

İ. H. Güzelbey  
Doç. Dr.

B. Kanber  
Yrd. Doç. Dr.

Ö. Eyericioğlu  
Prof. Dr.

Gaziantep Üniversitesi  
Makina Mühendisliği Bölümü  
27310 Gaziantep, TÜRKİYE

# Sıkı Geçme Problemlerinin Sınır Eleman Yönetiminde Alt Bölge Tekniği Kullanılarak İncelenmesi

*Bu çalışmada, silindirik sıkı geçme problemleri, sınır elemanları yöntemi ve sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak incelenmiş, sonuçlar analitik sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Sınır elemanları yönteminde, tüm alan için kullanılan alt bölge tekniği, sıkı geçme problemleri için geliştirilmiş ve çözümler herhangi bir temas elemanı kullanılmaksızın gerçekleştirilmiştir. Geliştirilen yöntem, önceden hazır olan bir sınır elemanları programına eklenmiştir. İki alt bölge arasında denge ve süreklilik şartları sağlanarak, tüm bölge için doğru sonuçlara ulaşılmıştır. Sonuçların, sonlu elemanlar yöntemi sonuçlarıyla ve analitik sonuçlarla çok iyi uyum içerisinde olduğu görülmüştür.*

*Anahtar Kelimeler: Sıkı Geçme Problemleri, Sınır Elemanlar Yöntemi, Sonlu Elemanlar Yöntemi.*

## SİMGELER LİSTESİ

- $a$  İçteki silindirin iç yarıçapı
- $b$  İçteki silindirin dış yarıçapı
- $c$  Dıştaki silindirin dış yarıçapı
- $E$  Elastisite modülü
- $S_y$  Akma gerilmesi
- $p$  Sıkı geçme basıncı
- $p_i$  İç silindirde uygulanan çalışma basıncı
- $p_{iç}$  İç basınç
- $p_{dış}$  Dış basınç
- $Q, Q_1, Q_2$  Muhtelif katsayılar
- $K_1, p'$  Muhtelif katsayılar
- $u_r$  Radyal deplasman
- $z$  Sıkı geçme miktarı
- $\nu$  Poisson oranı
- $S_r$  Radyal gerilme
- $S_t$  Teğetsel gerilme
- $H$  Temel yüzey kuvveti matrisin
- $G$  Temel deplasman matrisi,

$u^1, t^1$  Sınır elemanları yönteminde birinci alt bölgenin dış kenarlarındaki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri

$u_i^1, t_i^1$  Sınır elemanları yönteminde birinci alt bölgenin ara-yüzeyindeki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri  $u^2, t^2$  Sınır elemanları yönteminde ikinci alt bölgenin dış kenarlarındaki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri

$u_i^2, t_i^2$  Sınır elemanları yönteminde ikinci alt bölgenin ara-yüzeyindeki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri

$t_{int}^1$  Sınır elemanları yönteminde, iç silindirin ara yüzeyindeki iç basınç ve sıkı geçme basıncı sonucunda oluşan bileşke yüzey kuvveti

$u_{int}^2$  Sınır elemanları yönteminde, iç basınç ve sıkı geçme basıncı sonucunda dış silindirin ara yüzeyinde oluşan net deplasman miktarı.

## GİRİŞ

Sıkı geçme problemlerinin çözümü, temel olarak kalın cidarlı boru yaklaşımı kullanılarak yapılır [1]. Endüstride geniş uygulamaları olan bu problemlerde amaç, iç silindirin dış yüzeyinde ve dış silindirin iç yüzeyinde kalıcı gerilmeler meydana getirmektir. Bu sayede iç ve dış basınçlar altında çalışan parçaların dış hatlarındaki gerilmeler önemli oranda azaltılabilmektedir [2]. Eğer içteki silindirin iç yarıçapı biliniyorsa, radyal sıkı geçme miktarının ve silindirlerin iç ve dış yarıçaplarının en iyi değerleri, Metal şekillendirme el kitabıçığında [3] verilen formüller kullanılarak bulunabilmektedir.

Sıkı geçme problemlerinin sonlu elemanlar çözümü değişik araştırmacılar tarafından çalışılmıştır [4-7]. Bu çalışmalarda radyal sıkı geçme, iç silindirin dış yarıçapı, dış silindirin iç yarıçapından radyal sıkı geçme miktarı kadar büyük verilerek modellenmiş ve problem uygun bir temas elemanı kullanılarak çözümlenmiştir. Sınır elemanları analizinde ise çözümler yine uygun temas elemanları ve iterasyon algoritmaları kullanılarak yapılmıştır [8-9].

Bu çalışmada sıkı geçme problemleri, sınır elemanları yönteminde herhangi bir temas elemanı kullanılmaksızın, sınır elemanları metodunun bir tekniği olan, alt bölge tekniği kullanılarak çözülmüştür.

### ANALİTİK ÇÖZÜMLEME

İç ve dış basınç etkisi olmaksızın bir çok sıkı geçme uygulamasının çözümü, kalın cidarlı boru eşitlikleri kullanılarak yapılır [1]. Sıkı geçme (z) sonucunda, iç ve dış silindirler arasındaki sıkı geçme basıncı (p), aşağıdaki eşitlik kullanılarak bulunabilir:

$$p = \frac{Ez(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)}{2b^3(c^2 - a^2)} \quad (1)$$

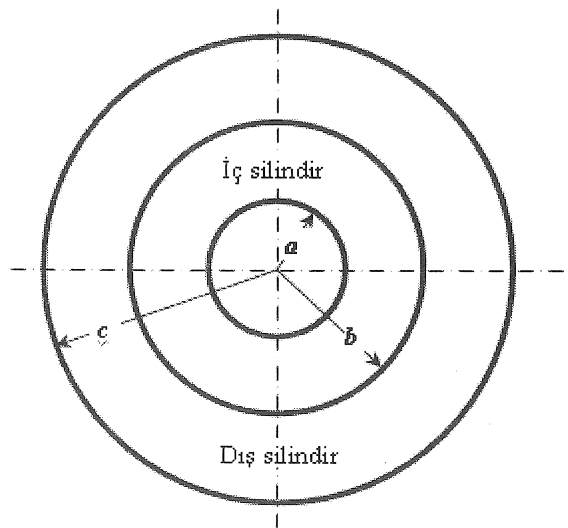
Şekil 1' de görülen uçları açık, sıkı geçirilmiş iç ve dış silindir probleminde (iç silindir, sıkı geçmeden dolayı ara yüzeyde sıkı geçme basıncına (p) maruz bırakılmıştır), radyal ve teğetsel gerilme ve radyal deplasman eşitlikleri aşağıdaki gibidir:

$$\sigma_r = -\frac{pb^2}{b^2 - a^2} \left( 1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (2)$$

$$\sigma_t = -\frac{pb^2}{b^2 - a^2} \left( 1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \quad (3)$$

$$u_r = \frac{r}{E} [\sigma_r - \nu \sigma_t] \quad (4)$$

Burada r değişkeni, a ve b yarıçapları arasında değişmektedir. Elastisite modülü (E) ve Poisson oranı (ν) iç silindirin malzeme sabitleri, σ<sub>t</sub>, teğetsel gerilme, σ<sub>r</sub>, radyal gerilme ve u<sub>r</sub>, radyal deplasmandır.



Şekil 1 Sıkı geçirilmiş iç ve dış silindir.

Gerilme ve deplasman için benzer eşitlikler, dış silindir için, dış silindirin malzeme sabitleri kullanılarak aşağıdaki şekilde yazılabilir (dış silindir için r değişkeni, b ve c arasında değişir):

$$\sigma_t = \frac{pb^2}{c^2 - b^2} \left( 1 + \frac{c^2}{r^2} \right) \quad (5)$$

$$\sigma_r = \frac{pb^2}{c^2 - b^2} \left( 1 - \frac{c^2}{r^2} \right) \quad (6)$$

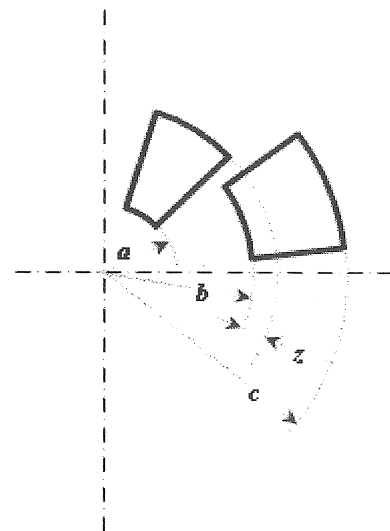
$$u_r = \frac{r}{E} [\sigma_r - \nu \sigma_t] \quad (7)$$

Montajı yapılmış parça, çalışma sırasında iç (p<sub>i</sub>) ve dış (p<sub>o</sub>) basınçlara maruz bırakılacağından, gerilme ve deplasman formüllerinde bu iç ve dış basınçlar düşünülmelidir (Bu aşamada r değişkeni iç yarıçap (a) ve dış yarıçap (b) arasında değişmektedir).

$$\sigma_t = \frac{p_{i_c} a^2 - p_{d_s} c^2}{c^2 - a^2} + \frac{(p_{i_c} - p_{d_s}) c^2 a^2}{(c^2 - a^2) r^2} \quad (8)$$

$$\sigma_r = \frac{p_{i_c} a^2 - p_{d_s} c^2}{c^2 - a^2} - \frac{(p_{i_c} - p_{d_s}) c^2 a^2}{(c^2 - a^2) r^2} \quad (9)$$

$$u_r = \frac{r}{E} [\sigma_r - \nu \sigma_t] \quad (10)$$



Hem birleşim yüzeyindeki sıkı geçme basıncı, hem de çalışma koşullarından kaynaklanan iç basınç, iş parçası üzerine aynı anda etki etmesinden dolayı, formül 2, 5 ve 8 uygun sınır koşulları ve süperpozisyon tekniği düşünülerek birleştirilmeli ve parça üzerinde etki eden net gerilme ve deplasman dağılımları bulunmalıdır. Bu amaçla, aşağıdaki üç farklı durum ortaya çıkmaktadır:

1. Eşitlik 8 ve 9 kullanılarak aşağıdaki sınır koşulları ile, iç silindir üzerindeki çözüm:  
 $p_{iç} = p_i$ ,  $p_{dış} = p$ , (sıkı geçme basıncı)  
 iç yarıçap= $a$ , dış yarıçap= $b$  ve  $r$  değişkeni  $a$  ve  $b$  arasında değişir.
2. Eşitlik 8 ve 9 kullanılarak aşağıdaki sınır koşulları ile, dış silindir üzerindeki çözüm:  
 $p_{iç} = p$ , (sıkı geçme basıncı)  $p_{dış} = 0$ ,  
 iç yarıçap= $b$ , dış yarıçap= $c$  ve  $r$  değişkeni  $b$  ve  $c$  arasında değişir.
3. Eşitlik 8 ve 9 kullanılarak aşağıdaki sınır koşulları ile, montajı yapılmış iş parçası üzerindeki çözüm:  
 $p_{iç} = p_i$ ,  $p_{dış} = 0$ ,  
 iç yarıçap= $a$ , dış yarıçap= $c$  ve  $r$  değişkeni  $a$  ve  $c$  arasında değişir

Yapılan analitik ve sayısal hesaplamalarda, iç ve dış silindirin malzemeleri aynı kabul edilmiş ve metal şekillendirme el kitapçığında [3] verilen optimum ölçüler ( $b$ ,  $c$ ,  $z$ ) kullanılmıştır. Bu ölçüler, montajı yapılmış iş parçasının çalışma esnasında üzerinde oluşan gerilmeleri en aza indirmek koşulu ile elde edilmiştir. İç yarıçapı ( $a$ ) bilinen bir uygulamada, optimum sıkı geçme miktarı ( $z$ ), iç silindirin optimum dış yarıçapı ( $b$ ) ve dış silindirin optimum dış yarıçapı aşağıdaki eşitlikler kullanılarak bulunabilir:

$$z = \frac{b \cdot S_y}{E} \left( \frac{1}{K_1} - Q_1^2 \right) \quad (11)$$

$$b = a/Q_1 \quad (12)$$

$$c = a/Q \quad (13)$$

burada kullanılan bazı terimler aşağıdaki gibidir;

$$Q_1 = \sqrt{\frac{1}{2} \left( 1 + \frac{1}{K_1} \right)} - p' \quad (14)$$

$$Q_2 = Q_1 \sqrt{K_1} \quad (15)$$

$$Q = Q_1 Q_2 \quad (16)$$

$$p' = p/S_y \quad (17)$$

$$K_1 = S_y(\text{iç silindir})/S_y(\text{dış silindir}) \quad (18)$$

(İç ve dış silindirlerin malzemesi aynı;  $K_1=1$ )

Çizelge 1' de analitik ve sayısal çözümlerde kullanılan modeller verilmektedir. Bu çizelgedeki modellerin tamamında  $a=36$  mm,  $K_1=1$ ,  $S_y=1033$

MPa ve  $E=210$  GPa olarak alınmıştır. Model 2, 3, ve 4 te farklı basınçlar altındaki optimum ölçüler, eşitlik 11, 12 ve 13 kullanılarak bulunmuştur. İlk modelde sıkı geçme miktarı sıfır alınmış ve problem sıradan temas problemi gibi çözülmüştür.

Çizelge 1. Analitik ve sayısal çözümlerde kullanılan modeller

( $a=36$  mm,  $K_1=1$ ,  $S_y=1033$  MPa,  $E=210$  GPa).

Model No	$p'$	$b$ (mm)	$c$ (mm)	$Q_1$	$Q$	$z$ (mm)
1	0.6	56.9	90	-	-	0
2	0.4	46.4	60	0.77	0.6	0.09
3	0.6	56.9	90	0.63	0.4	0.17
4	0.9	113.	360	0.31	0.1	0.50

Çizelge 2'de ise sıkı geçme miktarının önemi ortaya konulmuştur. Model 1 de (sıkı geçme miktarı sıfır iken) uygulanan iç basınçta  $r=a$ 'da akma gerilmesi aşılmaktadır. Buna karşın Model 3 de aynı boyutlara sahip silindirler 0.17 mm kadar sıkı geçirilmiş ve aynı noktada oluşan Von-Mises gerilmeleri akma gerilmelerinin altında kalmıştır. Diğer modellerde de akma gerilmesinin aşılmadığı görülmektedir.

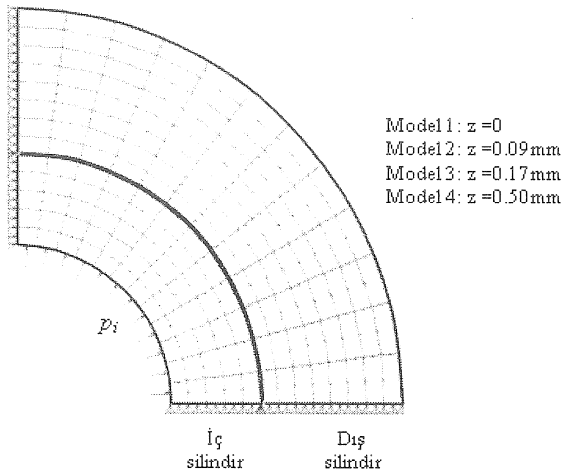
Çizelge 2. Modellerde, farklı basınçlar altında  $r=a$ 'da oluşan Von-Mises gerilmeleri ( $S_y=1033$ )

Model No	$p'$	$z$ (mm)	ANSYS-Von-Mises gerilmeleri(MPa)
1	0.6	0	1280
2	0.4	0.09	944
3	0.6	0.17	923
4	0.9	0.50	953

## SONLU ELEMANLAR ÇÖZÜMÜ

Sonlu elemanlar çözümleri için dört farklı model kullanılmıştır. İlk modelde sıkı geçme miktarı sıfır alınmış ve problem alışılabilir temas problemi gibi çözülmüştür. Diğer üç modelde sıkı geçme miktarı sırasıyla, 0.09, 0.17 ve 0.5 mm olarak alınmıştır (Çizelge 1). Tüm çözümlerde ANSYS sonlu elemanlar paket programının 7.0 sürümü kullanılmıştır. Problem simetrik olduğu ve bilinen deplasmanların kartezyen koordinat sisteminde uygulanabilmesi için, dörtte bir model ele alınmıştır (Şekil 2).

Tüm modellerde, alanlar için ANSYS kütüphanesinde bulunan 8 düğüm noktalı dikdörtgen PLANE82 elemanı kullanılmıştır. Temas yüzeylerinde ise, dış silindirin temas yüzeyi için TARGE169 ve iç silindirin temas yüzeyi için CONTA172 elemanları kullanılmıştır[13]. Bu elemanlar tanımlanırken iki yüzey arasındaki sürtünme katsayısı 0.21 olarak alınmıştır. Sıkı geçme problemi, iç silindirin dış yarıçapı, dış silindirin iç yarıçapından sıkı geçme miktarı kadar büyük verilerek çözülmüştür. Dörtte bir model ele alındığı için deplasmanlar x eksenini boyunca y'de hareket edemeyecek şekilde ve y eksenini boyunca x de hareket edemeyecek şekilde verilmiştir. Çalışma basıncı olan,  $p_i$ , iç silindirin içteki yüzeyi boyunca uygulanmıştır.



Şekil 2. Sıkı geçirilmiş iç ve dış silindirin sonlu elemanlar modeli.

## SINIR ELEMANLARI ÇÖZÜMÜ

Sınır elemanları yönteminin genel denklemi, matris formu kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$[H]\{u\} = [G]\{t\} \quad (19)$$

Burada  $[H]$ , temel yüzey kuvveti matrisini,  $[G]$ , temel deplasman matrisini,  $\{u\}$  deplasman vektörünü ve  $\{t\}$  ise yüzey kuvvet vektörünü göstermektedir. Eğer problem, malzeme ve geometri açısından, herhangi lineer olmayan bir özellik içermiyorsa, eşitlik 19'daki bilinmeyen yüzey kuvvetleri ve deplasmanlar, uygun düzenlemelerden sonra, Gauss eliminasyon yöntemiyle çözülür. Ancak problem heterojen bir malzeme içeriyorsa, denklem 19, alt bölgeler cinsinden yazılarak çözülmeye çalışılır [10,11]. Alt bölgeler tekniği, temas problemlerinin çözümü için de kullanılabilir.

[12]. Bundan hareketle, sıkı geçme problemlerinin çözümü için, alt bölgeler eşitliklerinde uygun düzenlemeler yapılabilir. Bu amaçla eşitlik 19, ara-yüzey alt matrisleri cinsinden her bir bölge için aşağıdaki şekilde yazılabilir (Şekil-3)

Birinci alt bölge için:

$$[H^1 H_i^1] \begin{Bmatrix} u^1 \\ u_i^1 \end{Bmatrix} = [G^1 G_i^1] \begin{Bmatrix} t^1 \\ t_i^1 \end{Bmatrix} \quad (20)$$

İkinci alt bölge için:

$$[H^2 H_i^2] \begin{Bmatrix} u^2 \\ u_i^2 \end{Bmatrix} = [G^2 G_i^2] \begin{Bmatrix} t^2 \\ t_i^2 \end{Bmatrix} \quad (21)$$

Burada:

$u^1, t^1$  Birinci alt bölgenin dış kenarlarındaki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri,

$u_i^1, t_i^1$  Birinci alt bölgenin ara-yüzeyindeki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri,

$u^2, t^2$  İkinci alt bölgenin dış kenarlarındaki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri,

$u_i^2, t_i^2$  İkinci alt bölgenin ara-yüzeyindeki deplasman ve yüzey kuvveti vektörleri'dir

İki alt bölgenin ara yüzeyindeki, süreklilik ve denge şartları aşağıdaki gibi sağlanabilir:

$$\begin{aligned} u_i^1 &= u_i^2 = u_i \\ t_i^1 &= -t_i^2 = t_i \end{aligned}$$

Süreklilik ve denge şartları sağlanarak eşitlik 20 ve 21 aşağıdaki gibi birleştirilebilir:

$$\begin{bmatrix} H^1 & H_i^1 & 0 \\ 0 & H_i^2 & H^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u^1 \\ u_i \\ u^2 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} G^1 & G_i^1 & 0 \\ 0 & -G_i^2 & G^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} t^1 \\ t_i \\ t^2 \end{Bmatrix} \quad (22)$$

Eşitlik 22 temas problemlerinin çözümü için kullanılabilir. Bu çözümlerde her bir alt bölge birbirinden bağımsız olarak ele alınır ve sonuçta tek bir çözüm elde edilir.

Sıkı geçme problemlerinin çözümü için, ara yüzeyde oluşan ve eşitlik 1'de verilen sıkı geçme basıncı da düşünülmelidir. Bu amaçla, birinci alt bölge iç silindir ve ikinci alt bölge dış silindir olarak düşünülebilir (Şekil 3). İç silindirde sıkı geçmeden dolayı meydana gelen sıkı geçme deplasmanlarını bulmak için eşitlik 20, aşağıdaki şekilde yazılabilir:

$$[H^1 H_i^1] \begin{Bmatrix} u^1 \\ u_{im} \end{Bmatrix} = [G^1 G_i^1] \begin{Bmatrix} t^1 \\ p \end{Bmatrix} \quad (23)$$

Burada,  $p$  eşitlik 1 deki sıkı geçme basıncını,  $u_{int}$  ise iç silindirin ara yüzeyinde basınçtan dolayı oluşan deplasmanı göstermektedir. Eşitlik 23, dış kenarlardaki sınır koşulları da düşünülerek, Gauss eliminasyon yöntemiyle çözülür ve  $u_{int}$  bulunur. Daha sonra bulunan bu değerlerle, iç içe geçirilmiş iş parçası üzerindeki süreklilik ve denge eşitlikleri aşağıdaki gibi yazılabilir.

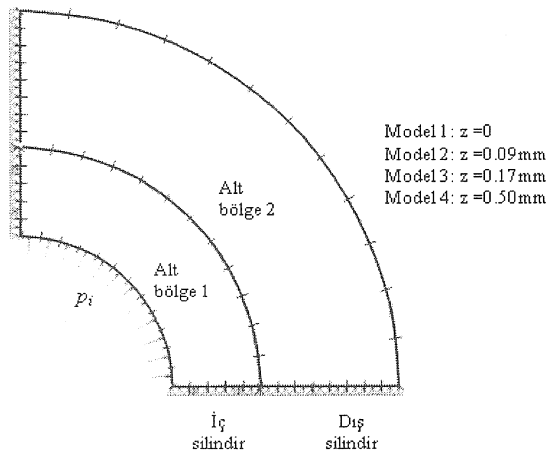
$$\begin{aligned} u_i^1 - u_{int} &= u_i \\ t_i^2 + p &= t_i \end{aligned}$$

Sıkı geçme miktarını da içeren bu yeni eşitliklerle eşitlik 20 ve 21 aşağıdaki gibi yazılabilir:

$$[H^1 H_i^1] \begin{Bmatrix} u^1 \\ u_i^1 - u_{int} \end{Bmatrix} = [G^1 G_i^1] \begin{Bmatrix} t^1 \\ t_{int}^1 \end{Bmatrix} \quad (24)$$

$$[H^2 H_i^2] \begin{Bmatrix} u^2 \\ u_{int}^2 \end{Bmatrix} = [G^2 G_i^2] \begin{Bmatrix} t^2 \\ t_i^2 + p \end{Bmatrix} \quad (25)$$

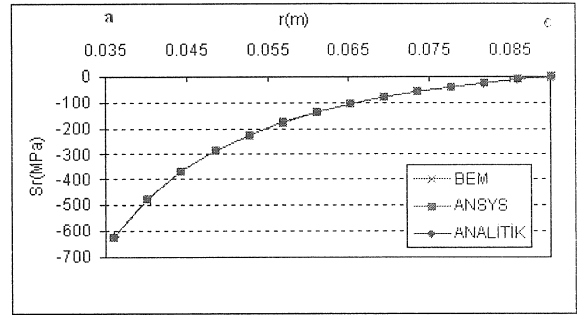
Burada  $t_{int}^1$ , iç silindirin ara yüzeydeki iç basınç ve sıkı geçme basıncı sonucunda oluşan bileşke yüzey kuvvetidir.  $u_{int}^2$  ise yine iç basınç ve sıkı geçme basıncı sonucunda dış silindirin ara yüzeyinde oluşan net deplasman miktarıdır. Denklem 24 ve 25'in çözümleri, yine bilindik Gauss eliminasyon yöntemiyle yapılır. Çözümler sonucunda, iş parçası üzerinde istenilen her noktada, gerçek deplasman ve gerilme değerlerine ulaşılır. Bahsedilen yöntemle, şekil 3'de görülen model, 3 düğüm noktalı elemanlar kullanılarak çözülmüştür. Modelde kullanılan toplam eleman sayısı 62'dir. Sınır koşulları şekil 3'de görüldüğü gibidir.



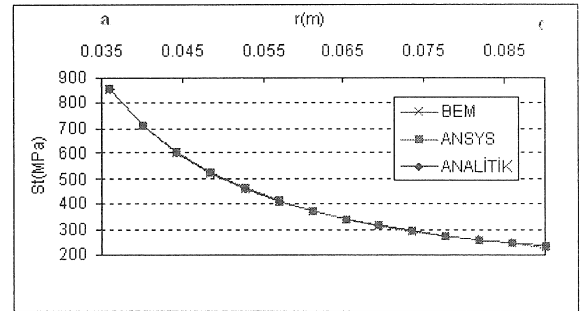
Şekil 3. Sıkı geçirilmiş iç ve dış silindirin sınır elemanlar modeli.

## SONUÇ VE DEĞERLENDİRMELER

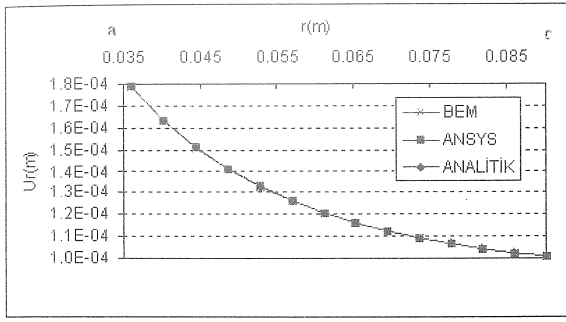
Sınır elemanları yönteminde kullanılan alt bölge tekniği, sıkı geçme problemleri için uygulanmıştır. Uygulanan bu yöntemde, temas elemanı kullanılmaksızın sıkı geçme problemleri çözümlenebilmektedir. İç içe geçirilmiş iki silindirin, analitik, sonlu elemanlar ve geliştirilen yöntemle sınır elemanları çözümleri yapılmış ve Şekil 4 ve 15 arasında görülen sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 4 ve 6 arasındaki sonuçlarda, sıkı geçme miktarı sıfır alınmış ve problem sıradan bir temas problemi gibi çözülmüştür. Diğer çözümlerde ise sıkı geçme miktarı sırasıyla 0.09, 0.17 ve 0.50 mm olarak alınmıştır. Şekillerden de görüldüğü üzere, tüm sonuçlar birbirini takip etmektedir. Bu sonuçlar, sıkı geçme problemlerinin sınır elemanları çözümünde alt bölge tekniğinin, yapılan düzenlemelerle birlikte güvenle kullanılabileceğini göstermektedir.



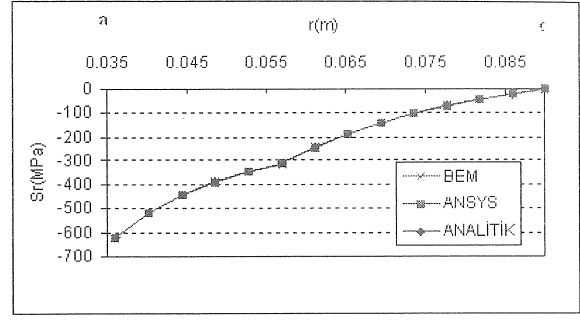
Şekil 4. "z=0" iken iş parçası üzerindeki radyal gerilme dağılımı.



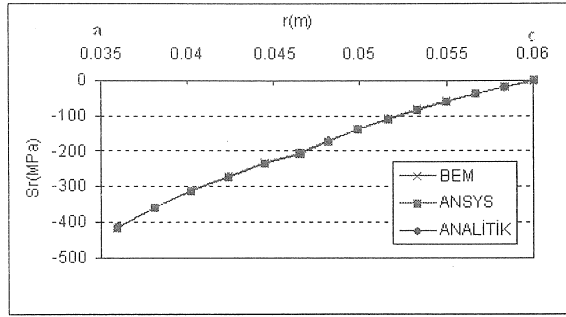
Şekil 5. "z=0" iken iş parçası üzerindeki teğetsel gerilme dağılımı.



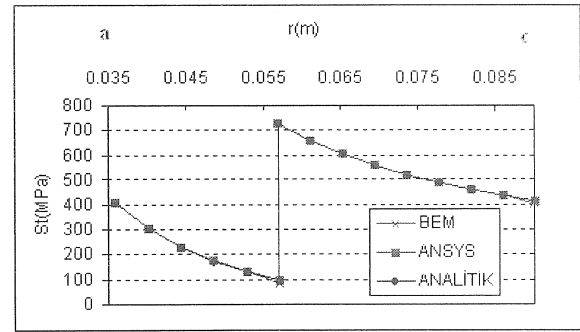
Şekil 6. " $z=0$ " iken iş parçası üzerindeki radyal deplasman dağılımı.



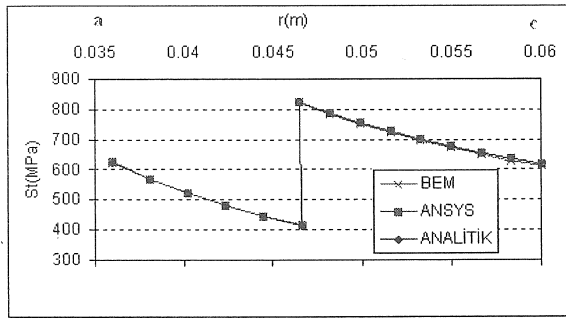
Şekil 10. " $z=0.17 \text{ mm}$ " iken iş parçası üzerindeki radyal gerilme dağılımı.



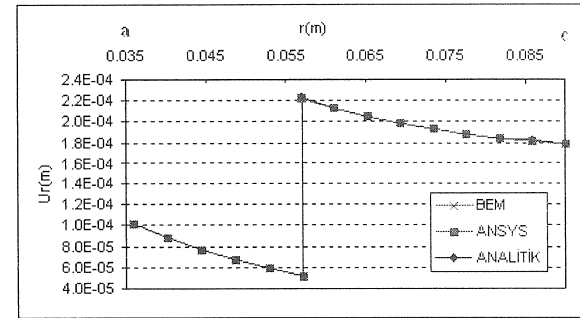
Şekil 7. " $z=0.09 \text{ mm}$ " iken iş parçası üzerindeki radyal gerilme dağılımı.



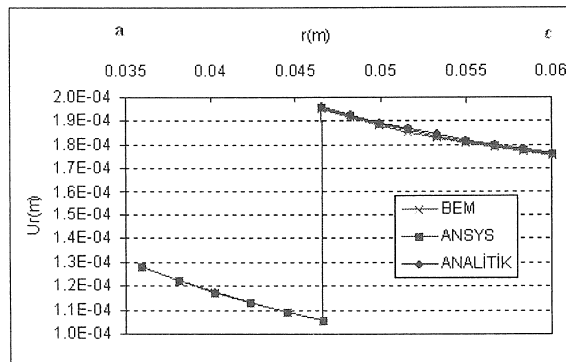
Şekil 11. " $z=0.17 \text{ mm}$ " iken iş parçası üzerindeki teğetsel gerilme dağılımı.



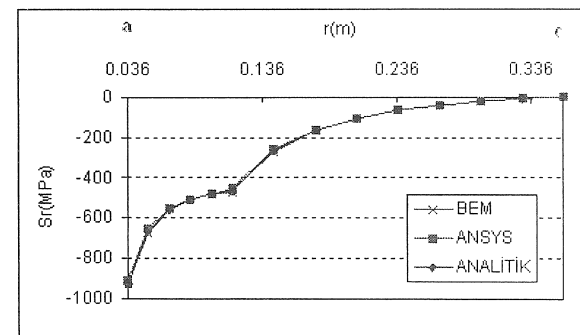
Şekil 8. " $z=0.09 \text{ mm}$ " iken iş parçası üzerindeki teğetsel gerilme dağılımı.



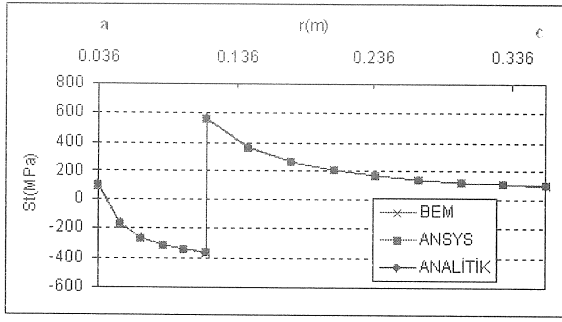
Şekil 12. " $z=0.17 \text{ mm}$ " iken iş parçası üzerindeki radyal deplasman dağılımı.



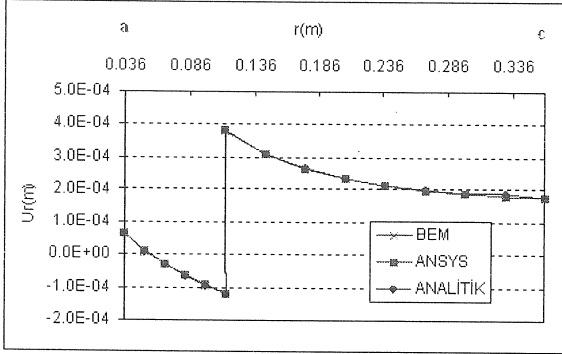
Şekil 9. " $z=0.09 \text{ mm}$ " iken iş parçası üzerindeki radyal deplasman dağılımı.



Şekil 13. " $z=0.50 \text{ mm}$ " iken iş parçası üzerindeki radyal gerilme dağılımı.



Şekil 14. "z=0.50 mm" iken iş parçası üzerindeki teğetsel gerilme dağılımı.



Şekil 15. "z=0.50 mm" iken iş parçası üzerindeki radyal deplasman dağılımı.

#### FINITE AND BOUNDARY ELEMENT ANALYSIS OF PRESS-FIT PROBLEMS

In this work, press fit problems are analysed using boundary and finite element methods and their results are compared with analytical results. Subregion technique, which is used for analysing an entire domain in boundary element method, is improved for the solution of press fit-problems. All boundary element solutions are carried out without using any contact elements. Improved method is adapted to an existing boundary element program. Accurate results are achieved by satisfying the continuity and equilibrium requirements at the interface between the regions. It is shown that the boundary element results are in good agreement with finite element and analytical results..

Keywords: Press-fit problems, Finite element method, Boundary element method

#### KAYNAKÇA

1. Shigley, J.E., Mechanical Engineering Design, Paris, McGraw-Hill, New York, 1986.
2. Frater J.L, Application of finite element methods to the design of prestressed tooling, *J.Materials Shaping Technology*, 7(1989)1, 49-55.
3. Lange, K., Handbook of Metal Forming, McGraw-Hill, New York, 1985.
4. Kutuk MA, Eyercioglu O, Yildirim N, Akpolat A, Finite element analysis of a cylindrical approach for shrink-fit precision gear forging dies, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C-Journal of Mechanical Engineering Science*, 217 (2003) 6, 677-685
5. Millan C, Jimenez MA, Miravete A, Finite element calculation of a press fit joint between a composite materials tube and an aluminium cylinder, *Applied composite materials*, 6 (1999) 6 369-380
6. Ling WH, Stolarski HK A contact algorithm for problems involving quadrilateral approximation of surfaces, *Computers & Structures*, 63 (1997) 5, 963-975
7. Strozzi A, Vaccari P, On the press fit of a crankpin into a circular web in pressed-up crankshafts, *Journal of Strain Analysis for Engineering Design*, 38 (2003) 3, 189-199
8. Gun H, Boundary element analysis of 3-D elasto-plastic contact problems with friction, *Computers & Structures*, 82 (2004)(7-8), 555-566
9. Kanber B, Guzelbey IH, Erklig A, Boundary element analysis of contact problems using artificial boundary node approach, *Acta Mechanica Sinica*, 19 (2003) 4, 347-354
10. Brebbia C. A., Teles J.C.F. and Wrobel L.C., Boundary Element Techniques, Springer-Verlag, New York, 1984.
11. Kanber B. A New Procedure for Finite and Boundary Element Methods, Doktora Tezi, Gaziantep Üniversitesi, Gaziantep, Türkiye, 2001.
12. Güzelbey I. H. Finite and Boundary Element Analysis of Elasto-Plastic Finite Strain Contact Problems, Doktora Tezi, Cranfield Institute of Technology, UK, 1992.
13. ANSYS Structural Analysis Guide 7.0. 2000c. Ansys Inc., Canonsburg, PA.