – Division 2, PD 5.500 ve EN 13.445 standartlarına göre kıyaslamışlardır. Silindirik BK'ların imalatında izlenen birleştirme tekniklerini ayrı ayrı detaylandırarak yorulma bölgelerinin hasarın dikey nozul ile kabın kesişme noktasında olduğunu belirlemişlerdir. BK'ın 12.455 YÇS'nda hasara uğradığını deneysel olarak elde etmişlerdir. Kaynaklı birleştirme bölgelerinde sık yorulma olduğunu, bunlardan en sık olanının ise nozul kısmında meydana geldiğini ortaya koymuşlardır [45].

Broek, (2010) kompresör tanklarının basınçlı YD başlıklı çalışmasında Şekil 1.57'de görüldüğü gibi birbirinden bağımsız çalışabilen üç kompresör tankının aynı anda bağlanabildiği bir YD düzeneği tasarlamıştır. Tanklara uygulanan basınç değerlerindeki değişimlerin gözlenebilmesi ve kayıt altına alınabilmesi için deney ünitesinde 3 Hz oranında basınç palsları üreten özel bir denetim yazılımı kullanmıştır. Şekil 1.58'de BK'a yapılan yükleme periyodu ve basınç değeri görülmektedir. YD'lerinin sonucunda kaynak bölgelerinde hasar meydana geldiğini tespit etmiştir. Deneysel çalışmaların yanında SEM ile yaptığı analizlerin birbirini desteklediğini ortaya koymuştur [46].



Şekil 1.57. YD ünitesi [46]



Şekil 1.58. YD'nde basınç yükleme periyodu [46]

Kartal (2012) torisferik LPG yakıt tankının deneysel ve nümerik yorulma analizi konulu çalışmasında bir firmaya ait tankların YD'ni yapmıştır. Deneysel ve simülasyon çalışmaları olarak iki aşamada gerçekleştirdiği araştırmasında 41 lt hacmindeki LPG tankına 1,75 MPa basınç yüklemesi yaparak tankların YÇS'nı tayin etmiştir. Deneysel çalışmalardan yorulma hasarının kaynaklı birleştirme bölgelerinde meydana geldiğini belirlemiştir. Simülasyon çalışmalarının da bu sonucu desteklediğini ortaya koymuştur [47].

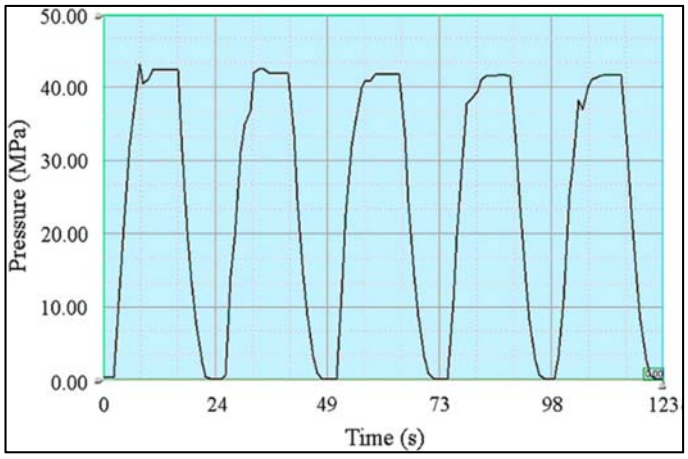
Erkal (2007) çalışmasında; simetrik şekildeki tabakalı ince cidarlı kompozit BK'ın YÇS'larını araştırmıştır. Tankın iç basınca maruz kalması durumundaki davranışını incelemiştir. Kompozit basınçlı tüpün silindirik kısmını değerlendirerek deneysel çalışmalarla en uygun sarım açısını saptamıştır. E-cam/epoxy borular üreterek kapalı uçlu iç basınç YD'leri yapmıştır. Programlanabilir Lojik Kontrollü (PLC) hidrolik basınç deney cihazı kullanmıştır. Çalışmasında filaman sarımlı kompozit tüpler üzerinde sarım açılarının etkilerini ele almıştır. Tabakalar simetrik olup ± 75° , ± 60°, ± 55°, ± 45° ve ± 88° açı oryantasyonlarını değerlendirmiştir. Hasar ilerlemelerini; beyazlaşma, ilk sızıntı ve son hasar olmak üzere 3 aşamalı bir kategoride değerlendirmiş ve çevrim sayılarını kaydetmiştir. ± 75° açı oryantasyonuna sahip kompozit tüpün hasar ilerlemesini incelediğinde beyazlaşma ve ilk sızıntı hasarının oluşmadığı ve son hasarın aniden meydana geldiğini tespit etmiştir. % 70, % 60 ve % 50 gerilme değerlerinde bilinen son hasar çevrim sayıları ve gerilme değerlerinden

faydalanılarak S-N eğrilerini elde etmiştir. Bu gerilme değerlerindeki çevrim sayıları ile değişen sarım açıları arasındaki ilişkiyi incelemiş ve hasar çevrim sayısı-sarım açısı grafiklerini elde etmiştir. Yorulma basıncına maruz helisel açıda sarımlı kompozit tüplerde en uygun sarım açısının ± 45 ° civarında olduğunu tespit etmiştir [48].

Bie ve diğ. (2010) çalışmalarında yüksek basınçlı hidrojen depolama tanklarının YÇS'nın değerlendirmesini konu almışlardır. BK'a bir çatlak oluşturarak, çatlak boyutunun YÇS'na etkisini araştırmışlardır. YÇS'nı ve S-N eğrilerini belirleyerek nümerik çalışmalar ve deneysel çalışmaları birbiri ile karşılaştırmışlardır. Şekil 1.59.a'da görüldüğü gibi iç astar kısmı alüminyum malzemeden, dış kısmını ise fiber/epoksi kompozit malzemeden imal edilmiş tankı kullanmışlardır. Tankın iç yarıçapı 188 mm, alüminyum malzemenin cidar kalınlığı 5 mm ve kompozit malzemenin cidar kalınlığı ise 9 mm'dir. Şekil 1.59.b'de görüldüğü gibi iki katmanlı olarak sonlu elemanlar modelini oluşturarak analizler gerçekleştirmişler ve deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlardır. Şekil 1.60'da, 0 MPa ile 40 MPa arasında yükleme yaptıkları eğrinin diyagramı görülmektedir. Simülasyon çalışmalarından YÇS'nın 25.361 olduğunu, deneysel çalışmalardan ise 25.800 çevrim olduğunu tespit etmişlerdir. Deneysel ve SEM ile yapılan çalışmaların birbiri ile iyi bir uyum içinde olduğunu ortaya koymuşlardır. Sonuçta YÇS'nın sonlu elemanlar modelinde eleman boyutuna, çatlak yoğunluğuna ve tekrarlı yükleme genliğine bağlı olduğunu tespit etmişlerdir [49].



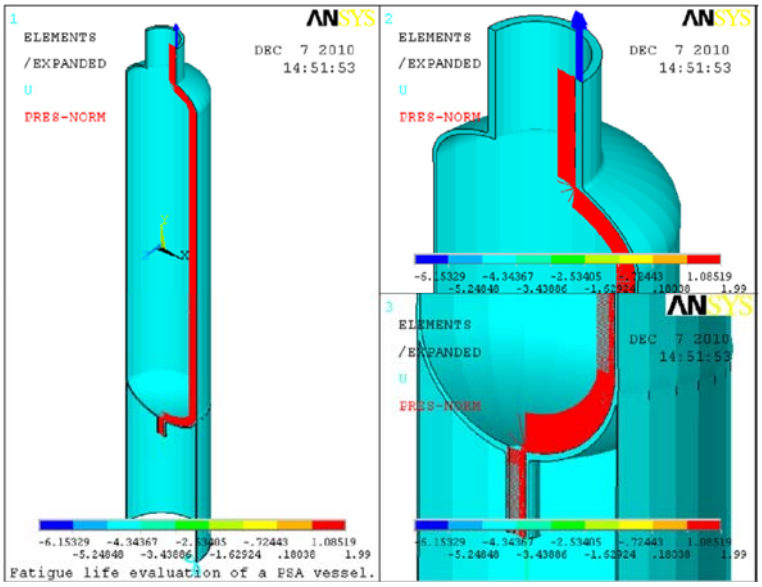
Şekil 1.59. Hidrojen tankı, a) 74 lt'lik hidrojen tankı, b) Tankın 30° açılı SEM [49]



Şekil 1.60. Basınç uygulama eğrisi [49]

Oosterkamp ve Heurtaux (2006) alüminyum malzemeden sürtünme kaynağı ile imal edilmiş LPG tankı konulu çalışmalarında yeni bir tank tasarımı gerçekleştirmişlerdir. Geliştirdikleri bu tankı çelik malzemeli tank ile kıyaslamışlardır. Özellikle düşük ağırlık ve büyük tank hacmini hedefledikleri yeni tasarımda, tamamen alüminyum malzeme kullanarak sürtünme kaynağı ile birleştirme yapmışlardır. 0 MPa ile 3 MPa arasında yükleme yaparak gerçekleştirdikleri YD'nde 12.000 çevrimin üzerinde herhangi bir sızıntı veya kalıcı deformasyon olmadığını tespit etmişlerdir. PD'lerinden ise 8,7 MPa PB belirlemişlerdir. Bunun yanında hacimsel genleşmenin % 2,4'den daha az olduğunu, hafifliklerinin yanında çelik bir malzeme kadar dayanıma sahip olmaları sebebiyle alüminyum tankların kullanılabilirliğine değinmişlerdir [50].

Sant'anna ve Leal (2011) çalışmalarında; BK'larda yorulma yüklerinin kritik bölgelerdeki etkilerini araştırmışlardır. Şekil 1.61'de görüldüğü gibi sonlu elemanlar tabanlı çalışmalarında malzeme karakteristiklerini ve geometrik modeli ANSYS analiz programına entegre ederek yorulma analizine tabi tutmuşlardır. Böylece BK'ın kritik bölgelerini tespit etmişlerdir. Çatlak başlangıç noktalarını belirleyerek buradaki gerilme değerlerini incelemişlerdir. Analitik ve simülasyon çalışmalarını yaparak, bunları birbiriyle karşılaştırmış ve doğrulamışlardır [51].



Şekil 1.61. BK'ın sonlu elemanlar modeli [51]

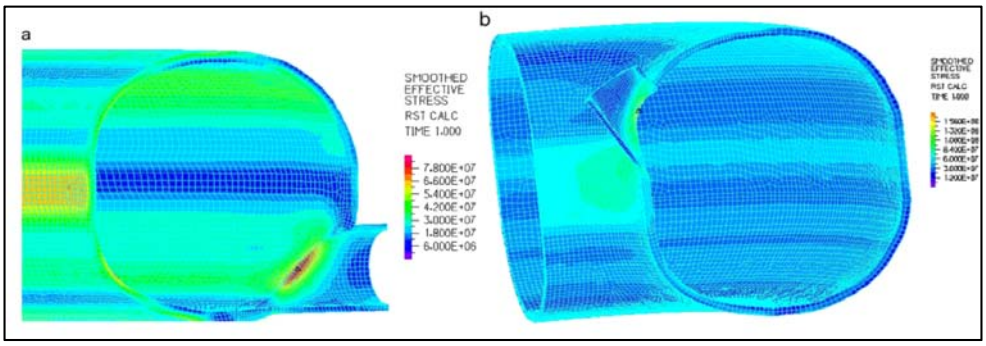
1.3. Diğer Çalışmalar

BK'lar ile ilgili SEM kullanılması, analitik çalışmalar, yangın deneyleri gibi literatür taramaları bu başlık altında verilmiştir. Bu çalışmalar şöyle sıralanabilir.

Güven (2007) çalışmasında silindirik BK'ların deformasyon basınçlarının bir kıyaslamasını yapmıştır. Analitik çalışmasında kapalı form çözümleri ve nümerik olarak hesaplamalar yapmıştır. Bakır ve pirinç malzemeden yapılmış BK'lar üzerinde analitik hesaplamaların doğruluğunu karşılaştırmalı olarak ortaya koymuştur. Sonuçta, bu çalışma ile yapısal tasarımcılar ve mühendisler için kullanılabilir bir karşılaştırma gerçekleştirmiştir [52].

Zhan ve Redekop (2009) torisferik tanklarda statik ve dinamik yüklemeler konulu çalışmalarında; Şekil 1.62.a'da görüldüğü gibi torisferik tankların dolum ağzının dışa Şekil 1.62.b'deki gibi içe bakan iki ayrı tasarımda tankları modellemişlerdir. Gerilme dağılımlarını belirlemek için 3B lineer elastik bir tasarım yapmışlardır. Modeli oluşturduktan sonra sonlu elemanlar analiz programı olan ADINA 8.2 'de 8 düğüm noktalı, 24 serbestlik dereceli eleman seçmişlerdir. Tasarımlarında bu tip çalışmalarda yaygın olarak kullanılan bir metot olan tankın sadece bir çeyreğini kapsayacak şekilde modellemeyi tercih etmişlerdir. Çalışmalarında, iç basınç yüklemesi sonucunda dolum ağzının iç veya dış kısıma yerleştirilmesinin gerilme dağılım faktörüne etkisini araştırmışlardır. Elde ettikleri bulgulara göre gerilme

dağılım faktörünün, dolum ağzının iç kısımda olmasının dış kısma yerleştirilmesine göre daha yüksek olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun yanında dolum ucu boy uzunluğunun daha düşük öneme sahip olduğunu, ancak dolum ağzı çap boyutunun ve kalınlığının daha önemli olduğunu belirlemişlerdir [53].

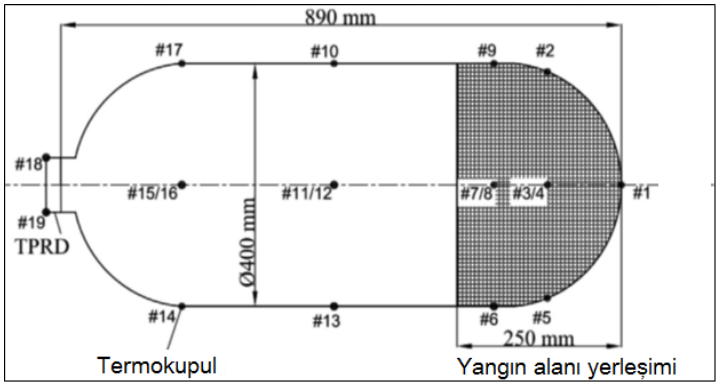


Şekil 1.62. SEM, a) Tank nozulu dış tarafta, b) Tank nozulu iç tarafta [53]

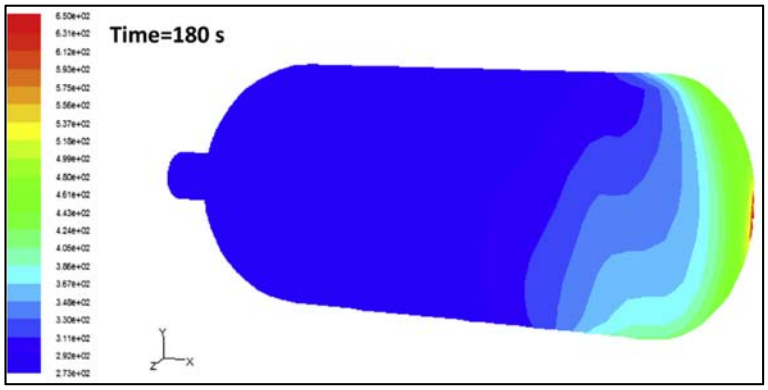
Zheng ve diğ. (2010) yüksek basınçlı hidrojen depolama tanklarının yerelleştirilmiş yangın deneyleri ve sayısal incelenmesi konulu çalışmalarında; tankı yangın deneyine tabi tutmuşlardır. Yüksek basınçlı hidrojen depolama tanklarında yangın meydana gelmesi durumunda ortaya çıkacak durumu simüle etmişlerdir. Şekil 1.63.a'da yangın deney düzeneği kurulumu ve Şekil 1.63.b'de deneyin yapılışı görülmektedir. Şekil 1.64'da ise deney tankına termokupulların bağlanması görülmektedir. Termokupullar vasıtası ile tankın farklı bölgelerindeki sıcaklık değerlerini kaydetmişlerdir. 3B akışkan dinamik modeli geliştirerek deneysel sonuçlarla simülasyon sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Şekil 1.65'de sonlu elemanlar modelinde sıcaklık dağılımları görülmektedir. Deneysel ve SEM ile yapılan çalışmaların birbirine uyumlu olduğu sonucuna ulaşmışlardır [54]



Şekil 1.63. Yangın deneyi, a) Deney tesisatı kurulumu, b) Deneyin yapılışı [54]



Şekil 1.64. Tanka termokupulların yerleştirilmesi [54]



Şekil 1.65. Sonlu elemanlar modeli sıcaklık dağılımı [54]

Zalosh ve Weyandt, (2005) hidrojen yakıt tankının yangın PD'ni araştırdıkları çalışmalarında 72,4 lt hacminde tankı incelemişlerdir. Bu tanklar tamamı metal malzemeden imal edilenler Tip1, metal iç tabaka üzeri cam elyaf kasnak sargılı olanlar Tip 2, metal iç kaplama üzeri tamamen karbon tam sargılı olanlar Tip 3 ve plastik iç tabaka üzeri cam elyaf/karbon tam sargılı olanlar ise Tip 4 olarak tanımlanmaktadır. Çalışmalarında Tip 4 yakıt tankını konu edinmişlerdir. Tankı 34,3 MPa basınçta yakıt ile doldurmuşlardır. Şekil 1.66.a'da kurdukları deney düzeneği görülmektedir. Patlama sonucu oluşan enerji dalgasının şiddetini hesaplamışlardır. Şekil 1.66.b'de patlamış tank parçası görülmektedir. İdeal patlama dalga enerjisini 13,4 MJ olarak hesaplamışlardır. Deneyler sonucunda ise bu değerin % 18 ile % 25 daha az enerji dalgası çıkardığını belirlemişlerdir. Böylece tahribat gücü ile ilgili sonuçlar ortaya koymuşlardır. Tank parçalarının 82 m mesafeye kadar fırladığını tespit etmişlerdir. Diğer taraftan patlama sonucunda tankın toplam ağırlığının % 68'inin deney alanından uzağa fırladığını belirlemişlerdir. Tahrip gücünün yüksekliğine vurgu yapmışlardır [55].



Şekil 1.66. Yakıt tankı, a) Deney düzeneği, b) Patlatılmış tank [55]

Jeyakumar ve diğ. (2013) silindirik BK'ların hasar basınçlarında artık gerilmelerin etkisini inceledikleri çalışmalarında analitik ve simülasyon olmak üzere iki araştırma yapmışlardır. Kaynak sebebiyle artık gerilmeler bulunan ASTM A36 karbon çeliğinin kullanıldığı çalışmada 2B eksenel simetrik model geliştirmişlerdir. Tablo 1.4'de ASTM A36 karbon çeliğinin sıcaklığa bağlı özellikleri görülmektedir. Seçilen çeliğin akma gerilmesi 380 MPa, çekme gerilmesi ise 480 MPa değerindedir [56].

Tablo 1.4. ASTM A36 karbon çeliğinin sıcaklığa bağlı özellikleri [56]

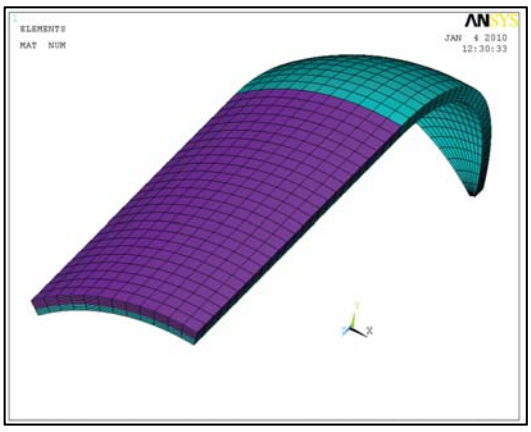
Sıcaklık (K)	Özgül Isı (J/kgK)	Termal İletkenlik (W/mK)	Yoğunluk (kg/m^3)	Isı İletim Katsayısı (W/m^2K)	Elastisite Modülü (GPa)	Poisson Oranı	Termal Genleşme Katsayısı	Akma Gerilmesi (MPa)
273	480	60	7.880	15,9	210	0,280	1,10	380
373	500	50	7.880	16,5	200	0,285	1,15	340
473	520	45	7.800	17,3	200	0,290	1,20	315
673	650	38	7.760	20,1	170	0,310	1,30	230
873	750	30	7.600	24,6	80	0,330	1,42	110
1.073	1.000	25	7.520	31,4	35	0,330	1,45	30
1.473	1.400	28	7.300	53,6	15	0,360	1,45	20
1.573	1.600	37	7.250	61,2	10	0,380	1,45	18
1.823	1.700	37	7.180	84,8	10	0,390	1,45	15

Artık gerilmelerin BK'ın hasarına etkisini belirlemek için elasto-plastik analiz yapmışlardır. Diğer taraftan üzerinde artık gerilme olmayan BK'ın hasar basınçlarını da inceleyerek karşılaştırma yapmışlardır. Kaynak boyunca BK'da meydana gelen artık gerilmeleri değerlendirmek için termo-mekanik sonlu elemanlar analizini yapmışlardır. Literatürde artık gerilmesi BK'ın PB'nı Denklem ((1.1)'deki gibi hesaplandığına değinmişlerdir;

$$P_b=\frac{2\sigma_y}{\sqrt{3}}\ln R\left(2-\frac{\sigma_y}{\sigma_u}\right) \quad (1.1)$$

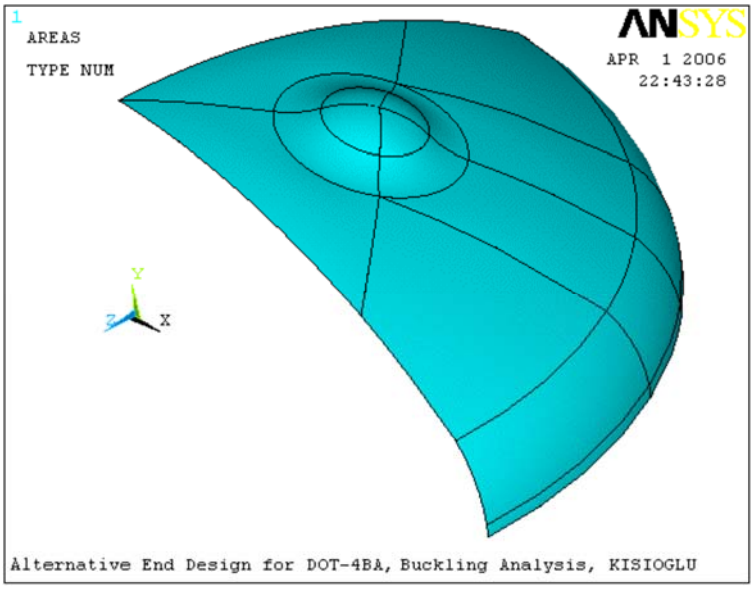
Burada σ_u; çekme gerilmesi, σ_y; akma gerilmesi, R ise; boş silindirin iç çapının dış çapına oranını ifade etmektedir ($R=R_0/R_i$). Artık gerilmelerin kaynak işleminin hızlı soğutma ve yerel ısıtmalar sebebiyle ortaya çıktığına değinmişlerdir. Kaynak bölgesinin iç kısmında artık çevresel gerilmenin 432 MPa (çekme) ile -79 MPa (basma) olduğunu tespit etmişlerdir. Diğer taraftan çevresel artık gerilmenin kaynağın iç duvar kısmında 285 MPa (çekme) ve -156 MPa (basma) gerilme değerlerini elde etmişlerdir. Sonlu elemanlar analizinden elde ettikleri sonuçlara göre; BK'ların artık gerilmeler sebebiyle hasar basınçlarının düştüğünü ortaya koymuşlardır. Analitik ve deneysel çalışmaların birbiriyle uyumlu olduğuna değinmişlerdir [56].

Âmin ve Ahmet (2011) değişik helisel açılarla sarılmış BK'ın sonlu elemanlar analizi konulu çalışmalarında, sarmal sargı açısının değiştirilmesi ile ince cidarlı BK'da eksenel ve çevresel gerilmelerin hesaplanması için analitik formüller geliştirmişlerdir. Sonlu elemanlar analizini Şekil 1.67'de görüldüğü gibi ANSYS yazılımını kullanarak gerçekleştirmişlerdir. BK'ın toplam tasarım kalınlığının % 40'ını metal tabaka oluşturmaktadır. Bunun dışında her biri düz metal şeritlerden oluşan 2 mm kalınlığında katmanlarla kaplamışlardır. Katmanlı BK'ların yeni ve gelişmekte olan bir teknik olduğuna değinmişlerdir. Analitik çözümleri için formüller geliştirmişlerdir. Yükleme basıncını 15 MPa olarak belirlemişlerdir. Elde ettikleri sonlu elemanlar analizi ve analitik çözümleri karşılaştırmışlardır. Her iki metodun da birbiri ile uyum içinde olduğunu ortaya koymuşlardır [57].



Şekil 1.67. Eksenel simetrik modeli [57]

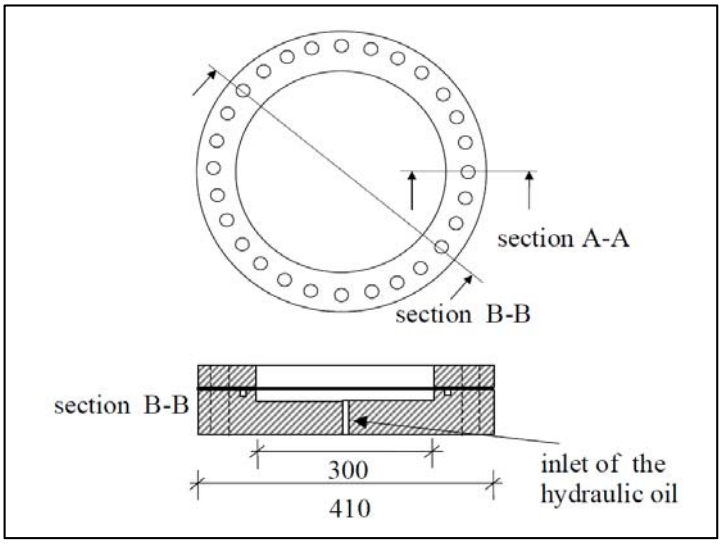
Kişioğlu (2007) DOT-4BA olarak bilinen propan basınçlı silindirleri için Şekil 1.68'de görüldüğü gibi yeni bir kapak tasarımı başlıklı çalışmasında, propan silindirlerinin alt ucunda meydana gelen çökmenin ortadan kaldırılması için sayısal bir yaklaşım kullanarak yeni kapak tasarımı yapmıştır. Deney basıncında yükleme yapıldığında silindirlerin şekil değiştirmesiyle dik durmamasına neden olduğunu belirttiği çalışmasında malzemeyi değiştirmeden burkulma problemini ortadan kaldırmak için analitik çalışmalar yapmıştır. 2B ve 3B sonlu elemanlar modelleri kullanarak simülasyon çıktılarını değerlendirmiştir. Yeni tasarımda kapak kısmında 4 çıkıntı meydana getirerek daha dayanıklı hale getirmiştir. Aynı zamanda daha yüksek burkulma limitlerine dayanabildiği gibi üreticiye de düşük maliyet avantajını sağladığına değinmiştir [58].



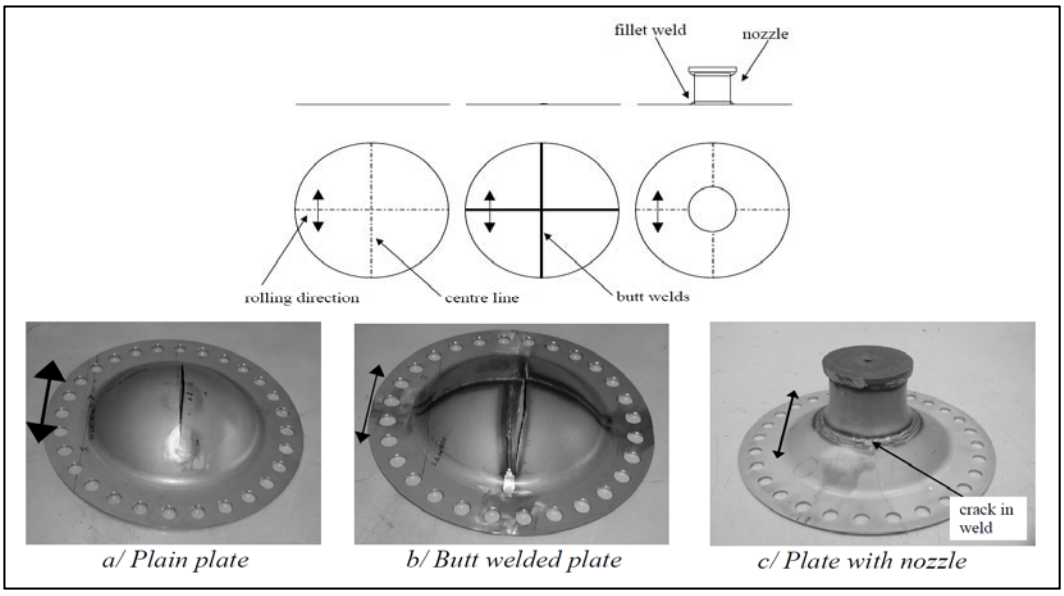
Şekil 1.68. Uç kapak tasarımı ve çıkıntı geometrisi [58]

Veljkovic ve Gozzi (2004) dubleks malzemeler için çeşitli kaynak metotlarını inceledikleri çalışmalarında, normalde kaynak malzemesinin akma ve çekme gerilmelerinin ana malzemeden daha yüksek veya aynı, ancak hasar anındaki birim uzama değerlerinin ana malzemeden daha düşük olduğunu belirtmişlerdir. 4 mm kalınlığında düzlem bir kabuk malzemenin deformasyon basıncını belirlemek için Şekil 1.69'da görüldüğü gibi bir deney düzeneği kurmuşlardır. Deney plakasını düzeneğe yerleştirdikten sonra iki parçalı gövde arasına sıkıştırmışlardır. Plakanın alt kısmına gelecek bir konumdan hidrolik yağ girişi için bir kanal açmışlardır. Bu kanaldan her saniyede 0,5 bar sabit basınç artışlı olacak şekilde yükleme

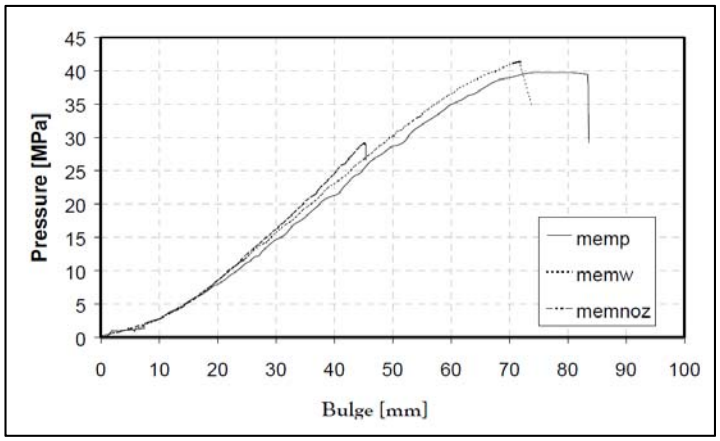
gerçekleştirmişlerdir. Şekil 1.70'de görüldüğü gibi sırasıyla düzlem plaka, kaynaklı plaka ve nozullu plaka olmak üzere 3 farklı deney numunesi üzerinde çalışmışlardır. Burada gösterilen oklar numunelerin haddeleme yönlerini göstermektedir. Şekil 1.71'de ise deney numunelerinin PB'larının sac malzemede kaç mm çıkıntı oluştuğunda meydana geldiği görülmektedir. En fazla uzamanın 81,4 mm ile kaynaksız düzlem plakada; 39,3 MPa basınçta meydana geldiğini tespit etmişlerdir. Sonlu elemanlar modeli geliştirerek deneysel sonuçlarla karşılaştırmışlar ve birbirleriyle uyumunu ortaya koymuşlardır [59].



Şekil 1.69. Deney düzeneği [59]

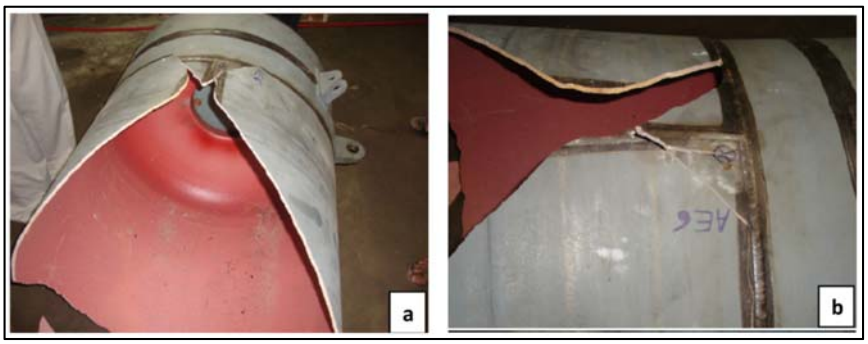


Şekil 1.70. Plakalar, a) Düzlem plaka, b) Kaynaklı plaka, c) Nozullu plaka [59]



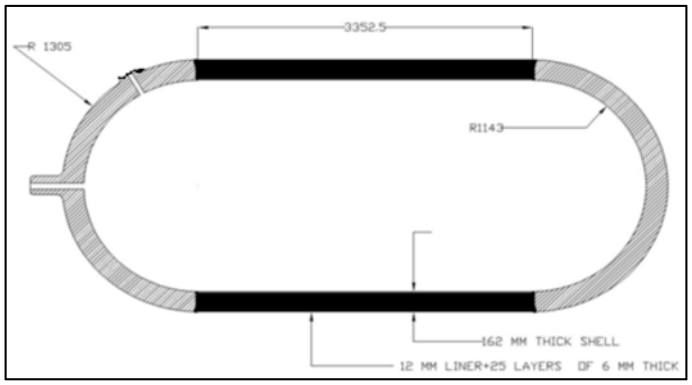
Şekil 1.71. Numune sonuçlarının karşılaştırılması [59]

Jha ve diğ. (2013) yüksek mukavemetli düşük alaşımlı 0,15 C,-1,25 Cr-0,25 V çelik BK'ın hasar analizi konulu çalışmalarında; deformasyona uğramış BK'ın hasar nedenini araştırmışlardır. Sınıflandırma yapabilmek için deneysel olarak patlatılan bir tankın TB 120 bar iken, 109 bar basınçta patladığına değinmişlerdir. 700 mm çapında ve 6,2 mm cidar kalınlığına sahip tank, 3 ayrı silindirik kabuğun bükülmesi ile imal edilen silindirik tankları kaynak ile birleştirmişlerdir. Tankın maksimum efektif ÇB 80 bar, TB 120 bar ve minimum PB 160 bar olarak tasarlamışlardır. Deneysel olarak 6 adet tank TB'nda deneye tabi tutulmuş ve 5 adet tankın sistem basıncına başarılı bir şekilde dayandığını tespit etmişlerdir. Tankın cidar kalınlıklarını ölçmüşler ve minimum 5,72 mm olduğunu belirlemişlerdir. Şekil 1.72.a ve b'de patlamış hali görülen tankın TEM ile tüm parçalarını incelemişlerdir. Sonuç olarak kaynak işlemi sırasında, kaynak nüfuziyetinin zayıf gerçekleşmiş olduğunu tespit etmişlerdir. Bunun çatlak başlangıcına neden olduğu ve iç basınç etkisi ile patlama gerçekleştiğini belirlemişlerdir [60].



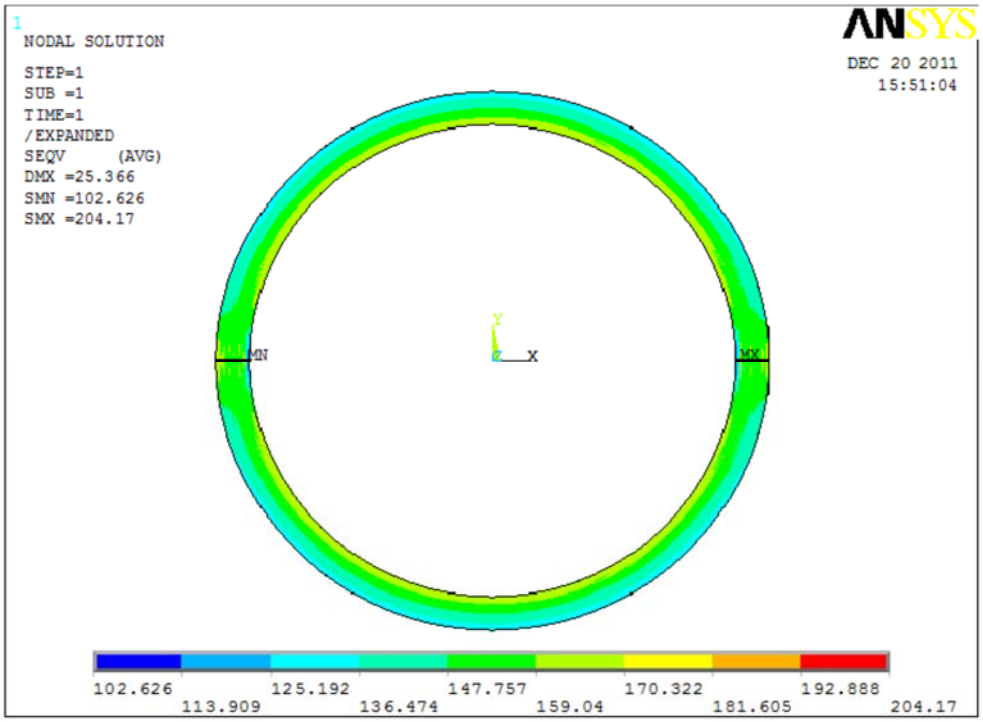
Şekil 1.72. Deformasyona uğramış tankın görünümleri [60]

Raparla ve Seshaiah (2012) çok katmanlı yüksek BK'ların tasarım ve analizi konulu çalışmalarında tek katmanlı BK'lara göre avantajlarını incelemişlerdir. Şekil 1.73'de şematik görünümü verilen ve ASME standartlarına göre tasarlanan BK'ın bilgisayar destekli analizini ANSYS' de gerçekleştirmişlerdir. Tasarladıkları BK'ın TB 21 N/mm^2 ve hidrostatik basıncı ise 27,3 N/mm^2'dir. Kullandıkları malzemenin 276,6 MPa akma gerilmesi ve 492,9 MPa çekme gerilmesi değerlerine sahip olduğunu belirtmişlerdir. Teorik değerleri tek katmanlı ve çok katmanlı BK'lara uygulayarak ayrı ayrı karşılaştırmalarını yapmışlardır [61].



Şekil 1.73. Çok katmanlı BK tasarımı [61]

Şekil 1.74'de simülasyon sonucu elde edilen von Mises gerilmesi görülmektedir. Burada 204 MPa gerilme oluştuğu görülmektedir. Akma gerilmesi olan 276,6 MPa değerinden daha düşük olduğundan tank malzemesinin hasar görmediğine değinmişlerdir. Tasarım çalışmaları sonucunda tek katmanlı BK'a göre çok katmanlı tankların % 26,02 daha az malzeme kullanılarak, aynı dayanıma karşı koyabildiklerini belirlemişlerdir. Çok katmanlı tankların iç yüzeyden dış yüzeye gerilme değişimi % 12,5 olmasına rağmen tek katmanlı BK'larda bu değişim % 17,35 olduğunu tespit etmişlerdir. Gerilme dağılımındaki bu durumun tek katmanlı tanklara göre daha üniform olduğu anlamına geldiğine değinmişlerdir. Gerilme dağılımının minimizasyonunun tasarımcıların çok önem verdikleri bir konu olduğuna vurgu yapmışlardır. Teorik olarak farklı formüller kullanılarak elde ettikleri değerlerin ANSYS programında yaptıkları analizler ile elde ettikleri değerlere çok yakın olduğunu ortaya koymuşlardır. Böylece yaptıkları analizin çok katmanlı BK tasarımı için uygun olduğu sonucuna varmışlardır. Çok katmanlı BK'ların bu avantajlarından dolayı daha yüksek basınç ve sıcaklıklarda çalışabileceğine değinmişlerdir [61].



Şekil 1.74. Çok katmanlı BK'ta meydana gelen von Mises gerilmesi [61]

1.4. Literatür Araştırması Sonuçları

Yukarıdaki üç farklı kategoride verilen literatür araştırmasından, ülkemizde taşıt LPG tanklarının üretici firmaları kapsayacak şekilde PB'ları ve yorulma performanslarının henüz karşılaştırmalı olarak belirlenmediği görülmektedir. Bu tez çalışmasında; ülkemizde üretilerek hem yurtiçi piyasada hem de yurtdışı piyasasında satışa sunulan ve en çok tercih edilen hacimlerde taşıt LPG tanklarının PB'ları ve yorulma performanslarının deneysel ve simülasyon çalışmaları ile karşılaştırmalı olarak incelenmesi ilk defa gerçekleştirilmiştir. Böylece literatürdeki bu eksik alanın doldurulması amaçlanmıştır. Kullanıcıların tercihlerine göre taşıt bagajına veya yedek teker bölümüne yerleştirilebilen tankların bazı üretici firmaları kapsayacak şekilde incelenerek performans analizleri gerçekleştirilmiştir. Buna göre Türk Standardı (TS) ile karşılaştırılarak en iyi performansa sahip tanklar belirlenmiştir. Bunun yanında standartlarda öngörülen değerlerin altında performans sergileyen tanklar da tespit edilmiş olup, bu sonuçlar tez çalışmasının önemli bulguları arasında yer almaktadır.

2. TAŞIT LPG TANKLARI

2.1. LPG Tankları Tasarımı

2.1.1. LPG tank tipleri

Taşıt LPG tankları genel olarak iki tipte üretilmektedir. Bunlar geometrik şekil olarak silindirik ve torisferik (simit) tanklar diye isimlendirilirler. Taşıt LPG tankları, taşıtın ihtiyacına ve yerleştirilmesi istenilen yerin yapısına göre çeşitli hacimlerde, 35 lt ila 90 lt arasında üretimi yapılarak kullanılmaktadır. Yaygın olarak silindirik tanklar 40 ve 60 lt, torisferik tanklar ise 41 ve 42 lt hacimlerinde imal edilirler. Tanklar dolum ağzına göre A sınıfı ve B sınıfı olarak isimlendirilmektedir. Şekil 2.1.a'da A tipi, Şekil 2.1.b'de B tipi silindirik tank görülmektedir. Şekil 2.2.a'da A tipi, Şekil 2.2.b'de B tipi simit tank görülmektedir. Silindirik tip tanklar bagaj kısmına yerleştirilirken, torisferik tip tanklar ise yedek tekerleğin bulunduğu bagaj havuzuna monte edilmektedir.



(a) (b)

Şekil 2.1. Silindirik tip LPG tankları, a) A tipi tank, b) B tipi tank



(a) (b)

Şekil 2.2. Torisferik tip LPG tankları, a) A tipi tank, b) B tipi tank

2.1.2. LPG tank malzemesi

LPG tankı imalatında, sac olarak adlandırılan çelik malzeme tank üretici firma tarafından standartlar doğrultusunda seçilmektedir. Tanklarda genel olarak Tablo 2.1'de mekanik özellikleri ve Tablo 2.2'de kimyasal bileşenleri verilen Erdemir 6842 DIN EN 10120, P265NB kalitesinde ve 2,5-3 mm kalınlığında çelik saclar kullanılmaktadır. Erdemir tarafından imal edilen bu sac malzemesi sıcak haddelenmiş ve düşük karbonludur [62].

Tablo 2.1. Erdemir 6842 tank çeliğinin mekanik özellikleri [62]

Erdemir Kalite No	Standart Karşılığı		Akma Dayanımı (MPa)	Çekme Dayanımı (MPa)		Uzama (%)
	Standart	Kalite	Min.	Min.	Max.	
6842	DIN EN 10120	P265NB	265	410	500	24

Tablo 2.2. Erdemir 6842 tank çeliğinin kimyasal bileşenleri [62]

	C	Mn	P	S	Si	Al	N	Ti	Nb
Değer	Max.	Min.	Max.	Max.	Max.	Min.	Max.	Max.	Max.
DIN EN 10120 Standardı	0,19	0,4	0,025	0,015	0,25	0,02	0,009	0,03	0,05
Erdemir 6842	0,18	0,5	0,015	0,01	0,1	0,02	0,009	0,03	-

2.1.3. LPG tank standardı

Motorlu taşıtların kaynak yapılmış çelik LPG tanklarının tasarımı, imalatı ve deneye tabi tutulması ile ilgili kuralları; Avrupa'da ECE-R 67, Türkiye'de ise TS 12095–1 EN 12805 Standardı belirlemektedir. Bu standardın içeriği, LPG'nin motorlu taşıtlarda yakıt olarak kullanıldığı yerde kalıcı olarak yerleştirilen kaynak yapılmış çelik LPG tanklarını kapsamaktadır.

Standart da belirtilen DB; deney işlemleri sırasında tankın maruz kaldığı basıncı, TB; hesaplamaların esas alındığı basıncı, ÇB ise; normal çalışma şartları altındaki basıncı ifade etmektedir.

Standart da "silindirik tank" ve "özel tank" olmak üzere iki farklı tank tanımlanmaktadır. Ayrı bir tankın imalatçı (farklı ticari ad ve işaretler), biçim, delikler, malzeme, kaynak işlemi, ısıl işlem, imalat hattı, çap, yükseklik (özel bir tank olması durumunda), anma et kalınlığı ile ilgili olarak önemli derecede farklılık göstermediği tank tipleri imalatının gerçekleştirilebilmesine izin vermektedir. Ancak standart da belirtilen koşulları sağlaması zorunludur.

Tanklara; çeliğin üniform bir sıcaklıkta ısıtılması ve kontrollü bir ortam içinde soğutulması suretiyle metalürjik yapısının değiştirilmeden, oluşan gerginlikleri azaltmak için gerginlik giderme ısıl işlemi yapılması gerekmektedir [63].

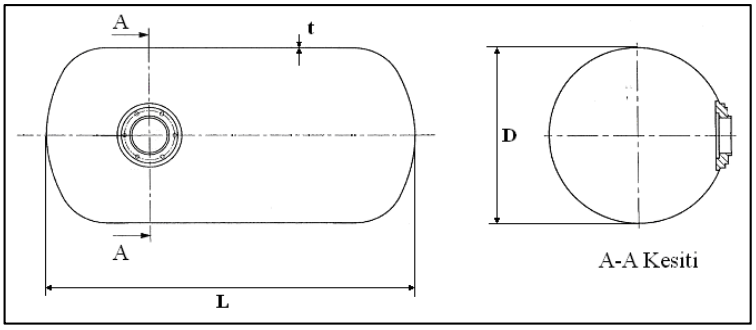
2.1.3.1. Silindirik gövdenin tasarımı

Tankların silindirik gövdesi, sac malzeme kıvrılarak ve boyuna kaynak edilerek elde edilmektedir. Şekil 2.3'da gösterilen taşıt silindirik LPG tanklarının silindirik gövdesinin TS 12095-1 EN 12805 Standardına göre en az et kalınlığı (t) boylamasına kaynağı olmayan tanklarda Denklem (2.1) deki gibi hesaplanır.

$$t=\frac{P_h D}{1500R_e+P_h} \tag{2.1}$$

Burada t; et kalınlığını [mm], P_h; hidrolik deney basıncını [kPa], D; tankın dış anma çapını [mm] ve R_e ise malzeme standardı ile sağlanan en düşük akma dayanımını [N/mm^2] ifade etmektedir [63]. Boylamasına kaynağı olan tanklarda z; kaynak faktörünü ifade etmek üzere Denklem (2.2)'deki gibi hesaplanmaktadır;

$$t=\frac{P_h D}{1500R_e z+P_h} \tag{2.2}$$

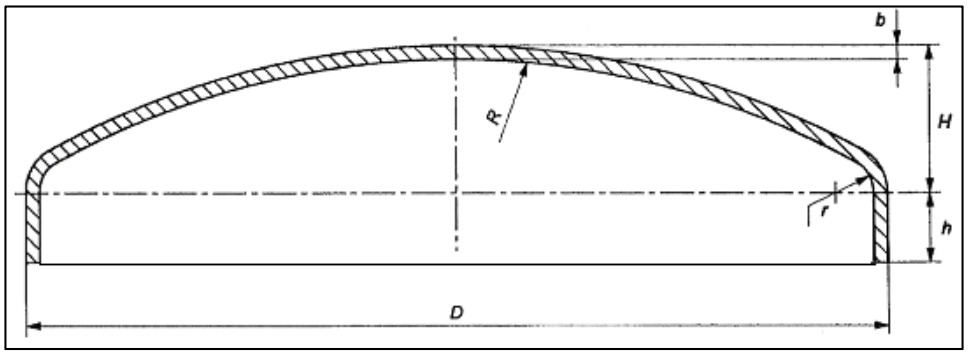


Şekil 2.3. Silindirik gövde tasarımı ve boyutları [63]

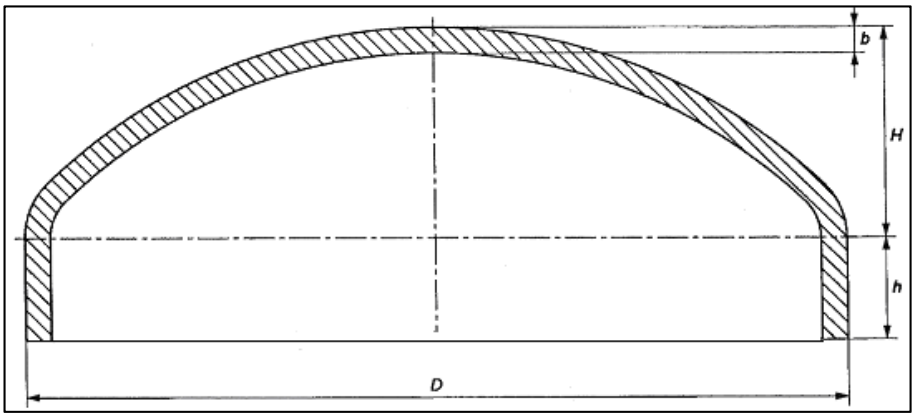
Bu çalışmada, incelenen tanklar 3 parçalı olup, silindir gövdesinde boyuna kaynak bulunmaktadır. Dolayısıyla silindirik gövdenin en az et kalınlığı (t) Denklem (2.2)'deki gibi hesaplanmaktadır.

2.1.3.2. Uç kapakların tasarımı

Taşıt LPG tanklarının uç kapakları, tek parça halinde iki ayrı geometride tasarlanmaktadır. Bunlar; Şekil 2.4'de gösterildiği gibi torisferik ve Şekil 2.5'de gösterildiği gibi elipsoid kapak tipleridir. TS 12095-1 EN 12805 Standardına göre taşıt silindirik LPG tanklarının kapak kısımları "derin çekme" veya "sıvama" metotları ile üretilmektedirler. Bu çalışmada kullanılan taşıt silindirik LPG tankının kapak çeşidi torisferik kapaklardır [63].



Şekil 2.4. Torisferik kapak tasarımı [63]



Şekil 2.5. Elipsoid kapak tasarımı [63]

Burada b; tankların kapakları şekillendirildikten sonra uç kısımların et kalınlığını ve C; biçim faktörünü ifade etmek üzere Denklem (2.3)'e göre hesaplanmaktadır;

$$b=\frac{P_h D}{1500 R_e z} C \tag{2.3}$$

TS 12095-1 EN 12805 Standardına göre torisferik uç kapakların boyutları Şekil 2.4'de görülen ifadelere gmre $r \geq 0{,}1D$ ve $R \leq D$ olmalıdır. Ayrıca r yarıçapı; $r \geq 2b$ ve h yüksekliği; $h \geq 4b$ değerini karşılamalıdır. H yüksekliği; $H \geq 0{,}18D$, b kalınlığı ise $0{,}003D \leq b \leq 0{,}08D$ aralığında olmalıdır. Buna göre H yüksekliği Denklem (2.4)'da görülen formül ile hesaplanır.

$$H=(R+b)+\sqrt{[(R+b)-D/2][(R+b)+D/2-2(r+b)]} \tag{2.4}$$

Elipsoid kapakların boyutları ise Şekil 2.5'de görüldüğü gibi H yüksekliği $H \geq 0{,}1D$ ve $h \geq 4b$ olmalı, b kalınlığı ise $0{,}003D \leq b \leq 0{,}08D$ koşulunu sağlamalıdır. Buna göre torisferik kapak ile elipsoid kapak arasındaki en belirgin fark, tank ucunun bombeli kısmının dış yüksekliği ile bombeli ucun silindirik kısmının yüksekliği oranıdır. Şekil 2.4 ve Şekil 2.5'de görülen parametrelerin isimlendirilmesi aşağıdaki şekilde ifade edilmektedir.

r : Standart silindirik tankın bombeli ucunun iç kısmının büküm yarıçapı, [mm]
R : Standart silindirik tankın bombeli ucunun bombe iç yarıçapı, [mm]
b : Bombeli uçların hesaplanmış en düşük et kalınlığı, [mm]
h : Bombeli ucun silindirik kısmının yüksekliği, [mm]
H : Tank ucunun bombeli kısmının dış yüksekliği, [mm]

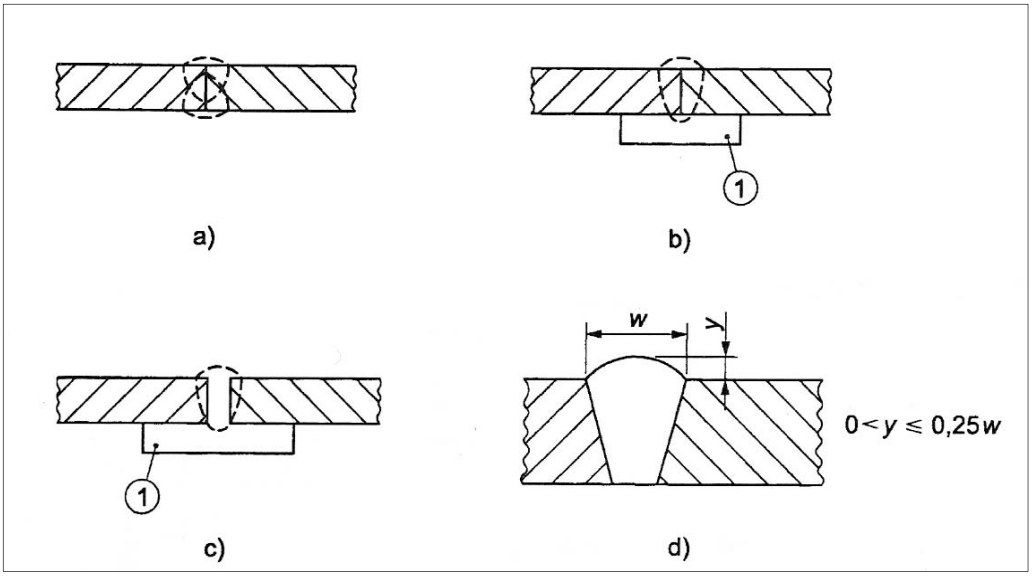
2.1.3.3. Kaynak özellikleri

Alın kaynakları otomatik veya yarı otomatik kaynak işlemi ile yapılmalıdır. Alın kaynakları, basınca maruz kalacak gövde üzerinde profil değişiminin olduğu yerlerde bulunmamalıdır. Açılı kaynaklar ise, alın kaynaklarından en az 10 mm uzakta olmalıdır. Tank PD'nin şartlarını sağlıyorsa, bombeli uçlardaki küçük yarıçap (r) alanlarındaki kaynaklı birleştirme noktalarına müsaade edilir.

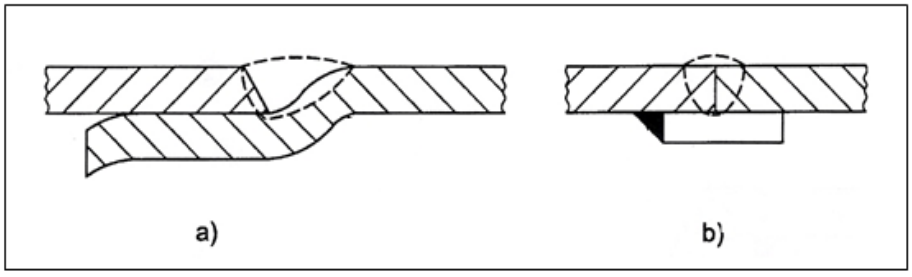
Tanktaki kaynaklar, boylamasına kaynak için, gövde malzemesi et kalınlığı kesitinin tamamı üzerinde bir alın kaynağı şeklinde yapılır. Kaynak işlemi Şekil 2.6'da görülen türlerden herhangi biri ile gerçekleştirilebilir. Şekil 2.6.a'da altlıksız -

boşluksuz alın kaynağı, b'de altlıklı - boşluksuz alın kaynağı, c'de altlıklı - boşluklu alın kaynağı ve d'de ise kaynak ağızlı - boşluklu alın kaynağı türleri görülmektedir. Bu çalışma kapsamında incelenen silindirik gövdenin boylamasına kaynak işleminde Şekil 2.6.c'de belirtilen boşluklu ve altlıklı metot kullanılmıştır.

Çevre kaynağı, gövde malzemesi et kalınlığı kesitinin tamamı üzerinde bir alın kaynağı şeklinde yapılır. Çevre kaynağı tiplerinden Şekil 2.7.a'da bindirme kaynağı, Şekil 2.7.b'de ise alın kaynağı görülmektedir. Bu çalışmada incelenen tanklarda Şekil 2.7.a'da görülen tipte bindirme kaynağı yapılmıştır.



Şekil 2.6. Boylamasına alın kaynağı tipleri [63]



Şekil 2.7. Çevre kaynağı, a) Bindirme kaynağı, b) Alın kaynağı [63]

2.1.3.4. İşaretlemeler

Tank üzerinde ürün seri numarası, litre cinsinden su kapasitesi, "LPG" işareti, bar cinsinden hidrolik DB bulunmalıdır. Ayrıca "En fazla dolum oranı % 80" yazısı, hidrolik deneyin yapıldığı yıl ve ay, onay işareti, imalatçının adı ve ticari markası,

mm cinsinden tank çapı (silindirik tankta), mm cinsinden yükseklik (özel tanklarda) bilgilerini de içermelidir. Bu bilgiler bağlantı levhasına, halkasına veya sabit kalacak şekilde takılan tanıtım plakasına açıkça ve kalıcı olarak işaretlenmelidir. Ayrıca, tank yerleştirildiğinde doğru yerleşmeyi sağlamak için üzerine bir referans işareti konulmalıdır [63].

2.1.3.5. Hidrolik basınç altında patlatma deneyi

Basınç, tank patlayıncaya kadar düzenli bir oranda artırılmalı ve bu süre boyunca basınçtaki değişiklik kaydedilmelidir. Deney sırasında, en yüksek debi dakikada tankın kapasitesinin %3'ünü aşmamalıdır. Tankın PD'nin yorumlanmasında PB, basıncın yükselmeye başladığı an ile patlama anı arasındaki tankın hacimsel olarak genleşmesindeki artış ile yırtık ve yırtık kenarları şeklinin muayenesi yapılmalıdır. Ölçülen minimum PB, P_b, en az Denklem (2.5)'deki formül ile hesaplanır;

$$P_b=2,25DB=6750 \text{ [kPa]} \tag{2.5}$$

Patlama anında tank hacmindeki belirgin değişiklik; tankın uzunluğu çapından büyükse % 20'den, tankın uzunluğu çapına eşit veya küçükse % 17'den, özel bir tank olması durumunda, % 8'den az olmamalıdır. PD, tankın herhangi bir şekilde parçalanmasına sebep olmamalıdır. Ana yırtık hiçbir kırılganlık göstermemelidir. Diğer bir ifadeyle yırtığın kenarları, radyal olmamalı, çapa ait düzleme göre belirli bir açıda olmalı ve kalınlıkları boyunca alan daralması göstermelidir. Ayrıca, yırtılma metaldeki bir kusuru ortaya çıkarmamalıdır [63].

2.1.3.6. Hidrolik deney

Aksesuarsız ancak delikleri kapalı haldeki mamul tankların tamamı, sızıntı yapmadan veya kalıcı olarak şekil değişikliğine uğramadan, 3.000 kPa'lık hidrolik basınca dayanmalıdır. Tank içerisindeki hidrolik basınç, 3.000 kPa'lık DB'na düzenli olarak ulaşıncaya kadar artırılmalıdır. Tankta basıncın düşmediğini ve sızıntı olmadığını doğrulamak için, tank yeterince uzun bir süre DB değerinde tutulmalıdır. Deneyden sonra tank, kalıcı bir şekil değişikliği göstermemelidir [63].

2.1.3.7. Sadece dayanımı hesap edilemeyen tanklar için yorulma deneyi

Üç tank deneye tabi tutulmalıdır. Tanklar, tasarımlanmalarına göre en az et kalınlığı bakımından temsil edici olmalı ve tank üzerine tanıtıcı levha ile işaretlenmelidir. Tanklar, malzemeyi aşındırıcı olmayan sıvı ile doldurulmalı ve aşağıdaki işlemlerden biri uygulanarak birbiri ardına hidrolik basınç dalgalanmalarına maruz bırakılmalıdır.

1. İşlem;

Yüksek deney basıncı, TB'nin 2/3'ü olmalı,
Basınç dalgalanmasının frekansı 0,25 Hz'i aşmamalı,
Tank, 60.000 çevrime tabi tutulmalı,
Tankın dış yüzeyindeki sıcaklık, deney sırasında 50 °C'yi aşmamalı,
Tankın basınca maruz kalan parçaları, patlamamalı veya sızıntı yapmamalıdır.

2. İşlem;

Yüksek deney basıncı, TB'na eşit olmalı,
Basınç dalgalanmasının frekansı 0,25 Hz'i aşmamalıdır,
Tank, 12.000 çevrime tabi tutulmalı,
Tankın dış yüzeyindeki sıcaklık, deney sırasında 50 °C'yi aşmamalı,
Tankın basınca maruz kalan parçaları, patlamamalı veya sızıntı yapmamalıdır.

2.1.3.8. Isıl işlem

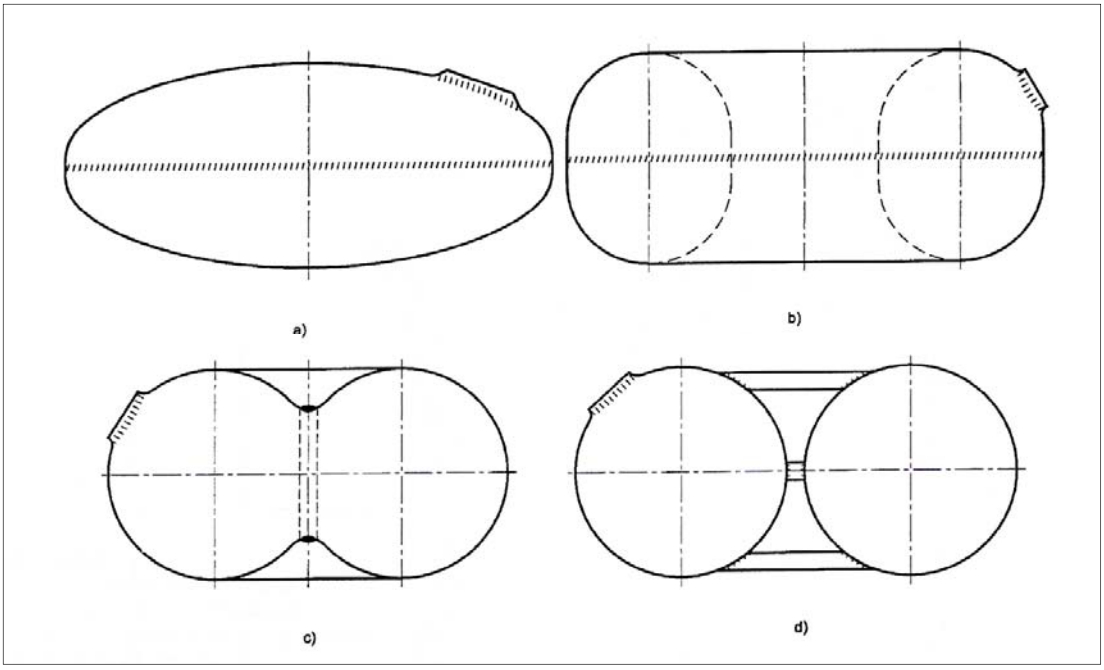
Tank imalatçısı, tankların yeterince ısıl işleme tabi tutulmuş olduğunu gösteren kayıtları muhafaza etmelidir. Tamamlanmış bir tankın bölgesel olarak ısıl işleme tabi tutulmasına müsaade edilmez. Isıl işlem aşağıda belirtilenlere göre yapılmalıdır;

a. Et kalınlığı ≥ 5 mm olan tanklar; sıcak haddelenmiş ve normalleştirilmiş malzeme ise gerilim giderme veya normalleştirme işlemi, değişik bir malzeme ise normalleştirme işlemi yapılmalıdır.

b. Et kalınlığı < 5 mm olan tanklar; Bütün tankın normalleştirilmesi gerekmektedir. % 5'ten daha fazla şekil bozukluğuna uğramış tank parçalarına normalleştirme işlemi uygulanmalıdır [63].

2.1.3.9. Silindirik olmayan tanklar

Silindirik tankın dışındaki diğer tank biçimlerinde tasarımın yeterliliği, hesaplama ve bir YD ile veya uygun bir gerilim analizleri ile gösterilmelidir. Şekil 2.8'de tank biçimlerine örnekler görülmektedir. Şekil 2.8.a'da eliptik tank, b'de toroid biçimli tank, c'de çift tank ve d'de ikiz tank görülmektedir. Silindirik tanklardaki bütün kaynak özellikleri bu tanklar içinde uygulanmalıdır. Bu çalışma kapsamında torisferik tank olarak isimlendirilen tanklar Şekil 2.8.b'de görünen toroid biçimli tank olup, standartta "silindirik olmayan tank" grubunda değerlendirilmektedir.



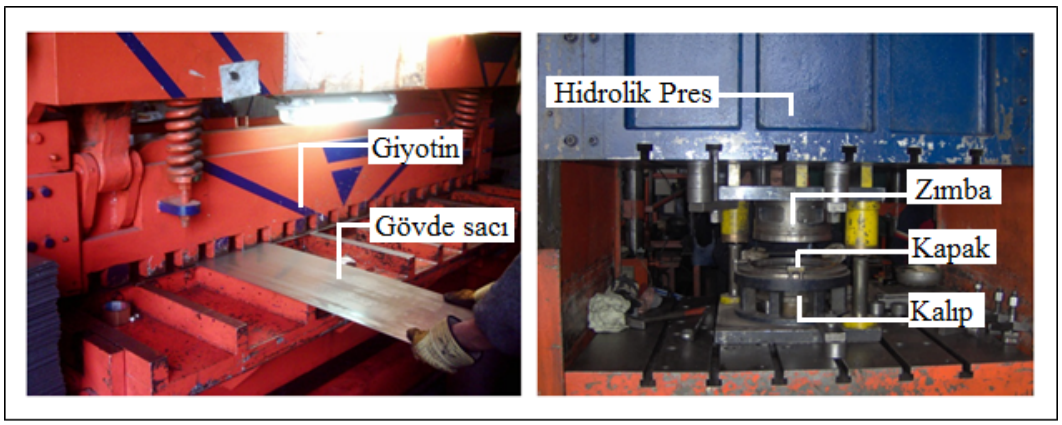
Şekil 2.8. Tank biçimleri için örnekler, a) Eliptik tank, b) Toroid biçimli tank, c) Çift tank, d) İkiz tank [63]

2.2. LPG Tankı Üretim Metodu

2.2.1. Silindirik LPG tankı üretimi

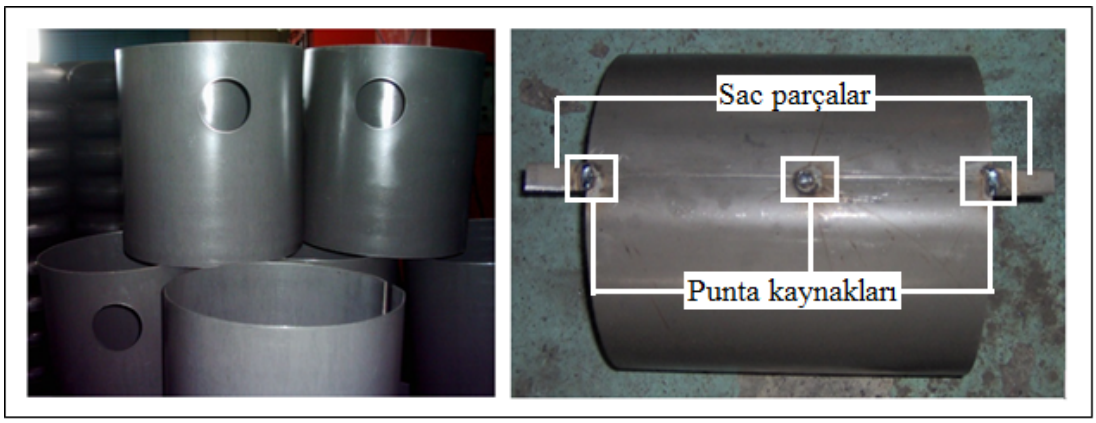
LPG tankları; silindirik gövde ve uçlarına kaynatılan iki torisferik kapak olmak üzere üç ana elemandan oluşmaktadır. Silindirik gövde imalatı için Şekil 2.9a'da görüldüğü gibi sac malzeme dikdörtgen şeklinde kesilmektedir. Torisferik kapaklar ise Şekil 2.9.b'de görüldüğü gibi hidrolik preste derin çekme metodu ile üretilmektedir. Dikdörtgen şeklindeki gövde sacı kıvrılarak Şekil 2.10.a'da görüldüğü gibi silindir şekli verilir. Bundan sonra Şekil 2.10.b'deki gibi 2 mm

boşluklu olacak şekilde punta kaynağı ile tutturulur. Aynı zamanda her iki ucuna küçük sac parçalar kaynatılarak, kaynak ısısı nedeniyle bu bölgelerde sacın ergimesi ve tankta meydana gelebilecek sızıntılar önlenmiş olmaktadır. Silindirik gövde kaynak altlığı kullanılarak tek paso halinde boylamasına kaynak yapılır.



(a) (b)

Şekil 2.9. Tank imalatı, a) Gövde sacının kesilmesi, b) Kapağın preste imalatı



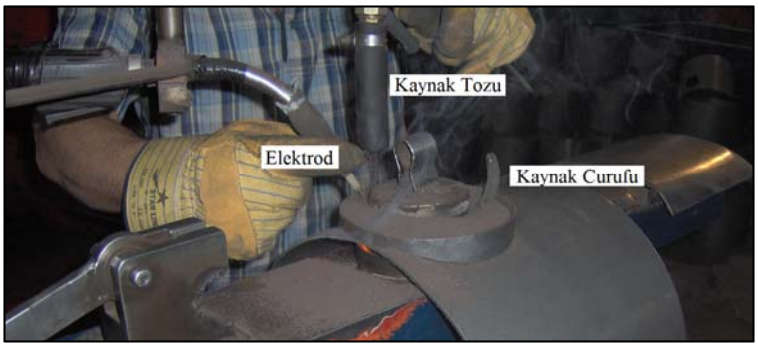
(a) (b)

Şekil 2.10. Tank imalatı, a) Sacın kıvrılması, b) Silindirik gövdenin oluşturulması

Taşıt LPG tanklarının parçalarının birleştirilmesinde tozaltı kaynağı yöntemi kullanılmaktadır. Tozaltı kaynağı, arkın koruyucu toz altında oluşturulması ile yapılan bir kaynak türüdür. Günümüzde özellikle BK imalatında sıklıkla kullanılan bir kaynak yöntemidir. Tozaltı kaynağında kullanılan tozun görevi, kaynak bölgesini havanın zararlı ortamından korumak, kaynak dikişinin istenilen özellik ve kalitede olmasını sağlamaktır. Yoğunluğu az olan gerecin bir kısmı kaynak eriyik havuzu içerisinde karışırken, diğer kısmı kaynak bölgesinde oluşan yüksek sıcaklıktan dolayı yüzeyde toplanır. Yüzeyde toplanan kaynak tozu Şekil 2.11'de görüldüğü gibi cüruf

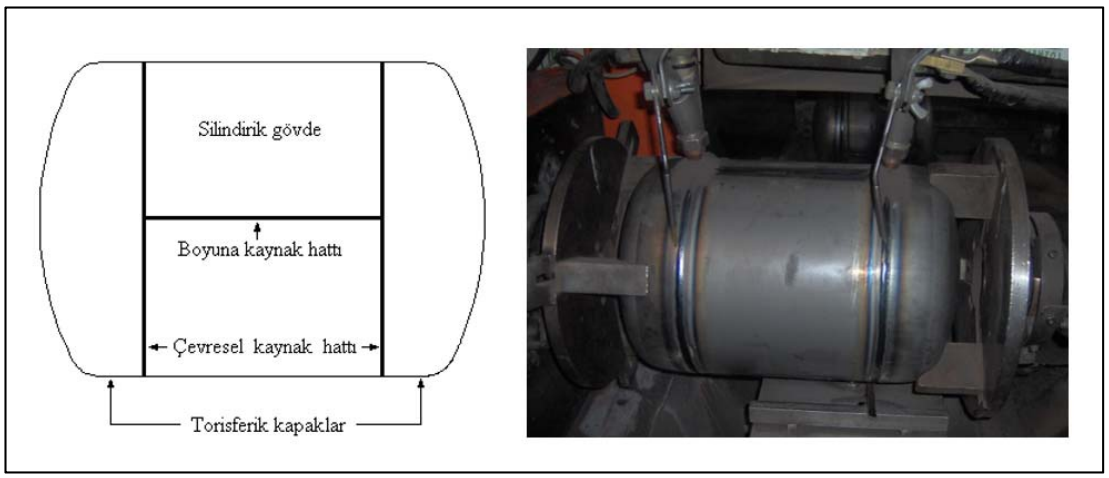
tabakasını oluşturur. Bu tabaka kaynak yüzeyinin ani soğumasını önler ve bu sırada kaynak içerisinde oluşan gazların dışarı çıkmasını sağlar. Bu esnada kaynak dikişine fiziksel olarak biçim vererek kaynak yüzeyinin düzgün olmasını sağlar [64].

Tozaltı kaynak yönteminde kullanılan elektrotlar kaynak teli olarak adlandırılır. Bu teller yüksek manganlı özel çeliklerden üretilir ve üzerleri bakırla kaplanır. Bu tellerin içerisinde aynı zamanda C, Si, Mn, Cr, Ni gibi alaşım elementleri de katılır [64]. Basınçlı tankların birleştirme işlemlerinin tozaltı kaynak yöntemi ile yapılmasının yüksek güvenlik ihtiyacını karşılaması için tercih edilmektedir.



Şekil 2.11. Silindirik tank gövdesine kloretin kaynatılması

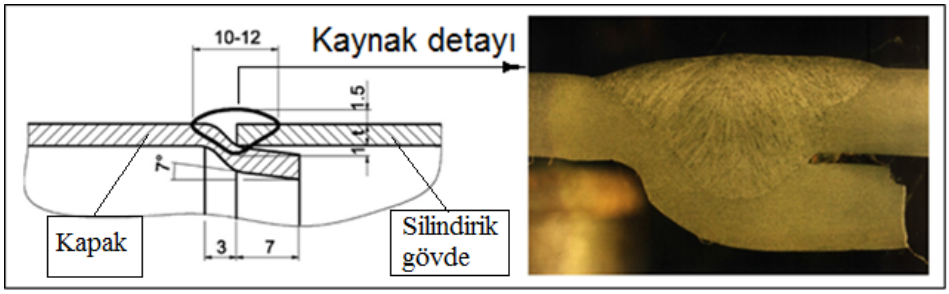
Şekil 2.12.a'da görüldüğü gibi tank eksenine paralel boyuna bir kaynak hattı bulunmaktadır. Kapaklar tank gövdesine bindirme kaynağı yöntemi ile tek paso halinde Şekil 2.12.b'de görüldüğü gibi tozaltı kaynağı tekniği kullanılarak birleştirilmektedir. Silindirik gövdenin her iki ucuna kaynatılması gereken kapaklar aynı anda işleme tabi tutulmaktadırlar.



(a) (b)

Şekil 2.12. Tank imalatı, a) Kaynak hatları, b) Kapakların gövdeye kaynatılması

Silindirik tankların gövde kısmının kapaklarla birleştirilme işleminde bindirme kaynağı yapılabilmesi için kapaklara girinti oluşturulmaktadır. Bu girintili kısımlar Şekil 2.13.a'da görüldüğü gibi silindirik gövdenin içine gelecek şekilde yerleştirilerek kaynak işlemi yapılmaktadır. Böylece birleşme yerlerine kaynak işlemi uygulanmaktadır. Kaynak işleminden sonra birleştirilen kısım Şekil 2.13.b'de ki gibi görülmektedir.



(a) (b)

Şekil 2.13. Kaynak detayı, a) Kapak ve gövdenin kaynak kısmı şematik görünümü, b) Kaynak mikro fotoğrafı [9]

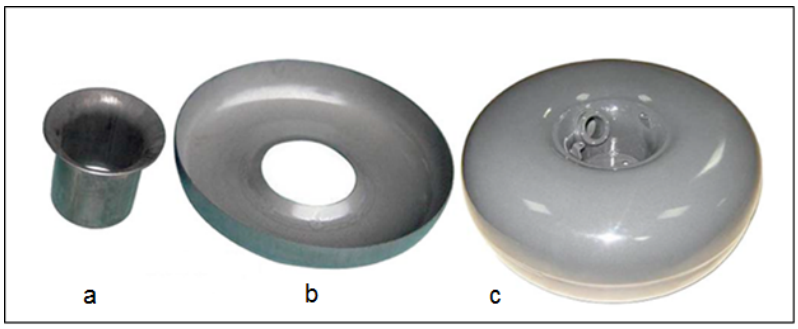
İmalat aşamasının sonunda tank etiketi kaynatılır. Daha sonra gerginlik giderme işlemi için yüksek sıcaklıkta fırınlanırlar ve kendiliğinden soğumaya bırakılır. İmalatı yapılan tüm tanklar kaynak işlemlerinden sonra sızdırmazlık ve kalite deneylerine tabi tutulurlar. Üretilen tankların içerisine tarif edilen DB'na kadar su basılarak kalıcı hacim değişikliği deneyi yapılır. Şekil 2.14'de görüldüğü gibi sızdırmazlık deneyi sac malzemenin; kesme, bükme ve kaynak işlemleri esnasında meydana gelebilecek olumsuzlukları kontrol etmek amacıyla yapılır. Deneylerden başarı ile geçen tanklara kumlama işlemi yapılarak dış etkenlerden korunması için elektrostatik boyama yapılır.



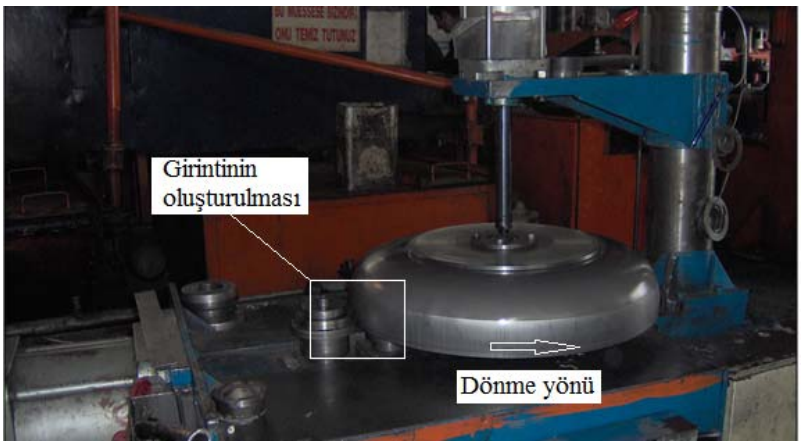
Şekil 2.14. Sızdırmazlık deneylerinin yapılması

2.2.2. Torisferik LPG tankı üretimi

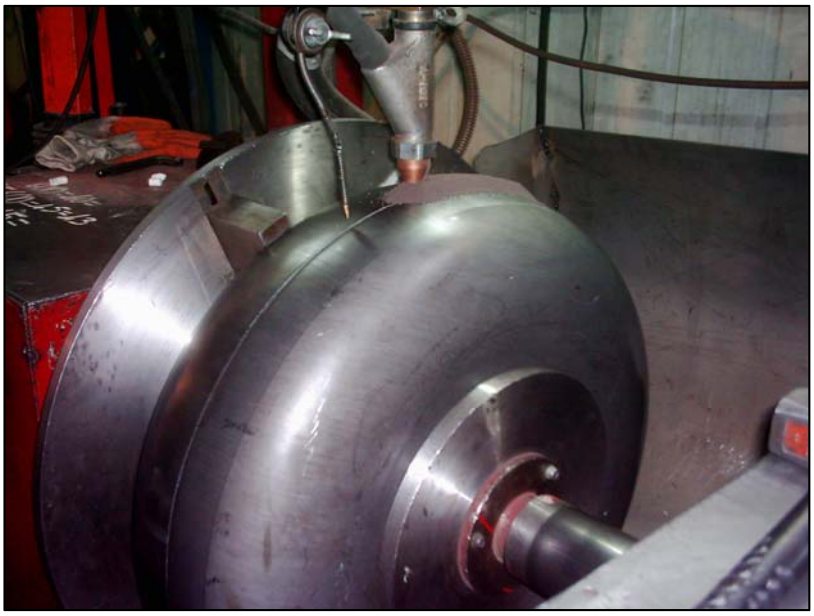
Torisferik tanklar Şekil 2.15'de görüldüğü gibi üç parçadan meydana gelmektedir. Sıvama metodu ile bombe verilen iki parçadan birine bindirme yöntemi ile kaynak yapılabilmesi için tüm çap boyunca Şekil 2.16'da görüldüğü gibi kaynak altlığı görevini yapmak üzere girinti oluşturulmaktadır. Bu iki parça Şekil 2.17'de görüldüğü gibi tam tur dönebilen cihaza bağlandıktan sonra çepeçevre kaynak yapılmaktadır. Şekil 2.15.a'da görüldüğü gibi orta kısım için üzerinde tank dolum ucu da bulunan bağlantı parçası tankın ortadaki boşluğa Şekil 2.18.a'daki gibi takılmaktadır. Boru şeklindeki bu parçanın her iki ucu da Şekil 2.18.b'deki gibi bir pres ucundaki kalıp ile gövdeye doğru genişletilmektedir. Gövdeye temas eden bu kısımlarda her iki yönden kaynak yapılarak birleştirilirler. Kaynak işlemi silindirik tanklarda olduğu gibi tozaltı kaynak metodu ile yapılır. Gövde üzerine monte edilen etiket ise elektrik ark kaynağı ile puntalanır. Şekil 2.15.c'de imalatı tamamlanmış bir torisferik tank görülmektedir.



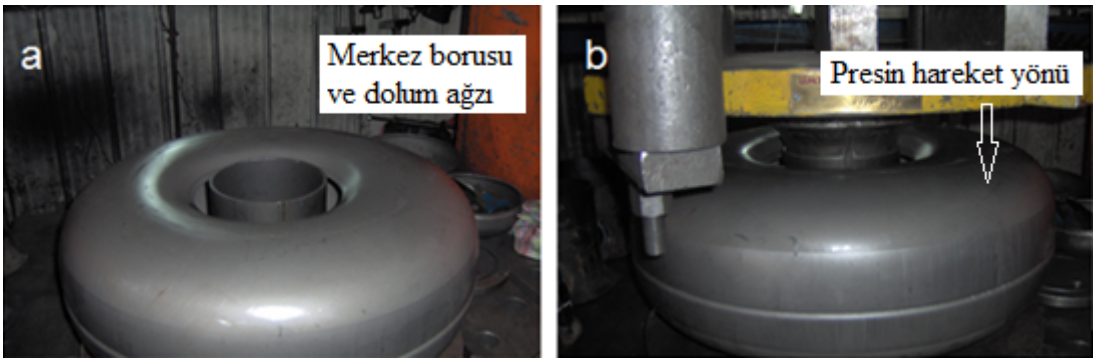
Şekil 2.15. Tankın bölümleri, a) Bağlantı parçası, b) Yarım gövde parçası, c) İmalatı tamamlanmış tank



Şekil 2.16. Gövde sacının uç kısmına kaynak altlığı için girinti oluşturulması

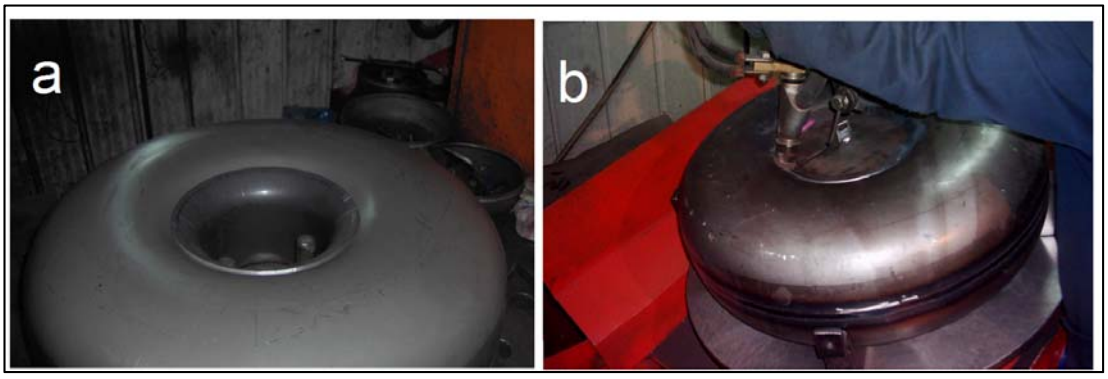


Şekil 2.17. Torisferik LPG tankı gövde çevresel kaynak işlemi



Şekil 2.18. Tank imalatı, a) Silindirik bağlantı parçasının yerleştirilmesi, b) Pres ile ağız genişletme işlemi

Şekil 2.19.a'da boru şeklindeki silindirik parçanın gövdeyle birleştirilmiş hali, Şekil 2.19.b'de ise bu silindirik parçanın gövdeye kaynatılması görülmektedir.



Şekil 2.19. Torsferik tank, a) Parçanın gövdeye teması, b) Parçanın kaynatılması

LPG tankları imal edildikten sonra, tahribatlı ve tahribatsız deneylere tabi tutulmaktadır. Üretilen tüm tanklarda sızdırmazlık deneyi yapılır. Ayrıca her partide bir tane PD yapılmaktadır. Sızdırmazlık deneyi için tankın içerisine su doldurulup basınç TB'na (1,75 MPa) kadar yükseltilir. Basınçta dengesizlik olup olmadığı gözlemlenir. Bu deneyde iç basınç kaldırıldığında tankta plastik deformasyon olmaması gerekmektedir. Hidrotest sonrasında tanklar öncelikle boya öncesi yüzey hazırlama işleminden geçirilir. Bu işlemin amacı boya öncesinde yüzeylerdeki toz, yağ, su vb. maddelerin temizlenip yüzeyin fosfat kaplanarak uygun altyapının sağlanmasıdır. Bu işlem boya kalitesine etki eden en önemli ve temel faktörlerdendir. Boya öncesi yüzeyleri hazır hale getirilen tanklar elektrostatik toz boya ile 200 °C de minimum 10 dakika pişirilerek min. 90 μ kalınlığında kaplanır.

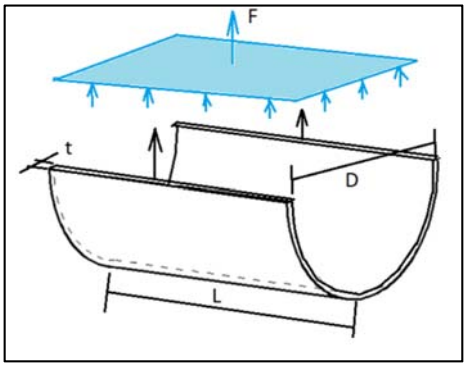
3. LPG TANKLARINDA GERİLME ANALİZİ

3.1. Silindirik Basınçlı Kap

İnce cidarlı silindirik BK'lar, iç basınç etkisi ile genel olarak iki farklı gerilmeye maruz kalmaktadır. Bunlar; çevresel ve eksenel gerilmeler olarak adlandırılırlar.

3.1.1. Çevresel gerilme

İnce cidarlı silindirik BK'ın cidar yüzeyindeki bir A noktasından alınan diferansiyel bir elemanda çevresel gerilme şu şekilde hesaplanır.



Şekil 3.1. Çevresel gerilme

Cismi ikiye ayırmaya çalışan basınç kuvveti cismin ortasındaki alana etki eden kuvvettir. Bu kuvvet Denklem (3.3)'deki gibi hesaplanır;

$$P=\frac{F}{A_{kapak}} \tag{3.1}$$

$$F=PA_{kapak} \tag{3.2}$$

$$F=PLD \tag{3.3}$$

Ortaya çıkan bu kuvvet yan cidarları koparmaya çalışacak ve buralarda y doğrultusunda çevresel gerilme ($\sigma_ç$) oluşmasına neden olacaktır. Buna göre $\sigma_ç$, Denklem (3.6)'daki gibi hesaplanır;

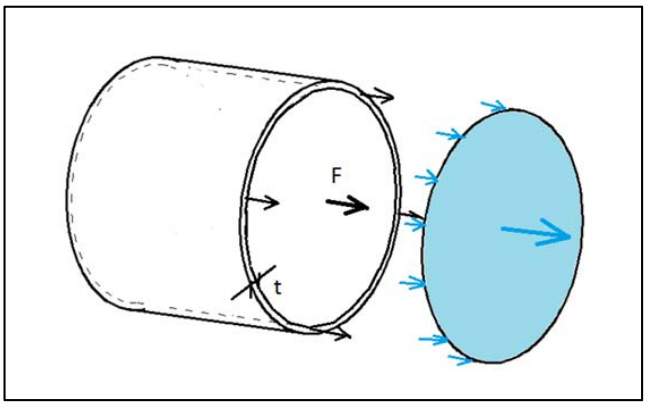
$$\sigma_{ç}=\frac{F}{A_{kesit}} \tag{3.4}$$

$$\sigma_{ç}=\frac{PLD}{2tL} \tag{3.5}$$

$$\sigma_{ç}=\frac{PD}{2t} \tag{3.6}$$

3.1.2. Eksenel gerilme

İnce cidarlı BK'a etkiyen diğer bir gerilme türü de eksenel gerilmedir (σ_e). Şekil 3.2'de görüldüğü gibi BK'ın ekseni doğrultusunda bir gerilme etkisi oluşur.



Şekil 3.2. Eksenel gerilme

Cismi ortadan ikiye ayırmaya çalışan basınç kuvveti, dairesel kapağa etki eden kuvvete eşittir. Bu kuvvet Denklem (3.9)'daki formülle hesaplanır;

$$P=\frac{F}{A_{kapak}} \tag{3.7}$$

$$F=PA_{kapak} \tag{3.8}$$

$$F=P\frac{\pi D^2}{4} \tag{3.9}$$

Ortaya çıkan bu kuvvet cidarları açmaya çalışır. Buralarda x doğrultusunda σ_e'nin eksenel gerilme Denklem ((3.12)'de verilen formülle hesaplanır.

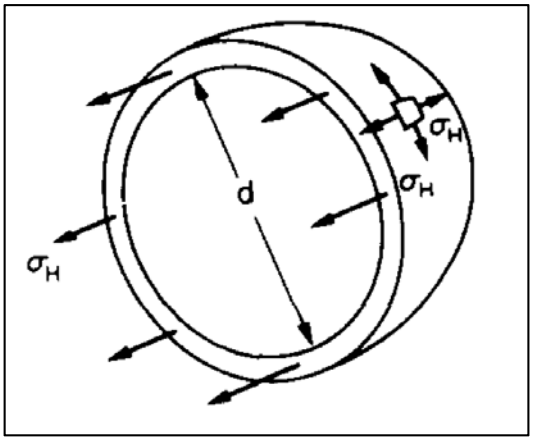
$$\sigma_e = \frac{F}{A_{kesit}} \tag{3.10}$$

$$\sigma_e = \frac{P\frac{\pi D^2}{4}}{t\pi D} \tag{3.11}$$

$$\sigma_e = \frac{PD}{4t} \tag{3.12}$$

3.2. Küresel Basınçlı Kap

İnce cidarlı basınç kapların cidarı eğilmeye az direnç gösterdiğinden cidarın belirli bir parçasına etkiyen iç kuvvetler Şekil 3.3'de görüldüğü gibi kabın yüzeyine teğet olduğu kabul edilebilir.



Şekil 3.3. Küresel BK'ta oluşan gerilme

Tüpler statik denge durumunda bulunduğu için, bu durum Newton'un ilk hareket bağıntısına uygun olmalıdır. Diğer bir deyişle, cidar çevresindeki gerilmenin kesit alan etrafındaki iç basıncı dengeleyebilecek net bir bileşke kuvvet oluşturması gerekmektedir. Küresel BK'ta gerilme Denklem ((3.14)'deki formülle hesaplanır;

$$p\,\frac{\pi d^2}{4} = \sigma\,\pi dt \tag{3.13}$$

$$\sigma = \frac{pd}{4t} \tag{3.14}$$

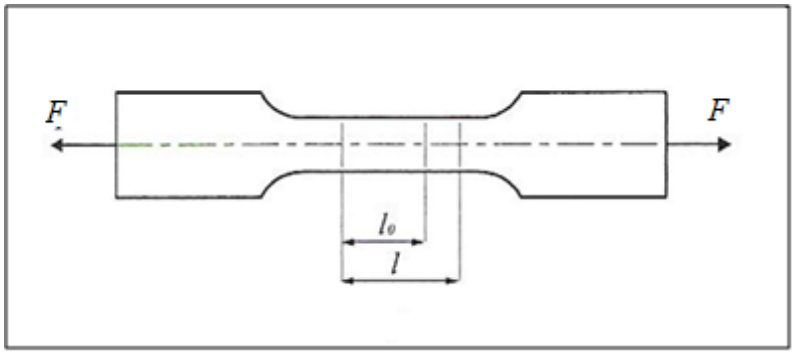
3.3. Çekme Diyagramı

Bu diyagramların elde edilmesinde uygulanan çekme deneylerinde, deney parçalarının Şekil 3.4'de görüldüğü gibi çekme kuvvetine dik doğrultudaki kesit yüzeyi başlangıçta A_0, deney sırasında F kuvvetinin uygulandığı anda ise A ile gösterilirse, nominal gerilme (veya mühendislik gerilmesi, σ_n) Denklem ((3.15)'deki formül ile hesaplanır;

$$\sigma_n=\frac{F}{A_0} \tag{3.15}$$

Gerçek gerilme ise Denklem ((3.16)'daki formülde görüldüğü gibi hesaplanır;

$$\sigma=\frac{F}{A} \tag{3.16}$$



Şekil 3.4. Çekme deney numunesi [65]

ÇD'nde başlangıç ölçü boyu l_0 veya basmada başlangıç yüksekliği h_0, deneyin herhangi bir anında uygulanan F yükünün etkisi ile l veya h değeri alınırsa, birim şekil değiştirme (ε) Denklem ((3.17)'deki formül ile hesaplanır;

$$\varepsilon=\frac{l-l_0}{l_0} \tag{3.17}$$

ε, Denklem ((3.17)'den de görülebileceği gibi, ÇD'nde l_0 başlangıç ölçü boyuna bağlı olarak hesaplanmaktadır. Deney sırasında ise ölçü boyu sürekli olarak değişmektedir. Örneğin ölçü boyu ÇD'nin herhangi bir anında l iken, dl gibi sonsuz küçük bir uzama sonunda birim şekil değiştirmedeki artış dl/l olacaktır. Bu

bakımdan, l_0 başlangıç ölçü boyu l değerini alıncaya kadar meydana gelen toplam gerçek şekil değiştirme ($\bar{\varepsilon}$) Denklem ((3.18)'deki gibi hesaplanır;

$$\bar{\varepsilon}= \int_{l_0}^{l} \frac{dl}{l} \tag{3.18}$$

$$\bar{\varepsilon}= \ln \frac{l}{l_0} \tag{3.19}$$

Logaritmik veya tabii şekil değiştirme olarak da anılan $\bar{\varepsilon}$ basma deneyinde Denklem ((3.20)'deki gibi hesaplanır;

$$\bar{\varepsilon}= \ln \frac{h}{h_0} \tag{3.20}$$

ÇD'nde $l > l_0$ olduğu için $\bar{\varepsilon}$ pozitif, basma deneyinde $h < h_0$ olduğu için $\bar{\varepsilon}$ negatiftir. Denklem ((3.17)'den yararlanılarak Denklem ((3.21)'de şöyle yazılabilir;

$$\frac{l}{l_0} = 1+\varepsilon \tag{3.21}$$

Denklem ((3.19)'e taşınırsa Denklem ((3.22)'deki halini alır;

$$\bar{\varepsilon} = \ln(1+\varepsilon) \tag{3.22}$$

Plastik şekil değişimi sırasında iş parçasının hacmi değişmez. Bu nedenle toplam (elastik+plastik) şekil değişimindeki küçük hacim değişiklikleri ihmal edilirse hacim sabitliği Denklem ((3.23)'deki formül ile ifade edilir;

$$A_0 l_0 = A l \tag{3.23}$$

Denklem ((3.23), Denklem ((3.16)'ya taşınırsa Denklem ((3.24) elde edilir. Buradan Denklem ((3.25)'e ulaşılabilir;

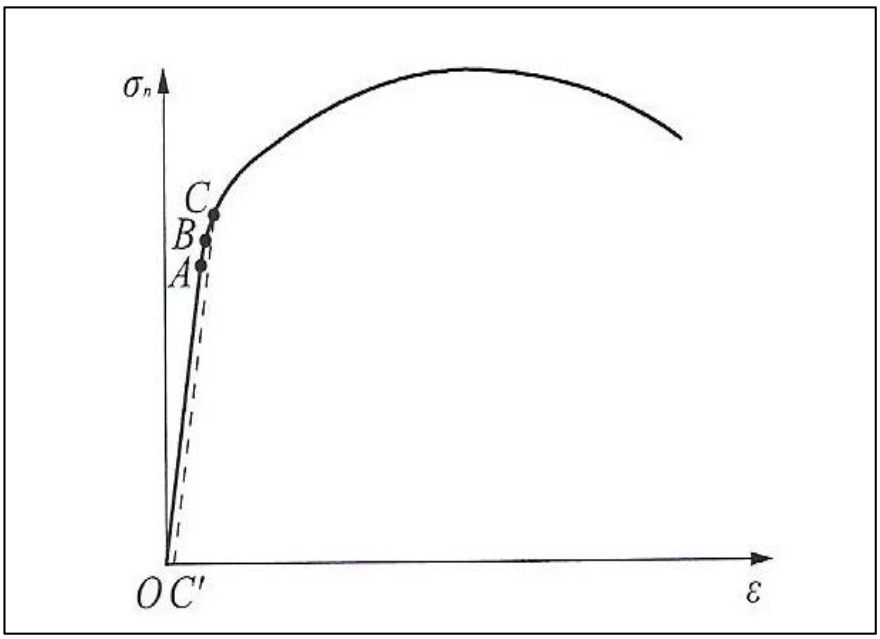
$$\sigma = \frac{P}{A_0} \frac{l}{l_0} \tag{3.24}$$

$$\sigma = \sigma_n (1+\varepsilon) \tag{3.25}$$

Küçük ε değerleri için, yani elastik alanda Denklem ((3.22)'deki gibi alınabileceğinden $\varepsilon \cong \bar{\varepsilon}$ kabul edilir. ε'un büyük değerleri için ε ve $\bar{\varepsilon}$ arasındaki fark hızla artar.

$$\ln(1+\varepsilon) \cong \varepsilon \tag{3.26}$$

Al, Cu veya benzeri sünek bir metalin tipik mühendislik çekme diyagramı Şekil 3.5'de verilmiştir. Şekilden de görüleceği gibi, ε başlangıçta σ_n nominal çekme gerilmesi ile lineer olarak artar. Bu bölgede şekil değişimi elastiktir, yani yükün boşalması ile parça başlangıçtaki boyutunu alır. Doğrunun (Hooke doğrusu) eğimi E ile gösterilir ve elastiklik modülü adını alır. Doğru boyunca $\sigma_n = E\varepsilon$ bağıntısı geçerlidir. Orantı sınırı olarak adlandırılan *A* noktasından sonra, bir B noktasına kadar şekil değişimi yine elastiktir fakat A ve B noktaları arasında ε, σ_n ile lineer olarak artmaz, yani bu noktalar arasında Hooke kanunu geçersizdir. B noktası elastiklik sınırı olarak adlandırılır. Tarif olarak elastiklik sınırı, çekme yükü kaldırıldığı zaman malzemede kalıcı şekil değişiminin görülmediği en büyük gerilmedir. Genel olarak orantı sınırı ile elastiklik sınırı birbirine çok yakın oldukları için, B noktasının A noktası ile çakıştığı kabul edilebilir [65].

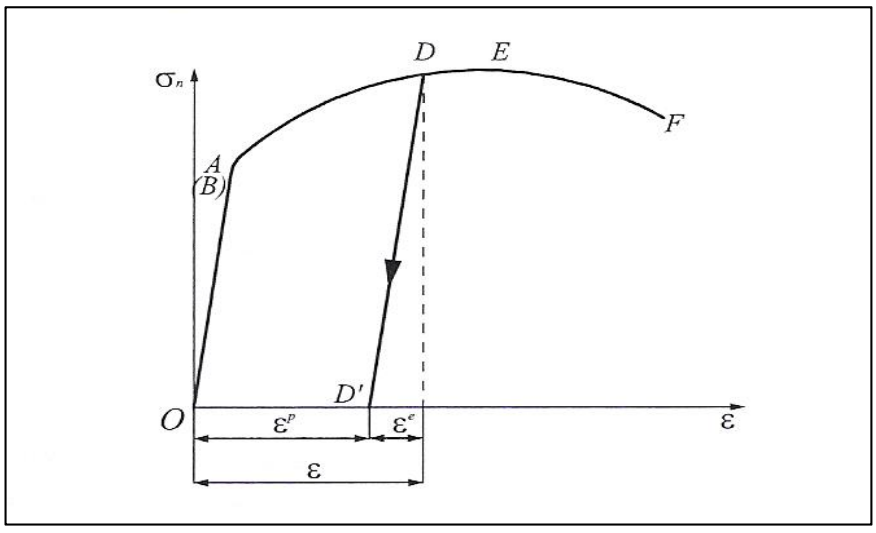


Şekil 3.5. Sünek bir metalin mühendislik çekme diyagramı [65]

Elastiklik sınırı aşıldığında plastik şekil değişimi başlar. Plastik alanda, çekme eğrisinin E maksimum noktasından önce Şekil 3.6'da görüldüğü gibi bir D noktasında yük boşaltıldığı takdirde, geriye dönüş OA doğrusuna paralel DD' doğrusu boyunca olur. Şekil 3.6'dan da görülebileceği gibi D noktasından ε olan toplam birim şekil değiştirme, yük boşaltıldıktan sonra ε^e kadar azalmaktadır. Buradan da anlaşılabileceği gibi D noktasındaki toplam birim şekil değiştirme, ε^e elastik bileşenle, ε^p plastik bileşenin toplamından ibarettir ve dolayısıyla yük boşaltıldıktan sonra ÇD çubuğunun ε^p kadar kalıcı birim şekil değiştirmeye uğradığı görülür. Tarif olarak ε^p=0,002 (% 0,2) plastik birim uzamaya karşılık olan nominal gerilmeye akma sınırı ($\sigma_{0,2}$ sınırı) denir. Şekil 3.5'de C noktası akma sınırını göstermektedir ve tarife göre C' noktasında ε = % 0,2 dir.

Mühendislik çekme diyagramındaki maksimum nominal gerilmeye malzemenin çekme dayanımı denir. Nominal gerilmenin maksimum değerini aldığı bu noktaya kadar Şekil 3.6'da E noktasında şekil değişimi homojendir. Şekil 3.7'de görüldüğü gibi deney çubuğunun çekme doğrultusuna dik kesiti çubuk boyunca her yerde aynı oranda azalır.

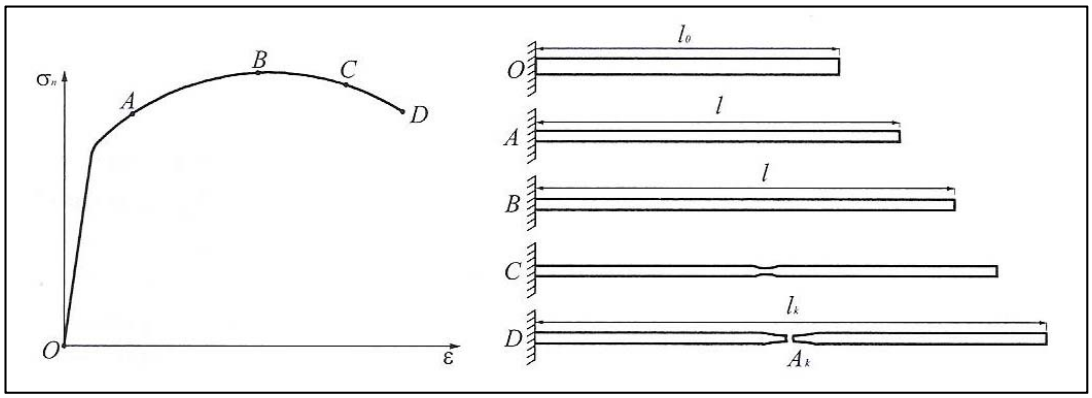
Çekme dayanımının aşılması ile birlikte deney çubuğu bir noktadan büzülmeye başlar ve çekme dayanımından daha düşük bir nominal gerilme değerinde kopar. Deney çubuğunun başlangıç ölçü boyu l_0, kopmada l_k değerini aşmışsa, % kopma uzaması Denklem ((3.27)'deki gibi hesaplanır;



Şekil 3.6. Mühendislik çekme diyagramı ("sünek" malzeme) [65]

$$\varepsilon_k = \frac{l_k - l_0}{l_0} 100 \quad (3.27)$$

Kopma uzaması ne kadar büyükse malzeme o kadar "sünektir" denir. Sünekliğin karşıtı gevrekliktir.



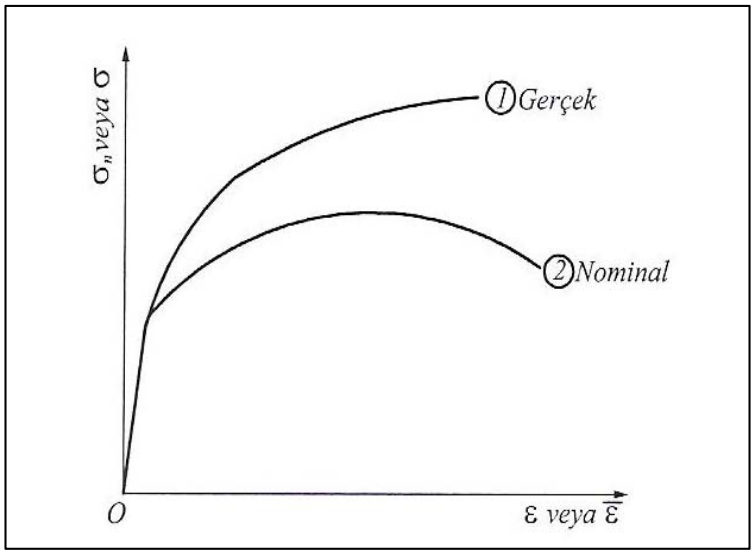
Şekil 3.7. ÇD'nde üniform uzama, büzülme ve kopma [65]

Deney çubuğunun kopma kesiti A_k ile gösterilirse, % kopma büzülmesi Denklem ((3.28) ifadesinden bulunur;

$$\frac{A_0 - A_k}{A_0} 100 \quad (3.28)$$

Tarif olarak, elastik alanda akma sınırına kadar yapılan birim hacim şekil değiştirme işine rezilyans modülü denir. Bu iş, mühendislik çekme diyagramının elastik bölgesi altında kalan alandır. Diyagram altındaki tüm alana ise tokluk denir ve malzeme kopmadan birim hacim başına yapılabilecek toplam işi gösterir.

ÇD'nde, çubuğun çekme doğrultusuna dik kesit yüzeyi deney sırasında sürekli olarak küçüldüğü için gerçek çekme gerilmesinin değeri Şekil 3.8'de görüldüğü gibi nominal gerilme değerinden daha büyüktür [65].



Şekil 3.8. Gerçek ve mühendislik çekme diyagramları [65]

3.4. Gerilme-Birim Şekil Değiştirme Analizi

Bir doğrultuda uygulanan bir kuvvetin etkisi ile meydana gelen gerilme ve birim şekil değiştirme arasında lineer bir bağıntı bulunduğu ilk olarak Hooke tarafından ileri sürülmüştür. Mühendislikte kullanılan malzemelerin çoğunda, elastik şekil değişimi bileşenlerinin, lineer gerilme-birim şekil değiştirme bağıntılarının geçerli olabileceği kadar küçük olduğu gösterilebilir. İzotrop bir malzeme için Hooke kanunu tansörel notasyonla (sıcaklığın etkisi ihmal edilerek) Denklem ((3.29)'de ki gibi ifade edilir [65].

$$\varepsilon_{ij}=\frac{1}{2G}\sigma_{ij}-\delta_{ij}\frac{\nu}{E}I_1 \tag{3.29}$$

Denklem ((3.29) açılırsa, Denklem ((3.30) ve Denklem ((3.35) arasında gösterilen genel elastisite denklemleri elde edilir;

$$\varepsilon_x=\frac{1}{E}\left[\sigma_x-\nu\left(\sigma_y-\sigma_z\right)\right] \tag{3.30}$$

$$\varepsilon_y=\frac{1}{E}\left[\sigma_y-\nu(\sigma_z-\sigma_x)\right] \tag{3.31}$$

$$\varepsilon_z=\frac{1}{E}\left[\sigma_z-\nu\left(\sigma_x-\sigma_y\right)\right] \tag{3.32}$$

$$\varepsilon_{xy}=\frac{\tau_{xy}}{2G}=\frac{1+\nu}{E}\tau_{xy} \tag{3.33}$$

$$\varepsilon_{yz}=\frac{\tau_{yz}}{2G}=\frac{1+\nu}{E}\tau_{yz} \tag{3.34}$$

$$\varepsilon_{zx}=\frac{\tau_{zx}}{2G}=\frac{1+\nu}{E}\tau_{zx} \tag{3.35}$$

3.5. Hasar Kriterleri

Malzemelerin fiziksel özelliklerinin tespit edilmesinde kullanılan deney yöntemlerinin çoğunda numune basit bir yükleme türüne maruz bırakılır. Malzemelerin çoğunluğuna ait mukavemet değerlerinin önemli bir kısmı, basit çekme deneylerinden elde edilir. Gevrek malzemeler genelde çekmeden ziyade basma gerilmesi altında çalıştığından bu malzemelere ait mukavemet değerlerinin çoğu da yine basit basma deneyinden elde edilir. Malzemelerin kayma mukavemetlerinin tespiti için de yine belirli deney yöntemleri kullanılmaktadır. Bu tür yükleme durumuna tek eksenli yükleme denir. Bu noktadan hareketle tek eksenli gerilme halinde $\sigma_{max} \leq \sigma_{em}$ veya $\tau_{max} \leq \tau_{em}$ bağıntıları kullanılarak gerekli mukavemet hesaplamaları gerçekleştirilir. Böylece malzeme sadece çekme, basma veya kaymaya maruz ise bu değerler olduğu gibi kullanılarak mukavemet hesapları gerçekleştirilebilir [66].

Ancak mühendislik uygulamalarının birçoğunda bazı noktalardaki gerilme halleri oldukça karışık olabilir ve birçok yönde hem normal hem de kayma gerilmelerine maruz kalabilirler. Böylece malzeme tek eksenliden ziyade iki veya üç eksenli gerilme durumuna maruz kalabilir. Bu tür yükleme altında malzemenin mukavemet değerlerinin tespiti tek eksenliye göre daha zor olmaktadır. Bu şekilde, bileşik gerilmeye maruz yerlerde gerekli mukavemet hesaplarının gerçekleştirilmesi için değişik teoriler önerilmiştir. Bu teorilerin amacı, malzemelerin basit çekme ve basma deneylerinden elde edilen değerler kullanılarak kombine yükleme durumlarında malzemenin ne zaman hasara uğrayacağını tespit etmektir [66].

3.5.1. Maksimum normal gerilme kriteri (Rankine)

Rankine kriteri olarak da bilinen bu kritere göre kombine yükleme altında malzemede oluşan asal gerilmeler; σ_1, σ_2 ve σ_3 olmak üzere $\sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3$ olacağından malzemede oluşan maksimum asal gerilmenin değeri (σ_1), malzemenin çekme veya basma deneyinden elde edilen σ_{em} değerini aştığında malzeme hasara uğrar. Böylece bu kritere göre en büyük normal gerilme $\sigma_{max} = \sigma_1 \leq \sigma_{em}$ şeklinde elde edilir [66].

3.5.2. Maksimum kayma gerilmesi kriteri (Tresca)

Tresca teorisi olarak da bilinen bu kritere göre kombine yükleme altında malzemede oluşan maksimum kayma gerilmesi (τ_{max}), kayma emniyet gerilmesi (τ_{em}), değerini aştığında malzemede hasar başlar. Üç eksenli bir sistemde veya gerilmelerden biri pozitif, diğeri negatif ve üçüncüsü de sıfır olan bir yüklemede maksimum kayma gerilmesi meydana gelir [66].

3.5.3. Maksimum kayma genleme enerjisi kriteri (von Misses)

Huber tarafından 1904'de ortaya atılmasına rağmen von Misses kriteri olarak bilinen bu teoriye göre şekil değiştirme enerjisinin belli bir sınırı aşması ile cisimde hasar başlar. Buna göre, malzemenin akma mukavemet (σ_γ) değeri, eksenler doğrultusunda oluşan gerilmeler veya asal gerilmeler olarak tanımlanır [66].

3.6. Yorulma Analizi

Uygulamalarda statik zorlamalara ender olarak rastlanır. Kaynaklı parçalar dahil olmak üzere makine parçaları kullanım sırasında genellikle değişken zorlamalar ve titreşimler altında çalışmaktadır. Değişken zorlamalar altında çalışan metalik parçalarda, oluşan gerilmeler parçanın statik dayanımından küçük olmasına rağmen belirli bir tekrarlanma sayısı sonunda genellikle yüzeyde bir çatlama ve bunu takiben kırılma olayına neden olurlar. Söz konusu bu değişken zorlamalarda hasar oluşturma koşulu aranmaksızın, zaman içinde bulundukları bölgede gerilme ve şekil değiştirmeler elastik sınırı aşacağı için genel olarak yorulma zorlamaları diye adlandırılır. Makine parçalarında görülen mekanik hasarların yaklaşık % 90 – 95 oranında söz konusu bu yorulma zorlamaları ile meydana gelmektedir [60]. Bu

nedenle konstrüksiyonların yorulma dayanımları statik dayanımlarından daha önemlidir. Ancak yükün ani olarak uygulandığı darbeli zorlamalar sonucu meydana gelen gerilmeler yorulma gerilmeleri ile aynı gerilme tipi değildir. Darbeli zorlamalar sonucu oluşan hasar ile yorulma hasarları ve malzeme içyapısında oluşturduğu değişiklikler birbirinden farklıdır [67-69].

Yorulma mukavemeti (S veya σ); parçayı belli bir çevrim sayısı (N) kadar tatbik edildikten sonra parçanın kırılmasına neden olan gerilmedir. Söz konusu gerilmeler çekme, basma, eğme, burma gibi basit ya da bu gerilmelerin bileşkesi olan ve parçaya dışarıdan uygulanan mekanik kuvvetlerle birlikte ısıl genleşme ve büzülmelerden doğan ısıl gerilmeler de olabilir. Kırılmaya götüren mekanizma ise söz konusu gerilmenin ya da yükün döngü sayısı birikimine bağlıdır. Çünkü değişen zorlamada malzemenin içyapısında meydana gelen değişiklikler, N ile simgelenen yük değişme sayısına göre farklılık gösterir. Dolayısıyla S değeri daima N değerine bağlıdır [70, 71].

YD'lerinde malzemenin farklı sabit gerilmeler altında iken kaç çevrim sonunda çatlayacağı veya kırılacağı da S-N eğrileri elde edilerek tespit edilir. S-N eğrileri elde edilirken; gerçek zaman ölçeğinde, kırılmanın olmadığı bir gerilmenin altındaki gerilmeye dayanma sınırı denir. Bir malzemenin yorulma özelliklerini belirlemede, dayanma sınırı civarındaki deney verileri çok önemlidir. Dayanma sınırına ulaşmak için gereken çevrim sayıları malzemelere göre farklılık gösterir. Genellikle 1 milyon veya 10 milyon çevrim dayanma sınırına ulaştığı düşünülen çevrim sayıları olarak kabul edilir [70].

YD'leri geniş dağılımlıdır ve istatistiksel olarak güvenilir sonuçlar için önemli sayıda numunenin deneye tabi tutulması gerekir. Bu ise S-N eğrilerinin elde edildiği deney zamanının uzun olmasına neden olur. Deney frekansını arttırarak, deney zamanları azaltılabilir. Ancak, deney frekansını arttırmak kullanılan malzemede yanlış simülasyon, ısı birikimi ile mekanik bozulma gibi bazı problemlerin artmasına neden olabilir. Bu nedenle deney şartlarının gerçek kullanım şartlarına mümkün olduğunca yakın ve benzer olmasına dikkat edilmelidir [60]. Buna rağmen deneyler laboratuvarlarda standart boyut ve belirli yüzey özelliğindeki numuneye, belirli türde sabit gerilmeler uygulanarak yapılır. Endüstride kullanılan parçada ise koşulların

hepsi değişiklik gösterebilir. Karmaşık olmalarından dolayı bu koşulların analizi de güçtür. Bu nedenlerle YD sonuçları, mühendislik uygulamalarında ÇD sonuçları gibi kesin ve tam güvenilir şekilde kullanılmazlar. YD sonuçları belirli koşullar için fikir verir ve benzer koşulların bulunabileceği parça dizaynında gerekli önlemlerin alınmasına yardımcı olur [47].

3.6.1. Yorulma çatlağı oluşumu ve ilerlemesi ile meydana gelen yorulma kırılması

3.6.1.1. Çatlak oluşumu

Küçük gerilme genliklerinde bile dislokasyon hareketleri sonucu mikro bölgelerde plastik şekil değişimleri meydana gelir. Bu dislokasyon hareketleri belirli bir enerji girişi (histerezis) ile bağlantılı olduğundan, söz konusu enerji yardımıyla bazı içyapısal değişimler, özellikle çökeltilerin çözünmesi veya yeniden oluşması aktive edilebilir. Yüzeyden dışarı çıkan dislokasyonlar ve bununla ilgili olan basamak oluşumu, yorulma zorlamaları için karakteristik kayma bantlarını ortaya çıkarır. Bu kayma bantları atom mertebesindeki bir hatanın civarında meydana gelen plastik şekil değiştirmeler nedeni ile de meydana gelebilir [68]

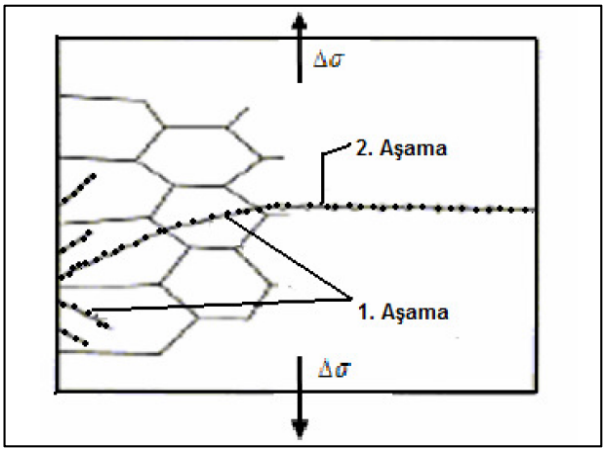
3.6.1.2. Yorulma çatlağının ilerlemesi

Yorulma çatlağının ilerlemesi sırasında oluşan bölge, makroskopik olarak düz ve pürüzsüzdür. Çatlak zamanla yavaş ilerken karşılıklı yüzeylerin sürekli birbirine sürtünmesi sonucu yorulma kırılması yüzeyi parlak görünür. Zorlamanın durdurulduğu aralıklar veya zorlama seviyesinin değişimi gibi durumlarda, çatlak ilerleme hızlarının değişimine bağlı olarak oluşan (çatlak uçlarındaki oksidasyonun farklı şiddette olmasından ileri gelen) ağaçlarda görülen yaş halkalarına benzer "duraklama çizgileri" bulunabilir. Çatlak ilerlemesi sırasında kırılma yüzeyinde oluşan mikroskobik incelikte ki çevrim çizgileri ile duraklama çizgileri karıştırılmamalıdır [68, 72].

Çatlağın oluşumu ve çatlağın ilerlemesi aşamaları arasındaki sınırı belirlemek yani hangi boyuttaki bir ayrılmanın çatlak olarak kabul edileceğini tanımlamak zordur. Gözlemler, yorulma çatlağı ilerleme hızının çatlak derinliğinin karesi ile arttığını göstermektedir. YÇS içinde çatlak başlangıcı ve ilerlemesinin payları farklı

olabilmektedir. Tok malzemelerde çatlak oluşumu ömrün yaklaşık % 10' unu, çatlak ilerlemesi ise % 90' ını kapsar. Gevrek malzemede ise bu oranlar tam tersi olabilir [67, 68].

Taneler arası ve taneleri kesen yapıda ilerleyen yorulma çatlaklarının ilerlemesindeki 1. seviye ve 2. seviye ilerleme aşamaları ve çatlak ilerlemesindeki yön değişimi Şekil 3.9.'te gösterilmektedir. Tek eksenli yüklemede maksimum kayma gerilmesinin normali uygulanan gerilme ile 45°'lik bir açı oluştururlar. Bu duruma bağlı olarak mikro çatlaklar, 45° açıyla yönlendirilmiş kristallerdeki aktif kayma bantları boyunca oluşurlar.



Şekil 3.9. Kırılmaya kadar çatlak çeşitleri [73]

Oluşan çevrimsel deformasyonla, oluşan çatlakların bazıları başlangıçta kayma bantları boyunca devam eder. Yorulma çatlağı oluştuktan sonra çevrimsel olarak meydana gelen kayma hareketleri boyunca ilerleyebilir. Malzemenin bağlantı noktasındaki ve çekme kuvvetine yakın olan keskin çatlak, kayma hareketlerinin kolaylıkla meydana gelebileceği çatlak uç kısmında dikkate değer bir gerilme yığılmasına sebep olur. En şiddetli kayma gerilmesi yönündeki kayma düzleminde çatlak ucunda kayma oluşur. Çatlağın boyunun artmasını ve genişlemesini kayma hareketi daha da tetikler. Kayma hareketi daha sonra diğer düzlemde meydana gelir. Diğer paralel kayma düzlemlerini, şekil değişim sertleşmesi ve artan gerilmeler aktif duruma sokar. Nihayetinde çatlak ucu körelir. Çevrimdeki yükün arttığı kısımda çatlak Δa kadar ilerler. Çatlak ucunda maruz kalınan gerilmelerin etkisiyle etrafı elastik bölge ile çevrelenmiş bir plastik bölge meydana gelir. Yükün azaldığı kısımda plastik bölgeye basma yönünde Elastik bölge tarafından gerilmeler uygular. Çatlak

ucundaki akma gerilmesinin üzerinde bir değerde olan basma gerilmesi, çatlağın kapanmasına ve çatlak ucunun tekrar keskinleşmesine yol açan ters yönde bir plastik bölge meydana getirir. Çevrimsel olarak kayma hareketleri ile meydana gelen çatlağın körelmesi ve keskinleşmesi olayları ile çatlak ilerlemesi oluşturur [73].

3.6.1.3. Yorulma kırılması

Çatlak her bir yükleme periyodunda belirli bir miktar ilerler. Çatlağın büyümesi dolayısıyla kesitte meydana gelen alan küçülmesi veya çatlağın doğurduğu gerilme yoğunlaşması ya da "çentik etkisi", plastik şekil değiştirme ile sünek kırılmaya veya klivaj yoluyla kırılmaya götürebilir. Kırılma, çatlakta olduğu gibi ilerleyen bir karakter arz eder ve bu açıdan diğer tür kırılmalardan, özellikle pratik olarak ani sayılan gevrek, klivaj kırılmasından farklıdır [71]. Yorulma kırılmasındaki kırık yüzey, pürüzsüz olan yorulma çatlağı ile pürüzlü ve yarıklı son kırılma bölümlerinden oluşur. Hasar yüzeyleri incelenerek yorulma çatlağı yüzeyinin son kırılma yüzeyine göre konumu ve her iki yüzeyinin büyüklüğü yardımıyla kırılmaya neden olan zorlamanın türü, zorlamanın yaklaşık seviyesi, malzemenin çentik duyarlılığı gibi sonuçlar elde edilebilir. Sonuç olarak yorulma kırılmaları plastik şekil değiştirme, çekme gerilmesi ve çevrimli gerilmenin aynı andaki etkisi ile meydana gelmektedir. Çevrimli gerilme ve şekil değiştirme çatlaklarının başlamasında, çekme gerilmeleri ise oluşan bu çatlakların ilerlemesinde etkili olmaktadır. Bu doğrultuda yorulma mekanizmasına tesir eden temel faktörlerden biri plastik deformasyondur. Plastik deformasyona karşı malzemenin direncinin artırılması beraberinde yorulma mukavemetinin de artmasını sağlar [68].

3.6.1.4. Kaynaklı bağlantılarda yorulma

BK'lar, taşıma araçları, nükleer ve uzay araçları da dâhil olmak üzere imalatta kullanılan yapısal bileşenlerin birçoğu kaynaklı birleştirmelerle yapılmaktadır. Geniş uygulama alanlarında, farklı yükleme koşulları altında tekrarlı yüklere maruz kalan kaynaklı bağlantılar hasara duyarlıdır. Çünkü kaynak işlemi çeliğin mikro yapısını etkiler ve birçok durumda çeliğin mekanik özelliklerinin azalmasına neden olur. Tekrarlı yükler altında çalışmak zorunda kalan kaynaklı bağlantıların hasar analizleri yapıldığında yorulma hasarlarının tek başına en bozucu hataları içerdiği görülmektedir. Yorulma dayanımını etkileyen birçok faktörün, kaynaklı bağlantılar

üzerinde oluştuğu bilinmektedir. Dolayısıyla kaynaklı bağlantılarda çatlak oluşumu ve çatlağın büyüme süreci düşük yük seviyelerinde ilerleyebilir. Özellikle makine sanayiinde kullanılan parçaların sürekli tekrarlanan yüklere maruz kalıyor olması kaynaklı bağlantıların yorulma karakteristiklerinin göz önüne alınmasını ve standartlara uyulmasını zorunlu kılar [74, 75].

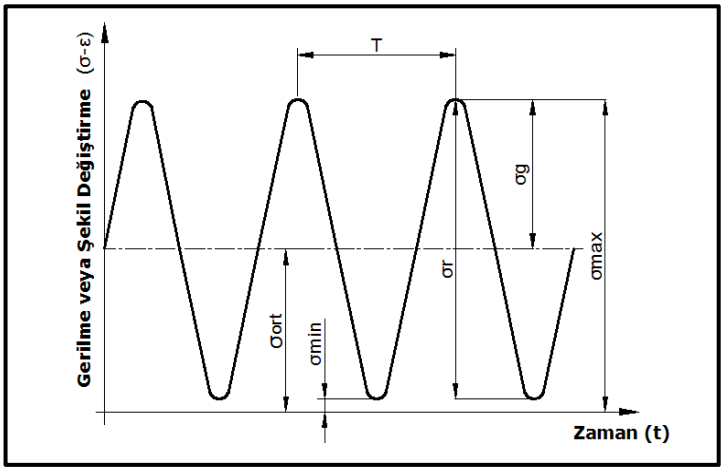
Kaynaklı bağlantılarda oluşan yorulma hasarları çoğunlukla kaynak bölgesine çok yakın kısımlarda oluşmaktadır. Yüksek gerilmelerin meydana geldiği kaynak başlangıç ve bitiş noktaları, çatlağın başladığı ve ilerlediği bölgelerdir. Kaynaklı bağlantılardaki YÇS yerel gerilmelerin bileşenlerine bağlı olarak değişmektedir [74].

Bununla birlikte yorulma dayanımları malzemelerin mikroyapıları, sertlikleri ve statik çekme dayanımları ile ilişkilidir. Genellikle sertlik ve çekme dayanımı arttıkça, malzemenin yorulma sınırı da yükselir. Dolayısıyla kaynaklı bağlantılarda da yorulma dayanım sınırı mikroyapı, sertlik ve çekme özellikleri ile ilişkili olarak değişmektedir. Kaynaklı bağlantılardaki ısı girdisi kaynak metalinin sertliğini de değiştirmektedir. Sertlik değeri yüksek olan malzemelerde yorulma dayanımı yüksek, sertlik değeri düşük malzemelerde ise yorulma dayanımı düşük çıkmaktadır [68].

Bir kaynaklı bağlantının YÇS'nı etkileyen temel değişkenler, uygulanan gerilme genliği, malzeme özellikleri ve geometrik gerilme konsantrasyon faktörüdür. Diğer değişkenler ise kaynak başlangıç ve bitiş noktalarındaki gerilme/gerinme konsantrasyonudur [74]. Kaynak hataları gerilme konsantrasyonu oluşturmakta ve bunlar çatlak büyümesinin başlangıç noktaları olabilmektedir. Özellikle kaynaklı bağlantılardaki boşluk ve gözenekler çatlak ilerlemesi ile yorulma dayanımının düşmesine neden olmaktadır. Kaynaklı bağlantılarda meydana gelecek intermetalik fazlarda kaynaklı bağlantının YÇS'nı azaltmaktadır. Yüksek çevrim YÇS'nın, tanecik boyutu, ikincil fazın hacim oranı ve çözünen atomlar veya çökeltilerin miktarı olarak mikroyapı değişkenlerinden büyük ölçüde etkilendiği bilinmektedir [76].

3.6.2. Yorulma deneyi ile ilgili terimler

YD, genellikle sinüzoidal yükleme ile yapılır. Burada yorulma yükünün durumu, Şekil 3.10'da gösterilen parametreler ile tarif edilir. Maksimum ve minimum gerilmenin belirlenmesiyle, gerilme dağılımı (σ_r), gerilme genliği (σ_g), ortalama gerilme (σ_m) ve gerilme oranı (R) ile gerilme parametrelerine karar verilir. Bu değerler Denklem ((3.36) ile Denklem ((3.39) arasında verilen ifadeler ile tanımlanır [77, 78].



Şekil 3.10. YD için sinüzoidal yükleme (Gerilme-zaman eğrisi) [69]

T	: 1 çevrim (Periyodu)
σ_{min} (σ_a)	: Gerilmenin en küçük değeri (Alt gerilme)
σ_{max} ($\sigma_ü$)	: Gerilmenin en büyük değeri (Üst gerilme)
σ_{ort} (σ_m)	: Ortalama gerilme
σ_g	: Gerilme genliği
ε	: Birim şekil değiştirme

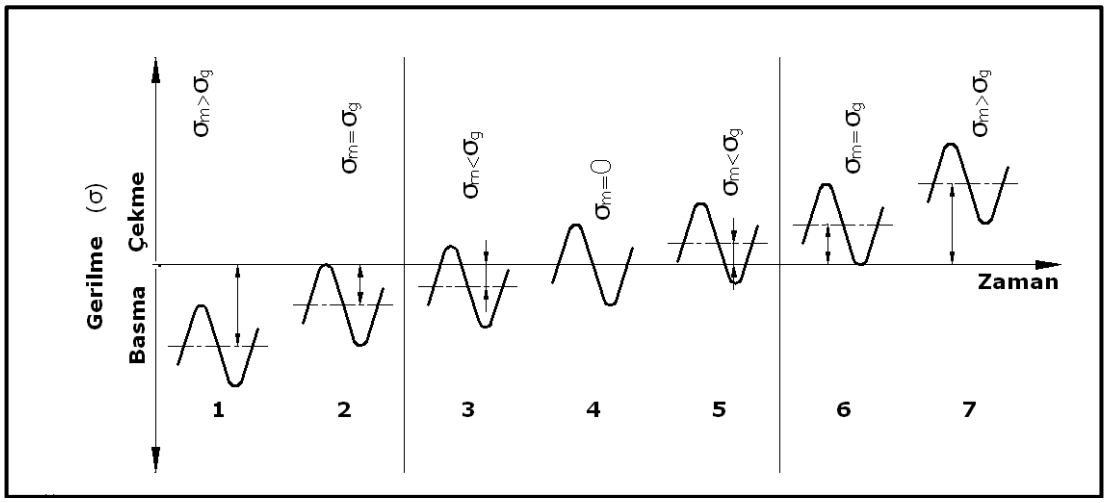
$$\sigma_m=\frac{\sigma_{max}+\sigma_{min}}{2} \tag{3.36}$$

$$\sigma_r=\sigma_{max}-\sigma_{min} \tag{3.37}$$

$$\sigma_g=\frac{\sigma_{max}-\sigma_{min}}{2} \tag{3.38}$$

$$R=\frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \tag{3.39}$$

Herhangi bir yük genliğindeki, verilen bir çevrim ömrü için yorulma mukavemeti, ortalama gerilmeye bağlıdır. Aynı seviyedeki YÇS için, ortalama gerilme (σ_m) arttıkça, gerilme genliği (σ_g) (yorulma mukavemeti) azaltılmalıdır. R ile gösterilen gerilme oranı, en küçük gerilmenin en büyük gerilmeye oranıdır. R değeri, çevrimsel gerilmenin tipini gösteren değerdir. YD'nde, değişen basma ve çekme gerilmeleri halinde gerilmeler simetrik olabileceği gibi asimetrik de olabilir. Farklı gerilme halleri (R değerleri) için yükleme tipleri Şekil 3.11'de görülmektedir [79].



Şekil 3.11. YD'nde farklı gerilme değişimlerini gösteren örnekler [69]

1-2 : Basma gerilmesi

3 ve 5 : Asimetrik çekme-basma gerilmesi değişimi,

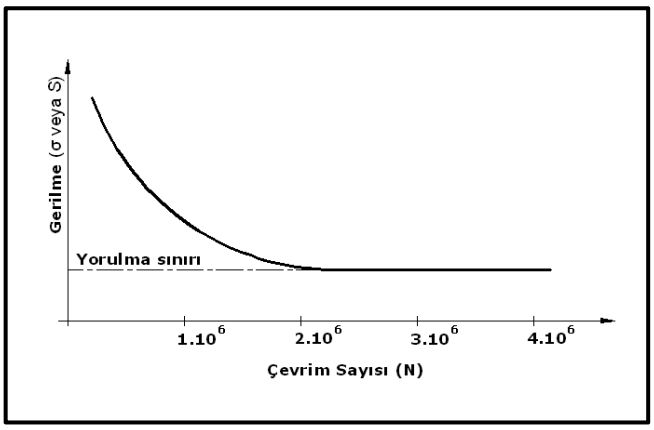
4 : Eşit çekme-basma gerilmesi

6-7 : Çekme gerilmesi

3.6.2.1. S – N diyagramı (Wöhler diyagramı)

S-N diyagramı, farklı sabit gerilmeler altında malzemenin kaç çevrim sonunda çatlayacağını veya kırılacağının gösterilmesinde kullanılan en genel metottur. Ortalama gerilme (σ_m) tüm deneylerde sabit kalmak üzere numunelerin her birine farklı periyodik gerilmeler uygulanarak numunenin çatlamasına veya kırılmasına kadar geçen çevrim sayısı (N) tespit edilir. Deneylerin tümünde gerilme genliği (σ_g) deney süresince sabit tutulur [79]. Tipik bir S-N eğrisi Şekil 3.12'de gösterilmiştir. Eğrinin yatay asimptota karşılık gelen gerilme düzeyi yorulma sınırı olarak bilinir. Yorulma sınırının üstündeki gerilmeler, yeterli çevrim sayısına ulaştığında hasara yol

açar [71]. Yorulma sınırının üzerinde istatistiksel olarak saptanan N çevrim sonunda numunenin çatlama veya kopma gösterdiği gerilme değerine ise yorulma dayanımı (σ_N) denir [80].



Şekil 3.12. Tipik bir S-N Wöhler eğrisi [68]

Gerilme ekseni olan ordinatta genellikle doğrusal, bazı hallerde ise logaritmik skala kullanılır ve bu eksende ya en büyük gerilme (σ_{max}), ya en küçük gerilme (σ_{min}) ya da gerilme genliğinden (σ_g) biri kaydedilir. Çevrim sayısı ekseni olan apsiste ise genellikle logaritmik skala kullanılır. S - N eğrileri 10^6 çevrimden sonra genellikle apsis eksenine asimptotik bir durum gösterirler. Küçük gerilmeler için çatlamanın görüleceği çevrim sayısı çok büyük olacağından, önceden belirlenen çevrim sayısına kadar deney devam ettirilerek malzemenin davranışı izlenir [80].

3.6.2.2. Yorulma sınırı

İstatistiksel metotlarla tayin edilen gerilme koşulları altında bir malzemenin sonsuz sayıdaki gerilme periyodlarına dayanabileceği en büyük gerilme değeri yorulma sınırı (σ_D) olarak kabul edilir [68]. S-N diyagramında eğrinin asimptotik durum aldığı gerilme "yorulma sınırı" nı göstermektedir. Bu gerilmenin altındaki gerilmelerde parçanın sonsuz çevrime dayanabileceği kabul edilir. Yorulma sınırının üstündeki gerilmeler, uygun bir döngü sayısına ulaştığında hasara yol açar. Yorulma sınırının altındaki alan, deney parçalarının kırılmadan kaldıkları koşulları gösterir. Bununla birlikte yorulma sınırının malzemenin genel bir niteliği olmadığı bilinmelidir. Çünkü bazı malzemeler ve uygulama ortamları yorulma dayanımı sınırına ulaşmayı olumsuzlaştırır [70, 71, 81].

3.6.3. Yorulma deneyinin yapılışı

YD malzemelerin tekrarlı veya dalgalı yüklemeye maruz kaldıklarında, nasıl davranacaklarını belirlemek amacıyla yapılan dinamik bir deneydir. Bu deney, istenen gerilmelerin malzemeye devirsel yükleme yoluyla aktarılması prensibine dayanmaktadır.

Sabit bir ortalama gerilmenin üzerine (σ_m=sabit) başka deneme çubukları ile ve her defasında değişik gerilme genliği ile elemanın kopuncaya kadar olan N sayıda yük değişimi tespit edilir. σ_g genlik değeri düşey eksen, N değeri ise yatay eksen olmak üzere bir eksen takımında deney sonuçlarını grafik olarak temsil etmekle, malzemenin kaç çevrim sonunda çatlayacağını veya kırılacağını gösteren Wöhler diyagramları elde edilir. Belirli bir gerilme oranı için yapılmış ve farklı gerilme değerlerindeki kırılmayı gösteren birçok deneye dayanır. Numunelere farklı gerilmeler uygulanarak çatlamanın veya kırılmanın görüldüğü (N) çevrim sayısı tespit edilir. Burada numunenin tamamen kopması veya önceden belirtilen belirli boyuttaki çatlak kriter olarak alınır [70, 82].

Uygulanan gerilmenin büyüklüğü, deney yapılan numuneye bağlı olarak değişir. Deney devam ederken malzeme üzerine gelen gerilme, malzemenin akma gerilmesinin altında iki değer arasında değişir ve bu gerilmeler malzeme kırılana ya da istenen devre ulaşılana kadar uygulanmaya devam eder. Bu iki değer arasındaki R ile ifade edilen gerilme oranı ($\sigma_{min}/\sigma_{max}$) 1 olması durumunda statik bir yüklemeye, -1 olması durumunda tam değişken bir yüklemeye, 0 olması durumunda dalgalı değişken bir yüklemeye, $-1<R<1$ olması durumunda ise malzeme genel değişken bir yüklemeye maruz kalır [77].

3.6.4. Yorulma olayına etki eden faktörler

Yorulma olayına etki eden birçok faktör vardır. Bunların bazıları, kimyasal bileşim, yüzey durumu, ısıl işlem gibi malzemeye bağlıdır. Diğerleri ise uygulamaya bağlı yani, yüklerin tipi (değişken veya sabit genlikli yükleme) veya çevrenin etkisi (hidrojen nem oranı vb.) olarak YÇS'larını etkilemektedir. Bu faktörleri; yüzey özellikleri, malzeme cinsi, gerilmeler, çentik, sıcaklık, deney frekansı, artık gerilmeler, çevre ve korozyonun etkileri olarak sıralanabilir [76, 80].

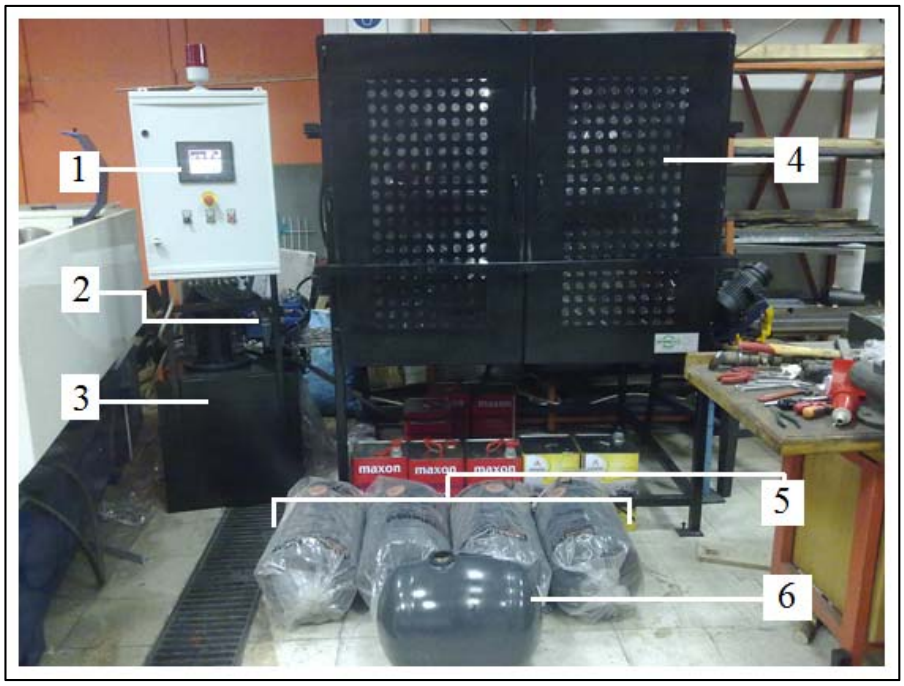
4. PATLATMA VE YORULMA DENEYİ

4.1. Deney Tesisatı Kurulumu

Patlatma ve yorulma deneylerini yapmak için bir deney düzeneği kullanılmıştır. Bu düzenek hem patlatma hem de yorulma olmak üzere iki ana işlemi yapacak özellik ve kapasitede seçilen devre elemanları ile kurulmuştur. Aynı anda 4 adet YD yapılabilmektedir. Diğer taraftan, her defasında bir adet PD yapabilecek şekilde tasarlanan deney cihazı ve deney kabini Şekil 4.1'de görülmektedir. Deney kabini yanına hidrolik depo ve kumanda panosu yerleştirilmiştir. Depo üzerinde bulunan yön valflerinden deney kabinine, basınca dayanıklı hidrolik hortumlar ile hidrolik geçişi sağlanmaktadır. Kabin içerisindeki hortumların ucunda LPG tanklarının dolum ağzına uygun bağlantı aparatı takılmıştır. Bu aparat ile LPG tankı arasına bir conta konularak sızdırmazlık sağlanmıştır.

YD için 0,25 Hz frekansında ve 0 - 17,5 bar arasında basınç yüklemesi yapılmaktadır. Yorulma çatlağı nedeniyle tanktan yağ sızıntısı meydana gelene kadar yükleme yapılmıştır. Yağ sızıntısının oluştuğu andaki yükleme sayısı, tankın YÇS olarak tespit edilmiştir.

Deney düzeneğinde her bir valf için 2 adet role bulunmaktadır. Bunlardan birisi basınç artışı gerektiğinde valfi basma yönünde çekerken, diğeri boşaltma aşamasında devreye girerek tank içindeki basıncın sıfırlanması için programlanmıştır. Ayrıca tesisatta motor koruma rölesi, transformatör ve kaçak akım rölesi bulunmaktadır. Tesisatta herhangi bir arıza meydana geldiğinde veya tanklardan herhangi birinde yırtılma oluştuğunda kumanda panosu üzerinde bulunan ve PLC'den aldığı bilgiye göre ışıklı ve sesli uyarı sistemi ile kullanıcı uyarılmaktadır.



Şekil 4.1. PLC kontrollü servo hidrolik deney tesisatı görünümü

1. Otomatik kumanda panosu
2. Basınç valfleri
3. Hidrolik yağ tankı
4. Deney kabini
5. Deney tank numuneleri
6. Deneyi tamamlanmış tank

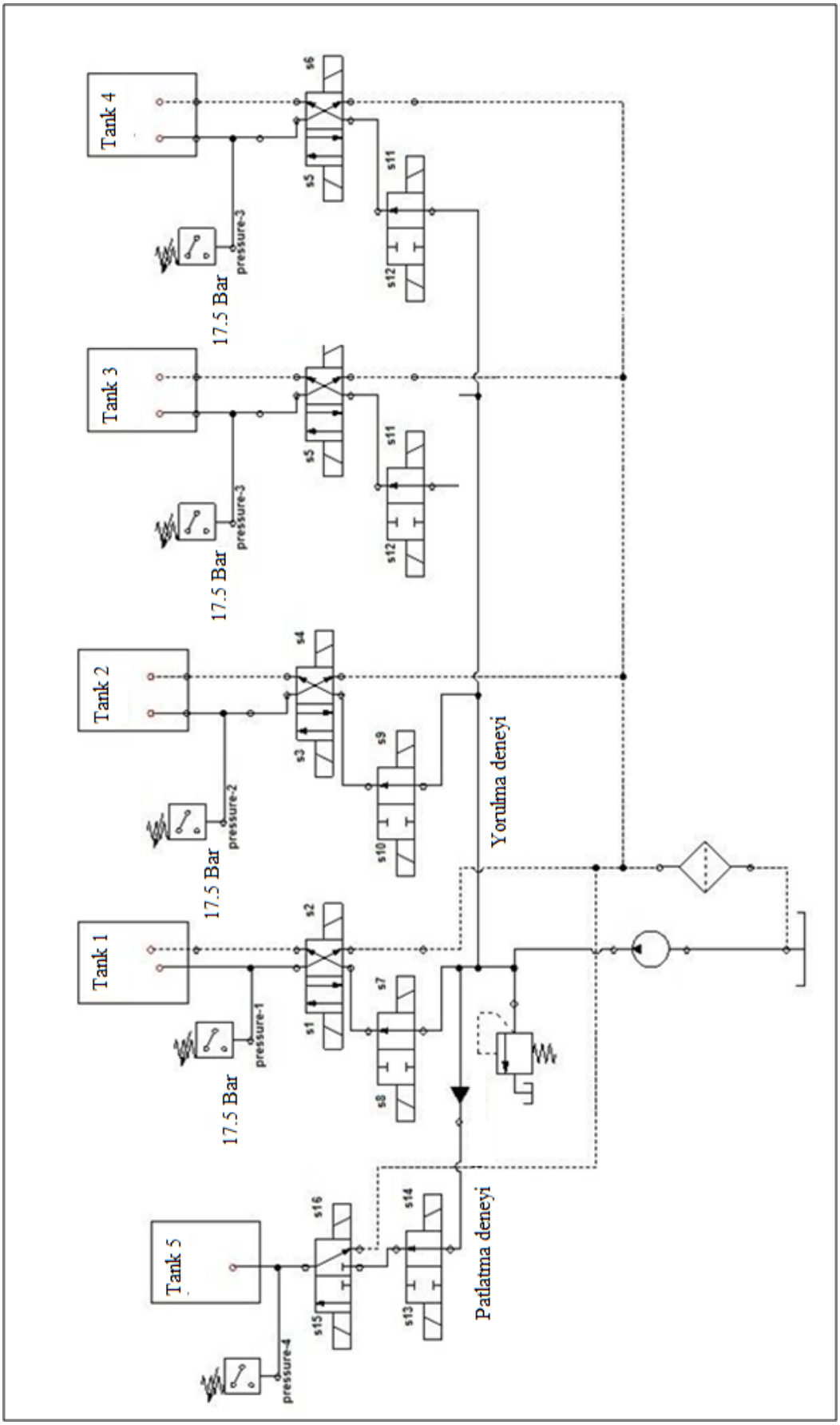
Deney kabini iki bölmeden oluşmaktadır. Bu bölmeler en az ikişer LPG tankı sığabilecek hacimde üretilmiştir. LPG tanklarının deformasyonu sonucunda yağ sızıntısı olacağından kabın sızdırmazlığı önemlidir. Özellikle PD'lerinde basınç etkisi ile ani yırtılma sonucu hidrolik yağ şiddetle kabin cidarlarına çarptığından hidrolik yağın dışarı sızmasının önüne geçmek için kabin kapakları kenarlarına conta takılmış ve kapaklar kapatıldıktan sonra sızdırmazlığı sağlamak için kapakların arkasına destek profili yerleştirilmiştir. Hidrolik yağın kabin içerisine dökülmesi durumunda hem üst hem de alt bölmede, yağın birikmesi için havuz yapılmıştır. Buraya biriken yağ filtrelenerek bir elektrik motoruna bağlı hidrolik pompa ile depoya dönüşü sağlanmaktadır. Depoya giriş esnasında ikinci filtreleme yapılmaktadır. Bu filtreler belirli aralıklarla temizlenerek tanklardan kopan küçük demir parçacıkları sebebiyle valflerde ve hidrolik pompada aşınmaya sebep

olmasının önüne geçilmiştir. Kabin havuzundaki yağ seviyesinin yükselerek taşmasını önlemek için havuz içerisine bir şamandıra devresi vasıtasıyla deney işlemleri durdurulmaktadır.

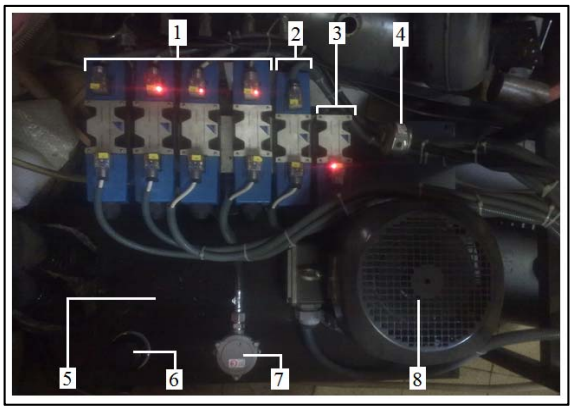
4.1.1. Basınçlı hat sistemi

Basınçlı hat tasarlanırken 4 adet YD ve 1 adet PD yapabilecek kapasitede düzenlenmiştir. Şekil 4.2'de deney tesisatı hidrolik devre şeması, Şekil 4.3'de ise valfler görülmektedir. Valflerin önünde bulunan ışıklı röleler enerji verildiğinde aktif olup olmadığının kontrol edilebilmesini sağlamaktadır. Valfler basma ve çekme yönünde çalışarak borular vasıtasıyla tanklara yağ transferi sağlamaktadırlar. PD'inde basınç zamana bağlı olarak artırılabilmektedir. PD'inde basınç değeri bir basınç sensörü ile tespit edilmektedir. PB değeri, basınç sensöründen alınan ve görüntü panelinde yazdırılan en büyük basınç olarak tespit edilmektedir. LPG tankının malzeme yorulması sonucu yırtılması anında ilgili tankın besleme hattı otomatik olarak durabilmektedir. Yırtılma nedeniyle stop eden bu hattın yükleme sayacı da yırtılma anında hat ile birlikte durmaktadır. Diğer tanklar için deney düzeneği çalışmaya devam edebilmektedir. Sistem, hatta bağlı olan tüm tanklarda yırtılma meydana geldiğinde otomatik olarak durabilmektedir.

Tesisatın hidrolik ünite kısmı; Şekil 4.3'de görüldüğü gibi ana hat basınç valfi, patlatma hattı valfi, yorulma hattı valfleri, elektrik motoru, hidrolik yağ deposu, yağ geri dönüş hattı, yağ doldurma kapağı ve rölelerden oluşmaktadır. Yağ deposunun içinde maksimum 200 bar basınç üretebilen bir hidrolik dişli pompa bulunmaktadır. Valflerin altında dağıtıcı olarak isimlendirilen hidrolik devre elemanı vardır. Depodan hidrolik pompa vasıtasıyla çekilen yağ, dağıtıcıya basılmaktadır. Buradan valflerin yön vermesi ile yağ, basma anında LPG tankına doğru gönderilirken boşaltma anında hidrolik yağ deposuna geri dönüşü sağlanmaktadır. Dağıtıcı üzerinden depodan çekilen yağ, basma hattına yönlendirilmektedir. Sıkışma nedeniyle bir miktar ısınan hidrolik yağ, tekrar tanka basılmadan depoya gönderilir. Böylece yağın sirkülasyonu sağlandığından sürekli ısı artışı sebebiyle sisteme zarar vermesi ve deney sonuçlarına olumsuz etkisinin önüne geçilmiş olur. Diğer taraftan dönüş esnasında filtrelenen yağ temizlenmiş olmaktadır.



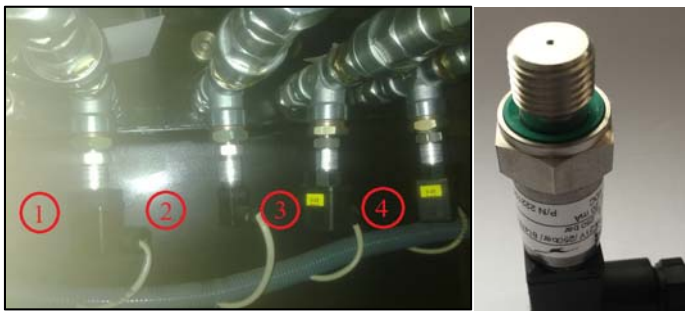
Şekil 4.2. Deney tesisatı hidrolik devre tesisat şeması



Şekil 4.3. Deney tesisatı hidrolik ünitesi

1. Yorulma hattı valfleri (4 adet)
2. Patlatma hattı valfi (1 Adet)
3. Hat basınç valfi (1 adet)
4. Manuel manometre
5. Hidrolik yağ deposu
6. Hidrolik yağ doldurma kapağı
7. Hidrolik yağ geri dönüş hattı
8. Elektrik motoru

Deney tesisatı; YD için 17,5 bar basınca eriştiğinde boşaltma işlemi yapılacak şekilde tasarlanmıştır. Bu basınç değerlerinin PLC'ye bildirilmesinde basınç sensörleri kullanılmaktadır. 0 - 25 bar basınç aralığında değerleri ölçebilen basınç sensörleri her bir yorulma hattı için bir adet kullanılmıştır. Şekil 4.4.a'da basınç sensörlerinin akışkan hattına bağlantıları Şekil 4.4.b'de deney tesisatında kullanılan bir basınç sensörü görülmektedir.



(a) (b)

Şekil 4.4. Basınç ölçümü, a) Basınç sensörlerinin akışkan hattındaki görünümleri, b) Basınç sensörü

Deney tesisatında tanklara uygulanan basınç hidrolik yağ ile sağlanmaktadır. Bunun için hidrolik yağın depolanması ve oradan tanklara transfer edilmesi için Şekil 4.1'de görüldüğü gibi hidrolik yağ deposu tasarlanmıştır. Bu depo yağın doldurulması, emilerek tanka basılması, kullanıldıktan sonra tekrar dönüşü, filtreleme işlemleri ve yağ seviyesinin görülebilmesi gibi birçok fonksiyonu yerine getirebilecek şekilde imal edilmiştir.

4.1.2. Ana kumanda ve ayar ekranları

PLC kontrollü deney tesisatı üzerinde giriş çıkış işlemlerini düzenlemek için Şekil 4.1'de görüldüğü gibi bir dokunmatik panel bulunmaktadır. Bu panel üzerinden işlemler yürütülmektedir. Şekil 4.4'de makine çıkışları ve valf kontrollerinin yapıldığı ekran görülmektedir. Hidrolik pompa, alarm, valf enerjileri gibi kontrol birimlerine enerji gidip gitmediği ve sistemin aktif olup olmadığı görülmektedir. Sistemin çalışmasında herhangi bir arıza meydana geldiğinde arızanın yerini kısa sürede bulabilmek için bu ekrandan yararlanılmaktadır.



Şekil 4.5. Makine çıkışları ve valf kontrol ekranı

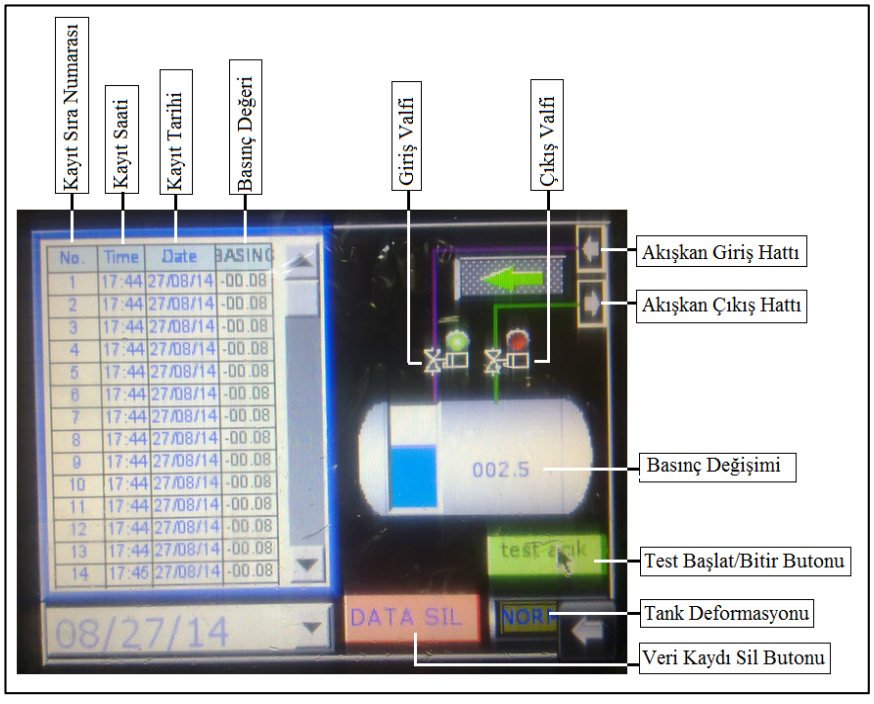
Şekil 4.6'da basınçlı hat üzerinde bağlı bulunan sensörlerin kalibrasyon ekranı görülmektedir. Sayısal çıkışlar, değeri belli olan sensörler ile karşılaştırılıp belirli bir katsayı ile çarpılarak basınç değeri olarak sistem kontrolü için PLC'ye gönderilmektedir.



Şekil 4.6. Sensör kalibrasyon ayarları ekranı

4.1.3. Patlatma deneyi kumanda sistemi

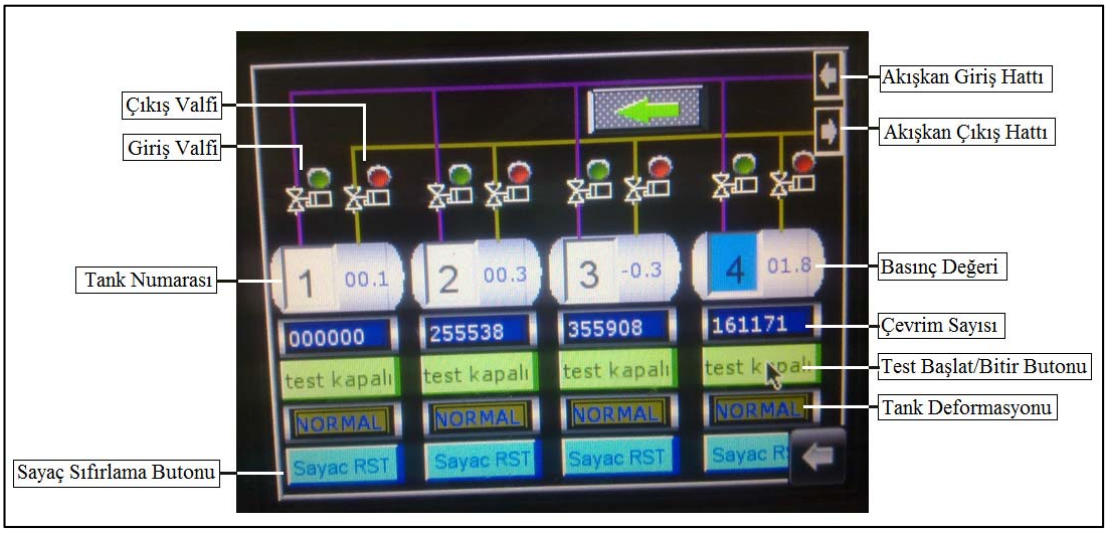
Kumanda ekranından PD seçildiğinde Şekil 4.7'deki gibi bir görüntü alınmaktadır. Burada bir tank simgesi, tanka giriş ve çıkış hatları, deneyin açılıp kapanmasını sağlayan buton ve deney verilerinin listelendiği tarih, saat, basınç değerleri görülmektedir. Tank simgesinin üzerinde basınç değişimi de verilmektedir. Ekranda "Data Sil" butonu ile kayıtlı veriler silinmektedir. Tankta patlama meydana geldiğinde "Normal" etiketli buton "Deforme" şekline dönüşerek deney işleminin sonlanması için hidrolik pompa PLC tarafından durdurulmaktadır.



Şekil 4.7. PD kumanda ekranı

4.1.4. Yorulma deneyi kumanda sistemi

Deney tesisatı aynı anda 4 adet YD yapabilecek kapasitede tasarlanmıştır. Şekil 4.8'de görüldüğü gibi her bir tank için yükleme değerleri sayaçlarla gösterilmektedir. Yükleme yapılabiliyorsa ekranda; "Normal" yapılamıyorsa; "Deforme" yazısı görülmektedir. En altta ise yeni bir tank bağlandığında sayaçların sıfırlanması için "Sayaç RST" tuşları, sayaçların altında ise her bir hattaki deneyin başlatılıp durdurulabilmesini sağlayan "Test Kapalı" ve "Test Açık" butonu bulunmaktadır. Her bir tankta meydana gelen basınç değeri tank simgeleri üzerinde görülebilmektedir.



Şekil 4.8. YD kumanda ekranı

Şekil 4.9'da görüldüğü gibi 3 numaralı tank yüklenen basıncı artık taşıyamadığından deformasyona uğradığını bildiren uyarı ekrana gelmiştir. Şekil 4.9'da A ile gösterilen kısımda "Tank 3 Deforme" uyarısı görülmektedir. "Normal" simgesi ile belirtilen deney durumu, Şekil 4.9'da B ile gösterilen "Deforme" açıklamasına dönüşmüştür. Aktif alarm başlığı ile verilen bu uyarı vasıtası ile sistem otomatik olarak durdurulmaktadır. Deformasyonun meydana geldiği tanktaki sayaç değeri YÇS olarak kayıt edilmiştir.

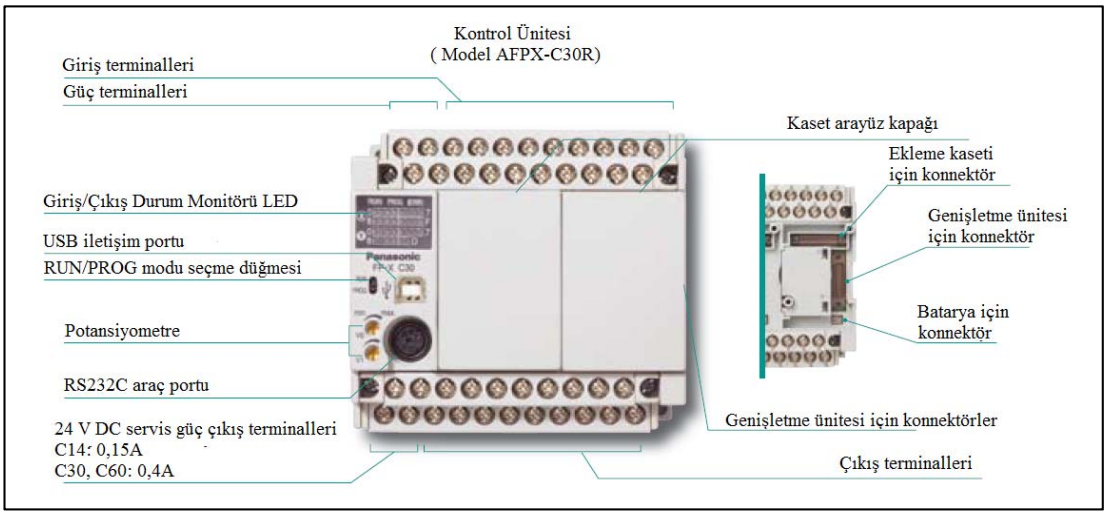


Şekil 4.9. Deformasyon uyarı ve alarm ekranı

LPG tanklarında deformasyon meydana geldiğinde deney kabini içerisine hidrolik yağ dolmaktadır. Kabin içerisindeki bir şamandıra devresi sistemin acil stop devresine seri olarak bağlanarak sistemi durdurmaktadır.

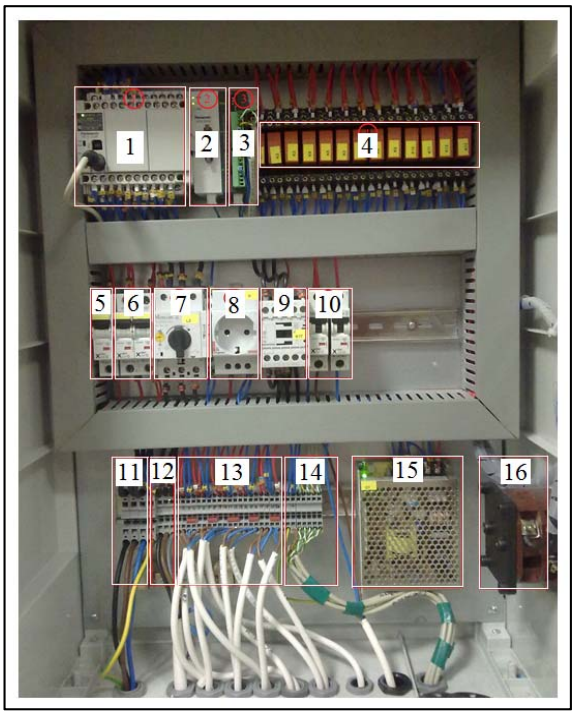
4.1.5. PLC ünitesi ve elektrik sistemi

PLC ünitesi YD ve PD'lerini otomatik olarak kontrol etmektedir. Şekil 4.10'da PLC ünitesi ve genişletme birimi görülmektedir. AFPX-C30R kodlu PLC ünitesi bu tip deney tesisatları için sıklıkla tercih edilen bir ünitedir. Şekil 4.10'daki giriş-çıkış durum monitöründen valflere enerji çıkış kısımları görülmektedir. USB iletişim portu ile PLC yazılımında meydana gelen hatalar veya güncellemeler için bilgisayar bağlantısı sağlamaktadır. Giriş terminallerinden basınç sensörlerinin PLC'ye veri iletilmesi sağlanmaktadır.



Şekil 4.10. Deney tesisatı PLC ünitesi ve çevre birimleri

Çevrim sayıları Şekil 4.11'deki gibi PLC ünitesine iletilerek anlık kayıt yapılmaktadır. Şekil 4.11'de PLC ünitesi ve elektrik donanımı görülmektedir.



Şekil 4.11. PLC ünitesi ve elektrik panosu

1. PLC Ünitesi
2. PLC Genişletme Birimi
3. Sensör Giriş Noktaları
4. Roleler
5. PLC Enerji Sigortası
6. Dokunmatik Panel Enerji Sigortaları
7. Motor Koruma Sigortası
8. 220 V Enerji Çıkışı
9. Kontaktör
10. Kabin Aydınlatma Sigortaları
11. Elektrik Motoru Enerji Beslemesi
12. 380 V Enerji Girişi
13. Valf Enerji Besleme Hatları
14. Sensör Girişleri
15. Güç Transformatörü
16. 380 V Makine Aç / Kapat Anahtarı

4.2. Deney Tanklarının Özellikleri

PD ve YD'inde kullanılmak üzere 6 farklı firmadan taşıt LPG tankları temin edilmiştir. Tablo 4.1'de silindirik ve torisferik olmak üzere iki tür tanklardan temin edilen hacim ölçüleri, boyutları ve numune sayıları firmalara göre listelenmiştir. Üretilen silindirik tanklar 40 lt ve 60 lt olmasına rağmen, torisferik tankların firmalara göre değişmekte olup hacimleri 40 ila 43 lt arasında değişmektedir.

Tablo 4.1. PD ve YD için temin edilen firmalara göre tank türleri, hacim ölçüleri, boyutları ve deney numunesi sayıları

Firmalar	Silindirik Tanklar						Torisferik Tanklar		
	Hacim [Lt]	Çap [mm]	Numune Sayısı [Adet]	Hacim [Lt]	Çap [mm]	Numune Sayısı [Adet]	Hacim [Lt]	Yükseklik [mm]	Numune Sayısı [Adet]
Firma A	40	315	10	60	315	10	42	210	10
Firma B	40	315	10	60	315	10	43	210	10
Firma C	40	315	10	60	315	10	43	210	10
Firma D	40	315	10	60	315	10	42	210	10
Firma E	40	315	10	60	315	10	40	210	10
Firma F	40	315	10	60	315	10	42	210	10

4.3. Patlatma Deneyi

Silindirik ve torisferik LPG tanklarının PB'larını belirlemek için farklı imalatçı firmalardan tanklar temin edilmiştir. Şekil 4.12'de görüldüğü gibi tüm imalat işlemleri tamamlanmış, araçlara montaj yapılmaya hazır tanklar satın alınma yoluyla temin edilmiştir. Şekil 4.12.a'da silindirik tank, Şekil 4.12.b'de ise torisferik tank görülmektedir. LPG tanklarının nakliyesi esnasında herhangi bir deformasyona uğramaması için koruma kaplamaları ile dikkatli bir şekilde taşınmıştır. Deneye tabi tutulacak her tankın paketi açıldıktan sonra deney sonuçlarına olumsuz etki etmemesi için herhangi bir zedelenme olup olmadığı gözle kontrol edilmiştir.



Şekil 4.12. Deney tankları, a) Silindirik tank, b) Torisferik tank

4.3.1. Silindirik LPG tankları patlatma deneyleri

Silindirik LPG tanklarının PD'lerini gerçekleştirebilmek için tankın tamamının hidrolik yağ ile doldurulması gerekmektedir. Bunun için tankın dolum ucu yukarıya gelecek şekilde yerleştirilerek klorete hortumun ucundaki aparat gevşek bir şekilde tutturulmuştur. Yağ doldurma işlemi hidrolik depoda bulunan pompa tarafından yapılmaktadır. Tank dolarken iç kısımda bulunan hava, klorete boşluklu bağlanan dolum ağzından dışarı atılmaktadır. Şekil 4.13'de 40 litrelik bir silindirik tankın PD'inin yapıldıktan sonraki hali ve deney tesisatı ile birlikte görülmektedir. Yüksek basınç sebebi ile kabin kapaklarının açılma riski olduğundan, kapakları birbirine ve oradan da kabin gövdesine bağlayan destek profili kullanılmıştır. Şekil 4.13'de görülen ve nakliye kaplamaları ile yerleştirilmiş olan tanklar ise PD'ne tabi tutulmak için sıralanmıştır.

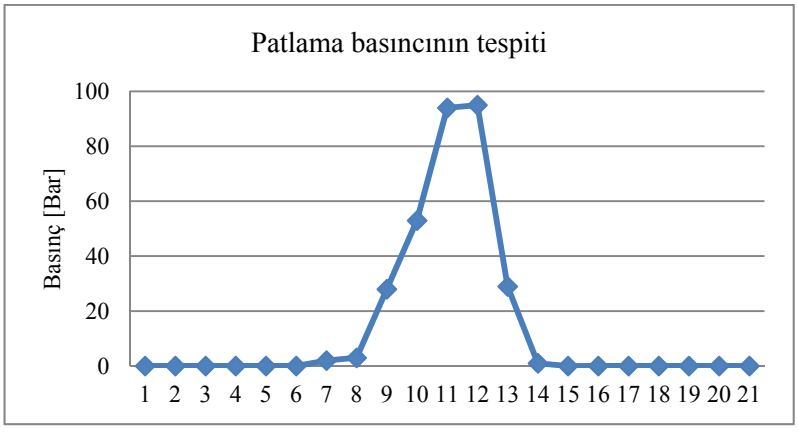
PD yapmak için kontrol panelinden PD seçeneği tercih edilerek deney başlatılmaktadır. Aşamalı olarak tank içine hidrolik yağ basılmaktadır. Böylece tankın şekli gitgide küresel biçim olacak şekilde değişmeye başlamaktadır. İç basınç nedeniyle tank malzemesinde hasar oluştuğunda patlama gerçekleşmektedir. PD ekranında yükleme adımları ve ölçülen basınç değerleri her saniyede 10 adet olmak üzere kaydedilmektedir. Böylelikle dakikada 600 adet veri kaydı alınmaktadır. Şekil 4.14'de görüldüğü gibi PD'inde 751. adımda 95,62 bar basınca kadar yükleme yapılabilmiştir. Bu adımdan sonra patlama gerçekleştiğinden 752. adımda basınç hızla 29,61 bar basınca kadar düşmüştür. Bir sonraki adımda ise 1 bar basınçtan daha düşük değere kadar inmiş ve sonraki adımlarda ise yırtılma meydana geldiği için iç basınç yüklemesi yapılamamıştır. Basınç değişimi Şekil 4.15'deki grafikte görülmektedir.



Şekil 4.13. Deney tesisatı ve PD sonrası LPG tankı

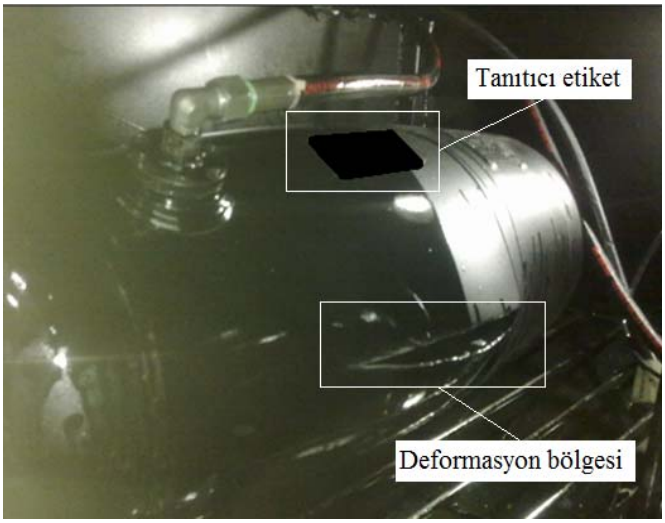


Şekil 4.14. PD sonucunda elde edilen veri kaydı



Şekil 4.15. PB grafiği

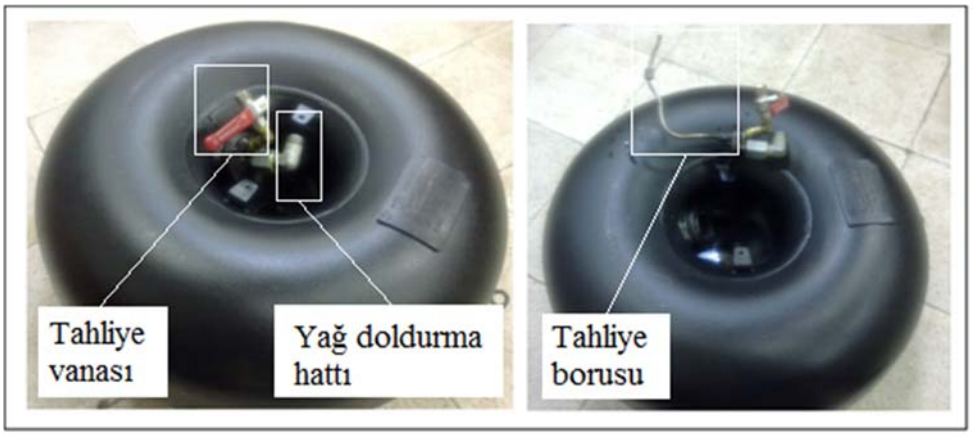
60 lt hacmindeki silindirik LPG tankı, PD sonucunda meydana gelen tank eksenine paralel 30 cm boyunca bir yırtık Şekil 4.16'daki gibi görülmektedir.



Şekil 4.16. Gövdenin yırtılması

4.3.2. Torisferik LPG tankları patlatma deneyleri

Torisferik tankların PD'lerinin yapılabilmesi için tankların iç kısmında hava kalmayacak şekilde tamamen hidrolik yağ ile doldurulması gerekmektedir. Silindirik tanklarda dolum ağzı yukarıya gelecek şekilde yerleştirildiğinde yağın dolmasıyla hava, tankın üst kısmına sıkışarak tank dışına atılabilmekteydi. Ancak, torisferik tanklarda ise dolum ağzı tankın merkezinde ve yüksekliği dikkate alındığında orta bölgeye denk geldiği için dolum ağzına monte edilen bağlantı aparatı gevşek bağlandığında tankın tamamını dolduramamaktadır. Bunun için ek bir hava tahliye hattına ihtiyaç duyulmaktadır. Bunun için Şekil 4.17.a'da görüldüğü gibi bir tahliye hattı açılmıştır. Torisferik tanka hidrolik yağ doldurulurken, hava tankın en üst kısmında sıkıştığı için Şekil 4.17.b'de görüldüğü gibi buraya uzanan bir boru vasıtasıyla içeride sıkışan havanın dışarıya atılması sağlanmıştır. Bu esnada, hava bir miktar hidrolik ile birlikte köpürerek dışarıya atılmaktadır. Havanın tamamı dışarı atıldığında köpüksüz bir hidrolik yağ akışı meydana gelmektedir. Böylece tank içinde hava kalmadığı tespit edilmiş olur. Tahliye vanasını kapatıldığında basınç yüklemesi istenilen seviyeye ulaşmakta ve tank patlayıncaya kadar devam ettirilir.



(a) (b)

Şekil 4.17. Tahliye vanası, a) Klorete montajı, b) Hava tahliye borusu

Şekil 4.18.a'da patlatılmış torisferik bir tank görülmektedir. Şekil 4.18.b'de ise tankın deformasyon bölgesi detayı görülmektedir. Kaynak ile gövde sacı arasından yaklaşık 20 cm boyunda yırtık meydana gelmiştir. Tankın üst kısımdan yırtılma oluşmuştur.



(a) (b)

Şekil 4.18. Patlatılmış tank, a) Tankın tam görünümü, b) Deformasyon bölgesi detayı

Farklı bir üretici firmanın torisferik tankına ait PD Şekil 4.19.a'daki gibi kaynak kısmından yırtılması görülmektedir. Şekil 4.19.b'de ise patlatılmış tankın tamamı görülmektedir. Tankın araca montaj yapılma konumuna göre alt tarafta kalan yönünde yırtılma meydana gelmiştir.



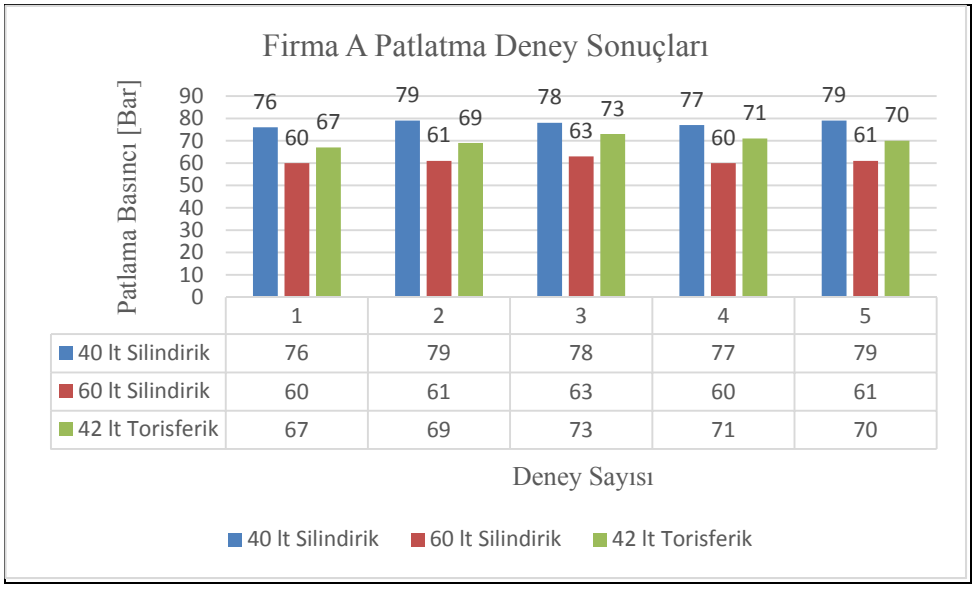
(a) (b)

Şekil 4.19. Patlatılmış tank, a) Tank görünümü, b) Deformasyon bölgesi detayı

4.3.3. Firmalara göre patlatma deneyleri sonuçları

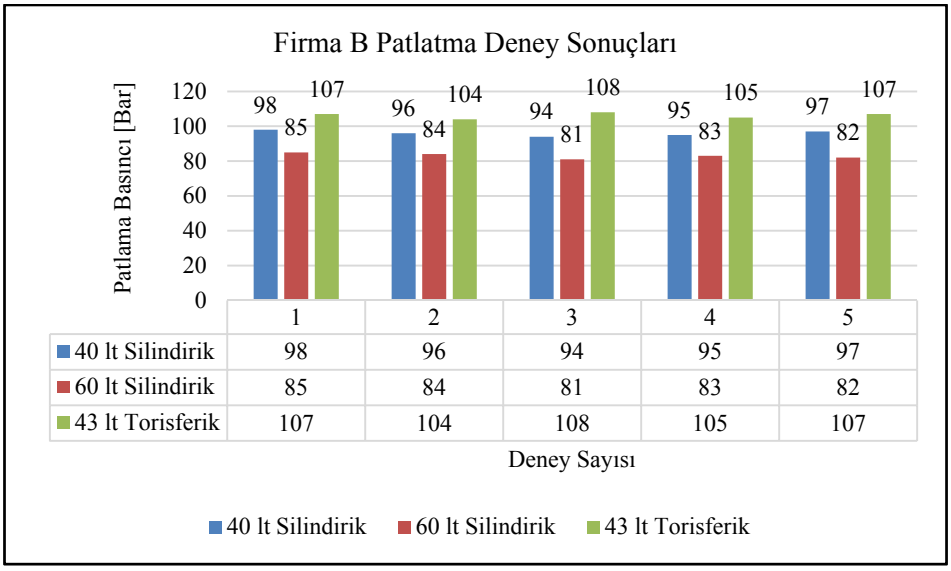
Tüm üretici firmaların tanklarına ait PD'lerinin sonuçları kaydedilmiştir. Bu sonuçlar firmalara göre kategori halinde düzenlenmiştir. 40 lt ve 60 lt silindirik, 40 ila 43 lt torisferik tankların PD sonuçları aşağıdaki gibi sıralanmıştır.

Firma A'ya ait tanklarda yapılan PD'lerinde 40 lt tanklar için 76-79 bar arasında, 60 lt'lik tankların ise 60-63 bar arasında PB değerleri elde edilmiştir. 42 lt'lik torisferik tankların PB'ları ise 67-73 bar arasında olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.20'de Firma A'ya ait deneye tabi tutulan tüm silindirik ve torisferik tankların PD sonuçları görülmektedir.



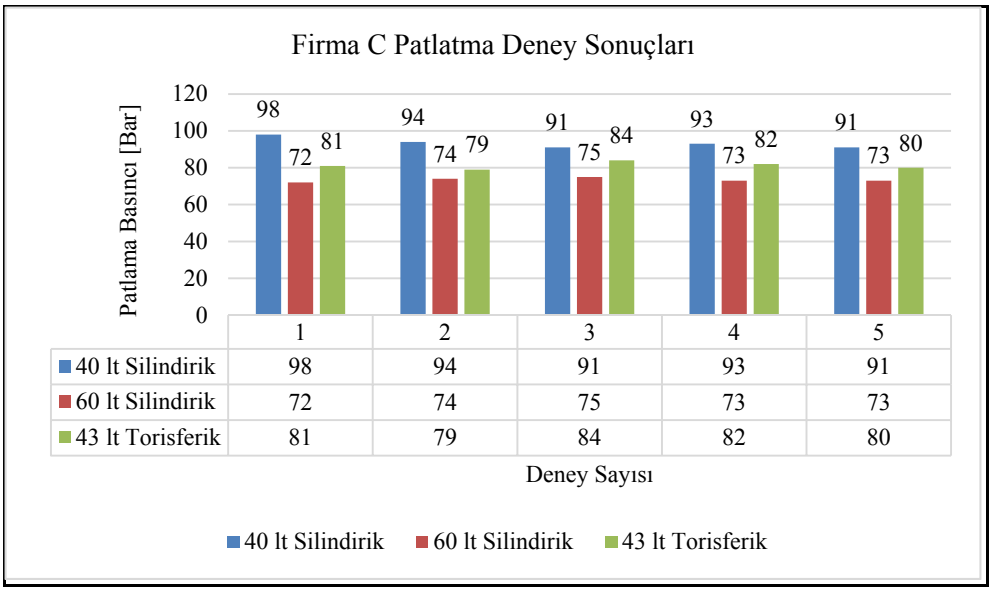
Şekil 4.20. Firma A için PD sonuçları

Firma B'ye ait tanklarda yapılan PD'lerinde 40 lt tanklar için 94-98 bar arasında, 60 lt'lik tankların ise 81-85 bar arasında PB değerleri elde edilmiştir. 43 lt'lik torisferik tankların PB'ları ise 104-108 bar arasında olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.21'de Firma B'ye ait deneye tabi tutulan tüm silindirik ve torisferik tankların PD sonuçları görülmektedir.



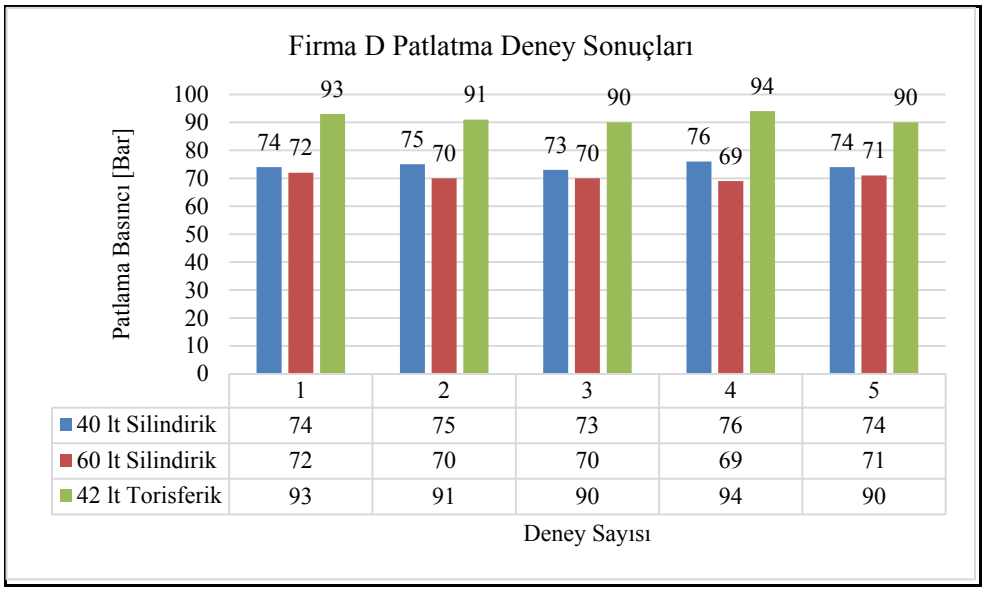
Şekil 4.21. Firma B için PD sonuçları

Firma C'ye ait tanklarda yapılan PD'lerinde 40 lt tankların 91-98 bar arasında, 60 lt'lik tankların ise 72-75 bar arasında PB değerleri elde edilmiştir. 43 lt'lik torisferik tankların PB'ları ise 79-84 bar arasında olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.22'de Firma C'ye ait deneye tabi tutulan tüm silindirik ve torisferik tankların PD sonuçları görülmektedir.



Şekil 4.22. Firma C için PD sonuçları

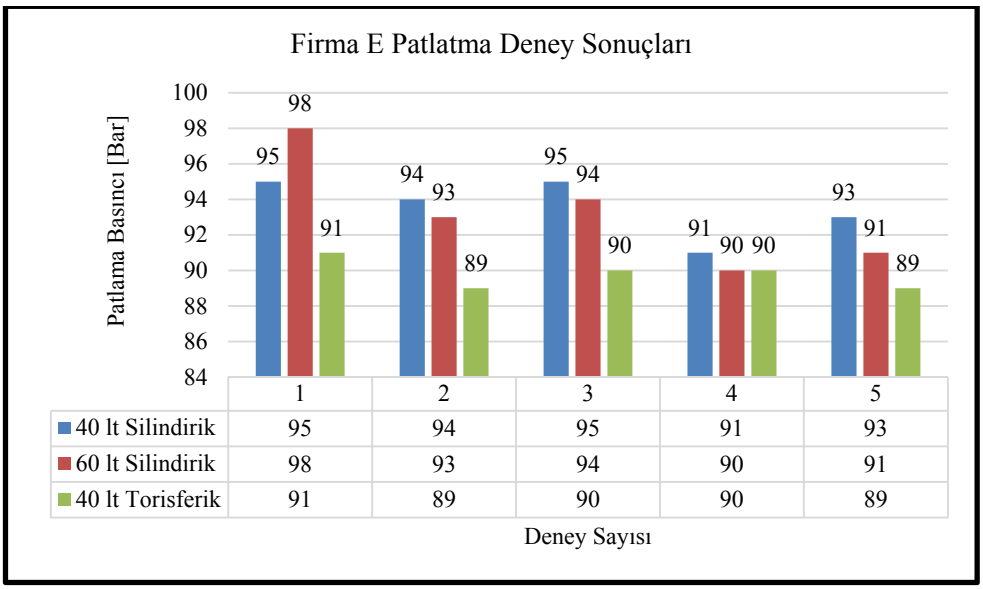
Firma D'ye ait tanklarda yapılan PD'lerinde 40 lt tankların 73-76 bar arasında, 60 lt'lik tankların ise 69-72 bar arasında PB değerleri elde edilmiştir. 42 lt'lik torisferik tankların PB'ları ise 90-94 bar arasında olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.23'de Firma D'ye ait deneye tabi tutulan tüm silindirik ve torisferik tankların PD sonuçları görülmektedir.



Şekil 4.23. Firma D için PD sonuçları

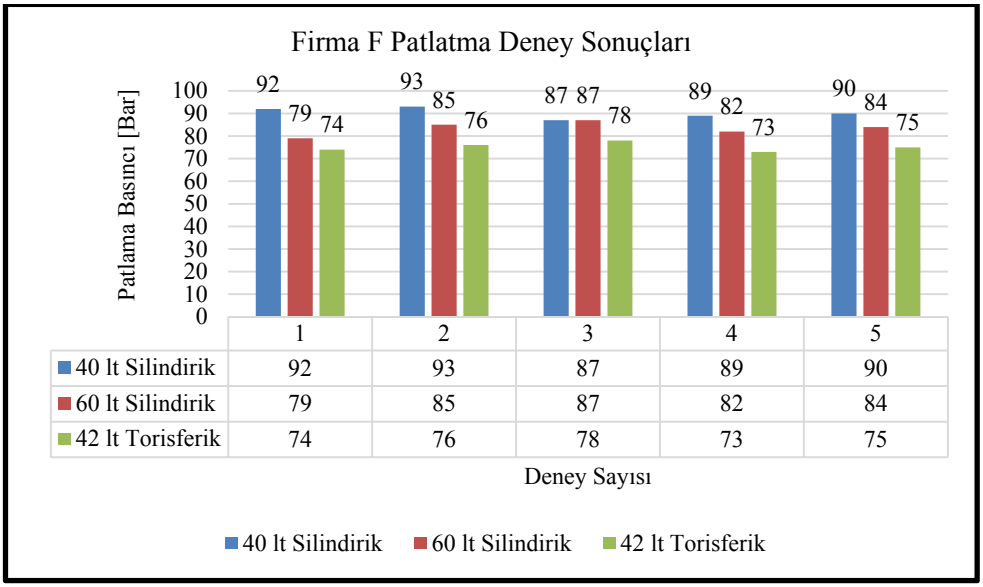
Firma E'ye ait tanklarda yapılan PD'lerinde 40 lt tankların 91-95 bar arasında, 60 lt'lik tankların ise 90-98 bar arasında PB değerleri elde edilmiştir. 40 lt'lik torisferik tankların PB'ları ise 89-91 bar arasında olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.24'de Firma

E'ye ait deneye tabi tutulan tüm silindirik ve torisferik tankların PD sonuçları görülmektedir.



Şekil 4.24. Firma E için PD sonuçları

Firma F'ye ait tanklarda yapılan PD'lerinde 40 lt tankların 87-92 bar arasında, 60 lt'lik tankların ise 79-87 bar arasında PB değerleri elde edilmiştir. 42 lt'lik torisferik tankların PB'ları ise 73-78 bar arasında olduğu tespit edilmiştir. Şekil 4.25'de Firma F'ye ait deneye tabi tutulan tüm silindirik ve torisferik tankların PD sonuçları görülmektedir.

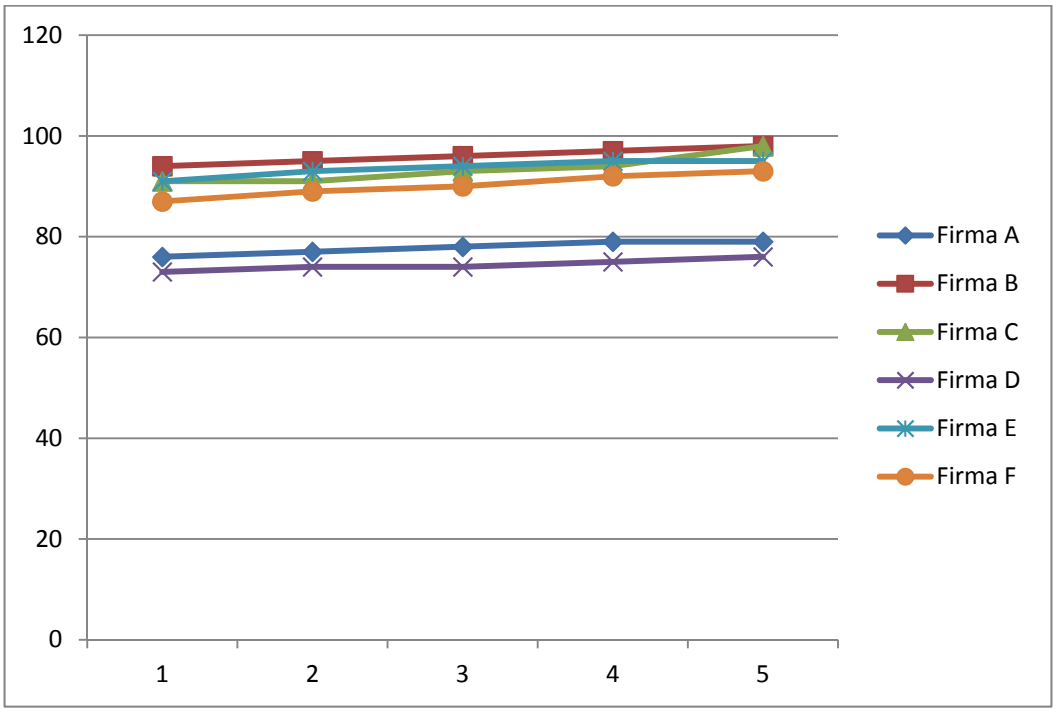


Şekil 4.25. Firma F için PD sonuçları

4.3.4. Firmalara göre patlatma deneyleri sonuçlarının karşılaştırılması

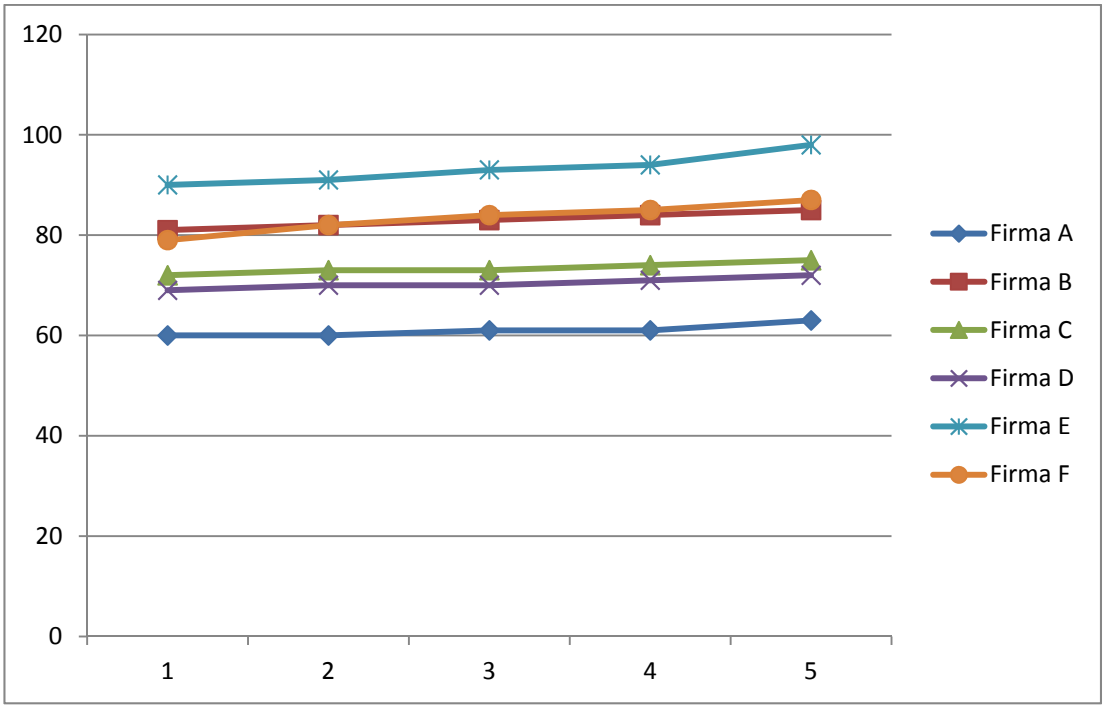
Üretici firmaların farklı hacimlerdeki tanklarının PD'ine tabi tutulması ile elde edilen sonuçlar birbiri ile karşılaştırılmıştır. Buna göre 40 lt, 60 lt ve torisferik tanklar olmak üzere üç kategoride yapılan PD sonuçları Şekil 4.26'da görülmektedir.

40 lt hacimli tanklar için 5 farklı numune ile yapılan PD'lerinden elde edilen veriler küçükten büyüğe doğru sıralanarak grafik haline getirilmiştir. Buna göre B firmasına ait silindirik tankların PB'ları en yüksek olduğu görülmektedir. D firmasına ait tankların ise PB'ları en düşüktür.



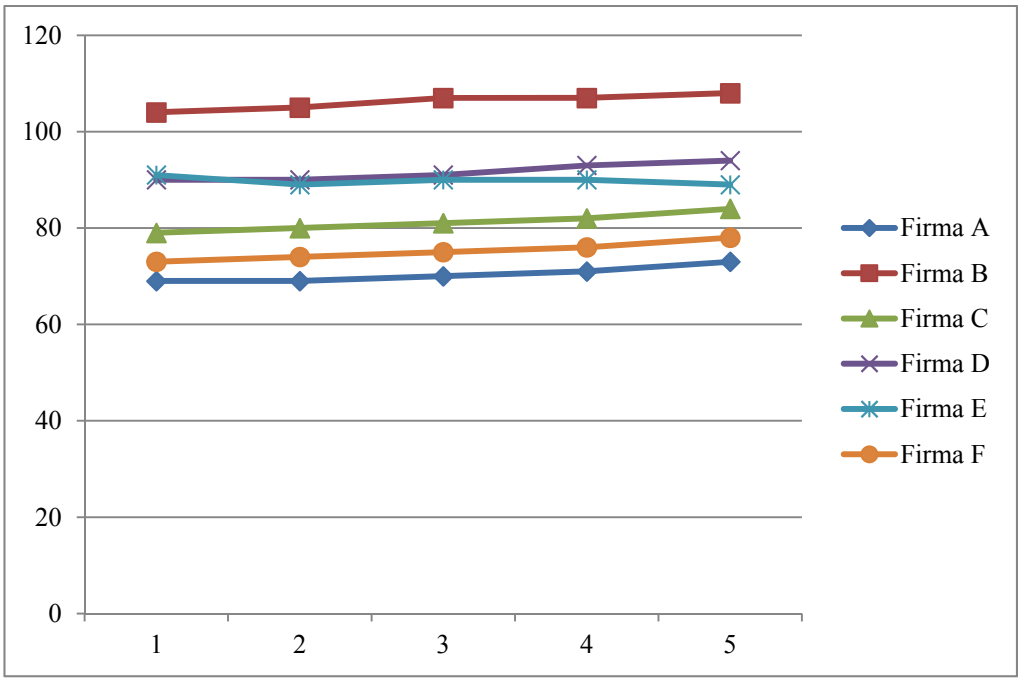
Şekil 4.26. Firmalara göre silindirik tankların PB'larının karşılaştırılması (40 lt)

60 litre hacme sahip silindirik tankların PB değerlerinin karşılaştırılması Şekil 4.27'de görülmektedir. Buna göre E firmasına ait silindirik tankların PB'ları en yüksektir. A firmasına ait tanklar ise PB'ları en düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 4.27. Firmalara göre silindirik tankların PB'larının karşılaştırılması (60 lt)

Torisferik tankların PB'larının karşılaştırılması Şekil 4.28'de görülmektedir. B firmasına ait torisferik tankların PB'ları en yüksektir. En düşük PB'larına sahip tanklar ise A firmasına aittir.

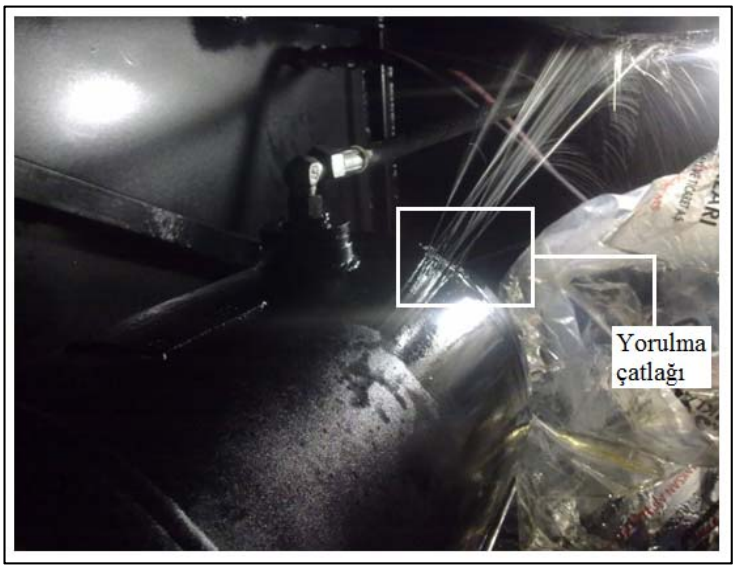


Şekil 4.28. Torisferik tankların firmalara göre PB'larının karşılaştırılması

4.4. Yorulma Deneyi

4.4.1. Silindirik LPG tanklarının yorulma deneyleri

Silindirik LPG tankları deney tesisatına 4 adet bağlanarak deneyler gerçekleştirilmiştir. YD ünitesine bağlanarak deneye başlanmıştır. Tanklar yorulma gerçekleşene kadar deney tesisatı durdurulmadan işleme devam edilmiştir. Yorulma çatlağı meydana gelen tankın YÇS, deformasyon bölgesi ve boyutu kaydedilmiştir. Daha sonra yorulma oluşan tank, deney tesisatından çıkarılarak içindeki hidrolik yağ boşaltılmıştır. Filtrelenerek hidrolik depoya gönderilen yağ yeni bağlanan tanka doldurulmuştur. Sayaç sıfırlanarak yeni bağlanan tankın deneyi başlatılmıştır. Taşıt LPG tanklarının YD'lerinde, yorulma bölgeleri olarak belli başlı kısımlar tespit edilmiştir. Bunlardan ilki silindirik gövde ile torisferik kapağın bir birine kaynaklı birleştirme yapıldığı bölgeden meydana geldiği görülmektedir. Şekil 4.29'da bu tür bir yorulma çatlağından hidrolik yağın basınç etkisi ile sızması görülmektedir.



Şekil 4.29. Kapak ile gövde kaynağında meydana gelen yorulma çatlağı

Yorulmanın meydana gelmesi ile tesisattaki basınç etkisi kesildiğinde Şekil 4.30'da görüldüğü gibi tank içerisindeki kalan basınçlı yağın iç basıncın sıfırlanması için bir miktar köpürerek dışarı çıktığı görülmektedir.



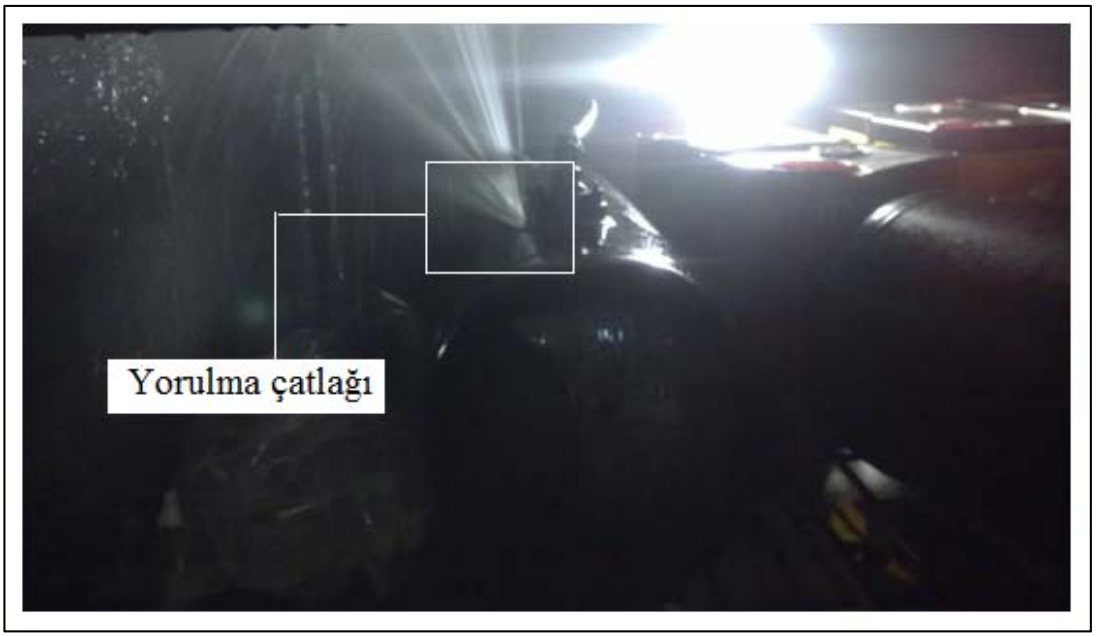
Şekil 4.30. İç basınç etkisi ile akışkanın köpürerek çıkması

YD sonucunda torisferik kapak ile silindirik gövdenin birleşim yerinde kaynak bölgesinden yorulma meydana geldiği tespit edilmiştir. Şekil 4.31'de yorulma çatlağı yaklaşık 10 cm boyutundadır.



Şekil 4.31. 40 lt'lik silindirik tankta oluşan yorulma çatlağı

Yorulma bölgelerinden bir diğeri ise; silindirik gövdenin kloret ile kaynaklı birleştirme yapılan kısımlarında meydana gelmektedir. Şekil 4.32'de kloretin silindirik gövdeye kaynakla birleştirildiği bölgede meydana gelen yorulma sebebiyle hidrolik akışkanın bu bölgeden dışarı çıktığı görülmektedir. Şekil 4.33'de başka bir silindirik tankın kloret ve gövde arasındaki kaynakta meydana gelen yorulma çatlağı görülmektedir.



Şekil 4.32. Silindirik tankın kloret ve gövde kaynağında meydana gelen yorulma



Şekil 4.33. Tankın kloret ve gövde kaynağında oluşan yorulma

YD'lerinde tank üzerinde hasarın oluştuğu bölgelerden bir diğeri de silindirik gövdede bulunan kaynak kısımlarıdır. Tankın tanıtıcı etiketi elektrik ark kaynağı yöntemi ile punta kaynağı yapılarak tank gövdesine tutturulmaktadır. Bir kısım

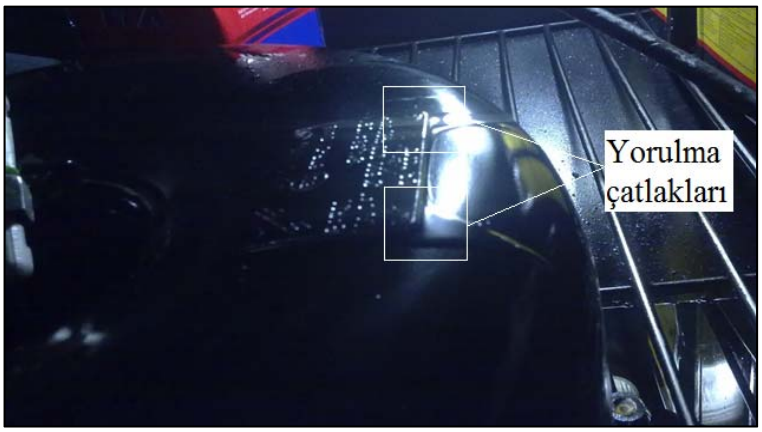
tanklarda Şekil 4.34'deki gibi etiketin kaynatıldığı noktalardan yorulma çatlağının meydana geldiği gözlenmiştir.



Şekil 4.34. Yorulan tanktan yağın basınçlı olarak çıkması

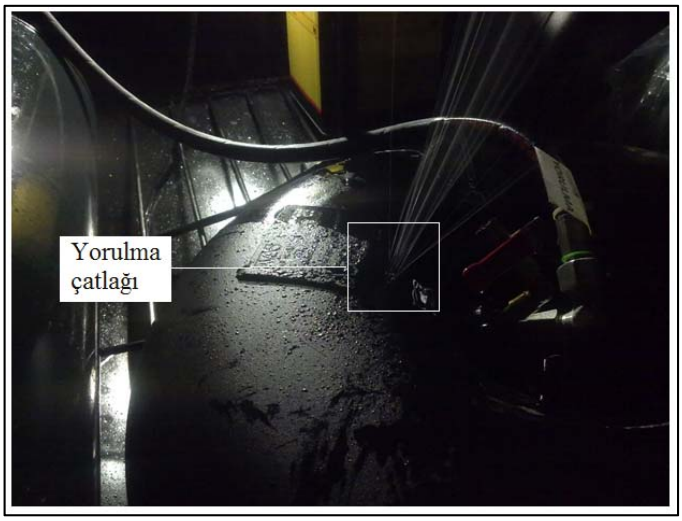
4.4.2. Torisferik LPG tanklarının yorulma deneyleri

Torisferik tankların YD'lerinde deformasyon bölgeleri birkaç farklı kısımda meydana geldiği tespit edilmiştir. Bunlardan ilki LPG tankı tanıtıcı etiketinin gövdeye tutturulduğu punta kaynağında meydana gelmektedir. Şekil 4.35'de etiketin gövdeye tutturulduğu kaynak kısmından yorulma çatlağı oluşması ve bu tip yorulmalarda yağın dışarıya yavaşça sızdığı görülmektedir.

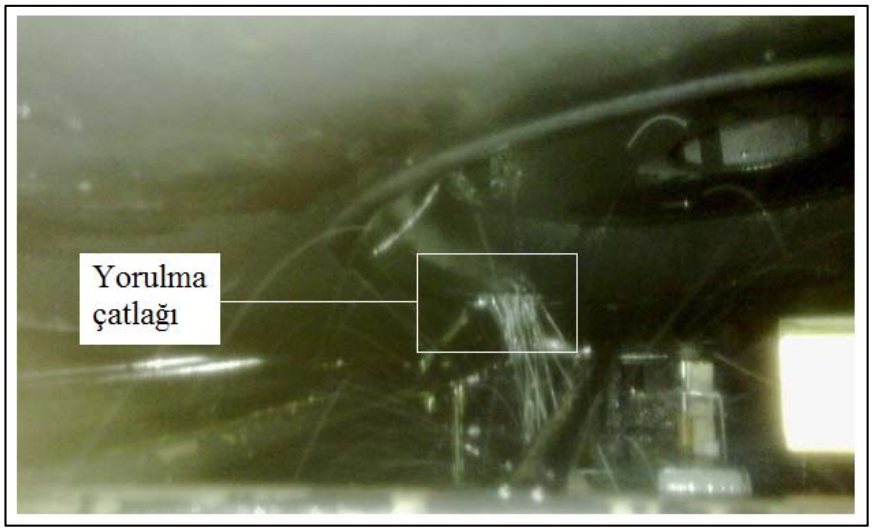


Şekil 4.35. Etiketin gövdeye tutturulduğu punta kaynağı bölgesinde meydana gelen yorulma çatlağı

Torisferik tanklarda yorulma çatlakları Şekil 4.36'da görüldüğü gibi tankın merkezine yakın bölgede gövde üzerinde meydana geldiği ve gövde üzerindeki yorulma çatlağından hidrolik akışkanın sert bir çıkış yaptığı görülmektedir. Şekil 4.37'de ise tankın alt kısmında gövde ile kaynak birleşim bölgesinde yorulma çatlağının oluştuğu görülmektedir.



Şekil 4.36. Gövde üzerinde oluşan yorulma çatlağı

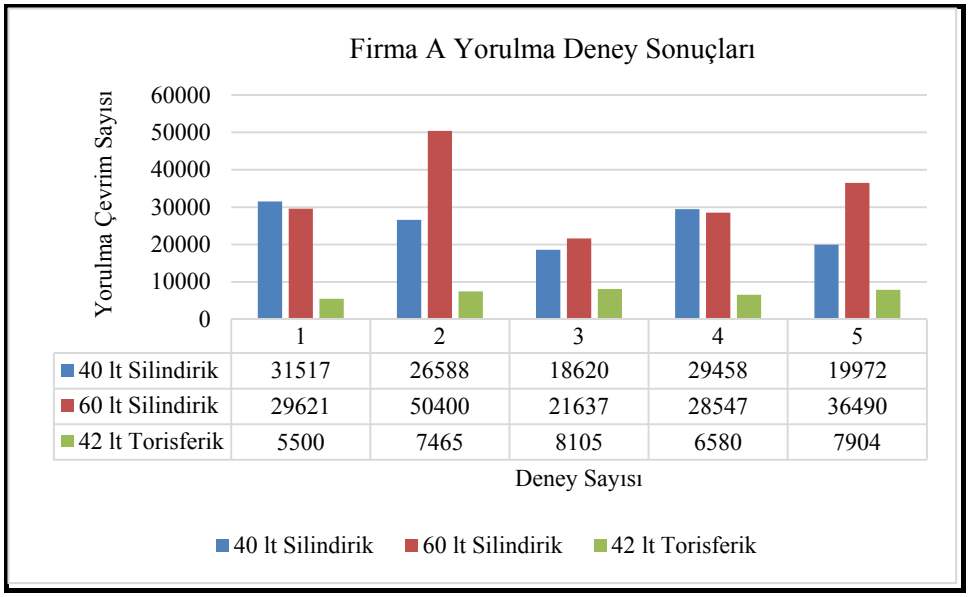


Şekil 4.37. Kaynak bölgesinde meydana gelen yorulma çatlağı

4.4.3. Firmalar göre yorulma deneyleri sonuçları

YD sonuçları firmalara göre kategori halinde düzenlenmiştir. 40 lt ve 60 lt silindirik, 40 ila 43 lt torisferik tankların YD sonuçları sıralanmıştır. Firma A'ya ait tanklarda yapılan YD sonuçları Şekil 4.38'de görüldüğü gibi 40 lt tanklar için 18.620 ile

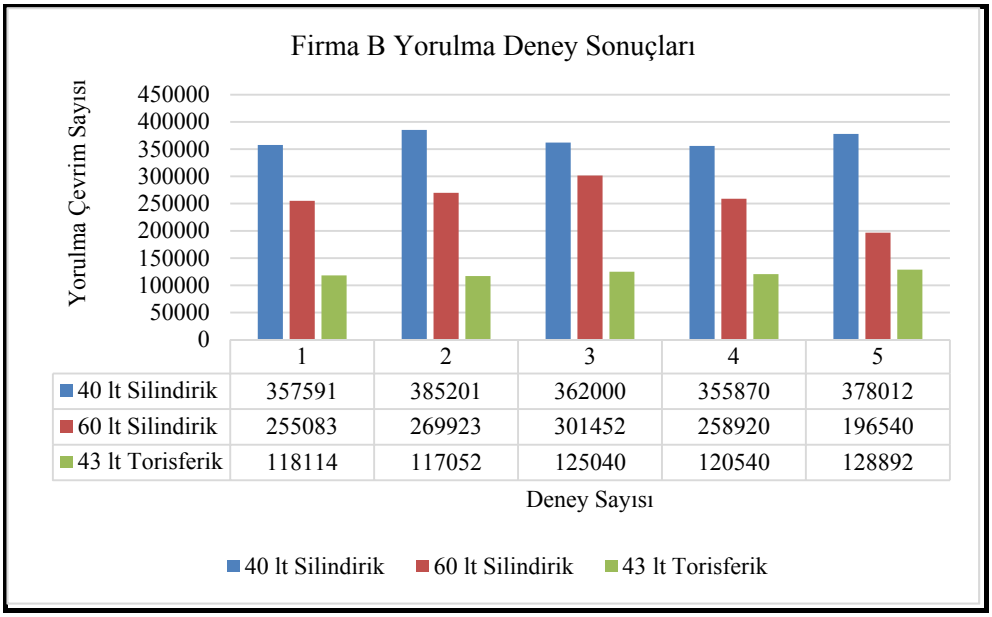
31.517 çevrim arasında, 60 lt'lik tankların ise 21.637 ile 50.400 çevrim arasında yorulma değerleri elde edilmiştir. 42 lt'lik torisferik tankların yorulma çevrimleri ise 5.500 ile 8.105 çevrim arasında olduğu tespit edilmiştir.



	1	2	3	4	5
40 lt Silindirik	31517	26588	18620	29458	19972
60 lt Silindirik	29621	50400	21637	28547	36490
42 lt Torisferik	5500	7465	8105	6580	7904

Şekil 4.38. Firma A için YD sonuçları

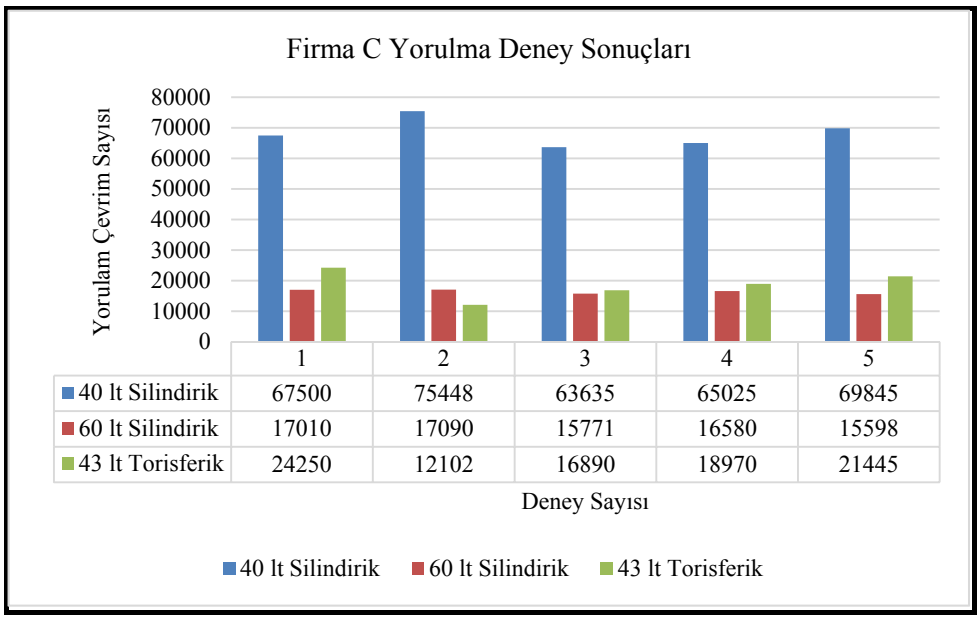
Firma B'ya ait tanklarda yapılan YD'leri Şekil 4.39'da görüldüğü gibi 40 lt tanklar için 355.870 ile 385.201 çevrim arasında, 60 lt'lik tankların ise 196.540 ile 301.452 çevrim arasında yorulma değerleri elde edilmiştir. 43 lt'lik torisferik tankların yorulma çevrimleri ise 117.052 ile 128.892 çevrim arasında olduğu tespit edilmiştir.



	1	2	3	4	5
40 lt Silindirik	357591	385201	362000	355870	378012
60 lt Silindirik	255083	269923	301452	258920	196540
43 lt Torisferik	118114	117052	125040	120540	128892

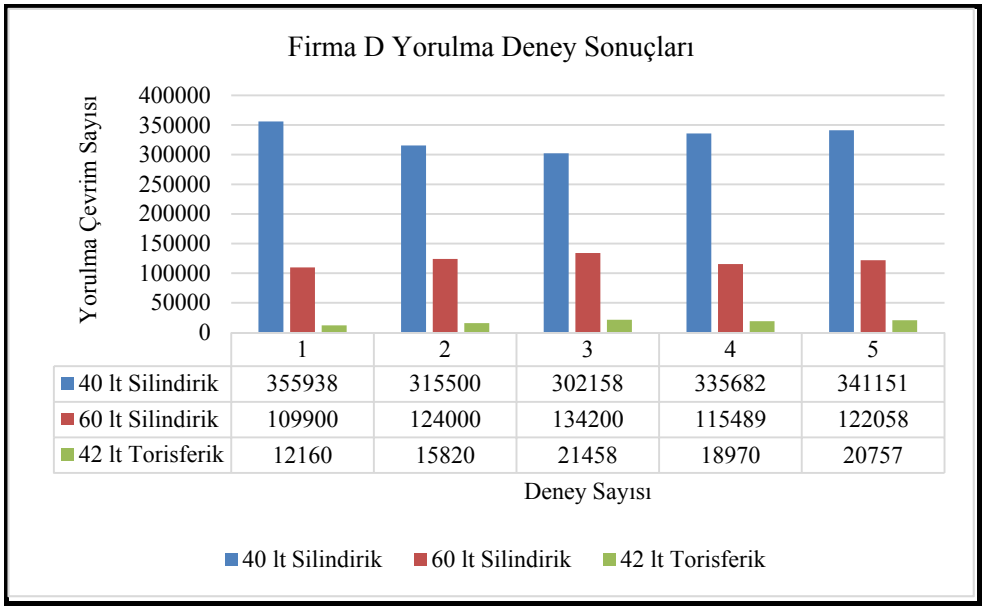
Şekil 4.39. Firma B için YD sonuçları

Firma C'ye ait tanklarda yapılan YD'lerinde 40 lt tanklar Şekil 4.40'da görüldüğü gibi 63.635 ile 75.448 çevrim arasında, 60 lt'lik tankların ise 15.598 ile 17.090 çevrim arasında yorulma değerleri elde edilmiştir. 43 lt'lik torisferik tankların yorulma çevrimleri ise 12.102 ile 24.250 çevrim arasında olduğu tespit edilmiştir.



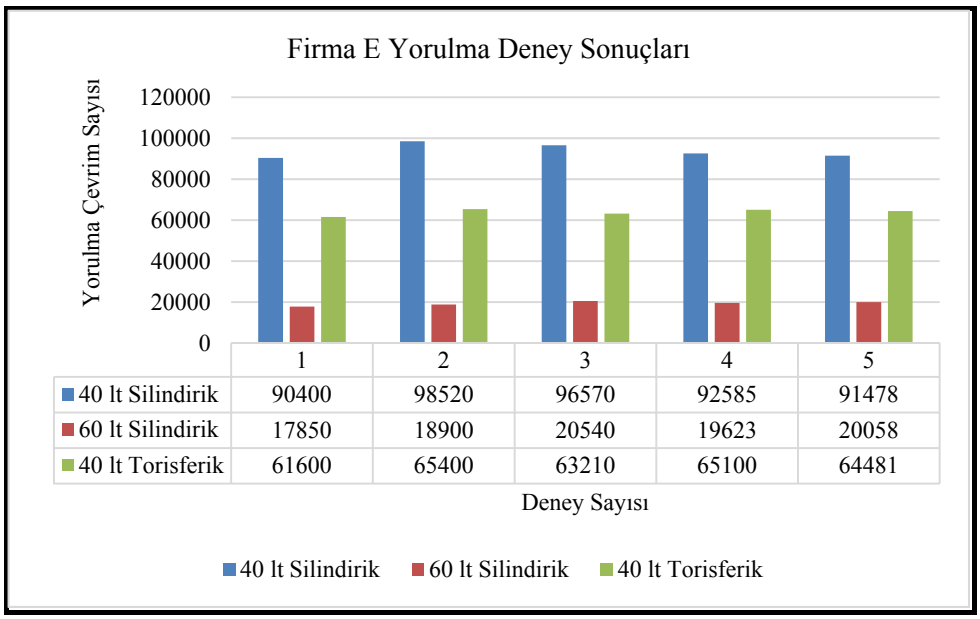
Şekil 4.40. Firma C için YD sonuçları

Firma D'ya ait tanklarda yapılan YD'lerinde Şekil 4.41'de görüldüğü gibi 40 lt tanklar için 302.158 ile 355.938 çevrim arasında, 60 lt'lik tankların ise 109.900 ile 134.200 çevrim arasında yorulma değerleri elde edilmiştir. 42 lt'lik torisferik tankların yorulma çevrimleri ise 12.160 ile 21.458 çevrim arasında olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.41. Firma D için YD sonuçları

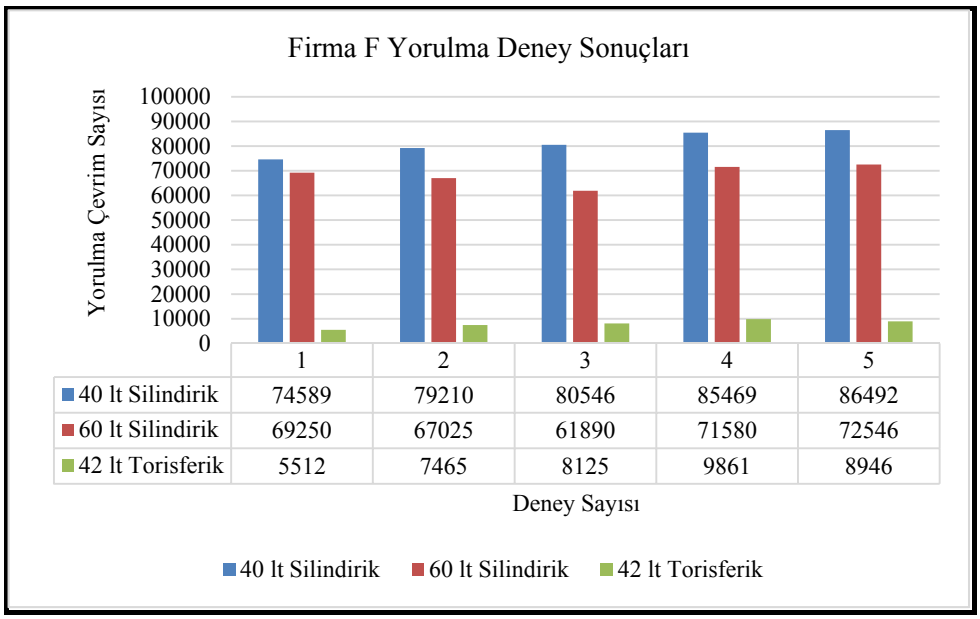
Firma E'ye ait tanklarda yapılan YD'lerinde Şekil 4.42'de görüldüğü gibi 40 lt tanklar için 90.400 ile 98.520 çevrim arasında, 60 lt'lik tankların ise 17.850 ile 20.540 çevrim arasında yorulma değerleri elde edilmiştir. 40 lt'lik torisferik tankların yorulma çevrimleri ise 61.600 ile 65.400 çevrim arasında olduğu tespit edilmiştir.



Şekil 4.42. Firma E için YD sonuçları

Firma F'ye ait tanklarda yapılan YD'lerinde Şekil 4.43'de görüldüğü gibi 40 lt tanklar için 74.589 ile 86.492 çevrim arasında, 60 lt'lik tankların ise 61.890 ile

72.546 çevrim arasında yorulma değerleri elde edilmiştir. 42 lt'lik torisferik tankların yorulma çevrimleri ise 5.512 ile 9.861 çevrim arasında olduğu tespit edilmiştir.

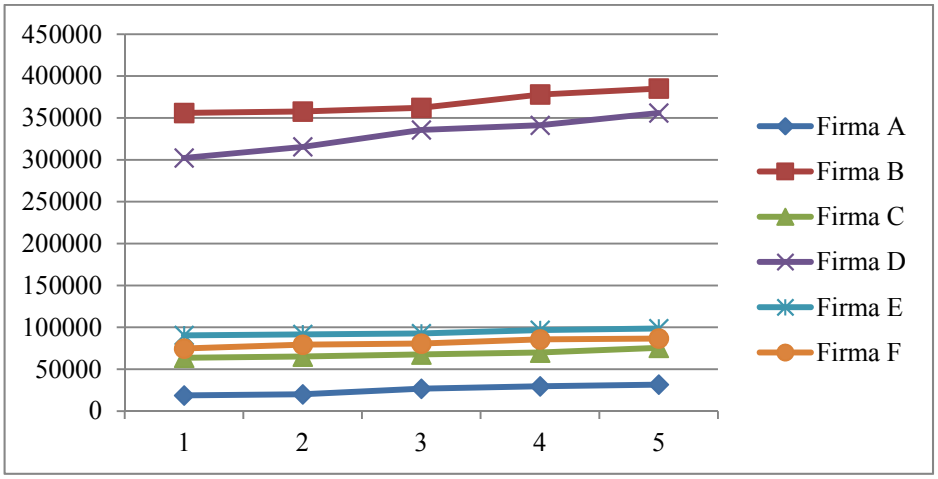


	1	2	3	4	5
40 lt Silindirik	74589	79210	80546	85469	86492
60 lt Silindirik	69250	67025	61890	71580	72546
42 lt Torisferik	5512	7465	8125	9861	8946

Şekil 4.43. Firma F için YD sonuçları

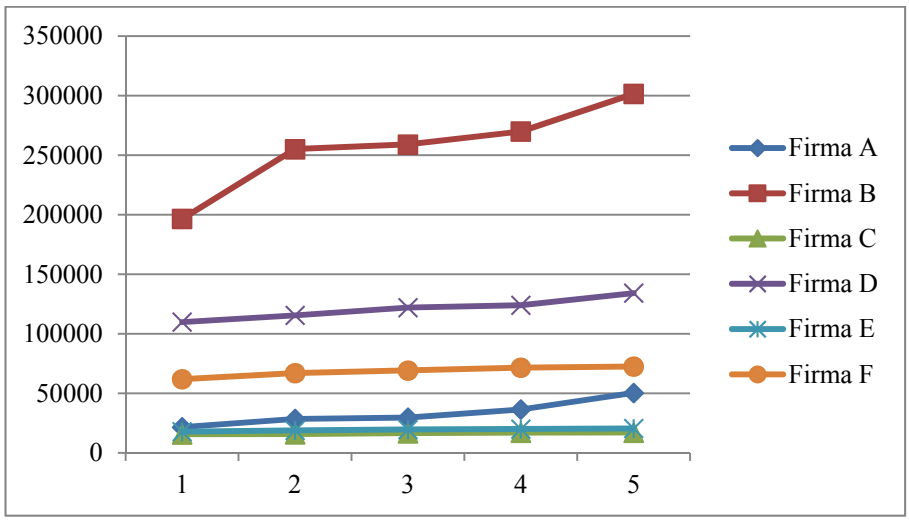
4.4.4. Firmalara göre yorulma deneyleri sonuçlarının karşılaştırılması

Üretici firmalara göre karşılaştırmasını yapmak için tüm firmaların tankları Şekil 4.44'de görüldüğü gibi grafik haline getirilmiştir. Bu grafikte 40 lt hacime sahip tanklar karşılaştırılmıştır. Buna göre Firma B ve Firma D'ye ait tankların diğer firmaların tanklarına göre en az 3 kat daha uzun YÇS'na sahip olduğu görülmektedir. A firmasına ait tankların YÇS'nın en düşük olduğu, Firma C, E ve F'ye ait tankların ise Firma A'nın tanklarına göre daha yüksek YÇS'na sahip oldukları görülmektedir.



Şekil 4.44. Firmalara göre 40 lt silindirik LPG tanklarının YÇS karşılaştırılması

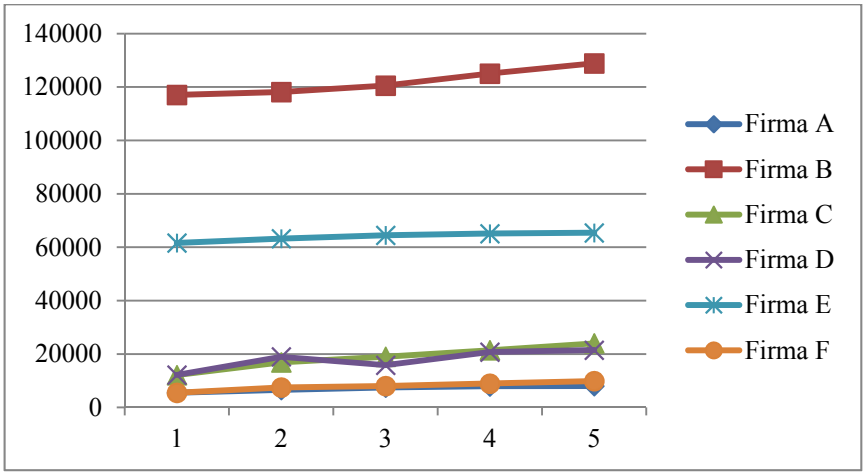
60 litre hacme sahip silindirik LPG tanklarının firmalara göre yorulma çevrim sayılarının karşılaştırılması Şekil 4.45'de görülmektedir. Buna göre Firma B'ye ait tankların YÇS diğer tüm firmaların tanklarına göre yüksektir. Firma D'ye ait tankların da Firma A, C, E ve F'ye göre daha YÇS'na sahiptir. Firma C'ye ait tanklar ise YÇS en düşük olan tanklardır.



Şekil 4.45. Firmalara göre 60 lt silindirik LPG tanklarının YÇS karşılaştırılması

Torisferik tankların üretici firmalara göre hacimleri 40 lt ile 43 lt arasında değişmektedir. Bu tankların YÇS'nın firmalara göre karşılaştırılması Şekil 4.46'da görülmektedir. Buna göre silindirik tanklarda olduğu gibi torisferik tanklarda da B firmasına ait tankların YÇS diğer tüm firmalara göre önde olduğu görülmektedir. A firmasına ait torisferik tanklar ise yorulma çevrim sayıları en düşük olan tanklardır.

E firmasına ait tanklar ise B firmasının tanklarından sonra yorulma çevrim sayıları en yüksek olan tanklardır.



Şekil 4.46. Firmalara göre torisferik LPG tanklarının YÇS karşılaştırılması

5. LPG TANKI MALZEME, KAYNAK ÖLÇÜMLERİ VE BİLGİSAYAR DESTEKLİ SİMÜLASYON

Tankların hem PB'larının hem de YÇS'larının tespitinde cidar kalınlıkları önemli parametrelerden biridir. İmalat aşamasında sıvama, derin çekme gibi çelik malzemenin et kalınlığının azaltılmasına neden olan işlemler yapılmaktadır. Bunun sonucunda üretilen tankların tüm imalat işlemlerinden sonra cidar kalınlıklarının hassas bir şekilde tespit edilmesi gerekmektedir. Bu sebeple tankların cidar kalınlıklarını mikrometre ile ölçebilmek için tanklardan parçalar kesilerek çıkarılmıştır.

LPG tanklarının kaynak boyutları da YÇS ve PB değerlerine doğrudan etki eden unsurlardandır. Standartlara göre patlama, kaynak kısmından yırtılmaya sebep olmamalıdır. Diğer taraftan YD'lerinde çoğunlukla kaynak bölgesinde yorulma çatlakları ile karşılaşılmaktadır. Bu sebeple kaynak ölçülerinin de hassas bir şekilde ölçülerek belirlenmesi gerekmektedir.

5.1. Tankların Cidar Kalınlığı Ölçümü

5.1.1. Silindirik LPG tanklarının cidar kalınlığı ölçümü

Sac metal malzemelerin şekillendirilmesinde, et kalınlığı değişiminin en az olması, ürün dayanımı ve kalitesi açısından önemli bir karar parametresi olmuştur. Et kalınlığı değişiminin minimum olması, çıkan ürünün daha başarılı şekillendirilebildiğini göstermektedir. Klasik bir kalıplama ile yapılan derin çekme işlemlerinden elde edilen ürünlerde, zımba kavisinin geldiği yer ve yan duvarlarda aşırı incelmeler meydana gelebilmektedir.

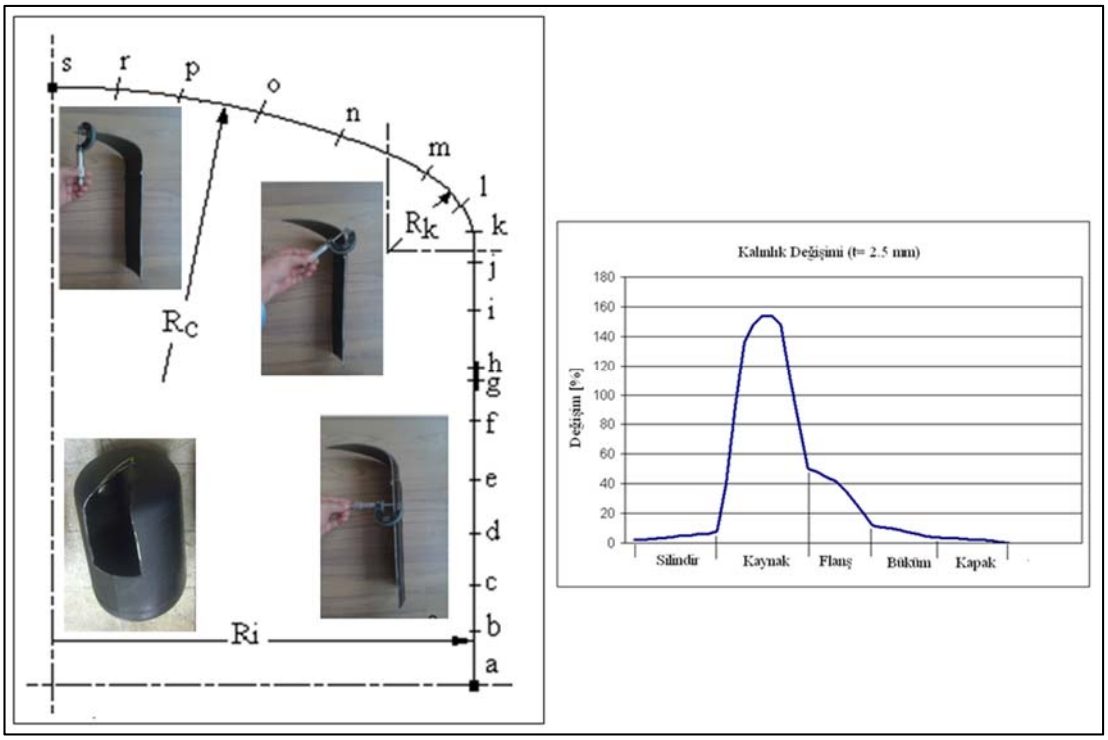
Silindirik tankların cidar kalınlıklarını hassas bir şekilde ölçebilmek için bir kısmı Şekil 5.1'de görüldüğü gibi kesilerek çıkarılmıştır. Kesilen kısım tankın genel kesitini temsil edebilmesi için hem silindirik gövdeyi hem de kapak kısmını kapsamaktadır. Diğer taraftan kapak-gövde kaynağını içerdiği gibi gövde üzerindeki

boyuna kaynak kısmını da içermektedir. Böylece tankın tüm kesitini içeren bir parça üzerinde çalışılması sağlanmıştır.



Şekil 5.1. Silindirik tankların kesitlerinin alınması

Bu çalışmada, LPG tankları gerek imalattan kaynaklanan ve gerekse satın alınan sac levha hammaddesinin değişik et kalınlığında olabileceğinden dolayı üretimi yapılan tank cidar kalınlığı değişimi tespit edilmiştir. Tank cidar kalınlığının değişiminin ölçümü imalatı tamamlanmış hazır LPG tankından Şekil 5.1'de görüldüğü gibi kesit alınmıştır. Şekil 5.2'de görüldüğü gibi "a" noktasından "s" noktasına kadar mikrometre ile ölçüm yapılmıştır. "a" ve "s" noktaları arasında 0,01 mm hassasiyetinde mikrometre ile ölçümü, kaydırarak ve 2-3 cm aralıklarla olmak üzere iki türlü hassas bir ölçüm yapılmıştır. Bu ölçüm sonucunda, üretimi yapılan bir LPG tankının cidar kalınlığı değişimi Şekil 5.2'deki gibi olduğu tespit edilmiştir. Bilgisayar destekli simülasyonlarda bu kalınlık değişimi de dikkate alınarak tank modeli oluşturulmuştur.



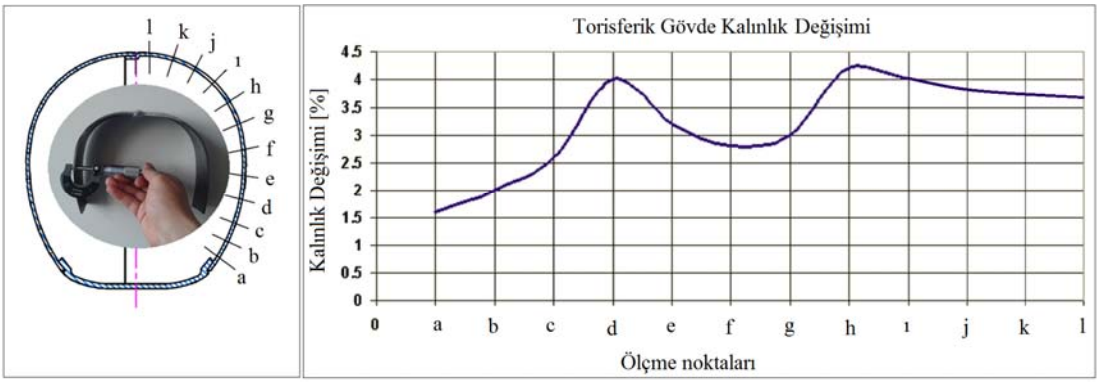
Şekil 5.2. LPG tankının kesiti boyunca kalınlık tespiti ve değişimi

5.1.2. Torisferik LPG tanklarının cidar kalınlığı ölçümü

Torisferik tankların cidar kalınlıklarının ölçülmesi için deneyi gerçekleştirilen tanklardan birer tanesinden kesilerek parçalar çıkarılmıştır. Şekil 5.3'de torisferik tankların kesitlerini temsil edecek parçaların kesilerek çıkarılması görülmektedir. Bu parçaların kesilen bölgelerinde oluşan çapaklar eğe ile alınarak yüzeyi temizlenmiştir. Böylece mikrometre ile hassas bir şekilde ölçme işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 5.4'de torisferik tanktan kesilen parçanın cidar kalınlığının mikrometre ile ölçümü yapılan kesitin "a" dan "z" ye kalınlık tespiti görülmektedir.



Şekil 5.3. Torisferik tankların kesitlerinin alınması

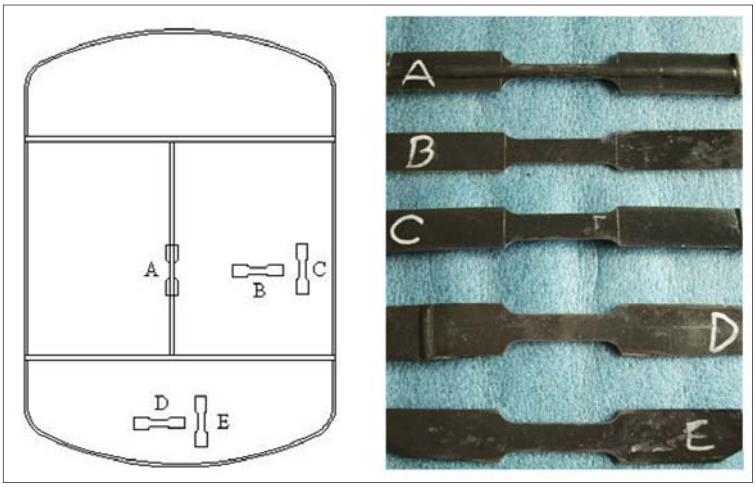


Şekil 5.4. Torisferik tankın kesiti boyunca kalınlık tespiti ve değişimi

5.2. LPG Tankı Malzemesi Özelliklerinin Tespiti

5.2.1. Silindirik LPG tank malzemesi çekme deneyi

LPG tank malzemelerinin karakteristik özelliklerini belirlemek için yaygın olarak kullanılan ÇD metodu uygulanmıştır. Bu uygulama için, Şekil 5.5'de görüldüğü gibi üretimi tamamlanmış ve kullanılmaya hazır olan LPG tankının üzerinden çekme numuneleri kesilerek çıkarılmıştır. Çekme numuneleri tankın malzeme değişimini tanımlayabilmesi için Şekil 5.5.a'da görüldüğü gibi çeşitli konumlardan alınmıştır. Bu konumlar aynı zamanda tankın kritik bölgelerini içermektedir. Kesilen ÇD numuneleri Şekil 5.5.b'de görülmektedir.



(a) (b)

Şekil 5.5. Silindirik tank ÇD numuneleri, a) Numunelerin alınış konumları, b) Numunelerin görünüşü

Şekil 5.5'de görüldüğü gibi silindirik LPG tankı üzerinden alınan A numunesi kaynak özelliklerini belirlemektedir. Gövde üzerinde birbirine dik pozisyonda alınan

B ve C numuneleri ise silindirik gövde malzemesinin özelliklerini belirlemek amacı ile alınmıştır. Benzer şekilde, derin çekme yoluyla elde edilen tank kapaklarının malzeme karakteristiklerinin tanımlanması için D ve E numuneleri kesilerek alınmıştır. ÇD'ne hazır numuneler Şekil 5.5.b'de görülmektedir. Kesilen 5 farklı deney numuneleri Şekil 5.6.a'da ÇD numunesinin bağlanması görülmektedir. Şekil 5.6.b'de ise deneye tabi tutulan numunenin kopmuş hali görülmektedir. Şekil 5.7'de silindirik tanktan alınan çekme deney numunelerinin deney sonrası görünümleri verilmektedir.



Şekil 5.6. Silindirik tank malzemesi ÇD, a) Numunenin bağlanması, b) Numunenin kopması



Şekil 5.7. ÇD sonrası numunelerin görünümü

ÇD'nden elde edilen ve Tablo 5.1'de verilen gerilme-gerinim verileri mukavemet yönünden değerlendirmeye tabi tutulmuştur. Buna göre, silindirik gövdenin özelliklerini tanımlamak için alınan B ve C numunelerinden, gerilme-gerinim değerlerine bakılarak, tasarım açısından önemli olan, düşük değere sahip B numunesinin (silindir eksenine dik) sonuçları kullanılmıştır. Benzer şekilde, kapak malzemesi mukavemetinin tanımlanması için kesilen tank eksenine dik olan D ve E

numunelerinden, E numunesinin (silindir eksenine paralel) değerleri daha düşük olduğu için analizlerde bu numunenin sonuçları kullanılmıştır. Diğer bir ifadeyle, 5 farklı konumdan alınan ÇD numunelerden, bilgisayar destekli sayısal hesaplamalarda 3 farklı numunenin değerleri kullanılmıştır. Böylece Tablo 5.1'de verilen A, B ve E numunelerinin değerleri LPG tank malzemesinin mekanik özelliklerini tanımlayabilmek için kullanılmıştır.

Tablo 5.1. Silindirik LPG tankı malzemesinin ÇD sonuçları

Numune Bölgesi	Akma Gerilmesi [MPa]	Çekme Gerilmesi [MPa]	Gerinim [%]	Elastisite Modülü [MPa]
Kaynak (A)	390	565	16	8.326
Silindirik gövde (B)	310	568	23	18.495
Silindirik gövde (C)	335	573	23	10.500
Kapak (D)	325	587	17	13.195
Kapak (E)	320	571	22	9.443

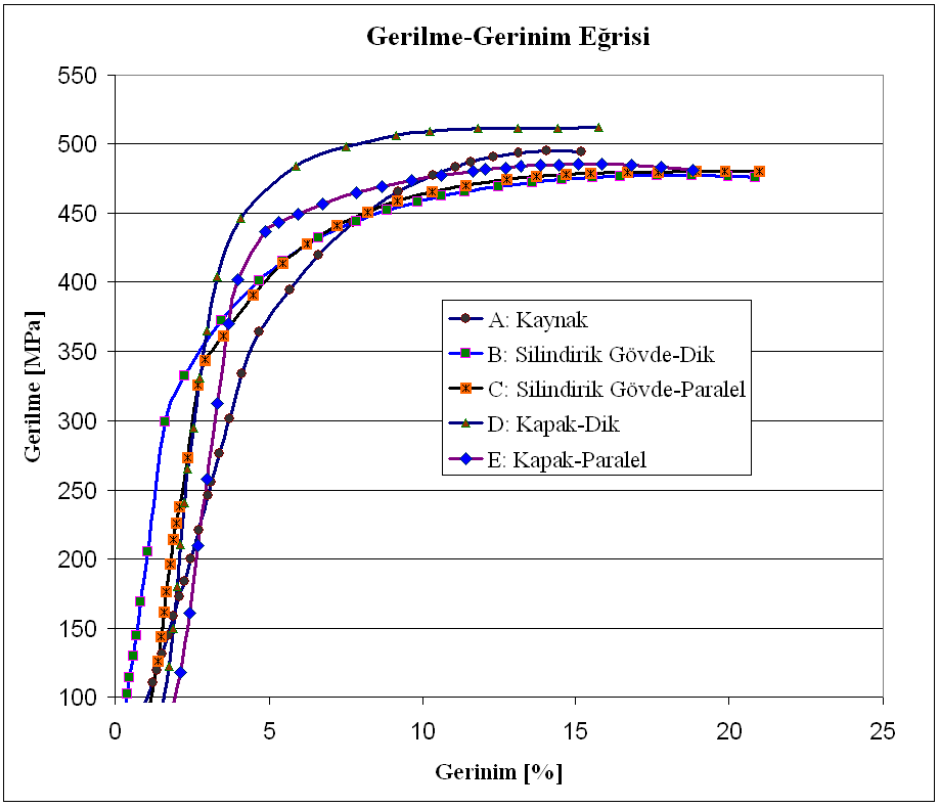
Çekme deneyleri sonucunda tank malzemesinin Şekil 5.8'de görüldüğü gibi, gerilme-gerinim eğrileri elde edilmiştir. Bu gerilme-gerinim değerleri hesaplanırken ÇD boyunca numune kesitini sabit olarak kabul edilir ve "mühendislik gerilme-gerinimi" olarak bilinir. Oysa ÇD'nde, numunenin çekilmesinden kopuncaya kadar sürekli bir kesit daralması söz konusudur. Dolayısı ile mühendislik gerilme-gerinim eğrilerinin simülasyonlarda kullanılarak elde edilecek veriler gerçek sonucu yansıtmayacağından, bilgisayar destekli modellemelerde kullanılmamıştır. Bilgisayar simülasyonlarında gerçeğe yakın sonuç elde edebilmek için mühendislik gerilme-gerinim ($\sigma_e$ve ε_e) değerleri, Şekil 5.9'da görüldüğü gibi gerçek gerilme-gerinim ($\sigma_g$ve ε_g) değerlerine dönüştürülmüştür. Bu dönüşüm işlemi için de Denklem (5.1) ve Denklem (5.2)'de verilen dönüşüm formülleri kullanılmıştır [63].

$$\sigma_g=\sigma_e(1+\varepsilon_e) \text{ [kPa]} \tag{5.3}$$

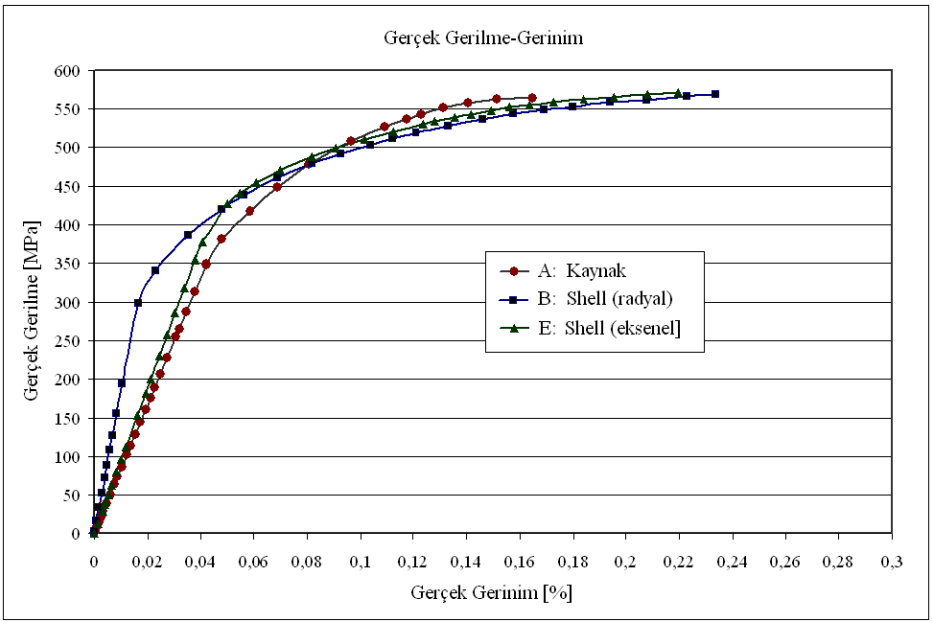
$$\varepsilon_g=\ln(1+\varepsilon_e) \tag{5.4}$$

LPG tank malzemesi (Erdemir 6842) sünek bir malzeme olduğu için, Tablo 5.1'de verilen elastik modül değerleri de nispeten düşük görülmektedir. Ancak, malzemenin σ_{AK} ve σ_{Kop} mukavemet değerlerine ve birim uzama %'leri değerlerine de

bakıldığında ise düşük karbonlu alaşımsız çelik değerlerine göre makul değerlerde olduğu görülmektedir.



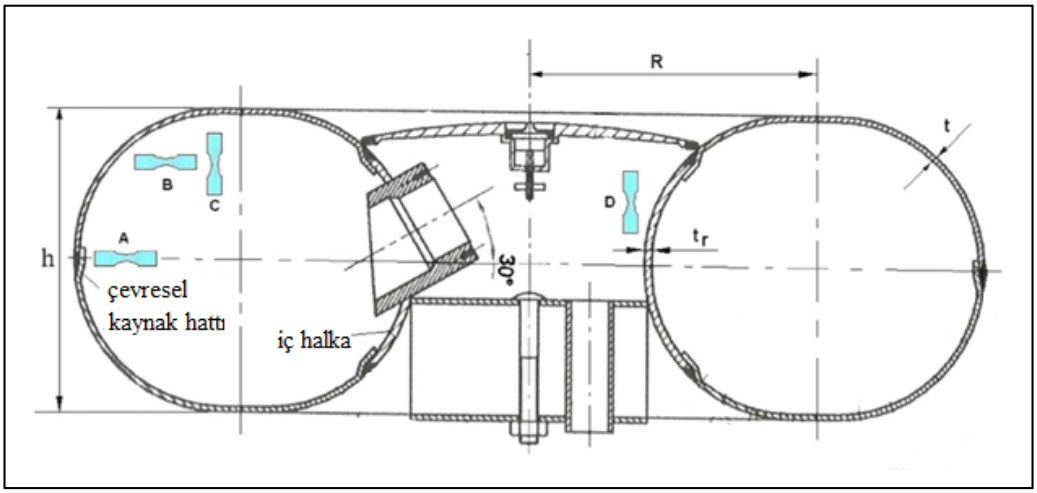
Şekil 5.8. Çekme deneylerinden elde edilen gerilme-gerinim grafiği.



Şekil 5.9. Çekme deneyleri gerçek gerilme-gerinim grafiği

5.2.2. Torisferik LPG tank malzemesi çekme deneyi

Torisferik LPG tanklarının malzeme özelliklerini belirlemek için Şekil 5.10'da görüldüğü gibi A'dan D'ye kadar farklı konumlarda çekme deney numunesi kesilerek çıkarılmıştır. Bu numuneler Şekil 5.11'deki gibi ÇD'ne tabi tutulmuştur. Şekil 5.11.a'da numunenin bağlanması, Şekil 5.11.b'de numunenin deney sonrası kopmuş hali görülmektedir. Şekil 5.12'de ise tüm numunelerin ÇD sonrası görünümleri verilmiştir. Şekil 5.13'de torisferik tankların gerilme-gerinim eğrisi görülmektedir. Tablo 5.2'de ise torisferik tank malzemesinin çekme deneyleri ile belirlenen malzeme özellikleri görülmektedir.



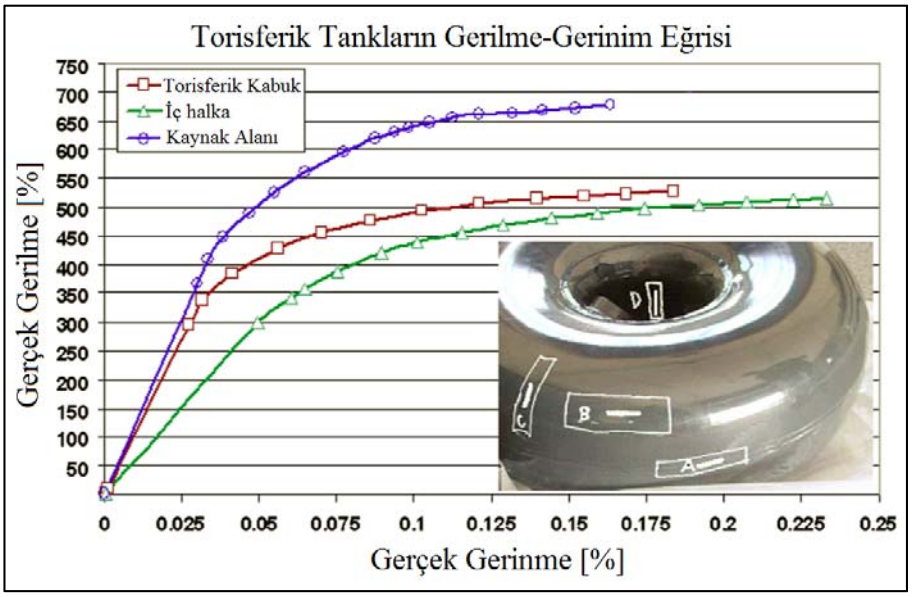
Şekil 5.10. Torisferik tank ÇD numuneleri alınış konumları



Şekil 5.11. Torisferik tank malzemesi ÇD, a) Numunenin bağlanması, b) Numunenin kopması



Şekil 5.12. ÇD sonrası numunelerin görünümü



Şekil 5.13. Torisferik tankların gerçek gerilme-gerinim eğrisi

Tablo 5.2. Torisferik LPG tank malzemesinin ÇD sonuçları [28]

Numune	Akma Gerilmesi [MPa]	Kopma Çekme Gerilmesi [MPa]	Uzama [%]
A	408	690	18
C	296	410	20
D	301	413	25

5.3. Sıvı Penetrant Yöntemi ile Kaynak Kalite Muayenesi

Silindirik ve torisferik tankların dayanım özelliklerine doğrudan etki eden kaynaklı birleştirme kısımları kalite yönünden incelenmek üzere penetrant sıvısı ile çatlak kontrolü yapılmıştır. Bunun için LPG tanklarından kesilerek çıkarılan ve üzerinde kaynak bölgelerini de içeren parçalar kullanılmıştır.

Sıvı penetrant yöntemi sıvıların kılcallık özelliğine dayalı tahribatsız malzeme muayene metodudur. Parçanın yüzeyine uygulanarak açık yüzeylerdeki kusurları ortaya çıkaran bir yöntemidir. Hızlı ve ekonomik bir uygulama olması açısından tercih edilmiştir. Deneyin istenilen sonuçları verebilmesi için bir takım hassasiyetler dikkate alınmıştır. Bunlar, deney parçası ve deney yapılacak alanın yeterince ışıklandırılması, deneyde kullanılan penetrant sıvısının hassasiyeti, değeri bilinen bir penetrant sıvısı ile karşılaştırmalı olarak değerlendirilerek referans penetrant sıvısına göre kabul edilebilir bir hassasiyette olmasına dikkat edilmiştir. Diğer taraftan penetrant sıvısının viskozitesi de uygun seçilmiştir.

Deneyin yapılışı esnasında ilk aşama, parçanın yüzeyine temizleyici sıvının uygulanmıştır. Temizleyici parça yüzeyine 45°'lik açı ile yaklaşık 15 cm yükseklikten uygulanmıştır. Deney için önemli olan kaynak bölgelerini de taşacak şekilde temizlenmesi için yüzeye geniş bir şekilde temizleyici uygulanmış ve özel bir temizleme bezi ile hassas bir şekilde silinmiştir.

Penetrantın uygulanması aşamasında 45° açı ile bütün yüzeyi sıvı ile kaplayacak şekilde homojen olarak sıvının nüfuz etmesi sağlanmış ve sıvının nüfuziyeti için gerekli zamanı temin etmek için bekleme yapılmıştır. 30 dakikalık bekleme sonucunda temizleyici özel beze sıkılarak parça yüzeyi dikkatlice temizlenmiştir. Çatlaklara girmeyen penetrant sıvısı temizlenmiştir. Daha sonra penetrantın net bir şekilde görünürlüğünü sağlamak için yüzeye geliştirici uygulanmıştır.

LPG tankı parçaları üzerinde yapılan sıvı penetrant yöntemi ile kaynak kalite muayeneleri; silindirik tank için Şekil 5.14'de, torisferik tank için ise Şekil 5.15'de görülmektedir. Buna göre; kaynak bölgelerinde ve bu bölgelere yakın kısımlarda herhangi bir süreksizliğe rastlanmamıştır. Ayrıca gözle yapılan muayenelerde de herhangi bir düzensizlik ile karşılaşılmamıştır.



Şekil 5.14. Silindirik LPG tankı kesitinin muayenesi



Şekil 5.15. Torisferik LPG tankı kesitinin muayenesi

5.4. LPG Tanklarının Bilgisayar Destekli Simülasyonu

Yukarıda da bahsedildiği gibi, bu tez çalışmasında ülkemizde üretilen ve nihai tüketiciler tarafından binek ve ticari taşıtlarda kullanılan LPG tanklarının hem patlatma hem de yorulma performansları incelenmiştir. Tankların hem patlatma hem de yorulma dayanım değerlerini belirlemek için ve üretici firmalar arası kıyaslama yapabilmek için, tanklar hem hidrostatik deneye tabi tutulmuş hem de bilgisayar destekli sonlu elemanlar tabanlı simülasyona tabi tutulmuşlardır. Bu tez çalışmasında, tanklar tamamen deneye tabi tutulmuş ancak kısmen de bilgisayar destekli simülasyona tabi tutulmuşlardır. Bilgisayar destekli simülasyonların bir kısmı hem patlatma hem de yorulma simülasyonları daha önceki yaptığımız

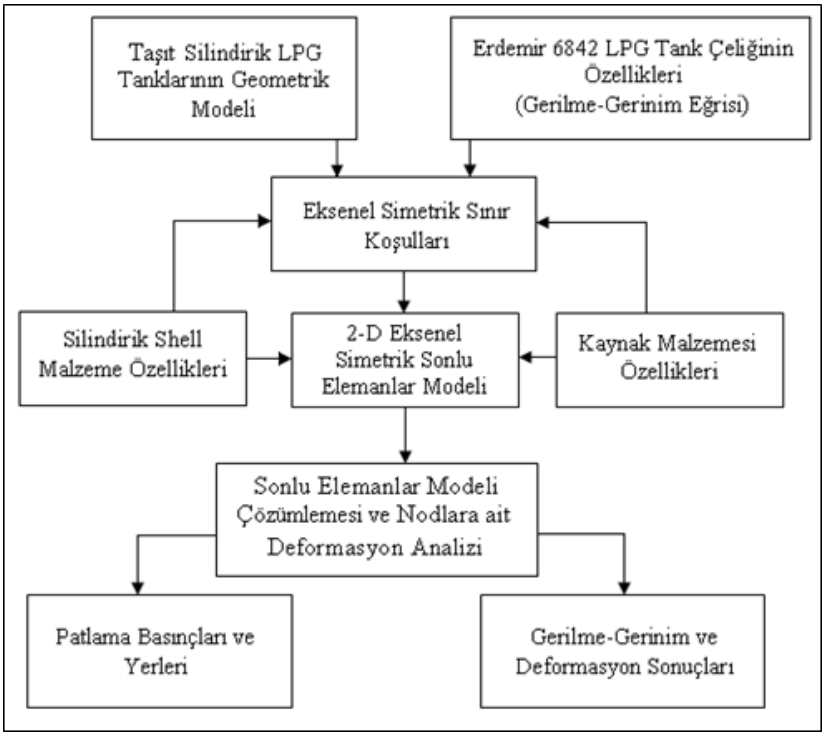
çalışmalar kapsamında yapılmış ve yayınlanmıştır. Bunun için, bu çalışma kapsamında yapılan deneysel çalışmalar sonucu elde edilen sonuçlar ile daha önceki yaptığımız bir kısım simülasyon çalışmaları sonucu elde edilen değerler ile kıyaslama yapılmıştır. Daha önceki çalışmalar kapsamında yapılmayan simülasyonlar ise, bu tez çalışması kapsamında yapılmıştır.

5.4.1. Bilgisayar destekli patlatma simülasyonu

Taşıt LPG tanklarının ÇB ve DB'ları TS tarafından belirlenmiştir. Bu standartta tankların karşılaması gereken minimum PB'ları da belirtilmektedir. LPG tanklarının PB ve patlama yerlerini saptamak için bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizi kullanılmıştır. Bunun için de 2B ce 3B lineer olmayan sonlu elemanlar modeli geliştirilmiştir. Bilgisayar destekli patlatma simülasyonunun bire bir yapılabilmesi için, LPG tankının malzeme karakteristiklerinden ve cidar kalınlığı değişimine kadar her türlü özellikleri ölçülerek belirlenmiştir. Tanımlanan malzeme özellikleri ve et kalınlığı değişimi bilgisayar simülasyonu için programda girdi parametreleri olarak tanımlanmıştır.

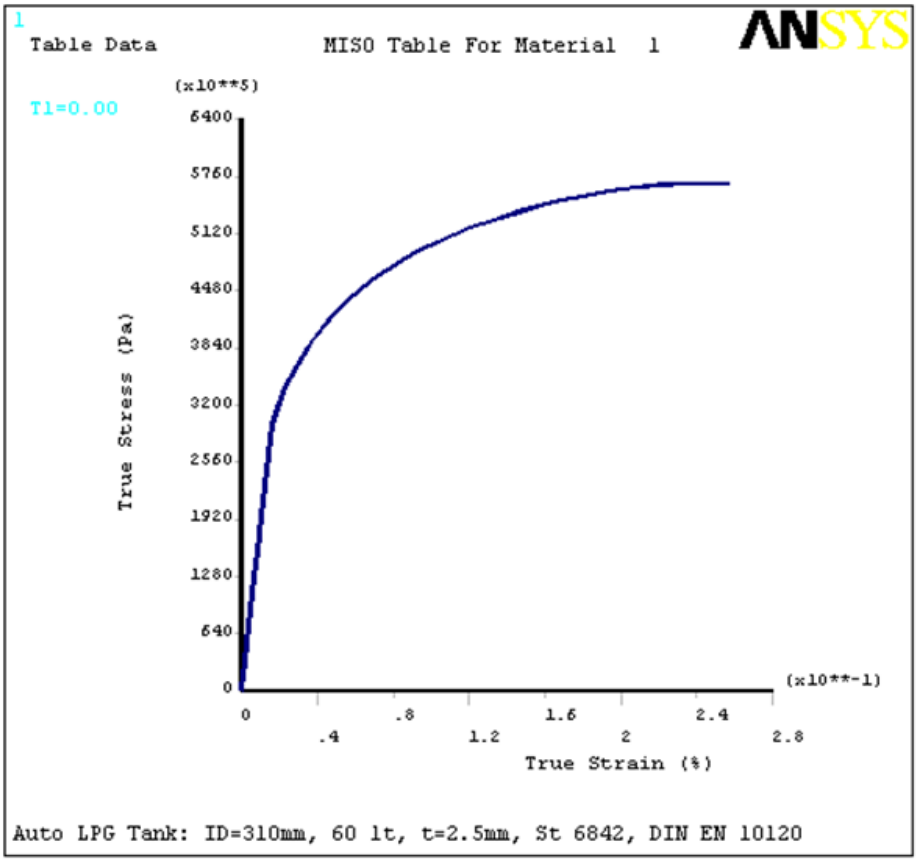
5.4.1.1. Silindirik LPG tankı patlatma simülasyonu

Modelin oluşturulması ve sınır şartlarının belirlenmesinden sonra yükleme koşulları tespit edilmiştir. Bu işlem için LPG tankı geometrik modeli, eksenel simetrik olarak tanımlatılmıştır. Silindirik gövde, kapak ve kaynak bölgelerinin özelliklerini belirten veriler girilmiştir. Sonlu eleman seçimi ve mesh işleminden sonra 2B eksenel simetrik sonlu elemanlar modeli elde edilmiştir. Bu model, programda çözümlenerek analiz yapılmıştır. Analiz sonucunda PB, gerilme, gerinim, deformasyon değerleri hesaplanmış ve patlama yerleri tespit edilmiştir. Yapılan işlemlerin akış şeması Şekil 5.16'da gösterilmektedir.

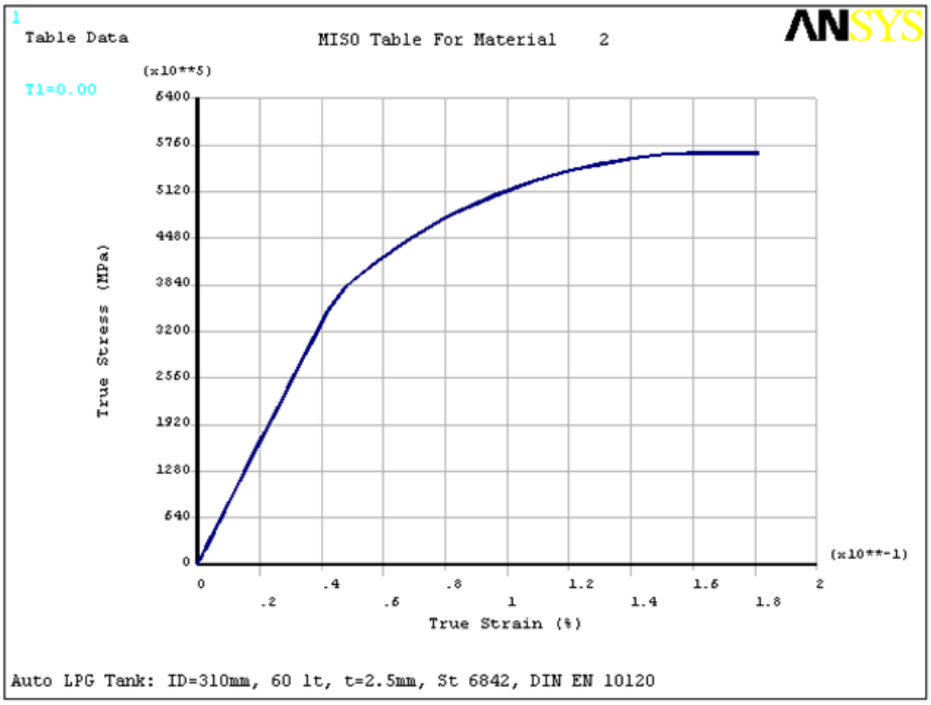


Şekil 5.16. 2B sonlu elemanlar modeli akış şeması

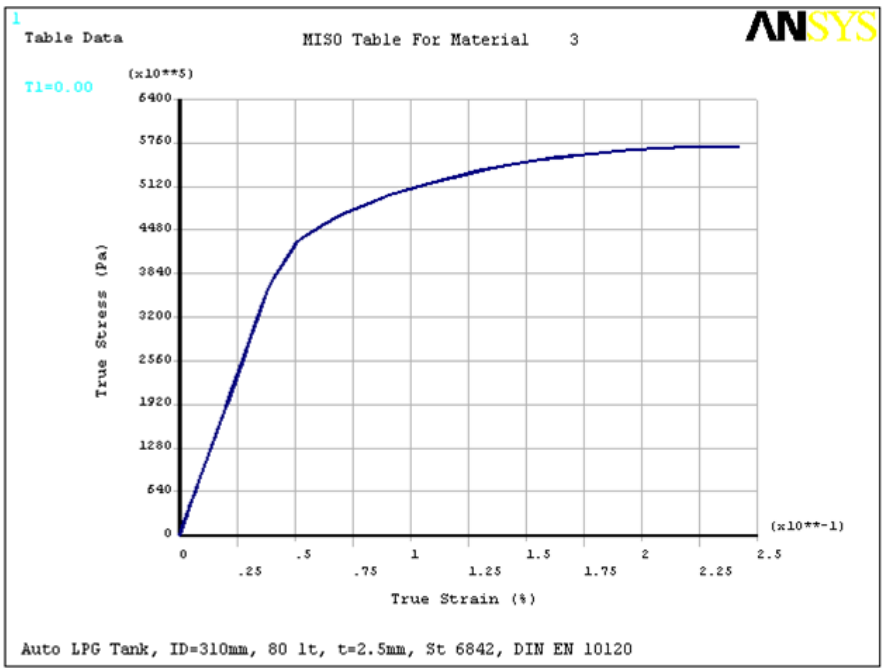
ÇD sonucunda elde edilen tank malzemesi karakteristikleri, gerilme-gerinim değerleri, bilgisayar programı ANSYS içerisine ilgili kodlar kullanılarak adapte edilmiştir. Bu işlem için de ANSYS' in özel kullanım komutlarını içeren APDL, (ANSYS Design Programming Language) dili kullanılmıştır. Buna göre ANSYS programı içine adapte edilen, gövde, kaynak ve kapak kısımlarının malzeme karakteristikleri sırası ile Şekil 5.17, Şekil 5.18, ve Şekil 5.19'da görüldüğü gibi ANSYS programında tanımlatılmıştır. Bu değerler Şekil 5.20'de görüldüğü gibi malzemenin karakteristiklerini belirlemekte olup sayısal çözümlemeler bu verilere göre yapılmaktadır [83].



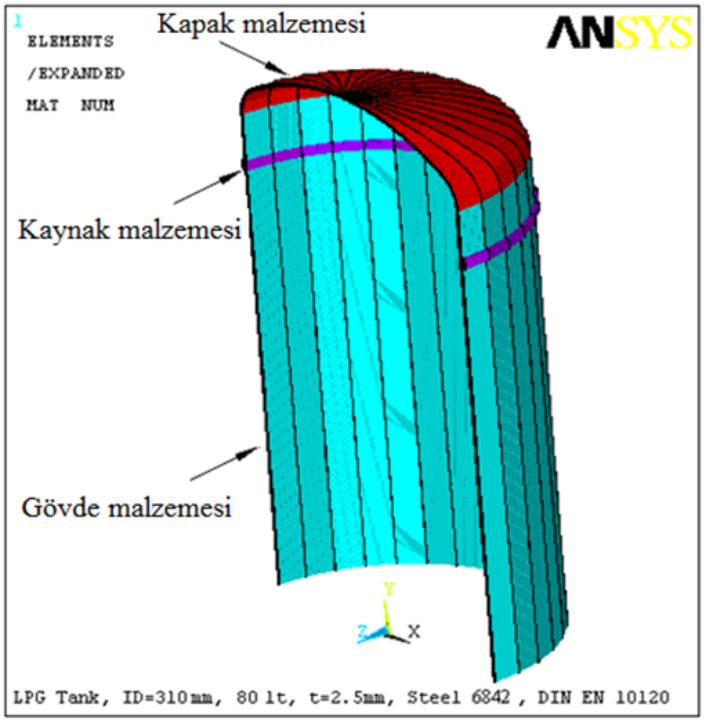
Şekil 5.17. Gövde malzemesinin gerçek gerilme-gerinim grafiği



Şekil 5.18. Kaynak malzemesinin gerçek gerilme-gerinim grafiği



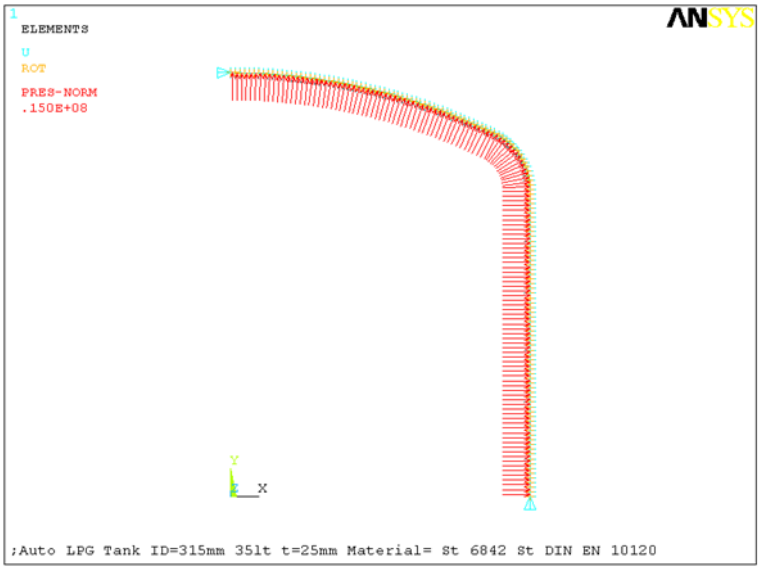
Şekil 5.19. Kapak malzemesinin gerçek gerilme-gerinim grafiği



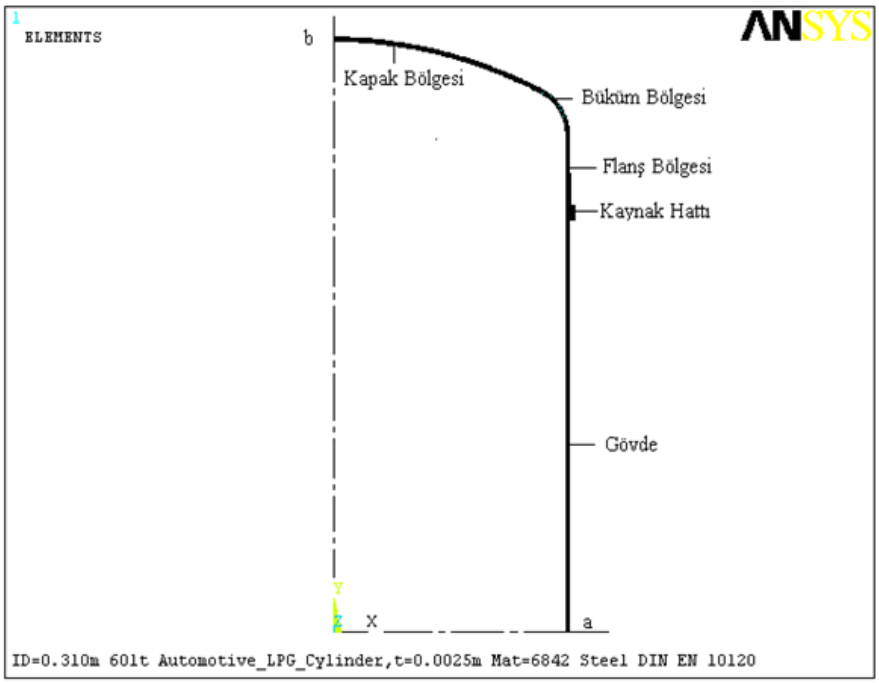
Şekil 5.20. Tank malzemelerinin programa tanıtılması

Silindirik LPG tankının bilgisayar modellemesi yapılırken öncelikle iki tür modelleme dikkate alınmıştır. Bu modellemeler; 2B düzlem ve 2B shell'dir. Tank geometrisi birbirinin simetriği durumundadır. Öte yandan, ANSYS'de geometrik model oluşturulurken parçanın simetriklik özelliklerinden yararlanılmıştır. Bu durum

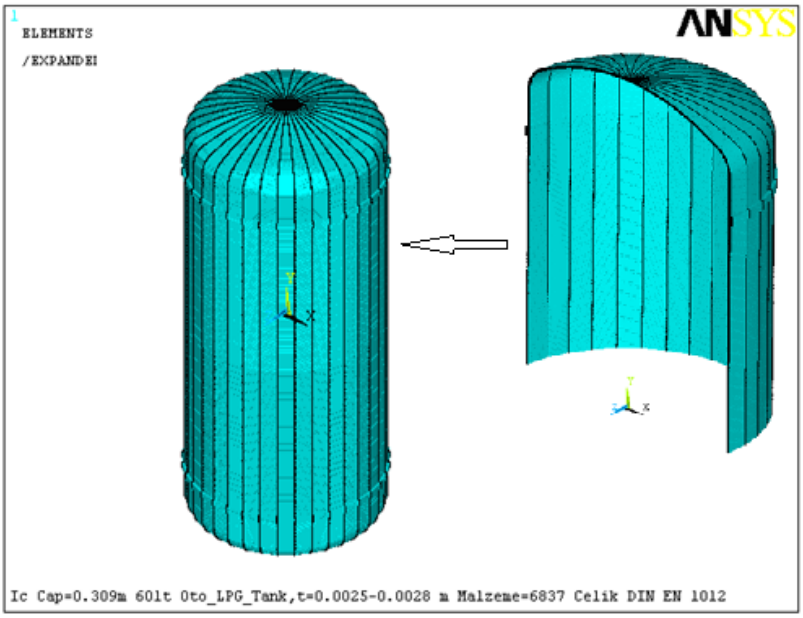
hem modelin oluşturulması hem de analiz aşamasında çözüm zamanının kısaltılması açısından büyük kolaylık sağlamaktadır. Geometrik model 2B çalışma alanında Şekil 5.21'de gösterildiği gibi tankın cidar kalınlığının orta yüzeyi baz alınıp tek boyutlu olarak tasarlanmıştır. Diğer taraftan 2B düzlem modelleme tank kesiti çizilerek Şekil 5.22'de görüldüğü gibi tasarlanmıştır. Şekil 5.23'de tankın 1/4 ve tüm model görünümleri verilmiştir [83].



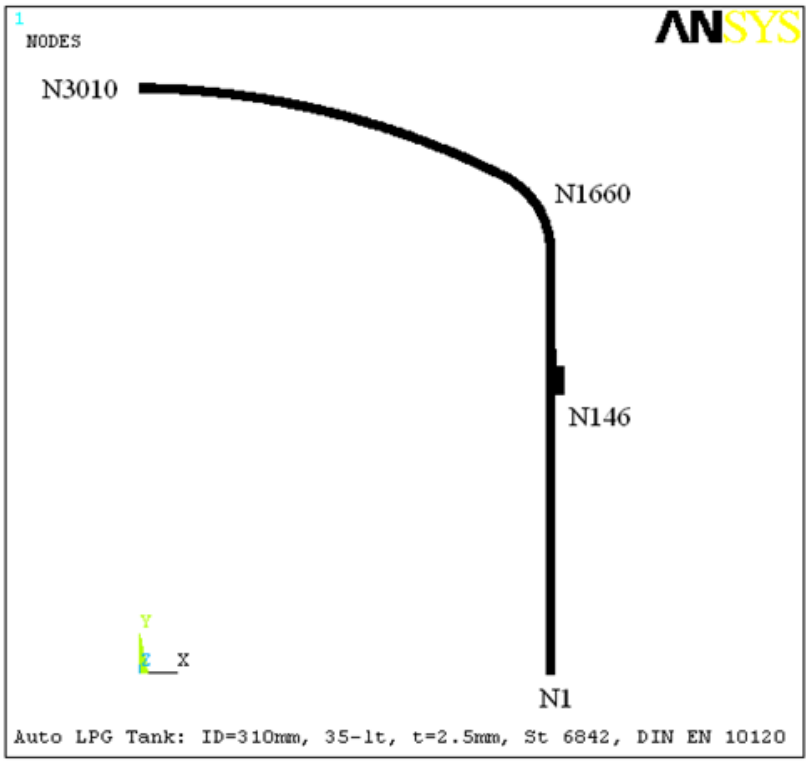
Şekil 5.21. LPG tankının eksenel simetrik modeli



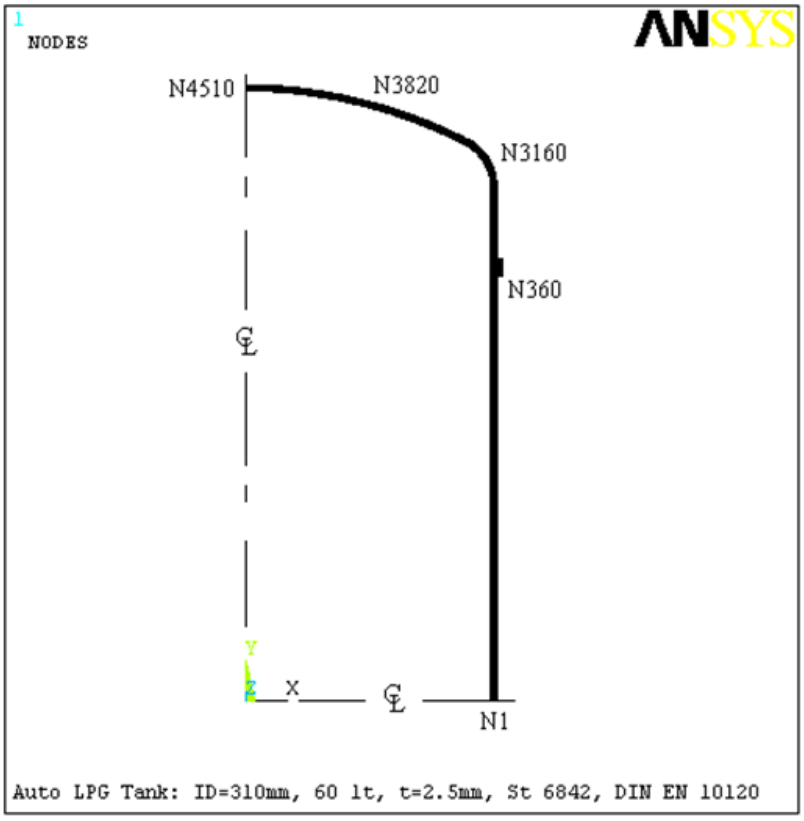
Şekil 5.22. LPG tankının 2B eksenel simetrik sonlu elemanlar modeli



Şekil 5.23. Tankın çeyrek ve tüm model görünümü



Şekil 5.24. 2B modelde kritik noktaların seçimi (40 lt)

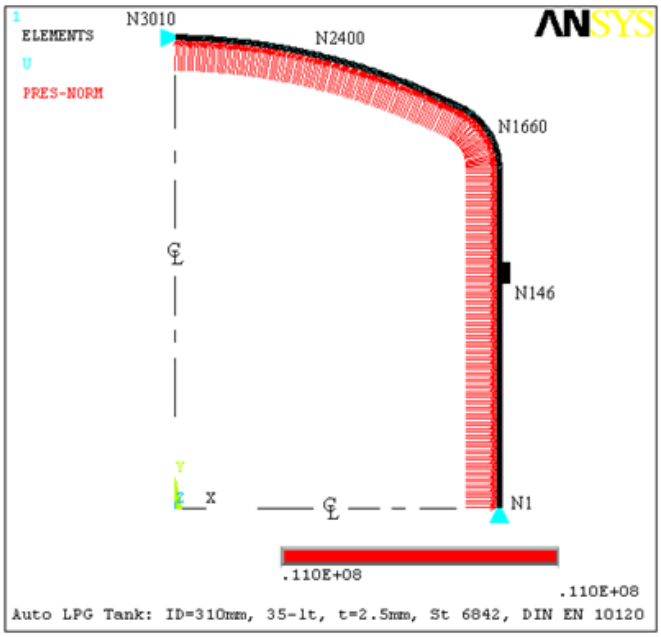


Şekil 5.25. 2B eksenel simetrik model ve kritik noktaların seçimi (60 lt)

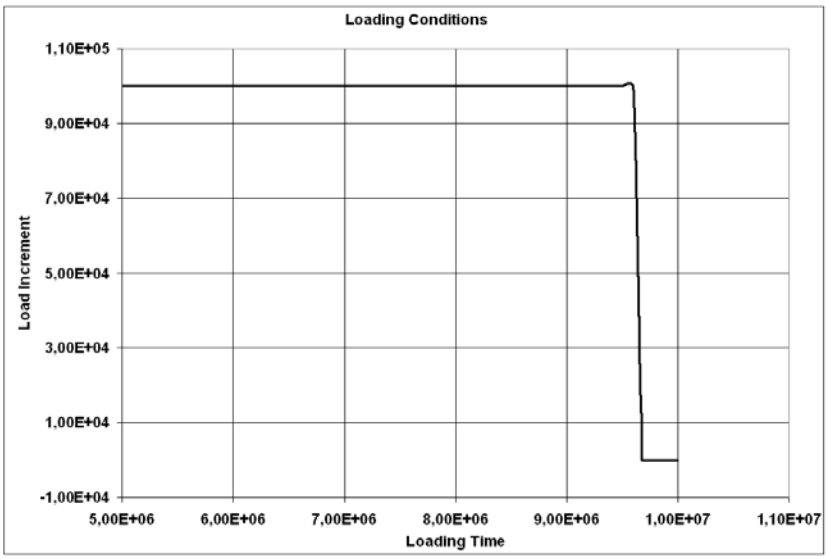
Bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizi ve simülasyonunun uygun şekilde yapılabilmesi için tank malzemesinin karakteristiklerinin ve cidar kalınlığı değişiminin yanında, uygun sonlu eleman ve uygun sınır şartlarının seçilmesi de gerekmektedir. Bu simülasyonlar için tank modelinin geometrik yapısına ve taşıdığı yüke göre uygun sonlu eleman ve yükleme şartları seçilmiş ve icra edilmiştir [83].

LPG tankının bilgisayar simülasyonunda uygun bir basınç yükleme şartları tespit edilmiş ve uygulanmıştır. Şekil 5.26'da 40 lt'lik tank için yükleme yapılması görülmektedir. 2B tank modeline, Şekil 5.27'de görüldüğü gibi kademeli iç basınç uygulanmıştır. Kademeli iç basınç, tankın boş durumundan, önceden belirlenmiş tahmini PB'ndan bir üst basınca kadar, aşamalı olarak uygulanmıştır. Kademeli iç basınç "0" MPa basınçtan her kademede 0,1 MPa artırılarak tankın PB'nın bir üst değerine kadar basınç artırılmıştır. Örneğin, PB 8,5 MPa olan bir tank modeline iç basınç uygulama değerleri minimum "0" MPa ve maksimum sınır ise 10 MPa olarak tanımlanmıştır. Simülasyon esnasında basınç "0" basınçtan 0,1 MPa arttırılarak uygulanmıştır. PB 8,5 MPa olan silindirik tank modelinin simülasyonu iç basınç

değeri 8,5 MPa değerine ulaştığında simülasyon akışı durmaktadır ve ilgili denklem değerleri birbirini karşılamamaktadır. Bilgisayar simülasyonunda kullanılan iç basınç yükleme şartları ve uygulama adımı zamana bağlı olarak Şekil 5.27'de verilmiştir. Basınç sürekli 0,1 MPa arttırılmıştır. Yükleme işlemi 94 adım düzenli olarak artmış, 95. adımda 0,1 MPa yüklemeyi kaldıramamıştır. Bu nedenle 95. adımdaki yükleme 0,1 MPa'dan daha düşüktür. 96. yükleme adımında ise yük 0 MPa değerine düşmüş ve bundan sonraki çözümlemede basınç yüklemesi yapılamadığı görülmektedir. Bu durum tankın patladığını belirten en açık göstergedir [83].



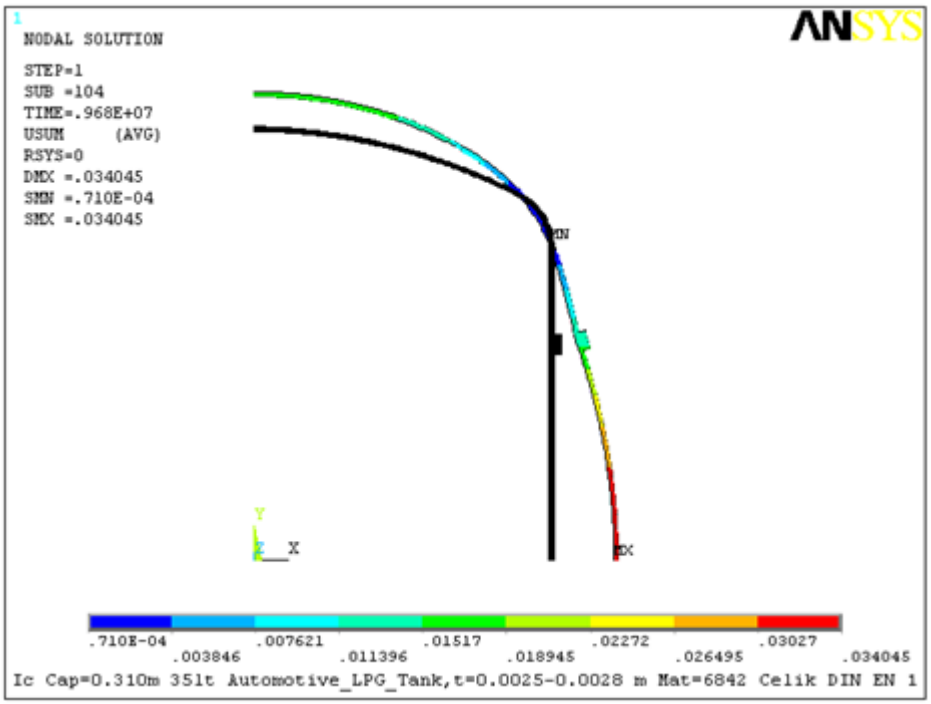
Şekil 5.26. Sınır şartları ve yükleme durumu



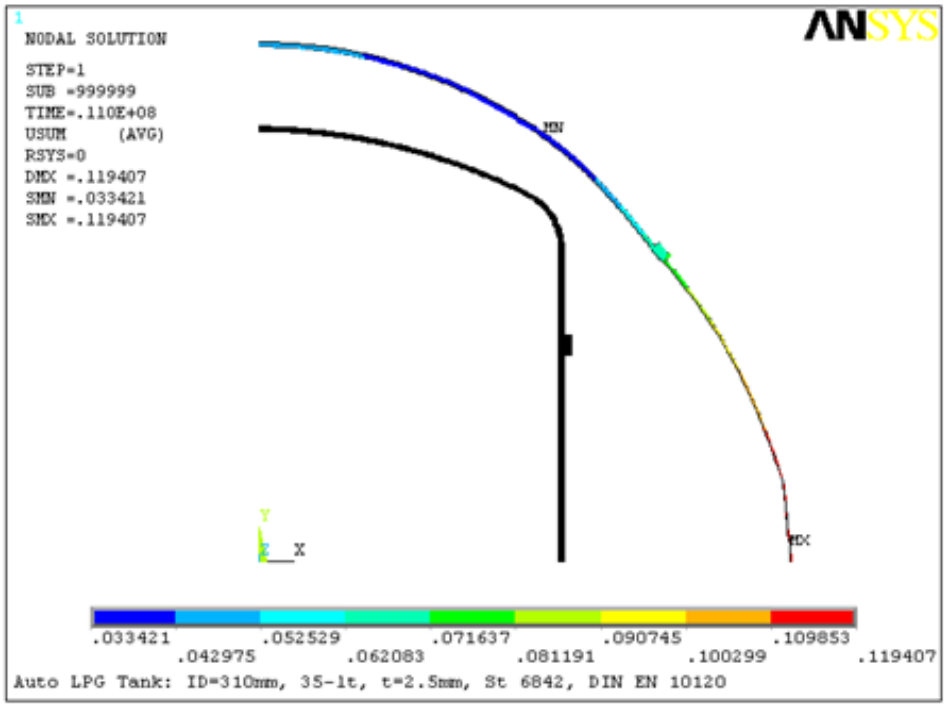
Şekil 5.27. İç basınç yüklemesi

Bilgisayar destekli simülasyon için oluşturulan sonlu elemanlar modellemesinin, eleman, sınır ve yükleme şartlarının seçiminden sonra, tankların PB'larının ve patlama yerlerinin tespiti yapılmıştır. Bunun için de çok farklı metotlar izlenmiştir. Bunlardan bir tanesi, tank malzemesinin mukavemet değerleri ile simülasyondan elde edilen gerilme değerlerinin karşılaştırılması ile elde edilmiştir. Bir diğer metot ise, tank malzemesinin uzama miktarı ile simülasyonlar sonucu elde edilen gerinim değerleri karşılaştırılmıştır. Bir başka metot ise, simülasyon akış işleminin nonlineer olarak çalışması sonucunda kuvvet ve moment kriterlerinin simülasyon esnasında birbirini sağlamaması sonucunda patlamanın gerçekleşmesidir. Bunlara ilaveten simülasyonda uygulanan yükleme şartlarının düzgün lineer olarak ilerlemesi yapılırken, patlama sonucunda, lineer yapıda değişiklik meydana geldiğini göstermektedir [83].

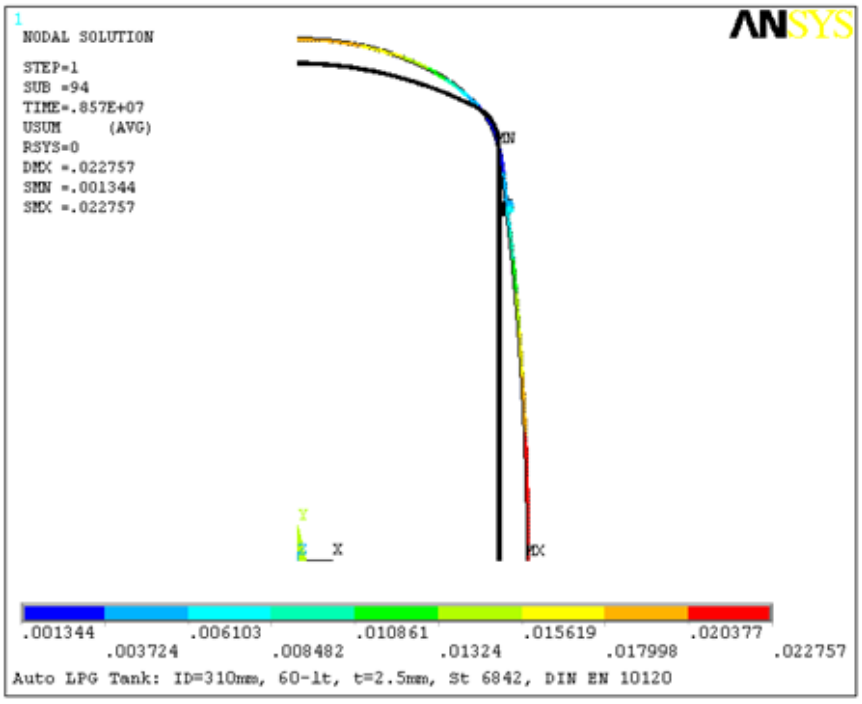
Silindirik LPG tankının bilgisayar destekli modelleme ve simülasyonu sonucunda iki tür deformasyon modeli elde edilmiştir. Bunlar patlama sonucu ve patlamadan bir adım önceki durum olarak tanımlanabilir. Şekil 5.28'de patlamadan bir adım önceki deformasyon görülmektedir. Şekil 5.29'da gösterilen durum patlamadan sonra denklemlerin birbirini karşılayamadığı deformasyonu vermektedir. Aradaki bu deformasyon farkı, tankın patlamış olduğunu göstermektedir. Deneysel patlatma çalışmalarından elde edilen deformasyon değeri Şekil 5.28'deki duruma çok benzemektedir. Şekil 5.30'da 60 lt'lik tank için patlamadan bir adım önceki deformasyon tank kesiti üzerinde gösterilmektedir. Aynı tank için Şekil 5.31'de eksenel genleşmiş durumu görülmektedir [83].



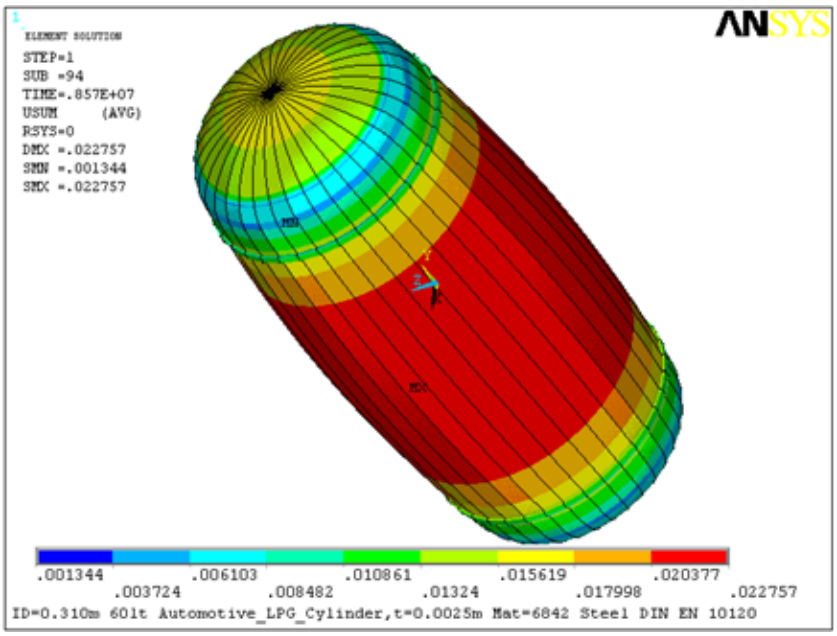
Şekil 5.28. Patlamadan önce meydana gelen deformasyon (40 lt)



Şekil 5.29. Patlamadan sonra meydana gelen deformasyon (40 lt)



Şekil 5.30. Tankta meydana gelen deformasyon (60 lt)

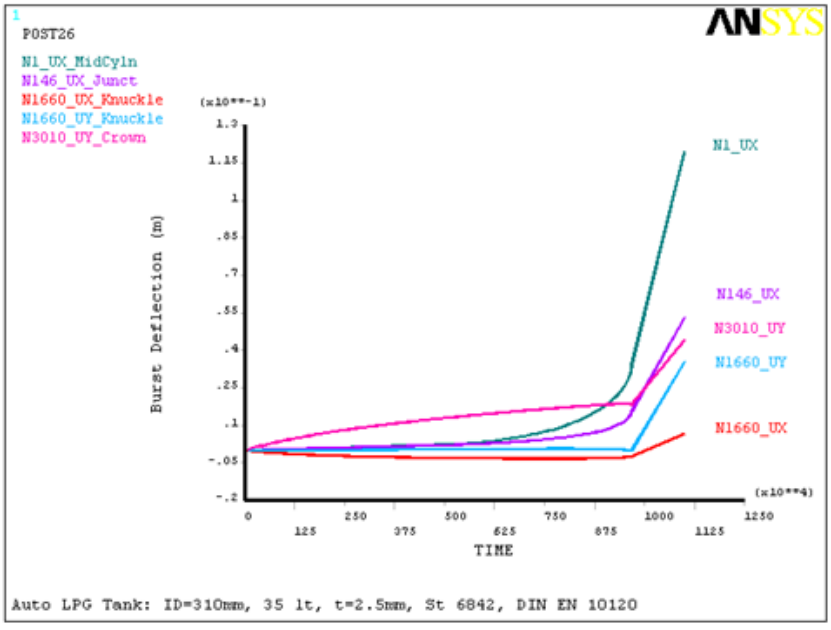


Şekil 5.31. Tankta meydana gelen gerilme (60 lt)

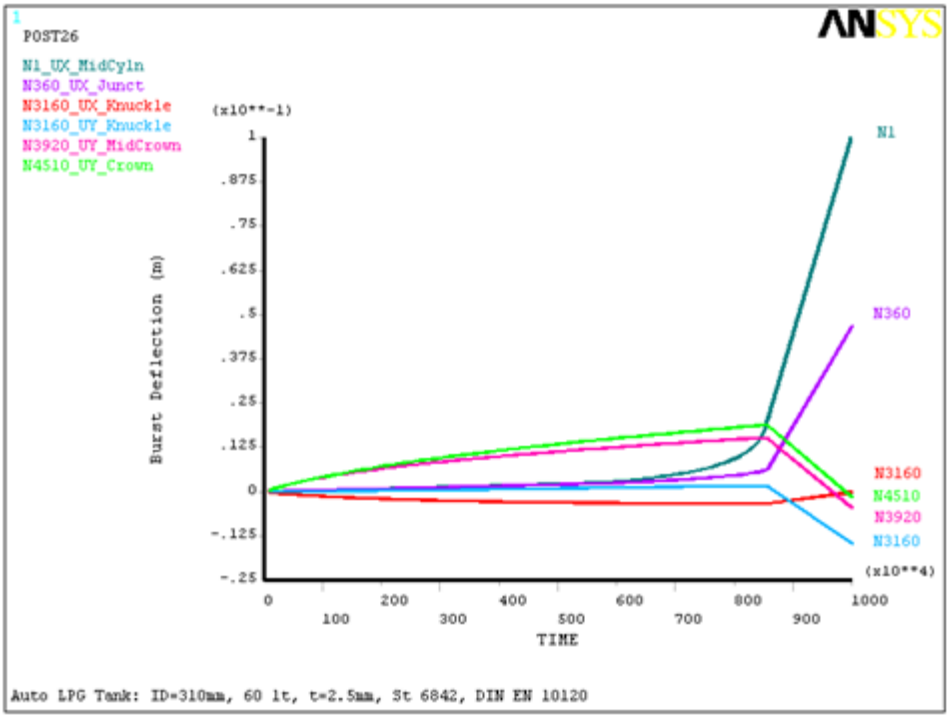
Ayrıca tank modeli üzerinde Şekil 5.24 ve Şekil 5.25'de gösterildiği gibi bazı kritik noktalar seçilmiş ve simülasyon esnasında durumları incelenmiştir. Seçilen kritik noktalar, silindirik gövdenin ortası, silindirik gövde ile kaynak kısmının birleştiği yer, büküm noktasının ortası, uç kapağın merkezi ve kapak eğrisinin ortası olarak seçilmiştir. Seçilen kritik noktaların simülasyon esnasında zamana bağlı lineer

olmayan davranışları Şekil 5.32 ve Şekil 5.33'de görüldüğü gibi, patlama noktasından sonra lineer olarak değişmektedir. Bu da gösteriyor ki patlama gerçekleşmiştir.

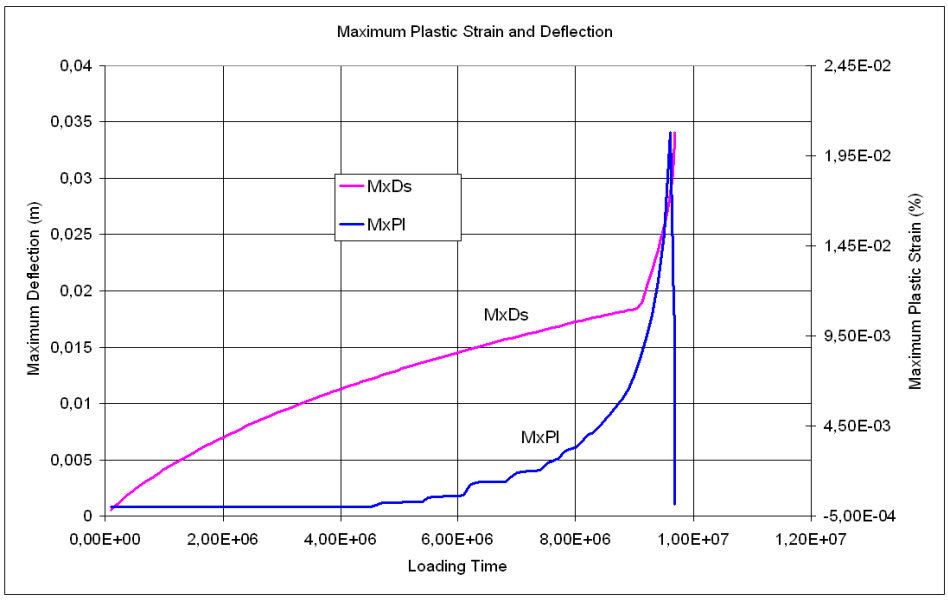
İç basınç uygulama esnasında patlamadan bir adım öncesi elde edilen deformasyon miktarı 40 lt'lik tank için Şekil 5.28'de gösterildiği gibi 3,4 cm iken patlama sonrasında oluşan deformasyon miktarı Şekil 5.29'da görüldüğü gibi 11,94 cm'dir. Özellikle patlama öncesi ve patlama sonrası deformasyon miktarlarında çok büyük değişiklikler gözlenmektedir. Buradan patlamanın gerçekleştiği ve deformasyonların bu noktadan sonra hesaplanamadığı sonucuna varılabilir. 40 lt'lik tank modeli üzerinden, Şekil 5.24'de görüldüğü gibi seçilen düğüm noktalarının deformasyon eğrileri Şekil 5.32'de verilmiştir. Benzer olarak, 60 lt'lik tank modeli üzerinden Şekil 5.25'de görüldüğü gibi seçilen nodların deformasyon eğrileri ise Şekil 5.33'de verilmiştir. Diğer taraftan tank geometrisinin maksimum deformasyon (MxDs) ve maksimum plastik gerinimi (MxPl) simülasyon sürecinde zamana bağlı davranışları Şekil 5.34'de gösterildiği gibi elde edilmiştir. Sonlu elemanlar tank modelinin MxDs ve MxPl eğrileri lineer olmayan bir davranış sergilemektedir. Bu grafikten de açıkça görüldüğü gibi, LPG tankının tüm modeli simülasyonda kademeli yükleme zamanına bağlı olarak nonlineer bir davranış gösterirken, tankın PB'ndan sonra lineer bir davranış göstermektedir [83].



Şekil 5.32. Seçilen düğüm noktalarının x ve y yönündeki deformasyon eğrileri (40 lt)



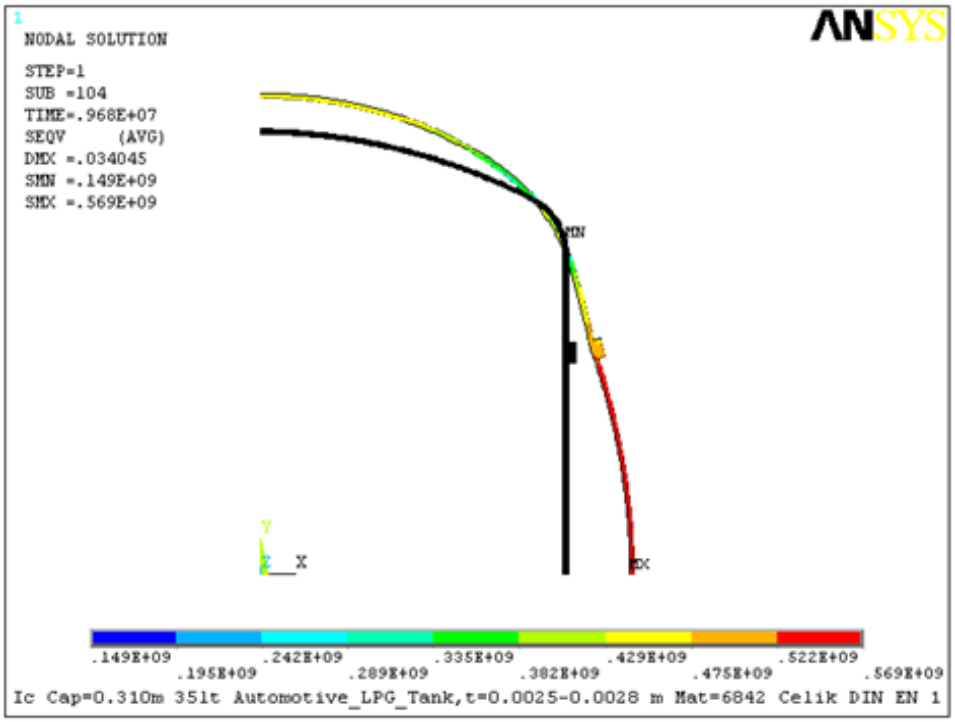
Şekil 5.33. Seçilen düğüm noktalarının deformasyon eğrileri (60 lt)



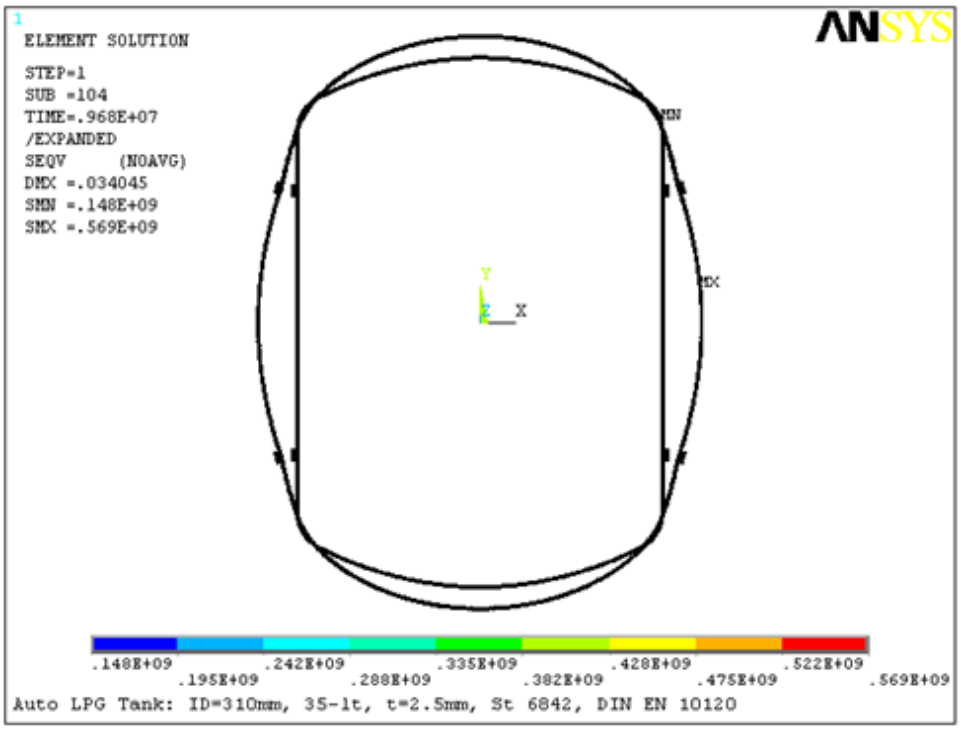
Şekil 5.34. Seçilen düğüm noktalarının deformasyon eğrileri (60 lt)

Taşıt silindirik LPG tanklarının bilgisayar destekli patlatma simülasyonları, geliştirilen sonlu elemanlar modeli kullanılarak yapılmış olup, tank geometrisi üzerinde meydana gelen gerilmeler incelenmiştir. Aynı zamanda, tank üzerinde ve simülasyon süreci esnasında meydana gelen gerilmelerin davranışları bilgisayar destekli tank patlatma olayının gerçekleştiğinin anlaşılmasına yardımcı olur.

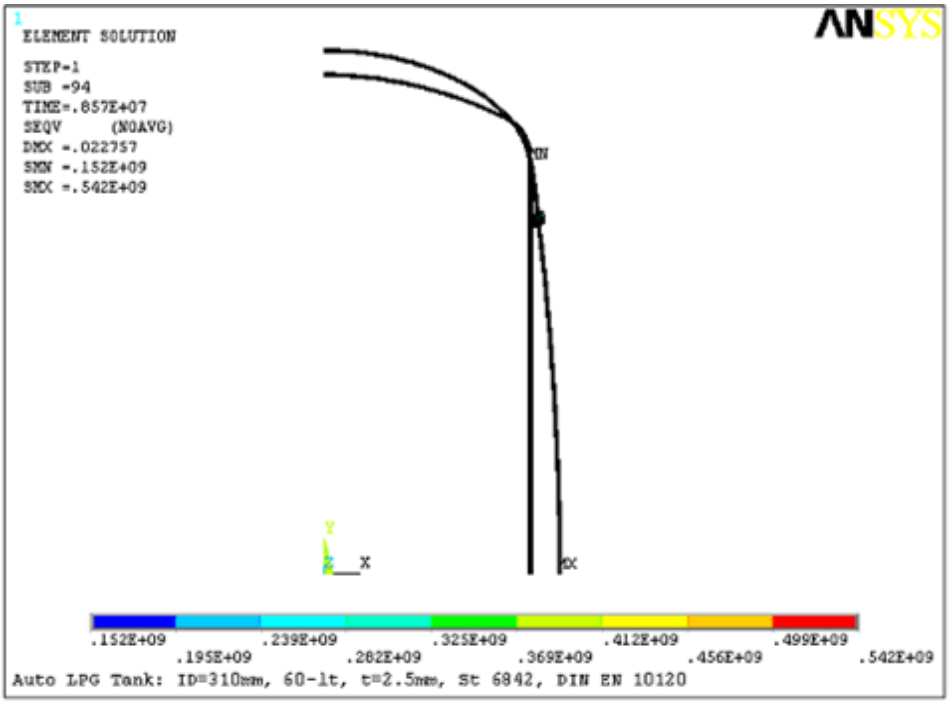
Simülasyon sürecinde 40 lt'lik tank modelinde oluşan gerilmeler hem geometrik model üzerinde max. ve min. yerleri gösterilerek, hem de seçilen kritik noktalarda oluşan gerilmeler grafiksel olarak elde edilmiştir. Şekil 5.35 ve Şekil 5.36'da eşdeğer gerilmeler gösterilmiştir. 60 lt'lik tank için von Misses gerilmesi Şekil 5.37'de görülmektedir. 40 lt'lik tank modeli üzerinden Şekil 5.24'de görüldüğü gibi seçilen bazı kritik noktaların zamana bağlı olarak eşdeğer gerilmeleri Şekil 5.38'de verilmiştir. Elde edilen maksimum gerilme değeri Şekil 5.35'de görüldüğü gibi tankın silindirik gövde kısmının ortasında meydana gelmektedir. Öte yandan elde edilen maksimum gerilme değeri Tablo 5.1'de görüldüğü gibi modelde kullanılan silindirik gövdenin (B numunesi) ÇD sonucunda elde edilen ve programda malzeme karakteristiği olarak tanımlatılan çekme dayanımı değerini vermektedir. ÇD'nden elde edilen çekme gerilmesi 568 MPa, sonlu elemanlar modelinde ise maksimum gerilme değerinin 569 MPa olduğu görülmektedir. Bu durum modelin tam olarak tanımlandığını açıkça göstermektedir. Silindirik gövdenin bu gerilme değerine kadar iç basınca dayandığının ve bundan sonraki basınç değerinde yırtıldığı sonucuna varılmıştır [83].



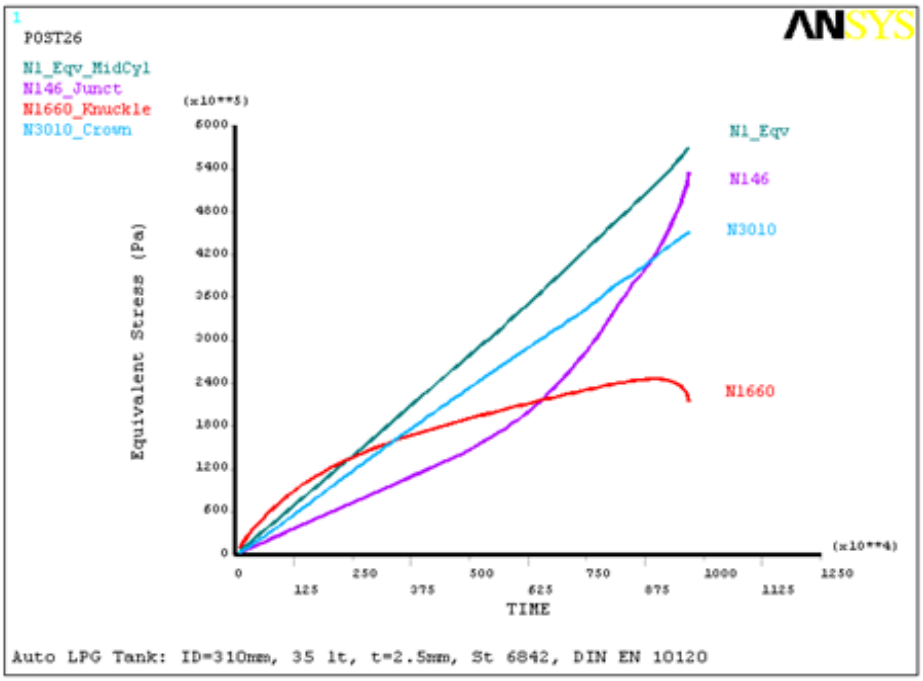
Şekil 5.35. Eşdeğer gerilme (von Mises gerilmesi, 40 lt)



Şekil 5.36. Eşdeğer gerilme (von Mises gerilmesi, 40 lt, tüm model)

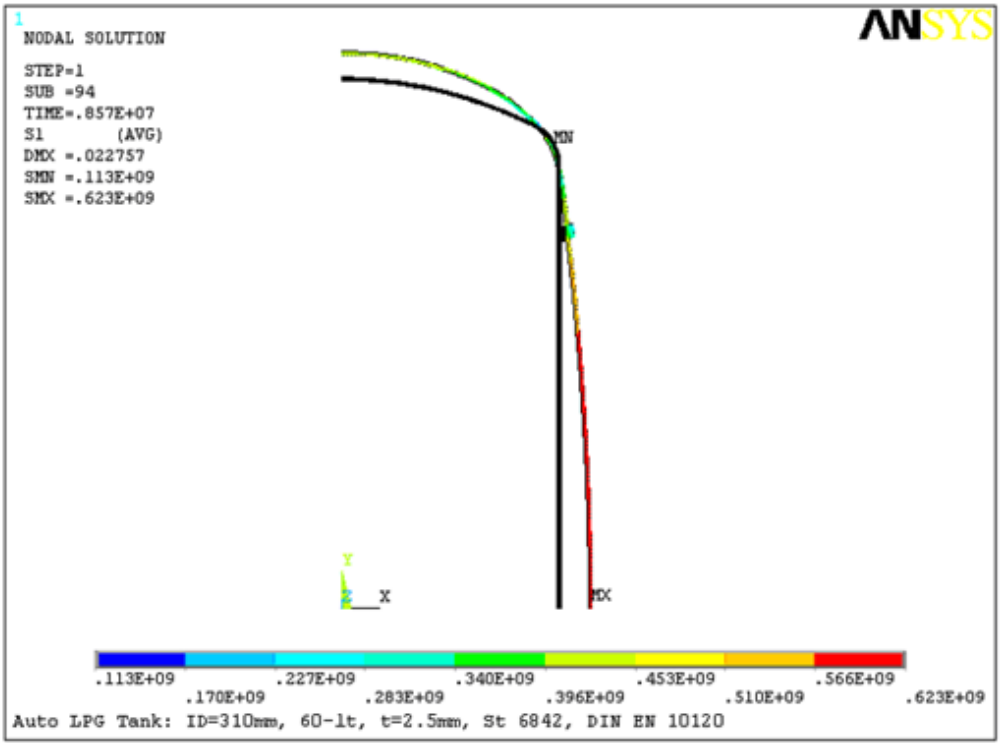


Şekil 5.37. Eşdeğer gerilme (von Mises gerilmesi, 60 lt)

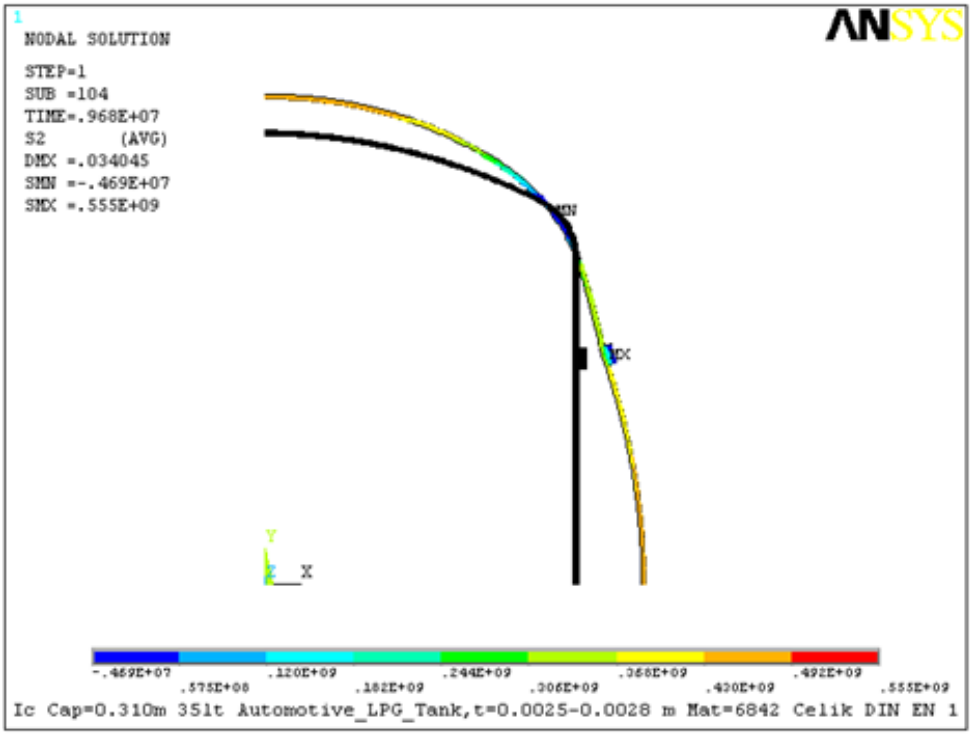


Şekil 5.38. Silindirik 40 lt hacimli tank için seçilen nodların eşdeğer gerilmesi (von Mises gerilmesi)

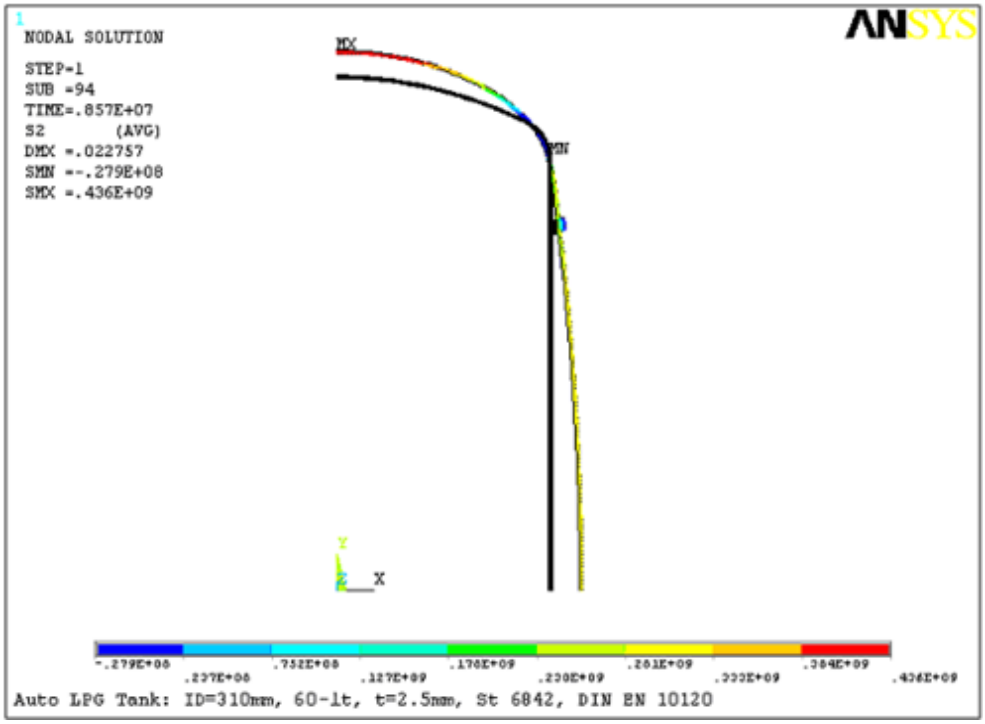
Silindirik LPG tankının geometrik yapısı incelendiğinde, tank gövdesi üzerinde yükleme esnasında 2 tür gerilme oluşmaktadır. Bunlar tank silindir eksenine dik ve paralel gerilmelerdir. Silindir eksenine dik gerilmeye çevresel (hoop) gerilme ve silindir ekseni doğrultusunda oluşan gerilmeye ise uzunlamasına veya boylamasına gerilme denir. Tank üzerinde oluşan bu 2 gerilmeye, tank geometrisi ince cidarlı olması sebebiyle, asal gerilmeler denir. Silindirik tank geometrisi üzerinde oluşan çevresel gerilmeye 1. asal ve silindir boylamasına (uzunlamasına) oluşan gerilmeye ise 2. asal gerilme denir. Buna göre 60 lt'lik silindirik tankların patlatma simülasyonlarından elde edilen 1. asal gerilmelerin max. ve min. bölgeleri ve yerleri Şekil 5.39'da gösterilmektedir. Silindirik tankın simülasyonu sonucunda elde edilen ve analitik hesaplamalardan da bilindiği gibi, beklenen şekilde silindirik gövdenin tam ortasında max. 1. asal gerilme elde edilmiştir. Bu noktanın bulunduğu yer tankın patlama yeridir. Aynı zamanda 40 lt'lik tank için 2. asal gerilmenin max. ve min. yerleri Şekil 5.40 ve 60 lt'lik tank için Şekil 5.41'de gösterilmektedir. Yine aynı düşünceden hareketle, 2. asal gerilmenin max. ve min. yerleri, analitik hesaplamalarla örtüşmektedir [83].



Şekil 5.39. Silindirik 60 lt hacimli tank için asal gerilme (1)

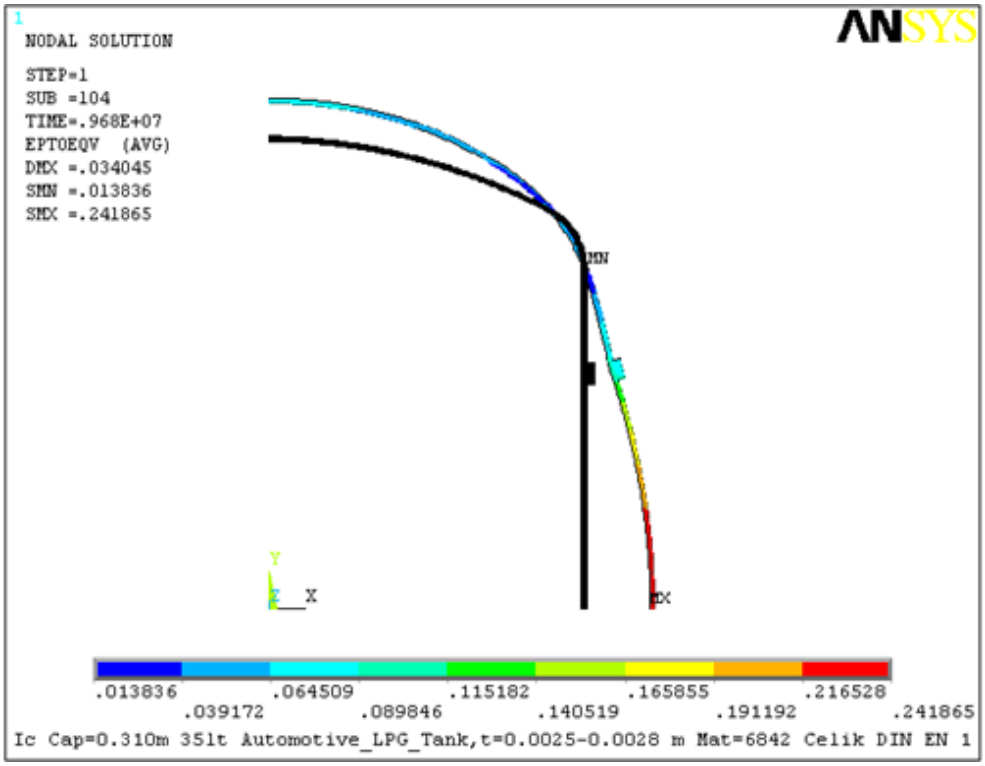


Şekil 5.40. Silindirik 40 lt hacimli tank için asal gerilme (2)

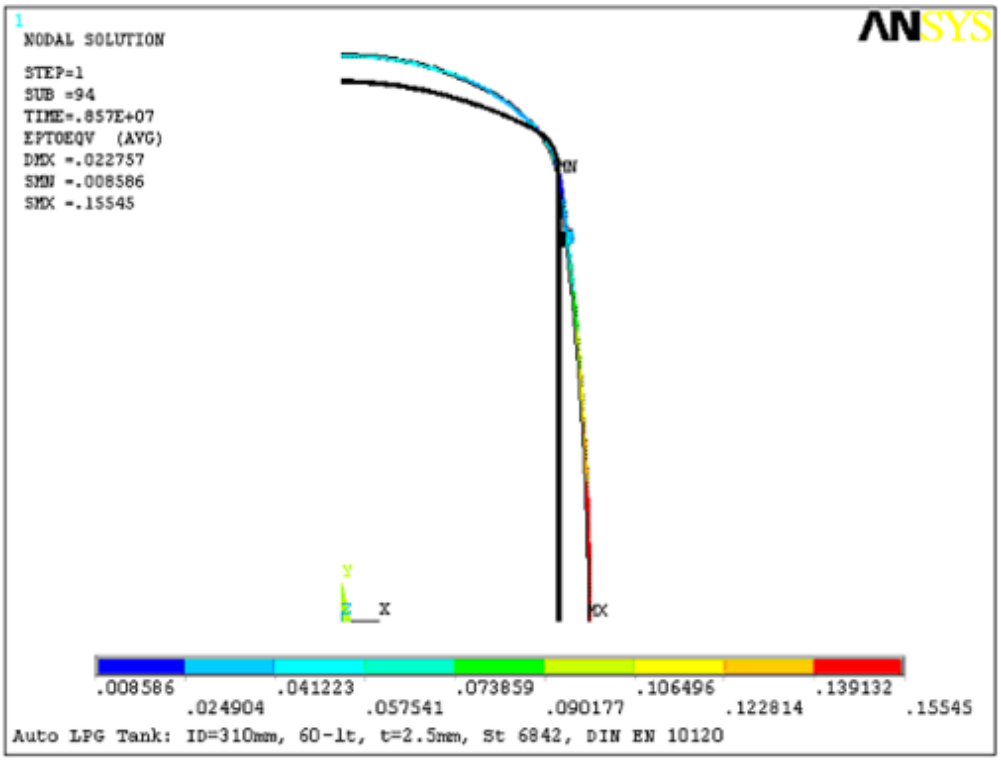


Şekil 5.41. Silindirik 60 lt hacimli tank için asal gerilme (2)

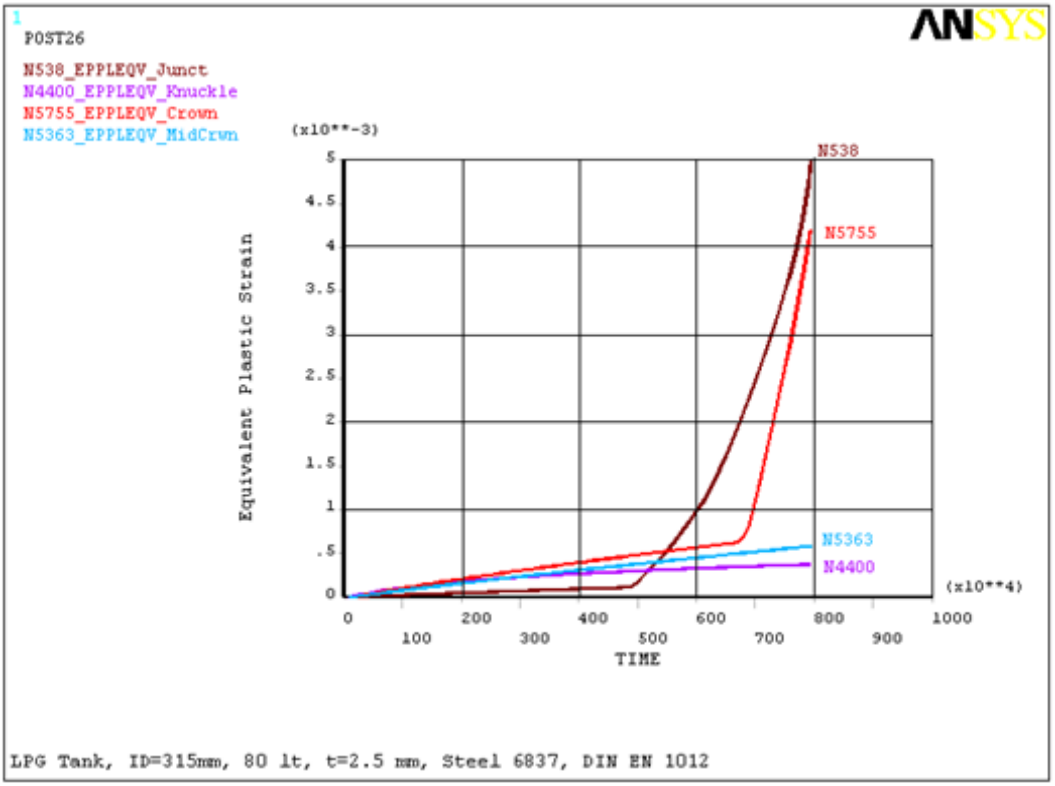
Silindirik tank üzerinde, simülasyon sonucunda oluşan gerinimlerin max. ve min. yerleri 40 lt ve 60 lt'lik tanklar için sırasıyla Şekil 5.42 ve Şekil 5.43'de eşdeğer plastik gerinim olarak gösterilmektedir. Şekil 5.44'de seçilen bazı nodların plastik gerinim değerleri görülmektedir. Öte yandan 40 lt'lik tank modelinden elde edilen 2. asal plastik gerilme Şekil 5.45'de gösterilmektedir [83].



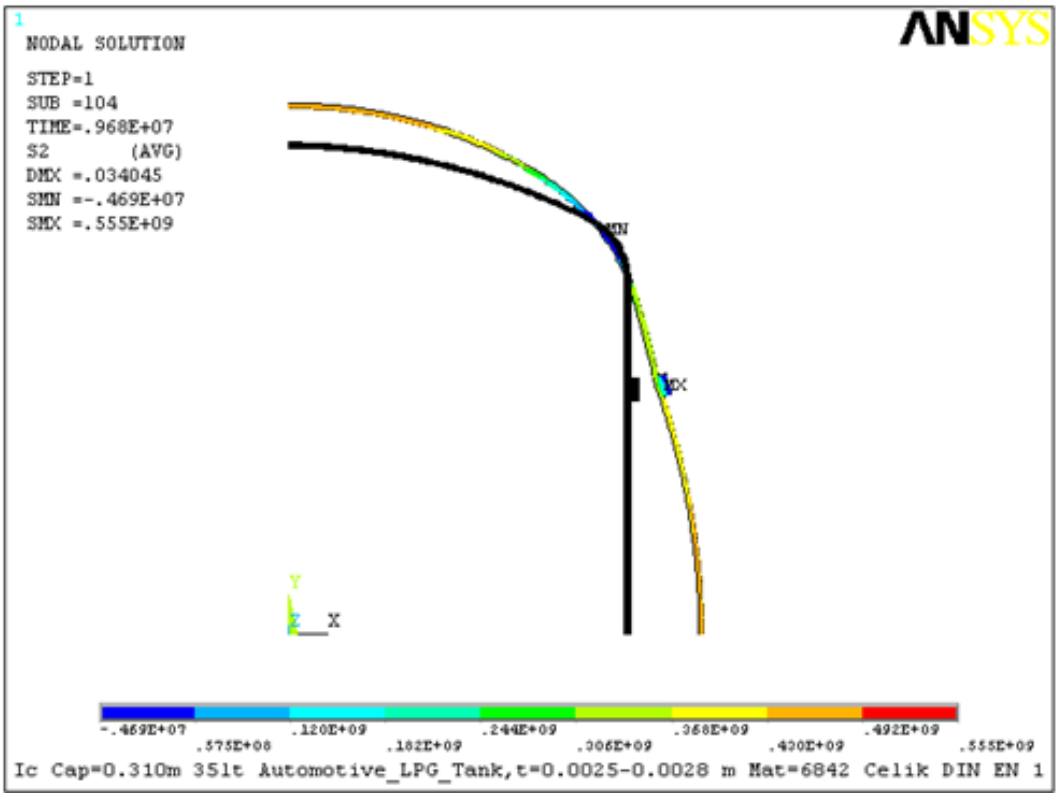
Şekil 5.42. Silindirik 40 lt hacimli tank için eşdeğer plastik gerinim



Şekil 5.43. Silindirik 60 lt hacimli tank için eşdeğer plastik gerinim



Şekil 5.44. Seçilen bazı düğüm noktalarının eşdeğer plastik gerinim eğrisi



Şekil 5.45. Silindirik 40 lt hacimli tank için asal plastik gerilme (2)

Taşıt silindirik LPG tanklarının patlama yerleri bilgisayar destekli simülasyonlar sonucu elde edilmiştir. Elde edilen patlama yerleri deneysel ve bilgisayar destekli simülasyon sonuçları birbirlerini doğrulamaktadır. Buna göre silindirik tankların deneysel patlama bölgeleri, silindirik gövdenin ortasından silindir eksenine paralel yırtılma oluşmasıyla meydana gelmektedir. Aynı bölge, bilgisayar destekli simülasyonlar sonrasında hem max. deformasyon hem de max. eşdeğer gerilme (von Mises gerilmesi) yeri olarak elde edilmiştir. Simülasyon sonucunda max. eşdeğer gerilmenin oluştuğu noktadaki max. eşdeğer gerilme miktarı ile silindirik tank malzemesinin gerilme değeri karşılaştırıldığında patlamanın meydana geldiği tanımlanmıştır. Buna göre simülasyonda patlama sonucu elde edilen max. eşdeğer gerilme yeri ve aynı zamanda max. 1. asal gerilme yeri Şekil 5.35, Şekil 5.36 ve Şekil 5.37'de görüldüğü gibi silindirik tankın patladığı yerler olarak tespit edilmiştir [83].

5.4.1.2. Silindirik LPG tankları deneysel ve simülasyon patlatma sonuçlarının karşılaştırılması

Deneysel ve simülasyon patlatma çalışmaları sonucunda elde edilen sayısal değerler Tablo 5.3'de görülmektedir. Simülasyon sonuçları ile aynı veya daha yüksek PB değerine sahip olan Firma B ve Firma E'ye ait tanklar hem 40 lt hem de 60 lt'lik tanklarda simülasyon değerleri ile uyumludur. Firma C'ye ait tanklar yalnız 40 lt'lik tanklarda simülasyon sonuçları ile uyum sağlamaktadır. Diğer firmaların tankları ise simülasyonlardan elde edilen PB'larından daha düşük değerlerere sahiptirler.

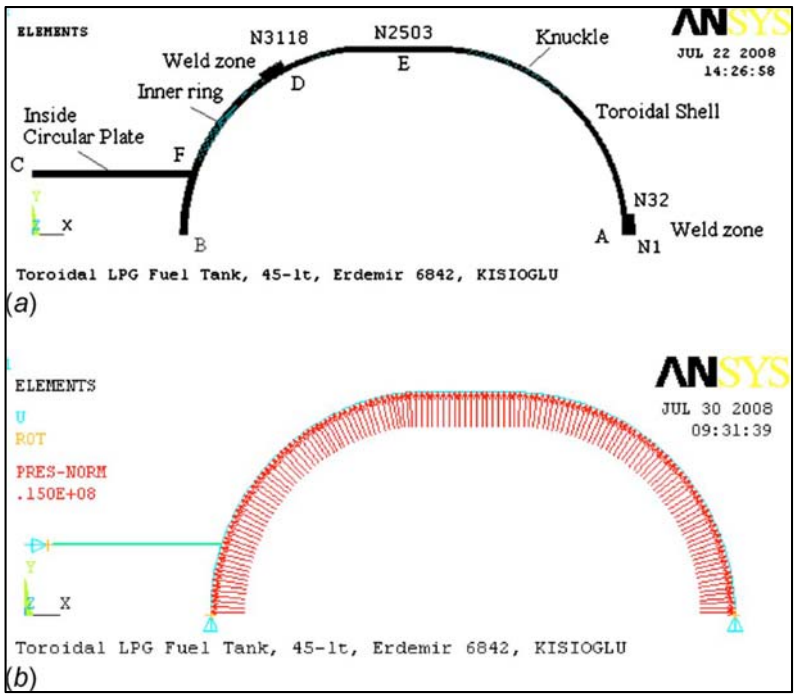
Tablo 5.3. Silindirik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre PB karşılaştırılması

Firmalar	Deneysel PB [Bar]				Simülasyon PB [Bar]		TS 12095 Standardına Göre Min. PB [Bar]	
	40 lt		60 lt		40 lt	60 lt	40 lt	60 lt
	Min.	Max	Min.	Max				
Firma A	76	79	60	63	96	85	67,5	67,5
Firma B	94	98	81	85				
Firma C	91	98	72	75				
Firma D	73	76	69	72				
Firma E	91	95	90	98				
Firma F	87	92	79	87				

5.4.1.3. Torisferik LPG tankı patlatma simülasyonu

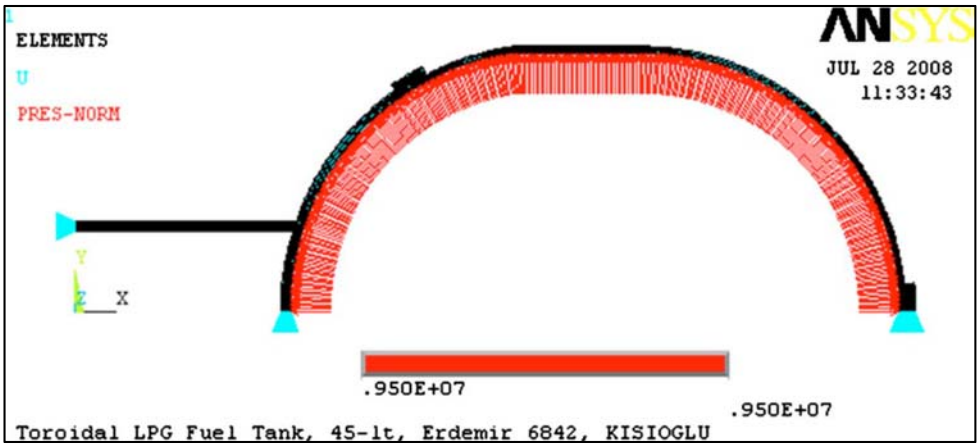
Torisferik tankların patlatma simülasyonlarını gerçekleştirmek için nonüniform sonlu eleman modeli, Şekil 5.46'da görüldüğü gibi tankın ilgili bölgelerini tanımlayarak inşa edilmiştir. Diğer taraftan malzeme özellikleri Shell modele homojen olmayan biçimde uygulanmıştır. Bu nedenle, sonlu eleman modelleri Şekil 5.46.a'da görüldüğü gibi gövde, kaynak ve iç halka bölgesi olmak üzere 3 farklı malzeme özelliği tanımlanmıştır. Şekil 5.46.b'de Shell modele uygulanan sınır şartları ve iç basınç görülmektedir. Malzeme özellikleri Tablo 5.2'de görülen değerler alınmıştır. [28].

Torisferik LPG tankının 2B sonlu eleman modelinin oluşturulması için Şekil 5.46.b'de görüldüğü gibi cidar kalınlığının orta yüzeyi düşünülmüştür. ANSYS eleman kütüphanesinden en uygun kabuk elemanı olarak Shell51 kullanılmıştır. Bu eleman 2 düğüm noktası ve her düğüm noktasında da 4 serbestlik derecesine sahiptir. Benzer şekilde, düzlem model için tankın yarı simetriğinin kullanılması ile tüm kesiti tanımlayacak şekilde geliştirilmiştir. 2B eleman olan Plane2 düzlem model için kullanılmıştır. Bu eleman 6 düğüm noktası ve her düğüm noktasının da 2 serbestlik derecesine sahiptir [28].



Şekil 5.46. Nonüniform eksenel simetrik sonlu eleman modeli, a) Düzlem model, b) Shell model [28]

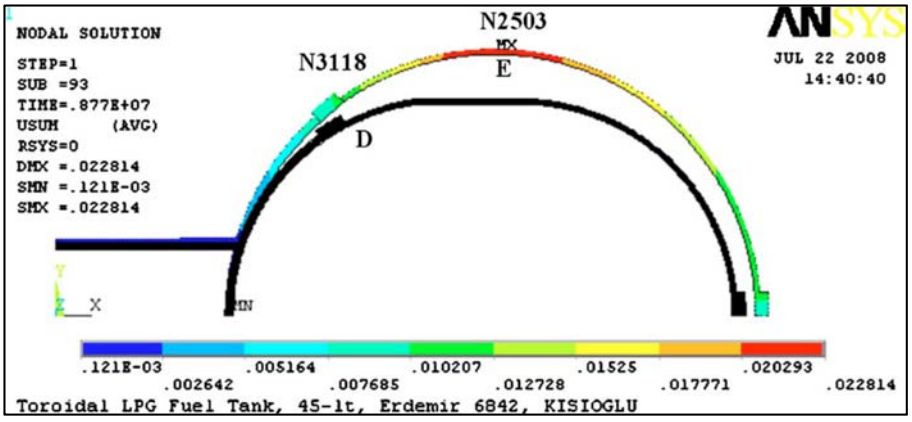
Torisferik LPG tankının yapısı, torisferik geometriye hem ana eksenler hem de uygulanan yüke göre eksenel simetrik olarak tanımlanmıştır. 2B sonlu eleman modeli Şekil 5.47'de görüldüğü gibi valf deliği olmadan yarı simetriği kullanılarak geliştirilmiştir. Başlangıçta, valf deliğinin tankın PB'larına etkisinin olmadığı varsayılmıştır. Şekil 5.47'de görüldüğü gibi sonlu elemanlar modelinin x ve y eksenleri üzerinde düğüm noktaları belirlenerek eksenel simetrik sınır şartları uygulanmıştır. LPG tankı PB'larını belirlemek ve kabuk modelin davranışlarını tanımlamak için kademeli olarak artan bir iç basınca tabi tutulmuştur. Başlangıçta, iç basınç kademeli olarak uygulanan ve doğrusal adım başına 0,1 MPa artış uygulanmıştır. Kademeli iç basınç yüklemesi kritik basınç değerini aşacak şekilde yükleme zamanının bir fonksiyonu olarak uygulanmıştır. Yükleme süresi kritik basınç değerine ulaştığında tank maksimum deformasyona ulaşmaktadır. Yükleme adımı arttıkça iç basınç değeri 0,1 MPa'dan daha az bir değer ile örneğin 0,001 MPa'lık yükleme artış değerine düşmektedir. Bu durum PB'na ulaşıldığını tespit etmektedir. Bu düşüş tankın patlaması olarak değerlendirilmiştir [28].



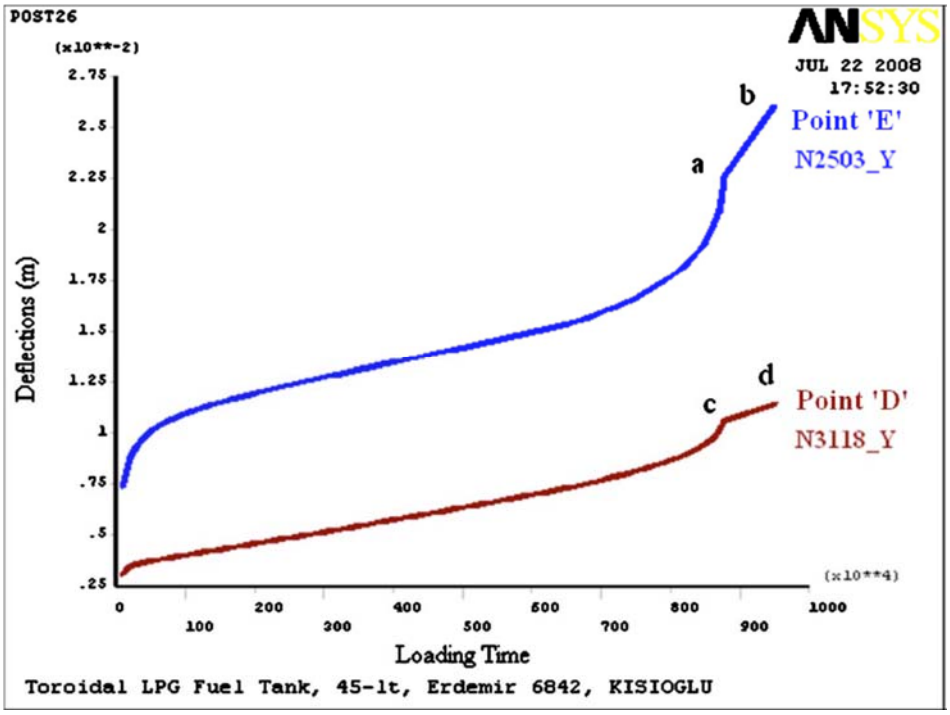
Şekil 5.47. Eksenel simetrik şartlar ve yükleme koşulları [28]

Sonlu elemanlar analizinde PB'ları ve hasar yerlerinin saptanması için yükleme koşulları, yer değiştirmeler ve eşdeğer gerilmeler gibi bazı değişkenler incelenmiştir. Tank modelinin yapısal davranışı Şekil 5.48'de görüldüğü gibi maksimum eğilme kullanılarak gözlenmiştir. Bunun için Şekil 5.48'de görüldüğü gibi modelin kritik bölgelerinden iki düğüm noktası seçilmiştir. Düzlem modelin üzerinden seçilen düğüm noktalarının yer değiştirmeleri yükleme zamanının bir fonksiyonu olarak Şekil 5.49'da gösterilmektedir. Yer değiştirmeler başlangıçtan "a" noktasına kadar doğrusal olmayan bir değişim göstermektedir. Ancak daha sonra aniden davranış

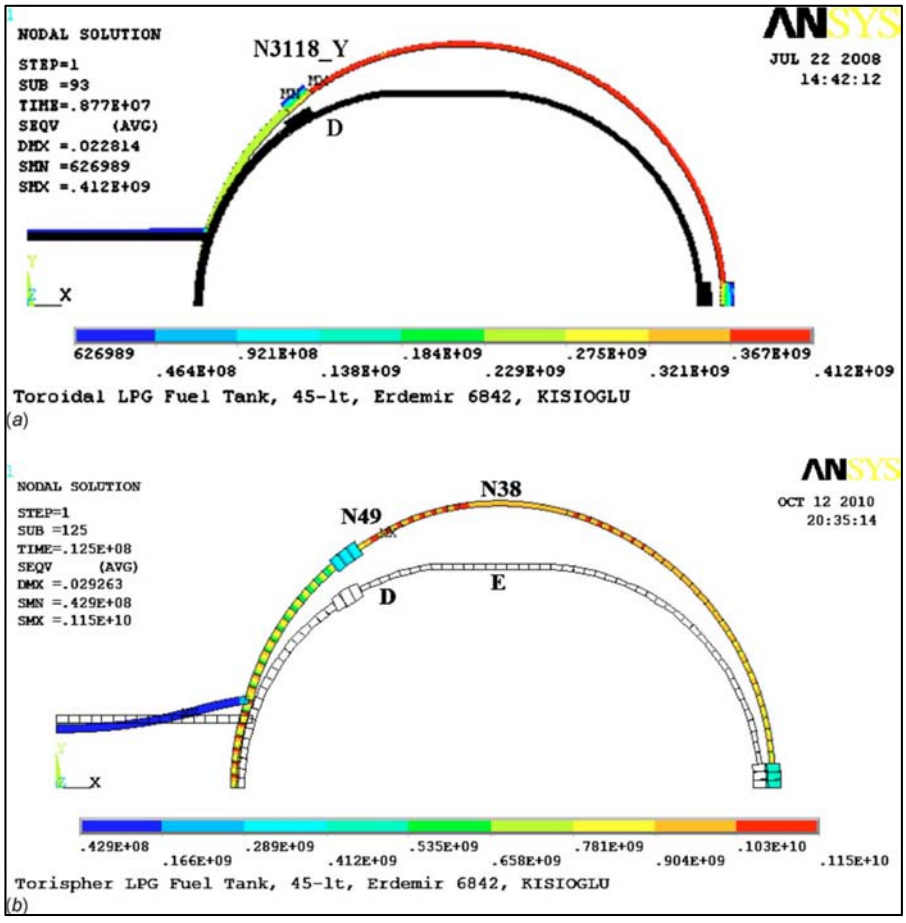
değiştirerek “a” dan “b” ye kadar doğrusal bir değişime dönüşmektedir. Böylece 8,77 MPa yükleme aşamasında yükleme zamanında doğrusal olmayan davranıştan doğrusal bir davranışa hızlı bir geçiş yaparak yapısal davranışı değişmiştir. Bu da LPG tankının patladığı anlamına gelmektedir. Ek olarak, simülasyonlarda PB’nı saptamak için sonlu elemanlar simülasyonunun 8,77 MPa yüklemeden sonra yükleme zamanının bir fonksiyonu olarak simülasyonun devam etmediği görülmektedir. Şekil 5.50.a’da görüldüğü gibi tankın malzeme özellikleri ile kıyaslandığında “D” noktasında iç halkadaki torisferik kabukta maksimum gerilme değeri saptanmıştır. Benzer şekilde maksimum eşdeğer gerilme değeri Şekil 5.50.b’de görüldüğü gibi sonlu eleman kabuk modelinden de saptanabilir. Maksimum eşdeğer gerilme değeri baz alındığında Şekil 5.50.b’de görüldüğü gibi kabuk modelde 49 numaralı düğüm noktasında (N49) bulunan “D” ile belirtilen kısımda aynı hasar bölgesi bulunmaktadır. Patlama bölgesi düzlem model ve deneysel sonuçlarla kıyaslanmıştır. Böylece, maksimum gerilme değeri Şekil 5.50.a’da görülen düzlem modelde 412 MPa, Şekil 5.50.b’de görülen kabuk modelde ise 1150 MPa olarak tespit edilmiştir. Tablo 5.2’de görülen malzeme özellikleri ile uyumludur. Bunun yanında, tankın patlama bölgelerini analiz etmek için Şekil 5.51’de görüldüğü gibi doğrusal olmayan eşdeğer plastik gerinim sonuçları malzeme özellikleri ile karşılaştırılmıştır. Maksimum plastik gerinimin patlama anında Şekil 5.51’de görüldüğü gibi % 21,289 olduğu belirlenmiştir. Bu değer ise Tablo 5.2’de kabuk malzeme için verilen % 20’lik gerçek uzama değerinden yüksektir. Bu durum tankın patladığını göstermektedir [28].



Şekil 5.48. Tankın maksimum eğilmesi (patlama eğilmesi) [28]

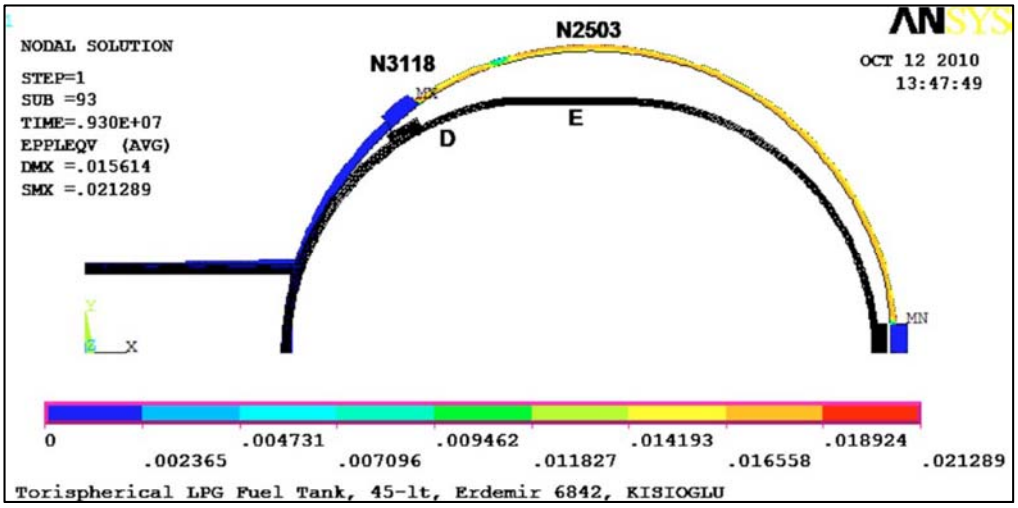


Şekil 5.49. Tankın seçilen düğüm noktalarının yer değiştirmeleri [28]



Şekil 5.50. Tankın maksimum eşdeğer gerilmesi, a) Düzlem model, b) Kabuk model [28]

Torisferik LPG tankının patlama bölgesi Şekil 5.51'de görüldüğü gibi kaynak ile torisferik kabuk bölgenin birleşim bölgesi olan "D" bölgesindedir. Akma kriteri baz alındığında maksimum eşdeğer gerilme ve gerinim değerlerinin LPG tankının patlama bölgesinde olduğu görülmektedir. Bu noktalar Şekil 5.50.a ve Şekil 5.50.b'de görüldüğü gibi düzlem model için 3118 numaralı düğüm noktası, kabuk model için ise 49 numaralı düğüm noktasıdır. Deneysel çalışmalarda torisferik eksen boyunca patlama çatlağının oluştuğu görülmektedir. Böylece deneysel çalışmalar ile aynı bölgede hasar meydana geldiği ortaya konulmuştur [28].



Şekil 5.51. Torisferik LPG tankının maksimum eşdeğer plastik gerinimi [28]

5.4.1.4. Torisferik LPG tankları deneysel ve simülasyon patlatma sonuçlarının karşılaştırılması

Torisferik tankların deneysel ve simülasyon patlatma çalışmaları sonucunda elde edilen sayısal değerler Tablo 5.4'de görülmektedir. Simülasyon sonuçları ile aynı veya daha yüksek patlatma basıncı değerine sahip olan Firma B, Firma D ve Firma E'ye ait tanklar simülasyon değerleri ile uyumludur. Diğer firmaların torisferik tankları ise simülasondan elde edilen PB değerlerinden daha düşüktür.

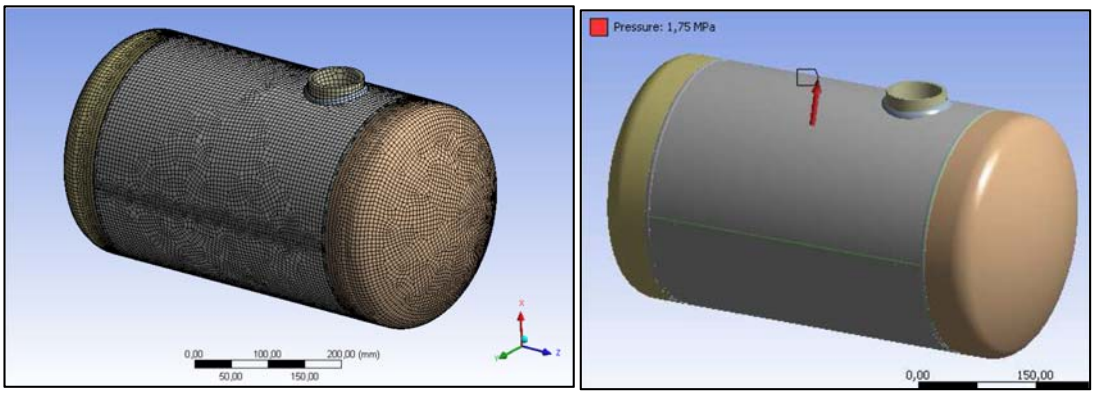
Tablo 5.4. Torisferik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre PB karşılaştırılması

Firmalar	Deneysel PB [Bar]		Simülasyon PB [Bar]	TS 12095 Standardına Göre Min. PB [Bar]
	Min.	Max		
Firma A	69	73	87,7	67,5
Firma B	104	108		
Firma C	79	84		
Firma D	90	94		
Firma E	89	91		
Firma F	73	78		

5.4.2. Bilgisayar destekli yorulma simülasyonu

5.4.2.1. Silindirik LPG tankı yorulma simülasyonu

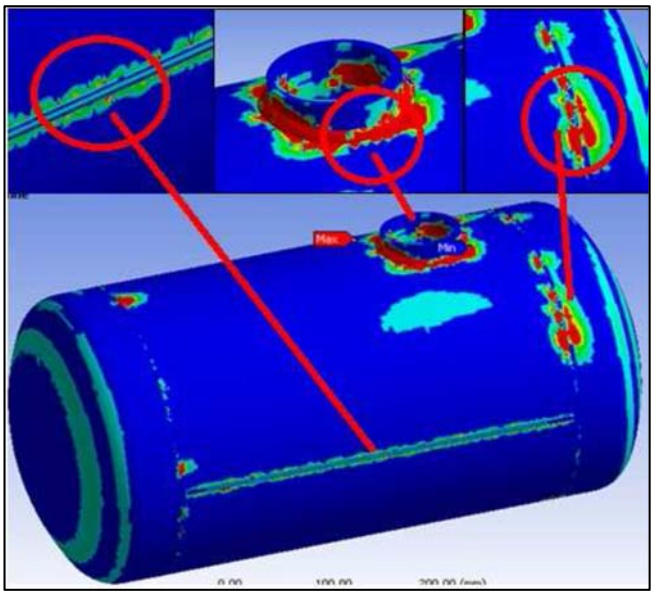
Silindirik tank yorulma analizini gerçekleştirmek için Şekil 5.52.a'da SolidWorks programı ile oluşturulan 41 litre hacmindeki silindirik LPG tankı modelinin sonlu elemanlar ağ örgüsü görülmektedir. 3B model ANSYS Workbench programı içerisine alınmış ve sonlu elemanlar modeli yapılmıştır. 237,727 düğüm noktası ve 66,500 eleman kullanılmıştır. LPG tank malzemesi; gövde, kapak ve kaynak için çekme deneyinden elde edilen değerler girilmiştir. S-N eğrileri ise yapı çeliği ANSYS malzeme kütüphanesinden seçilmiş olup yorulma çevrimi tespiti için kullanılmıştır. Şekil 5.52.b'de tank içerisine 1.75 MPa maksimum basınç gelecek şekilde yükleme sıfır tabanlı bir sinüzoidal dinamik girdi olarak belirlenmiştir [84, 85].



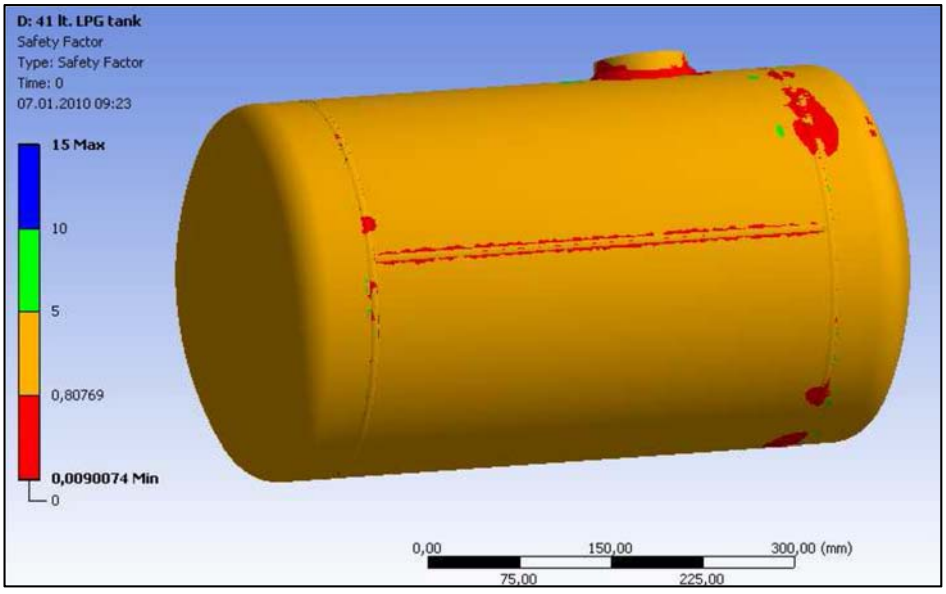
(a) (b)

Şekil 5.52. Silindirik LPG tank modeli, a) Sonlu eleman ağ örgüsü, b) Tank iç basınç yüklemesi [84]

ANSYS yorulma analizine bakıldığında Şekil 5.53'de gövde-kaynak bölgelerinde ilk hasar oluşumu kaynak ile tank sacının birleşim bölgesinde olmuştur. Gövde-kaynak üzerinde güvenlik faktörü dağılımına bakıldığında, ilk önce gövde kaynak birleşim bölgelerinde hasar oluşacağı güvenlik faktörünün verildiği Şekil 5.54'de görülebilir. Gövde-kaynak birleşim sınırları yorulma hasarına uğrayacağı görülmektedir. Tank sacında yorulma hasarı olmamıştır. Yapılan deneysel yorulma çalışmalarında da tank sacında herhangi bir yorulma hasarı oluşmamıştır [84].

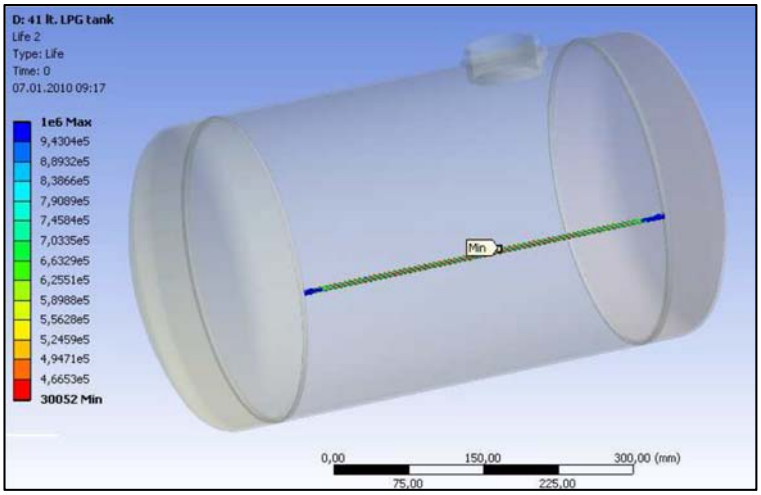


Şekil 5.53. Silindirik tank sonlu elemanlar analizi yorulma bölgeleri [84]



Şekil 5.54. Silindirik tank güvenlik faktörü [84]

ANSYS yorulma analizi çevrim sayısı 466.530 olarak elde edilmiştir. Şekil 5.55'de maksimum çevrim için minimum tank ömrü görülmektedir. Deneysel çalışmalarda yorulma hasarının en çok olduğu yer LPG tankının merkezinde, gövde kaynak birleşim bölgesinde meydana gelmiştir. Aynı şekilde ANSYS Workbench yorulma analizinde, yorulma hasarının olduğu yer LPG tank merkezinde gövde ile kaynak birleşim bölgesinde olmuştur [84].



Şekil 5.55. Sonlu elemanlar analizi LPG tank ömrü [84]

Simülasyonlarda 60 lt'lik hacme sahip tanklarda YÇS 358.120 olduğu tespit edilmiştir. Yorulma bölgeleri ise gövde sacının kaynaklı birleştirme bölgelerinde oluştuğu gözlenmiştir.

5.4.2.2. Silindirik LPG tankları deneysel ve simülasyon yorulma sonuçlarının karşılaştırılması

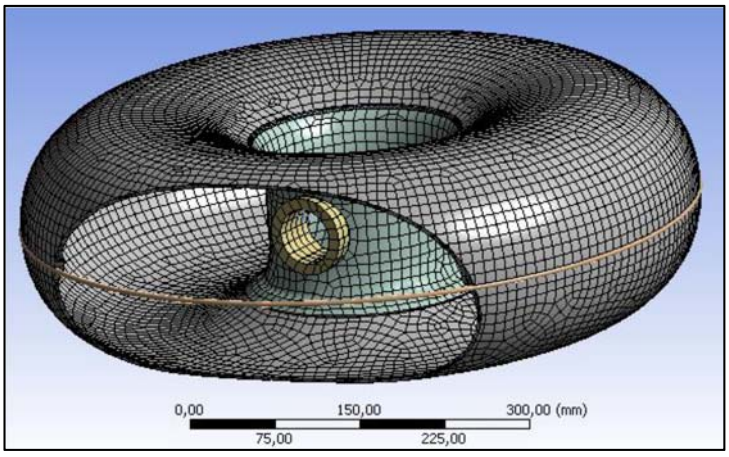
Deneysel ve simülasyon yorulma çalışmaları sonucunda elde edilen sayısal değerler Tablo 5.5'de görülmektedir. Simülasyon sonuçları ile aynı veya daha yüksek YÇS değerine sahip olan Firma B'ye ait tanklar hem 40 lt hem de 60 lt'lik tanklarda simülasyon değerleri ile uyumludur. Firma D'ye ait tanklar yalnız 40 lt'lik tanklarda simülasyon sonuçları ile uyum sağlamaktadır. Diğer firmaların tankları ise simülasyonlardan elde edilen YÇS'ndan daha düşüktür.

Tablo 5.5. Silindirik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre YÇS karşılaştırılması

Firmalar	Deneysel YÇS				Simülasyon YÇS		TS 12095 Standardına Göre Min. YÇS	
	40 lt		60 lt		40 lt	60 lt	40 lt	60 lt
	Min.	Max	Min.	Max				
Firma A	18.620	31.517	21.637	50.400	466.530	358.120	60.000	60.000
Firma B	355.870	385.201	255.083	301.452				
Firma C	63.635	67.500	15.771	17.090				
Firma D	302.158	355.938	109.900	134.200				
Firma E	90.400	98.520	17.850	20.540				
Firma F	74.589	86.492	61.890	72.546				

5.4.2.3. Torisferik LPG tankı yorulma simülasyonu

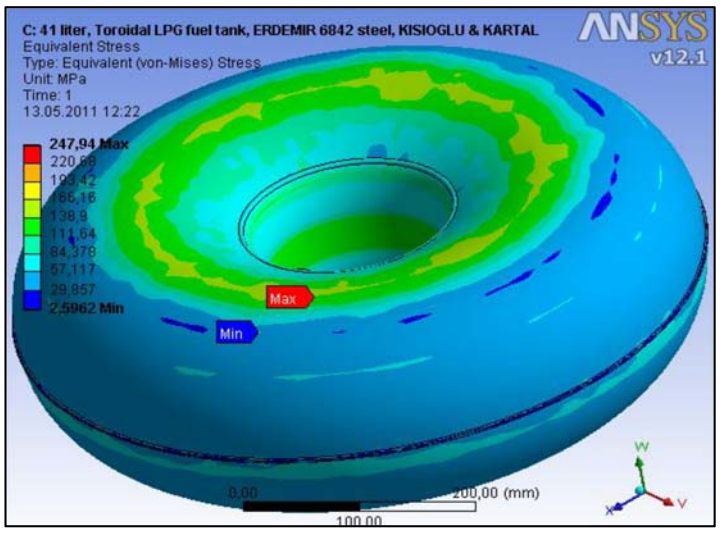
İmalat ölçüleri kullanılarak SolidWorks programı ile oluşturulan CAD modeli ANSYS Workbench programı içerisine alınarak kaliteli bir sonlu elemanlar modeli hazırlanması için gerekli çalışmalar yapılmıştır. Sonlu elemanlar analizi için kaliteli sonlu elemanlar ağ örgüsü modeli hazırlanmıştır. Torisferik LPG yakıt tankı içi boş hacim olduğu için Solid186 eleman tipi kullanılarak Hexa Dominant bir ağ yapısı oluşturulmuştur. Eleman boyutu 6 mm girilerek toplam 237.727 düğüm noktası ve 66.500 eleman kullanılmıştır. Şekil 5.56'da LPG tank CAD modeline ait sonlu elemanlar ağ örgüsü görülmektedir. Kaynak ve kritik bölgelerin mesh yoğunluğu arttırılarak sonuçların kararlılığı ve güvenirliliği arttırılmıştır [47].



Şekil 5.56. LPG tankı 3B sonlu eleman ağ örgüsü [47]

Sonlu elemanlar yorulma analizi için gerekli malzeme modelleri, gövde, kapak ve kaynak için ÇD'nden elde edilen gerilme-gerinim değerleri ANSYS Workbench modülüne girilmiştir. ERDEMİR 6842 çeliğine ait S-N eğrileri literatürde olmadığı

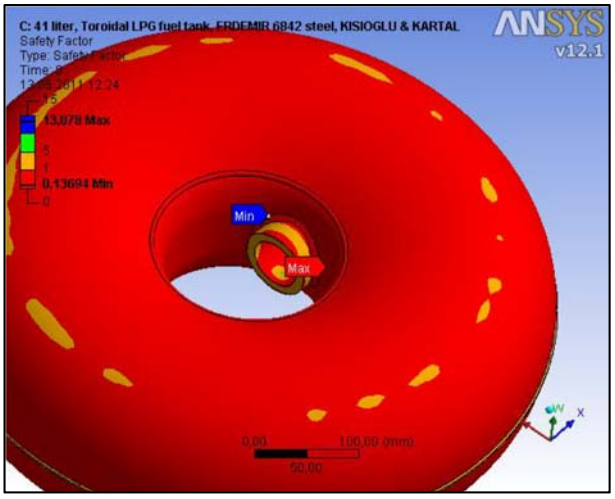
için mekanik özellikleri çok benzeyen St52 çeliğine ait S-N eğrileri ANSYS malzeme kütüphanesinden seçilmiş ve yorulma analizi için kullanılmıştır. LPG tankın gerçek kullanım şartlarında ÇB 1,75 MPa olduğu için ANSYS Workbench yorulma simülasyonunda bu yükleme basıncı girilmiştir. Yükleme tipi olarak ANSYS Workbench yorulma modülünde sıfır tabanlı yükleme tipi ile sinüzoidal dinamik girdi olarak değerlendirilmiş ve Soderberg yorulma kriterleri etki ettirilmiştir. Bu kriterde mean stress değeri '0' ve pozitif olan yorulma analizlerinde kullanıldığı için Soderberg yöntemi tercih edilmiştir. İlk önce statik yükleme koşullarında oluşan eşdeğer gerilmeler ve maksimum gerilme bölgelerini tespit edebilmek için statik yükleme yapılmıştır. Maksimum gerilmelerin oluştuğu bölgeler zorlanmanın ve gerilme yığılmalarının en çok olduğu bölgelerdir ve LPG tank hasar bölgelerini belirleyici niteliktedir. Torisferik tanka ait gerilme dağılımı Şekil 5.57'de verilmiştir. 1,75 MPa basınç yüklemesinde maksimum (von-Misses) gerilmesi tankın gövdesinde 186,83 MPa çıkmıştır. Tank gövdesi için maksimum gerilme değeri statik yükleme koşullarında gövde sacının akma değeri 276 MPa'dan daha düşük elde edilmiştir [47].



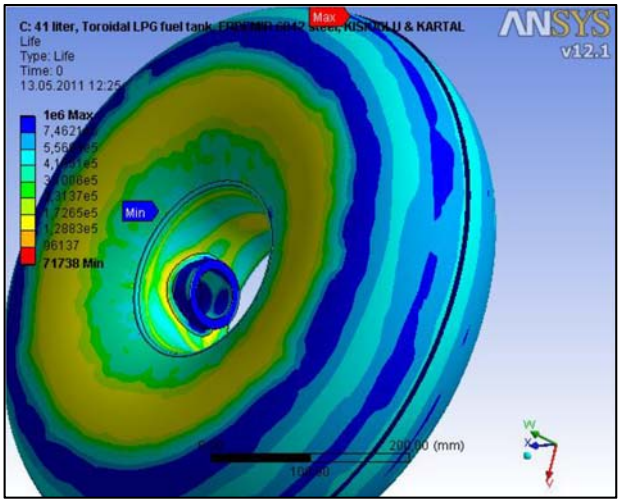
Şekil 5.57. LPG tankı von Misses gerilme dağılımı [47]

Şekil 5.58'de verilen tasarım ömründe yorulma hasarı ile ilgili güvenlik faktörünü görülmektedir. Güvenlik faktörü dağılımı minimum (0) ile maksimum (15) arasındadır. Tasarımın minimum güvenlik faktörü (0,0090074) olarak yine Şekil 5.58'de görülmektedir. Gövde-kaynak üzerinde güvenlik faktörü dağılımına bakıldığında, ilk önce gövde kaynak birleşim bölgelerinde hasar oluşacağı

görülebilir. Daha sonra, kapak üstünde kritik bölgeler görülmektedir. Ancak ilk önce gövde-kaynak birleşim sınırları yorulma hasarına uğrayacağı için tank sacında herhangi bir hasar olmamıştır. ANSYS Workbench yorulma analizi çevrim sayısı 96.000 olarak elde edilmiştir. Şekil 5.59'de maksimum çevrim için minimum tank ömrü görülmektedir. ANSYS yorulma analizinde, yorulma hasarının olduğu yer LPG tank merkezinde gövde ile kaynak birleşim bölgesinde meydana gelmiştir [47].



Şekil 5.58. LPG tank güvenlik faktörü [47]



Şekil 5.59. LPG tank YÇS simülasyonu [47].

5.4.2.4. Torisferik LPG tankları deneysel ve simülasyon yorulma sonuçlarının karşılaştırılması

Torisferik tankların deneysel ve simülasyon yorulma çalışmaları ile TS 12095 Standardında tanımlanan yorulma çevrim sayıları da Tablo 5.6'de görülmektedir.

Simülasyon sonuçları ile aynı veya daha yüksek YÇS değerine sahip olan yalnızca Firma B'ye ait tanklardır. Diğer firmaların torisferik tankları ise daha düşük YÇS'na sahiptirler.

Tablo 5.6. Torisferik tanklar için deneysel, simülasyon ve standarda göre YÇS karşılaştırılması

Firmalar	Deneysel YÇS		Simülasyon YÇS	TS 12095 Standardına Göre Min. YÇS
	Min.	Max		
Firma A	5.500	8.105	96.000	60.000
Firma B	117.052	128.892		
Firma C	12.102	24.250		
Firma D	12.160	21.458		
Firma E	61.600	65.400		
Firma F	5.512	9.861		

6. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, binek ve ticari araçlarda kullanımı gitgide yaygınlaşan LPG yakıtının araç üzerinde 40-60 lt arasında depolama kapasiteleri olan tankların kullanım ömürleri ve dayanım özellikleri incelenmiştir. Taşıt LPG tanklarının PD ve YD'lerini gerçekleştirebilmek için PLC kontrollü hidrostatik bir deney düzeneği tasarlanarak başarılı bir şekilde imal edilmiştir. Ülkemizde farklı firmalar tarafından üretilen LPG tanklarının PD ve YD yapılarak tankların PB ve YÇS tespit edilmiştir. Bunun yanında hasar bölgeleri belirlenerek tankların dayanım özellikleri araştırılmıştır. Deneysel çalışma sonuçlarını karşılaştırma yapabilmek için bilgisayar destekli patlatma ve yorulma simülasyonları da yapılmıştır. Buna göre elde edilen sonuçlar aşağıdaki gibi açıklanabilir.

Ülkemizde farklı firmalar tarafından 40 ile 60 lt hacimlerde ve 315 mm çapa sahip imal edilen taşıt LPG tankları PD'ne tabi tutulmuştur. Hem tank türleri hem de farklı hacimlere göre PB'ları tespit edilmiştir. Elde edilen PB değerleri, TS gerekliliklerine göre Şekil 4.26, Şekil 4.27 ve Şekil 4.28'de görüldüğü gibi karşılaştırılmıştır.

Buna göre; 40 lt silindirik tankların PB değerleri incelendiğinde A, B, C, D, E, F firmalarına ait tanklardan TS 12095'de belirtilen min. PB'nın üzerinde değerler elde edilmiştir. Standardın öngördüğü değerlerin altında herhangi bir firma tankı bulunmamaktadır. 60 lt tanklar için PB'ları B, C, D, E, F, firmalarının tankları TS'de belirtilen min. değerin üzerinde, A firmasına ait tankların TS'nın öngördüğü değerin altında olduğu tespit edilmiştir. Öte yandan, torisferik tanklar için PD'lerinde A, B, C, D, E, F firmalarına ait tanklar standartlarda belirtilen min. değerlerin üzerinde PB'na sahip olduğu tespit edilmiştir.

Silindirik tankların patlama hasar bölgeleri değerlendirildiğinde; Şekil 4.16'da görüldüğü gibi yalnızca B firmasına ait tankların silindirik gövde sacı üzerinde yırtılma olduğu, diğer firmaların ise kaynak ile birleştirme bölgelerinden yırtıldığı tespit edilmiştir. Standartta belirtilen kaynak bölgesinden yırtılmanın oluşmaması koşulunu yalnızca B firmasına ait tankların karşıladığı tespit edilmiştir. Diğer

firmalara ait tanklarında ise, dolum ağzının gövdeye kaynatıldığı bölgeden veya tank tanıtıcı etiketinin gövdeye kaynak ile birleştirme kısımlarından patlamalar gerçekleşmiştir.

Torisferik tankların patlama hasar bölgeleri; tüm firmalar için Şekil 4.18'de görüldüğü gibi silindirik gövde ile tank merkezindeki dolum ağzının da üzerinde bulunduğu bağlantı parçasının birleşme bölgesindeki kaynak kısmında olduğu tespit edilmiştir.

40 lt hacimli tankların yorulma performans değerleri açısından değerlendirildiğinde; B, C, D, E, F firmalarına ait tanklar 60.000 çevrimlik TS'nın öngördüğü değerin üzerinde sonuçlar elde edilmiştir. Ancak A firmasına ait tankların bu değerin altında olduğu belirlenmiştir. 60 lt hacimli tanklar için; B, D, F firmalarının tankları TS'na uygun, A, C, E firmalarının ise bu değerin altında olduğu tespit edilmiştir. Öte yandan, torisferik tanklar ise; B, E firmaları TS'nın öngördüğü değerin üzerinde, A, C, D, F firmalarına ait değerlerin standardın altında olduğu görülmüştür.

Buna göre yorulma performans ömründe en yüksek değere sahip B firmasına ait tanklardır. B, C, D, E ve F firmalarına ait tanklarda en az bir tank türünde başarılı sonuçlar vermiştir. Diğer taraftan, A firmasına ait tüm tank türlerinde başarısız olduğu tespit edilmiştir.

LPG tanklarını tanıtıcı etiketin kaynaklı birleştirme ile gövde üzerine tutturulduğu bölgelerde hem PD hem de YD sonuçlarına göre bu bölgede sıklıkla hasar oluştuğu tespit edilmiştir. Etiketin bu bölgeden uzak bir alana kaynatılması ile yorulma dayanımında artış olması beklenmektedir. Çünkü etiketi gövde üzerinde kaynaklı birleştirme ile tutturulan torisferik tankların, etiketi tankın orta kısmına gövdeye gelmeyecek şekilde kaynatılan tanklara oranla YÇS'larının daha düşük olduğu tespit edilmiştir. LPG tanklarının tanıtıcı etiketleri silindirik tanklar için kapak üzerine, torisferik tanklar için ise dolum ağzının bulunduğu bölgeye plaka olarak kaynatılabilir. Böylece hacimsel genleşmenin yüksek olduğu bölgeden uzaklaştırılarak kaynak nedeniyle oluşan olumsuz etki giderilmiş olur.

Deney çalışma sonuçları göstermiştir ki, tankların üzerinde kaynak bağlantıları yorulma performanslarını olumsuz etkilemektedir. Bu nedenle kaynak bağlantılarının

ıslah edilmesinin önemi ortaya çıkmaktadır. Isı tesiri altındaki bölge olarak bilinen kaynak ve çevresindeki bölgede yorulma çatlağı ve yorulma hasarı oluşumu yoğun olarak elde edilmiştir. Bunun sonucu olarak da bir kısım tanklara ısıl işlemlerin uygun şekilde gerçekleştirilemediği veya kaynak işleminin uygun şekilde yapılamadığı söylenebilir. Öte yandan, LPG tank imalatında kullanılan kaynak elektrotlarının firmadan firmaya farklılık göstermesinin de tanklarda meydana gelen hasarlara etkisi olduğu düşünülebilir.

Hem patlatma hem de yorulma simülasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlara göre; TS'de belirtilen minimun PB ve minimum YÇS'nın üzerinde değerler elde edilmiştir. Simülasyon çalışmaları, deneysel çalışmalardan elde edilen sonuçlar arasından tankları başarılı olan firmaların verileri ile uyum içindedir. Böylece simülasyon çalışmaları, deneysel çalışmalar sonunda başarısız olan firma tanklarında uygun imalat işlemleri yapılmadığını ortaya koymaktadır.

Öneriler:

Deney numune sayısı mali sınırlılıklar sebebiyle düşük sayıda tutulmak zorunda kalınmıştır. Deney numunesinin arttırılması ile tanklara ait yorulma performans değerleri daha hassas ölçümler elde edilebilir. Ultrasonik kaynak ölçüm cihazı ile kaynaklı bağlantılardaki düzensizlikler ölçülebilir. Kaynak kalitesi ve kaynak proses farklılıkları irdelenebilir. LPG tankları daha ucuz ve mukavemetli farklı bir malzemeden (mesela kompozit malzeme) tasarlanıp üretilebilmesi araştırılabilir.

Tanklara ısıl işlem uygulanarak, ısıl işlemin dayanım özellikleri açısından etkileri incelenebilir. Böylece imalatı yapılan tankların yeterli düzeyde ısıl işleme tabi tutulup tutulmadığı incelenmiş olur.

KAYNAKLAR

[1] Lee H. S., Yoon J. H., Park J. S., Yi Y. M., A Study on Failure Characteristic of Spherical Pressure Vessel, *Journal of Materials Processing Technology*, 2005, **164**, 882-888.

[2] Kaptan A., Kişioğlu Y., Determination of Burst Pressures and Failure Locations of Vehicle Lpg Cylinders, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2007, **84**, 451-459.

[3] Rajan K. M., Deshpande P. U., Narasimhan K., Experimental Studies on Bursting Pressure of Thin-walled Flow Formed Pressure Vessels, *Journal of Materials Processing Technology*, 2002, **125**, 228-234.

[4] Brabin T. A., Christopher T., Nageswara Rao B., Bursting Pressure of Mild Steel Cylindrical Vessels, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2011, **88**, 119-122.

[5] Sang Z. F., Xue L. P., Lin Y. J., Widera G. E. O., Limit and Burst Pressures for a Cylindrical Shell Intersection with Intermediate Diameter Ratio, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2002, **79**, 341-349.

[6] Önder A., Sayman O., Doğan T., Tarakçıoğlu N., Burst Failure Load of Composite Pressure Vessels, *Composite Structures*, 2009, **89**, 159-166.

[7] Kim E. S., Choi S. K., Risk Analysis of Cng Composite Pressure Vessel Via Computer-aided Method and Fractography, *Engineering Failure Analysis*, 2013, **27**, 84-98.

[8] Mirzaei M., Malekan M., Sheibani E., Failure Analysis and Finite Element Simulation of Deformation and Fracture of an Exploded Cng Fuel Tank, *Engineering Failure Analysis*, 2013, **30**, 91-98.

[9] Aksoley M. E., Özçelik B., Bican İ., Comparison of Bursting Pressure Results of Lpg Tank Using Experimental and Finite Element Method, *Journal of hazardous materials*, 2008, **151**, 699-709.

[10] Lie S. T., Li T., Failure Pressure Prediction of a Cracked Compressed Natural Gas Cylinder Using Failure Assessment Diagram, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 2014, **18**, 474-483.

[11] Hocine A., Chapelle D., Boubakar M. L., Benamar A., Bezazi A., Experimental and Analytical Investigation of The Cylindrical Part of a Metallic Vessel Reinforced by Filament Winding While Submitted to Internal Pressure, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2009, **86**, 649-655.

[12] Barboza Neto E. S., Chludzinski M., Roese P. B., Fonseca J. S. O., Amico S. C., Ferreira C. A., Experimental and Numerical Analysis of a LLDPE/HDPE Liner for a Composite Pressure Vessel, *Polymer Testing*, 2011, **30**, 693-700.

[13] Christopher T., Rama Sarma B. S. V., Govindan Potti P. K., Nageswara Rao B., Sankarnarayanasamy K., A Comparative Study on Failure Pressure Estimations of Unflawed Cylindrical Vessels, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2002, **79**, 53-66.

[14] Liu P. F., Chu J. K., Hou S. J., Xu P., Zheng J. Y., Numerical Simulation and Optimal Design for Composite High-pressure Hydrogen Storage Vessel: a review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2012, **16**, 1817-1827.

[15] Liu P. F., Chu J. K., Hou S. J., Zheng J. Y., Micromechanical Damage Modeling and Multiscale Progressive Failure Analysis of Composite Pressure Vessel, *Computational Materials Science*, 2012, **60**, 137-148.

[16] Xu P., Zheng J. Y., Liu P. F., Finite Element Analysis of Burst Pressure of Composite Hydrogen Storage Vessels, *Materials & Design*, 2009, **30**, 2295-2301.

[17] Zhu X. K., Leis B. N., Evaluation of Burst Pressure Prediction Models for Line Pipes, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2012, **89**, 85-97.

[18] Chang R. R., Experimental and Theoretical Analyses of First-ply Failure of Laminated Composite Pressure Vessels, *Composite Structures*, 2000, **49**, 237-243.

[19] Tomioka J. İ., Kiguchi K., Tamura Y., Mitsuishi H., Influence of Pressure and Temperature on The Fatigue Strength of Type-3 Compressed Hydrogen Tanks, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, **37**, 17639-17644.

[20] Choi J. C., Jung S. Y., Kim C., Development of an Automated Design System of a Cng Composite Vessel Using a Steel Liner Manufactured Using The Ddi Process, *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2004, **24**, 781-788.

[21] Sharma V. M. J., Venkatanarayana G., Diwakar V., Arumugham S., Lakshmanan T. S., Failure of a High Strength Low Alloy Steel Pressure Chamber, *Engineering Failure Analysis*, 1998, **5**, 41-47.

[22] Jha A. K., Sreekumar K., Sinha P. P., Metallurgical Failure Analysis of The 560 mm Diameter 0.15C–1.25Cr–1Mo–0.25V Steel Pressure Vessel, *Engineering Failure Analysis*, 2010, **17**, 802-809.

[23] Madhavi M., Swamy K. R., Rao K. V. J., Rao K. N., Experimental Evaluation of Available Surface Friction Factor on a Hoop Substrate for a Filament-wound Composite Pressure Vessel, *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, 2011, **24**, 279-297.

[24] Son D. S., Chang S. H., Evaluation of Modeling Techniques for a Type III Hydrogen Pressure Vessel (70 Mpa) Made of an Aluminum Liner and a Thick Carbon/epoxy Composite for Fuel Cell Vehicles, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2012, **37**, 2353-2369.

[25] Lasebikan B. A., Akisanya A. R., Burst Pressure of Super Duplex Stainless Steel Pipes Subject to Combined Axial Tension, Internal Pressure and Elevated Temperature, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2014, **119**, 62-68.

[26] Majzoobi G. H., Farrahi G. H., Pipelzadeh M. K., Akbari K., Experimental and Finite Element Prediction of Bursting Pressure in Compound Cylinders, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2004, **81**, 889-896.

[27] Kişioğlu Y., Burst Test and Volume Expansions of Vehicle Toroidal Lpg Fuel Tanks, *Turkish J. Eng. Env. Sci.*, 2009, **33**, 117-125.

[28] Kisioglu Y., Burst Pressure Determination of Vehicle Toroidal Oval Cross-section Lpg Fuel Tanks, *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2011, **133**, 5-10.

[29] Eruslu S. Ö., İnce Cidarlı Basınçlı Tüplerin Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Analizi, *Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 2008, **14**, 169-174.

[30] Oğur A., Karakaya Ç., Alnıak M. O., Yüksek Basınç Tüplerinin Bilgisayar Destekli Tasarımı ve İmalatı, *Sanayi Bakanlığı, SAN-TEZ Projesi* 000123.STZ.2007-1, 2007.

[31] Demir İ., Sayman O., Dogan A., Arikan V., Arman Y., The Effects of Repeated Transverse Impact Load on The Burst Pressure of Composite Pressure Vessel, *Composites Part B: Engineering*, 2014, **68**, 121-125.

[32] Park C. S., Jeon S. W., Moon J. E., Lee K. J., An Explosion of a Cng Fuel Vessel in an Urban Bus, *Journal of forensic sciences*, 2010, **55**, 538-41.

[33] Ramakrishna A., Siddiqui N. A., Lal P. S., Study on Hydro Testing of Lpg Cylinders, *International Journal of Engineering and Innovative Technology*, 2013, **3**, 167-170.

[34] Hwang T. K., Park J. B., Kim H.G., Evaluation of Fiber Material Properties in Filament-wound Composite Pressure Vessels, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 2012, **43**, 1467-1475.

[35] Kişioğlu Y., Effects of Weld Zone Properties on Burst Pressures and Failure Locations, *Turkish Journal Engineering Environmental Sciences*, 2005, **29**, 21-28.

[36] Stawczyk J., Experimental Evaluation of Lpg Tank Explosion Hazards, *Journal of hazardous materials*, 2003, **96**, 189-200.

[37] Shanmugavel M., Velmurugan T., Finite Element Analysis of Burst Pressure of Composite Storage Vessels, *IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering*, 2013, **334**, 11-16.

[38] Rauscher F., Fatigue of Non-welded Pressure Vessels Made of High Strength Steel, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2003, **80**, 197-204.

[39] Mayer H., Stark H. L., Ambrose S., Review of Fatigue Design Procedures for Pressure Vessels, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2000, **77**, 775-781.

[40] Valsgård S., Lotsberg I., Sigurdsson G., Mørk K., Fatigue Design of Steel Containment Cylinders for Cng Ship Application, *Marine Structures*, 2010, **23**, 209-225.

[41] Pinheiro B., Pasqualino I., Cunha S., Fatigue Life Assessment of Damaged Pipelines Under Cyclic Internal Pressure: Pipelines with Longitudinal and Transverse Plain Dents, *International Journal of Fatigue*, 2014, **68**, 38-47.

[42] Cunha D. J. S., Benjamin A. C., Silva R. C. C., Guerreiro J. N. C., Drach P. R. C., Fatigue Analysis of Corroded Pipelines Subjected to Pressure and Temperature Loadings, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2014, **113**, 15-24.

[43] Comond O., Perreux D., Thiebaud F., Weber M., Methodology to Improve The Lifetime of Type III Hp Tank with a Steel Liner, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, **34**, 3077-3090.

[44] Giglio M., Fatigue Analysis of Different Types of Pressure Vessel Nozzle, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 2003, **80**, 1-8.

[45] De Jesus A. M. P., Ribeiro A. S., Fernandes A. A., Validation of Procedures for Fatigue Life Assessment of a Steel Pressure Vessel, *Fatigue Fracture of Engineering Materials and Structures*, 2004, **27**, 799-810.

[46] Broek T., Pressure Fatigue Testing of Compressor Enclosures, *International Compressor Engineering Conference*, West Lafayette, ABD, 12-15 Haziran 2010.

[47] Kartal F., Kişioğlu Y., Toroidal Lpg Yakıt Tankının Deneysel ve Nümerik Yorulma Analizi, *International Iron & Steel Symposium*, Karabük, Türkiye, 02-04 Nisan 2012.

[48] Erkal S., Fatigue Damage in Composite Cylinders, Yüksek Lisans Tezi, Dokuz Eylül Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, 2007, 213137.

[49] Bie H., Li X., Liu P., Liu Y., Xu P., Fatigue Life Evaluation of High Pressure Hydrogen Storage Vessel, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2010, **35**, 2633-2636.

[50] Oosterkamp L. D., Heurtaux F., New Polymorph Friction Stir Welded Aluminium Liquid Petroleum Gas Tank, *Journal of Automobile Engineering,*, 2006, **220**, 27-35.

[51] Sant'Anna H. M., Leal M. F., A Practical Procedure to Assess Critical Defects in Pressure Vessels Subjected to Fatigue Loads, *Engineering Fracture Mechanics*, 2011, **78**, 1669-1683.

[52] Güven U., A Comparison on Failure Pressures of Cylindrical Pressure Vessels, *Mechanics Research Communications*, 2007, **34**, 466-471.

[53] Zhan H. J., Redekop D., Static and Dynamic Loading of an Ovaloid Toroidal Tank, *Thin-Walled Structures*, 2009, **47**, 760-767.

[54] Zheng J., Ou K., Hua Z., Zhao Y., Xu P., Hu J., Han B., Experimental and Numerical Investigation of Localized Fire Test for High-pressure Hydrogen Storage Tanks, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2013, **38**, 10963-10970.

[55] Zalosh R., Weyandt N., Hydrogen Fuel Tank Fire Exposure Burst Test, *SAE Journal*, DOI: 10.4271/2005-01-1886.

[56] Jeyakumar M., Christopher T., Influence of Residual Stresses on Failure Pressure of Cylindrical Pressure Vessels, *Chinese Journal of Aeronautics*, 2013, **26**, 1415-1421.

[57] Amin M., Ahmed S., Finite Element Analysis of Pressure Vessel with Flat Metal Ribbon Wound Construction under The Effect of Changing Helical Winding Angle, *Journal of Space Technology*, 2011, **1**, 34-39.

[58] Kişioğlu Y., A New End-closure Design for DOT-4BA Propane Cylinders, *Turkish J. Eng. Env. Sci.*, 2007, **31**, 189-197.

[59] Velijkoviç M., Gozzi J., Towards Economic Design of a Pressure Vessel Made of Duplex Stainless Steel,, *Lulea Universty of Technology,*, GRD1-1999-10640, 2005.

[60] Jha A. K., Manwatkar S. K., Narayanan P. R., Pant B., Sharma S.C., George K. M., Failure Analysis of a High Strength Low Alloy 0.15C–1.25Cr–1Mo–0.25V Steel Pressure Vessel, *Case Studies in Engineering Failure Analysis*, 2013, **1**, 265-272.

[61] Raparla S. K., Seshaiah T., Design and Analysis of Multilayer High Pressure Vessels, *International Journal of Engineering Research and Applications*, 2012, **2**, 355-361.

[62] http://www.erdemir.com.tr/images/urun_hizmetler/ERDEMiR_Grubu_ Urun _Katalog_2014_rev2.pdf (Ziyaret tarihi: 10 Mart 2015).

[63] TS 12095-1 EN 12805, Otomotiv-Sıvılaştırılmış Petrol Gazı (LPG) Sistem Bileşenleri- Yakıt Tankları, *Türk Standartları Enstitüsü,*, Ankara, 2004.

[64] Yiğit Ş., *Tozaltı Ark Kaynakları ve Uygulamaları*, Devlet Bakanlığı, Başbakanlık Basımevi, Ankara, 1988.

[65] Çapan L., Güven E. A., *Plastisite Teorisi*, 1. Baskı, Makine Mühendisleri Odası, Kocaeli, 2014.

[66] http://uluslararasi.karabuk.edu.tr/belgeler/program/egitim_amacli_ansys_paket_programinin-tanitilmasi_uygulama_ornekleri (Ziyaret tarihi: 01 Ocak 2015).

[67] Akkuş A., Galvanizli ve Östenitik Paslanmaz Çelik Sacların Nokta Kaynaklı Bağlantılarının Yorulma Dayanımlarının Araştırılması, Doktora Tezi, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 2006, 223743.

[68] Güleç Ş., Aran A., *Malzeme Bilgisi,*, İTÜ Makine Fakültesi, Ofset Atölyesi, İstanbul, 1993.

[69] Aran A., *Yorulma Zorlaması ve Kırılması*, İstanbul Teknik Üniversitesi Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul, 1994.

[70] Sakin R., Bilgisayar Destekli, Çok Numuneli Eğilme Yorulması Test Cihazı Tasarımı ve Cam-Fiber Takviyeli Polyester Kompozitlerde Eğilme Yorulması Davranışının İncelenmesi, Doktora Tezi, Balıkesir Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Balıkesir, 2004, 149858.

[71] Özsaraç U., Raylı Taşıtlarda Teker Bandajı-ray Sisteminde Dolgu Kaynağı ve Sabo Parçalarının Aşınma ve Yorulma Davranışlarının İncelenmesi, Doktora Tezi, Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Sakarya, 2005, 168061.

[72] Kumru N., Metalik Malzemelerde Yorulma Dayanımını İncelemek için Kullanılan Yorulma Makinaları, *Soma MYO Teknik Bilimler Dergisi*, 2005, **1**, 58-70.

[73] Akbulut M., AISI 1045 Çeliğinin Yorulma Davranışı Üzerinde Mekanik Yüzey İşleminin Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Erzurum, 2011, 299784.

[74] Pakandam F., Farahani A. V., A Comparative Study on Fatigue Damage Assessment of Welded Joints under Uniaxial Loading Based on Energy Methods, *Procedia Engineering*, 2010, **2**, 2027–2035.

[75] Hasçalık A., Yaprak Yay Yapımında Kullanılan 35 Cr4 Çeliğinin Fretting Yorulma Davranışının Araştırılması, Doktora Tezi, Fırat Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Elazığ, 1998, 77662.

[76] Beden S. M., Abdullah S., Ariffin A.K., Asady-AL N.A., Rahman M.M., Fatigue Life Assessment of Different Steel-Based Shell Materials under Variable Amplitude Loading, *European Journal of Scientific Research*, 2009, **29**, 157-169.

[77] Özdemir E. T., Kaynaklı Çelik Konstrüksoyonda Oluşan Kısa Yorulma Çatlakları, Yüksek Lisans Tezi, Celal Bayar Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Manisa., 2009, 245414.

[78] Nascimento M. P., Voorwald H. J. C., Considerations on Corrosion and Weld Repair Effects on The Fatigue Strength of a Steel Structure Critical to The Flight-safety, *International Journal of Fatigue*, 2010, **32**, 1200–1209.

[79] Karcı A., Uçak Yapısal Parçalarında Kullanılan Karbon/epoksi Kompozit Malzemelerin Yorulma Davranışı, Doktora Tezi, Anadolu Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2009, 246864.

[80] Saygın M., AISI 1020 Çeliklerinde Borlamanın Yorulma Dayanımına Etkisi, Yüksek Lisans Tezi, Eskişehir Osmangazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Eskişehir, 2006, 183901.

[81] TS EN ISO 6892-1, Metalik Malzemeler- Çekme Deneyi- Bölüm 1: Oda Sıcaklığında Deney Metodu, , *Türk Standartları Enstitüsü*, Ankara, 2011.

[82] Anık S., *Kaynak Tekniği El Kitabı Yöntemler ve Donanımlar*, Gedik Eğitim Vakfı, İstanbul, 1991.

[83] Kaptan A., Taşıt Lpg Tanklarının Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Gerilme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2006, 167477.

[84] Kartal F., Silindirik Lpg Yakıt Tanklarının Yorulma Analizi, *5. Otomotiv Teknolojileri Kongresi*, Bursa, Türkiye, 07-08 Haziran 2010.

[85] http://www.ansys.com/Products/Simulation+Technology/Fluid+Dynamics/Specialized+Products/ANSYS+Polyflow/Features/Online+Help+&+Documentation/, (Ziyaret tarihi: 15 Mart 2015).

KİŞİSEL YAYINLAR VE ESERLER

[1] **Kaptan A.,** Taşıt LPG Tanklarının Bilgisayar Destekli Tasarımı ve Gerilme Analizi, Yüksek Lisans Tezi, Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Kocaeli, 2006, 167477.

[2] **Kaptan A.,** Kisioglu Y., Oto Silindirik LPG Tanklarının Patlama Basınçlarının Belirlenmesi, *11th. Conference for Computer-Aided Engineering and System Modeling,* Bursa, Türkiye, 13-16 Eylül 2006.

[3] **Kaptan A.**, Kisioglu Y., Determination of Burst Pressures and Failure Locations of Vehicle LPG Cylinders, *International Journal of Pressure Vessels and Piping,* 2007, **84**, 451-459.

[4] Kartal F., **Kaptan A.**, Kisioglu Y., On Yılını Tamamlamış LPG Tanklarının Hasar Analizi, *4. Uluslararası Makina Tasarım ve İmalat Kongresi,* Güzelyurt, KKTC, 02-04 Temmuz 2010.

ÖZGEÇMİŞ

Yükseköğrenimine 1999 yılında Kocaeli Üniversitesi'nde başladı ve 2000 yılında İngilizce hazırlık programını tamamladı. 2004 yılında Kocaeli Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi, Otomotiv Öğretmenliği bölümünden mezun oldu. Aynı yıl Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda yüksek lisans eğitimine başladı ve 2006 yılında mezun oldu. 2007 yılında Gaziosmanpaşa Üniversitesi'ne atandı. 2009 yılında Kocaeli Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Eğitimi Anabilim Dalı'nda Doktora Eğitimine başladı. 2012 yılından itibaren Cumhuriyet Üniversitesi'nde görev yapmaktadır.