



T. C.  
ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

DEBRİYAJ HİDROLİK BORUSU OPTİMİZASYONU

Hanifi GÖKBUDAK

Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ  
(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ  
OTOMOTİV MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

Bursa- 2016

**Her Hakkı Saklıdır**

## TEZ ONAYI

Hanifi GÖKBUDAK tarafından hazırlanan 'Debriyaj Hidrolik Borusu Optimizasyonu' adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

**Başkan:** Prof. Dr. Necmettin KAYA  
Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Erdem UZUNSOY  
Bursa Teknik Ü. Doğa Bilimleri, Mimarlık  
ve Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Üye:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ  
Uludağ Ü. Mühendislik Fakültesi,  
Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

İmza

**Yukarıdaki Sonucu Onaylarım**

*Ali Bayram*

**Prof. Dr. Ali BAYRAM**

**Enstitü Müdürü**

23.12.2016

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

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

**beyan ederim.**

.././....

**Hanifi GÖKBUDAK**

## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### DEBRİYAJ HİDROLİK BORUSU OPTİMİZASYONU

Hanifi GÖKBUDAK

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Otomotiv Mühendisliği Anabilim Dalı

**Danışman:** Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ

Günümüzde kullanılan araçların büyük bir bölümünde manüel debriyaj sistemi kullanılmaktadır. Debriyaj, motor ile vites kutusu arasındaki irtibatı keserek vites değiştirme imkânı sağlayan aktarma organıdır. Debriyajlar hareket iletim şekillerine göre bazı sınıflara ayrılır. Bunlardan günümüzde en yaygın olarak kullanılan tiplerden birisi hidrolik kavramalı debriyaj çeşididir. Bu sistemde debriyaj pedalındaki itme kuvveti kapalı bir devre içerisindeki hidrolik üzerinden kavrama sistemine aktarılır. Pedala bağlı bir hidrolik piston ünitesi ile ayırma çatalına bağlı bir hidrolik piston ünitesi ve iki hidrolik piston ünitesi arasında kapalı devre bir hidrolik boru sistemi ile tek parça olarak çalışır.

Bu tez çalışmasında sınır koşulları matematiksel ifadelerle belirli olan bir debriyaj hidrolik borusunun yeni bir malzeme kullanarak en ucuz (optimum) tasarımına (dış çap, iç çap) ulaşılmaya çalışılmıştır.

Çalışmada optimizasyon problemi matematiksel ifadelerle tanımlanmış ve değişik çözüm yöntemleri ile çözülmeye çalışılmıştır. Excel programı kullanılarak doğrusal programlama ile optimizasyon, MATLAB programı ile grafiksel optimizasyon ve genetik algoritma optimizasyonu uygulanmıştır. ANSYS programı kullanılarak sonlu elemanlar çözümü yapılmıştır. Son olarak gerçek bir parça üzerinde test yapılarak bulunan teorik sonuçlar ile gerçek sonuçlar kıyaslanmıştır.

**Anahtar Kelimeler:** Optimizasyon, kısıt içeren optimizasyon problemi, doğrusal programlama, MATLAB optimizasyon, grafiksel optimizasyon, genetik algoritma, sonlu elemanlar analizi, patlama basıncı, hacimsel genişleme.

**2016, ix + 65 sayfa.**

## **ABSTRACT**

Msc Thesis

### **CLUTCH HYDRAULIC PIPE OPTIMIZATION**

Hanifi GÖKBUDAK

Uludağ University

Graduate School Of Natural And Applied Sciences

Department Of Automotive Engineering

**Supervisor:** Asst. Doc. Dr. Erol SOLMAZ

Manual clutch system is used in the majority of vehicles in today. Clutch is the drivetrain that allow us to gear shift by cutting off the connection between the engine and gearbox. Clutches are divided into classes according to the motion transmission way. One of the most widely used today is hydraulic trigger clutch variety. In that system, thrust on the clutch pedal transmitted to the clutch system via hydraulic which is in a closed circuit. It operates as a single piece with a hydraulic piston which is connected to pedal unit and a hydraulic piston unit which is connected to the release fork and a closed hydraulic circuit piping system which is between the two hydraulic piston.

Target of this study is to reach the cheapest (optimum) desing (outer diameter, inner diameter) of clutch hydraulic pipe which has specified boundary conditions with mathematical expressions.

In this study optimization problem defined by mathematical expressions and it tried to solve it with different solution methodology. Optimization with linear programming by using the Excel, graphical optimization with MATLAB and optimization with genetic algorithm was applied. Finite element solution was applied by using ANSYS. Finally, some tests were performed on real parts and actual results are compared with theoretical results.

**Key Words:** Optimization, optimization problems including constraints, linear programming, MATLAB optimization, graphical optimization, genetic algorithm, finite element analysis, burst pressure, volumetric expansion.

**2016, ix + 65 pages.**

## ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR

Hayatım boyunca hiçbir zaman maddi ve manevi desteğini esirgemeyen aileme, yüksek lisans eğitimim süresince akademik anlamda bizlere örnek olan, bilgisini ve deneyimlerini her zaman cömertçe bizlerle paylaşan danışman hocam Yrd. Doç. Dr. Erol SOLMAZ'a ve yardımlarını esirgemeyen değerli hocalarıma teşekkür ederim.

Ayrıca yardımlarından dolayı Valeo Otomotiv sistemleri end. A.Ş. firması ve çalışanlarına teşekkür ederim.

Hanifi GÖKBUDAK

.././...



## İÇİNDEKİLER

### Sayfa

|  |     |
|--|-----|
| ÖZET.....  | i   |
| ABSTRACT.....  | ii  |
| ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR.....   | iii |
| SİMGELER ve KISALTMALAR DİZİNİ.....  | vi  |
| ŞEKİLLER DİZİNİ.....   | vii |
| ÇİZELGELER DİZİNİ.....   | ix  |
| 1. GİRİŞ.....  | 1   |
| 2. LİTERATÜR TARAMASI.....   | 3   |
| 3. DEBRİYAJ HİDROLİK BORUSU OPTİMİZASYONU.....   | 10  |
| 3.1. Optimizasyon Probleminin Tanımlanması.....  | 12  |
| 3.2. Tasarım Değişkenlerinin Belirlenmesi.....   | 14  |
| 3.3. Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi.....  | 14  |
| 3.4. Kısıtların Belirlenmesi.....  | 14  |
| 3.4.1. Boru iç çapı.....   | 15  |
| 3.4.2. Boru dış çapı.....  | 15  |
| 3.4.3. Hacimsel genişleme.....   | 16  |
| 3.4.4 Patlama basıncı.....   | 18  |
| 3.4.5 Boru et kalınlığı.....   | 23  |
| 3.5. Optimizasyon Problemi Çözüm Yöntemleri.....   | 24  |
| 3.5.1. Analitik çözüm yöntemi.....   | 24  |
| 3.5.2. Excel çözücü kullanarak mühendislik tasarım optimizasyonu yöntemi.....              | 24  |
| 3.5.3. MATLAB programı kullanarak grafiksel optimizasyon yöntemi.....                      | 25  |
| 3.5.4. Genetik algoritma ile optimizasyon yöntemi.....                                     | 25  |
| 3.6. Sonlu Elemanlar Analizi ile Optimizasyon Problemi Sonuçlarının Değerlendirilmesi..... | 25  |
| 3.7. Test ile Optimizasyon Probleminin Çözüm Sonuçlarının Doğrulanması.....                | 26  |
| 4. BULGULAR.....   | 27  |
| 4.1. Analitik Çözüm.....   | 27  |
| 4.2. Excel Çözücü Kullanarak Mühendislik Tasarım Optimizasyonu.....                        | 28  |
| 4.3. MATLAB Programı Kullanarak Grafiksel Optimizasyon.....                                | 35  |
| 4.4. MATLAB Programı Kullanarak Genetik Algoritma Optimizasyonu.....                       | 39  |
| 4.4.1. Problemin tanımı.....   | 40  |
| 4.4.2. Uygunluk fonksiyonunun kodlanması.....  | 41  |
| 4.4.3. Kısıt fonksiyonlarının kodlanması.....  | 42  |

|   |    |
|---|----|
| 4.4.4. MATLAB genetik algoritma optimizasyon aracı ile çözümü .....               | 42 |
| 4.5. Optimizasyon Sonucunda Elde Edilen Değerler ile Sonlu Elemanlar Analizi..... | 46 |
| 4.5.1. Malzeme özelliklerinin tanımlanması.....                                   | 47 |
| 4.5.2. Sınır koşullarının tanımlanması ve ağ yapısının oluşturulması .....        | 48 |
| 4.5.3. Analiz sonuçları ve değerlendirilmesi .....                                | 49 |
| 4.6. Testler .....  | 53 |
| 4.6.1. Patlatma testi.....  | 53 |
| 4.6.1. Hacimsel genişleme testi .....   | 55 |
| 5. SONUÇLAR VE TARTIŞMA .....   | 59 |
| KAYNAKLAR .....   | 63 |
| ÖZGEÇMİŞ .....  | 65 |





## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

| <b>Simgeler</b>         | <b>Açıklamalar</b>                      |
|-------------------------|---|
| $D_i$                   | Boru iç çapı                            |
| $D_d$                   | Buru dış çapı                           |
| $e, t$                  | Boru et kalınlığı                       |
| $L$                     | Boru boyu                               |
| $q$                     | malzeme yoğunluğu                       |
| $P$                     | Basınç                                  |
| $\nu$                   | Poisson oranı                           |
| $E$                     | Elastite modülü                         |
| $\sigma_r$              | Radyal gerilme                          |
| $\sigma_\theta$         | Çember gerilmesi                        |
| $\sigma_z$              | Eksenel gerilme                         |
| $R$                     | Boru yarıçapı                           |
| $\epsilon_j$            | Deformasyon oranı                       |
| $G$                     | Elastik kayma modülü                    |
| $s_j$                   | Deviatorik gerilme                      |
| $\bar{\sigma}$          | Efektif gerilme                         |
| $\dot{\epsilon}$        | Efektif plastik gerinme oranı           |
| $\dot{\epsilon}_\theta$ | Çember gerinme oranı                    |
| $\dot{\epsilon}_r$      | Radyal gerinme oranı                    |
| $R_0$                   | Ortalama yarıçap                        |
| $t_0$                   | Boru ortalama et kalınlığı              |
| $\bar{\sigma}_{cr}$     | Gerçek gerilim                          |
| $\sigma$                | Kopma gerilmesi                         |
| $p_m$                   | Borunun dayanabileceği maksimum basınç  |
| $D_0$                   | Boru ortalama çapı                      |
| $e_0$                   | Boru ortalama et kalınlığı              |
| $\sigma_\theta^o$       | Deforme olmuş gerçek silindir gerilmesi |
| $u_{1,2,3,4,5}$         | Lagrange çarpanları                     |
| $D_{i_p}$               | Basınç altındaki borunun iç çapı        |
| $V_P$                   | Basınç altındaki borunun iç hacmi       |

| <b>Kısaltmalar</b> | <b>Açıklamalar</b> |
|--------------------|--------------------|
| ga                 | Genetik algoritma  |

## ŞEKİLLER DİZİNİ

|  |    |
|--|----|
| Şekil 2.1. Patlama basıncının yöntemlere göre ortalama dağılımı ve karşılaştırılması (Law 2007).....   | 3  |
| Şekil 2.2. Çeşitli araştırmacılar tarafından oluşturulmuş tahmini patlama basıncı denklemleri (Law 2007).....  | 4  |
| Şekil 2.3. Basıncı - Gerinim karşılaştırma diyagramı: çevresel, eksenel, radyal ve von Mises etkin gerinim (Knoop 2010) .....  | 6  |
| Şekil 2.4. (a) Deneysel patlama basıncı ile Tresca akma kriterine (Tresca yield criterion) göre tahmini patlama basıncı kıyaslaması. (b) Deneysel patlama basıncı ile ASSY akma kriterine (ASSY yield criterion) göre tahmini patlama basıncı kıyaslaması. (Bony 2010) ..... | 7  |
| Şekil 2.5. Patlama basıncının teorik çözümü, sonlu elemanlar hesabı ve test datalarının karşılaştırılması. (Brabin 2011).....  | 8  |
| Şekil 2.6. Çekme testinden elde edilmiş gerçek gerilme-uzama eğrisi. Germain (1998) .  | 9  |
| Şekil 3.1. Debriyaj sistemi. (Momisso 2004).....   | 11 |
| Şekil 3.2. Debriyaj borusu kesit görünüşü .....  | 13 |
| Şekil 3.3. Hacimsel genişleme testi (Momisso 2004) 1- Dereceli silindir. 2- Bir metre uzunluğunda test edilen boru. 3- manüel pompa .....  | 17 |
| Şekil 3.4. Hacimsel genişleme eğrisi (Momisso 2004).....   | 18 |
| Şekil 3.5. Bir boru örneğinin patlama testinde sünek kırılması ve asal gerilme tanımı. Radyal stres boru et kalınlığı yönündedir. (Germain 1998).....  | 19 |
| Şekil 3.6. Ultimate strength. (Anonim 2013).....   | 22 |
| Şekil 4.1. Optimizasyon problemi çözümü için hazırlanmış Excel çalışma sayfası .....   | 29 |
| Şekil 4.2. Amaç fonksiyonunun tanımlanması .....   | 31 |
| Şekil 4.3. Tasarım değişkenlerinin tanımlanması .....  | 32 |
| Şekil 4.4. Kısıt fonksiyonlarının tanımlanması.....  | 33 |
| Şekil 4.5. Çözücü ayarlarının tanımlanması .....   | 34 |
| Şekil 4.6. Çözüm sonuçları diyalog kutusu.....   | 34 |
| Şekil 4.7. Çözüm sonuçları raporu .....  | 35 |
| Şekil 4.8. Optimizasyon çözümü için hazırlanmış MATLAB kodları .....   | 36 |
| Şekil 4.9. MATLAB Grafiksel optimizasyon sonucu elde edilmiş grafik.....   | 38 |
| Şekil 4.10. MATLAB Grafiksel optimizasyon sonucu elde edilmiş grafik – uygun bölge .....   | 39 |
| Şekil 4.11. MATLAB dosyasına girilmiş amaç fonksiyonu .....  | 41 |
| Şekil 4.12. MATLAB dosyasına girilmiş kısıt fonksiyonları .....  | 42 |
| Şekil 4.13. MATLAB genetik algoritma araç çubuğuna girilen bilgiler .....  | 43 |
| Şekil 4.14. Gerilme-gerinim tablosu .....  | 47 |
| Şekil 4.15. Analiz modelinin ağ yapısı ve sınır koşulları .....  | 48 |
| Şekil 4.16. Patlama analizi sonucunda elde edilen veriler .....  | 49 |
| Şekil 4.17. Patlama analizinde boru iç çapına uygulanan yer değiştirme ve oluşan basınç .....  | 50 |
| Şekil 4.18. Hacimsel genişleme analizi sonucunda elde edilen veriler.....  | 51 |
| Şekil 4.19. Basınca bağlı olarak boru iç çapı ve boru iç hacmindeki değişimler .....   | 52 |
| Şekil 4.20. Patlatma testi düzeneği .....  | 53 |
| Şekil 4.21. Patlatma testi sonuç grafiği.....  | 54 |

|   |    |
|---|----|
| Şekil 4.22. Hacimsel genişleme test düzeneği .....  | 56 |
| Şekil 4.23. Boru iç çapı ve sistem basıncının piston hareketine bağlı değişimi .....  | 58 |
| Şekil 5.1. Buru patlama testinde elde edilen sonuçlar ile diğer yöntemlerde bulunan patlama basıncı sonuçlarının kıyaslanması ..... | 61 |



## ÇİZELGELER DİZİNİ

|  | <b>Sayfa</b> |
|--|--------------|
| Çizelge 4.1. Hacimsel genişleme analizi sonucu elde edilen bazı veriler..... | 52           |
| Çizelge 4.2. Boru patlama testi sonuçları.....                               | 55           |
| Çizelge 4.3. Boru hacimsel genişleme testi sonuçları.....                    | 57           |
| Çizelge 5.1. Farklı yöntemler ile çözümden elde edilen sonuçlar.....         | 60           |



## 1. GİRİŞ

Yeni bir ticari araç projesi başladığında ya da araç üzerinde bazı değişiklikler yapılması gerektiğinde, debriyaj sistemi geliştirilmesi büyük önem taşır. Bu sistem bütün güç aktarma organlarının karakteristiğine doğrudan etki eder. Teorik hesaplamaların her zaman göz önünde bulunduruluyor olmasına rağmen, tezgâh testleri ve araç testleri ile elde edilen deneysel veriler debriyaj tahrik sisteminin yapısını belirlemede önemli bir rol üstlenirler. Günümüzde maliyet düşürme, standartlaştırma ve kalite kazanımları projelerde ve geliştirme sürecinde göz önünde bulundurulmalıdır. Yukarıda bahsedilen hususlara baktığımızda debriyaj tahrik sistemi ile ilgili yapılan tezgâh testlerinin sistemin araç üzerinde nasıl bir karakteristiğe sahip olduğunu göstermesi gerektiği anlaşılır. (Momisso ve ark. 2004).

Debriyaj, motor ile vites kutusu arasındaki irtibatı keserek vites değiştirme imkânı sağlayan aktarma organıdır. Günümüzde kullanılan araçların büyük bir bölümünde manüel debriyaj sistemi kullanılmaktadır. Debriyajlar hareket iletim şekillerine göre bazı sınıflara ayrılır. Bunlardan günümüzde en yaygın olarak kullanılan tiplerden birisi hidrolik kavramalı debriyaj çeşididir. Bu sistemde debriyaj pedalındaki itme kuvveti kapalı bir devre içerisindeki hidrolik üzerinden kavrama sistemine aktarılır. Pedala bağlı bir hidrolik piston ünitesi ile ayırma çatalına bağlı bir hidrolik piston ünitesi ve iki hidrolik piston ünitesi arasında kapalı devre bir hidrolik boru sistemi ile tek parça olarak çalışır.

Debriyaj hidrolik borusu sistemin çok önemli bir parçasını oluşturur. Pedala ve ayırma mekanizmasına bağlı olan iki hidrolik piston arasındaki hidrolik sıvısının bağlantısını sağlar. Günümüzdeki hidrolik tahrik sistemli debriyajlarda çelik ve plastik borular ve kauçuk hortumlar kullanılır. Bu parçalardan beklenen temel fonksiyon belirli bir çalışma basıncına ve sıcaklığına dayanabilmeleri ve düşük hacimsel genişleme miktarına sahip olmalarıdır.

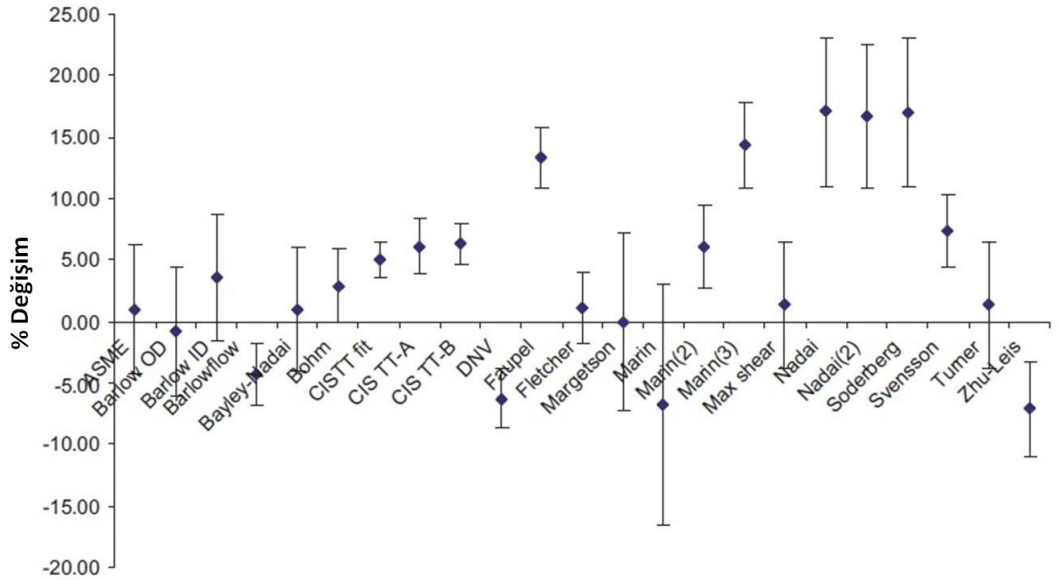
Bu tez çalışmasında debriyaj hidrolik borsunun sınır koşulları matematiksel ifadelerle belirlenecek, optimizasyon teknikleri kullanılarak uygun boru ölçüleri bulunacak, sonlu elemanlar analizi yapılacak ve yukarıda belirtildiği gibi tezgah testleri debriyaj sisteminin yapısını belirlemede çok önemli bir yere sahip olduğundan dolayı borular üzerinde tezgah testleri yapılacak ve bulunan tüm sonuçlar kıyaslanacaktır.



## 2. LİTERATÜR TARAMASI

Christopher ve ark. (2001) basınç tankları patlama basıncı için oluşturulmuş tahmini matematiksel modellerin karşılaştırmasını yapmıştır. Değişik malzemeden üretilmiş değişik çapta ve et kalınlığındaki ürünleri incelemişlerdir ve bazı testler yaparak sonuçları kıyaslamışlardır.

Law ve Bowie (2007) Boru patlama basıncı ve gerinim değerlerini ölçebilmek için borular üzerinde çeşitli patlama testleri gerçekleştirmişlerdir. Patlama basıncını tahmin edebilmek için yirmi üç farklı metot ve kırılma deformasyonunu tahmin edebilmek için altı farklı metodu test sonuçları ile karşılaştırmışlardır. Buldukları sonuçlardan bazılarında doğru ve güvenilir bir şekilde patlama basıncını tahmin ettikleri görülmektedir ancak kırılma deformasyonu tahmini için güvenilir bir metot bulamamışlardır.



**Şekil 2.1.** Patlama basıncının yöntemlere göre ortalama dağılımı ve karşılaştırılması (Law 2007)

|                         |   |
|-------------------------|---|
| ASME [1]                | $P_{\max} = \sigma_{\text{TS}} \left( \frac{k-1}{0.6k+0.4} \right)$   |
| Barlow OD, ID, or flow, | $P_{\max} = \sigma_{\text{TS}} \frac{2t}{D_o}, \sigma_{\text{TS}} \frac{2t}{D_i}, \text{ or } \sigma_{\text{flow}} \frac{2t}{D_i}$  |
| Bailey-Nadai [4]        | $P_{\max} = \frac{\sigma_{\text{TS}}}{2n} \left( 1 - \frac{1}{k^{2n}} \right)$  |
| Bohm [6]                | $P_{\max} = \sigma_{\text{TS}} \left( \frac{0.25}{0.227 + \epsilon_u} \right) \left( \frac{e}{\epsilon_u} \right)^{\epsilon_u} \frac{2t}{D_i} \left( 1 - \frac{t}{D_i} \right)$ |
| DNV [8]                 | $P_{\max} = \sigma_{\text{Flow}} \frac{2t}{D_{\text{ave}}}$   |
| Faupel [10]             | $P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{\text{YS}} (2 - YT) \ln(k)$  |
| Fletcher [12]           | $P_{\max} = \frac{2t \sigma_{\text{flow}}}{D_i (1 - \epsilon_u/2)}$   |
| Margetson [14]          | $P_{\max} = \frac{4t}{D_i \sqrt{3}} \sigma_{\text{YS}} \exp \left( -2\epsilon_u \frac{(1 + \nu_{\text{secant}})}{\sqrt{3}} \right)$   |
| Marin [16]              | $P_{\max} = 2.31(0.577)^n \frac{t \sigma_{\text{TS}}}{D_i}$   |
| Marin [2]               | $P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \frac{\sigma_{\text{TS}}}{(1 + \epsilon_u)} \ln(k)$  |
| Marin (3) [3]           | $P_{\max} = \frac{2t}{(\sqrt{3})^{(n+1)}} \frac{\sigma_{\text{TS}}}{R_i}$   |
| Max. shear stress [5]   | $P_{\max} = 2\sigma_{\text{TS}} \left( \frac{k-1}{k+1} \right)$   |
| Nadai [7]               | $P_{\max} = \frac{2}{\sqrt{3}} \sigma_{\text{TS}} \ln(k)$   |
| Nadai [9]               | $P_{\max} = \frac{\sigma_{\text{TS}}}{\sqrt{3}n} \left( 1 - \frac{1}{k^{2n}} \right)$   |
| Soderberg [11]          | $P_{\max} = \frac{4}{\sqrt{3}} \sigma_{\text{TS}} \left( \frac{k-1}{k+1} \right)$   |
| Svenson [13]            | $P_{\max} = \sigma_{\text{TS}} \left( \frac{0.25}{0.227 + \epsilon_u} \right) \left( \frac{e}{\epsilon_u} \right)^{\epsilon_u} \ln(k)$  |
| Turner [15]             | $P_{\max} = \sigma_{\text{TS}} \ln(k)$  |
| Zhu and Leis [17]       | $P_{\max} = \left( \frac{2 + \sqrt{3}}{4\sqrt{3}} \right)^{(1+0.239(1/YT)-1)^{0.596}} \frac{4t \sigma_{\text{TS}}}{D_{\text{ave}}}$   |

**Şekil 2.2.** Çeşitli araştırmacılar tarafından oluşturulmuş tahmini patlama basıncı denklemleri (Law 2007)



Birçok model patlama basıncı hesaplaması için akma gerilmesi veya kopma gerilmesi gibi sadece tek bir malzeme özelliği kullanmış, plastik deformasyonları ve pekleşmeyi hesaba katmamıştır. Steward ve Klever (1994) ilk defa deformasyonları ve pekleşmeyi hesaba katarak patlama basıncı tahmininde bulunmuş ve bu malzeme özelliğinin patlama üzerinde önemli etkileri olduğunu göstermişlerdir.

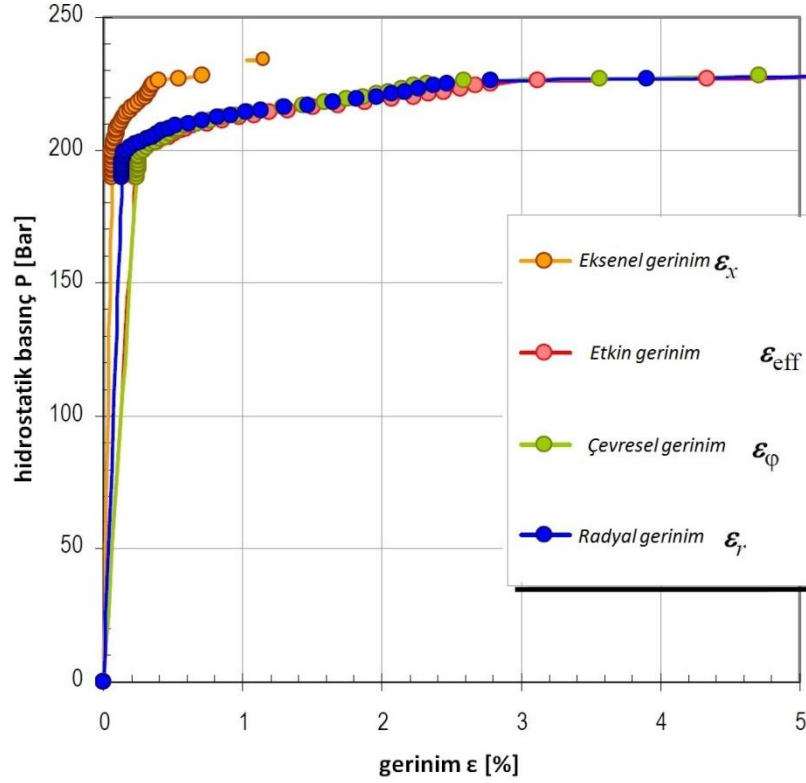
Zhu ve Leis (2006) Boru hatlarının patlama basıncının yüksek bir doğrulukta tahmini konusunda çalışmışlardır. Yıllar boyunca boru hatları için birçok değişik patlama basıncı denklemi türetilmiş ancak bu denklemler geniş bir uyuma sağlanamamıştır. Bundan dolayı araştırmacılar yeni birçok eksenli plastik akma (multi-axial plastic yield) teorisi geliştirmişlerdir. Bu teoriyi temel alarak boru teorik tahmini patlama basıncı formülü; burunun çapı, et kalınlığı, kopma gerilmesi ve pekleşme değerlerinin bir fonksiyonu olarak ifade edilmiştir.

Cooper (1957) ve Svensson (1958) silindirik kapların patlama basıncı hesapları için von Mises kriterini (von Mises criterion) ve plastik kararsızlık teorisini (plasticity instability theory) temel alarak teorik çözümler elde etmişlerdir.

Zimmermann ve ark. (2007) geniş ölçekli patlatma testleri yapmışlar ve geniş ölçekli bir patlatma testi veritabanı oluşturmuşlardır. Bu veritabanı, ucu kapalı, hatasız değişik çelik malzemeden ve değişik boyutlarda üretilmiş boru hatlarını kapsamakta ve ayrıca on iki farklı patlama basıncı tahmin modelini içermektedir. Bu çalışmada Zehu-Leis modelinin en doğru sonuçları verdiğini ve ayrıca patlama basıncının akma ve çekme dayanım oranları arasındaki ilişkiye nasıl bağlı olduğunu ortaya koymuşlardır

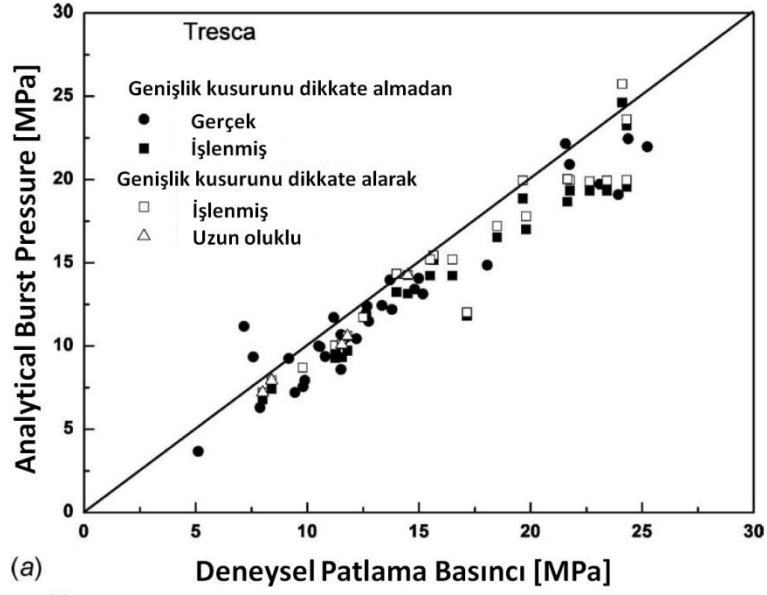
Knoop ve ark. (2010) geniş çaplı boruların mekanik özellikleri ve ürün davranışları ile alakalı geniş çaplı bir çalışma yaptılar. Boru eksenlerindeki gerilme dağılımlarını, patlama basıncına etki eden parametreleri incelemişlerdir. Ayrıca üretilen boruların

mikro yapılarını, dokularını ve malzeme özelliklerini karakterize edip karşılaştırmışlardır.

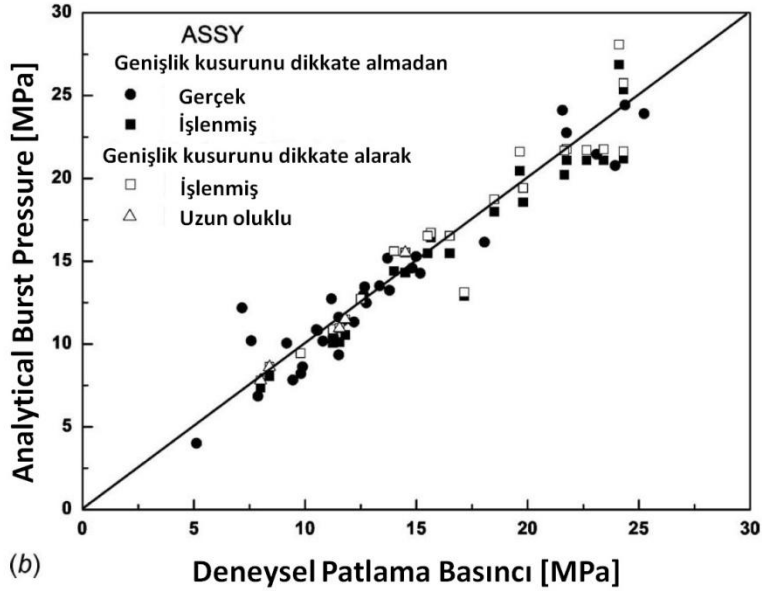


**Şekil 2.3.** Basınç - Gerinim karşılaştırma diyagramı: çevresel, eksenel, radyal ve von Mises etkin gerinim (Knoop 2010)

Bony ve ark. (2010) ZL kriteri ile hatasız borular üzerinde kullanılan teorik patlama basıncı hesap yöntemini korozyona uğramış borular üzerinde uyguladılar ve ayrıca ZL kriteri ile von Mises ve Tresca kriterlerinin birbiri ile olan uyumunu gösterdiler. Patlama basıncı, boru malzemesi ve boru üzerinde oluşan hata geometrisi parametreleri arasındaki ilişkiyi sonlu elemanlar metodunu kullanarak incelemişlerdir.



(a)

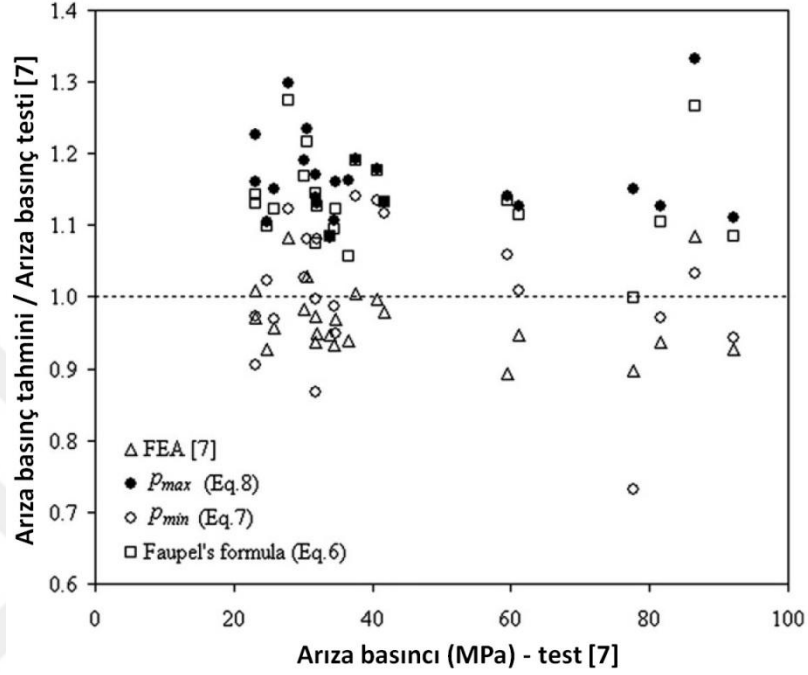


(b)

**Şekil 2.4.** (a) Deneysel patlama basıncı ile Tresca akma kriterine (Tresca yield criterion) göre tahmini patlama basıncı kıyaslaması. (b) Deneysel patlama basıncı ile ASSY akma kriterine (ASSY yield criterion) göre tahmini patlama basıncı kıyaslaması. (Bony 2010)

Brabin ve ark. (2011) kalın duvarlı basınç tanklarının patlama basıncı tahmin etmek amacıyla von Mises, Tresca ve ZL yöntemleri ile yapılan çalışmalarını incelemiş ve bu yöntemleri büyük çaplı ve ince duvarlı basınç tankları üzerine uygulamışlardır. Buldukları teorik sonuçları yaptıkları testler ile kıyaslamışlar ve test ile teorik

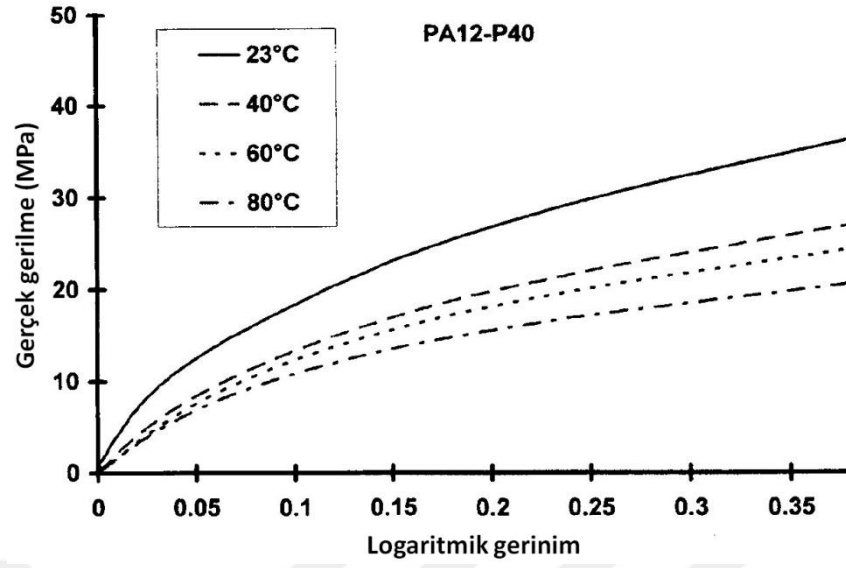
sonuçların birbirine yakın sonuç verdiğini bulmuşlardır. Ancak her teorik çözümün her boru patlama basıncı hesabında doğru sonuç vermediğini sonucuna varmışlardır.



**Şekil 2.5.** Patlama basıncının teorik çözümü, sonlu elemanlar hesabı ve test datalarının karşılaştırılması. (Brabin 2011)

Wang and Zhang (2011) von Mises, Tresca ve ZL yöntemlerinden faydalanarak ince et kalınlığına sahip boruların plastik deformasyon analizi üzerine çalışmışlar ve birleşik akma kriterini (unified yield criterion) geliştirmişlerdir.

Germain (1998) polyamid malzemeli boruların patlama basıncı üzerine çalışmalar yapmıştır. On iki adet plastik boru üzerinde farklı sıcaklıklarda patlama basıncı testleri yapmış ve polyamid borular için kullanılabilir hesaplama yöntemi geliştirmiştir. Yaptığı çalışmalar sonucu plastik boruların patlamasında en önemli parametrenin çevresel stres (hoop stress) olduğu sonucuna varmıştır.



**Şekil 2.6.** Çekme testinden elde edilmiş gerçek gerilme-uzama eğrisi. Germain (1998)

Momisso ve ark. (2004) Ticari araçlardaki ürün geliştirme sürecinde debriyaj sisteminin nasıl tasarlandığını, hangi parametrelere dikkat edildiğini ve debriyaj sisteminde bulunan parçaların fonksiyonlarını ele alan bir çalışma yapmışlardır. Çalışmada debriyaj sistemi geliştirilmesi sırasında yapılan testlerden bahsedilmiştir.

### 3. DEBRİYAJ HİDROLİK BORUSU OPTİMİZASYONU

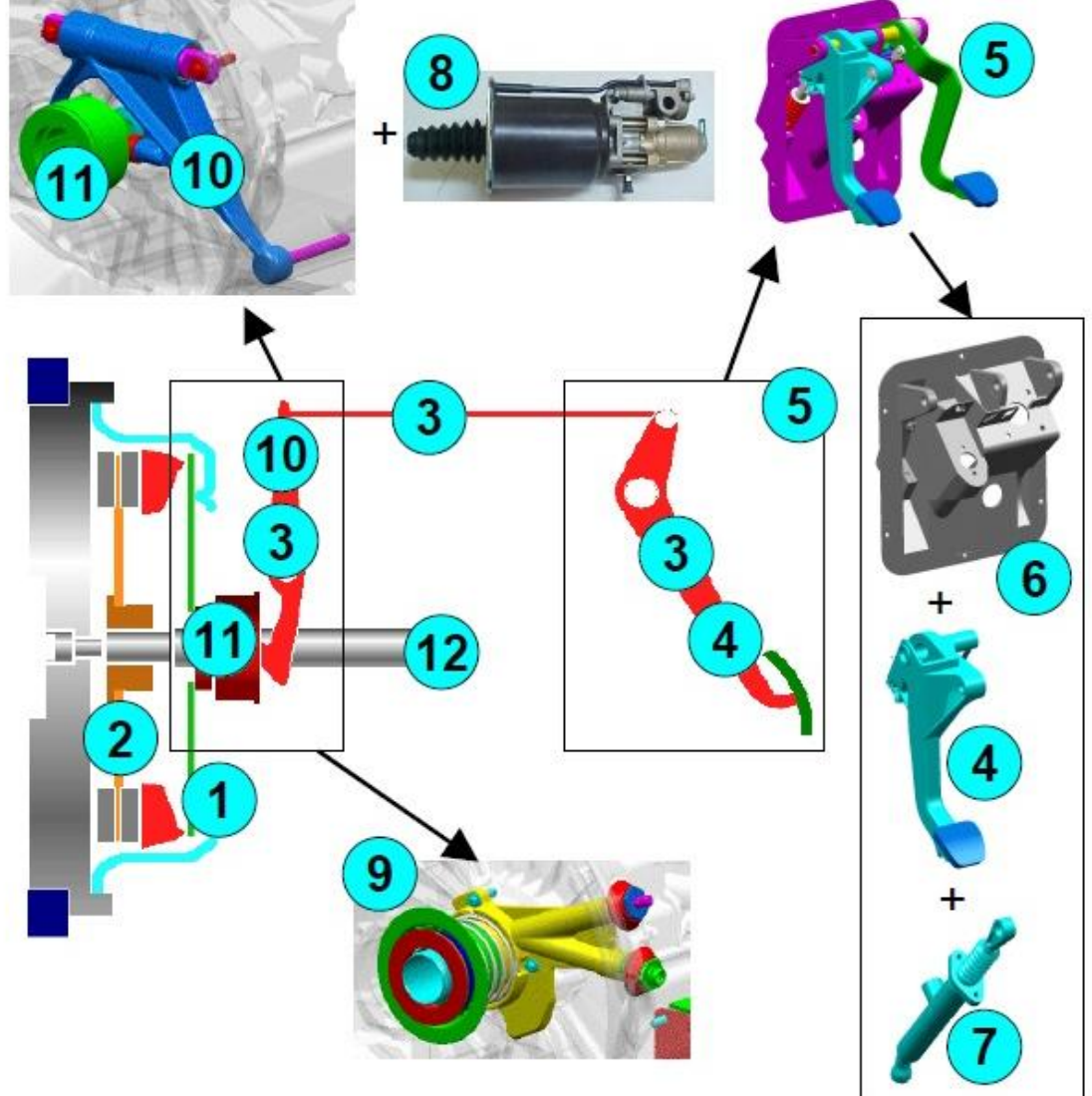
Debriyaj, motor ile vites kutusu arasındaki irtibatı keserek vites değiştirme imkânı sağlayan aktarma organıdır. Debriyajlar hareket iletim şekillerine göre bazı sınıflara ayrılır. Bunlardan günümüzde en yaygın olarak kullanılan tiplerden birisi hidrolik kavramalı debriyaj çeşididir. Bu sistemde debriyaj pedalındaki itme kuvveti kapalı bir devre içerisindeki hidrolik üzerinden kavrama sistemine aktarılır. Pedala bağlı bir hidrolik piston nitesi ile ayırma çatalına bağlı bir hidrolik piston nitesi ve iki hidrolik piston nitesi arasında kapalı devre bir hidrolik boru sistemi ile tek parça olarak çalışır.

Sistemi genel olarak açıklaması aşağıdaki şekil 3.1’de yapılmıştır. Burada: 1- Debriyaj plakası, 2- Debriyaj diski, 3- İtici sistem, 4- Pedal kolu, 5- Pedal seti, 6- Tutucu desteği, 7- Ana silindir, 8- Yardımcı silindir veya debriyaj servo, 9- CSC (Concentric Slave Cylinder), 10- Debriyaj atalı, 11- Ayırma rulmanı (release bearing), 12- Pilot şaft.

Günümüzde kullanılan araçların debriyaj sürüş sistemleri hidrolik aktüatörlerin tahrik ettiği pedal üzerindeki bir çubuk yardımıyla hidrolik veya havalı olarak kontrol edilir. Yeni bir ticari araç projesi başladığında ya da zaten seri üretimde olan bir araç üzerinde değişiklik yapılmak istediğinde genellikle debriyaj sisteminin değiştirilmesi gerekir. Yeni debriyaj sisteminden istenilen özellikler ve kısıtlar mevcut sistemlerden karşılanamadığı takdirde yeni bir debriyaj sistemi geliştirilmesi ile ilgili çalışma yapılabilir. İlk aşamada araca uygun debriyaj plakası ve diskinin belirlenmesi gerekir. Bu aşamadan sonra sistemi oluşturan diğer elemanlar için çeşitli varyasyonlar denenebilir. Genellikle yapılan değişiklik pedal seti üzerinde olur (Momisso ve ark. 2004).

Debriyaj sistemi tasarımında göz önünde bulundurulması gereken parametrelerden birisi araç tipidir. Aracın tipine göre debriyaj sisteminde kullanılacak olan hidrolik borunun

uzunluğu belli olur. Motoru aracın önünde bulunan sistemlerde debriyaj hidrolik borusu kısa, motoru arkada bulunan araçlarda ise uzundur. Boru uzunluğu arttıkça debriyaj sistemindeki kayıplarda artacaktır.



Şekil 3.1. Debriyaj sistemi. (Momisso 2004)

### 3.1. Optimizasyon Probleminin Tanımlanması

Debriyaj plastik borusu plastik malzemeden üretilmiş olup, günümüz araçlarında Ø8mm dış çap ve Ø3.5mm iç çap olarak şekilde tasarlanmıştır.

Genel olarak tasarım açısından incelendiğinde bir debriyaj borusundan beklenen temel fonksiyonlar aşağıdaki gibidir:

- Boru tasarımının istenilen basınç değerlerini sağlaması (patlama basıncı)
- Boru tasarımının istenilen hacimsel şişme değerinin sağlanması.
- Borunun istenilen çalışma sıcaklıklarına dayanabilmesi.
- Borunun araç üzerinden gelebilecek kimyasallara karşı dirençli olması

Bir hidrolik boru tasarımının onay alabilmesi için:

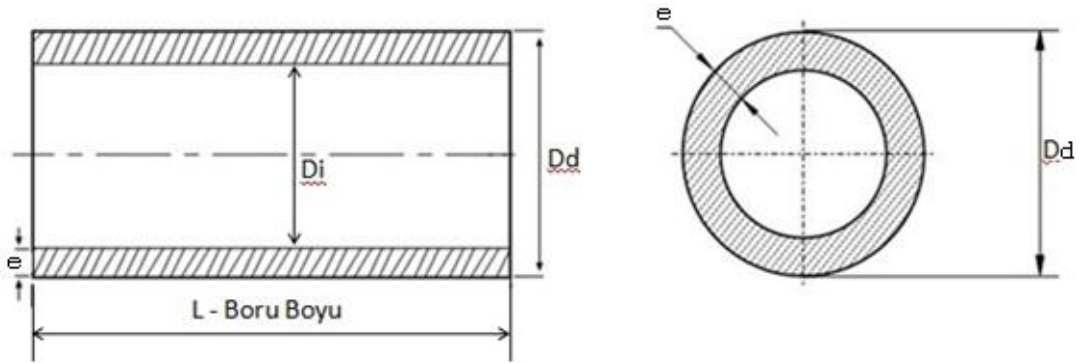
- Patlama basıncı  $\geq \dots$
- Hacimsel şişme  $\leq \dots$  Koşullarının sağlanması gerekir.

Patlama basıncı ve hacimsel şişme fonksiyonları ayrı ayrı ele alındığında ikisinin de;

- Malzeme dayanımı
- Boru iç çapı
- Boru dış çapı gibi parametrelere bağlı olarak değiştiği görülmüştür.



Bu temelden yola çıkarak mevcut kullanılan plastik malzemeden daha yüksek dayanımlı başka bir plastik malzeme bulunursa, boru dış çap ve boru iç çap ölçüleri (Şekil 3.2.) küçültülebilecek, böylelikle parça ağırlıkları düşürülerek toplam maliyetten kazanım sağlanacaktır. (Daha yüksek dayanımlı malzeme ile mevcut malzemenin fiyatları aynı olmak şartıyla)



Şekil 3.2. Debriyaj borusu kesit görünüşü

Bu projenin amacı, sınır koşulları matematiksel ifadelerle belirli olan bir debriyaj hidrolik borusunun yeni bir malzeme kullanarak en ucuz (optimum) tasarımına (dış çap, iç çap) ulaşmaktır. Diğer bir ifadeyle, öyle iki  $\text{ØD}_{\text{dış}}$  ve  $\text{ØD}_{\text{iç}}$  parametreleri bulunmalıdır ki;

Hem patlama basıncı  $\geq \dots$

Hem hacimsel şişme  $\leq \dots$

Hem de kütle (maliyet) minimum olsun.

### 3.2. Tasarım Değişkenlerinin Belirlenmesi

Borunun patlama basıncına ve hacimsel şişmesine doğrudan etki eden boru dış çap (Dd) ve Boru iç çap (Di) değerleri tasarım değişkeni olarak alınmıştır. Ayrıca Borunun malzemesi de patlama basıncına ve hacimsel genişlemesine doğrudan etki eden bir parametredir ancak bu çalışmada tek bir malzeme kullanıldığından dolayı boru malzemesi tasarım değişkeni olarak alınmayacaktır.

1. tasarım değişkeni: Di

2. tasarım değişkeni: Dd

### 3.3. Amaç Fonksiyonunun Belirlenmesi

Bu çalışmanın temel amacı parça ağırlığını düşürerek toplam ürün maliyetlerini düşürebilmektir. Bundan dolayı amaç fonksiyonunun borunun iç çap ve dış çap değerlerine bağlı olarak ifadesi aşağıdaki gibi olur. Burada L borunun boyu ve q borunun öz kütleleridir.

$$\text{maç Fonksiyonu} \rightarrow \text{Min. } f(Dd, Di): \frac{\pi}{4} (Dd^2 - Di^2) \times L \times q \quad (3.1)$$

### 3.4. Kısıtların Belirlenmesi

Otomotiv sektöründe çözülmeye çalışılan problemlerin birçoğu kısıt içeren optimizasyon problemleridir. Optimizasyon probleminin tanımlandığı bölümde belirtildiği gibi boru tasarımına etki eden parametreler olan boru iç çapı, dış çapı, hacimsel genişleme miktarı ve patlama basıncı değerleri optimizasyon probleminde kısıt olarak alınmıştır.

### 3.4.1. Boru iç çapı

Debriyaj ayırma işleminin gerçekleşebilmesi için hidrolik sıvısının debriyaj pedalına bağlı pistondan diyaframlara baskı uygulayan pistonu doğru hareket etmesi gerekir. Bu hareket iki piston arasında kalan borular vasıtasıyla gerçekleşir. Bu borunun iç çapının belirli bir değerin üzerinde olması gerekir çünkü borunun iç çapı küçüldükçe akışkanın karşılaşacağı direnç artmakta ve sıvı transferi zorlaşmaktadır. Bundan dolayı otomobili kullanan kişi hem daha yüksek pedal kuvvetleri hissedecek hem de debriyajı ayırma süresinde artış oluşabilecektir.

Debriyaj boruları üzerinde yapılan testler neticesinde en az 3mm lik boru iç çapı kullanıldığında debriyajı ayırma işleminin konforlu bir şekilde yapılabildiği görülmüştür. Bundan dolayı birinci tasarım değişkeni olarak boru iç çapının ( $D_i$ ) minimum 3mm olması alınmıştır.

$$1. \text{ kısıt: } g_1 \rightarrow D_i \geq 3 \quad (3.2)$$

### 3.4.2. Boru dış çapı

Mevcut durumda seri imalatta kullanılan borunun dış çapı ( $D_d$ ) 8mm dir. Bu borunun yerine dayanımı (elastite modülü) daha yüksek olan bir boru kullanılmak istendiğinden dolayı borunun dış çapı 8mm'nin altına çekilebilir. Böylece borunun ağırlığı azaltılarak maliyet düşümü sağlanabilir. Ayrıca borunun dış çapının 8mm'nin altında olması araç içinde bulunan diğer parçalar ile boru arasındaki mesafeyi arttıracak ve daha kolay boru rotası belirlememizi sağlayacaktır. Bu sayede rakip ürünlere göre daha avantajlı bir ürüne sahip oluruz.

$$2. \text{ kısıt: } g_2 \rightarrow D_d \leq 8 \quad (3.3)$$

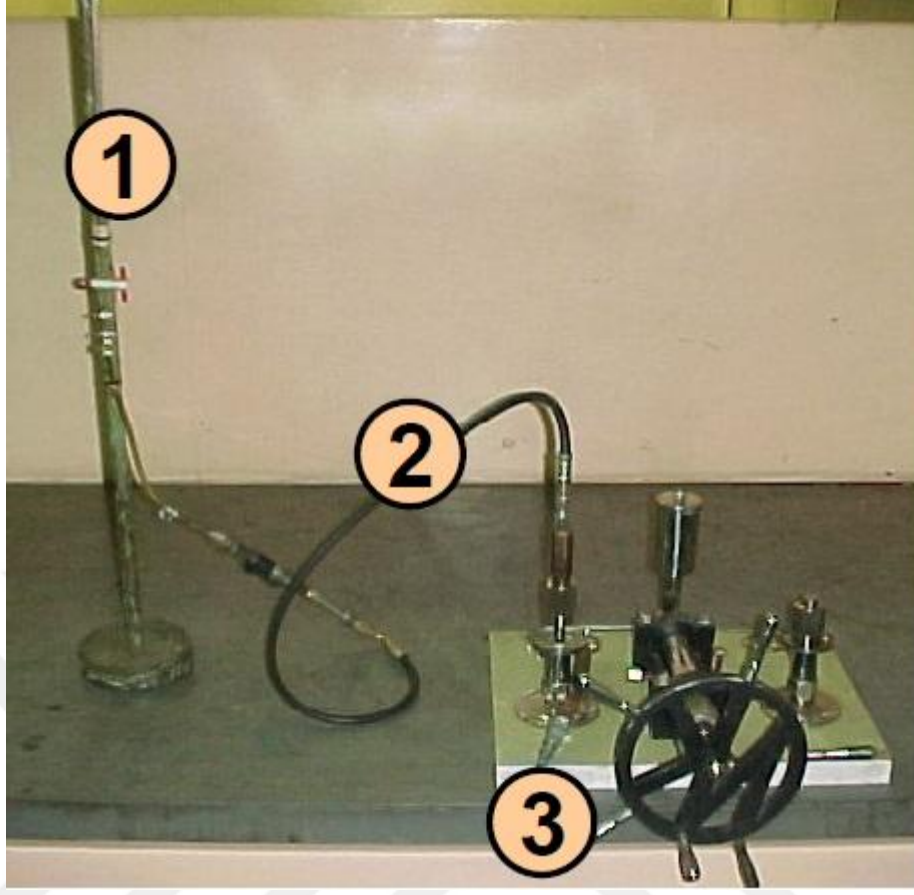
### 3.4.3. Hacimsel genişleme

Debriyaj hidrolik sistemi belirli bir basınç altında çalışır. Bu basınçtan dolayı parçalarda belli bir miktar genişleme olur. Genişleme sistemde istenmeyen bir şeydir çünkü debriyajı ayıracak olan hidrolik pistonu hareket ettirecek sıvının bir miktarı genişleme sırasında kaybedilir. Bundan dolayı olabildiğince az miktarda hacimsel şişme istenir. Hacimsel şişmenin miktarı her uygulama için farklılık gösterir. Bu çalışmada hacimsel şişme değeri olarak borunun iç çapındaki ( $D_i$ ) değişim miktarı ( $\Delta D_i$ ) kullanılacaktır.

$$3. \text{ kısıt: } g_3 \rightarrow \Delta D_i = \frac{P \times D_i^2 [(D_i^2 + D_d^2) - [v \times (D_i^2 - D_d^2)]]}{E \times D_i \times (D_d^2 - D_i^2)} \leq 0.015 \quad (3.4)$$

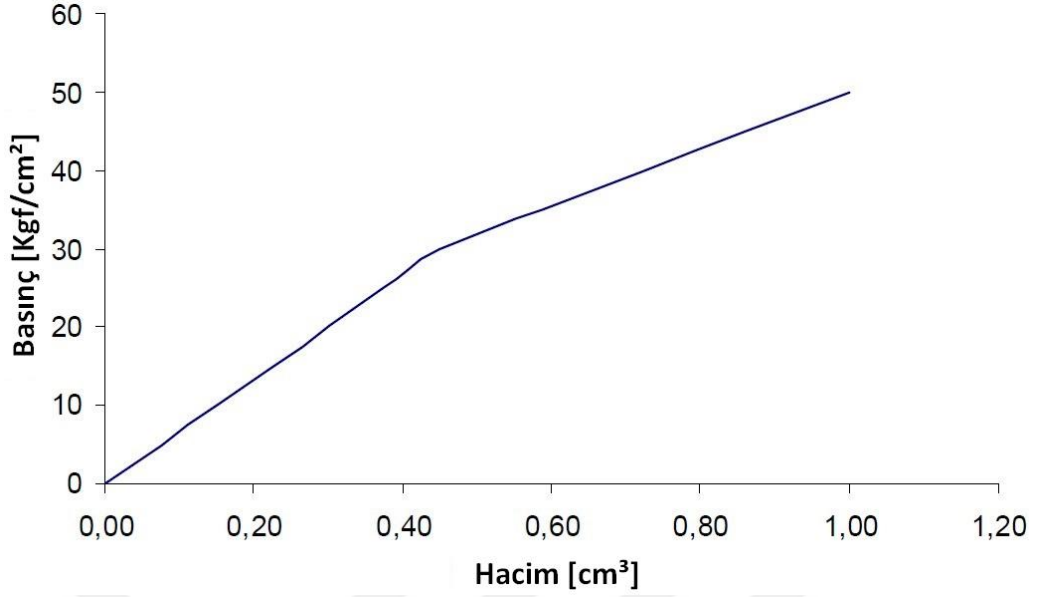
Yapılacak olan çalışmada eğer hacimsel genişleme değeri belirtilmemişse, bu değer hacimsel genişleme testi (Şekil 3.3.) ile belirlenebilir. Ancak unutulmamalıdır ki teorik olarak yapılan boru hacimsel genişleme hesabında borunun sadece uzunluğu baz alınır ve bağlantı noktalarından dolayı oluşacak kayıplar göz önünde bulundurulmaz.

Yapılan hacimsel genişleme veya emme testi deneysel olarak sistemin ne kadar yağ emdiğini belirlemeye yardımcı olur. Bu test sonuçları, hacimsel genişlemeden dolayı hidrolik silindirlere meydana gelen kayıpları temsil eder (Momisso ve ark. 2004).



**Şekil 3.3.** Hacimsel genişleme testi (Momisso 2004) 1- Dereceli silindir. 2- Bir metre uzunluğunda test edilen boru. 3- manüel pompa

Test sırasında test edilen borunun içerisine belirli bir basınç uygulanır. Borunun bir ucu top tipi kapatma vanası ile kapatılıp kalibre edilmiş dereceli silindire başlanmalıdır. Borunun diğer ucuysa başka bir top tipi kapatma vanasına ve pompaya bağlanmalıdır. Basınçlandırılmış sistemde dereceli silindire bağlı valf açılarak dereceli silindirin gösterdiği değer okunmalıdır. Bu proses değişik basınç değerleri için tekrarlanır. Bu sayede bir metre uzunluğundaki borunun hacimsel genişleme eğrisi elde edilmiş olur (Momisso ve ark. 2004).

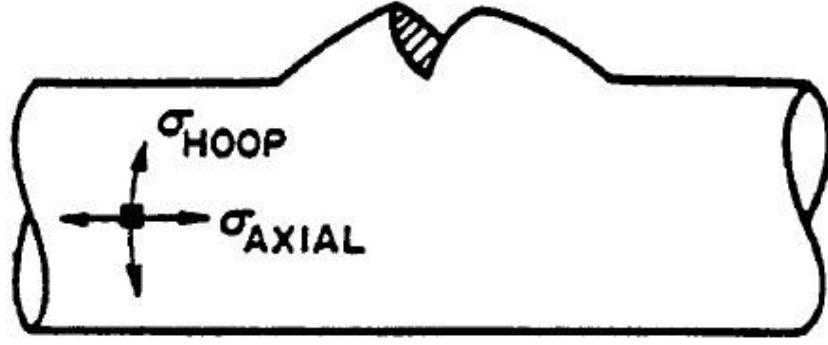


**Şekil 3.4.** Hacimsel genişleme eğrisi (Momisso 2004)

#### **3.4.4 Patlama basıncı**

Polimer bazlı borular sanayide geniş çaplı bir kullanım alanına sahiptir. Esneklikleri ve kimyasal dayanımlarından dolayı tercih edilirler. Boruların patlama basıncı uygulamalarda en temel parametrelerden birisidir. Tasarımcının patlama basıncının geometri ve malzeme ile nasıl değiştiğini göz önünde bulundurması gerekir.

Boru patlama basıncı testleri standart DIN normuna göre yapılması gerekir. Bu teste test parçasının iki ucu tıpa ile kapatılır ve iç basıncı boruda sünük kırılma olacak şekilde hızlı olarak arttırılır. Şekil 3.5’de bu kırılma şekli gösterilmiştir. Yapılan incelemelerde borunun patlamasına neden olan temel parametrenin çember stresi (hoop stress) olduğu görülmüştür. Boru yarıçapı ve et kalınlığı ne olursa olsun, çember stresi kritik bir seviyeye ulaştığında boruda patlama gerçekleşir. Bu değer sıcaklığa ve boru malzemesine göre değişir.



**Şekil 3.5.** Bir boru örneğinin patlama testinde sünek kırılması ve asal gerilme tanımı. Radyal stres boru et kalınlığı yönündedir. (Germain 1998)

#### 3.4.4.1 Poliamit borular için patlama basıncı teorisi

Boruda patlama testi yapılırken borunun iki ucu kapatılır. Borunun içindeki basınç sadece borunun duvarlarında değil, aynı zamanda uç noktalarına da etki eder. Bu uç noktalara etki eden basınç boru eksenine yönünde bir gerilme oluşturur. Borunun silindirik simetrik şekle sahip olması sayesinde gerilme alanlarının temel bileşenleri  $\sigma_r$ ,  $\sigma_\theta$ ,  $\sigma_z$  olarak sıralanabilir. Bunlar sırasıyla Radyal, çember (hoop), ve eksenel bileşenlerdir (Şekil 3.5.) Boruya radyal ve eksenel yönde etki eden gerilmeler aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$\sigma_\theta = p \frac{R}{t} \quad \text{ve} \quad \sigma_z = p \frac{R}{2t} \quad (3.5)$$

Burada  $p$  boru iç basıncı,  $R$  boru yarıçapı,  $t$  boru et kalınlığıdır. İnce et kalınlıklı borularda  $R$  değeri boru iç ve dış çap değerlerinin aritmetik ortalaması olarak alınır. Radyal gerilme değeri olan  $\sigma_r$  boru patlamasında  $\sigma_\theta$  ve  $\sigma_z$  ye göre çok fazla etkili değildir ve ihmal edilebilir. Bu durum düzlem gerilmelerini tanımlar. Klasik Levy-Mises izotropik davranış için plastik yasa (plastic law for isotropic behavior) kullanılabilir. Deformasyon oranı  $\epsilon_j$  aşağıdaki gibi yazılabilir (Germain 1998).

$$\dot{\epsilon}_j = \frac{s_j}{2G} + \frac{3}{2} \frac{\dot{\epsilon}}{\bar{\sigma}} s_j \quad \text{ve} \quad j = r, \theta, x \quad (3.6)$$

Burada  $G$  elastik kayma modülü,  $s_j$  deviatorik gerilme değeri  $\bar{\sigma}$  efektif gerilme ve  $\dot{\epsilon}$  efektif plastik gerilme oranıdır. İfadenin üstünde bulunan nokta işareti ifadenin zamana bağlı olduğunu göstermek için kullanılmıştır.

$\bar{\sigma}$  ve  $\dot{\epsilon}$  ifadeleri aşağıdaki gibidir:

$$\dot{\epsilon} = \frac{2}{\sqrt{3}} \dot{\epsilon}_\theta = -\frac{2}{\sqrt{3}} \dot{\epsilon}_r \quad (3.7)$$

$$\bar{\sigma} = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_r - \sigma_\theta)^2 + (\sigma_r - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_\theta)^2]}$$

ve bu efektif gerilme ifadesi kısaca şöyle yazılabilir;

$$\bar{\sigma} = \frac{\sqrt{3}}{2} \sigma_\theta \quad (3.8)$$

Boru için aksenal gerinim oranı sıfıra eşittir. Boru eksenini boyunca boru uzunlu sabit kalır. Bu, sıkıştırılamazlık varsayımının bir sonucudur. Tanım gereği, gerinim oranları borunun yarıçap ve et kalınlığı ile alakalıdır. Bunlar aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\dot{\epsilon}_\theta = \frac{\dot{R}}{R} \quad \text{ve} \quad \dot{\epsilon}_r = \frac{\dot{t}}{t} \quad (3.9)$$



Plastik gerinim değerinin zamana bağlı türevi alındıktan sonran  $R$  ve  $t$  değeri aşağıdaki gibi olur.

$$= R_0 e^{\frac{\sqrt{3}}{2} \bar{\epsilon}} \quad \text{ve} \quad t = t_0 e^{-\frac{\sqrt{3}}{2} \bar{\epsilon}} \quad (3.10)$$

Burada  $R_0$  ve  $t_0$  değerleri sırasıyla ortalama yarıçap ve et kalınlığı değerleridir.

Denklem 3.5 ve 3.10 da bulunan değerler efektif gerilim denkleminde (3.8) yerine koyulursa basınç formülü aşağıdaki gibi bulunur.

$$p = \frac{2}{\sqrt{3}} \bar{\sigma} \frac{t_0}{R_0} e^{-\sqrt{3} \bar{\epsilon}} \quad (3.11)$$

$\bar{\sigma}$  efektif gerinim değerinin bir fonksiyonudur ve mekanik test yoluyla elde edilebilir.

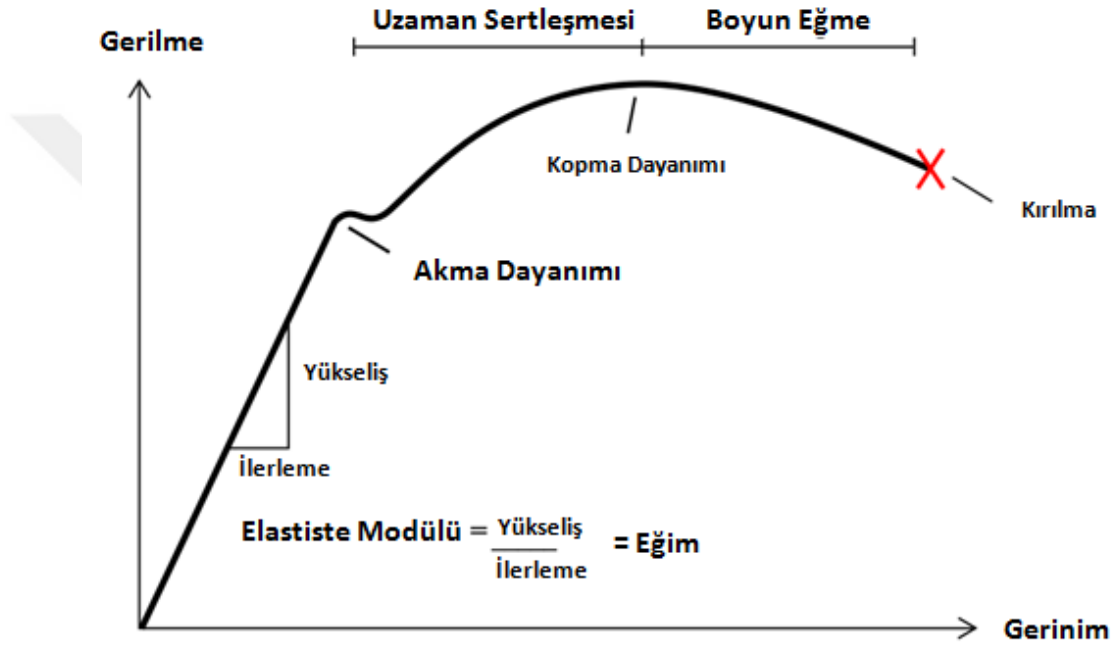
Daha önce yapılan çalışmaları incelendiği zaman (Germain 1998) Kritik ember gerilmesi aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\sigma_\theta = \frac{2}{\sqrt{3}} \bar{\sigma}_{cr} \quad (3.12)$$

Buradaki  $\bar{\sigma}_{cr}$  değeri gerçek gerilim (true stress) değeridir. Ayrıca gerçek gerilim ve gerçek gerinim değeri bulmak içinde aşağıdaki formüller kullanılabilir.

$$\bar{\sigma}_{cr} = \sigma(1 + \varepsilon) \quad \bar{\varepsilon}_{cr} = \ln(1 + \varepsilon) \quad (3.13)$$

Burada  $\sigma$  değeri ultimate strength, yani malzemenin dayanabileceği maksimum stres değeridir (Şekil 3.6). Çekme testi sırasında malzemenin kesit alanında meydana gelen küçülmeleri de hesaba katmak için gerçek stres değeri kullanılır.



Şekil 3.6. Ultimate strength. (Anonim 2013)

Patlama basıncı, borunun dayanabileceği maksimum basınç değeridir ve  $p_m$  aşağıdaki gibi ifade edilir (Germain 1998).

$$\sigma_{\theta}^o = \frac{D_0}{2e_0} p_m \quad (3.14)$$

Bu ifadede  $D_0$  değeri ortalama çap değeri (boru iç ve dış çaplarının aritmetik ortalaması) ve  $e_0$  değeri ise boru et kalınlığıdır.

Yine aynı çalışmaya bakıldığında (Germain 1998) teorik ve deneysel çalışmalar sonucunda ulaşılan deforme olmuş gerçek silindir stresi (Deformed hoops stres) aşağıdaki gibi ifade edilir.

$$\sigma_{\theta}^o = \sigma_{\theta} \times e^{-\sqrt{3}\bar{e}_{cr}} \quad (3.15)$$

Debriyaj hidroliğinde kullanılan parçaların belirli bir patlama basıncına sahip olması istenir. Gerekli değer uygulamaya göre değişmekle beraber gereken maksimum patlama basınç değeri 20 °C de 170 Bar dır. Yani boru patlama basıncı (burst pressure)  $\geq 170$  bar olmalıdır.

Sonuç olarak 4. Kısıtımız (patlama basıncı) aşağıdaki gibi olur.

$$4. \text{ kısıt: } g_4 \rightarrow p_b = \frac{\sigma_{\theta}^o \times 2 \times e_0}{D_0} \geq 170 \quad (3.16)$$

### 3.4.5 Boru et kalınlığı

Borunun et kalınlığı üretim yapılabilir olması için 1mm den daha kalın olmalıdır. Aksi takdirde mevcut teknolojik imkânlarla boruyu yapabilmek mümkün olmayacaktır.

$$5. \text{ kısıt: } g_5 \rightarrow e_0 \geq 1 \quad (3.17)$$

### **3.5. Optimizasyon Problemi Çözüm Yöntemleri**

Optimizasyon probleminin çözüm yönteminin seçimi tasarım değişkeni sayısı ve kısıt sayısı, amaç fonksiyonunun doğrusal olup olmaması, kısıt olup olmaması, amaç fonksiyonu hesaplama zamanı, devamlı veya kesikli tasarım değişkenleri olup olmaması gibi kriterlere göre değişir. Bu tez çalışmasında kullanılan çözüm yöntemleri uluslar arası düzeyde standartlaşmış yöntemler olduğundan dolayı ayrıntılı bilgi verilmeyecektir.

#### **3.5.1. Analitik çözüm yöntemi**

Optimizasyon problemi lagrange çarpanları yöntemi ve karush-kuhn-tucker (KKT) şartları kullanılarak çözülebilir. İlk olarak bu yöntem incelenecektir. Bu yöntem kısıt içeren optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılan bir yöntemdir. (Arora 2004).

#### **3.5.2. Excel çözücü kullanarak mühendislik tasarım optimizasyonu yöntemi**

Kullanım kolaylığı ve Excel programına kolay erişilebiliyor olduğundan dolayı yaygın olarak kullanılan bir yöntemdir. Temel olarak Excel programına değişkenler tanıtlır, kısıt fonksiyonları belirlenir ve Excel programının içinde bulunan çözücü özelliği kullanılarak problemin çözümü gerçekleştirilir. Bu yöntem temelde doğrusal programlama algoritması ile çalışır. Optimizasyon modeli verilen kısıtları sağlayan karar değişkenlerinin tüm değerleri arasında amaç fonksiyonunu eniyileyen (enbüyükleyen veya enküçükleyen) değerleri bulmayı hedefler.

### **3.5.3. MATLAB programı kullanarak grafiksel optimizasyon yöntemi**

Grafiksel optimizasyon iki tasarım değişkenine ait optimizasyon problemlerinin çözümünde kullanılan metottur. Bu metotta tüm kısıt ve fonksiyonlar grafikte gösterilir ve uygun yönler belirlenir. Amaç fonksiyonu eşdeğer eğrileri çizilir ve grafiksel olarak ifade edilmiş problemde optimum değerler grafik üzerinden okunur. (Kaymaz 2006).

MATLAB, Mathematica gibi değişik programlar kullanarak grafiksel optimizasyon yapmak mümkündür. Bu tez çalışmasında MATLAB programı kullanılarak optimizasyon çalışması yapılacaktır.

### **3.5.4. Genetik algoritma ile optimizasyon yöntemi**

Genetik algoritmalar, doğal seçim ilkesine dayanan bir arama ve optimizasyon yöntemidir. Temel ilkeleri John Holland tarafından ortaya atılmıştır. Temel ilkelerinin ortaya atılmasından sonra, genetik algoritmalar hakkında birçok bilimsel çalışma yayınlanmıştır. Geleneksel optimizasyon yöntemlerine göre farklılıkları olan genetik algoritmalar, parametre kümesini değil kodlanmış biçimlerini kullanırlar. Olasılık kurallarına göre çalışan genetik algoritmalar, yalnızca amaç fonksiyonuna gereksinim duyar. Çözüm uzayının tamamını değil belirli bir kısmını tararlar. Böylece, etkin arama yaparak çok daha kısa bir sürede çözüme ulaşırlar. Diğer bir önemli üstünlükleri ise çözümlerden oluşan popülasyonu eş zamanlı incelemeleri ve böylelikle yerel en iyi çözümlere takılmamalarıdır. (Emel 2002)

## **3.6. Sonlu Elemanlar Analizi ile Optimizasyon Problemi Sonuçlarının Değerlendirilmesi**

Bu kısımda optimizasyon yöntemleri ile elde edilen değerlerin tekrar gözden geçirilmesi ve doğrulaması adına sonlu elemanlar analizi yapılacaktır.

### **3.7. Test ile Optimizasyon Probleminin Çözüm Sonuçlarının Doğrulanması**

Sadece optimizasyon problemin sonucunda elde edilen değerler ile bir ürünün seri üretime girmesi mümkün değildir. Elde edilen değerler doğrultusunda prototip ürünler üretilip bu ürünlerin test edilmesi gerekir. Bundan dolayı bu kısımda üretilen gerçek parçalar üzerinde yapılan testler incelenecektir.



## 4. BULGULAR

Bu kısımda farklı optimizasyon yöntemleri kullanılarak optimizasyon problemi çözülmeye çalışılacaktır.

### 4.1. Analitik Çözüm

Optimizasyon problemi lagrange çarpanları yöntemi kullanılarak çözülebilir. Önceden üzerinde düşünüp bulduğumuz matematiksel modellerimize (amaç, kısıt ve değişkenler) tekrar bakacak olursak:

Tasarım Parametreleri (değişkenler):

$D_i, D_d$

$$\text{Amaç Fonksiyonu} \rightarrow \text{Min. } f(D_d, D_i): \frac{\pi}{4} (D_d^2 - D_i^2) \times L \times q \quad (3.1)$$

Kısıtlar:

$$g_1 \rightarrow D_i \geq 3 \quad (3.2)$$

$$g_2 \rightarrow D_d \leq 8 \quad (3.3)$$

$$g_3 \rightarrow \Delta D_i = \frac{P \times D_i^2 [(D_i^2 + D_d^2) - [v \times (D_i^2 - D_d^2)]]}{E \times D_i \times (D_d^2 - D_i^2)} \leq 0.015 \quad (3.4)$$

$$g_4 \rightarrow p_b = \frac{\sigma_{\theta}^0 x_2 x e_0}{D_0} \geq 170 \quad (3.16)$$

$$g_5 \rightarrow e_0 \geq 1 \quad (3.17)$$

Yukarıdaki denklemler kullanılarak oluşturulacak lagrange fonksiyonu ve Karush-Kuhn-Tucker (KKT) şartları yazılırsa:

$$\begin{aligned} L = & \frac{\pi}{4} (Dd^2 - Di^2) \times L \times q + u_1 (Di - 3 + s_1^2) + u_2 (Dd - 8 + s_2^2) \\ & + u_3 \left[ \frac{P \times Di^2 [(Di^2 + Dd^2) - [v \times (Di^2 - Dd^2)]]}{E \times Di \times (Dd^2 - Di^2)} - 0.015 + s_3^2 \right] \\ & + u_4 \left( \frac{\sigma_{\theta}^0 \times 2 \times t \times 10}{D_0} - 170 + s_4^2 \right) + u_5 \left( \frac{Dd - Di}{2} - 1 + s_5^2 \right) \end{aligned} \quad (4.1)$$

Burada  $u_{1,2,3,4,5}$  değerleri lagrange çarpanları ve  $s_{1,2,3,4,5}$  değerleri ise KKT şartlarından gelen eşitsizliği eşitliğe çevirmek için kullanılan gevşek değişkenlerdir.

Yukarıdaki Lagrange denkleminin her bir değişkene, lagrange çarpanına ve gevşek değişkenlere göre türevi alınıp bu türevler sıfıra eşitlenerek oluşacak denklemler çözümlerse optimum Dd ve Di değerleri elde edilebilir.

#### 4.2. Excel Çözücü Kullanarak Mühendislik Tasarım Optimizasyonu

Excel programının çözücü özelliği lineer programlara ile çözülebilecek problemlerin çözümü için kullanılabilir. Bu yöntem ile çözüm yapabilmek için bütün verilerin ve formüllerin Excel programına girilmesi gerekir. Ardından Excel çözücü özelliği araçlar menüsünden aktif edilir. Burada amaç fonksiyonu, tasarım değişkenleri ve kısıtlar



belirlenerek problem çözülür. Aşağıdaki şekilde optimizasyon probleminin çözümünde kullanılan Excel çalışma sayfası gösterilmiştir.

|    | A  | B             | C                     | D   |
|----|--|---------------|-----------------------|---|
| 1  | <b>PA610 Boru optimizasyonu</b>                                  |               |                       | <b>Denklemler</b>   |
| 2  |  | <b>Değer</b>  | <b>Birim</b>          |   |
| 3  | <b>Amaç - f (Ağırlık Min.)</b>                                   | <b>13,320</b> | <b>gr</b>             | $PI()*(B7^2-B6^2)*B21*B20/4$                                      |
| 4  |  |               |                       |   |
| 5  | <b>Değişkenler</b>   | <b>Değer</b>  | <b>Birim</b>          |   |
| 6  | <i>Di (İç Çap)</i>   | 3,00          | mm                    | Değişken  |
| 7  | <i>Dd (Dış Çap)</i>  | 5,00          | mm                    | Değişken  |
| 8  |  |               |                       |   |
| 9  | <b>Eşitsizlik Kısıtları</b>                                      | <b>Değer</b>  | <b>Kısıt</b>          |   |
| 10 | $g_1 \rightarrow Di \geq 3$                                      | 3,00          | $\geq 3mm$            | B6  |
| 11 | $g_2 \rightarrow Dd \leq 8$                                      | 5,00          | $\leq 8mm$            | B7  |
| 12 | $g_3 \rightarrow \Delta Di$ (İç çap genişleme)                   | 0,013640625   | $\leq 0,015mm$        | $((B17*B6^2)*(B6^2+B7^2)-(B18*(B6^2-B7^2)))/(B19*B6*(B7^2-B6^2))$ |
| 13 | $g_4 \rightarrow t \geq 1$                                       | 1             | $\geq 1mm$            | B26   |
| 14 | $g_5 \rightarrow$ Patlama basıncı                                | 314,3942023   | $\geq 170Bar$         | B34   |
| 15 |  |               |                       |   |
| 16 | <b>Sabitler</b>  | <b>Değer</b>  | <b>Birim</b>          |   |
| 17 | P (Çalışma basıncı)  | 4,50          | Mpa                   | Sabit değer   |
| 18 | v (Poisson oranı)  | 0,3           | mm/mm                 | Sabit değer   |
| 19 | E (Elastisite modülü)  | 2400          | Mpa                   | Sabit değer   |
| 20 | q (Özkütle)  | 0,00106       | (gr/mm <sup>3</sup> ) | Sabit değer   |
| 21 | L (Boru boyu)  | 1000          | mm                    | Sabit değer   |
| 22 | En yüksek gerilme  | 56,36         | Mpa                   | Sabit değer   |
| 23 | En yüksek gerinim  | 4,81          | -                     | Sabit değer   |
| 24 |  |               |                       |   |
| 25 | <b>Sabit-Çıkarımlar</b>  | <b>Değer</b>  | <b>Birim</b>          |   |
| 26 | e (Boru et kalınlığı)  | 1             | mm                    | $(B7-B6)/2$   |
| 27 | Do (Ortalama çap)  | 4             | mm                    | $(B7+B6)/2$   |
| 28 |  |               |                       |   |
| 29 | <b>Diğer değerler</b>  | <b>Değer</b>  | <b>Birim</b>          |   |
| 30 | $\bar{\sigma}_{cr}$ (Gerçek gerilme)                             | 59,070916     | Mpa                   | $B22*(1+B23/100)$   |
| 31 | $\bar{\epsilon}_{cr}$ (Gerçek gerinim)                           | 0,046979001   | -                     | $LN(1+D23/100)$   |
| 32 | $\sigma_{\theta}$ (Silindir gerilimi)                            | 68,20921851   | Mpa                   | $D30*(2/SQRT(3))$   |
| 33 | $\sigma_{\theta}^{\circ}$ (Deforme olmuş gerçek silindir stresi) | 62,87884046   | Mpa                   | $D32*(EXP(-SQRT(3)*D31))$   |
| 34 | Pb (Patlama basıncı)   | 314,3942023   | Bar                   | $((D33*2*D26)/D27)*10$  |

Şekil 4.1. Optimizasyon problemi çözümü için hazırlanmış Excel çalışma sayfası

Excel çalışma sayfası çok farklı şekillerde hazırlanabilir. Şekil 4.1. sadece problemin kurulması için kullanılabilecek bir yolu göstermektedir. Problemin ismi sayfanın en üstüne sadece hatırlatma amaçlı yazılmıştır. Diğer hücrelerde problem ile ilgili veriler bulunmaktadır. Bu verileri kısaca şöyle açıklayabiliriz:

A sütununda hangi değer ile ilgili verilerden bahsedileceği anlatılmaktadır. B sütununda ise bu değer ile ilgili veriler, formüller bulunmaktadır. C sütununda ise bahsi geçen verinin birim bilgisi verilmektedir. Son olarak D sütununa B sütunundaki formüller yazılmıştır. D sütununun optimizasyon probleminin çözümünde herhangi bir rolü yoktur. Sadece bilgi amaçlı verilmiştir.

Yukarıda anlatılanları bir örnek ile açıklamak gerekirse: Şekil 4.1. A26 hücresinde borunun et kalınlığından bahsedilmektedir. B26 hücresindeki bulunan  $(B7-B6)/2$  formülü sayesinde boru et kalınlığı hesaplanıp B26 hücresinde hesaplanmıştır.

Bu temel açıklamalardan sonra, bir sonraki aşama amaç fonksiyonunu değişkenleri ve kısıtları Excel çözücü için belirlemek olacaktır. Bu işlem araç menülerinden çözücüü çalıştırarak gerçekleştirilir. Aşağıda Şekil 4.2’de B3 hücresinin amaç fonksiyonu olarak tanımlanması gösterilmiştir. Min kutusu seçilerek amaç fonksiyonunun minimize etmenin amaçlandığı belirtilmiştir.

|    | A                                   | B      | C     | D  |
|----|-------------------------------------|--------|-------|--|
| 1  | PA610 Boru optimizasyonu            |        |       | Denklem  |
| 2  |                                     | Değer  | Birim |  |
| 3  | Amaç - <i>f</i> (Ağırlık Min.)      | 13,320 | gr    | $\pi(B_6^2 - B_5^2) \cdot B_{23} \cdot B_{22} / 4$ |
| 4  |                                     |        |       |  |
| 5  | Değişkenle                          |        |       |  |
| 6  | $D_i$ (İç Çap)                      |        |       |  |
| 7  | $D_d$ (Dış Çap)                     |        |       |  |
| 8  |                                     |        |       |  |
| 9  | Eşitsizlik K                        |        |       |  |
| 10 | $g_1 \rightarrow D_i \geq 3$        |        |       |  |
| 11 | $g_2 \rightarrow D_d \leq 170$      |        |       |  |
| 12 | $g_3 \rightarrow \Delta D_i \leq 1$ |        |       | $2) \cdot ((B_5^2 + B_6^2) -$                      |
| 13 | $g_4 \rightarrow t \geq 1$          |        |       | $2 -$<br>$18 \cdot B_5 \cdot (B_6^2 - B_5^2))$     |

Solver Parameters

Set Target Cell:

Equal To:  Max  Min  Value of:

By Changing Cells:

Subject to the Constraints:

- 
- 
- 
- 
- 

Buttons: Solve, Close, Options, Reset All, Help, Add, Change, Delete, Guess

Şekil 4.2. Amaç fonksiyonunun tanımlanması

Ardından tasarım değişkenleri Excel çözücüsüne tanıtılır. Optimizasyon problemi çözümü sırasında Excel bu tanımlanan değişkenleri değiştirerek optimum sonuca ulaşmaya çalışır. Aşağıda Şekil 4.3’de tasarım değişkenlerinin tanımlanması gösterilmiştir.

|    | A                                     | B      | C     | D   |
|----|---------------------------------------|--------|-------|---|
| 1  | PA610 Boru optimizasyonu              |        |       | Denklem   |
| 2  |                                       | Değer  | Birim |   |
| 3  | Amaç - <i>f</i> (Ağırlık Min.)        | 13,320 | gr    | $\pi D_i^2 (B_6^2 - B_5^2) \cdot B_{23} \cdot B_{22} / 4$ |
| 4  |                                       |        |       |   |
| 5  | Değişkenler                           | Değer  | Birim |   |
| 6  | $D_i$ (İç Çap)                        | 3,00   | mm    | Değişken  |
| 7  | $D_d$ (Dış Çap)                       | 5,00   | mm    | Değişken  |
| 8  |                                       |        |       |   |
| 9  | Eşitsizlik Kısıtları                  |        |       |   |
| 10 | $g_1 \rightarrow D_i \geq 3$          |        |       |   |
| 11 | $g_2 \rightarrow D_d \leq 8$          |        |       |   |
| 12 | $g_3 \rightarrow \Delta D_i$ (İç çap) |        |       | $(B_5^2 + B_6^2) -$                                       |
| 13 | $g_4 \rightarrow t \geq 1$            |        |       | $B_5 \cdot (B_6^2 - B_5^2)$                               |
| 14 | $g_5 \rightarrow Patlama$             |        |       |   |
| 15 |                                       |        |       |   |
| 16 | Sabitler                              |        |       |   |

**Solver Parameters**

Set Target Cell:

Equal To:  Max  Min  Value of:

By Changing Cells:

Subject to the Constraints:

\$B\$12 <= 0,015

\$B\$14 >= 170

\$B\$26 >= 1

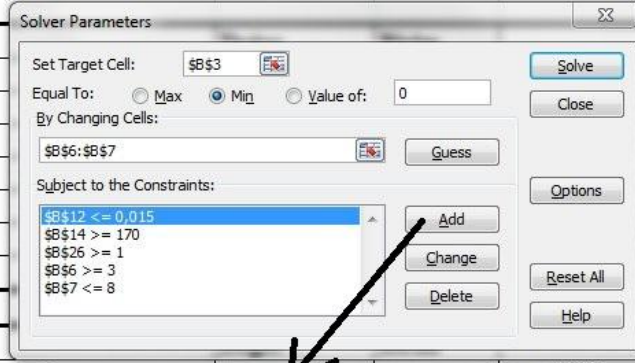
\$B\$6 >= 3

\$B\$7 <= 8

**Şekil 4.3.** Tasarım değişkenlerinin tanımlanması

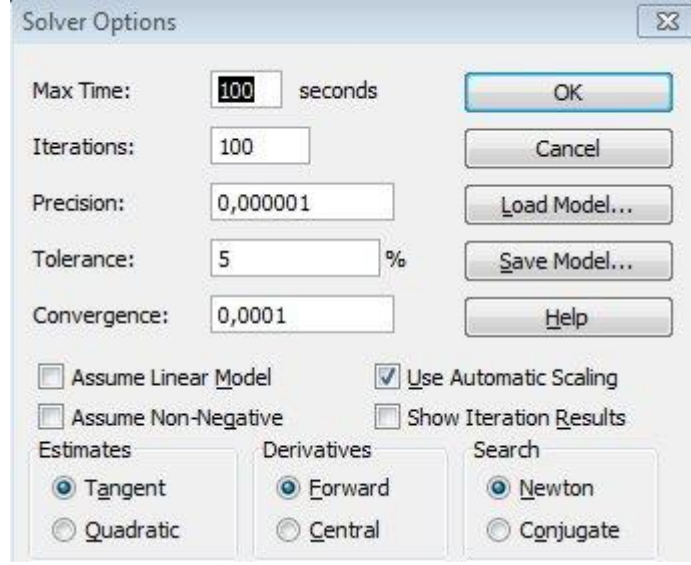
Amaç fonksiyonu ve değişkenlerin belirlenmesinin ardından Excel çözücüye kısıtlar tanımlanır. Çözücü menüsünde bulunan “Add” düğmesine tıklanır ve ardında çıkan diyalog kutusundan kısıt olan hücre seçilir ve kısıt ile ilgili diğer tanımlamalar yapılır. Aşağıdaki Şekil 4.4’de kısıt tanımlaması gösterilmiştir.

| 9  | Eşitsizlik Kısıtları                           | Değer       | Kısıt                 |   |
|----|--|-------------|-----------------------|---|
| 10 | $g_1 \rightarrow Di \geq 3$                    | 3,00        | $\geq 3\text{mm}$     | B5  |
| 11 | $g_2 \rightarrow Dd \leq 8$                    | 5,00        | $\leq 8\text{mm}$     | B6  |
| 12 | $g_3 \rightarrow \Delta Di$ (İç çap genişleme) | 0,013640625 | $\leq 0,015\text{mm}$ | $((B16*B5^2)*((B5^2+B6^2)-(B17*(B5^2-B6^2))))/(B18*B5*(B6^2-B5^2))$ |
| 13 | $g_4 \rightarrow t \geq 1$                     | 1           | $\geq 1\text{mm}$     | B29   |
| 14 | $g_5 \rightarrow Patlama basıncı$              | 314,3942023 | $\geq 170\text{Bar}$  | B27   |
| 15 |  |             |                       |   |
| 16 | <b>Sabitler</b>                                |             |                       |   |
| 17 | P (Çalışma basıncı)                            |             |                       |   |
| 18 | v (Poisson oranı)                              |             |                       |   |
| 19 | E (Elastisite modülü)                          |             |                       |   |
| 20 | q (Özkütle)                                    |             |                       |   |
| 21 | L (Boru boyu)                                  |             |                       |   |
| 22 | En yüksek gerilme                              |             |                       |   |
| 23 | En yüksek gerinim                              |             |                       |   |
| 24 |  |             |                       |   |
| 25 | <b>Sabit-Çıkarımlar</b>                        |             |                       |   |
| 26 | e (Boru et kalınlığı)                          |             |                       |   |
| 27 | Do (Ortalama çap)                              |             |                       |   |
| 28 |  |             |                       |   |
| 29 | <b>Diğer değerler</b>                          |             |                       |   |
| 30 | $\bar{\sigma}_{cr}$ (Gerçek gerilme)           |             |                       |   |
| 31 | $\bar{\epsilon}_{cr}$ (Gerçek gerinim)         |             |                       |   |
| 32 | $T_{cr}$ (Silindirik gerilimi)                 |             |                       |   |

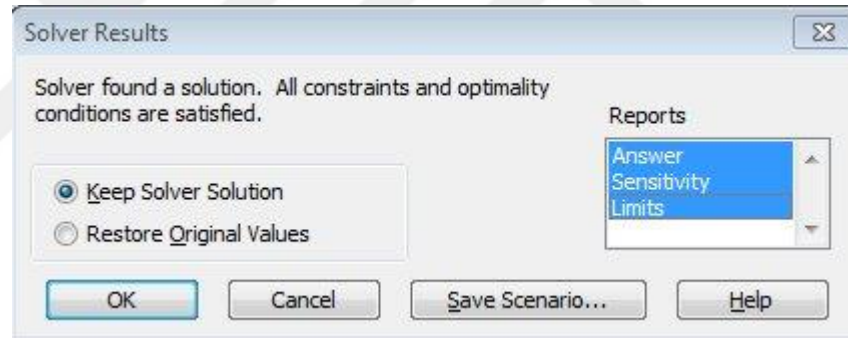


Şekil 4.4. Kısıt fonksiyonlarının tanımlanması

Bir sonraki aşamada ayarlar düğmesine tıklanır ve problem tipi belirlenir. Ardından çözdür düğmesine basılarak çözüm elde edilir. Aşağıdaki Şekil 4.5’de çözücü ayarları gösterilmiştir.



Şekil 4.5. Çözücü ayarlarının tanımlanması



Şekil 4.6. Çözüm sonuçları diyalog kutusu

Şekil 4.6'da çözüm sonuçları diyalog kutusu görülmektedir. Çözücünün bulduğu sonuçları alması opsiyonunu seçerek Excel çalışma sayfasındaki değişken olarak tanımladığımız değerler bulunan değerler ile değiştirilir. Raporlama kısmında bulunan sonuç, hassaslık ve limitler opsiyonları seçilse sonuçlar ayrı bir Excel sayfasında görüntülenebilir. Şekil 4.7'de sonuç raporu görülebilir.



#### Microsoft Excel 12.0 Answer Report

Worksheet: [DEBRİYAJ HİDROLİK BORUSU OPTİMİZASYONU.xlsx]PA610 Opt.

#### Target Cell (Min)

| Cell   | Name                          | Original Value | Final Value |
|--------|-------------------------------|----------------|-------------|
| \$B\$3 | Amaç - f (Ağırlık Min.) Değer | 13,320         | 13,320      |

#### Adjustable Cells

| Cell   | Name               | Original Value | Final Value |
|--------|--------------------|----------------|-------------|
| \$B\$6 | Di (İç Çap) Değer  | 4,05           | 3,00        |
| \$B\$7 | Dd (Dış Çap) Değer | 6,10           | 5,00        |

#### Constraints

| Cell    | Name                                       | Cell Value  | Formula               | Status      | Slack       |
|---------|--|-------------|-----------------------|-------------|-------------|
| \$B\$12 | g3--> $\Delta$ Di (İç çap genişleme) Değer | 0,013640625 | $\$B\$12 \leq -0.015$ | Not Binding | 0,001359375 |
| \$B\$26 | e (Boru et kalınlığı) Değer                | 1           | $\$B\$26 \geq 1$      | Binding     | 0           |
| \$B\$14 | g5-->Patlama basıncı Değer                 | 314,3942023 | $\$B\$14 \geq 170$    | Not Binding | 144,3942023 |
| \$B\$6  | Di (İç Çap) Değer                          | 3,00        | $\$B\$6 \geq 3$       | Binding     | 0,00        |
| \$B\$7  | Dd (Dış Çap) Değer                         | 5,00        | $\$B\$7 \leq 8$       | Not Binding | 3           |

#### Şekil 4.7. Çözüm sonuçları raporu

Excel çözücü ile yapılan optimizasyon çalışması sonucu boru iç çapının optimum değeri 3mm, boru dış çap değerinin 5mm olması gerektiği sonucuna ulaşılır. Amaç fonksiyonumuz olan boru ağırlık değeri ise 13.32g olarak bulunur.

### 4.3. MATLAB Programı Kullanarak Grafikselleştirme Optimizasyonu

MATLAB programı ile optimizasyon yaparken yine üçüncü bölümde belirtilen tasarım değişkenleri, amaç fonksiyonu ve kısıtlar kullanılacaktır. Aşağıda sırasıyla optimizasyon aşaması anlatılmıştır. İlk olarak MATLAB programı açıp komut penceresine ulaştıktan sonra aşağıdaki gibi program kodları girilir.

```

1 - clear all
2 - close all
3 - %design variables
4 - [Di,Dd]=meshgrid(0:0.1:8,0:0.1:8);
5 - %Constant values
6 - P=4.5;v=0.3;E=2400;q=0.00106;L=1000;
7 - %objective function
8 - f=(pi/4)*(Dd^2-Di^2)*L*q;
9 - %formulal
10 - Do=(Di+Dd)/2;
11 - t=(Dd-Di)/2;
12 - DDi=P*Di^2*((Di^2+Dd^2)-(v*(Di^2-Dd^2)))/(E*Di*(Dd^2-Di^2));
13 - Pb=62.8*2*t*10/Do;
14 - %constrains
15 - g1=Di-3;
16 - g2=Dd-8;
17 - g3=DDi-0.015;
18 - g4=Pb-170;
19 - g5=t-1;
20 - %plotting
21 - cla reset
22 - axis auto
23 - hold on
24 - cv1=[0 .01];
25 - const1=contour(Di,Dd,g1,cv1,'b');
26 - const2=contour(Di,Dd,g2,cv1,'g');
27 - const3=contour(Di,Dd,g5,cv1,'r');
28 - const4=contour(Di,Dd,g3,cv1,'o');
29 - const5=contour(Di,Dd,g4,cv1,'y');
30 - fv=[3:0.5:8];
31 - fs=contour(Di,Dd,f,fv);
32 - hold off

```

**Şekil 4.8.** Optimizasyon çözümü için hazırlanmış MATLAB kodları

Şekil 4.8’de bulunan kodları açıklamak gerekirse:

1. satırda bulunan komut ile (clear all) programda önceden yazılmış olan kodlar, matrixler temizlenmiştir. Daha önceden yazılmış olan aynı isimli tanımlamalar ile karışmalar olmaması için yazılması gereken bir komuttur.



2. satır ile programın arkasında çalışan araçlar (örneğin grafikler) kapatılmıştır.

3. ve 4. satırlarda tasarım değişkenleri ve değer aralıkları tanımlanmıştır.

5. ve 6. satırlarda bazı sabit değerler (basınç, boru poisson oranı, elastite modülü, özkütlesi ve uzunluğu) verilmiştir.

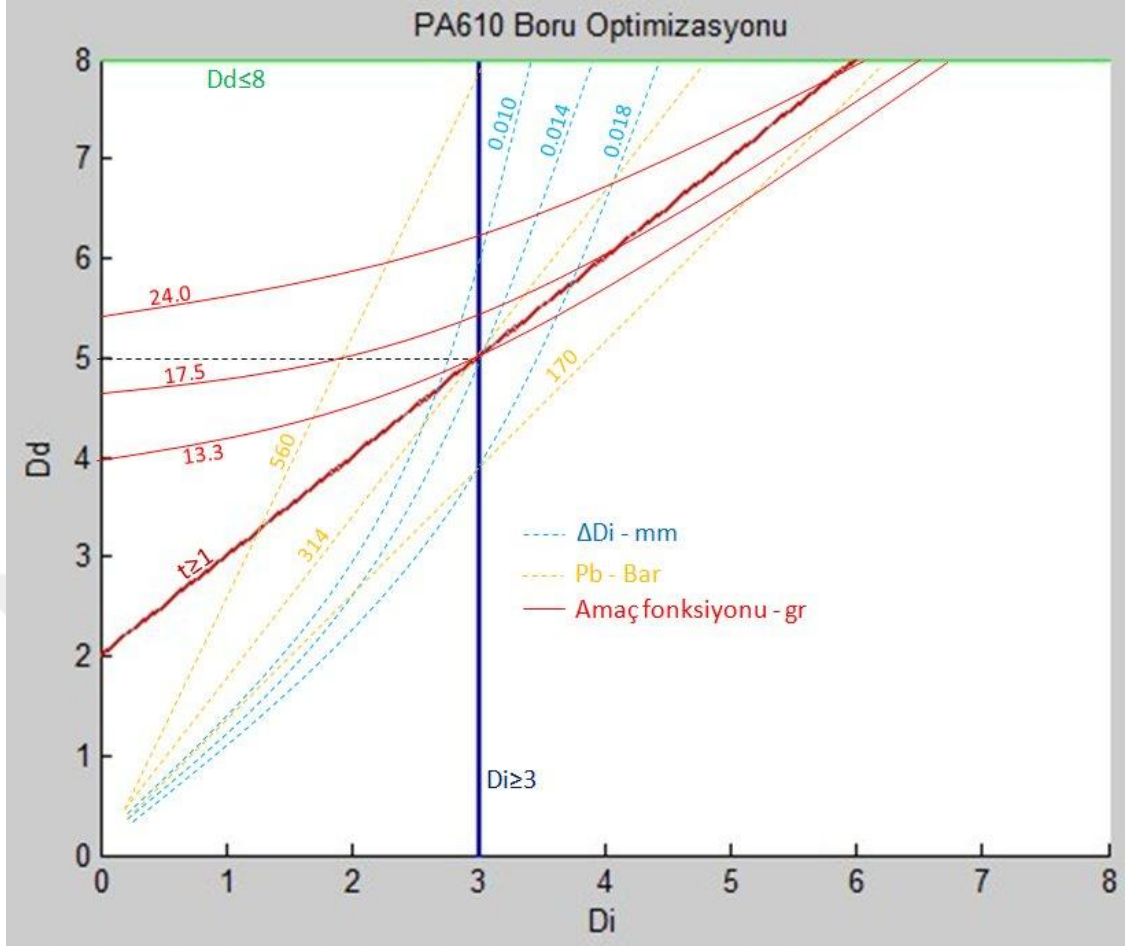
7. ve 8. satırlarda amaç fonksiyonu tanımlanmıştır.

9'dan 13'e kadar olan satırlarda sırasıyla boru ortalama çapı, et kalınlığı, iç çağ değişimi ve patlama basıncı formülleri tanımlanmıştır.

14 den 19'a kadar olan satırlarda kısıt fonksiyonları tanımlanmıştır. Bunlar sırasıyla; Boru iç çap kısıtı, boru dış çap kısıtı, Boru iç çap değişim kısıtı, boru patlama basıncı kısıtı ve boru et kalınlığı kısıtıdır.

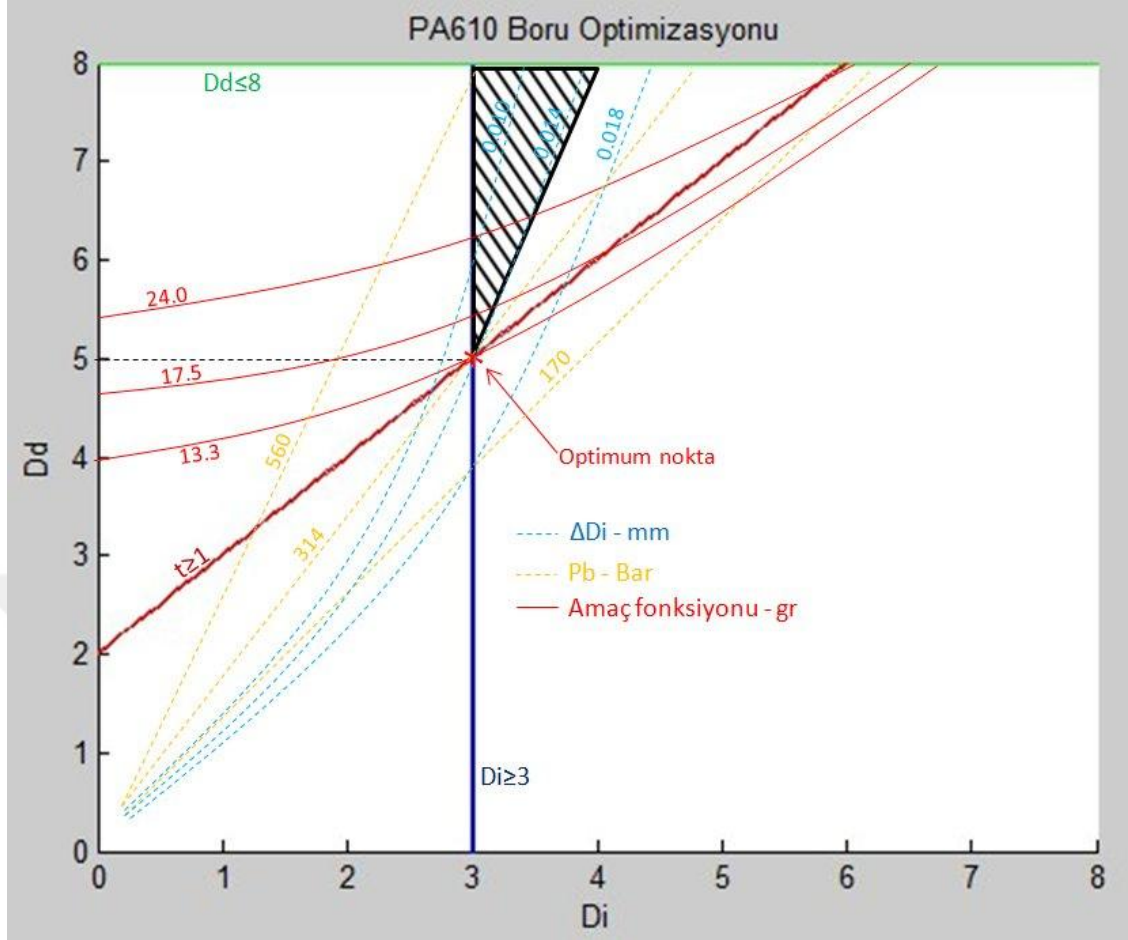
20 den 31'e kadar olan satırlarda grafik ayarları ve yazdırılacak fonksiyonlar tanımlanmıştır. 25. satırda iç çap kısıt fonksiyonu, 26. satırda dış çap kısıt fonksiyonu, 27. satırda boru et kalınlığı kısıt fonksiyonu, 28. satırda boru iç çap genişleme kısıt fonksiyonu ve 29. satırda boru patlama basıncı kısıt fonksiyonunun tanımlanmıştır.

Aşağıdaki şekilde MATLAB programına bütün kodlar girildikten sonra elde edilen grafik görülebilir. Grafik üzerinde hangi çizginin neyi ifade ettiği ile ilgili açıklamalar yapılmıştır.



**Şekil 4.9.** MATLAB Grafiksel optimizasyon sonucu elde edilmiş grafik

Bu grafik incelendiğinde tüm kısıtları sağlayan uygun bölgenin Şekil 4.10'da belirtilen siyah renkle taranmış bölge olduğu görülebilir. Bu bölge içinde amaç fonksiyonun minimum olduğu nokta optimum nokta olarak belirlenir. Grafik incelendiğinde bu noktanın iç çapın 3mm ve dış çapın 5mm olduğu yer olduğu tespit edilebilir.



Şekil 4.10. MATLAB Grafiksel optimizasyon sonucu elde edilmiş grafik – uygun bölge

#### 4.4. MATLAB Programı Kullanarak Genetik Algoritma Optimizasyonu

Genetik algoritma ile optimizasyon yaparken yine üçüncü bölümde belirtilen tasarım değişkenleri, amaç fonksiyonu ve kısıtlar kullanılacaktır. Aşağıda amaç fonksiyonunun doğrusal olmayan eşitsizlik ve sınır koşullarına bağlı olarak nasıl minimize edileceği MATLAB genetik algoritma aracı kullanılarak anlatılacaktır.

#### 4.4.1. Problemin tanımı

Kısıtları olan bir optimizasyon probleminin optimizasyonu amaçlanmaktadır. Boru dış çapı ve boru iç çapı olmak üzere toplam iki adet değişken vardır. Bunlara sırasıyla  $x_1$  ve  $x_2$  olarak aşağıdaki formüllerde kullanılacaktır.

Uygunluk (amaç) fonksiyonu aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\min f(x) = (x_1^2 - x_2^2) \cdot 0.832; \quad (4.1)$$

Bu denklemde yer alan 0.832 değeri  $\pi/4 \cdot q$  ( $q$  borunun özkütlesi) ifadesinden gelmektedir.

Doğrusal olmayan eşitsizlik koşulları olan boru hacimsel genişleme kısıtı denklem (3.4) ü ve patlama basıncı kısıtı denklem (3.16) yı kullanarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

Hacimsel genişleme kısıtını kullanarak;

$$4.5 \cdot x_2^2 \cdot ((x_2^2 + x_1^2) - (0.3 \cdot (x_2^2 - x_1^2))) / (2400 \cdot x_2 \cdot (x_1^2 - x_2^2)) - 0.015 \leq 0 \quad (4.2)$$

Burada 4.5 basınç değeri, 0.3 poisson oranı, 2400 elastite modülüdür.

Patlama basıncı kısıtını kullanarak;

$$170 - (1360 \cdot (x_1 - x_2) / (x_1 + x_2)) \leq 0 \quad (4.3)$$

Burada 1360 değeri boru malzeme verilerinden gelen deforme olmuş gerçek silindir stresi değerinden gelmektedir (680\*2).

Doğrusal olmayan eşitsizlik koşulları yazılabilir.

Değişkenlerin sınır koşulları (doğrusal eşitsizlik) da aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$3 \leq x_1 \leq 8 \quad (4.4)$$

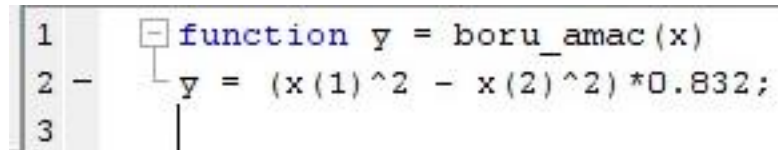
$$3 \leq x_2 \leq 8 \quad (4.5)$$

#### 4.4.2. Uygunluk fonksiyonunun kodlanması

Yukarıda tanımlanan denklemlerin MATLAB programına uygun bir şekilde kodlanarak girilmesi gerekir. Bunun için öncelikle “boru\_amac.m” isminde matlab dosyası yaratılarak aşağıdaki kodlar girilir.

```
function y = boru_amac(x)
y = (x(1)^2 - x(2)^2)*0.832; \quad (4.6)
```

Aşağıda şekil 4.11’de MATLAB dosyasına girilmiş amaç fonksiyonu gösterilmiştir.



```
1 function y = boru_amac(x)
2 y = (x(1)^2 - x(2)^2)*0.832;
3
```

Şekil 4.11. MATLAB dosyasına girilmiş amaç fonksiyonu

#### 4.4.3. Kısıt fonksiyonlarının kodlanması

Öncelikle boru\_kisit.m MATLAB dosyası oluşturulur ve aşağıdaki kodlar yazılır.

```
function [c, ceq] = boru_kisit(x)
```

```
c = [4.5*x(2)^2*((x(2)^2 + x(1)^2) - (0.3*(x(2)^2 - x(1)^2)))/(2400*x(2)*(x(1)^2 - x(2)^2)) - 0.015;
```

```
170 - (1360*(x(1) - x(2))/(x(1) + x(2))];
```

```
ceq = [];
```

(4.7)

Aşağıda şekil 4.12’de MATLAB dosyasına girilmiş kısıt fonksiyonları gösterilmiştir.

```
1 function [c, ceq] = boru_kisit(x)
2 c = [4.5*x(2)^2*((x(2)^2 + x(1)^2) - (0.3*(x(2)^2 - x(1)^2)))/(2400*x(2)*(x(1)^2 - x(2)^2)) - 0.015;
3 170 - (1360*(x(1) - x(2))/(x(1) + x(2))];
4 ceq = [];
```

**Şekil 4.12.** MATLAB dosyasına girilmiş kısıt fonksiyonları

#### 4.4.4. MATLAB genetik algoritma optimizasyon aracı ile çözümü

Bu kısımda MATLAB programının genetik algoritma aracı kullanılarak problemin nasıl çözüldüğü anlatılacaktır. Programda genetik algoritma aracı açıldıktan sonra aşağıda şekil 4.13’de gösterildiği gibi gerekli parametreler programa girilir.

### Problem Setup and Results

Solver: ga - Genetic Algorithm

**Problem**

Fitness function: @boru\_amac

Number of variables: 2

**Constraints:**

Linear inequalities:     A: -1 1     b: -2

Linear equalities:     Aeq:      beq:

Bounds:                 Lower: [3 3]     Upper: [8 8]

Nonlinear constraint function: @boru\_kisit

**Run solver and view results**

Use random states from previous run

Start
Pause
Stop

Current iteration: 3 Clear Results

```

-----
Optimization running.
Optimization terminated.
Objective function value: 13.304164175291358
Optimization terminated: average change in the fitness value
less than options.TolFun
and constraint violation is less than options.TolCon.
                    
```

**Final point:**

|       |   |   |
|-------|---|---|
| 1 ▲   | 2 |   |
| 4,999 |   | 3 |

### Options

- Population
- Fitness scaling
- Selection
- Reproduction
- Mutation
- Crossover
- Migration
- Algorithm settings
- Hybrid function
- Stopping criteria
- Plot functions
- Output function
- Display to command window
- User function evaluation

Şekil 4.13. MATLAB genetik algoritma araç çubuğuna girilen bilgiler

Şekil 4.13’de gösterilen bilgileri açıklamak gerekirse:

Solver (çözücü) kısmında hangi optimizasyon aracının kullanıldığı bilgisi (genetik algoritma) gösterilmiştir. Problem başlığı altında bulunan fitness function kısmında daha önceden denklem (4.6) da oluşturduğumuz boru\_amac isimindeki uygunluk fonksiyonu tanımlanmıştır.

Problem başlığı altında bulunan number of variables (toplam değişken sayısı) kısmında toplam değişken sayısı girilmiştir. Bu çalışmada borunun iç çapı ve dış çapı olmak üzere toplam 2 adet değişken olduğundan dolayı 2 değeri girilmiştir.

Constraints (kısıtlar) başlığı altında optimizasyon probleminde kullanılan kısıtlar programa girilmiştir. Optimizasyon probleminin kısıtlarını hatırlayacak olursak, denklem (3.17) de boru et kalınlığının 1mm den daha fazla olması şeklinde bir kısıt belirlenmişti. Bunu kısıtlar başlığı altında bulunan linear inequalities (doğrusal eşitsizlikler) kısmı içerisinde ifade etmek gerekir. Bu da aşağıdaki gibi yapılabilir.

Boru et kalınlığı kısıtı:

$$5. \text{ kısıt: } g_5 \rightarrow e_0 \geq 1 \quad (3.17)$$

Boru et kalınlığı formülü:

$$e_0 = \frac{Dd - Di}{2} \quad (4.8)$$



Boru et kalınlığı formülünü denklem (3.17) de yerine koyarsak:

$$\frac{Dd-Di}{2} \geq 1 \Rightarrow Dd - Di \geq 2 \Rightarrow -Dd + Di \leq -2 \quad (4.9)$$

Denklem (4.9) elde edilir. Bu denklemin katsayılarını matris formatında yazarsak:

$$A = [-1 \ 1] \text{ ve } b = [-2] \quad (4.10)$$

Olarak doğrusal eşitsizlik katsayıları elde edilir ve MATLAB programına bu değerlerin girişi Şekil 4.13’de olduğu gibi yapılır.

Optimizasyon problemi ile ilgili herhangi bir doğrusal eşitlik olmadığından dolayı linear equalities kısmı boş bırakılmıştır.

Bounds (sınırlar) kısmında tasarım değişkenleri olan iç çap ve dış çap değerlerinin sınırları belirlenmiştir. İç çap ve dış çap değerlerinin 3mm ile 8mm arasında değişebileceği bilgisi girilmiştir.

Nonlinear constraint function (doğrusal olmayan kısıt fonksiyonu) kısmında daha önceden denklem (4.7) de oluşturduğumuz boru\_kisit ismindeki kısıt fonksiyonu tanımlanmıştır.

Options (ayarlar) sekmesinin altında popülasyon büyüklüğü, uygunluk fonksiyonu, uygun birey seçimi, çaprazlama, mutasyon, yer değiştirme gibi ayarlar yapılabilir.

Gerekli bütün değerleri programa girildikten ve ayarlar yapıldıktan sonra start (başla) butonuna basılarak algoritma çalıştırılır ve sonuca ulaşılabilir. Şekil 4.13'e bakılırsa current iteration kısmında problemin 3 iterasyonda çözüldüğü görülebilir ve amaç fonksiyonu (boru ayarlığı) optimum değerinin 13,304 olarak bulunduğu görülebilir.

Sonucun 3 iterasyon gibi çok kısa bir hesaplama ile bulunması; amaç fonksiyonunun devamlı olmasından, parametre sayısının az olmasından ve tek bir lokal minimum nokta olmasından dolayıdır.

Şekil 4.13'de final point (son nokta) kısmında tasarım değişkenleri olan boru dış çap ve iç çap değerlerinin optimum sonucu görülebilir. Borunun dış çapı 4,999mm ve iç çapı ise 3mm olarak bulur.

#### **4.5. Optimizasyon Sonucunda Elde Edilen Değerler ile Sonlu Elemanlar Analizi**

Yapılan optimizasyon çalışması sonucunda borunun iç çapının 3mm ve dış çapının 5mm olduğu durumun optimum durum olduğu sonucuna ulaşılmıştır. Sadece bu çalışma göz önünde bulundurularak borunun seri imalara girmesi mümkün değildir. Seri imalata geçmeden önce yapılacak sonlu elemanlar analizi ile ürünün istenen gereksinimleri karşılayıp karşılamayacağına bakılması gerekir.

Bu tez çalışmasında ANSYS programı kullanılarak sonlu elemanlar analizi yapılmıştır.

#### 4.5.1. Malzeme özelliklerinin tanımlanması

ANSYS programına tanımlanan 23°C deki malzeme özellikleri aşağıdaki gibidir:

E (Elastisite modülü) = 2400MPa

$\nu$  (Poisson oranı) = 0.3

Kullanılan malzeme doğrusal olmayan malzeme sınıfına girdiğinden dolayı ayrıca malzemeye ait gerilme-gerinim tablosunun da doldurulması gerekir. Aşağıdaki Şekil 4.14’de bu tablo görülebilir.

| Plastic Strain<br>(mm mm <sup>-1</sup> ) | Stress (MPa) |
|--|--------------|
| 0  | 6.6          |
| 0.00022                                  | 14           |
| 0.00162                                  | 54.7         |
| 0.00293                                  | 62.9         |
| 0.00585                                  | 70.8         |
| 0.0106                                   | 73.6         |
| 0.01695                                  | 74.1         |
| 0.02277                                  | 74.6         |
| 0.02856                                  | 75           |
| 0.03718                                  | 75.7         |
| 0.04948                                  | 76.7         |
| 0.05931                                  | 77.5         |
| 0.06696                                  | 78.1         |
| 0.07546                                  | 78.8         |
| 0.08321                                  | 79.5         |

Şekil 4.14. Gerilme-gerinim tablosu

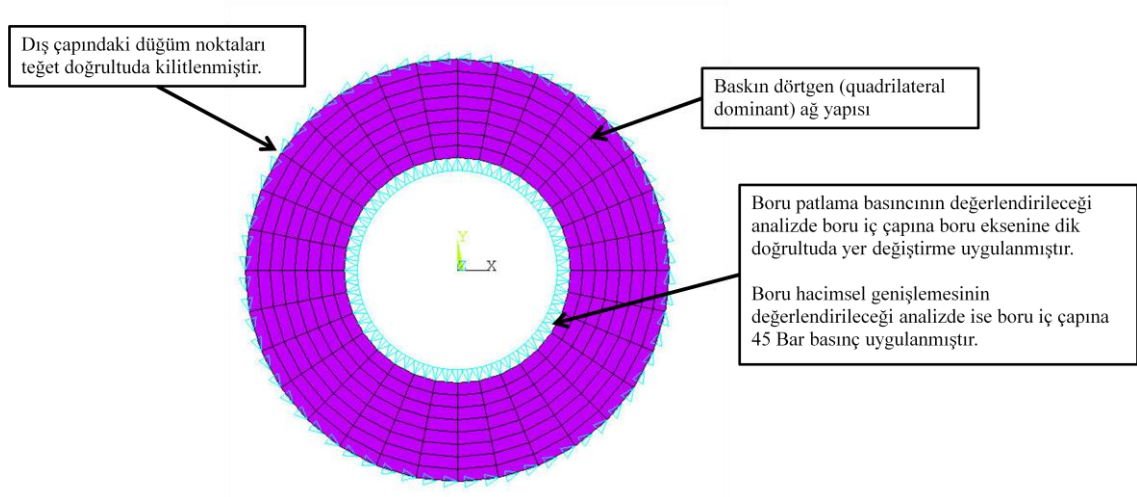
#### 4.5.2. Sınır koşullarının tanımlanması ve ağ yapısının oluşturulması

Analizi yapılacak parça bir borudur. Boru eksenı doğrultuda simetrik olduğundan dolayı 3 boyutlu analiz yapmaya gerek yoktur. Borunun uzunluğu ihmal edilerek analiz yapılabilir.

Sınır koşulları olarak borunun dış çapındaki düğüm noktaları teğet doğrultuda kilitlenmiştir. Boru patlama basıncının değeriendirileceği analizde boru iç çapına boru eksenine dik doğrultuda yer değıştirme uygulanmış, boru hacimsel genişlemesinin değeriendirileceği analizde ise boru iç çapına 45 Bar basınç uygulanmıştır.

Analiz modelinin ağ yapısını oluşturmak için baskın dörtgen (quadrilateral dominant) ağ yapısı kullanılmıştır.

Aşağıdaki Şekil 4.15’de analiz modelinin ağ yapısı ve sınır koşulları görülebilir



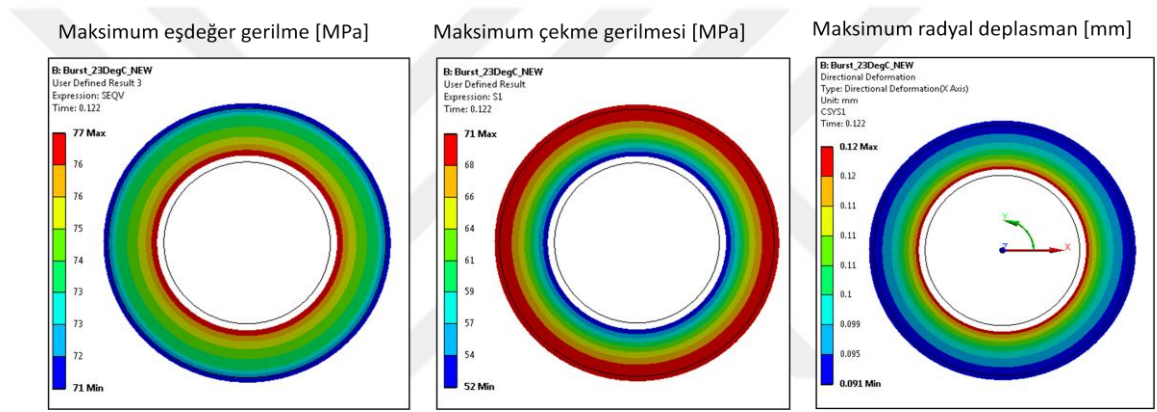
Şekil 4.15. Analiz modelinin ağ yapısı ve sınır koşulları

### 4.5.3. Analiz sonuçları ve değerlendirilmesi

Bu kısımda analiz sonucunda elde edilen veriler açıklanacaktır.

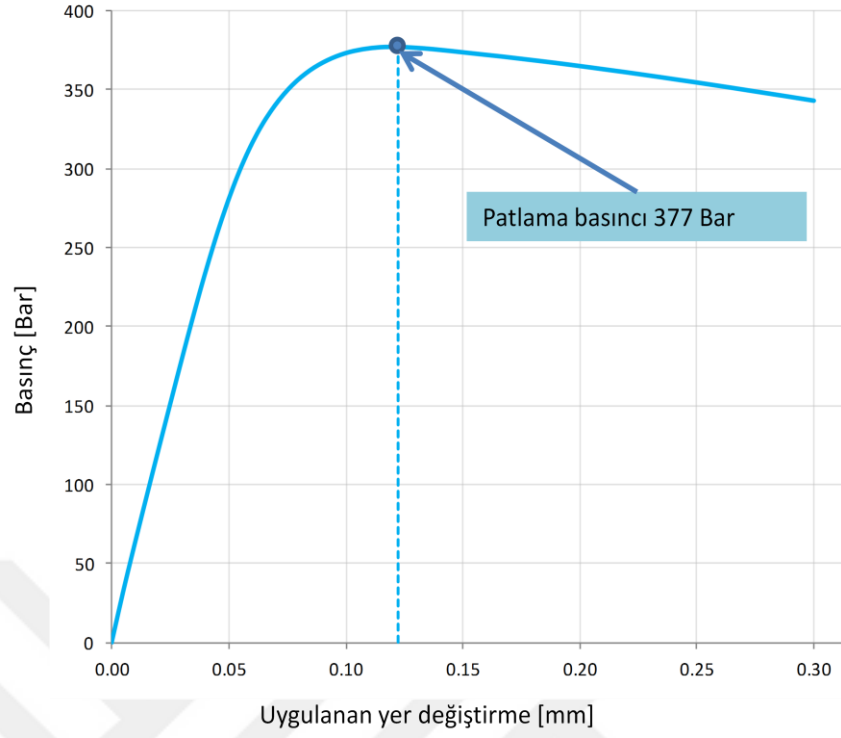
#### 4.5.3.1 Boru patlama analizi

Aşağıdaki Şekil 4.16’da patlama analizi sonucunda elde edilen veriler gösterilmiştir.



Şekil 4.16. Patlama analizi sonucunda elde edilen veriler

Bu sonuçlar incelendiğinde borunun iç çapında oluşan maksimum eşdeğer gerilme (von mises) değerinin 77 MPa olduğu görülür. Sınır koşullarını hatırlayacak olursak, borunun iç çapına yer değiştirme uygulanmıştı. Bu yer değiştirme sayesinde boruda gerilmeler oluşmaktadır ve boru iç çapında büyüme olmaktadır. Birim zamanda oluşan gerilme değerinin borunun birim zamandaki iç kısmının alanına bölerek boruda oluşan basıncı bulmak mümkündür. Aşağıdaki Şekil 4.17’de boruya uygulanan yer değiştirmenin boru basıncına olan etkisini görmek mümkündür.



**şekil 4.17.** Patlama analizinde boru iç çapına uygulanan yer değiştirme ve oluşan basınç

Yine şekil 4.17'ye bakıldığı zaman boruda oluşan maksimum basınç değerinin 377 Bar olduğu görülebilir. Bu değer borunun sonlu elemanlar analizi sonucu bulunan patlama basıncı değeridir.

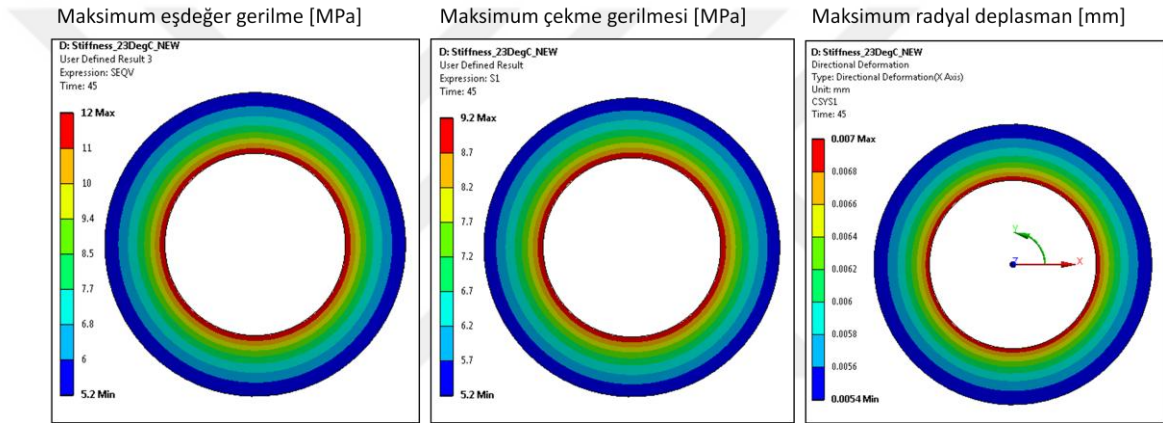
şekil 4.16'da maksimum çekme gerilmesi sonucuna bakılırsa, burunun dış çapında 71 MPa değerinde maksimum çekme gerilmesi değeri olduğu görülür. Borunun iç çapına yer değiştirme uygulandığından dolayı boru genişlemeye zorlanmıştır ve bundan dolayı borunun dış kısmında çekme gerilmesi oluşmuştur.

Yine şekil 4.16'da maksimum radyal deplasman sonucu incelendiğinde boru patlama basıncı değeri olan 377 Bar'a ulaştığında borunun iç çapında oluşan maksimum radyal deplasmanın 0.12mm olduğu görülür. Bu değeri ayrıca şekil 4.17'de görmek

mümkündür. Şekil 4.17'nin uygulanan yer değiştirme eksenini incelenirse 0.12mm yer değiştirme uygulandığından boruda oluşan basıncın 377 Bar olduğu görülebilir.

#### 4.5.3.2 Boru hacimsel genişleme analizi

Aşağıdaki Şekil 4.18'de hacimsel genişleme analizi sonucunda elde edilen veriler gösterilmiştir.



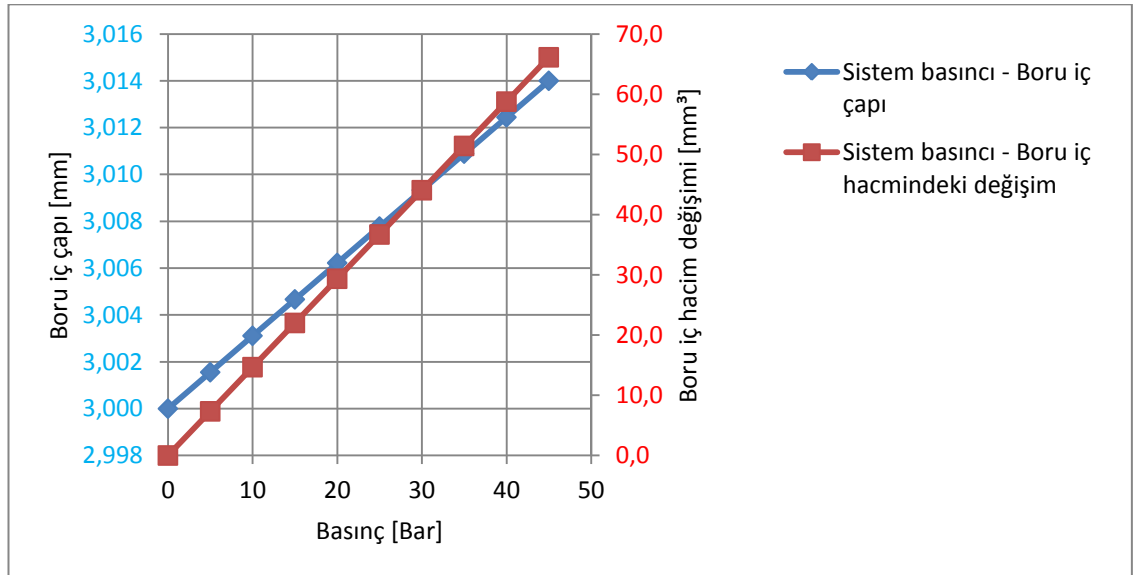
Şekil 4.18. Hacimsel genişleme analizi sonucunda elde edilen veriler

Bu sonuçlar incelendiğinde borunun iç çapında oluşan maksimum eşdeğer gerilme (von mises) değerinin 12 MPa olduğu görülür. Sınır koşullarını hatırlayacak olursak, borunun iç çapına yer basınç uygulanmıştı. Bu basınç sayesinde boruda gerilmeler oluşmaktadır ve boru iç çapında büyüme olmaktadır. Maksimum radyal yer değiştirme sonucuna bakıldığında, Borunun iç çapında 0,007mm lik bir radyal değişim görülür. Aşağıdaki Çizelge 4.1'de hacimsel genişleme analizinde iç çapına basınç uygulanan boruda meydana gelen ölçüsel değişiklikler verilmiştir.

**Çizelge 4.1.** Hacimsel genişleme analizi sonucu elde edilen bazı veriler.

| Boru iç çapı [mm] | Boru uzunluğu [mm] | Boru iç hacmi [mm <sup>3</sup> ] | Sistem basıncı [Bar] | Boru radyal deplasman [mm] | Boru yeni iç çapı [mm] | Boru yeni iç hacmi [mm <sup>3</sup> ] | Boru iç hacmindeki değişim [mm <sup>3</sup> ] |
|-------------------|--------------------|----------------------------------|----------------------|----------------------------|------------------------|---------------------------------------|---|
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 0                    | 0,0000                     | 3,000                  | 7068,6                                | 0,0   |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 5                    | 0,0008                     | 3,002                  | 7075,9                                | 7,3   |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 10                   | 0,0016                     | 3,003                  | 7083,3                                | 14,7  |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 15                   | 0,0023                     | 3,005                  | 7090,6                                | 22,0  |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 20                   | 0,0031                     | 3,006                  | 7097,9                                | 29,4  |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 25                   | 0,0039                     | 3,008                  | 7105,3                                | 36,7  |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 30                   | 0,0047                     | 3,009                  | 7112,6                                | 44,1  |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 35                   | 0,0054                     | 3,011                  | 7120,0                                | 51,4  |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 40                   | 0,0062                     | 3,012                  | 7127,3                                | 58,8  |
| 3                 | 1000               | 7068,6                           | 45                   | 0,0070                     | 3,014                  | 7134,7                                | 66,1  |

Çizelge 4.1. kullanılarak basınca bağlı boru iç çap ve hacimsel değişim değerleri aşağıdaki Şekil 4.19'da incelenmiştir



**Şekil 4.19.** Basınca bağlı olarak boru iç çapı ve boru iç hacmindeki değişimler

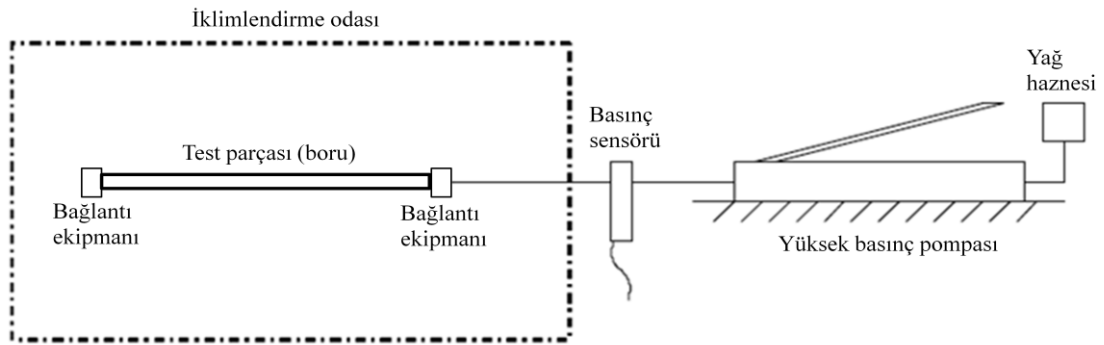


## 4.6. Testler

Bu kısma kadar olan çalışmalarda teorik bilgilere dayanarak bir borunun optimizasyonu gerçekleştirildi. Sadece bu çalışmalardan elde edilen veriler bir ürünün seri üretime girmesi için yeterli değildir. Elde edilen değerler doğrultusunda prototip ürünler üretilip bu ürünlerin test edilmesi gerekir. Bundan dolayı bu kısımda üretilen gerçek parçalar üzerinde yapılan testler incelenecektir.

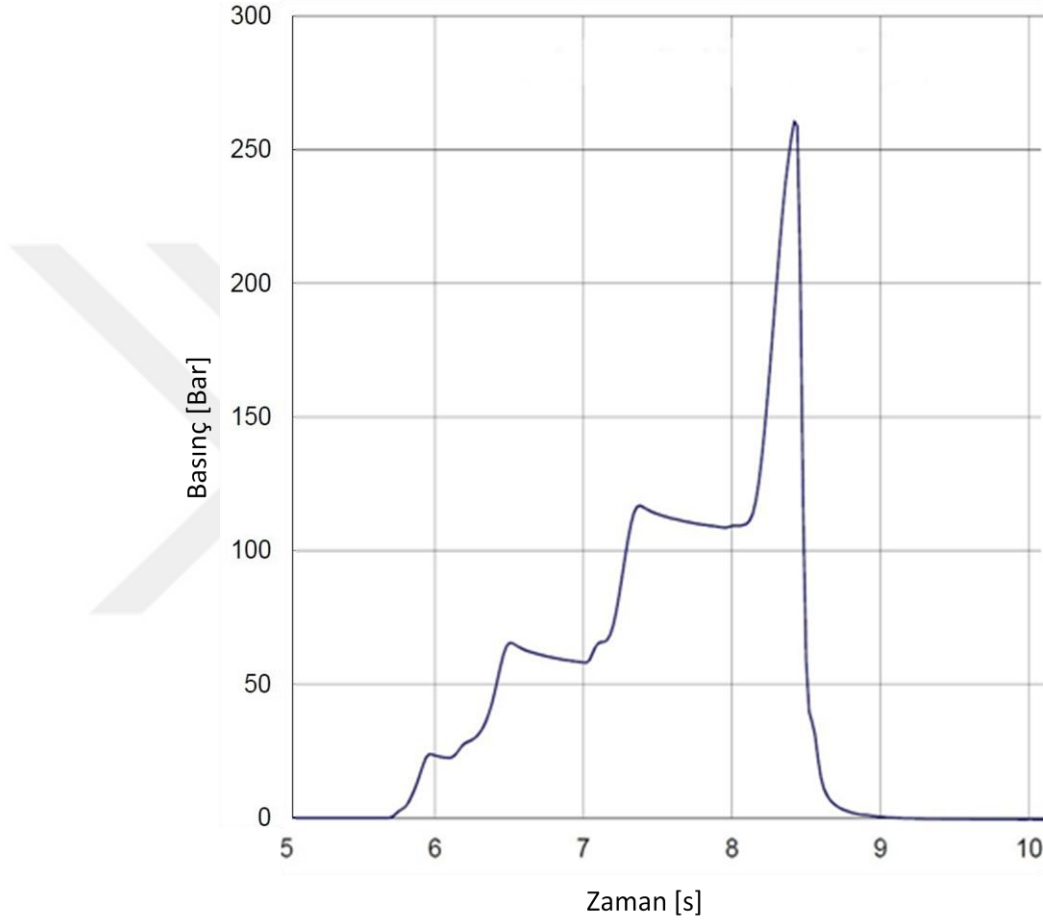
### 4.6.1. Patlatma testi

Bu testin amacı boru patlama basıncının ölçülmesidir. Patlatma testi için bu teste özel bir test cihazı kullanılır. Test için borular test cihazının iklimlendirilmiş odasına alınır ve iklimlendirme odasının sıcaklığı bir saat boyunca sabit tutularak sıcaklığın ürünün her yerinde homojen bir şekilde dağılması sağlanır. Sistemi basınç uygulamak için elle çalışan bir yüksek basınç pompası kullanılır. Bu pompa kullanılarak sisteme bağlanmış olan boruya boru patlayana kadar basınç uygulanır. Bu işlem sırasında sistemin basıncı zamana bağlı olarak kaydedilerek basınç-zaman grafiği oluşturulur. Aşağıdaki Şekil 4.20’de Patlatma testinin nasıl yapıldığını anlatan şekil görülebilir.



Şekil 4.20. Patlatma testi düzeneği

Aşağıdaki Şekil 4.21’de patlatma testi sonucunda elde edilmiş grafik görülebilir. Bu grafiğe bakılırsa, borunun 260 Bar basınçta patladığı görülür. Grafik incelenecek olursa basıncın kademe kademe yükseldiği görülebilir. Bunun sebebi sistem basıncının manüel olarak basınçlandırma kolu vasıtasıyla arttırılmasından kaynaklanmaktadır.



**Şekil 4.21.** Patlatma testi sonuç grafiği

Yukarıdaki şekil sadece bir adet borunun test sonucudur. Boru patlama basıncı hakkında bir fikre sahip olmak için bu test parçası sayısı arttırılmalıdır. Aşağıdaki çizelgede farklı borular ile yapılmış patlatma testi sonuçlarında elde edilen sonuçlar görülebilir.

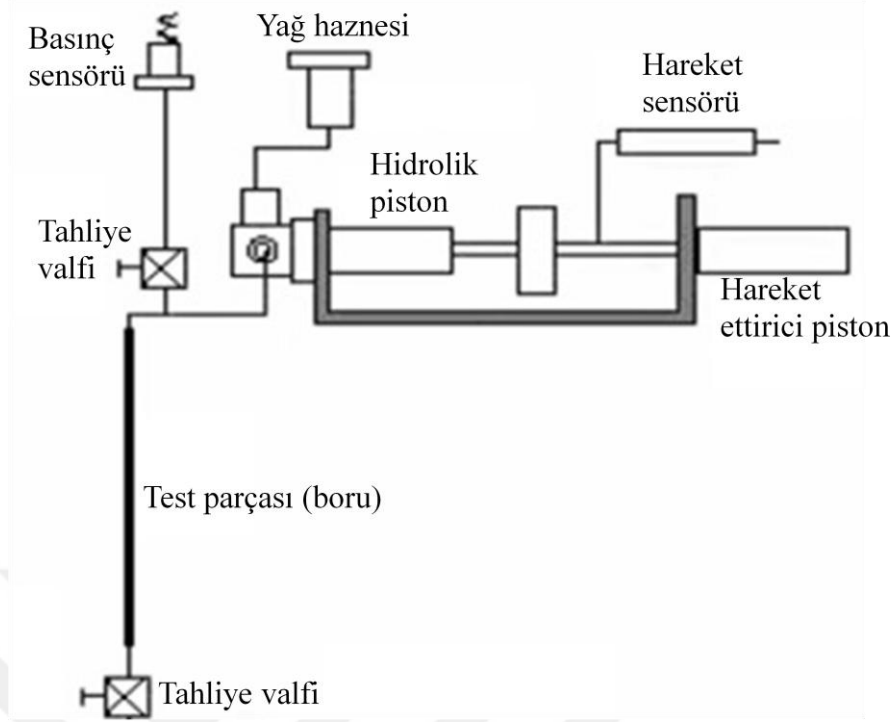
#### Çizelge 4.2. Boru patlama testi sonuçları

| Boru no | Patlama basıncı [Bar] |
|---------|-----------------------|
| 1       | 385                   |
| 2       | 255                   |
| 3       | 310                   |
| 4       | 340                   |
| 5       | 298                   |
| 6       | 358                   |
| 7       | 305                   |
| 8       | 370                   |
| 9       | 324                   |
| 10      | 355                   |

Çizelge 4.2’de bulunan sonuçlara bakıldığında zaman ortalama boru patlama basıncının 330 Bar olduğu görülür.

#### 4.6.1. Hacimsel genişleme testi

Bu testin amacı basınç uygulanmış bir debriyaj hidrolik borusunun hacimsel artışını değerlendirmektir. Test için bu işe özel bir test cihazı kullanılır. Aşağıdaki Şekil 4.22’de test düzeneği şematik olarak gösterilmiştir.



**Şekil 4.22.** Hacimsel genişleme test düzeneği

Şekil 4.22’de hareket ettirici piston sayesinde hidrolik piston hareket ettirilir. Bu hareket sırasında pistonun ne kadar hareket ettiği hareket sensörü ile ölçülür. Bu işlem sırasında hidrolik pistonun sol tarafında gösterilmiş olan tahliye valfi test parçası yönünde kapatılır. Bu sayede sadece hidrolik pistonda basınç artışından dolayı olacak hacimsel genişleme değeri ölçülmüş olur. Hacimsel genişleme değeri ölçümünde hareket sensöründen elde edilen veriler kullanılır. Tamamen rijit bir hidrolik piston kullanıldığında ve hidrolik yağının sıkıştırılmaz bir sıvı olduğunu kabul edersek, hareket ettirici pistonun ne kadar kuvvet uygulanırsa uygulansın hiçbir şekilde hareket etmemesi gerekir. Hareket ettirici pistonun hareketi, sistemde olan hacimsel genişlemelerden dolayıdır. Bu teoriye dayanarak hacimsel genişleme ölçümü yapılır.

Şekil 4.22’nin sol üst kısmında bulunan basınç sensörü sayesinde sistemin basıncı kaydedilir. Bu işlemlerden sonra testin ikinci aşaması olan borunun hacimsel genişleme değerinin ölçülmesine geçilebilir.

Boru hacimsel genişleme değerinin ölçümü için Şekil 4.22’de hidrolik pistonun sol tarafında bulunan tahliye valfi açılır. Yine aynı şeklin en altında bulunan tahliye valfi kapalı konuma getirilir. Testin ilk aşamasında olduğu gibi hareket ettirici piston hareket ettirilerek hidrolik piston hareket ettirilir ve sistemde basınç oluşur. Basınç altında boruda genişleme olacağından dolayı hareket sensöründe ölçülecek olan değer ile hacimsel genişleme değeri elde edilebilir.

Boru hacimsel genişleme testinden elde edilen sonuçlar aşağıdaki Çizelge 4.3’de görülebilir.

**Çizelge 4.3.** Boru hacimsel genişleme testi sonuçları

| Testten önce      |                                  | Test                 |  |  |  |   |                                    |
|-------------------|----------------------------------|----------------------|--|--|--|---|------------------------------------|
| Boru iç çapı [mm] | Boru iç hacmi [mm <sup>3</sup> ] | Sistem basıncı [Bar] | Borudan kaynaklanan piston hareketi [mm] | Hidrolik piston kesit alanı [mm <sup>2</sup> ] | Boru hacimsel genişleme [mm <sup>3</sup> ] | Test sırasındaki boru iç hacmi [mm <sup>3</sup> ] | Test sırasındaki boru iç çapı [mm] |
| 3                 | 7068,6                           | 5                    | 0,12                                     | 197,3  | 24,5                                       | 7093,1  | 3,0052                             |
| 3                 | 7068,6                           | 10                   | 0,24                                     | 197,3  | 46,9                                       | 7115,4  | 3,0099                             |
| 3                 | 7068,6                           | 15                   | 0,31                                     | 197,3  | 60,7                                       | 7129,3  | 3,0129                             |
| 3                 | 7068,6                           | 20                   | 0,37                                     | 197,3  | 72,4                                       | 7141,0  | 3,0153                             |
| 3                 | 7068,6                           | 25                   | 0,44                                     | 197,3  | 86,3                                       | 7154,9  | 3,0183                             |
| 3                 | 7068,6                           | 30                   | 0,51                                     | 197,3  | 101,2                                      | 7169,8  | 3,0214                             |
| 3                 | 7068,6                           | 35                   | 0,58                                     | 197,3  | 114,0                                      | 7182,5  | 3,0241                             |
| 3                 | 7068,6                           | 40                   | 0,63                                     | 197,3  | 124,6                                      | 7193,2  | 3,0263                             |
| 3                 | 7068,6                           | 45                   | 0,68                                     | 197,3  | 134,2                                      | 7202,8  | 3,0283                             |

Çizelge 4.3’de bulunan borudan kaynaklanan piston hareketi bilgisi test cihazından gelen verilerden elde edilir. Hidrolik piston kesit alanı ile piston hareketi çarpılarak borudaki hacimsel genişleme miktarı bulunur. Testten önceki boru iç hacmi ile boru hacimsel genişleme miktarı toplanarak test sırasındaki borunun iç hacmi bulunur. Son

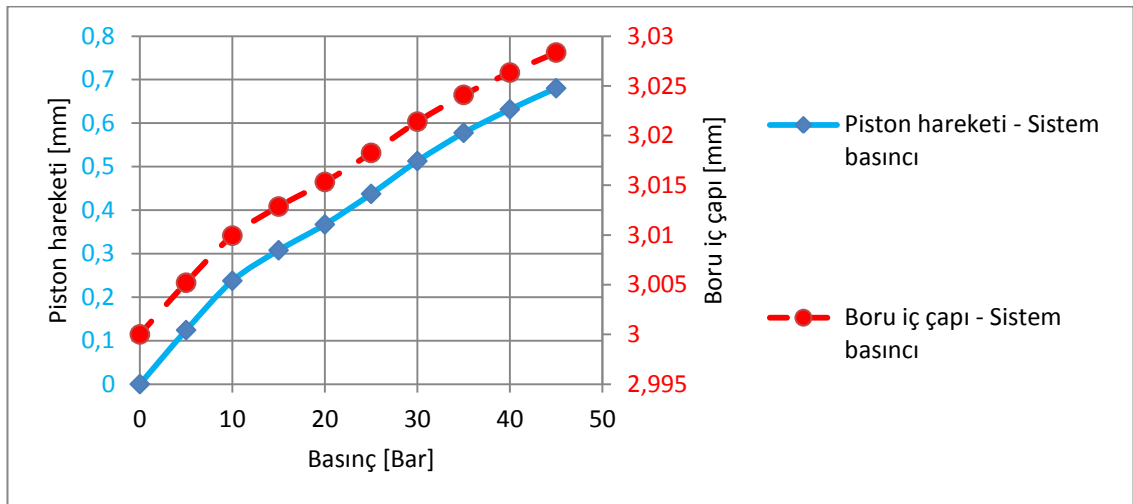
olarak da denklem (4.11) de belirtilen silindir hacim formülü kullanılarak basınç altındaki borunun iç çapı hesaplanır.

$$Di_p = \sqrt{\frac{V_p \times 4}{L \times \pi}} \quad (4.11)$$

Burada  $V_p$  değeri basınç altındaki (test sırasındaki) borunun iç hacimidir.  $Di_p$  değeri ise basınç altındaki (test sırasındaki) borunun iç çap değeridir.

Test sonuçları incelendiğinde, sistem basıncının artmasıyla beraber boru hacimsel genişleme miktarının arttığı görülebilir. Boru çalışma basıncı olan 45 Bar basınçta boru iç çapının 3mm den 3,0283mm ye yükseldiği görülebilir.

Aşağıdaki Şekil 4.23'de boru iç çapının ve sistem basıncının piston hareketine göre nasıl değiştiği gösterilmiştir.



Şekil 4.23. Boru iç çapı ve sistem basıncının piston hareketine bağlı değişimi

## 5. SONUÇLAR VE TARTIRŞMA

Bu çalışmada bir debriyaj hidrolik borusunun çalışma koşulları göz önünde bulundurularak borudan istenilen özelliklere uygun kısıt fonksiyonları olan i çap, dış çap, patlama basıncı, hacimsel genişleme ve et kalınlığı kısıtları belirlenmiş, boru iç ve dış çap değerleri tasarım değişeni olarak kullanılarak optimum tasarıma nasıl ulaşılacağı incelenmiştir. İstenilen kısıtları sağlana en dışuk ağırlığa sahip debriyaj hidrolik borusunun lleri elde edilmesi amaçlanmıştır.

Yapılan optimizasyon çalışmalarında analitik zm, Excel üzücü kullanarak mühendislik optimizasyonu, MATLAB programı kullanarak grafiksel optimizasyon ve yine MATLAB programı kullanarak genetik algoritma ile optimizasyon konuları incelenmiştir. Optimizasyon alışması sonucunda bulunan sonuçlar sonlu elemanlar analizi yöntemi ile incelenmiş ve son olarak optimum parametreleri elde edilen ürünün testi gerçekleştirilmiştir.

Aşağıdaki izelge 5.1'de optimizasyon problemi üzümünde kullanılan farklı zm yöntemlerinden elde edilen sonuçlar gösterilmiştir. Bu izelge incelendiğinde bütün çalışmaların ortak sonucu olarak boru iç çapının 3mm ve boru dış çapının 5mm olarak bulunduğu görülebilir.

**Çizelge 5.1.** Optimizasyon probleminin farklı yöntemler ile çözümünden elde edilen sonuçlar

| Problem Çözüm yöntemi                     | Bulunan değerler |              |                   |                       |                                |             |
|---|------------------|--------------|-------------------|-----------------------|--------------------------------|-------------|
|   | İç çap [mm]      | Dış çap [mm] | Et kalınlığı [mm] | Patlama basıncı [Bar] | iç çap hacimsel genişleme [mm] | Ağırlık [g] |
| Excel çözücü ile optimizasyon             | 3                | 5            | 1                 | 314,4                 | 0,0136                         | 13,32       |
| MATLAB grafiksel optimizasyon             | 3                | 5            | 1                 | 314,4                 | 0,0140                         | 13,32       |
| Matlab Genetik algoritma ile optimizasyon | 3                | 4,999        | 0,9995            | -                     | -                              | 13,30       |
| ANSYS Sonlu elemanlar analizi             | 3                | 5            | 1                 | 377                   | 0,0140                         | 13,32       |
| Test                                      | 3                | 5            | 1                 | 330                   | 0,0283                         | 13,32       |

Yapılan optimizasyon çalışmaları sonucunda borunun iç çapının 3mm ve dış çapının 5mm olarak bulunduğu görülür. Bu ölçülere sahip olan 1m uzunluğundaki borunun ağırlığı 13,32g olarak bulunmuştur. Günümüzde kullanılan Ø8mm dış çap ve Ø3,5mm iç çap değerinde olan 1 metre uzunluğundaki borunun ağırlığı yaklaşık 45g dır. Bu değerlere bakıldığı zaman borunun ağırlığında yaklaşık %70 lik bir azalma olduğu görülür.

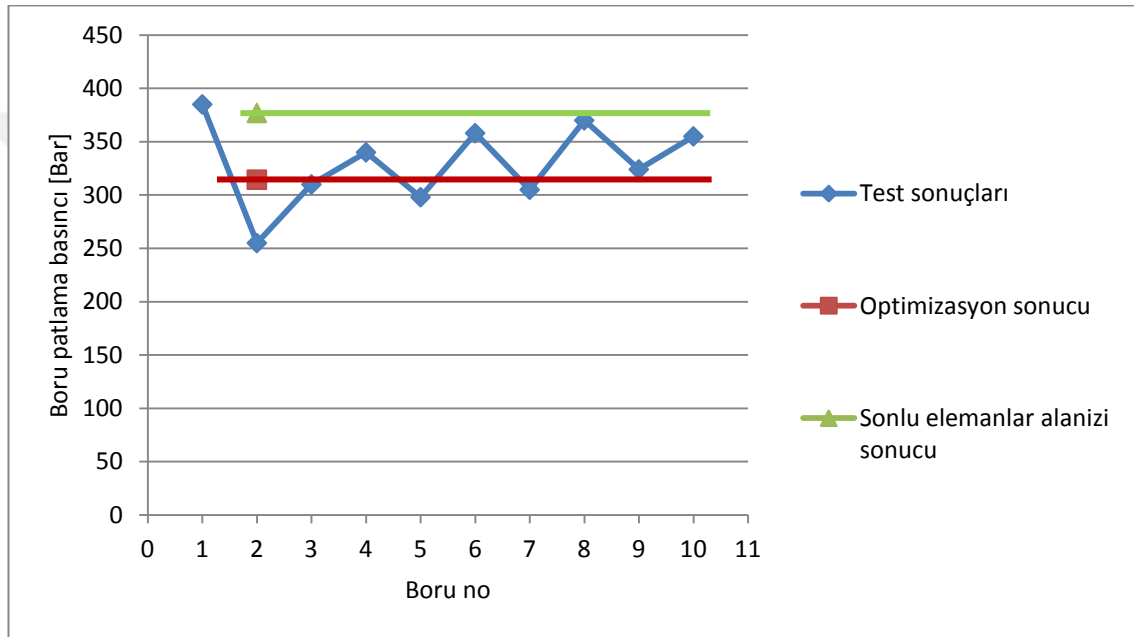
Boru patlama basıncının yapılan testler sonucunda ortalama 330 Bar olarak bulunmuştur. Bu değer optimizasyon problemi çözümünde bulunan 314,4 Bar basınca yakındır. Ayrıca Çizelge 4.2'ye bakılacak olursa boru patlama basıncının değişkenlik gösterdiği ve 314,4 Bar değerinin bu değişken değerlerin arasında olduğu görülebilir.

Sonlu elemanlar analizinden elde edilen patlama basıncı değeri 377 Bar dır. Bu değer ile test sonucunda elde edilen 330 Bar ortalama patlama basıncı arasında 47 Bar fark vardır. Yine Çizelge 4,2'ye bakılacak olursa yapılan patlama testlerinde maksimum 385



Bar patlama basıncı değerinin bulunduğu ve bu değer sonlu elemanlar analizi sonucu bulunan değere yakın olduğu görülür.

Yapılan patlama testleri sonucu Çizelge 4.2’de elde edilen patlama basıncı değerlerinin birbirinden çok farklı olmasının sebebi boru üretiminden kaynaklanan boru iç çap ve dış çap değerlerindeki sapmalardır. Aşağıdaki Şekil 5.1’de patlama testinde bulunan sonuçlar ile diğer yöntemlerden elde edilen sonuçlar kıyaslanmıştır.



**Şekil 5.1.** Boru patlama testinde elde edilen sonuçlar ile diğer yöntemlerde bulunan patlama basıncı sonuçlarının kıyaslanması

Boru iç çap hacimsel genişleme sonuçları incelendiğinde, optimizasyon çalışmaları sonucu iç çaptaki değişimin 0,014mm civarında olduğu, sonlu elemanlar analizi sonucunda 0,014mm olduğu ve test sonucunun ise 0,028mm olduğu görülür. Test sonucunda bulunan değer optimizasyon ve sonlu elemanlar analizinden çok farklıdır. Bu sonuç literatürde bulunan Law ve Bowie (2007) nin yaptığı çalışmayı doğrulamaktadır. Boru hacimsel genişleme değerini tam olarak hesaplamak mümkün değildir. En doğru sonuç gerçek parça üzerinden yapılan testler ile elde edilir.

Bu çalışmanın temel parametreleri boru çapları, patlama basıncı, hacimsel genişleme ve boru ağırlığıdır. Ancak otomotiv sektöründe bir debriyaj hidrolik borusundan beklenenler bunlar ile kısıtlı değildir. Son yıllarda otomobillerden istenen konfor seviyesi gittikçe artmaktadır. Bu konforun bir ögesi de debriyaj hidrolik borusudur. Taşıt motorundan gelen titreşimler araç debriyajının bir parçası olan boru üzerinden aracın debriyaj pedalına ulaşır ve bu da konfor problemi yaratır. Bundan dolayı optimizasyon probleminde ayrıca borudan kaynaklanan titreşimlerinde düşünülmesi gerekir.

Ayrıca gelecek çalışmalarda sıcaklık parametresi de optimizasyon problemine dahil edilerek daha ayrıntılı bir çalışma yapılabilir. Sıcaklık arttırıldığında boru malzemesinin elastite modülü azalacağından dolayı boru patlama basıncının düşeceği ve hacimsel genişleme miktarının artacağı, sıcaklık azaltıldığında ise boru malzemesinin elastite modülünün yükseleceğinden dolayı boru patlama basıncımın artacağı ve hacimsel genişleme miktarının azalacağı aşikardır. Bundan dolayı sıcaklık parametresinin optimizasyon problemine dahil edilmesinde fayda vardır.

## KAYNAKLAR

- Anonim, 2013.** Yield Strength versus Ultimate Strength. <http://physics.stackexchange.com/questions/16698/yield-strength-versus-ultimate-strength->(Erişim tarihi: 09.11.2016).
- Arora, J.S. 2004.** Introduction to Optimum Design. Elsevier Academic Press, USA, 728pp.
- Bony, M., Alamilla, J.L., Vai, R., Flores, E. 2010.** Failure pressure in corroded pipelines based on equivalent solutions for undamaged pipe. *Journal of Pressure Vessel Technology*, 2010;132:051001.
- Brabin, T.A., Christopher, T., Rao, B.N. 2011.** Bursting pressure of mild steel cylindrical vessels. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 88(2011): 119-122.
- Christopher, T., Sarma, BSVR., Potti, PKG., Rao, BN., Sankarnarayananasamy, K. 2001.** A comparative study on failure pressure estimation of unflawed cylindrical vessels. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 79(2002): 53-66.
- Cooper, W.E. 1957.** The significance of the tensile test to pressure vessel design. *Welding Journal- Welding Research Supplement*, January (1957): 49-56.
- Emel, G.G., Taşkın, Ç. 2002.** Genetik Algoritmalar ve Uygulama Alanları. *Uludağ Üniversitesi İktisadi ve İdari Bilimler Fakültesi Dergisi*, 21(2): 129-152
- Germain, Y. 1998.** Burst Pressure Prediction of Polyamide Pipes. *Polymer engineering and science*, April 1998, Vol.38, No.4, France, Serquigny.
- Kaymaz, İ. 2006.** MATLAB Optimizasyon Araç Kutusunun Kullanımı. [http://194.27.49.11/makine/ikaymaz/optimizasyon/dosyalar/MatlabOptim.pdf-](http://194.27.49.11/makine/ikaymaz/optimizasyon/dosyalar/MatlabOptim.pdf)(Erişim tarihi 09.11.2016).
- Knoop, F.M., Flaxa, V., Zimmermann, S., Gloss-Weege, J. 2010.** Mechanical properties and component behavior of X80 helical seam welded large diameter pipes. Proceedings of the 8th International Pipeline Conference, September 27-October 1, 2010, Canada: Calgary, Alberta.
- Law, M., Bowie, G. 2007.** Prediction of failure strain and burst pressure in high yield-to-tensile strength ratio linepipe. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 84(2007): 487-492.
- Momisso, P.C., Talavera, M.C., Santos, W.M., Onusic, H. 2004.** Development of Clutch Systems for Commercial Vehicles. SAE Technical Papers.
- Stewart, G., Klever, FJ. 1994.** An analytical model to predict the burst capacity of pipelines. *Proceedings of International Conference of Offshore Mechanics and Arctic Engineering*, 5(1994): 177-188.

**Svensson, N.L. 1958.** The bursting pressure of cylindrical and spherical vessels. *Journal of Applied Mechanics*, 25(1958): 89-96.

**Zhu, X.K., Leis, B.N. 2006.** Average shear stress yield criterion and its application to plastic collapse analysis of pipelines. *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, 83(2006): 663–671.

**Zimmermann, S., Hohler, S., Marewski, U. 2007.** Modeling ultimate limit states e burst pressure and yielding of flawless pipes. Proceedings of the 16th Biennial Pipeline Research Joint Technical Meeting, April 16-19, 2007, Australia, Canberra.

**Zimmermann, S., Marewski, U., Hohler, S. 2007.** Burst pressure of flawless pipes. *3R International, Special Edition*, 46(2007): 28-33.

**Wang, L., Zhang, Y. 2011.** Plastic collapse analysis of thin-walled pipes based on uniform yield criterion. *International Journal Mechanical Sciences*, 53(2011): 348-354.



## ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Hanifi GÖKBUDAK  
Doğum Yeri ve Tarihi : Osmangazi, 17/10/1985  
Yabancı Dili : İngilizce

### Eğitim Durumu (Kurum ve Yıl)

Lise : TC. Bursa Cumhuriyet Lisesi, 2003  
Lisans : Dumlupınar Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi,  
Makine Mühendisliği Bölümü, 2009  
Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü,  
Otomotiv Mühendisliği Ana Bilim Dalı, 2016

Çalıştığı Kurum ve Yıl : Valeo Otomotiv 2012-...  
İletişim(e-posta) : hanifigokbudak@gmail.com