

29142

ENDUSTRIYEL MEKANİK SIZDIRMAZLIK ELEMANLARININ

TASARIM ESASLARI VE HIDRODİNAMİK DENGESİ

EMEL CEYHUN ÇULHA

C.U.

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ

ANABİLİM DALI

MASTER TEZİ

ADANA

ŞUBAT-1993

T.C. YÜKSEKÖĞRETİM KURULU  
DOKÜMANTASYON MERKEZİ

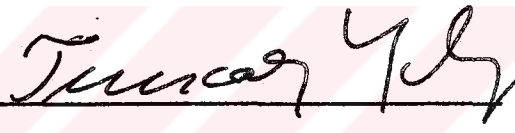
C.U. Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürlüğüne,

Bu çalışma, jürimiz tarafından Makina Mühendisliği Anabilim Dalı'nda YÜKSEK LİSANS tezi olarak kabul edilmiştir.

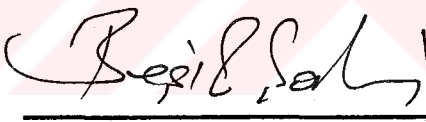
Başkan

  
Prof. Dr. Erdem KOC

Üye


  
Prof. Dr. Tuncay YILMAZ

Üye

  
Doç. Dr. Besir SAHIN

Kod No : 673

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim elemanlarına ait olduğunu onaylarım.

  
Prof. Dr. Ural DINC  
Enstitü Müdürü



|  | I     |
|--|-------|
|  | Sayfa |
|  | <hr/> |
| İÇİNDEKİLER.....   | I     |
| ŞEKİL LİSTESİ.....   | III   |
| ÖZ.....  | VI    |
| ABSTRACT.....  | VII   |
| 1. GİRİŞ.....  | 1     |
| 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR.....                                      | 9     |
| 2.1. Yük Taşıyıcı Akışkan Filmi Oluşturan<br>Mekanizmalar..... | 10    |
| 2.1.1. Daralan Yağ Kaması Mekanizması.....                     | 10    |
| 2.1.2. Termal Kama.....  | 12    |
| 2.1.3. Yüzey Pürüzlülüğü.....                                  | 13    |
| 2.1.4. Kavitasyon.....   | 14    |
| 2.1.5. Termal ve Elastik Deformasyon.....                      | 15    |
| 2.1.6. Eksen Kacıklığı ve Eksenel Titreşim.....                | 16    |
| 2.1.7. Viskozite Kaması.....                                   | 17    |
| 2.2. Mekanik Sızdırmazlık Elemanları.....                      | 17    |
| 3. MATERYAL VE METOD.....                                      | 19    |
| 3.1. Reynolds Yağlama Teorisi Temel Denklemi.....              | 19    |
| 3.2. Akış Dengesi Analizi.....                                 | 24    |
| 3.3. Doğrudan Sonlu Farklar Denklemi.....                      | 33    |
| 3.4. Nümerik Çözüm.....  | 33    |
| 3.4.1. Yağ Film Kalınlığı.....                                 | 37    |
| 3.4.2. Yük Taşıma Kapasitesi.....                              | 41    |
| 3.4.3. Hidrolik Momentler ve Basınç Etki<br>Merkezleri.....    | 45    |
| 3.4.4. Hidrolik Denge.....                                     | 47    |

|  |     |
|--|-----|
| 4. ARASTIRMA BULGULARI VE TARTISMA.....                                      | 57  |
| 4.1. Tek Taraf İcin Performans Arastırması.....                              | 57  |
| 4.1.1. Yük Taşıma Kapasitesi.....  | 57  |
| 4.1.2. Minimum Film Kalınlığında Yük.....                                    | 66  |
| 4.1.3. Maksimum Film Kalınlığı Açısı<br>Etkileri.....                        | 73  |
| 4.1.4. Hidrostatik Yük ve Basınc Alanı.....                                  | 78  |
| 4.1.5. Basınc Etki Merkezleri.....   | 81  |
| 4.2. İki Yüzü Eğimli Sızdırmazlık Elemanı Analizi..                          | 105 |
| 4.3. Bir Yüzü Eğimli Diğer Yüzü Eğimsiz<br>Sızdırmazlık Elemanı Analizi..... | 123 |
| 5. SONUÇLAR.....   | 127 |
| ÖZET.....  | 131 |
| SUMMARY.....   | 132 |
| EK-1 .....   | 133 |
| EK-2.....  | 136 |
| EK-3.....  | 138 |
| KAYNAKLAR.....   | 139 |
| TEŞEKKÜR.....  | 145 |
| ÖZGEÇMİŞ.....  | 146 |

## SEKİL LİSTESİ

Sayfa

|  |    |
|--|----|
| 1. Tipik bir sızdırmazlık düzeni .....   | 3  |
| 2. İçme Suyu Boru Hattında Kullanılan Mekanik Keçe Tipi  | 3  |
| 3. Tekli, Konik Yaylı Mekanik Keçe Tipi.....   | 8  |
| 4. Çiftli, Konik Yaylı Mekanik Keçe Tipi.....  | 8  |
| 5. Tekli, Körüklü Mekanik Keçe Tipi.....   | 9  |
| 6. Sızdırmazlık Halkası ve Yağ Filmi Geometrisi.....   | 23 |
| 7. Sonlu Farklara Göre Sızdırmazlık Halkası.....   | 25 |
| 8. Birim Izgara Elemanı.....   | 28 |
| 9. Eğimli Sızdırmazlık Elemanında Şematik Olarak Film Kalınlığının Değişimi.....                 | 38 |
| 10. Sızdırmazlık Halkası Üzerindeki Radyal ve Açısal Yöndeki Izgara Çizgilerinin Bir Bölümü..... | 41 |
| 11. Sızdırmazlık Tertibatının Hidrolik Dengesi.....  | 48 |
| 12. Her İki Yüzü Eğimli Sızdırmazlık Halkası.....  | 49 |
| 13. Ön Yüzü Eğimli Arka Yüzü Eğimsiz Sızdırmazlık Tertibatı.....                                 | 55 |
| 14. Boyutsuz Yük ile Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim.....   | 59 |
| 15. Boyutsuz Yük ile Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim.....   | 61 |
| 16. Boyutsuz Yük ile Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim.....   | 63 |
| 17. Boyutsuz Yük ile Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim.....   | 65 |
| 18. $w_{min}$ ile Yüzey Eğimi Değişimi.....  | 66 |
| 19. $w_{min}$ ile Yüzey Eğimi Değişimi.....  | 68 |
| 20. $w_{min}$ ile Yüzey Eğimi Değişimi.....  | 70 |
| 21. $w_{min}$ ile Yüzey Eğimi Değişimi.....  | 71 |
| 22. Boyutsuz Yük ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi.....                                 | 74 |
| 23. Boyutsuz Yük ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi.....                                 | 76 |
| 24. Boyutsuz Yük ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi.....                                 | 77 |

|  |     |
|--|-----|
| 25. Boyutsuz Hidrostatik Yük ile Boyutsuz Basınc<br>Değişimi.....                      | 80  |
| 26. Basınc Etki Merkezinin Yerinin Halka Uzerinde<br>Sematik Gösterilişi.....          | 81  |
| 27. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi xp ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi..... | 83  |
| 28. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi yp ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi..... | 87  |
| 29. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi xp ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi..... | 88  |
| 30. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi yp ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi..... | 90  |
| 31. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi<br>değişimi.....                      | 91  |
| 32. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi<br>değişimi.....                      | 91  |
| 33. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi<br>değişimi.....                      | 92  |
| 34. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi<br>değişimi.....                      | 93  |
| 35. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi<br>değişimi.....                      | 95  |
| 36. Basınc Etki Merkezi Açısı ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi.....       | 96  |
| 37. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi rp ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi..... | 98  |
| 38. Basınc Etki Merkezi Açısı ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi.....       | 100 |
| 39. Basınc Etki Merkezi rp ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi.....          | 100 |
| 40. Basınc Etki Merkezi Açısı ile Maksimum Film<br>Kalınlığı Açısı Değişimi.....       | 102 |

|     |  |     |
|-----|--|-----|
| 41. | Basınc Etki Merkezi rp ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi.....               | 102 |
| 42. | Boyutsuz Basınc Etki Merkezi rp ile Yüzey Eğimi değişimi.....                        | 104 |
| 43. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 106 |
| 44. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 107 |
| 45. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 109 |
| 46. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 111 |
| 47. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 113 |
| 48. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 114 |
| 49. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              |     |
| 50. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 117 |
| 51. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 118 |
| 52. | Boyutsuz Minimum Film Kalınlığı ile Boyutsuz Eksen Kaçıklığı Arasındaki Değişim..... | 120 |
| 53. | Boyutsuz Minimum Film Kalınlığı ile Boyutsuz Dizayn Basıncı Arasındaki Değişim.....  | 122 |
| 54. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 124 |
| 55. | Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz yer Değistirme Arasındaki Değişim.....              | 125 |

## ÖZ

Bu çalışmada , yüksek basınçlı akışkan ortamında sızdırmazlık fonksiyonunu etkili bir şekilde yerine getirilebilen mekanik radyal yüzey sızdırmazlık elamanlarının teorik analizi yapılmıştır. Bu analizde,uygulamada karşılaşılabilecek iki tip sistem modeli;basınç dağılımı,yük, moment, basınç etki merkezleri ve film kalınlığı ifadelerinin değişik sistem parametreleriyle değişimi incelenmiştir. Hidrodinamik ve hidrostatik basınç altında bu elamanların üzerinde meydana gelen yük ve moment dengesi üzerinde durulmuştur. Çalışma esnasında elamanın aksenal yönde yer değiştirdiği kabul edilerek bu yer değiştirmenin sistemindengesine etkisi araştırılmıştır. Elemanın bahsedilen teorik analizi için,seçilen modele uygun olarak bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Boyutsuz çalışma ve sayısal metodların bilgisayara adaptasyonun verdiği kolaylık sayesinde araştırmalar hızlı bir şekilde yapılabilmiştir.

## ABSTRACT

In this study, the analysis of radical face seals which can provide effective sealing under high pressure has been made theoretically. In this analysis, by considering two types of system model which can be found in the practical application, pressure distributions, load, moment and film thickness variations have been examined with different system parameters. The balancing load and moment on the sealing ring which were caused by the hydrodynamic and hydrostatic pressures have been investigated. Assumption was made that the sealing ring was displaced axially under the working conditions. The effect of this displacement on the balancing of the system was also investigated. A software programme was developed for the theoretical analysis suitable to the system selected. The adaptation of numerical method and non-dimensional analysis to the computer have shortened the time of the investigation.

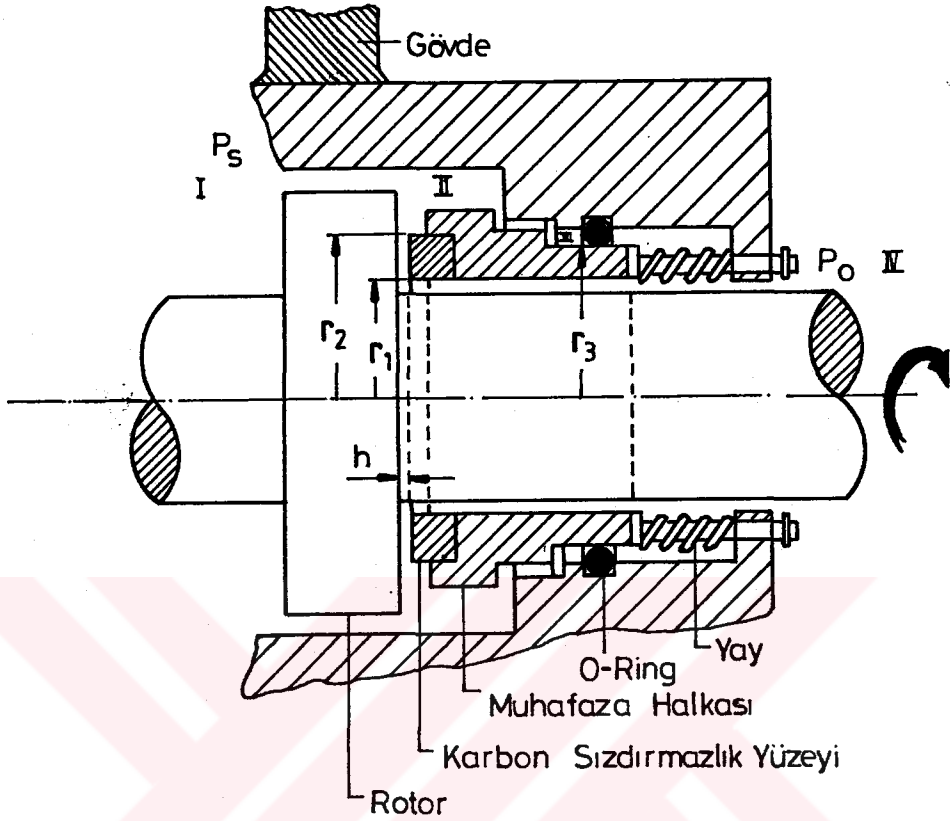
## 1. GİRİŞ

Endüstriyel uygulamalarda, basınçlı akışkanın çalıştığı ortamdaki istenmeyen bir şekilde sızmasının önlenmesi istenir. Bu görevi yerine getiren elemana sızdırmazlık elemanı denir. Pahalı makina ve araçların uzun ömürlü çalışması, makinanın fiyatı ile karşılaştırılmayacak ucuzlukta olan sızdırmazlık elemanlarının doğru seçimine bağlıdır. Sızdırmazlık elemanları sızdırmazlığı temin ederken karşı elemanlarla etkileşimli çalışma durumu ve konstrüksiyonuna göre statik ve dinamik sızdırmazlık elemanları olarak sınıflandırılabilir. Statik sızdırmazlık elemanları genelde iki statik eleman arasında hareketsiz yapıya sahip elemanlardır. Uygulama esnasında en çok karşılaşılan statik sızdırmazlık elemanları conta, O-ring ve değişik malzemelerden imal edilmiş salmastra vb. şekilde özetlenebilir. Dinamik sızdırmazlık elemanları ise birbirlerine göre izafi hareket eden ve aralarında bir yağ filmi bulunan elemanlardır. Bu elemanlar sızıntı yolunun durumu ve konstrüksiyonları gereği radyal veya aksel kaymalı sızdırmazlık elemanları olarak adlandırılırlar. Labirentler, salmastra kutuları, dudaklı keçeler, burçlar, spiral yivli keçeler ve mekanik keçeler (mekanik sızdırmazlık elemanları) dinamik tipte sızdırmazlık elemanlarıdır ve genellikle dönen millerin sızdırmazlığında kullanılmaktadırlar.

Mekanik keçeler tasarım tarzına göre iki guruba ayrılabilir. Sızıntı radyal yüzeyler arasında ise radyal keçe, sistemin akseni doğrultusunda ise aksel keçe olarak adlandırılırlar. Radyal keçelerde sızıntı, aksel kuvvetler tarafından, aksel keçelerde ise sızdırmazlık halkası ile mil arasındaki aralığın boyutu ile kontrol edilir.

Yüksek basınçlı akışkan ortamında sızdırmazlığı temin etmek için mekanik sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Bunlar akışkanın sistem dışına sızmasını hidrodinamik ve hidrostatik basınç oluşumu prensibiyle önleyen elemanlardır. Tasarımları ve çalışma prensipleri açısından aksenel kaymalı yataklara benzerlik göstermektedirler. Bu elemanlar sızıntı yolunun durumu ve konstrüksiyonları gereği mekanik sızdırmazlık elemanları olarak adlandırılmaktadırlar. Şekil 1 tipik bir sızdırmazlık düzenini göstermektedir. Burada  $P_s$  sistem basıncını  $P_0$  ise akışkanın sızmasının istenmediği ortamın basıncını (atmosfer vb.) göstermektedir. Şekilden görüldüğü gibi, sistem birbiri üzerine yay ve akışkan basıncı kombinasyonu ile bastırılan bir çift düz yüzeyli halkadan oluşmaktadır. Bu yüzey çiftleri, şekilde karbon sızdırmazlık yüzeyi ile rotorun bu yüzeye paralel olan düz yüzeyinden ibarettir. Bu halkalardan biri sabit, diğeri ise hareketlidir. Hareketli parça mil üzerine monte edilebileceği gibi milin kademeli yapılmasıyla da doğrudan elde edilebilir. Sabit eleman ise muhafaza halkasının içerisine yerleştirilmiştir. Sabit ve hareketli yüzeyler muhafaza halkasının arka yüzeyine radyal olarak yerleştirilen bir yay ile birbirine bastırılmıştır ve böylece sızdırmaz yüzeylere bir ön yükleme yapılmıştır. Muhafaza halkası ile sabit gövde arasına yerleştirilen bir O-Ring ile bu bölgede oluşabilecek aksenel akışkan kaçağı engellenmiştir.

Bu tip sistemlerde akışkan dört değişik bölgede düşünülebilir. Şekilde I. bölge sistemde doluşan basınçlı akışkanın sözkonusu olduğu ortamı, II. bölge sızdırmazlığın temin edildiği bölgeyi (sızıntıyı önleyecek yüzey çiftinin bulunduğu bölge), III. bölge sabit elemanı



Sekil 1. Tipik Bir Sızdırmazlık Düzeni

kademeli yüzeylerden hareketli elemana iten hidrostatik sistem basıncının etkili olduğu bölgeyi, IV. bölge ise akışkanın sızmasının istenmediği ortamı göstermektedir. Böyle bir tertibat akışkan olarak yağın kullanıldığı bir pompanın girişindeki mil üzerine veya motor vb. gibi bir makinanın tahrik milinin hemen çıkışına yerleştirilerek ortamdaki akışkanın atmosfere (IV. bölge) sızmasının önlenmesi için tasarlanmış olabilir. Çalışma sırasında akışkan, sistem basıncının etkisiyle aksel yönde muhafaza halkasının radyal yüzeylerine bir kuvvet uygulayacaktır. Sistem basıncının etkisiyle ortaya çıkan bu kuvvet,

yüzeyle arasındaki aralığı kapamaya çalışacaktır. Kapama kuvvetinin yanında yayın etkisi ihmal edilebilecek düzeydedir. Kapama kuvvetine karşı, aralık içerisindeki akışkan filmi bir basınç alanı oluşturarak sızdırmaz yüzeyleri birbirinden ayırmaya çalışan bir açma kuvveti ortaya çıkmaktadır. Eksenel kapama kuvveti ne sızdırmazlık aralığını gereğinden fazla kapayarak metal - metal sürtünmesine izin verecek kadar fazla, ne de aralıktan akışkan kaçağına sebep olacak kadar az olmamalıdır. Uygun yağ film kalınlığının sağlanabilmesi için sistem üzerinde etkili olacak açma ve kapama kuvvetlerinin ve bunlardan doğacak momentlerin dengelenmesi gerekmektedir. Bu nedenle yağ filminin kalınlığı bu tip sistemlerin performansında önemli bir parametre durumundadır. Bu filmin şekli ve büyüklüğü gerek dönen ve sabit sızdırmazlık halkalarının yüzeylerinin mükemmel olup olmadığına gerekse halka malzemesine bağlıdır. Uygun yağ filmi teşekkülü için uygulamada iki değişik malzeme türü tercih edilir. Bir yüzey (hareketli veya sabit) diğerine göre daha yumuşak olabilir. Karbon eleman bu amaçla seçilmiştir. Şekilde hidrodinamik basınç alanı sızdırmazlık çiftinin  $r_1$  iç yarıçapı ve  $r_2$  dış yarıçapıyla gösterilen halka yüzeyi üzerinde meydana gelmektedir.  $r_3$  ise bu yüzeylerin birbirine temas etmesine neden olan hidrostatik basınç alanının etkilediği halka yüzey alanının yarıçapını göstermektedir. İdeal sızdırmazlığın sağlanabilmesi için  $r_1$  ve  $r_2$  ile sınırlandırılan yüzey alanında meydana gelen hidrodinamik basınç kuvvetiyle  $r_3$  yarıçapı referans olmak üzere sabit elemanın kademeli radyal yüzeylerine etki eden hidrostatik basınç kuvvetinin dengelenmesi gerekmektedir.

Hidrodinamik yağlama rejimine göre çalışan mekanik keçelerin birtakım kullanım üstünlükleri şu şekilde sıralanabilir:

1.Ağır çalışma koşullarında güvenilir sızdırmazlık sağlar.

2.Montajı kolaydır ve daha az bakım ister

3.Maksimum tasarım hızına dek uzun ömürlüdür.

4.Eksenel boyu kısadır.

5.Sürtünme kaybı azdır.

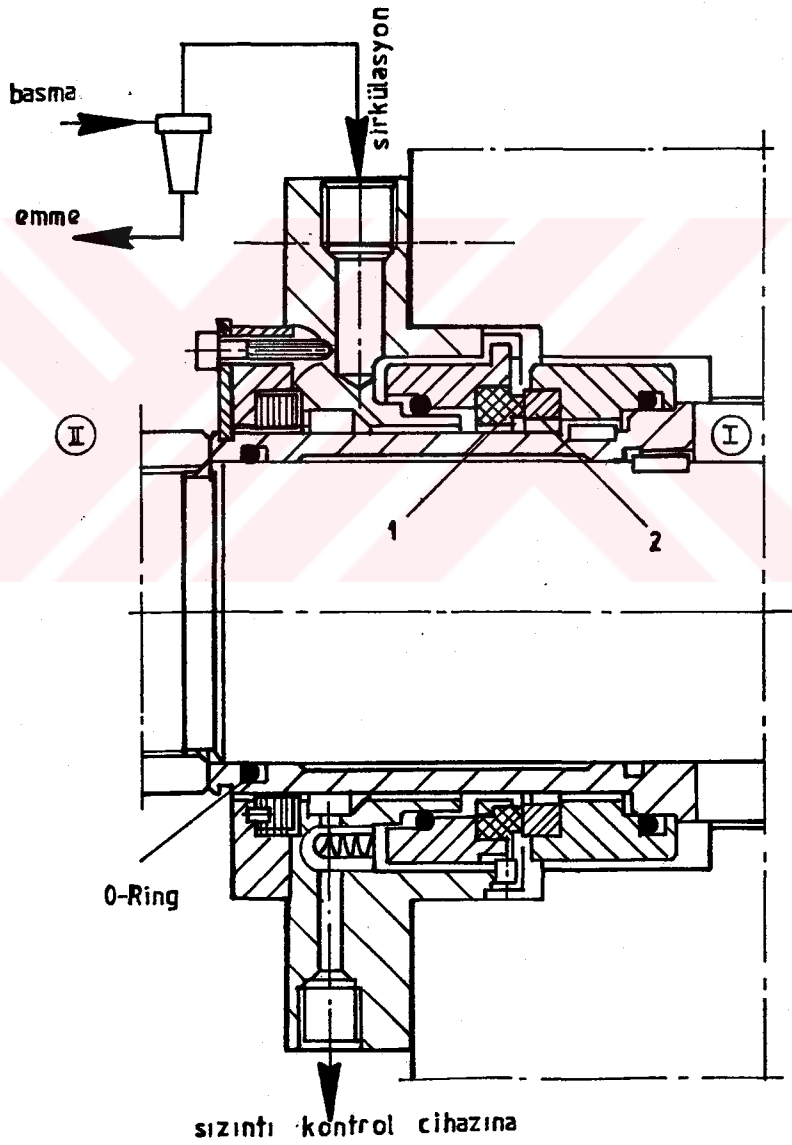
6.Milde aşınma yaratmaz.

7.Sıvı ve gaz sızdırmazlığı, çok değişik çalışma koşulları için tasarlanabilir.

8.Milde eksen kaçıklığı, eksenel hareket, titreşim ve aşınma koşullarına uyum sağlar.

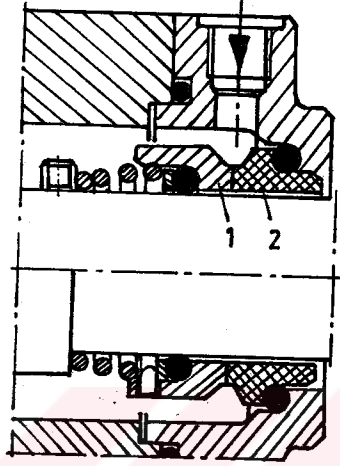
Kullanım yerine uygun olarak değişik şekillerde tasarlanmış, değişik endüstriyel uygulamaları bulunan mekanik sızdırmazlık elemanları bulunmaktadır. Mekanik keçelerin kullanım yerlerinden bazı örneklerle geçmeden önce kısaca tarihçesine değinilmiştir. İlk basit mekanik keçeler, 1900'lü yıllarda zor sızdırmazlık problemlerinin ortaya çıkmasıyla imal edilmeye başladı. Mekanik keçelerin elverişliliğinin ve güvenilirliğinin getirdiği avantajları ilk olarak motor endüstrisi farketmiş ve ilk defa içten yanmalı motorların soğutma suyu pompalarında kullanmıştır. Bugün otomobillerin su pompalarının tamamında bu tip keçeler kullanılmaktadır. Daha sonra pompa imalatçıları ve büyük kimyasal firmalar çeşitleri her geçen gün artan bu keçeleri kullanmaya başladılar. Petrol endüstrisi bugüne kadar ekonomiklik ve güvenilirlik için tankerlerde , pompa istasyonlarında ve bazı rafinerilerde sadece mekanik keçelerin kullanılmasına özen göstermiştir. Evde kullanılan makinalarda (çamaşır makinesi, bulaşık makinesi ,kurutucular,karıştırıcılar vb.) da, ağır şartlarda kullanılan pompalarda, su türbinlerinde, nükleer reaktör teknolojisinde, uçak ve roketlerde, nükleer enerji santrallerinde kullanılmaktadır.

İçme suyu boru hattında kullanılan bir mekanik keçe örneği şekil 2'den görülebilir. 1 sabit eleman 2 ise hareketli elemandır. Burada I bölgesindeki akışkanın II bölgesine sızmasının önlenmesi istenmektedir. Bunun için sisteme sabit eleman (1) ve hareketli elemandan (2) oluşan sızdırmazlık tertibatı yerleştirilmiştir. Olabilecek diğer sızıntılar için O-Ringler kullanılmıştır.



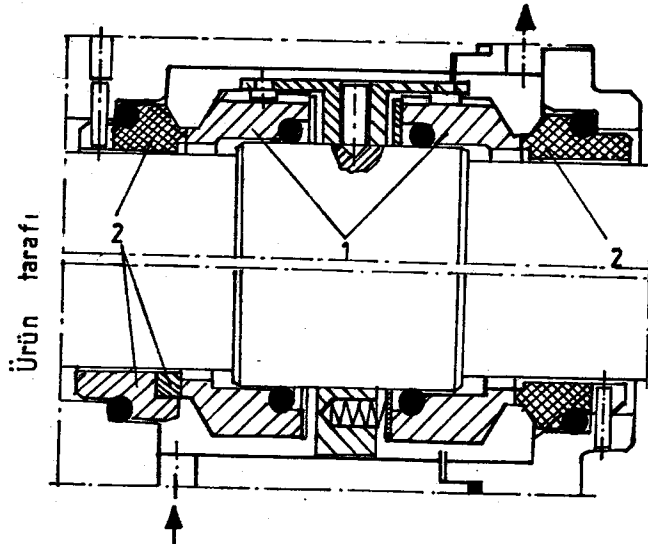
Şekil 2. İçme Suyu Boru Hattında Kullanılan Mekanik Keçe

Temel uygulama alanları su pompaları, merkezi ısıtma sistemi sirkülasyon pompaları, kimyasal madde pompaları, kirli su pompaları ve dalgıç pompaları olan tekli, konik yaylı mekanik keçe örneği şekil 3'den görülebilir.



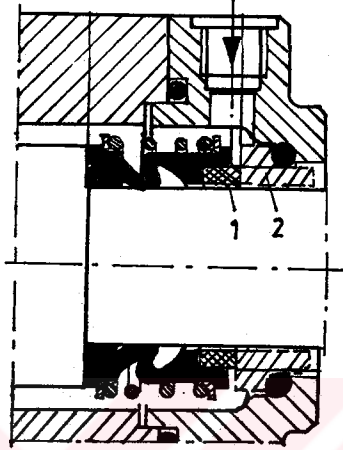
Sekil 3. Tekli, Konik Yaylı Mekanik Keçe Tipi

Bu tip elemanlar yüksek basınç, hız ve ısı ortamlarında genellikle çiftli kullanılmaktadırlar. Çiftli kullanıma örnek olarak şekil 4 görülebilir.



Sekil 4. Çiftli, Konik Yaylı Mekanik Keçe Tipi

Özellikle kimyasal ortamlarda tercih edilen, yay yerine kauçuk körük muhafaza halkasıyla birbirine bastırılan sızdırmazlık yüzeyine sahip mekanik keçe şekil-5'den görülebilir.



Sekil 5. Tekli, Körüklü Mekanik Keçe Tipi

Bu çalışmada özellikle yüksek basıçlı akışkan ortamında sızdırmazlık fonksiyonunu etkili bir şekilde yerine getiren mekanik radyal yüzey sızdırmazlık elemanlarının teorik olarak analizi yapılmıştır. Çalışmada pratikte karşılaşılabilecek iki tip sızdırmazlık modeli düşünülmüştür. Bunlardan ilki her iki yüzeyi de eğimli sızdırmazlık elemanına, diğeri ise bir tarafı eğimli diğeri tarafı eğimsiz elemana sahip sızdırmazlık modelidir. Burada bu iki sistem, sabit ve hareketli yüzeyler arasındaki basınç dağılımı, yük, moment, basınç etki merkezleri ve film kalınlığı ifadelerinin değişik sistem parametreleriyle değişimine göre incelenmiştir. Hidrodinamik ve hidrostatik basınç etkisinde sistemde sözkonusu olabilecek yük ve moment dengesi araştırılmıştır. Sızdırmazlık elemanının çeşitli nedenlerle sızdırmazlık bölgesinde aksenal yönde yer değiştirdiği de analize dahil

edilmiş, bu yer değiştirmenin elemanın hidrolik dengesi ve aralıktaki yağ film kalınlığı formuna etkileri araştırılmıştır. Hidrodinamik yük ve moment denge şartlarını değişik çalışma koşullarında teorik olarak analiz edebilecek bir bilgisayar programı geliştirilmiştir. Bu programla, değişik geometrik büyüklüklere sahip sızdırmazlık elemanının tasarım esasları ve bahsedilen denge durumları, sonlu farklar kullanılarak sayısal metodlarla boyutsuz olarak araştırılmıştır.



## 2. ÖNCEKİ ÇALIŞMALAR

Mekanik keçelerle ilgili yapılmış birçok araştırma vardır. İlk araştırmalara 1900'lü yıllarda rastlanır. REYNOLDS (1886) temel yağlama teorisi denklemini matematiksel hale dönüştürdükten sonra çalışmalar başlamış ve hızla devam etmiştir. Genel bir kabulle tüm keçe çeşitlerinin büyük çoğunluğunun tatminkar çalışmaları hidrodinamik yağlamaya bağlıdır. Özellikle mekanik sızdırmazlık elemanları normal olarak hidrodinamik çalışan elemanlardır. Mekanik radyal sızdırmazlık elemanlarının ve aksenal kaymalı yatakların çalışma prensiplerinin aynı olması nedeniyle paralel yüzeyli kaymalı yataklar hakkında yapılan tüm çalışmalar mekanik sızdırmazlık elemanları için düşünülebilmektedir. Bu tip elemanların analiziyle ilgili araştırmalara hidrodinamik yağlama esasları incelenerek başlanmış ve daha sonra hareket yönünde daralan hidrodinamik basınç alanı oluşumu üzerinde durulmuştur. Elemanların yük taşıma kabiliyeti ve hidrolik dengesi üzerine genel olarak bu elemanlara etki edebilecek tüm faktörler üzerinde incelemeler yapılmıştır.

### 2.1. Yük Taşıyıcı Akışkan Filmi Oluşturan Mekanizmalar

#### 2.1.1. Daralan Yağ Kaması Mekanizması

Bir mekanik sızdırmazlık elemanının sızdırmazlık performansını etkili bir şekilde yerine getirebilmesi ve eleman üzerine gelebilecek yükleri karşılayabilmesi için kayan yüzeyleri arasında hareket yönünde fiziki olarak daralan bir hidrodinamik basınca sahip yağ kaması meydana gelmelidir. Birbirine paralel yüzeyler arasında hidrodinamik yük taşınmayacağı ve bu nedenle aralıktaki akışkanın daralan yağ kaması mekanizmasıyla yük taşıyıcı hidrodinamik basınç alanı meydana getirmesi gerektiği ilk olarak REYNOLDS tarafından 1886'da ortaya konmuştur.

REYNOLDS'un geliştirdiği hidrodinamik yağlama teorisi denklemini paralel yüzlü yatakların daha fazla yük taşıyabilmeleri için yapılabilecek araştırmalara öncülük etmiştir.

Hidrodinamik akışkan filmi teşekkülü ve paralel yüzlü yatakların performansı üzerine çalışmalar FOGG (1946), SHAW (1947), COPE (1949), BRAND (1951), tarafından yapıldı. Mekanik radyal sızdırmazlık elemanlarını aksenal yataklarla beraber değerlendiren DENNY (1961) yüzeyleler arasındaki hidrodinamik akışkan basıncının ölçümü üzerinde dikkate değer çalışmalar yapmıştır. Aksenal yataklarda yüzeyleler arasında yük taşıyıcı akışkan filminin teşekkülü esastır. Araştırmacılar bu kamanın meydana geliş nedenleri üzerine çalışmalar yaptılar. CAMERON ve ETTLES (1963) bu mekanizmayı meydana getiren neden olarak yüzeyleler arasındaki termal ve elastik deformasyonu gösterdiler. SNECK (1969) mekanik kecelerde yüzeyleler arasına eğim verilerek daralan yağ kaması mekanizmasının meydana gelmesi üzerinde araştırmalar yaptı. BROCKWELL, ETTLES, STOKES (1970) yatak yüzeyleleri arasındaki yük taşıyıcı basınç dağılıımının yatağın geometrik ölçülerine, mil ve yatak burcu arasındaki izafi hıza, prebsipte milin çevresel hızına ve kullanılan akışkanın vizkozitesine bağlı olduğunu gösterdiler. LOHOU, GODET (1973) , aksenal titreşimin daralan yataklarda yük taşıyıcı akışkan filmi teşekkülü oluşturduğunu gösterdiler. SINGHAL (1981) Reynolds tarafından ortaya konan ve basınç dağılıımının bulunması üzerine çalışmalar yapmıştır.

BAGCI,SINGH (1983) hidrodinamik aksenal kaymalı yatakların bir boyutlu film değişimi ve bu elemanların bilgisayar destekli tasarımları üzerinde çalıştı. KOÇ (1986) aksenal kaymalı yataklar ve mekanik radyal keçelerin her ikisinin hidrodinamik analizini birlikte değerlendirerek çalışılan akışkanın yük taşıyıcı hidrodinamik film basıncı teşekküsü için yüzeyler arasında izafi eğim olması gerektiğini gösterdi. KOÇ bu çalışmasında Reynolds Denklemine iki boyutlu olarak ele aldı ve basınç dağılımı hesabında nümerik metodları kullandı. Araştırmacı, aksenal kaymalı yatakların yüzeyleri arasında oluşan daralan yağ kamasını esas alarak yük taşıma kabiliyeti üzerine incelemelerde bulundu (1988). KOÇ (1989) daha sonra aksenal yatak prensine göre çalışan dişli yan plaka sistemini incelemiştir. KOÇ ve HOOKE (1989) yüksek basınçlı pompa ve motorlarda Bush tipi yatakların tasarımında yüzey düzgünsüzlüğünün etkileri üzerine araştırmalar yapmışlardır. KOÇ (1990) Reynolds yağlama teorisi temel denkleminin nümerik çözümü üzerine kaymalı yatak modelini referans alarak yeni bir yaklaşım yapmıştır . KOÇ, HOOKE ve LI (1992) aksenal pistonlu pompa ve motorların yarı hidrostatik kaymalı pabuçlarının tasarımında ve dengesinde başarılı sistem davranışı için pabuç yüzeylerinde küçük oranda bir düzgünsüzlüğün olması gerektiğini gösterilmişlerdir. Fiziki daralan yağ kaması meydana getirmek üzere düşünülen elastik deformasyonun mekanik keçelerin performansına ve yük taşıma kapasitesine etkilerini KOÇ ve ÇULHA (1990) incelemişlerdir.

### 2.1.2 Termal Kama

Bir kaymalı yatağın paralel yüzeyleri arasındaki akışkanın ısıl genişlemesi sonucu fiziki daralan kamaya benzer bir film oluşması mümkün olabilmektedir. Buna göre sızdırmazlık elemanı üzerine gelen aksenal kuvvetler aşırı ısınmadan dolayı sızdırmazlık akışkanını (yağı) inceltecek bu da yüzeyler üzerinde bir termal etkiye neden olacaktır. Termal etkiden daha fazla etkilenen yüzeyin formu değişerek paralellik kaybolacak bu da hidrodinamik basınç alanı meydana gelmesini sağlayacaktır. İlk olarak FOGG (1946), paralel yüzlü aksenal yatakların yük taşıyıcı hidrodinamik basınç alanının termal etkiyle ortaya çıktığını ileri sürmüştür. Termal kamaya akışkan viskozitesindeki değişikliğin neden olduğu ZIENKIEWICZ (1957) ve CAMERON (1958) tarafından öne sürülmüştür. Daha sonraları DOWSON ve HUDSON (1963) bu hipotezi yeniden gözden geçirdiler ve termal kama olarak bilinen bu mekanizmanın paralel kaymalı yatakların performansını açıklayabilecek kadar açık olmadığını gösterdiler. Termal kamanın aksenal yatakların performansı üzerine etkilerini analitik olarak J.YOUNG (1962), CURRIE, ve HAHN,KETTLEBOROUGH (1967) , mekanik keçeler üzerine etkilerini ise SNECK (1968) inceledi.

### 2.1.3. Yüzey Pürüzlülüğü

Hareketli yüzeyler arasında akışkan filmi yüzeylere yapışarak ilerlediği için yüzeylerin pürüzlülüğünden etkilenebilmektedir. Yüzeyler arasındaki izafi hız akışkanın bu nedenle hidrodinamik basınç meydana getirmesine neden olacaktır. Yüzey düzgünsüzlüğü ilk olarak SALAMA (1949) tarafından deneysel ve teorik olarak

incelenmiştir. Yüzey düzgünlüğünün etkileri DAVIES (1961) tarafından incelendi. Yüzey düzgünlüğü hakkındaki çalışmalar daha sonra HAMILTON, WALOWIT, ALLEN (1965,1967) tarafından detaylı olarak sürdürülmüştür. Yüzey pürüzlülüğünün yüksek basınçlı ortamlarda yataklara etkileri KOÇ,HOOKE (1989) ve KOÇ,HOOKE ve LI(1992) pistonlu pompaların kayıcı pabuçların yüzey düzgünlüğünün elemanın performansına etkilerini incelediler.

#### 2.1.4. Kaviteasyon

Hidrodinamik yağlama esasına göre çalışan elemanların paralel yüzeyleri arasında akışkan filmi içinde değişik çalışma koşullarından dolayı basınç düşerek sıvı buharlaşır ve kabarcıklar oluşur. Sıvıyla beraber hareket eden bu kabarcıklar daha sonra yoğunlaşarak yok olurlar. Bu olaya kaviteasyon denmektedir. Özellikle yüksek hızda çalışan yüzeylerde bu kabarcıklar zaman zaman patlayarak eleman yüzey formunda aşınmaya neden olabilmektedir. Bu olay gerçekleştiğinde aradaki akışkan yük taşıyıcı bir hidrodinamik basınç alanı oluşturacaktır. Kaviteasyonun meydana geldiği bölge akışkanın fiziki sıkıştığı bölgenin dışında kalan genişlemiş bölgedir. Kaviteasyon etkisine ilk olarak küçük yüklere göre basitçe DOWSON (1957) değinmiştir. Kavite bölgesindeki akışkanın davranışı üzerine pek analitik çözüm getirilememiştir. FINDLAY (1961) silindirik yüzeyler arasında kaviteasyon etkilerini inceledi. Dar aralıkta, viskoz akışkanlar için kaviteasyon NAU (1964) tarafından incelendi. Bu konudaki araştırmalarında devam eden FINDLAY (1967) kavite kenarlarında limit şartları kullanarak bu bölgenin işlemini basitleştirdi. Kaviteasyon üzerinde çalışmalar yapan ORCUTT (1969) kaviteasyonun mekanik sızdırmazlık elemanlarının

performansında olumsuz bir faktör olduğunu göstermiştir. KOC (1985) mekanik radyal sızdırmazlık elemanlarının bilgisayar yardımlı analiz ve tasarımında kavitasyon etkilerini incelemiştir.

#### 2.1.5. Termal ve Elastik Deformasyon

Eksenel yatakların kayan yüzeyleri arasında bulunan akışkan çalışma esnasında yüzeylere yapışan yağın hız ve üzerine gelen yükler altında ısınması nedeniyle yüzeylerden en az birinin termal etkiyle veya maruz kaldığı yük etkisiyle elastik deformasyona uğradığı ve yüzeylerin paralelliğinin bozulduğu ve böylece yük taşıyıcı fiziki daralan yağ kamasının meydana geldiği bilinmektedir. Oluşması arzu edilen fiziki daralan yağ kaması, bir önceki ana bölümde gösterilen tipik sızdırmazlık elemanında olduğu gibi yüzeylerden birinin diğerine göre daha elastik olmasıyla elastik deformasyona uğramasının sağlanması şeklinde elde edilebilmektedir. Elastik deformasyon üzerine burada bahsedilecek ilk çalışma olarak NAU ve TRUNBULL (1961) dikkate alınmıştır. Bu araştırmacılar elastik deformasyonun radyal keçelerin denge karakteristikleri üzerinde etkili olduğu sonucuna varmışlardır. FISHERS (1961) yüksek basınçlı ortamlarda radyal mekanik elemanların dengesine elastik deformasyon etkilerini incelemiştir. Kaymalı yatakların termal etkiyle elastik deformasyona uğradığı CAMERON ve ETTLES (1963) tarafından gösterilmiştir. BROCKWELL, ETTLES, STOKES (1970) çalışmalarında bu şekildeki dizayn metodlarına değinmişlerdir. KAWAIKE, OKANO ve FUNIKAWA (1979) termal deformasyonun büyük kaymalı yatakların performansında

etkili olduğunu göstermişlerdir. EL-SAIE ve FENNER (1989) aksenal kaymalı yatakların elasto hidrodinamik analizleri üzerinde üç boyutlu olarak incelemeler yaptılar. KOÇ (1986,1988) elastik deformasyonu dikkate alarak kaymalı yatakların tasarımını yapmıştır. KOÇ ve ÇULHA (1990) mekanik sızdırmazlık elemanlarının hidrodinamik analizinde elastik deformasyonu ve yük taşıma kapasitesini incelediler. ASHOUR, ATHRE ve BISWAS (1991) büyük kaymalı yataklarda uygun yük taşıyıcı film basıncı oluşumunun yatağın kayan kısımların elastik deformasyonu ile mümkün olabileceğini göstermiştir. Elastik deformasyon üzerine birçok çalışma yapılmış, bu faktörün hidrodinamik aksenal kaymalı yatakların ve performansı üzerine etkileri incelenmiştir ( KURBAN,KOÇ 1992).

#### 2.1.6. Eksen Kaçıklığı ve Aksenal Titreşim

Fiziki daralan yağ kamasi için öne sürülen ve kabul edilen bir diğer neden, yüzeylerden birinin eksen kaçıklığı veya elemanın çalışma esnasında ortaya çıkan etkilerle aksenal yönde titreşimidir. Aksenal titreşimin paralel yüzeyli kaymalı yatakların yük taşıma kapasitesine etkisi NAHAVANDI, OSTERLE (1960) tarafından ortaya kondu. Mekanik kecelerde film kalınlığındaki değişikliğin eksen kaçıklığından kaynaklandığı SNECK (1969) ve LOHOU,GODET (1973) tarafından ortaya kondu. SHARONI ve ETSION (1979,1980) bu konuda geniş araştırmalar yapmışlardır. KOÇ (1985) mekanik yüzey sızdırmazlık elemanlarının izafi hareket eden yüzeyleri arasında hidrodinamik basıncın yüzeylerin eğiminden kaynaklandığını göstermiştir. KOÇ ve HOOKE (1989) yüzey pürüzlülüğünün etkilerini yüksek basınçta çalışan pompa ve motorların bush tipi yataklarının üzerine etkilerini araştırdılar.

### 2.1.7. Viskozite Kaması

Bir diğ er mekanizma da viskozite kamasıdır. Yağ filmi kalınlığı boyunca viskozite değ iş ikliğ i hidrodinamik yük taşınmasını sağlayacak bir basınç alanı oluşturmaktadır. Paralel yüzeyli yataklarda yağ filmi boyunca viskozite değ iş ikliğ inin etkilerini inceleyen ZIENKIEWICZ (1957) ve CAMERON (1958) viskozite değ iş ikliğ inin yatak performansı için gerekli olduğ u sonucuna varmış lardır.

### 2.2. Mekanik Sızdırmazlık Elemanları

Mekanik sızdırmazlık elemanları üzerine yapılan araştırmalarla ilgili literatür teknolojinin bu tip elemanlara duyduğ u ihtiyaca paralel olarak hızla artmıştır. Mekanik radyal sızdırmazlık elemanlarının çalışma prensibinin aksenal kaymalı yataklarla aynı olması bu konudaki çalışmalara ivme kazandırmıştır. Genel teori olarak kaymalı yataklar hakkında yapılan çalışmaların tümü bu elemanlar için de düşünölmektedir. ISHIWATA ve HIRABAYASKI (1961) mekanik sızdırmazlık elemanlarında sürtünme ve sızdırmazlık karakteristiklerini incelemiştir. Bu tip elemanlar hakkında PAPE (1968) geniş bir inceleme yapmış , yetersizlik şartları ise ORCUTT (1969) tarafından araştırıldı. Daralan kama bölgesinde incelemeler ETSION (1980) tarafından yapılmıştır. Hidrodinamik yağlama teorisi denkleminin geliş en matematiksel metodlar ve bilgisayar teknolojisiyle çözümü de kolaylaşmış , mekanik radyal sızdırmazlık elemanlarının teorik analizi yapılan çalışmalarda daha gerçekçi ve doğru sonuçlar elde edilmiştir (KOÇ, 1986, BAĞCI ve SINGN, 1983, KURBAN ve KOÇ, 1992). Bu tip elemanların ideal sızdırmazlık sağlanması için bilgisayar yardımı analizi ve tasarımları yapılmış (KOÇ 1985), sızdırmaz yüzey çiftlerinde birinin elastik

deformasyona uğradığı kabul edildiğinde sistemin yük taşıma kapasitesi ve rijitliği incelenmiştir (KOÇ ve ÇULHA 1990). Bu tip elemanlarda yüzeylerin göreceli eğiminin elemanın istenen davranışı göstermesini sağladığı teorik olarak ortaya konmuş ve elemanın tasarım esaslarıyla hidrodinamik dengesi araştırılmıştır (KOÇ ve ÇULHA 1992).



### 3. MATERYAL VE METOD

#### 3.1. Reynolds Yağlama Teorisi Temel Denklemi

Hidrodinamik yağlama, yüzeyler arasındaki boşluğun sekline ve izafi hıza bağlı olarak yüzeylerin birbirinden tamamıyla ayrılması için yeter derecede basınca sahip bir yağ tabakası oluşturan yağlama sistemidir.

Bu yağlama sisteminin teorik olarak analiz edilip çalışma parametrelerinin belirlenebilmesi için geliştirilen teorik Reynolds Diferensiyel Denklemi, akışkanlar mekaniğinde kullanılan Navier-Stokes denklemleriyle süreklilik denklemini esas almaktadır. Bu çalışmada incelenen mekanik sızdırmazlık elemanları, aksenal kaymalı yataklara benzediğinden ve prensipte temel parametreleri aynı olduğundan bahsedilen diferensiyel denklemin çözümü incelenen sistemin teorik olarak analizini verebilecektir.

Reynolds Diferensiyel denklemi elde edilirken birçok kabuller yapılmaktadır. Bu kabuller aşağıdaki gibi sıralanabilir :

1. Yerçekimi, yağın ağırlık kuvveti gibi yağ üzerinde etkili olan dış kuvvetler ihmal edilmistir.

2. Akışkan Mewtonumsu akışkandır. Başka bir ifadeyle kayma gerilmesi ile hızın seçilen hareket yönündeki değişimi arasında

$$\tau = \eta \frac{\partial u}{\partial x}$$

şeklinde bir doğrusal ilişki vardır. Burada  $\eta$  akışkanın dinamik viskozitesidir.

3. Akışkan sıkıştırılmaz ve akış laminardır.

4. Akışkan sızdırmaz yüzeylere yapıştığından akışkanla sızdırmazlık yüzeyleri arasında kayma yoktur.

5. Film kalınlığı çok ince olduğundan harekete dik yönde basınç değişimi yoktur.

6. Akışkanın viskozitesi akışkan filmi içinde değişmemektedir.

Bu kabullerle Reynolds'un yağlama teorisi temel denklemi polar koordinatlarda,

$$\frac{\partial}{\partial r} \left[ r h^3 \frac{\partial P}{\partial r} \right] + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ h^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] = 6 \eta \omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

şeklinde elde edilir. Burada,

r: radyal koordinat,

$\theta$ : açısal koordinat,

h: film kalınlığı,

P: basınç,

$\eta$ : kullanılan akışkanın dinamik viskozitesi,

$\omega$ : açısal hızdır.

Bu iki boyutlu diferensiyel denklem birbirine göre izafi hareket eden eğimli yüzey çifti arasındaki basınç değişimini; yağ film kalınlığı, açısız hız, akışkanın viskozitesi ve geometrik büyüklükler cinsinden vermektedir.

Sızdırmaz yüzeyler arasındaki basınç dağılımının bulunması sistemin yük taşıma kapasitesinin belirlenmesi ve hidrolik dengenin sağlanması açısından büyük önem taşımaktadır. Bu denklemin analitik yollarla çözümü birçok kabul yapmayı gerektirir ve çok zordur. Bugün çözümü olmayan veya çok zor olan birçok problem sayısal (nümerik) metodlarla kolayca ve daha doğru olarak çözülebilmektedir. Analitik çözümün zorluğu ve sızdırmazlık modelinin nümerik analize uygunluğu nedeniyle burada nümerik çözüm yoluna gidilmiştir. Nümerik analiz metodlarının bilgisayara adaptasyonunun kolaylığı da problemin çözümünde büyük avantaj sağlamaktadır. Denklem, önce analizin tüm sızdırmazlık halkası boyunca iki boyutlu olarak yapılmasını sağlayacak, çözümü daha hassaslaştıracak ve kolaylaştıracak şekilde sonlu farklar cinsinden ifade edilmiştir.

İncelenen sistemde (şekil 6) çalışma parametreleri (hız, basınç, viskozite vb.) ile geometrik büyüklüklerin ( $r$ ,  $\theta$ ,  $h$  eğim vb.) çokluğu nedeniyle bu tür sistemlerin analizinde sıkça kullanılan boyutsuz büyüklükler tarif edilmiştir. Boyutsuz büyüklüklerin elde edilmesinden sonra değişik birimli büyüklüklere dönüştürmenin getirdiği kolaylık ve esneklikle (1) denklemi boyutsuz hale getirilmiştir. Tarif edilmiş olan boyutsuz parametrelerle (1) denklemi;

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left[ \bar{r} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} \right] + \frac{1}{\bar{r}} \frac{\partial}{\partial \theta} \left[ \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} \right] = 6 \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (2)$$

şeklinde boyutsuzlaştırılmıştır. Burada;

$$\bar{h} = h/h_0, \quad (3)$$

boyutsuz film kalınlığını,

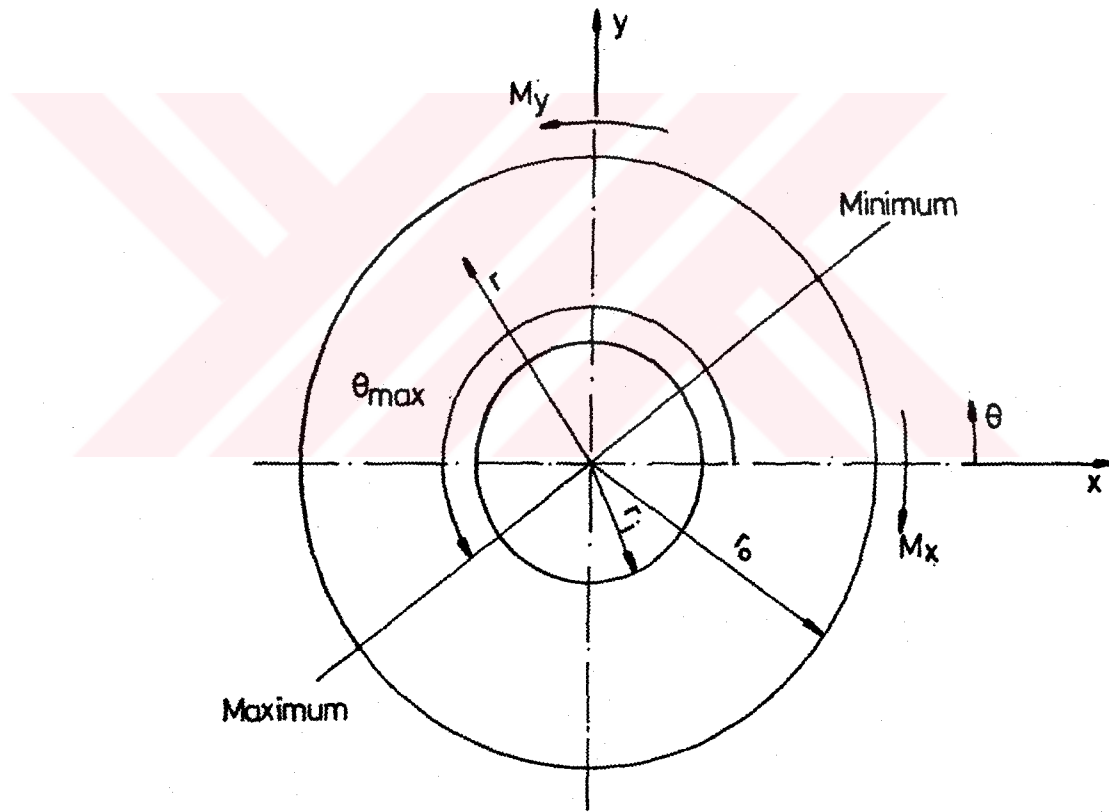
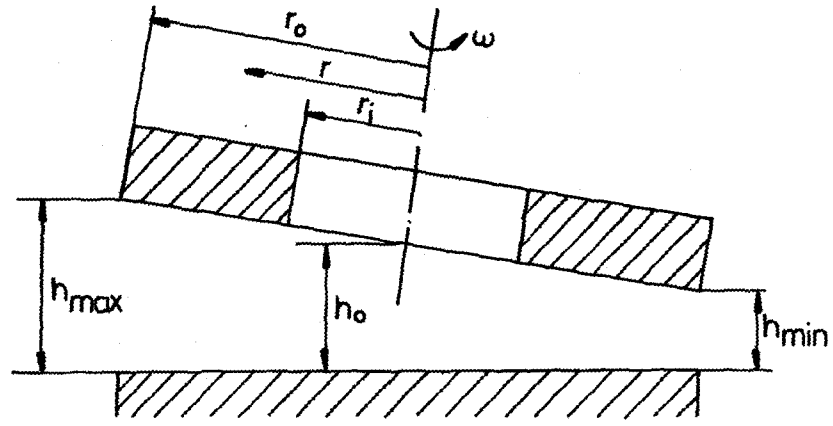
$$\bar{r} = r/r_0, \quad (4)$$

boyutsuz halka yarıçapını ve

$$\bar{P} = \frac{P h_0^2}{\eta \omega r_0^2} \quad (5)$$

boyutsuz basınç ifadesini göstermektedir. Bu ifadelerdeki  $h_0$  merkezdeki film kalınlığı,  $r_0$  halka dış yarıçapıdır.

Sonlu farklar metodu kabul edilebilir seviyede hata ile verilen diferensiyel denklemin yaklaşık çözümünü kolaylaştıran bir methodur. (1) denklemi sonlu farklar cinsinden yeniden değerlendirilerek elde edildiğinde lineer cebirsel denklem takımına uyduğu için bu tür denklem sistemlerinin çözümünde kullanılan yaklaşım metodlarından Gauss-Seidel iterasyonu adapte edilmiştir.



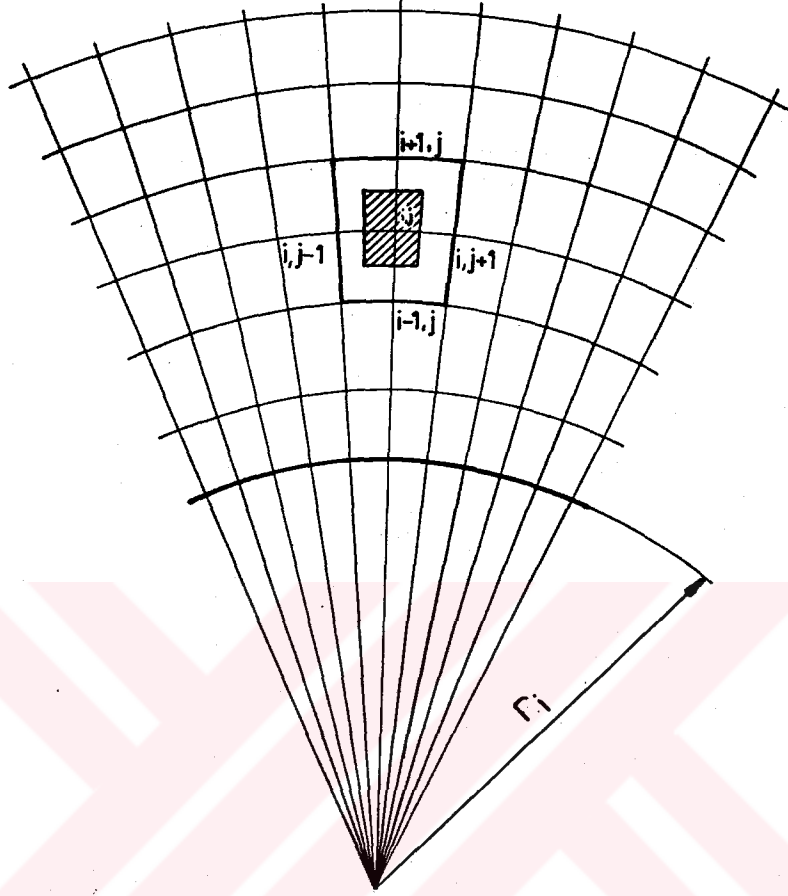
Sekil 6. Sızdırmazlık Halkaları ve yağ filmi geometrisi

Boyutsuz (2) denkleminin sonlu farklar karşılığı, doğrudan doğruya denklemde yer alan geometrik büyüklüklerle kısmi türevlerin sonlu farklar esdeğerleri kullanılarak elde edilebileceği gibi, seçilen bir elemanda akış süreklilik dengesi değerlendirilerek de elde edilebilir. Bu analizde önce seçilen bir elemanda radyal ve açısall yöndeki akışlar dikkate alınarak çözüm için esas olacak sonlu farklar denklemini elde edilmiş, sonra da (2) denkleminin analitik açılımı yapılarak terimlerin sonlu farklar karşılıkları değerlendirilerek nümerik çözüm için gerekli ana denklem elde edilmiştir.

### 3.2. Akış Dengesi Analizi

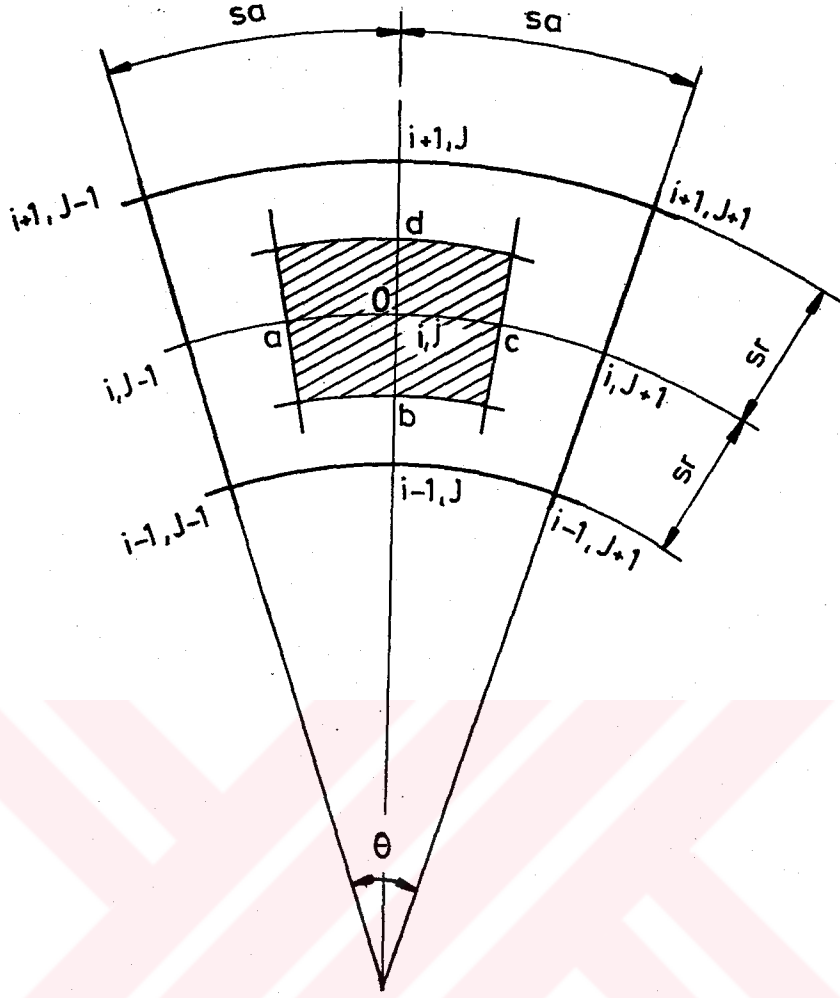
Akış dengesinin sonlu farklar cinsinden yazılabilmesi için sızdırmazlık elemanı radyal ve açısall yönde eşit parçalara ayrılmıştır. Bu durum şekil 7'den görülebilir. Burada  $s_r$  radyal yöndeki adımı,  $s_a$  açısall yöndeki adımı,  $i$  radyal koordinatı ve  $j$  açısall koordinatı göstermektedir.

Eşit aralıklara bölünmüş halkadan alınan birim eleman şekil 8'den görülebilir. Burada taralı bölge süreklilik denkleminin uygulandığı bölgeyi göstermektedir. Bu alan,  $i, j$  noktası ile radyal ve açısall yönlerde bunu takip eden noktalar arasındaki uzunlukların aritmetik ortalamalarının bulunduğu yerlerle belirlenmektedir. Bu şekilde bulunmuş  $d$  noktası  $i, j$  ile  $i+1, j$  noktası arasındaki radyal adımı ortasına (yani  $s_r/2$ ),  $a$  noktası ise  $i, j$  noktası ile  $i, j-1$  noktası arasındaki açısall adımın yarısına (yani  $s_a/2$ ) tekabül etmektedir.  $b$  ve  $c$  noktaları da aynı şekilde tespit edilen noktalardır. Böylece  $a$  noktası ile  $c$  noktası



Şekil 7. Sonlu Farklara Göre Sızdırmazlık Halkası

arasında  $\delta\theta$  (ya da  $s\alpha$ ) kadar açısız boşluk,  $b$  noktasıyla  $d$  noktası arasında  $\delta r$  (ya da  $s_r$ ) kadar radyal boşluk sağlanmış olur. Bu şekildeki uygulamayla analiz için birim model oluşturulmuş olup; radyal ve açısız yöndeki ızgara çizgilerinin kesiştiği tüm noktadaki basınçlar adım adım bulunabilmektedir. Radyal yöndeki analizler halka iç yarıçapından başlamakta, halka dış yarıçapında ise sona ermektedir. Açısız yönde ise analizler  $\theta=0^\circ$  dan başlayıp  $360^\circ$  de sona ermiştir.



Sekil 8. Birim Izgara Elemanı

Sekilde süreklilik prensibi çerçevesinde a, b, d noktalarından gelerek O noktasında toplanan akışkan hareket yönüne uygun olarak ilerleyerek c noktasından çıkmaktadır. Akış dengesine göre a, b ve d noktalarından giren akışkan miktarının toplamı c noktasından çıkan akışkan miktarına eşit olmalıdır. Başka bir ifadeyle halka üzerinde seçilen birim eleman için tüm noktalardaki akış ifadelerinin toplamının sıfır olması gerekmektedir. Bu nedenle tüm akışın O noktasında toplandığı kabul edildiğinde c noktasından O noktasına akış negatif (-) işaretle gösterilmektedir. a, b, c ve d noktalarındaki akış

ifadelerinin sonlu farklar karşılıklarının toplamı akış dengesi ifadesinin sonlu farklar cinsinden elde edilmesini sağlayacaktır.

Sistemde radyal ve açısal yönde olmak üzere basınç ve hız etkisinden dolayı iki türlü akış söz konusudur. Hız etkisiyle akış, akışkanın izafi hızla çalışan yüzeylere yapışarak hareket yönünde ilerlemesinden kaynaklanmaktadır. a ve c noktaları elemanın dönüş yönü doğrultusunda olduklarından bu noktalarda hem basınçtan dolayı bir akış, hem de hızdan dolayı bir akış meydana gelmektedir.

Radyal yönde basınçın doğurduğu birim akış,

$$q_r = \frac{1}{12\eta} h^3 \frac{\partial P}{\partial r} \quad (6)$$

şeklinde elde edilir. Açısal yönde basınçtan dolayı giden birim akış ifadesi,

$$q_\theta = \frac{1}{12\eta} h^3 \frac{\partial P}{r \partial \theta} \quad (7)$$

olarak tarif edilir. Hızdan doğan birim akış ise ,

$$q_v = \frac{1}{2} u h = \frac{1}{2} \omega r h \quad (8)$$

şeklinde hesaplanabilir.

Bu akış ifadelerinin, radyal ve açısal koordinatlar değerlendirilerek birim eleman üzerindeki noktalar için sonlu farklar cinsinden karşılıkları yazılabilir. Bu üç denklemin belirtilen dört noktaya uygulanmasıyla a noktası için basınç etkisiyle birim genişlikte oluşan birim akış,

$$q_a = \frac{1}{12n} \left[ \frac{h_{i,j-1} + h_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{P_{i,j-1} - P_{i,j}}{r_i(\theta_j - \theta_{j-1})} \right] \quad (9)$$

ve hız etkisiyle oluşan birim akış,

$$q_{va} = \frac{1}{2} \omega \left[ \frac{h_{i,j-1} + h_{i,j}}{2} \right] \left[ \frac{r_{i+1} + r_{i-1}}{2} \right] \quad (10)$$

şeklindedir. b noktasından O noktasına basınçtan dolayı akış meydana gelir ve bu akış birim genişlik için,

$$q_b = \frac{1}{12n} \left[ \frac{h_{i-1,j} + h_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{P_{i-1,j} - P_{i,j}}{r_i - r_{i-1}} \right] \quad (11)$$

şeklinde yazılabilir. d noktasından O noktasına doğru akış basınç etkisiyle meydana geldiğinden birim genişlik için,

$$q_d = \frac{1}{12n} \left[ \frac{h_{i+1,j} + h_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{r_{i+1} - r_i} \right] \quad (12)$$

şeklindedir. c noktasından 0 noktasına basınçdan dolayı birim akış ifadesi

$$q_c = \frac{1}{12 \eta} \left[ \frac{h_{i,j+1} + h_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{P_{i,j+1} - P_{i,j}}{r_i (\theta_{j+1} - \theta_j)} \right] \quad (13)$$

ve hızdan dolayı birim akış,

$$q_{vc} = \frac{1}{2} w \left[ \frac{h_{i,j+1} + h_{i,j}}{2} \right] \left[ \frac{r_{i+1} + r_{i-1}}{2} \right] \quad (14)$$

olarak elde edilir. Bu ifadeler radyal ve açısal yöndeki genişlik ifadelerinin dikkate alınmasıyla,

$$Q_a = q_a \delta r_a \quad (9.1)$$

$$Q_{va} = q_{va} \delta r_a \quad (10.1)$$

$$Q_b = q_b \delta \theta_b \quad (11.1)$$

$$Q_d = q_d \delta \theta_d \quad (12.1)$$

$$Q_c = q_c \delta r_c \quad (13.1)$$

$$Q_{vc} = q_{vc} \delta r_c \quad (14.1)$$

şeklinde elde edilir. Burada

$$\delta r_a = \left[ \frac{r_{i+1} - r_{i-1}}{2} \right] = \delta r_c$$

seklindeki radyal genişliği (sr),

$$\delta \theta_b = \left[ \frac{\theta_{i+1} - \theta_{i-1}}{2} \right] \left[ \frac{r_i + r_{i+1}}{2} \right] = \delta \theta_d$$

seklindeki açısal genişliği (sa) göstermektedir. Radyal ve açısal yöndeki bütün akış ifadelerinin toplamı (yönler değerlendirilerek),

$$Q_a + Q_{va} + Q_b + Q_d - Q_c - Q_{vc} = 0 \quad (15)$$

şeklinde akış dengesini verecektir. (15) denklemindeki terimlerin açık ifadelerinin yazılıp basınc dağılımına göre düzenlenmeleriyle,

$$P_{i+1,j} A_{i,j} + P_{i-1,j} B_{i,j} + P_{i,j+1} C_{i,j} + \\ + P_{i,j+1} D_{i,j} - P_{i,j} X_{i,j} - E_{i,j} = 0 \quad (16)$$

şeklinde boyutlu sonlu farklar denklemi elde edilir. (3), (4) ve (5) ifadeleri kullanılarak denklem,

$$\bar{P}_{i+1,j} \bar{A}_{i,j} + \bar{P}_{i-1,j} \bar{B}_{i,j} + \bar{P}_{i,j+1} \bar{C}_{i,j} + \bar{P}_{i,j+1} \bar{D}_{i,j} - \\ \bar{P}_{i,j} \bar{X}_{i,j} - \bar{E}_{i,j} = 0 \quad (17)$$

şeklinde boyutsuz hale getirilir. Burada  $\bar{A}_{i,j}$ ,  $\bar{B}_{i,j}$ ,  $\bar{C}_{i,j}$  ve  $\bar{D}_{i,j}$  boyutsuz basınç etki katsayılarıdır. Bu katsayılar,

$$\bar{A}_{i,j} = \left[ \frac{\bar{h}_{i,j-1} + \bar{h}_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} - \bar{r}_{i-1}}{2 \bar{r}_i (\theta_j - \theta_{j-1})} \right] \quad (18)$$

$$\bar{B}_{i,j} = \left[ \frac{\bar{h}_{i-1,j} + \bar{h}_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{r}_i + \bar{r}_{i-1}}{2} \right] \left[ \frac{\theta_{j+1} - \theta_{j-1}}{2(\bar{r}_i - \bar{r}_{i-1})} \right] \quad (19)$$

$$\bar{C}_{i,j} = - \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} - \bar{r}_{i-1}}{2 \bar{r}_i (\theta_{j+1} - \theta_j)} \right] \quad (20)$$

$$\bar{D}_{i,j} = \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{i,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_i}{2} \right] \left[ \frac{\theta_{j+1} - \theta_{j-1}}{2(\bar{r}_{i+1} - \bar{r}_i)} \right] \quad (21)$$

$$\bar{E}_{i,j} = (3/4) \left[ \bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i,j-1} \right] \left[ \bar{r}_{i+1}^2 - \bar{r}_{i-1}^2 \right] \quad (22)$$

şeklinde elde edilmiştir. (17) denklemindeki  $\bar{P}_{i,j}$  0'daki basınç göstermektedir. Bu nedenle  $\bar{P}_{i,j}$ 'nin katsayısı olan  $\bar{X}_{i,j}$  de a, b, c ve d noktalarındaki basınç katsayılarının toplamına eşit olmalıdır. Burada beklendiği gibi  $\bar{X}_{i,j}$

$$\bar{X}_{i,j} = \bar{A}_{i,j} + \bar{B}_{i,j} + \bar{C}_{i,j} + \bar{D}_{i,j} \quad (23)$$

şeklindedir.

(17) denklemini halkadaki tüm  $i, j$  noktalarındaki basınç dağılımının bulunmasını sağlayacak şekilde  $\bar{X}_{i,j}$  'ye göre denklemin yeniden düzenlenmesiyle,

$$\bar{P}_{i+1,j} \bar{A}A_{i,j} + \bar{P}_{i-1,j} \bar{B}B_{i,j} + \bar{P}_{i,j+1} \bar{C}C_{i,j} + \bar{P}_{i,j-1} \bar{D}D_{i,j} - \bar{P}_{i,j} - \bar{E}E_{i,j} = 0 \quad (24)$$

boyutsuz olarak yeniden yazılır. Burada

$$\bar{A}A_{i,j} = \bar{A}_{i,j} / \bar{X}_{i,j} \quad (24.1)$$

$$\bar{B}B_{i,j} = \bar{B}_{i,j} / \bar{X}_{i,j} \quad (24.2)$$

$$\bar{C}C_{i,j} = \bar{C}_{i,j} / \bar{X}_{i,j} \quad (24.3)$$

$$\bar{D}D_{i,j} = \bar{D}_{i,j} / \bar{X}_{i,j} \quad (24.4)$$

$$\bar{E}E_{i,j} = \bar{E}_{i,j} / \bar{X}_{i,j} \quad (24.5)$$

seklindeki yeni boyutsuz basınç etki katsayılarıdır.

(24) eşitliği (2) eşitliği ile verilen Reynolds Diferensiyel denkleminin akış dengesinden hareketle bulunan sonlu farklar karşılığıdır.

### 3.3 Doğrudan Sonlu Farklar Denklemi

Boyutsuz (2) denkleminde kısmi türevler alınırsa;

$$\bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} + 3 \bar{h}^2 \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} + \bar{r} \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \bar{r}^2} +$$

$$\frac{1}{\bar{r}} \left[ 3 \bar{h}^2 \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} + \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \theta^2} \right] = 6 \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \quad (25)$$

ifadesi elde edilir.

Burada türev ifadeleri, teker teker sonlu fark metodlarından, merkezi farklar kullanılarak yeniden yazılabilir. Buna göre

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} = \frac{\bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i-1,j}}{2 s\bar{r}} \quad (26)$$

$$\frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \bar{r}^2} = \frac{\bar{P}_{i+1,j} - 2 \bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i-1,j}}{(s\bar{r})^2} \quad (27)$$

radyal yöndeki türev ifadeleri ve

$$\frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} = \frac{\bar{P}_{i,j+1} - \bar{P}_{i,j-1}}{2 s\theta} \quad (28)$$

$$\frac{\delta^2 \bar{P}}{\delta \theta^2} = \frac{\bar{P}_{i,j+1} - 2\bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i,j-1}}{(sa)^2} \quad (29)$$

açısal yöndeki türev ifadeleridir. Ayrıca film kalınlığının radyal yöndeki türevi,

$$\frac{\delta \bar{h}}{\delta r} = \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2 sr} \quad (30)$$

şeklinde, açısal yöndeki türevi ise

$$\frac{\delta \bar{h}}{\delta \theta} = \frac{\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i,j-1}}{2 sa} \quad (31)$$

şeklinde elde edilir. Radyal yönde birim eleman için ortalama film kalınlığı,

$$\bar{h} = \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{i-1,j}}{2} \quad (32)$$

ve açısal yönde ortalama film kalınlığı,

$$\bar{h} = \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{i,j-1}}{2} \quad (33)$$

şeklinde tarif edilebilir. Bu ifadelerle (25) denklemindeki bütün terimlerin karşılıkları yazıldığında (EK-1) ,

$$\overline{AA} \bar{P}_{i+1,j} + \overline{BB} \bar{P}_{i-1,j} + \overline{CC} \bar{P}_{i,j+1} + \overline{DD} \bar{P}_{i,j-1} - \bar{P}_{i,j} - \overline{FF} = 0 \quad (34)$$

eşitliği elde edilir. Burada  $\overline{AA}$ ,  $\overline{BB}$ ,  $\overline{CC}$ ,  $\overline{DD}$  ve  $\overline{FF}$  basınç etki katsayılarıdır. Bunların açık ifadeleri yazılırsa,

$$\overline{AA} = \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right]^3 \frac{1}{2 s \bar{r}} \quad (34.1)$$

$$\overline{BB} = \frac{3}{4} \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right]^2 \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right] \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}}{s \bar{r}^2} \right] \quad (34.2)$$

$$\overline{CC} = \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}}{2 s \bar{r}^2} \right] \quad (34.3)$$

$$\overline{DD} = 6 \left[ \frac{1}{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}} \right] \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{i,j-1}}{2} \right]^2 \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i,j-1}}{2} \right] \frac{1}{2 s a^2} \quad (34.4)$$

$$EE = \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{i,j-1}}{2} \right]^3 \left[ \frac{1}{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}} \right] \frac{2}{sa^2} \quad (34.5)$$

$$FF = 3 \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{i,j-1}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}}{sa} \right] \quad (34.6)$$

şeklindedir. Bu katsayılar daha önceki katsayılardan (24.1, 24.2, 24.3, 24.4, 24.5) düzenleme ve terimler açısından farklıdır. (27) denklemi Reynolds Denklemine sonlu farklar karşılığı olup (24) denklemi gibi nümerik metodlarla çözülmüştür. (27) denklemiyle (24) denkleminin çözümlerinin aynı sonuçları verdiği görülmüştür.

### 3.4. Nümerik Çözüm

Sonlu farklar cinsinden ifade edilen (24) denklemi Gauss-Seidel metodunun kullanılmasıyla bilgisayar yardımıyla çözülmüş ve basınç dağılımı hesaplanabilmektedir.

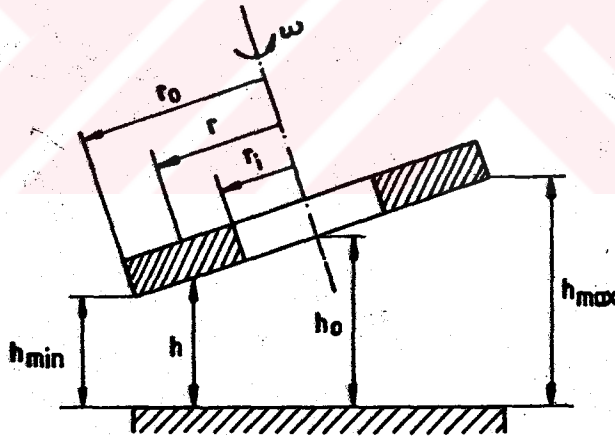
Bilgisayarla çözüm esnasında (24) denklemi sıfır yerine bir hata terimine eşitlenmiştir. Sızdırmazlık elemanının belirlenen tüm noktalardaki basınç değerlerinin doğru olarak hesaplanabilmesi bu hata değerinin mümkün olduğunca küçük olması istenmektedir. Burada hata sınırı %0.1 alınmıştır. İstenen hassasiyete ulaşabilmek için  $i$  ve  $j$  yönünde nokta sayılarının artırılması gerekmektedir. Ancak nokta sayısının bilgisayarın sonuç verme hızını azaltmayacak ve kabul edilebilir hassasiyette çözüm yapacak kadar olmasına özen gösterilmiştir. Buradaki analizlerde  $r, \theta$  koordinatlarının en az 20,60 parçaya ayrılmasıyla bu şartlar sağlanabilmektedir.

Mükemmel düzgünlükte olduğu kabul edilen yüzeylere kasıtlı olarak verilen yüzey eğimi veya eksen kaçıklığı nedeniyle, akışkanın daralan yağ kamasının olduğu yerde elemene uyguladığı basınç maksimumken kamanın genişlemeye başladığı bölgeye doğru bu basınçta düşme gözlenmektedir. Hidrodinamik basıncın artmasıyla basınçtaki düşme artmakta ve bazen basınç (-)'ye düşmektedir. Bu durumda akışkan içerisinde sıvının buharlaşması nedeniyle kabarcıklar oluşarak kavitasyon meydana gelecektir. Kavitasyonlu bölgeye  $P=0$  da başlamaktadır. Burada yapılan analizlerde basıncın hiçbir zaman (-) değer almadığı kabul edilmiş ve iterasyon sonucu basınç değerinin (-) olduğu durumda  $P$  değeri sıfıra gönderilmiştir. Bundan dolayı program iterasyonu bir miktar hata değeri taşımaktadır.

Bu şekilde hesaplanan basınç değerleri sızdırmazlık halkasının yük taşıma kapasitesinin belirlenmesini sağlamaktadır.

### 3.4.1. Yağ Film Kalınlığı

Daralan ve genişleyen yağ kaması mekanizmasına göre sızdırmazlık aralığındaki yağ film kalınlığı bir taraftan daralırken diğer taraftan da genişlemelidir. Tüm yatak geometrisi boyunca yağ filmi sinüzoidal bir değişim sergilemektedir. Yağ filmi bu davranışıyla sızdırmazlığın temini için hidrodinamik basınç oluşumu şartını yerine getirmektedir. (24) denkleminin çözülebilmesi için sınır şartları dikkate alınarak nümerik modelin her noktasındaki film kalınlıklarının da bilinmesi gerekmektedir. Film kalınlığı ifadesini bulmak için şekil 9'daki geometri incelenebilir.



Şekil 9. Eğimli Sızdırmazlık Elemanında Sematik Olarak Film Kalınlığı Değişimi

Burada,

$h_{\min}$  : minimum film kalınlığı,

$h_0$  : merkezdeki film kalınlığı,

$h$  : herhangi bir noktada film kalınlığı,

$r_0$  : yatak dış yarıçapı,

$r_i$  : yatak iç yarıçapı,

$r$  : herhangi bir noktanın halka merkezinden uzaklığıdır.

Bu büyüklüklerle film kalınlığı değişimini veren ifade,

$$h = h_0 + \frac{r}{r_0} (h_0 - h_{\min}) \cos\theta \quad (35)$$

şeklinde yazılabilir. Bu eşitlik boyutsuz olarak,

$$\bar{h} = 1 + \bar{r} t \cos\theta \quad (36)$$

olarak tarif edilebilir. Burada

$$\bar{h} = \frac{h}{h_0}$$

ve

$$\bar{r} = \frac{r}{r_0}$$

şeklindeki boyutsuz büyüklükler ve

$$t = \frac{h_0 - h_{\min}}{h_0}$$

boyutsuz yüzey eğimi ifadesidir. Aralıktaki film kalınlığı değişimi bu eğimden dolayı oluşmaktadır.

Yağ filminin değişimini etkileyen bir diğer parametre olan maksimum film kalınlığının meydana geldiği açının bilindiği varsayılırsa (36) denklemi yeniden

$$\bar{h} = 1 + t \bar{r} \cos(\theta - \theta_{\max}) \quad (37)$$

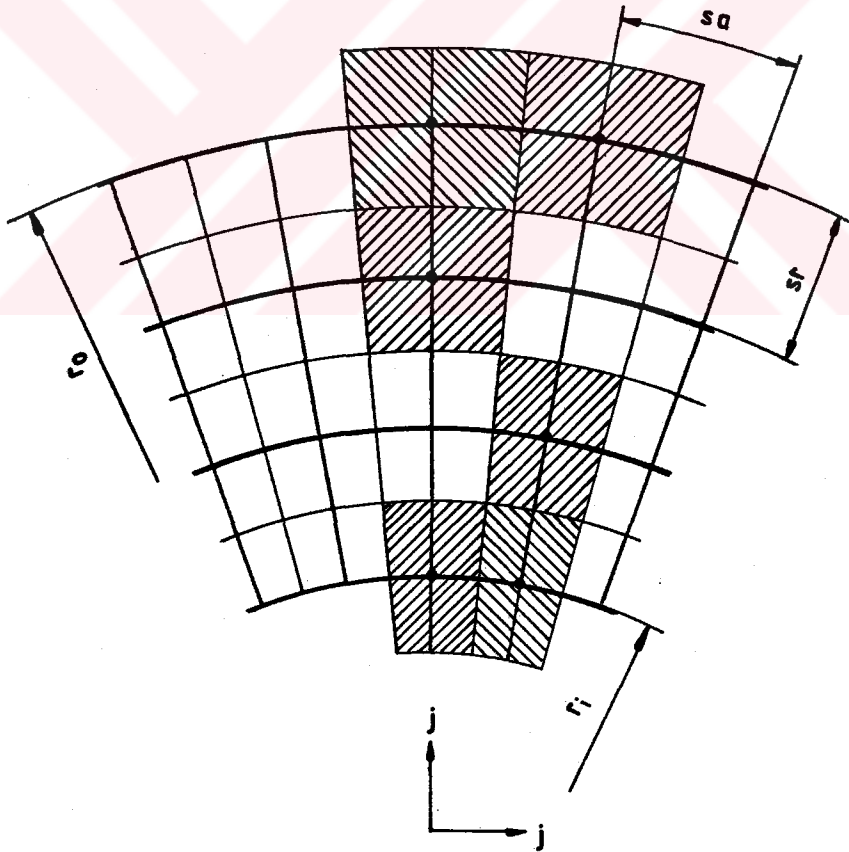
şeklinde düzenlenebilir.

Burada film kalınlığının sinüzoidal değişimi için yüzeylerin pürüzsüz ve mükemmel düzgünlükte olduğu, eksen kaçıklığı veya işleme neticesi oluşan eğimin yüzeyler arasında daralan ve genişleyen kamanın oluşturduğu kabulleri yapılmıştır.

Reynolds denkleminin çözülebilmesi için önce yağ film kalınlığının tüm noktalardaki değerinin belirlenmiş olması gerekmektedir. O nedenle çalışmada önce film kalınlığı değişimi incelenmiş daha sonra basınç dağılımı bulunmuştur. Basınç dağılımının bulunmasından sonra elemanın yük taşıma kapasitesi incelenebilmiştir.

### 3.4.2. Yük Taşıma Kapasitesi

Yük taşıma kapasitesini belirlemek için radyal yönde iç yarıçapla dış yarıçap arasındaki uzunluğa sahip dairesel halka ızgara şeklinde radyal ve açısal yönlerde eşit parçalara ayrılmıştır. Şekil-10 ızgara çizgilerinin birbiriyle kesişen bir kaç noktası ve bu noktalardaki basınçların etkili oldukları alan taralı olarak gösterilmiştir. Her taralı alan analizde kullanılan birim elemana örnek teşkil etmektedir. Bu taralı alan  $s_a$  kadarlık bir açısal genişliğe ve  $s_r$  kadarlık radyal genişliğe sahiptir. Herhangi bir taralı alanda taşınan yük o alanda ızgara çizgilerinin kesiştiği noktadaki basınçla o alanın çarpımına esittir.



Şekil 10. Sızdırmazlık Halkası Üzerindeki Radyal ve Açısal Yöndeki Izgara Çizgilerinin Bir Bölümü

Başka bir ifadeyle boyutsuz yük,

$$\bar{W} = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^1 \bar{P} \bar{r} \, d\bar{r} \, d\theta \quad (38)$$

eşitliğiyle bulunur. Kullanılan akışkanın belli bir dinamik viskoziteye sahip olduğu ve elemanın belli bir açısal hızla hareket ettiği kabul edildiğinde  $\bar{W}$

$$\bar{W} = \frac{W h_0^2}{\eta \omega r_0^4} \quad (39)$$

şeklinde tarif edilen boyutsuz yük ifadesidir.

(38) eşitliği ile yük hesabı yapılırken, nokta nokta hesaplanan basınçlar şekil 10'da görülen taralı alanla (her nokta için) çarpılarak bütün yatak yüzeyinde hesaplanmıştır. Ancak  $r_i$  ve  $r_0$ 'a tekabül eden çizgilerdeki yük alanları (her iki uçta da alanların yarısı) fazladan nümerik hesaplanmaya katıldığı için programda bu durum düzeltilmiştir.

Değişik yüzey eğiminde ve çalışma parametreleri etkisinde (değişik geometrik büyüklükler) sistemin yük taşıma kapasitesi çok hızlı bir şekilde teorik olarak tahmin edilebilmektedir. Bir sonraki bölümde detaylı izah edileceği gibi bu şekilde elde edilen yük taşıma kapasitesi değişimi standart aksenal kaymalı yatak teorisiyle uyum içerisindedir.

(39) eşitliği teorik olarak analizden elde edilen boyutsuz yük taşıma kapasitesini ifade etmektedir. Burada boyutsuzlaştırma yapılırken ortalama film kalınlığı  $h_0$  esas alınmıştır. ancak hareketli parça çalışma anında yük ve moment dengesizliği nedeniyle aksenal olarak hareket halinde olabileceği ve belirli bir aksenal yerdeğiştirmede denge haline erişeceğinden oluşacak olan minimum film kalınlığı tasarım açısından çok daha önemli olmaktadır. Bu nedenle teorik olarak tahmin edilebilir bir minimum film kalınlığı olduğunda bu film kalınlığına tekabül eden aksenal yük taşıma kapasitesinin de bilinmesi zorunludur.

Bu nedenle  $h_0$ 'a göre boyutsuzlaştırılan yük ifadesi ve yüzey eğimi değerlendirilerek minimum film kalınlığına bağlı yük taşıma kapasitesi;

$$\bar{W}_{\min} = \bar{W} (1 - t)^2 \quad (40)$$

bulunabilir. Burada  $\bar{W}_{\min}$

$$\bar{W}_{\min} = \frac{W h_{\min}^2}{\eta w r_0^4} \quad (41)$$

şeklinde kabul edilen yük ifadesidir. Analizde  $\bar{W}$  belirlendikten sonra değişik yüzey eğimleri için  $\bar{W}_{\min}$  rahatlıkla bulunabilir.

Yukarıda izah edilen iki tip yük ifadesinden başka basınç alanı tahmin edilmesine de yardımcı olabilecek bir yük tarif etmek mümkündür. Eğimli çalışma yüzeyleri nedeniyle genişleyen kama bölgesinde kavitasyon sınır şartları esas alınarak belirlenen sıfır basınç etki bölgesi ile hidrodinamik ve hidrostatik basınç etki bölgesinin birbirinden ayrılması istenir. Bu, özellikle yük ve moment dengesi için zorunludur. Sistemin yük taşıma kapasitesi sistem basıncına bölündüğünde yük tarifine göre basınç etki alanı olarak da tarif edilebilen boyutsuz bir yükü verecektir. Daha açıkça;

$$W^* = \frac{\bar{W}}{\bar{P}} \quad (42)$$

Burada  $W^*$  ifadesi hidrostatik basınç alanı ifadesi olup  $\bar{W}$  ve  $\bar{P}$  ifadelerinin değerlendirilmesiyle boyutsuz karşılığı

$$W^* = \frac{W}{P \cdot r_0^2} \quad (43)$$

şeklinde yazılabilir. (42) eşitliği yardımıyla değişik sistem basınçlarında değişik  $W^*$  elde edileceği için bu çalışma şartlarında kavitasyonsuz basınç etki alanları hesaplanabilir.

### 3.4.3. Hidrolik Momentler ve Basınc Etki Merkezleri

Sızdırmazlık halkası üzerindeki hidrolik basınç kuvveti (yük), etki ettiği yere göre farklı şiddette momentlerin meydana gelmesine neden olmaktadır. Maksimum yağ film kalınlığı açısı ve eğim, yük taşıma kapasitesini değiştirdiklerinden dolayı momentlere de etki eden parametrelerdir.

Eleman üzerindeki yük miktarı ve etki yeri momentlerin yönünün tespit edilmesini sağlamaktadır. Bu momentler;

$$\bar{M}_x = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^1 \bar{P} \bar{r}^2 \sin\theta \, d\bar{r} \, d\theta \quad (44)$$

$$\bar{M}_y = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^1 \bar{P} \bar{r}^2 \cos\theta \, d\bar{r} \, d\theta \quad (45)$$

şeklinde boyutsuz olarak ifade edilmişlerdir. Burada  $\bar{M}_x$ ,

$$\bar{M}_x = \frac{M_x h_0^2}{\eta w r_0^5} \quad (46)$$

x yönünde boyutsuz moment ve  $\bar{M}_y$

$$\bar{M}_y = \frac{M_y h_0^2}{\eta w r_0^5} \quad (47)$$

y yönünde sızdırmazlık elemanına etkiyen boyutsuz moment ifadesidir.

Bu momenlerin elemanın hidrolik dengesini bozmayacak büyüklükte olması istenir. Elemanın hidrolik dengesinin sağlanması için basınç etki merkezinin tespit edilmesi gerekmektedir.

Yük ve moment ifadelerine bağlı olarak sızdırmazlık halkası üzerindeki basınç etki merkezleri boyutsuz olarak x yönünde,

$$\bar{x}_p = \frac{\bar{M}_y}{\bar{W}} \quad (48)$$

ve y yönünde,

$$\bar{y}_p = \frac{\bar{M}_x}{\bar{W}} \quad (49)$$

şeklinde tarif edilmişlerdir. Bu ifadeler değişik sistem parametrelerine göre incelenmiştir.

Basınç etki merkezlerinin yerinin doğru tespit edilmesi sistemin hidrolik dengesinin sağlanması açısından çok önemlidir. Basınç etki merkezinin bulunduğu noktaya arka taraftan uygulanacak basınç kuvvetiyle denge sağlanabilecektir. Bu nokta aynı zamanda hidrodinamik etkiyle ortaya çıkan momentlerin dengeleneceği yerin belirlenmesi açısından da büyük önem taşımaktadır.

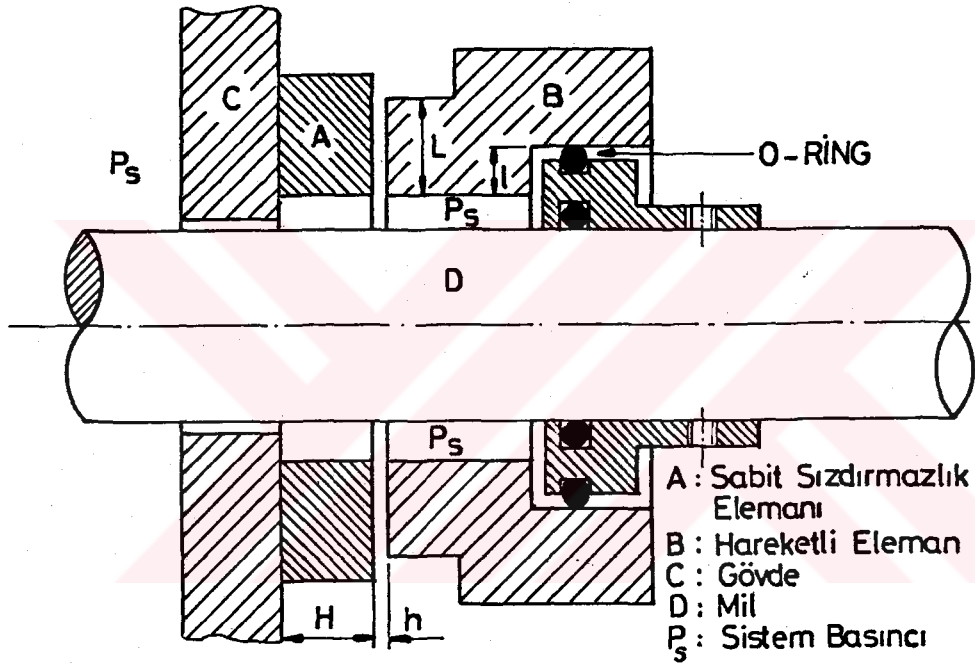
#### 3.4.4. Hidrolik Denge

Sızdırmazlık elemanının hem hidrolik yük dengesi, hem de minimum akışkan kaçağı için optimum sayılabilecek bir yağ filmi kalınlığına sahip olması arzu edilir. Ancak, uygulamada, aralıktaki akışkan kaçağını sürekli olarak engellemek mümkün olamamaktadır. Sızdırmazlık elemanının minimum akışkan kaçağıyla istenen görevini yerine getirmesi için hidrolik dengesinin sağlanması gerekmektedir.

Düzgün ve paralel yüzeyle mekanik elemanlarda hidrostatik denge için Şekil 11'deki sistemde görüldüğü gibi  $l/L$  oranı esas alınabilir. Sızdırmaz yüzeyler arasındaki yağ filminin geliştirdiği basınç tarafından yüzeye etki eden kuvvet  $P_s \cdot L/2$ , basınç dengesini sağlayan  $l$  radyal genişliğindeki elemandan gelen  $P_s \cdot l$  kuvvetini dengelemelidir. Bu nedenle yüzeylerin eğrilik ve düzgünlükleri ihmal edilirse şekilde tarif edilen  $P_s$  sistem basıncının etkili olan alanlar oranı  $l/L$  şeklinde yazılabilir. Eğer bu oran 1'den büyükse "dengelenmemiş" ve 1'den küçükse "dengelenmiş" sistemden bahsedilebilir. İki yüzey arasındaki aralığı kapamaya çalışan kuvvet  $P_s$  olup, bu kuvvet eğer  $l = L/2$  ise dengede tutulabilecektir. Ancak  $l > L/2$  olduğunda dahi, metal-metal sürtünmesinin olmadığı deneylerle gösterilmiştir.

Yüzeylerin eğimsiz ve pürüzsüz olduğu kabul edilen durumda yüzeyler arasındaki yağ filmi yük taşıyıcı hidrodinamik basınç alanı oluşturamayacaktır. Eksenel kapama kuvvetinin ( $P_s \cdot l$ ) arttığı durumlarda da bu sebepten dolayı metal-metal sürtünmesi kaçınılmaz olacaktır. Bu

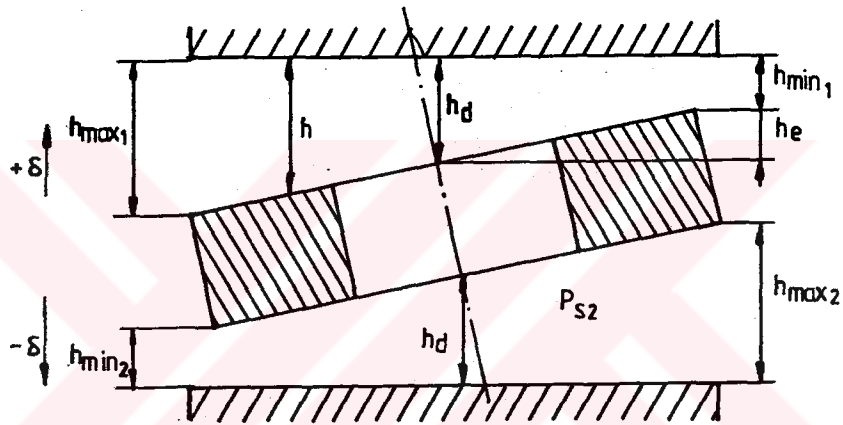
tehlikeyi ortadan kaldırmak için yüzeyler arasında bir miktar eğimin mevcut olması istenir. Ancak eğimin çok büyük olması ve de film üzerine gelen yükün artması halinde sistemin hidrodinamik dengesi bozulabilecektir. Bu nedenle, yağ filminin teşkil edeceği eğimli daralan kamanın dengeyi sağlayacak büyüklükte olması istenir.



Şekil 11. Sızdırmazlık Elemanının Hidrolik Dengesi

Sızdırmazlık tertibatı, hidrodinamik basınç alanı oluşumu prensibine göre çalıştığından ideal sızdırmazlık performansı için elemanın hidrodinamik dengesinin sağlanması gerekliliği ortaya çıkmaktadır. Hidrodinamik çalışma esnasında, eğimli eleman dinamik etkilerden dolayı aksenal yönde yerdeğiştirmektedir. Hidrodinamik denge

analizinde önemli bir parametre durumunda olan elemanın yer değiştirme miktarı da değerlendirilmiştir. Dizayn esnasında sızdırmazlık elemanının sadece ön yüzüne değil arka yüzüne de belli bir eğim verildiği kabulü yapılarak bir sistem modeli geliştirilmiştir. Şekil-12 bu modeli sematik olarak göstermektedir.



Şekil 12. Her iki yüzü eğimli sızdırmazlık halkası

Burada "1" indisi sızdırmazlık halkasının ön yüzünü (birinci taraf), "2" indisi arka yüzünü (ikinci taraf) göstermektedir.  $\delta$ , elemanın yer değiştirme miktarı,  $h_e$  eksen kaçıklığıdır.  $h_d$  "dizayn açıklığı" olarak tarif edilen merkezdeki film kalınlığıdır.  $h_d$ 'nin tasarım esnasında belirlenen bir büyüklük olduğu ve dinamik etkilerle değişmediği kabulü yapılmıştır. Bu kabulden dolayı boyutsuzlaştırma  $h_d$ 'ye göre yapılmıştır.

Elemanın yerdeğiştirmesi sızdırmazlık aralığındaki film kalınlığı değişimini de etkilemektedir. Eleman + $\delta$  kadar hareket ettiğinde merkezdeki film kalınlığı 1. taraf için

$$h_0 = h_d - \delta \quad (50)$$

değerini, 2. taraf için

$$h_0 = h_d + \delta \quad (51)$$

değerini almaktadır. Burada  $h_0$  yerdeğiştirmeden sonra merkezdeki film kalınlığıdır ve  $\delta$ 'ye bağlı olarak değişmektedir. Elemanın hareketi her iki tarafta etkili olan basıncın ve yüzey eğiminin de değişmesine neden olmaktadır. Bu etkiyi açıklayabilecek Şekilde eğim ve sistem basıncı ifadeleri  $\delta$ 'ye bağlı olarak yeniden tarif edilmiştir. Ön yüz için eğim ifadesi,

$$t_1 = \frac{\bar{h}_e}{1 - \bar{\delta}} \quad (52)$$

ve arka yüz için de

$$t_2 = \frac{\bar{h}_e}{1 + \bar{\delta}} \quad (53)$$

Şeklinde tarif edilmiştir. Burada  $\bar{h}_e = h_e / h_d$  Şeklindeki boyutsuz eksen kaçıklığı,  $\bar{\delta} = \delta / h_d$  boyutsuz yer değişirme

miktardır. Analizde hesaplanan sızdırmazlık basıncının boyutsuz ifadesi,

$$\bar{P}_s = \frac{P h_0^2}{\eta \omega r_0^2} \quad (54)$$

şeklindedir. Fakat  $h_0$  sabit bir parametre olmadığından  $h_d$ 'ye göre boyutsuzlaştırma yapılmalıdır. Gerekli düzenlemeler yapıldığında ön yüzdeki boyutsuz basınç,

$$\bar{P}_{s1} = \bar{P}_d (1 - \bar{\delta})^2 \quad (55)$$

şeklinde yazılabilir. Burada  $\bar{P}_d$ ,

$$\bar{P}_d = \frac{P h_d^2}{\eta \omega r_0^2} \quad (56)$$

boyutsuz dizayn basıncıdır ve sistem parametrelerinden biridir. Benzer şekilde arka yüz için boyutsuz basınç,

$$\bar{P}_{s2} = \bar{P}_d (1 + \bar{\delta})^2 \quad (57)$$

şeklindedir. İki yüzü de eğimli sızdırmazlık elemanında eğim ve basınç ifadelerinin belirlenmesi ön ve arka yüzey üzerinde etkili hidrodinamik yük hesabına imkan vermektedir. Ancak bu hesaplanan yük değerinin de yer değiştirmeye göre düşünülürse yeniden tarif edilmeleri gerekmektedir. Böylece eleman üzerindeki etkili yük boyutsuz olarak,

$$\bar{w}_d = \frac{W h_d^2}{\eta w r_0^4} \quad (58)$$

seklindedir. Analiz esnasında bulunan yük ifadesi  $h_d$ 'ye değil  $h_0$ 'a bağlı yük ifadesidir. Bu ifade boyutsuz olarak

$$\bar{w} = \frac{W h_0^2}{\eta w r_0^4} \quad (59)$$

sekinde tarif edilir. Basınc ifadesinde olduğu gibi bu yük ifadesinin de  $h_d$ 'ye göre düzenlenmesi gerekmektedir. (58) eşitliğinin  $h_0$ 'a göre düzenlenmesiyle ön yüz için boyutsuz yük ifadesi,

$$\bar{w}_{d1} = \bar{w} \left[ \frac{1}{1 - \delta} \right]^2 \quad (60)$$

seklindedir. Birinci tarafta yağ tabakasının halkaya etki eden bu yük dış yüklere direnc gösterirken aynı zamanda da aralığı açmaya çalışacaktır.  $\bar{w}_{d1}$  ifadesinden görüleceği gibi elemanın birinci tarafa doğru hareketi bu yükün artmasını sağlayacaktır. Gereğinden fazla artma aralıktan akışkan kaçacağına neden olmaktadır. Bu nedenle artışın ancak hidrolik dengeyi sağlayacak kadar olması istenir.  $\bar{w}_{d1}$  yükü tarafından dengelenecek arka yüzdeki yük ifadesi boyutsuz olarak,

$$\bar{w}_{d2} = \bar{w} \left[ \frac{1}{1 + \bar{\delta}} \right]^2 \quad (61)$$

şeklinde tarif edilir. Kapama yükü olarak tarif edilen  $\bar{w}_{d2}$ 'nin aralığı kapayarak metal-metal temasına neden olacak kadar büyük olmaması istenir.

Her iki yüzde bulunan yükler elemana zıt yönde etki etmektedirler. Denge hali için bu yüklerin farkı elemanın denge yükünün bulunmasını sağlar. Bu denge yükü boyutsuz olarak,

$$\bar{w}_R = \bar{w}_{d1} - \bar{w}_{d2} \quad (63)$$

şeklinde yazılabilir. Bu ifadenin sıfır olması elemanın denge halini, sıfırdan küçük değeri kapama yükünün fazla olduğu durumu, sıfırdan büyük değeri aralığı açmaya çalışan kuvvetin büyük olduğunu göstermektedir. Sistemin dengesi için halka küçük kuvvetin olduğu tarafa doğru hareket eder. Değişik çalışma koşullarına göre denge için tespit edilen  $\bar{\delta}$  değerleri aralıkta minimum veya maksimum film kalınlığının hesaplanmasını sağlamaktadır.

Eksen kaçıklığı ve aksenal harekete sahip sızdırmazlık elemanı için minimum film kalınlığı ifadesi boyutsuz olarak,

$$\bar{h}_{\min} = 1 - \bar{h}_e - |\bar{\delta}| \quad (64)$$

şeklinde tarif edilmektedir. Burada  $\bar{h}_{\min} = h_{\min} / h_d$  şeklinde boyutsuz ifadedir. Minimum film kalınlığı ön yüz için,

$$\bar{h}_{\min_1} = 1 - \bar{h}_e - \bar{\delta} \quad (65)$$

şeklinde, 2. yüz için

$$\bar{h}_{\min_2} = 1 - \bar{h}_e + \bar{\delta} \quad (66)$$

olarak yazılabilir. Maksimum film kalınlığı ise ön yüz için,

$$\bar{h}_{\max_1} = 1 + \bar{h}_e - \bar{\delta} \quad (67)$$

ve arka yüz için,

$$\bar{h}_{\max_2} = 1 + \bar{h}_e + \bar{\delta} \quad (68)$$

şeklinde boyutsuz olarak ifade edilmiştir. Burada  $\bar{h}_{\max} = h_{\max} / h_d$  olarak tarif edilen boyutsuz ifadedir. Minimum ve maksimum film kalınlıkları sistem performansını tayin eden önemli parametrelerdir.

Uygulamada sızdırmazlık tertibatının sadece ön yüzü hidrodinamik basınç etkisindedir. Arka yüz ise sistemde etkili olan hidrostatik basınca maruzdur. Şekil-13 bu şekildeki modeli göstermektedir. Burada görüldüğü gibi ön yüz hidrodinamik basınç oluşturacak şekilde eğimli, arka yüz ise düz bir alana sahiptir. Şekilde  $W_{st}$  arka yüzdeki hidrostatik basınç kuvvetidir ve ön yüzden gelen hidrodinamik basınç kuvveti tarafından dengelenmektedir. Arka yüzdeki hidrostatik basınç kuvveti ( veya kapama kuvveti ) boyutsuz olarak,

$$\bar{W}_{st} = \bar{P}_d (1 - \bar{r}_i^2) \quad (69)$$

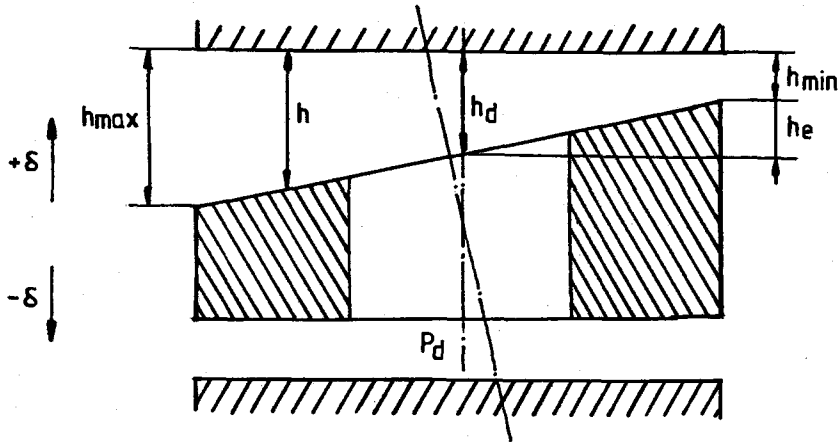
şeklinde tarif edilmektedir. Denge şartına göre hareketli elemana etki eden bu yüklerin toplamının sıfır olması gerekmektedir. Bu şartı gösteren denklem boyutsuz olarak,

$$\bar{W}_R = \bar{W}_{d1} - \bar{W}_{st} \quad (70)$$

şeklindedir. Burada  $\bar{W}_R$  boyutsuz denge yüküdür ve dizayn açıklığı (film kalınlığı)  $h_d$ 'ye göre boyutsuzlaştırılmış olup;

$$\bar{W}_R = \frac{W_R h_d^2}{\eta \omega r_0^4} \quad (71)$$

şeklinde tarif edilmektedir.



Sekil 13. Ön Yüzü Egimli Arka Yüzü Egimsiz Model

ikinci model üzerinde yapılan analizlerde yine elemanın dinamik etkilerden dolayı dengesizlik yönüne uygun olarak bir miktar yer değistirdiği düşünölmüştür. Eksen kaçıklığı, elemanın yer değiştirmesi ve sistem basıncı değerlendirilerek denge şartları araştırılmıştır.

Analiz esnasında EK-2'deki geliştirilmiş bilgisayar programı kullanılmıştır. Bu bilgisayar programının doğruluk testi için EK-3 incelenebilir.



#### 4. ARASTIRMA BULGULARI VE TARTISMA

Bu bölümde aksenel kaymalı yatak gibi çalışan mekanik sızdırmazlık elemanlarının tasarım esasları ve hidrolik dengesi üzerine değişik sistem parametreleri gözönünde bulundurularak teorik çalışmalar yapılmış ve elde edilen sonuçlar değerlendirilmiştir. Bu çalışmalar için sistem modeline uygun bir bilgisayar programı kullanılmıştır.

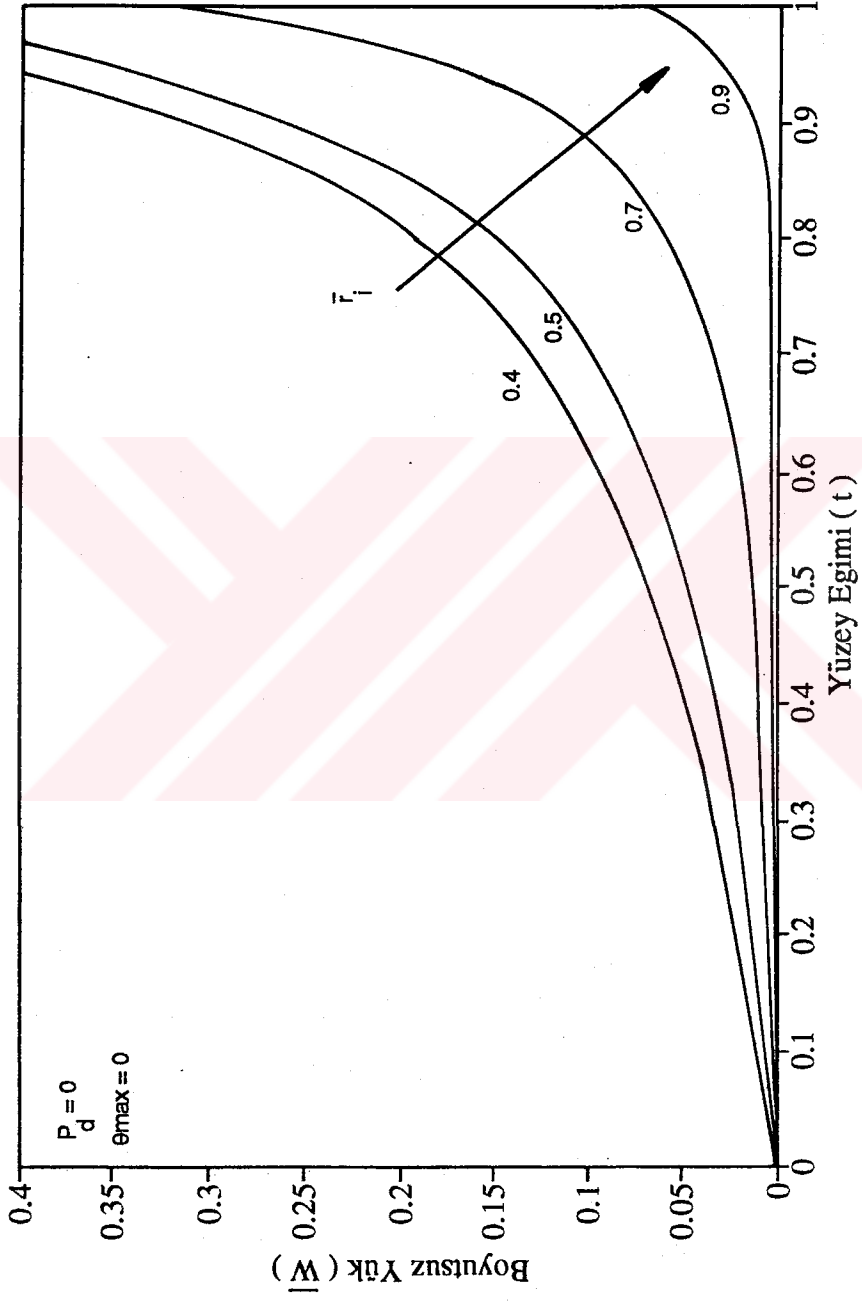
##### 4.1. Tek Taraf İçin Performans Araştırması

###### 4.1.1. Yük Taşıma Kapasitesi

Hidrodinamik yatak performansının testi için (ön yüz için) yük taşıma kapasitesinin sistem parametreleriyle değişimi incelenmiştir.

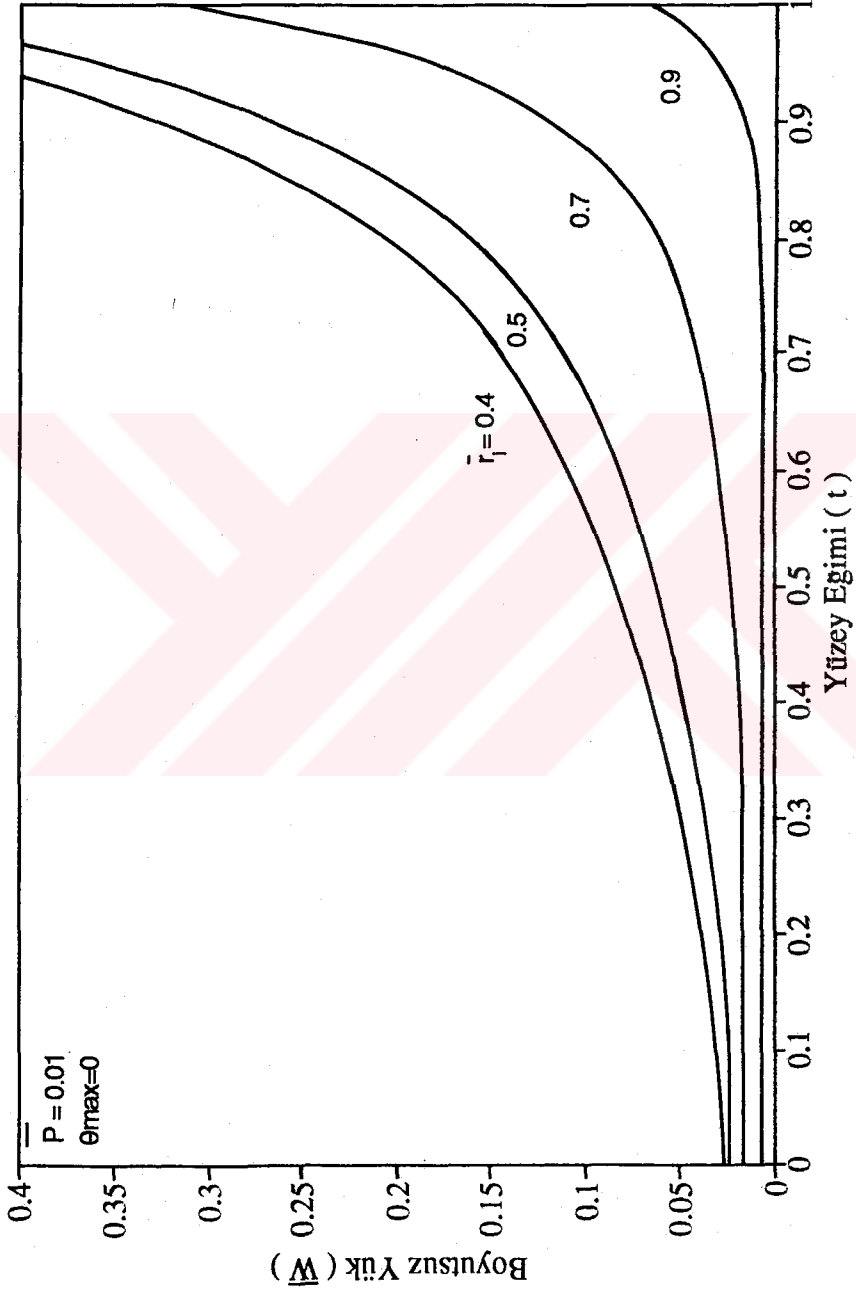
Sekil 14, boyutsuz yük ile yüzey eğimi arasındaki değişimi tam hidrodinamik çalışma rejimi için ( $\bar{P}=0$ ) sızdırmazlık elemanının değişik boyutsuz iç yarıçaplarında göstermektedir. Yüzey eğimi 0 ile 1 arasında değiştirilmiştir. Yağ filminin değişimini, dolayısıyla sistemin performansını etkileyen önemli bir parametre olan maksimum film kalınlığının meydana geldiği açı burada  $\theta_{max}=0$  ve  $\bar{F}_1$  değerleri de 0.4-0.9 arasında alınmıştır.  $t=0$  noktası sızdırmazlık yüzeylerinin birbirine paralel olduğunu göstermektedir. Paralel yüzeyler arasında akışkan yük taşıyıcı hidrodinamik basınç alanı meydana getirememektedir. Burada sistemde hidrostatik basınç etkisi de olmadığından  $t=0$ 'da eleman üzerinde taşınan yük sıfır olmaktadır. Elemana çok az da olsa eğim verilmesiyle

hidrodinamik basınç alanı oluşumu için yeter şart sağlanmış olacağından yükte bir miktar artma olmaktadır. Küçük eğimlerde meydana gelen hidrodinamik basınç alanının eleman üzerinde fazla etkili olamaması nedeniyle daha az yük değeri elde edilecektir. Egim arttığında aralıkta akışkanın geliştirdiği hidrodinamik basınç alanı dolayısıyla yükte de artma görülmektedir.  $t=1$ 'de daralan yağ kamasının bulunduğu bölgede minimum film kalınlığı sıfır olmakta ve yüzeyler birbirine temas etmektedir (metal-metal teması). Bu durumda yükün bir miktarı da yüzeyler tarafından taşınmakta ve hidrodinamik basınç etkisi maksimum düzeye ulaşmaktadır. Şekilde egim arttıkça yükün bahsedilen şekilde arttığı görülmektedir. Burada  $\bar{r}_1$ 'nin 0.4'den 0.9'a kadar artması yatak dış yarıçapının değişmediği düşünülürken halka geometrisinin daraldığını göstermektedir. Eleman üzerinde taşınan yük, basınçın etki ettiği alanla doğrudan ilişkilidir. Bu nedenle yatak alanının daralması yatakta daha az yük taşınmasına neden olacaktır.  $\bar{r}_1=0.4$  iken hidrodinamik basınç, halka alanının daha geniş olması nedeniyle tüm eğimlerde etkili olmakta ve yük miktarlarında belirgin bir artış görülmektedir.  $\bar{r}_1$  artırılınca beklendiği gibi boyutsuz yük azalmaktadır.  $\bar{r}_1=0.9$ 'da yükteki değişim  $t=0.7$ 'ye kadar çok az değişmekte bu değerden sonra hızla artmaktadır. Yatak geometrisi, genelde  $\bar{r}_1$ , eleman performansını etkileyen bir parametre olarak tasarım açısından büyük önem taşımaktadır.



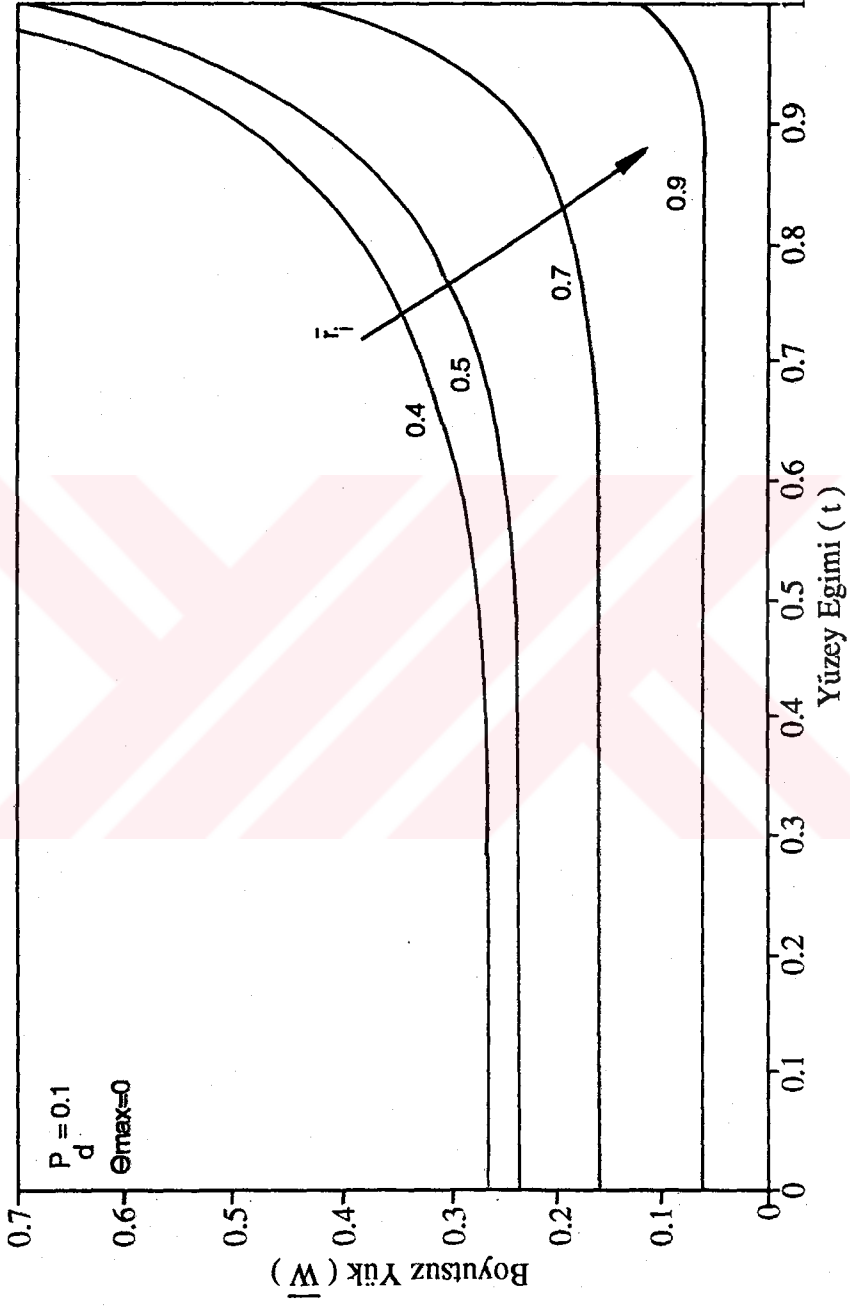
Sekil 14. Boyutsuz Yük ile Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim

Sistemde belirli basınçta akışkan olduğunda hidrostatik etki kendini gösterecektir. Aynı  $\bar{r}_1$  değerlerinde boyutsuz basınç  $\bar{P}=0.01$  için boyutsuz yük ile yüzey eğimi değişimi şekil 15'de verilmiştir. Burada  $\bar{r}_1$ 'nin seçilen tüm değerlerinde  $t=0$ 'da eleman üzerinde bir miktar yük taşındığı görülmektedir. Bu yük miktarı hidrostatik basınç etkisiyle ortaya çıkmıştır. Yüzeyler birbirine paralelken ( $t=0$ ) hidrodinamik basınç sıfırdır ve akışkan hidrostatik sistem basıncınının neden olacağı yükü taşıyacaktır. Bu yük başlangıçta ( $t=0$ ) çok küçüktür. Eğim bir miktar arttığında hidrodinamik basınç meydana geldiği halde hidrostatik basınç etkisi kendini göstermeye devam etmektedir. Hidrostatik sistem basıncı büyük eğimlerde etkisini tamamen hidrodinamik basınca bırakarak yük taşıma kapasitesinin artmasına neden olmaktadır. Bu davranış tüm  $\bar{r}_1$  değerlerinde benzerdir. Ancak  $\bar{r}_1$  arttıkça hidrodinamik ve hidrostatik basıncın etkili olduğu eğim değerlerinde değişim olacaktır. Yükün  $\bar{r}_1=0.4$  iken  $t=0.1$ 'e kadar hemen hiç artma göstermediği bu eğim değerine kadar elemanın hidrostatik basınç etkisinde olduğunu göstermektedir.  $\bar{r}_1=0.5$ 'de bu sınır  $t=0.15$ 'e,  $\bar{r}_1=0.7$ 'de  $t=0.4$  ve  $\bar{r}_1=0.9$ 'da  $t=0.75$ 'e ulaşmaktadır.  $\bar{r}_1$ 'nin büyümesiyle yükün azaldığı sayısal bir örnekle de gösterilirse,  $t=0$  noktasında boyutsuz yük  $\bar{r}_1=0.4$  iken  $\bar{W}=0.0269$  değerini  $\bar{r}_1=0.7$  iken  $W=0.017$  değerini almıştır.



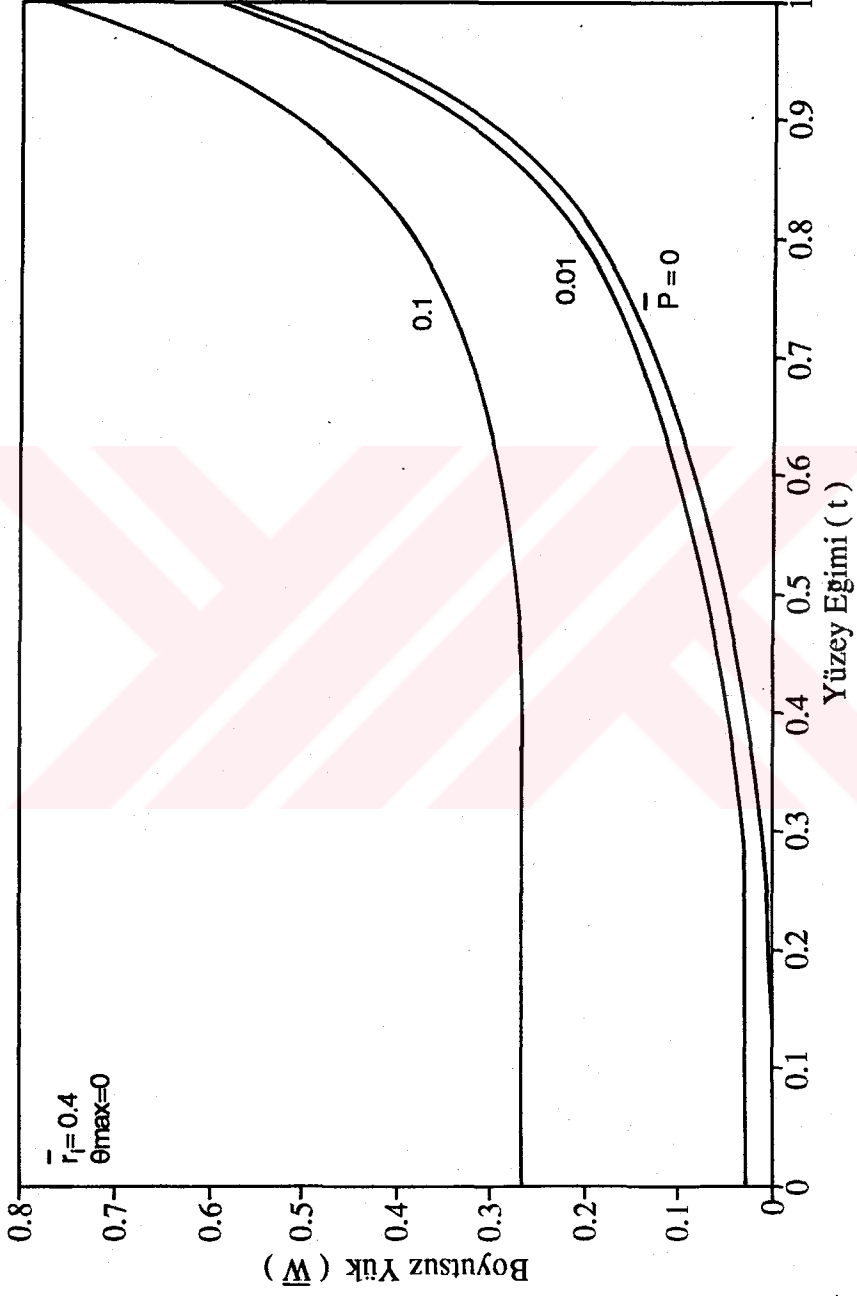
Sekil 15. Boyutsuz Yük ile Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim

Daha büyük boyutsuz hidrostatik basınçta  $\bar{r}_1$ 'nin boyutsuz yük ile eğim değişimine etkisini görmek açısından şekil 16 incelenebilir. Burada hidrostatik basınç etkisi tüm  $t$  ve  $\bar{r}_1$  değerlerinde açıkça görülmektedir. Hidrostatik basınç etkisiyle  $t=0$  eğimde eleman üzerinde taşınan yük ( hidrostatik yük ) de artmıştır. Ancak  $\bar{r}_1$ 'nin artmasıyla boyutsuz yükte azalma görülmüştür. Burada  $t=0$ 'da  $\bar{r}_1=0.4$  iken  $\bar{W}=0.269$  ve  $\bar{r}_1=0.7$ 'de ise  $\bar{W}=0.160$  değerlerini almıştır.  $\bar{r}_1=0.4$ 'de  $\bar{W}$   $t=0.5$ 'e kadar değişmemiş ve ancak bu değerden sonra eğim etkisini hızla göstermeye başlamıştır.  $\bar{W}$ 'nin  $\bar{r}_1=0.7$ 'de  $t=0.7$ 'ye,  $\bar{r}_1=0.9$ 'da ise  $t=0.9$ 'a kadar artma göstermediği yine şekilden görülmektedir.



Şekil 16. Boyutsuz Yük İle Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim

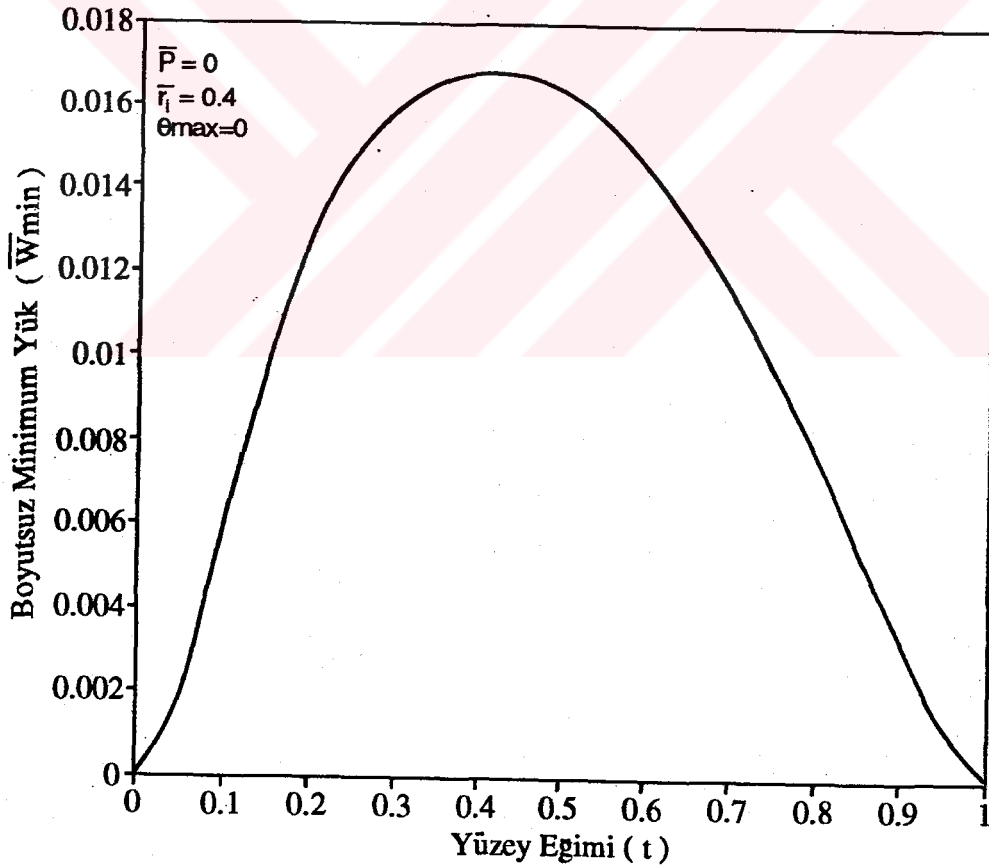
Sekil 17, sızdırmazlık elemanı üzerinde taşınan yük ile yüzey eğimi arasındaki değişimi değişik boyutsuz basınç değerleri için göstermektedir.  $\Theta_{max}=0$  ve boyutsuz iç yatak yarıçapı  $\bar{r}_1=0.4$  alınarak üç değişik boyutsuz basınç için değişim incelenmiştir. Yüzey eğimi 0-1 arasında değiştirilmiştir. Şekilden görüleceği gibi  $\bar{P}=0$  (tam Hidrodinamik hal) durumunda eğimin belirli bir değere kadar yükteki değişim çok küçük olmakta, eğim belirli bir değeri ( $t=0.5$ ) aşınca artış hızlanmaktadır. Hidrodinamik basınç oluşarak yük taşıma kapasitesi artmaktadır. Sistemde bir hidrostatik basınç oluşunca, küçük değerlerde  $P=0$ 'daki davranış elde edilmekte, büyük basınçlarda ise sıfır eğimde bile belirli bir yük taşınmakta, eğimin 0.6 değerine kadar pek değişim olmamaktadır. Eğimin bu değerinden sonraki değişim, hidrodinamik basınç oluşumundan dolayı, hızlanmaktadır. Dinamik viskozite  $\eta=0.02$  Pa-s, hareketli elemanın açısal hızı  $\omega=105$  r/s, halka dış yarıçapı  $r_0=5$  cm ve  $h_0=5$   $\mu$ m seçildiğinde,  $\bar{P}=0.1$  ve  $t=0.8$  için şekilden elde edilen  $\bar{W}=0.332$  boyutsuz değeri de  $W=43575$  N gerçek yük miktarına tekabül etmektedir. Aynı eğimde boyutsuz basınç  $\bar{P}=0.01$  için  $\bar{W}=0.15$  ve  $W=19687.5$  N elde edilir. Görüldüğü gibi boyutsuz basıncın 10 kat artırılmasıyla aynı eğimde yük miktarında yaklaşık 2.5 kat artış olmuştur. Bu davranış klasik hidrodinamik yatak teorisiyle uyum içindedir.



Sekil 17. Boyutsuz Yük ile Yüzey Eğimi Arasındaki Değişim

#### 4.1.2. Minimum Film Kalınlığında Yük

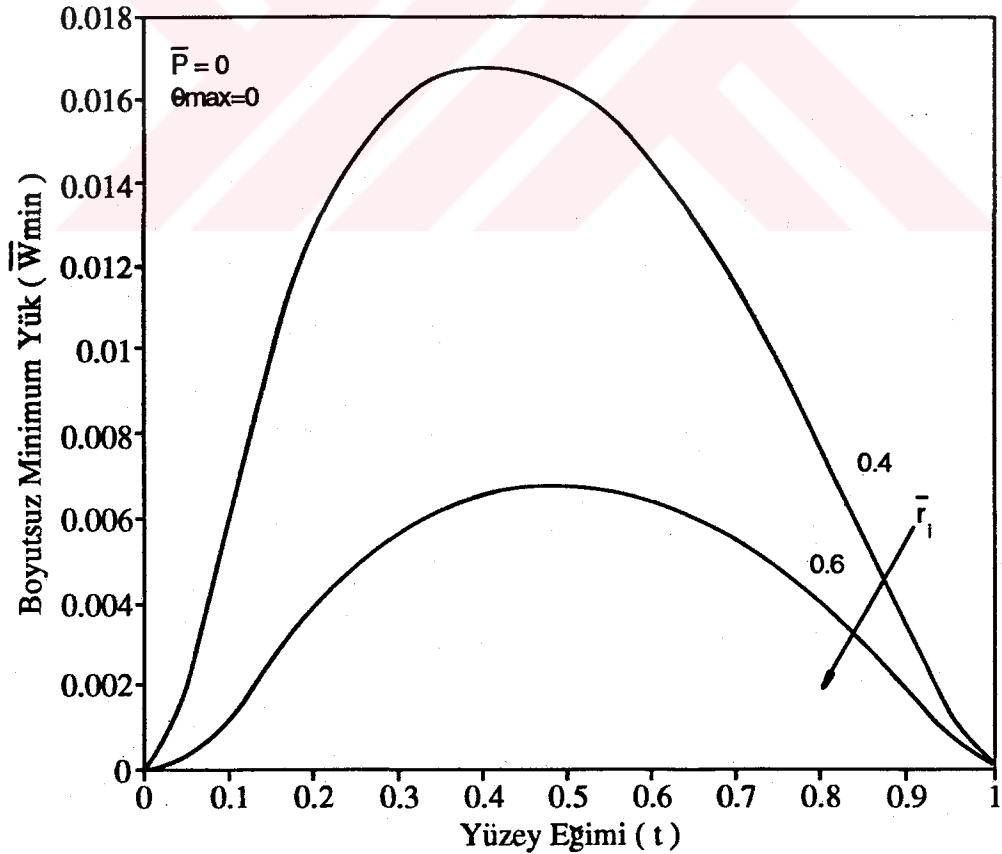
Eleman üzerinde taşınan yük belli bir  $h_0$ 'a göre izah edildiğinde analizde bahsedilen  $\bar{W}$ ,  $h_0$  yerine minimum film kalınlığının bilindiği varsayılarak  $h_{min}$ 'a göre yeniden tarif edildiğinde ise  $W_{min}$  elde edilmektedir. Sadece tarifleri içerisindeki film kalınlıklarında farklılık gösteren bu iki yük arasında, aralıktaki film kalınlığının değişimini etkileyen yüzey eğimine bağlı bir ilişki mevcuttur. Şekil 18 tam hidrodinamik basınçta ( $\bar{P}=0$ ) bu yeni tarif edilen yük ile yüzey eğimi arasındaki değişimi göstermektedir. Burada  $\bar{r}_1=0.4$  ve  $\theta_{max}=0$  kabul edilmiştir. Yüzeylerin birbirine paralel olması halinde akışkan



Şekil 18.  $\bar{W}_{min}$  ile Yüzey Eğimi Değişimi

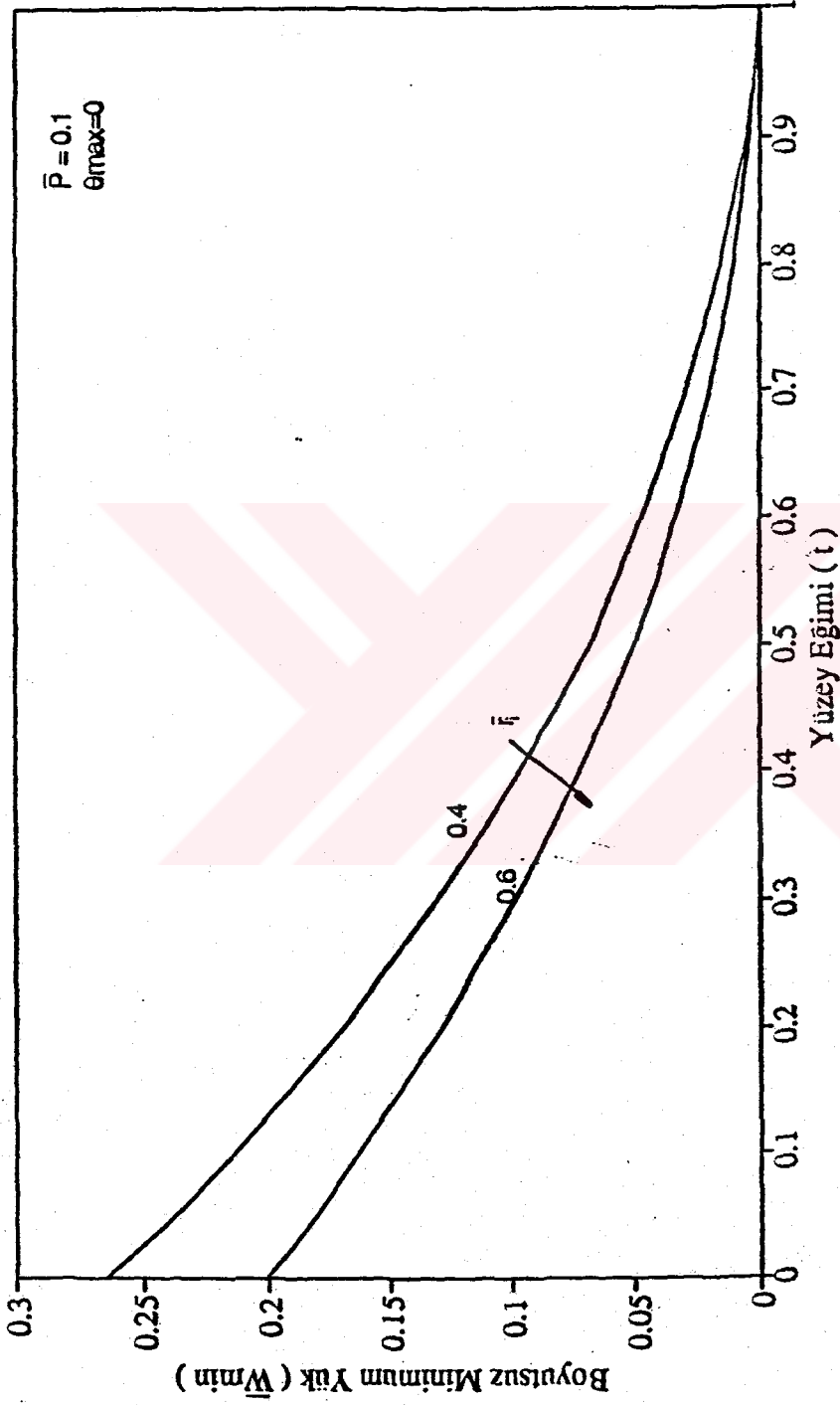
içerisinde yük taşıyıcı hidrodinamik basınç alanı oluşamayacağından ve ayrıca tam hidrodinamik çalışmada sistemde hiçbir hidrostatik etki olmadığından eleman üzerindeki yük sıfır olacaktır. Yüzeylerin eğimsiz ( $t=0$ ) ve pürüzsüz olduğu durumda aralıktaki film kalınlığı geometrinin her noktasında aynı olacağından minimum film kalınlığı, merkezdeki film kalınlığı ve diğer noktadaki film kalınlıkları birbirine esittir. Böylece merkezdeki film kalınlığına göre tarif edilen yük ile minimum film kalınlığına göre tarif edilen yükün,  $t=0$  iken aynı şeyi ifade ettikleri ortaya çıkmaktadır. Bu nedenle, şekilde  $t=0$ 'da  $W_{min}=0$  olmuştur. Elemana belli bir eğim verilmeye başladığında hidrodinamik basınç etkisi hemen ortaya çıkmakta ve eleman bir miktar yük taşımaya başlamakta,  $W_{min}$  artmaktadır. Eğimin yaklaşık 0.45 değerinden sonra  $W_{min}$ 'un düşmeye başladığı görülmektedir. Eğim arttıkça aralıktaki daralan kamanın olduğu basınçlı akışkan bölgesinde hidrodinamik basınç daha da artarak, genişleyen bölgedeki basıncın kaviteasyona neden olacak kadar düşmesine neden olmaktadır. Tam hidrodinamik çalışmada büyük eğimlerde kaviteasyon kaçınılmaz olmaktadır. Burada kaviteasyonun da etkisiyle  $W_{min}$  eğim arttıkça (daralan bölgede minimum film kalınlığı sözkonusu olduğundan) azalacaktır.  $t=1$ 'de hidrodinamik etki maksimuma ulaşarak yüzeylerin metal-metal temasına neden olmaktadır. Bu durumda minimum film kalınlığı sıfır olacağından şekilden de görüldüğü gibi  $t=1$ 'de  $W_{min}=0$  olmaktadır.  $h_{min}=5 \mu m$ ,  $r_0=5 \text{ cm}$ ,  $\eta=0.02 \text{ Pa-s}$  ve  $\omega=105 \text{ r/s}$  ise  $t=0.3$  için  $W_{min}=0.016$  boyutsuz değerinden  $W=8400 \text{ N}$  şeklinde gerçek yük miktarı bulunur. Bu eğri herhangi bir minimum film kalınlığında seçilen herhangi bir eğimde elemanın yük taşıma kapasitesinin bulunmasına imkan verebilmektedir.

Sistemin tamamen hidrodinamik basınç etkisinde olduğu düşünülerek, yatak geometrisinin  $\bar{W}_{min}$  ile  $t$  değişimine etkisi şekil 19'dan incelenebilir. Burada değişim  $\bar{r}_1=0.4$  ile  $\bar{r}_1=0.6$  için değerlendirilmiştir.  $\bar{r}_1$ 'nin artması halka alanının (  $r_0$  değişmemekte ) daralmasını ifade etmektedir. Eleman üzerinde taşınan yükün şiddeti hidrodinamik basınçın etki ettiği yüzey alanı ile doğru orantılıdır. O nedenle basınç etki alanının daralması eleman üzerinde taşınan yük miktarının azalmasına neden olmaktadır. Bu durum şekilde de açıkça görülmektedir. Burada  $\bar{r}_1=0.4$  iken elde edilen  $\bar{W}_{min}$  ile eğim değişimi  $\bar{r}_1=0.6$  iken aynı davranışı sergilemiş, ancak  $\bar{W}_{min}$  aynı eğimlerde daha düşük değerler almıştır. Burada belli bir dış yarıçapta belli bir  $h_{min}$ 'da halkanın daralmasının yük taşıma kapasitesini azalttığı sonucuna varılmaktadır.



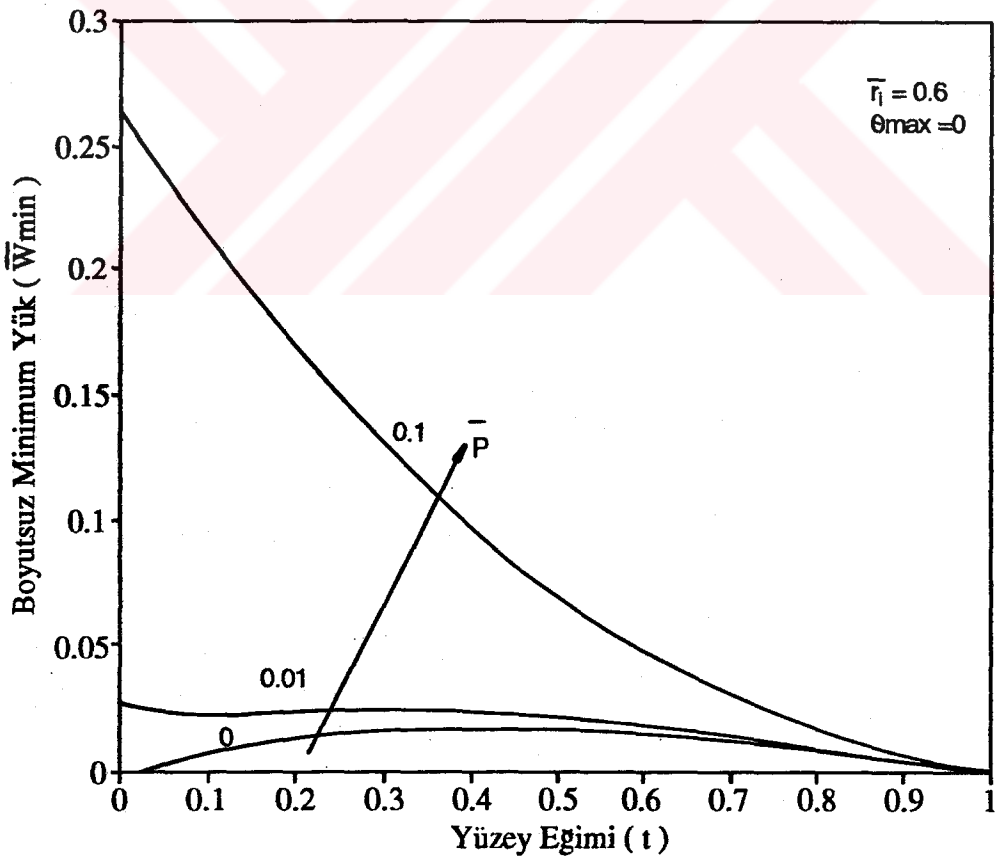
Şekil 19.  $\bar{W}_{min}$  ile Yüzey Eğimi Değişimi

Hidrodinamik basıncın yanısıra sistemde hidrostatik basınç etkisinin olduğu düşünülürse  $\bar{P}=0.1$  için  $\bar{W}_{min}$  ile  $t$  arasındaki değişim şekil 20'den görülebilir. Burada değişimin tam hidrodinamik durumdan farklı olduğu görülmektedir.  $t=0$  yüzeylerin paralel olduğunu gösterdiğinden eleman hidrodinamik basınç etkisinde değil tamamen hidrostatik basınç etkisindedir. Bu basınç etkisiyle aralıktaki akışkan yüzeyler paralel olsa bile bir miktar yük taşımaktadır.  $t=0$ 'da, aralığın tüm noktalarında film kalınlığı sabit olduğundan  $\bar{W}_{min}$  bu yüke eşit olmaktadır. Bu nedenle  $t=0$ 'da  $\bar{W}_{min}$  belli bir değer almaktadır. Eğim arttıkça hidrodinamik basınç alanı daha da büyüyerek hidrostatik basınca göre daha etkili bir değer alacaktır. Burada da eğim arttıkça başlangıçtaki hidrostatik basınç etkisi yerini hidrodinamik basınca bıraktığı,  $\bar{W}_{min}$ 'un hızla azalmasından görülmektedir.  $\bar{F}_1$  arttıkça daha önce izah edildiği gibi yük miktarında azalma olacaktır. Gerçekten de  $t=0$ 'da hidrostatik basıncın etkili olduğu alan daraldığından  $\bar{F}_1=0.6$ 'da  $\bar{F}_1=0.4$ 'dekinden daha az yük miktarı elde edilmiştir. Davranış her iki durumda da aynı olmakla beraber yük miktarındaki bahsedilen azalmanın tüm eğimlerde aynı olduğu görülmüştür. Burada  $t=1$  de daralan kama bölgesinde yüzeylerin birbirine temas etmesi nedeniyle  $\bar{W}_{min}=0$  değerini almıştır. Bu şekil bilinen bir  $h_{min}$  değeri için tüm eğim değerlerine karşılık gelen yük miktarının tahmin edilebilmesine imkan vermesi bakımından önemlidir.



Şekil 20.  $\bar{W}_{min}$  ile Yüzey Eğimi Değişimi

Sekil 21 belli bir  $\bar{r}_1$  için  $\bar{W}_{min}$  ile  $t$  değişime hidrodinamik ve hidrostatik basınçların etkisini göstermesi bakımından incelenebilir. Burada  $\bar{r}_1=0.6$  ve boyutsuz hidrostatik basınçlar 0.01 ve 0.1 alınmıştır.  $\bar{P}=0$  da tüm  $t$  değerlerinde hidrodinamik basınç etkisi kendini açıkça göstermektedir.  $\bar{P}=0.01$ 'de küçük eğimlerde hidrostatik basınç etkisi görülmektedir. Eğim arttığında hidrodinamik etki de artacağından  $\bar{P}=0.01$  eğrisi büyük eğimlerde  $\bar{P}=0$  eğrisine yaklaşan bir davranış sergilemektedir.  $\bar{P}=0.1$ 'de ise hidrostatik basınç etkisiyle minimum yük  $t=0$ 'da maksimum değere ulaşmaktadır. Eğimin artmasıyla  $W_{min}$  hızla azalan bir değişim göstermekte,  $t=1$ 'de diğer basınçlara ait eğrilere olduğu gibi metal-metal temasından dolayı sıfır olmaktadır.



Sekil 21.  $\bar{W}_{min}$  ile Yüzey Eğimi Değişimi

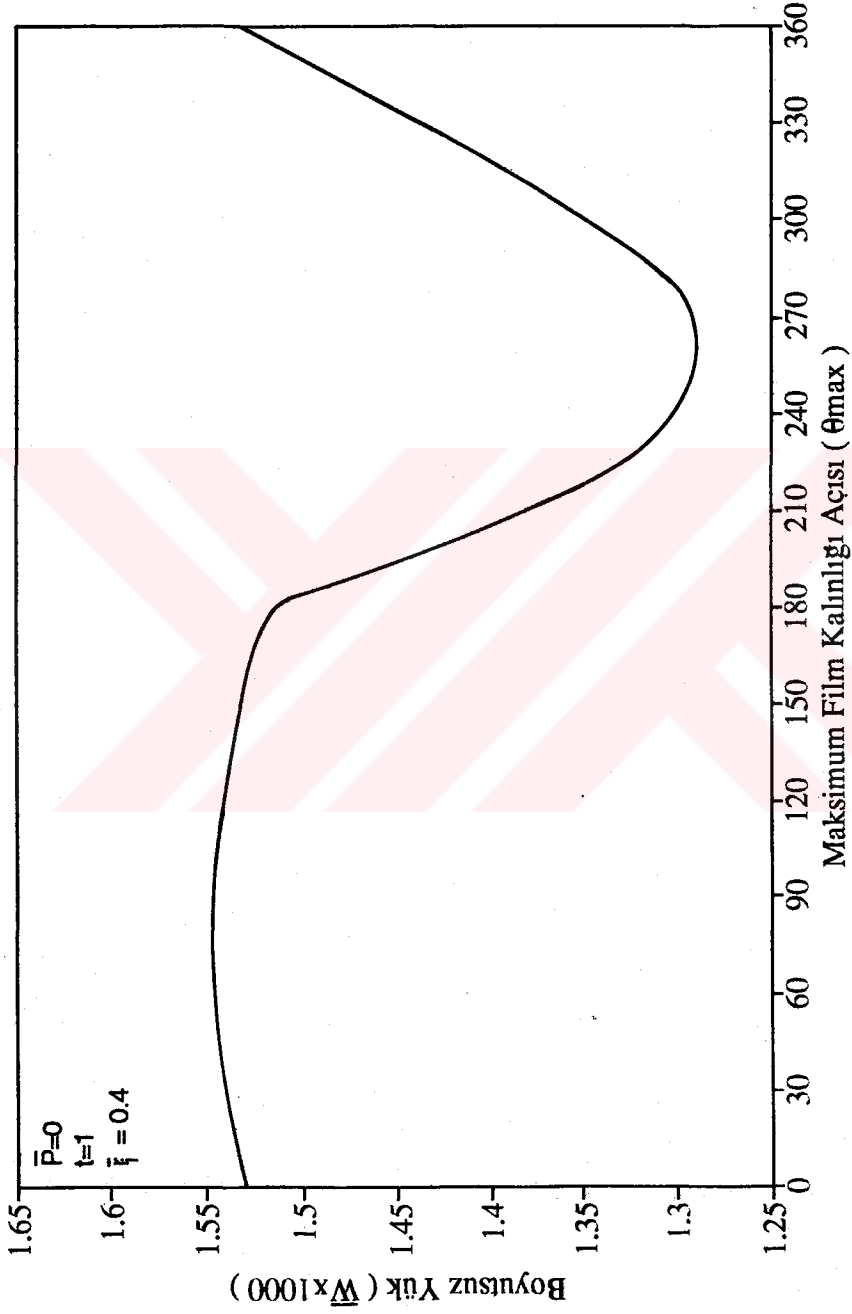
Bu eğri gruplarının değişik çalışma basıçlarında elemanın bilinen bir minimum film kalınlığına göre tarif edilen yük taşıma kapasitesinin eğimle değişimini göstermesi tasarım bakımından önemlidir.



#### 4.1.3. Maksimum Film Kalınlığı Açısı ve Etkileri

Film kalınlığı değişimi izah edilirken ifade edildiği gibi daralan ve genişleyen yağ kamasının oluşması, eksen kaçıklığı başta olmak üzere yüzey pürüzlülüğü veya düzgünsüzlüğü ile yüzey işlemeden kaynaklanıyor olmalıdır. Bu nedenle maksimum film kalınlığının oluştuğu açısal pozisyon belirlenmesi zor olmasına rağmen bir referans noktası esas alınarak deneysel olarak ölçülebilir. Bu açı hidrolik dengenin sağlanması ve elemanın genel davranışının belirlenmesini sağlayan önemli bir parametredir. Burada  $\theta_{max}$ 'ın yük taşıma kapasitesine etkisi incelenmiştir.

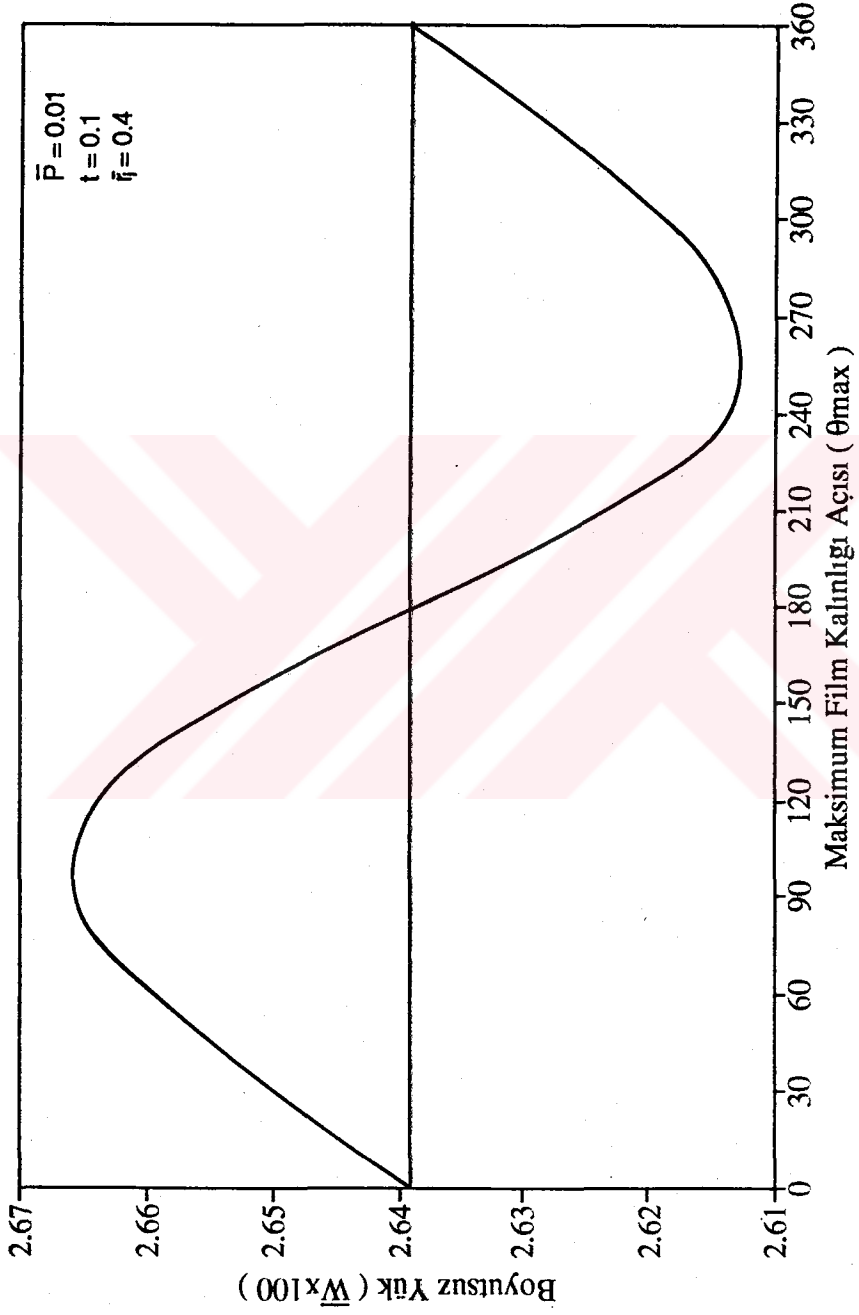
$\theta_{max}$  ile boyutsuz yük arasındaki değişim için şekil 22 incelenebilir. Burada tam hidrodinamik halde ( $\bar{P}=0$ )  $r_1=0.4$  ve  $t=0.1$  alınmış,  $\theta_{max}$   $0^\circ$  ile  $360^\circ$  arasında değiştirilmiştir. Yük ile  $\theta_{max}$  arasında sinüzoidal olarak yakın bir değişim gözlenmektedir.  $\theta_{max}=0^\circ$  ile  $90^\circ$  arasında  $\bar{W}$  artmakta,  $90^\circ$ 'den  $270^\circ$ 'ye kadar hızla azalmakta ve  $270^\circ$ 'den  $360^\circ$ 'ye kadar tekrar artmaktadır. Şekilden maksimum yükü veren açıyla minimum yükü gösteren açı arasında  $180^\circ$  kadar bir fark vardır. Maksimum yük miktarıyla minimum yük miktarı arasındaki farkın çok fazla olması hidrolik denge açısından istenmemektedir. Maksimum yükün bulunduğu açısal pozisyon çok önemlidir ve bu yük miktarının mümkün olduğunca büyük olması istenir.



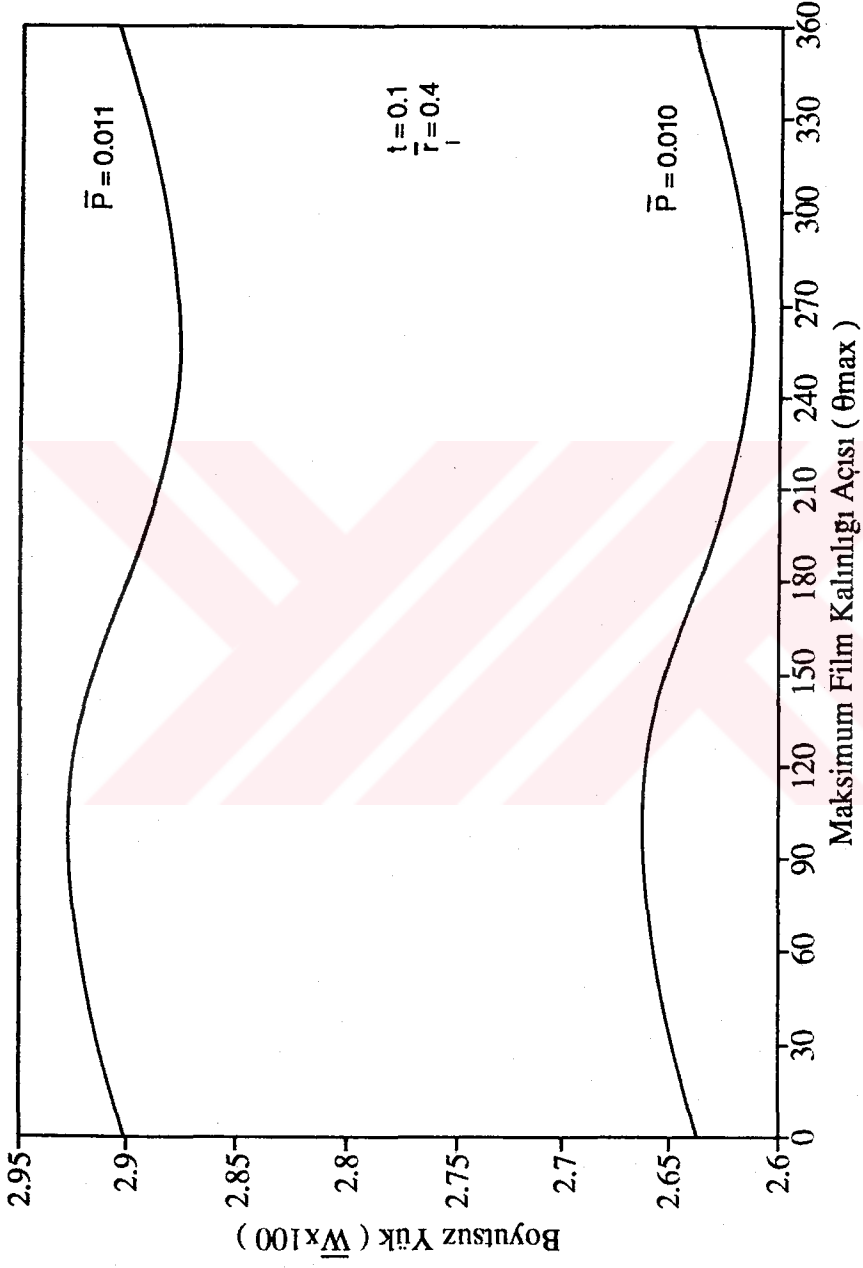
Şekil . 22 · Boyutsuz Yük ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi

Sekil 23 maksimum film kalınlığı açısı  $\Theta_{max}$  ile boyutsuz yük  $\bar{W}$  arasındaki değişimi aynı  $\bar{r}_1$  ve  $t$ 'de  $\bar{P}=0.01$  için göstermektedir. Görüldüğü gibi  $\Theta_{max}$  ile  $\bar{W}$  arasında sinüzoidal bir değişim vardır.  $\bar{W}$ ,  $0^\circ$ 'den  $90^\circ$ 'ye kadar hızla artarak maksimum değere,  $90^\circ$ 'den sonra azalarak  $270^\circ$ 'de minimum değere ulaşmaktadır.  $270^\circ$ 'den sonra  $\bar{W}$  artarak  $360^\circ$ 'de  $\Theta_{max}=0^\circ$ 'daki konumuna dönmektedir. Burada daha düzenli bir davranış gözlenmekte olup film kalınlığı açıya göre simetrik olacağından yük taşıma kapasitesi de benzer simetriyi sergileyecektir.

Hidrostatik basınçtaki küçük bir artışın yük taşıma kapasitesi ile  $\Theta_{max}$  değişimine etkisi aynı  $t$  ve  $\bar{r}_1$  için sekil 24'den görülebilir. Boyutsuz basınç  $0.010$ 'dan  $0.011$ 'e artırılmıştır. Yük taşıma kapasitesi hidrostatik yüke göre çok hassas olmakta maksimum ve minimum yüklerin oluşturduğu açısal pozisyonlarda çok az bir kayma gözlenmektedir.



Şekil . 23 : Boyutsuz Yük ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi



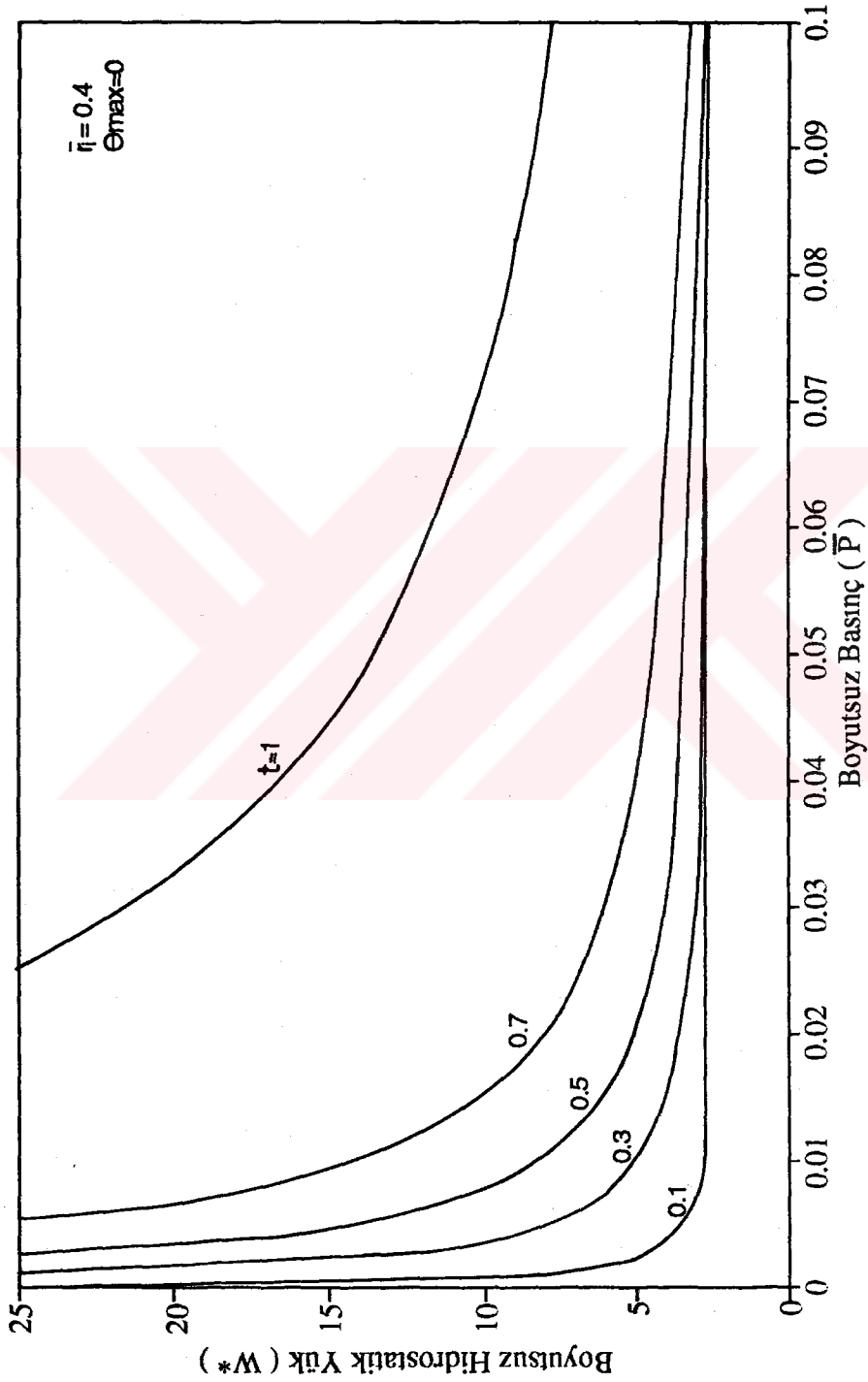
Şekil . 24 : Boyutsuz Yük ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi

#### 4.1.4. Hidrostatik Yük ve Basınç Alanı

Sızdırmazlık elemanı üzerinde maksimum yükün taşındığı, hidrodinamik akışkan basıncının belli pozitif değerler aldığı bölge ile basıncın sıfır (veya daha küçük) olduğu bölgenin (kavitasyon bölgesinin) belirlenmesi hidrolik dengenin sağlanması açısından önem taşımaktadır. Genel teoride izah edilen yük  $W^*$  hidrostatik basınç alanı olup değişik çalışma parametreleriyle değişimi incelenmiştir. Şekil 25  $W^*$ 'ın değişik yüzey eğimlerinde boyutsuz basınçla değişimini vermektedir. Burada  $\bar{F}_1=0.4$  ve  $\Theta_{max}=0$  alınmış  $t=0.1, 0.3, 0.5, 0.7$  ve  $1$  için değişim incelenmiştir. Boyutsuz hidrostatik yük ( $W^*$ ) hidrodinamik basınç etkisinin daha fazla olduğu küçük hidrostatik basınçlarda çok büyük değerler almaktadır.  $W^*$ 'ın sonsuza gitmesi yük taşıyıcı basınçlı akışkan bölgesinin tamamen hidrodinamik basınç etkisinde olduğunu göstermektedir. Boyutsuz basınç  $t=0.1$  için  $0$ 'dan  $0.01$ 'e kadar artırıldığında,  $W^*$ 'ın hızla azaldığı  $\bar{P}=0.01$ 'den sonra ise belli bir değerde kaldığı görülmektedir. Burada küçük eğimlerde bile hidrostatik basınç etkisiyle elemanın yük taşıdığı görülmektedir.  $W^*$ 'ın sabitleşmeye başladığı basınç, o eğimde, sistem basıncını sınırını göstermektedir. Bu sınır basınç değerinden sonraki basınçların  $W^*$ 'ı artırmadığı şekilde görülebilir. Bir başka ifadeyle eleman hidrostatik basınç etkisindedir. Eğim biraz artırılınca aralıktaki akışkan daha büyük bir hidrodinamik basınç alanı oluşturması, küçük hidrostatik basınçlarda  $W^*$  çok büyük değerler almasına neden olacaktır. Eğimin artmasıyla,  $t=0.3$  egrisinde,  $\bar{P}=0.05$ 'e kadar hidrodinamik etki hızla azalmakta, bu değerden sonra hidrostatik basınç etkili olmaktadır. Eğim daha da artırıldığında hidrostatik basınç sınırı artmaktadır.  $t=1$ 'de ise hidrodinamik basınç etkisi maksimum düzeye erişmekte olduğundan değişim, ancak

çok büyük basınçlarda sabitleşmektedir. Hidrodinamik basıncın hidrostatik basınca göre çok büyük değerlerde olması kavitasyona neden olmaktadır. Eğri gruplarındaki küçük  $\bar{P}$  değerlerinde görülen değişken bölgeler bu kavitasyon bölgesinin varlığına işaret etmektedir. Tasarım açısından, elemanın arka yüzündeki basınçlı bölgeyi tanımlaması nedeniyle bu değişim önemli olmaktadır.

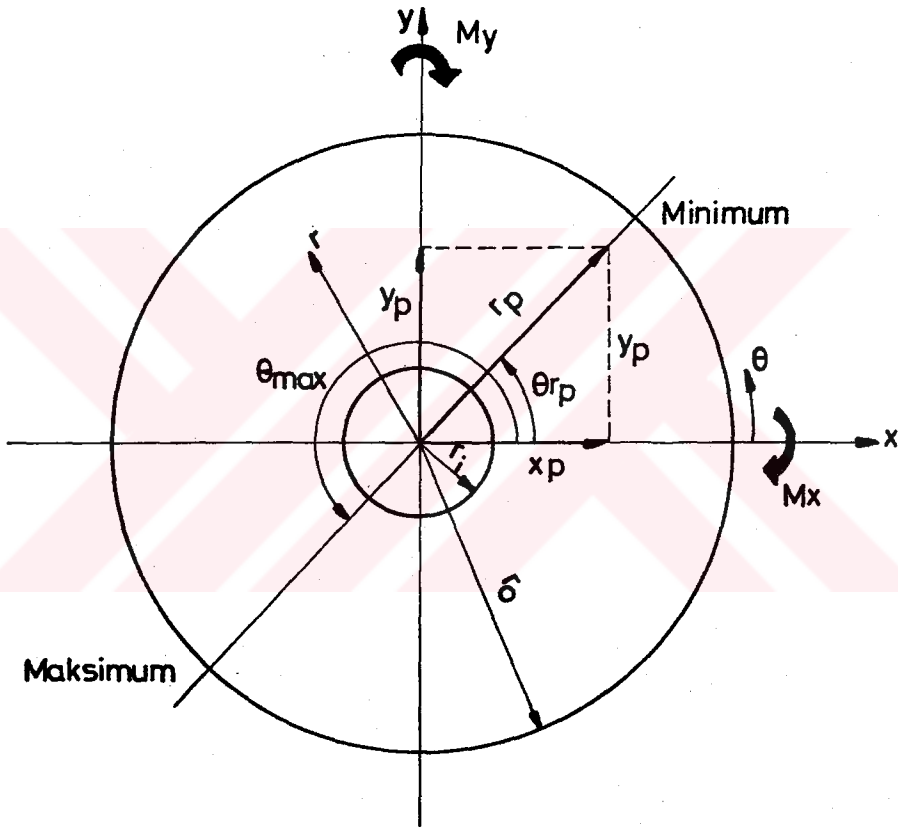




Sekil 25. Boyutsuz Hidrostatik Yük ile Boyutsuz Basınc Değişimi

#### 4.1.5. Basınc Etki Merkezleri

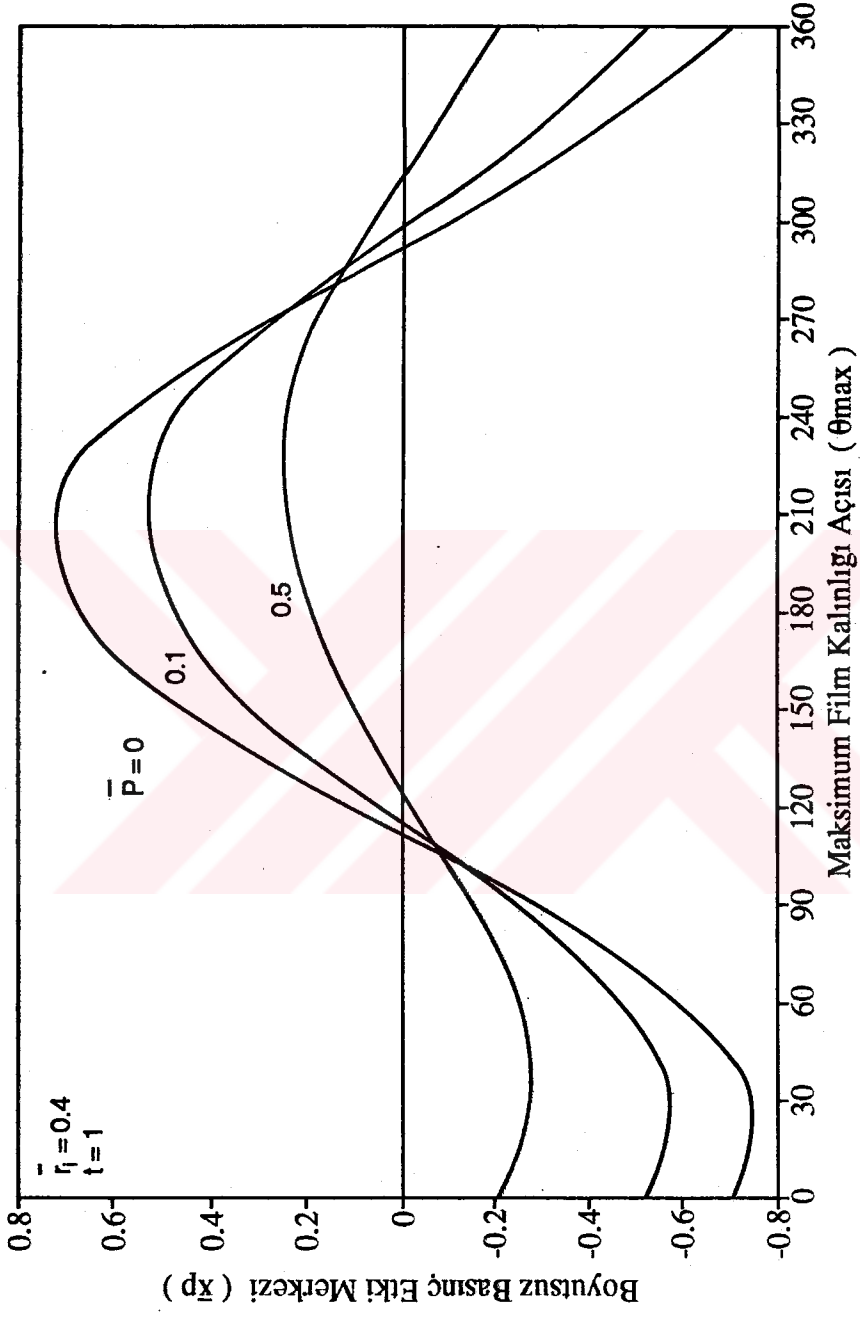
Burada  $\theta_{max}$ 'ın yük taşıma kapasitesinden başka basınc etki merkezlerine etkisi araştırılmıştır. Basınc etki merkezleri üzerine yapılan bu analizlerin daha iyi açıklanabilmesi için şekil 26'de dairesel geometriye sahip sızdırmazlık elemanı gösterilmiştir.



Şekil 26. Basınc Etki Merkezlerinin Yerinin Halka Üzerinde Sematik Olarak Gösterilişi

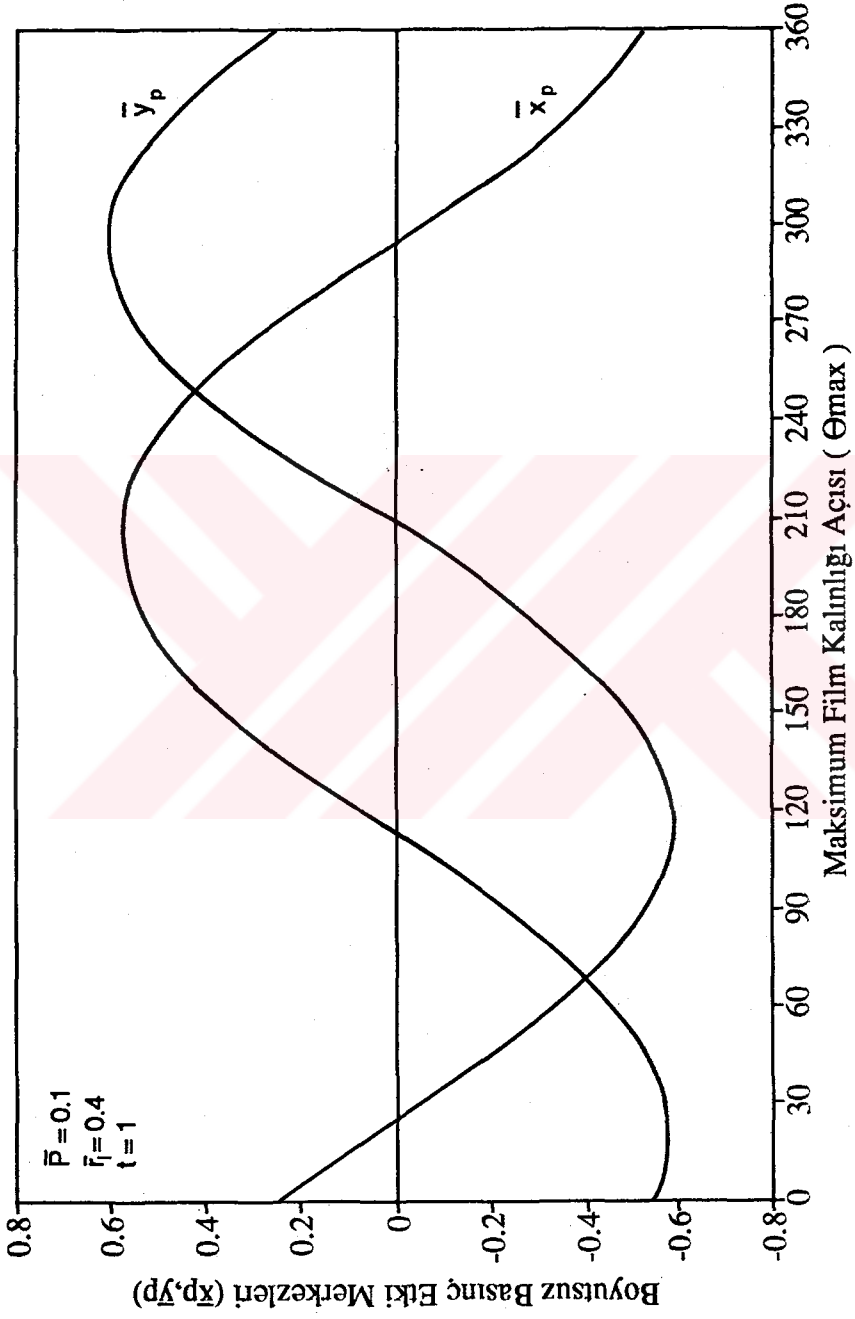
Şekil 27 maksimum yağ film kalınlığı açısı  $\theta_{max}$  ile boyutsuz basınc etki merkezi  $\bar{x}_p$  arasındaki değişimi,  $t=1$  ve  $\bar{F}_1=0.4$  iken üç farklı basınc değerleri için göstermektedir. Şekilden görüldüğü gibi film kalınlığı yatağın açısai geometrisi boyunca sinüzoidal bir dağılım göstermektedir.

Bu dağılım birbiriyle simetrik olan daralan ve genişleyen kama bölgelerini de açıkça belirlemektedir. Tam hidrodinamik çalışma durumunda ( $\bar{P}=0$ )  $\bar{x}_F$ ,  $\theta_{max}$ 'ın  $0^\circ$  den  $110^\circ$ 'ye kadar koordinat sisteminde 2. ve 3. bölgeye tekabül etmekte ve bu nedenle de (-) işaret almaktadır.  $\theta_{max}$  değerlerindeki değişme  $\bar{x}_F$ 'ye de etki etmektedir.  $\theta_{max}=110^\circ$ 'de  $\bar{x}_F=0$ 'dır.  $\bar{x}_F$ 'nin sıfır olması x ekseninin her iki tarafındaki basınçların birbirini dengelediğini göstermektedir.  $110^\circ$ 'den sonra  $\bar{x}_F$  x ekseninin (+) bölgesinde değerler alacaktır.  $\theta_{max}=200^\circ$ 'de  $\bar{x}_F$ 'deki artma maksimum değere ulaşmıştır.  $\bar{x}_F$ ,  $200^\circ$  ile  $360^\circ$  arasında bu değişimin simetriği bir davranış sergilemektedir. Burada  $P=0$ 'da yaklaşık olarak  $\theta_{max}=20^\circ$  iken  $\bar{x}_F=-0.75$  şeklinde minimum değere,  $200^\circ$ 'de  $\bar{x}_F=0.72$  şeklinde maksimum değere ulaşmaktadır. Boyutsuz sistem basıncı arttıkça basınç etki merkezi yatak merkezine doğru kaymaktadır. Bu analizde sadece üç basınç değeri için hesap yapılmıştır. Basınç daha da artırıldığında maksimum film kalınlığı açısının  $\bar{x}_F$ 'ye etkisi azalacaktır. Bu eğri gurubunda maksimum yağ film kalınlığı açısına göre basınç etki merkezinin yerinin belirlenmesi hidrolik dengeyi sağlayacak karşı basınç uygulama noktasının tespitini mümkün hale getirmektedir.



Sekil 27. Boyutsuz Basınc Etki Merkezileri  $\bar{x}_p$  ile Maksimum Film Kalınlığı Değişimi

Analizlerde basınç etki merkezlerinden  $x_F$  gibi  $y_F$  de önemli olmaktadır. Şekil 28 boyutsuz basınç etki merkezileri  $\bar{x}_F$  ve  $\bar{y}_F$  ile maksimum film kalınlığı açısı  $\theta_{max}$  arasındaki değişimi göstermektedir. Burada  $\bar{F}_1=0.4$ ,  $t=1$  ve  $P=0.1$  için alınmıştır. Şekilden  $\theta_{max}=0$ 'da basınç etki merkezinin  $y$  yönündeki bileşeni  $\bar{y}_F=0.26$ ,  $x$  yönündeki bileşeni ise  $\bar{x}_F=-0.5$  değerini almıştır. Buradan maksimum film kalınlığı açısı  $0$  iken daralan yağ kaması bir başka ifadeyle yük taşıyıcı basınç alanı merkezinin koordinat sisteminin ikinci bölgesine ( $90^\circ-180^\circ$ ) tekabül ettiği görülmektedir. Burada  $\theta_{max}$ 'ın  $0^\circ$ 'den  $20^\circ$ 'ye kadar artması minimum  $\bar{x}_F$ 'de artışa neden olduğu,  $\theta_{max}=20^\circ$ 'den sonra  $\bar{x}_F$ 'yi koordinat sisteminin merkezine yaklaştırdığı görülmektedir. Buna karşın  $\bar{y}_F$   $\theta_{max}=0^\circ$ 'de pozitif değerdeyken  $\theta_{max}=20^\circ$ 'den sonra negatif  $y$  ekseninde değerler almaktadır.  $\theta_{max}=110^\circ$ 'de  $\bar{x}_F=0$  iken  $y_F=-0.55$  değerini almıştır.  $\bar{y}_F$ 'nin bu değeri  $\bar{x}_F$  sıfır olsa dahi elemanın  $y$  yönünde dengesiz olduğu sonucunu ortaya çıkarmaktadır.  $\theta_{max}=110^\circ$ 'den  $270^\circ$ 'ya kadar  $\bar{x}_F$  hızla artmakta  $\bar{y}_F$  ise azalmaktadır.

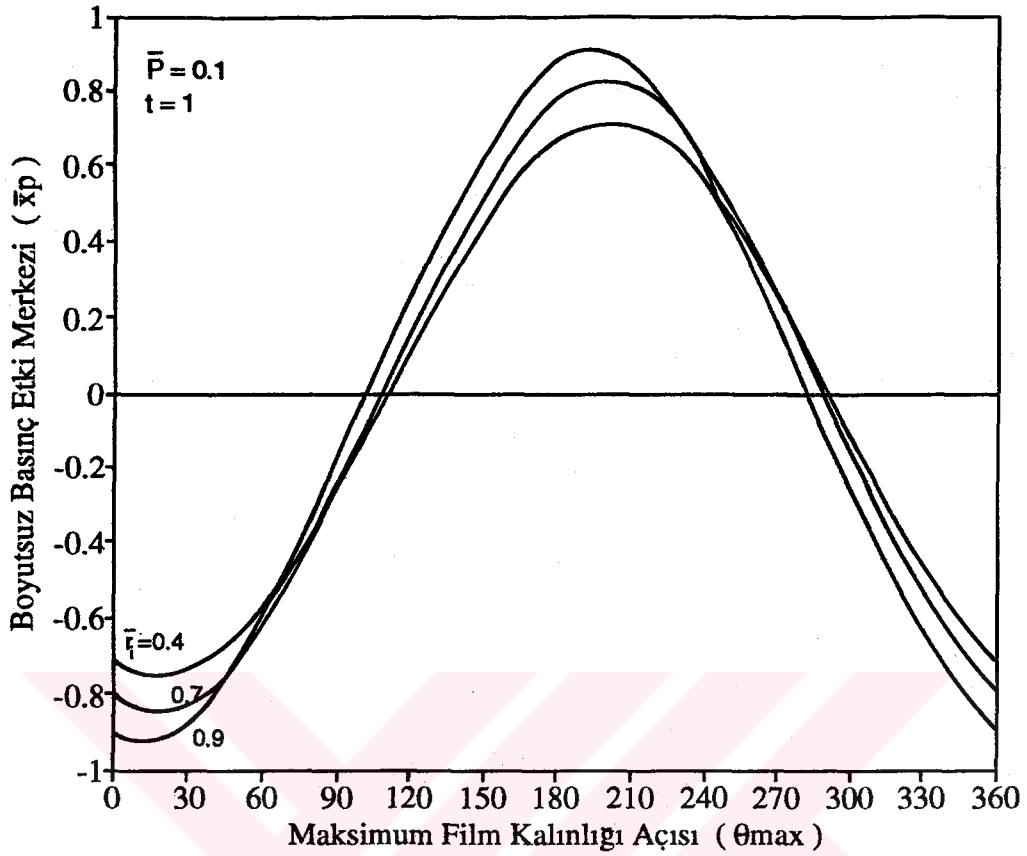


Sekil 28. Boyutsuz Basınc Etki Merkezileri  $\bar{x}_p, \bar{y}_p$  ile Maksimum Film Kalınlığı Değişimi

Yatak geometrisinin tasarım ve hidrolik denge açısından önemli bir parametre olduğu düşünülürse, bu parametrenin basınç etki merkezi- $\theta_{max}$  değişimine etkisinin de incelenmesi gerekmektedir. Şekil 29, bahsedilen değişimi üç değişik  $r_1$ 'de göstermektedir. Boyutsuz basınç  $\bar{P}=0.1$  ve  $t=1$  alınmıştır. Burada  $\bar{r}_1$  değerleri sistem davranışı üzerinde pek değişiklik yapmamıştır. Ancak  $x_p$ 'nin maksimum ve minimum değerlerinde bir miktar değişme gözlenmektedir. Şekilde  $\bar{x}_p$ 'nin minimum değerine  $\theta_{max}=20^\circ$ 'de maksimum değerine ise  $\theta_{max}=200^\circ$ 'de rastlanmaktadır. Bahsedilen değişiklikler aşağıda  $\theta_{max}$ 'la beraber bir liste halinde gösterilmiştir :

| $\bar{r}_1$ | $\theta_{max}=20^\circ$<br>$\bar{x}_p$ min | $\theta_{max}=200^\circ$<br>$\bar{x}_p$ max |
|-------------|--|---|
| 0.4         | -0.75                                      | 0.72  |
| 0.7         | -0.87                                      | 0.85  |

Tablodan görüldüğü gibi  $\bar{r}_1$  arttıkça  $\bar{x}_p$  halkasının üç kısımlarına doğru ilerlemektedir.

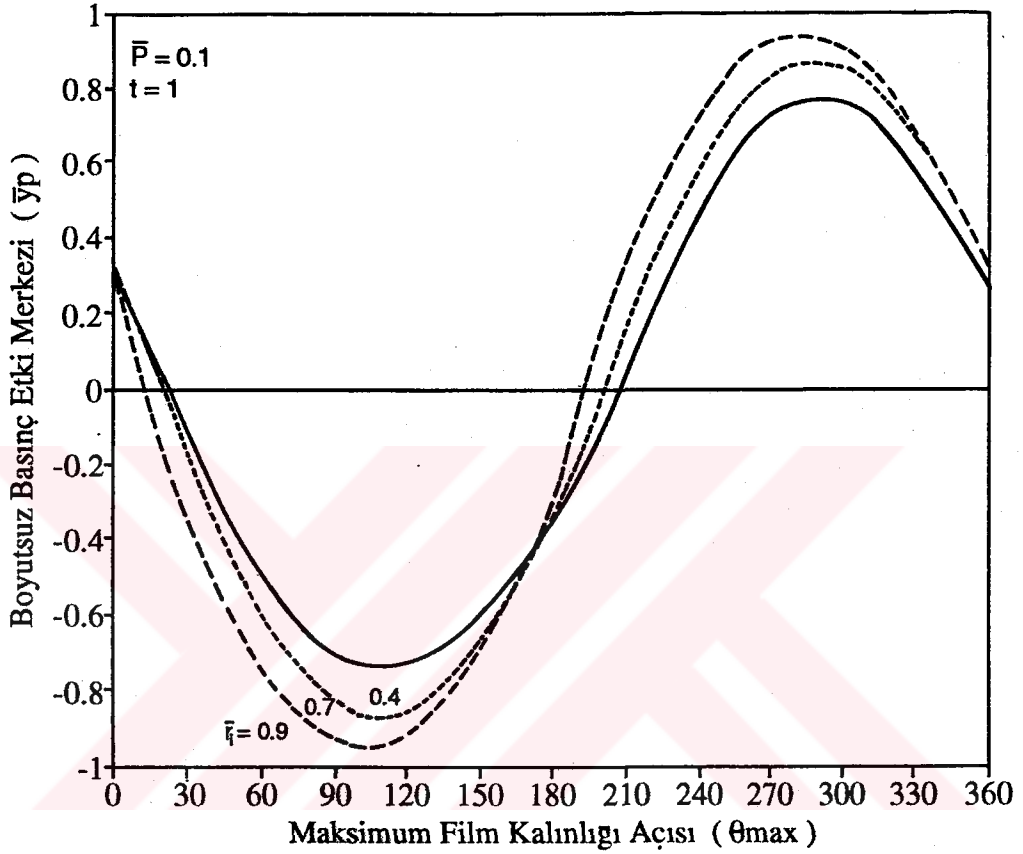


Sekil 29. Boyutsuz Basınc Etki Merkezi  $\bar{x}_p$  ile  $\theta_{max}$  Değişimi

$\bar{F}_1$ 'nin  $\bar{x}_p$ 'den sonra  $\bar{y}_p$ 'ye etkisi şekil 30'dan incelenebilir. Burada da  $\bar{y}_p$   $\theta_{max}$ 'a göre sinüzoidal bir değişim göstermektedir.  $\bar{x}_p$ 'de olduğu gibi burada da  $\bar{F}_1$ 'nin basınc etki merkezine etkisi ancak maksimum ve minimum noktalarda belirgin olarak gözükmektedir. Bu değerler bir tablo halinde gösterilmiştir :

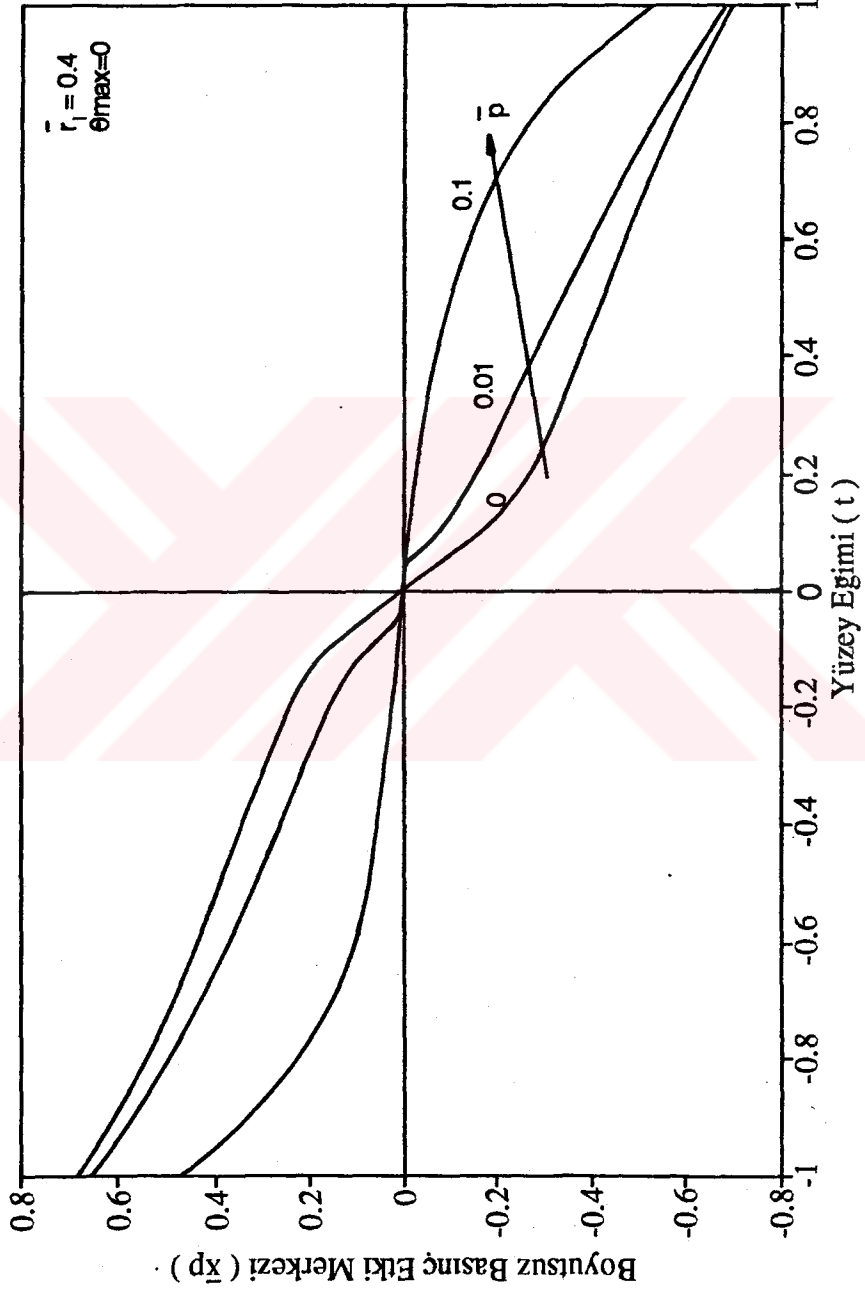
| $\bar{F}_1$ | $\theta_{max}=100^\circ$<br>$\bar{y}_p$ min | $\theta_{max}=280^\circ$<br>$\bar{y}_p$ max |
|-------------|---|---|
| 0.4         | -0.75                                       | 0.75  |
| 0.7         | -0.87                                       | 0.87  |
| 0.9         | -0.92                                       | 0.92  |

Buradan  $\bar{r}_1$  arttıkça  $\bar{y}_P$ 'nin beklendiği gibi elemanın uc noktalarına doğru hareket ettiği gözükmektedir.

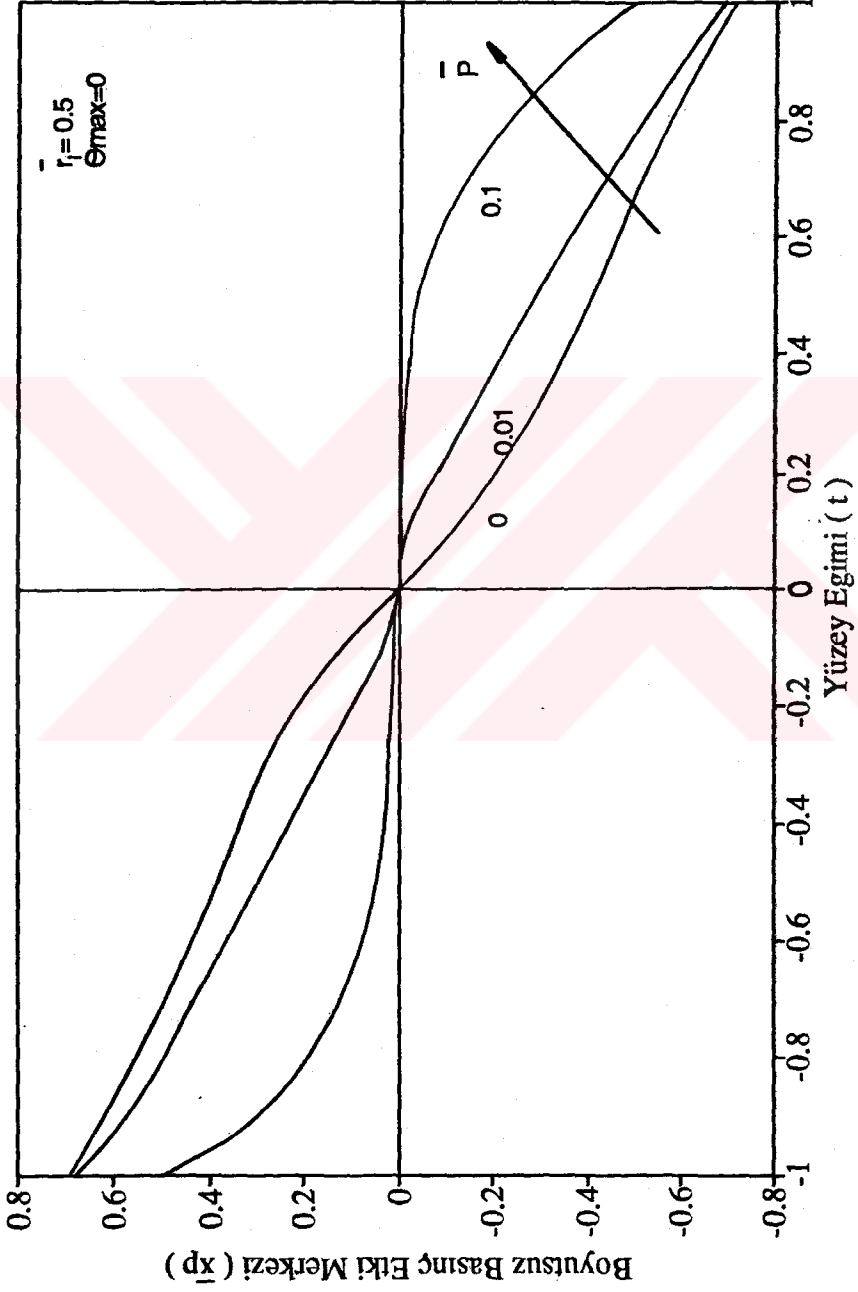


Sekil 30. Boyutsuz Basınç Etki Merkezi  $\bar{y}_P$  ile  $\theta_{max}$  Değişimi

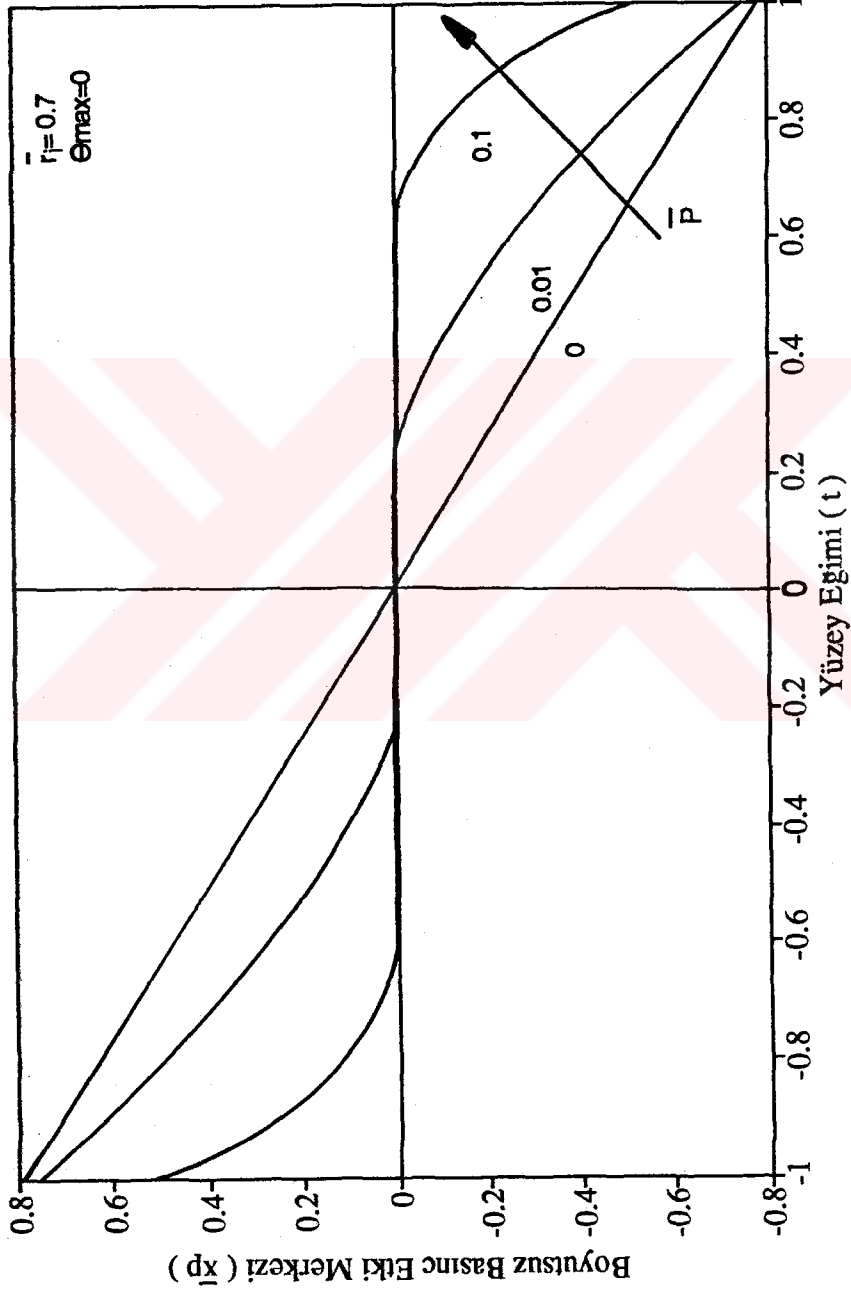
Hidrolik dengenin sağlanabilmesi için iyi incelenmesi gereken boyutsuz basınç etki merkezi  $\bar{x}_p$  ile yüzey eğimi ( $t$ ) ilişkisi ise değişik boyutsuz basınç değerleri için şekil 31'den görülebilir. Burada eğim  $-1$  ile  $1$  değerleri arasında alınmıştır. Böylece basınç etki merkezlerinin yatak veya sızdırmazlık elemanı üzerindeki simetrisi kontrol edilebilmektedir.  $\bar{P}=0$ 'da  $t=-1$ 'de  $\bar{x}_p=-0.7$  ve  $t=1$ 'de  $\bar{x}_p=0.7$  değerini alması bu simetriyi göstermektedir. Eğim  $-1$ 'den  $0$ 'a yaklaştıkça eleman üzerinde eğimin etkisi azalacağından basınç etki merkezi de merkeze doğru yaklaşacaktır. Eğimin  $0$ 'dan  $1$ 'e doğru artması yükün artması anlamında olduğundan basınç etki merkezi de beklendiği gibi yatağın uç kısımlarına doğru ilerleyecektir. Basınç  $0$ 'dan  $0.01$ 'e artırıldığında hidrostatik basıncın da etkisiyle eleman üzerindeki basınç etki merkezi bir miktar daha azalarak yukarıdaki davranışı gösterecektir. Hidrostatik basıncın daha da artmasıyla ( $\bar{P}=0.1$ )  $\bar{x}_p$ 'de ancak  $t$ 'nin büyük değerlerinde dikkate değer bir değişim gözlenmektedir. Metal metal teması gösteren  $\pm 1$  değerlerinde yaklaşık olarak  $\bar{x}_p=\pm 0.5$  değerlerini almaktadır. Sızdırmazlık halkasının geometrisi daraldığında eleman üzerindeki bu değişimde farklılıklar gözlenecektir. Şekil 32  $\bar{P}_r=0.5$ , şekil 33  $\bar{P}_r=0.7$  ve şekil 34  $\bar{P}_r=0.9$  için bu değişimi göstermektedir. Eleman daraldıkça hidrodinamik durumda  $\bar{x}_p$  ile  $t$  arasındaki değişim doğrusal olarak gerçekleşmektedir. Hidrodinamik basıncın da etkisiyle  $\bar{x}_p$ 'nin  $t=\pm 1$ 'deki değerleri artma göstermiştir. Büyük hidrostatik basınçlarda ( $\bar{P}=0.1$ ) ise halka alanı daraldıkça hidrostatik basınç daha da etkili olacağından eğim etkisi dolayısıyla  $\bar{x}_p$  değerlerinde bir azalma gözlenecektir. Bu eğri grupları  $\bar{x}_p$  ve  $\bar{y}_p$ 'nin değişik çalışma parametreleriyle değişimini göstermektedir.



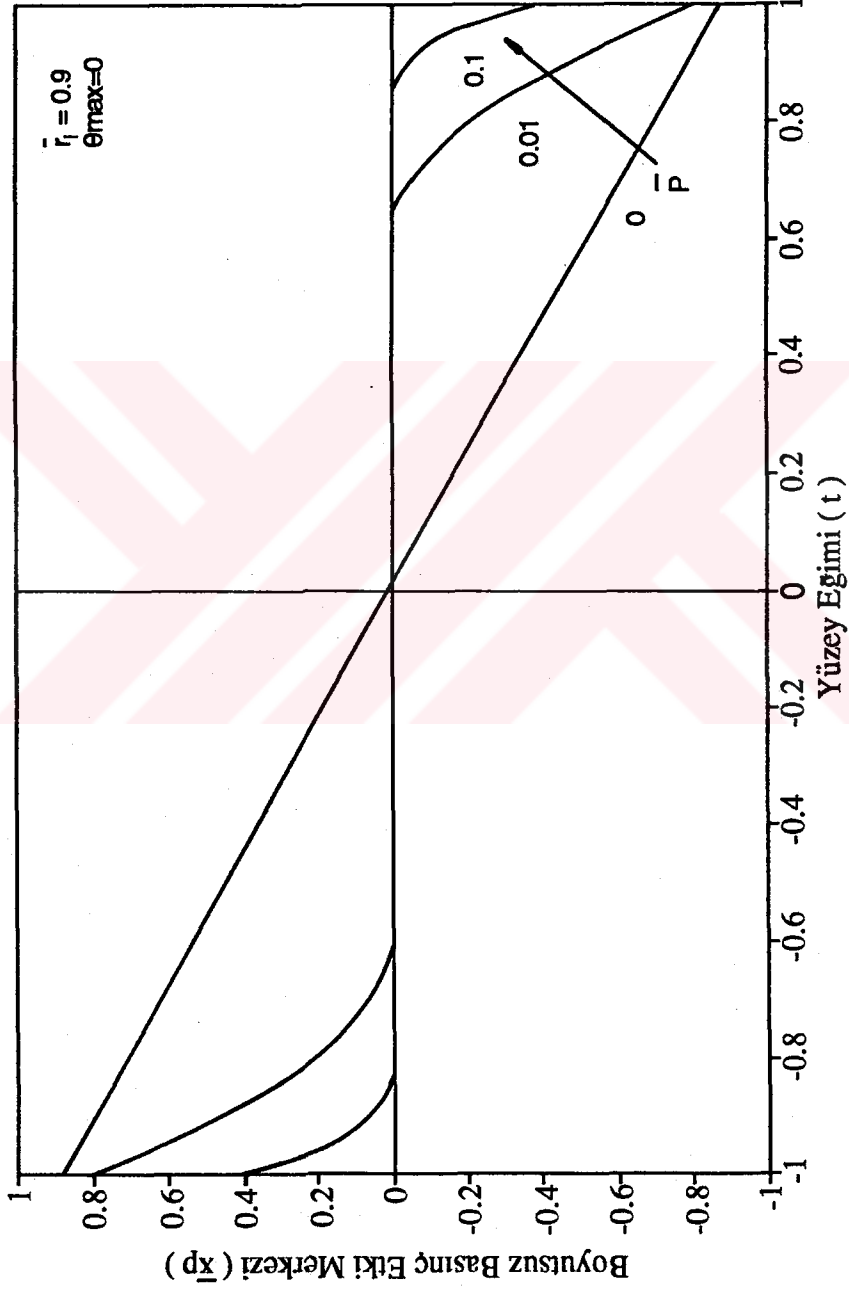
Şekil . 30 : Boyutsuz Basınc Etki Merkezi  $\bar{p}$  ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi



Şekil . 32 : Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi Değişimi



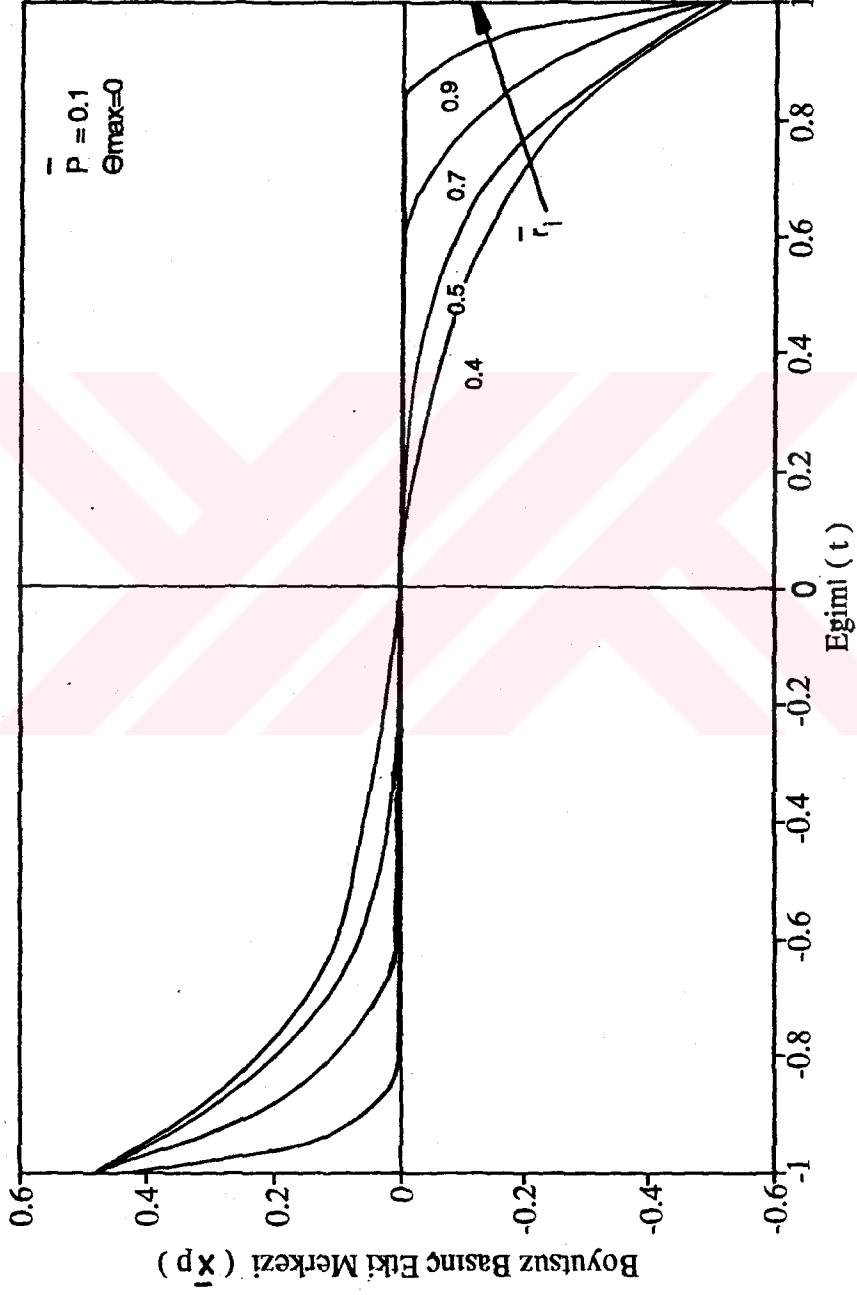
Şekil . 33 : Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi Değişimi



Sekil . 34 : Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Eğimi Değişimi

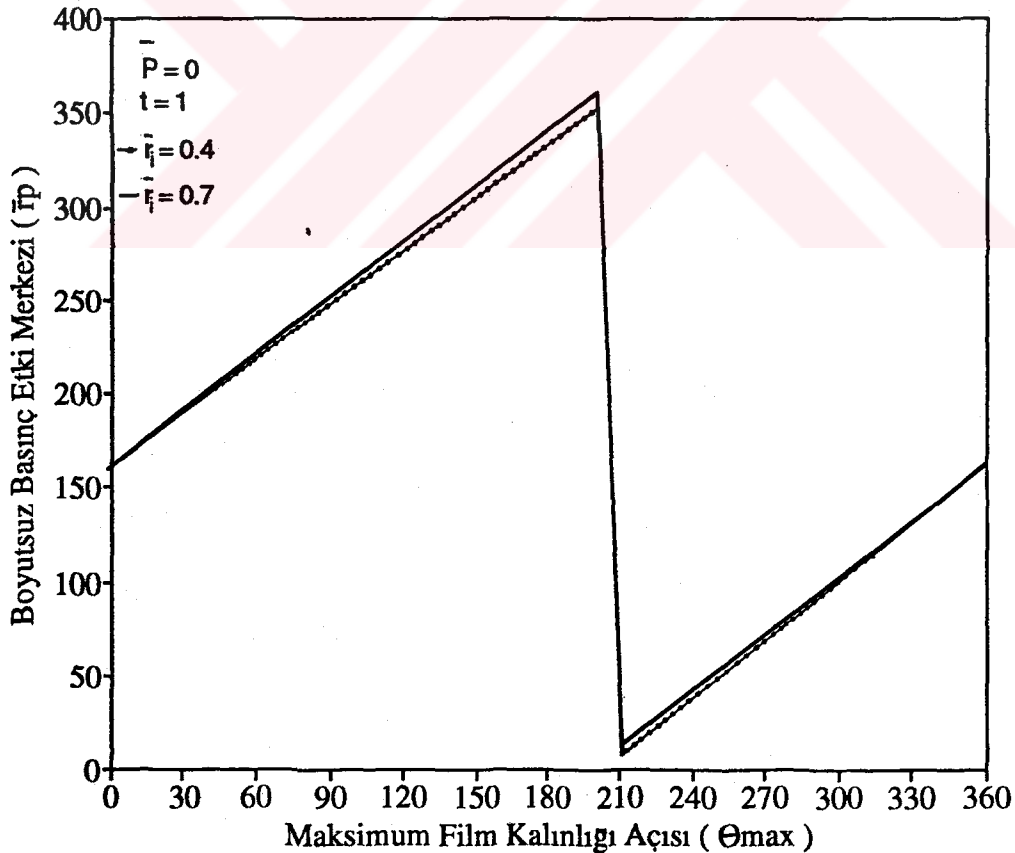
Yukarıdaki egrilerde bahsedilen  $\bar{r}_z$  etkisi seçilen bir boyutsuz basınç ( $\bar{P}=0.1$ ) için şekil 35'den görülebilir. Burada  $\theta_{max}=0$  alınmıştır.  $\bar{r}_z=0.9$  için hidrostatik basınç etkisiyle küçük eğimlerde  $\bar{x}_P$ 'de pek değişme gözükmemekte ancak hidrodinamik basınç etkisinin arttığı  $t=\pm 0.8$ 'den sonra gözle görülür bir değişim söz konusu olmaktadır. Halka alanının biraz genişlediği durumda,  $\bar{r}_z=0.7$  için eğim etkisi  $t=\pm 0.6$ 'dan sonra kendini göstermektedir.  $\bar{r}_z=0.5$  ve  $\bar{r}_z=0.4$ 'de ise tüm eğim değerlerinde eleman hidrostatik basıncın yanında hidrodinamik basınç etkisi de etkili olduğundan  $\bar{x}_P$ 'de farkedilir bir değişme olmaktadır.

Bunlardan başka  $\bar{x}_P$  ve  $\bar{y}_P$ 'nin bileşkesi olarak tarif edilebilecek, basınç etki merkezinin radyal uzunluğunu veren  $r_P$ 'nin ve  $r_P$ 'nin daire halkası üzerindeki açısıl yerini gösteren  $\theta_{r_P}$ 'nin sistem parametreleriyle değişimi araştırılmıştır.  $r_P$  ve  $\theta_{r_P}$ 'nin sızdırmazlık halkası üzerindeki yeri yine şekil 26'den görülebilir.



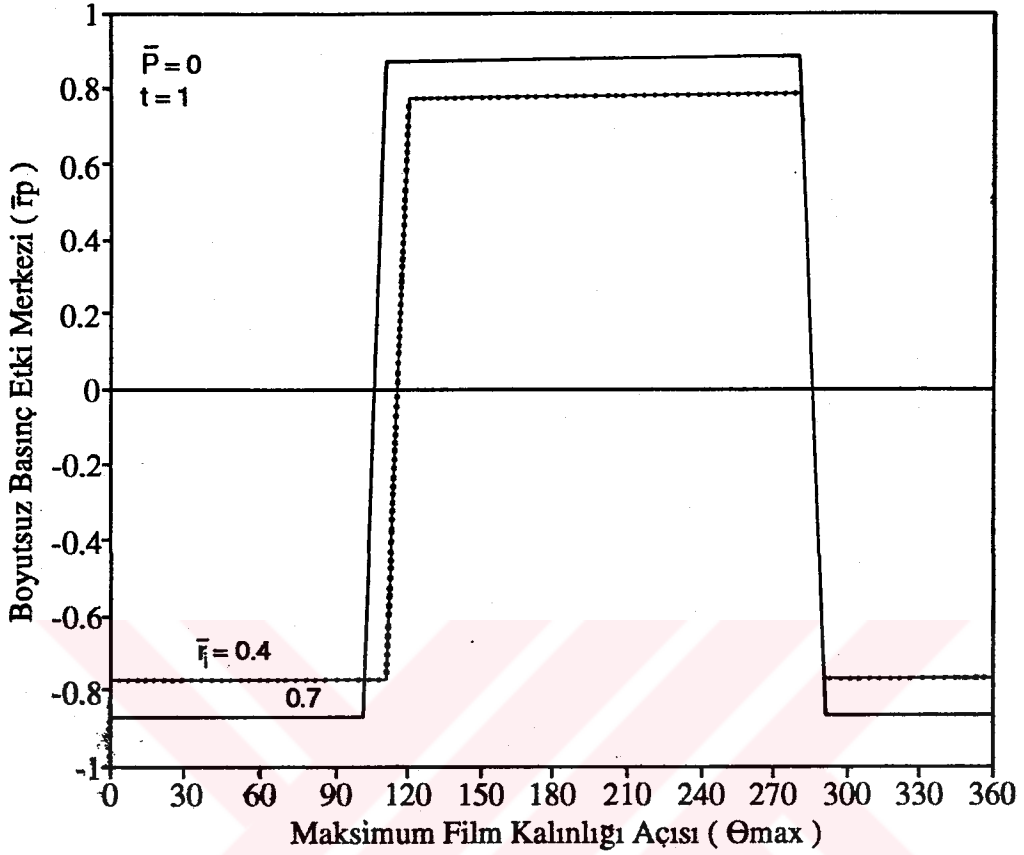
Şekil . 35: Boyutsuz Basınc Etki Merkezi ile Yüzey Egimi Değişimi

Sekil 36,  $\Theta_{r_F}$  ile  $\Theta_{max}$  arasındaki değişimi tam hidrodinamik çalışma durumunda, izafi yüzey eğimi  $t=1$  için göstermektedir. Burada yatak geometrisinin değişime etkisi  $\bar{F}_1=0.4$  ve  $\bar{F}_1=0.7$  için değerlendirilmiş olup,  $\bar{F}_1$ 'nin davranışı pek etkilemediği görülmüştür. Maksimum film kalınlığı  $\Theta_{max}=0^\circ$ 'de iken basınç etki merkezi açısı  $\Theta_{r_F}=160^\circ$  olarak tespit edilmiştir.  $\Theta_{max}$ 'ın daire halkası üzerinde yer değiştirmesiyle simetrik olarak  $\Theta_{r_F}$ 'de yer değiştirmektedir. Burada  $\Theta_{r_F}$   $\Theta_{max}$ 'ın referans alındığı noktadan itibaren bulunan açısal değerdir. Böylece daha açık mukayese yapılabilmektedir.  $\Theta_{max}=200^\circ$ 'deyken  $\Theta_{r_F}=360^\circ$ 'dir.  $\Theta_{max}$ 'ın  $200^\circ$ 'den sonraki değerinde şekilde  $\Theta_{r_F}$   $\Theta_{max}$ 'ın referans noktasına göre ilerlemeye devam etmekte ve  $\Theta_{r_F}=360^\circ$ 'ye tekabül etmektedir.



Sekil 36. Basınç Etki Merkezi Açısı  $\Theta_{r_F}$  ile  $\Theta_{max}$  Değişimi

Basıncı etki merkezinin açısız koordinattaki yerinden başka radyal koordinattaki yeri de önemlidir. Bunun için şekil 37 incelenebilir. Burada şekil 36'deki aynı parametreler için  $\bar{r}_p$  ve  $\Theta_{max}$  değişimi araştırılmıştır. Şekilde  $r_+$ 'nin az da olsa  $\bar{r}_p$ 'de değişmeye neden olduğu görülmektedir.  $P=0$  ve yüzey eğiminin maksimum değerde olması ( $t=1$ ) nedeniyle hidrodinamik basıncın elemanın dış yarıçapına yakın noktalarda daha etkili olmasını gerektirecektir.  $\bar{r}_+$ 'nin artmasıyla da bu nokta halkanın uç kısımlarına doğru ilerleyecektir. Bu durum şekilde açık olarak görülmekte,  $\bar{r}_+$  arttıkça boyutsuz basınç etki merkezi de artmaktadır. Burada  $\bar{r}_+=0.7$ 'de  $\bar{r}_p$ 'nin  $\Theta_{max}$ 'ın  $0^\circ$ 'den  $100^\circ$ 'ye kadar pek değişmediği,  $100^\circ$ 'den sonra işaret değiştirerek  $280^\circ$ 'ye kadar yaklaşık olarak aynı değerde kaldığı ve  $280^\circ$ 'den sonra tekrar işaret değiştirerek  $360^\circ$ 'ye kadar yine aynı değerde kaldığı görülmektedir.  $r_p$ 'nin işaretinin değişmesi  $\Theta_{max}$ 'a bağlı olarak  $\bar{r}_p$ 'nin koordinat sistemindeki yerinin değiştiğini göstermektedir. Burada (-) işaretli değerler  $\bar{r}_p$ 'nin koordinat sisteminin 2. ve 3. bölgelerinde yer aldığını (+) değerler ise 1. ve 4. bölgelerde bulunduğunu göstermektedir.  $\bar{r}_p$ 'nin işaretler farklı olsa da yaklaşık olarak aynı değerlerde olması basınç etki merkezinin radyal uzunluğunun pek değişmediğini, buna karşın  $\Theta_{max}$  değeri arttıkça açısız pozisyonunun değiştiği ortaya çıkmaktadır.

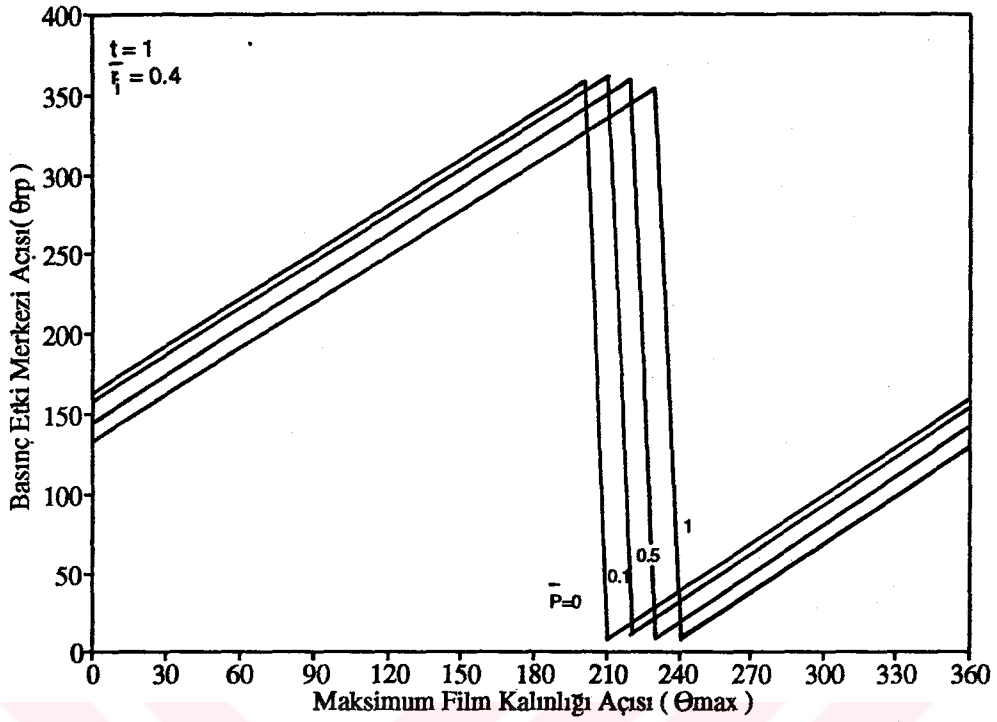


Sekil 37. Basıncı Etki Merkezi  $r_p$  ile  $\theta_{max}$  Değişimi

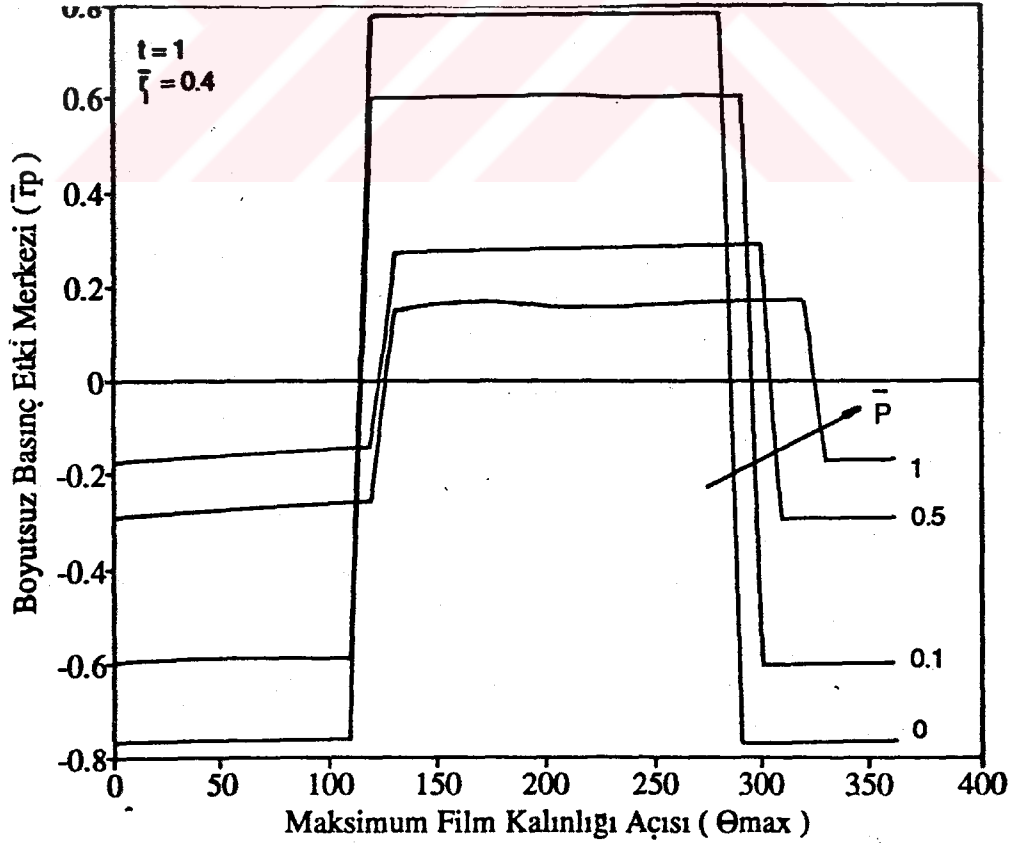
Sekil 36 ve 37 hidrolik denge açısından birlikte değerlendirilerek herhangi bir  $\theta_{max}$ 'da basınç etki merkezinin radyal ve açısal koordinata sahip dairesel halka üzerindeki yeri hemen tespit edilebilmektedir. Bir örnek vermek gerekirse  $\bar{r}_1 = 0.4$  iken  $\theta_{max} = 200^\circ$ 'de basınç etki merkezi ( $\theta_{max}$ 'ın referans noktasına göre)  $\theta_{r_p} = 360^\circ$  açısal konuma ve  $\bar{r}_p = 0.78$  radyal uzaklığa sahip noktaya tekabül etmektedir. Bu noktaya etki ettirilecek karşı yük ile eleman dengelenebilecektir.

Hidrolik denge şartları analiz edilirken tasarım için önemli noktalar araştırılmaktadır. O nedenle burada  $\Theta_{r_F}$  ve  $\bar{r}_F$ 'nin değişik sistem parametreleriyle değişimi değerlendirilmiştir. Şekil 38  $\bar{r}_F=0.4$  ve  $t=1$  için değişik sistem basınçlarında  $\Theta_{r_F}$  ve  $\Theta_{max}$  değişimini göstermektedir. Burada boyutsuz basınç değerleri 0,0.1,0.5 ve 1 alınmıştır.  $\Theta_{max}=0^\circ$ 'deyken  $\Theta_{r_F}$ 'nin basınç arttıkça azaldığı görülmektedir. Maksimum film kalınlığı açısı ile  $\Theta_{r_F}$ 'nin arasında  $180^\circ$ 'lik açısal fark olması beklenmektedir. Bu duruma  $\bar{P}=0$ 'da yaklaşıldığı görülmektedir. Hidrostatik basınç etkisinde basınç etki merkezi bir miktar sapma göstermektedir.

Boyutsuz basıncın  $r_F$  ile  $\Theta_{max}$  değişimine etkisi aynı  $\bar{r}_F$  ve  $t$  için şekil 39'dan incelenebilir. Burada boyutsuz hidrostatik basıncın artmasıyla aralıktaki hidrodinamik basınç etkisi azalmakta ve elemanın basınç etki merkezi halka uç noktalarından halka merkezine doğru ilerlemektedir. Hidrostatik basıncın azalmasıyla bu etki ortadan kalkacak ve hidrodinamik basınç daralan yağ kaması bölgesinde etkili olacak yani  $r_F$  büyüyecektir. Burada  $r_F$ 'nin işaret değiştirdiği  $\Theta_{max}$  değerlerinde de boyutsuz basınca bağlı bir değişme göze çarpmaktadır. Örneğin  $P=0$ 'da  $\bar{r}_F$   $\Theta_{max}$ 'ın  $120^\circ$  ile  $300^\circ$  arasında (-) alırken  $\bar{P}=1$ 'de  $\Theta_{max}$ 'ın  $130^\circ$  ile  $340^\circ$  arasında (+) işaret aldığı görülmektedir. Buradan tam hidrodinamik basınç şartlarında  $\bar{r}_F$ 'nin koordinat sisteminde  $\Theta_{max}$ 'a simetrik olarak yerdeğiştirdiği ancak hidrostatik basınç etkisinin çok büyük olduğu çalışma ortamında, beklenen simetriyi göstermediği görülmektedir. Bu eğri gruplarına çok büyük hidrostatik basınçlar eklenerek  $\bar{r}_F$ 'nin tüm  $\Theta_{max}$  değerlerinde sırfına eriştiği yani hidrodinamik etkinin tamamen ortadan kalktığı görülebilir. Hidrolik denge için aralıkta hidrodinamik basıncın hidrostatik basıncı dengeleyebilecek büyüklükte olması istenmektedir.



Sekil 38. Basınc Etki Merkezi Açısı ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi

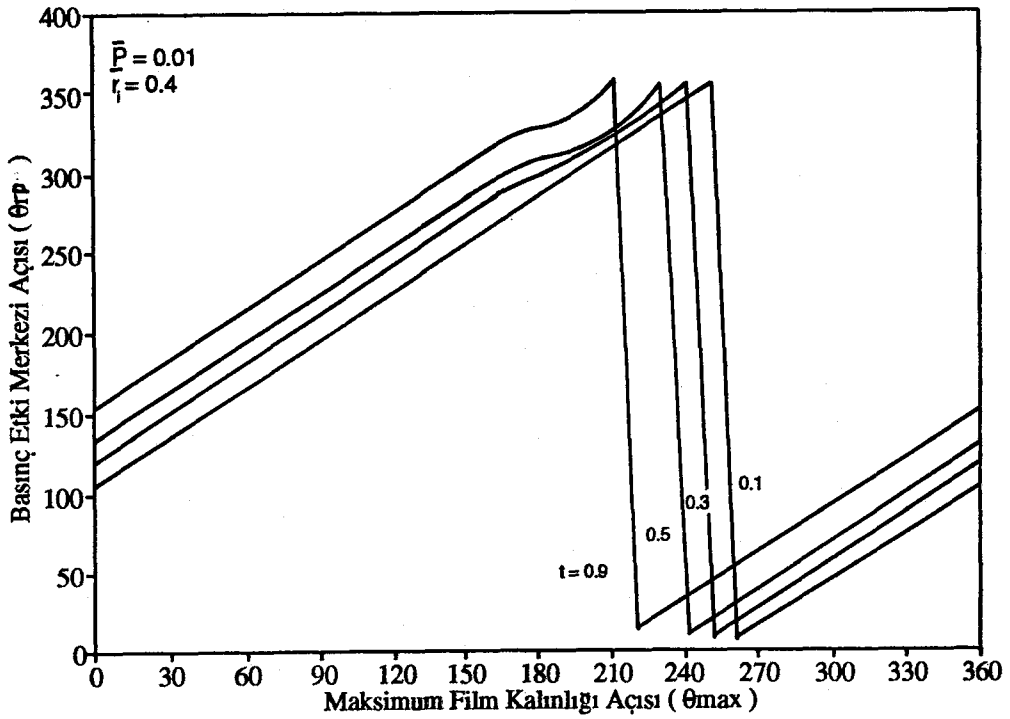


Sekil 39. Basınc Etki Merkezi  $\theta_{rp}$  ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi

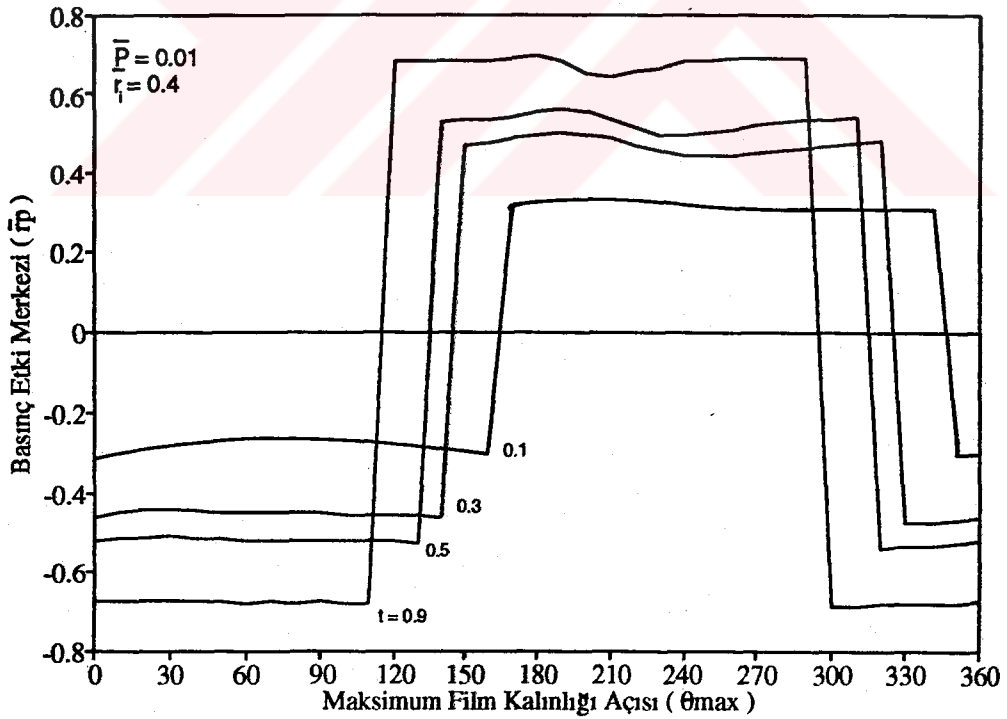
Basıncı etki noktasının  $\Theta_{max}$  ile değişimine yüzey eğiminin etkisi belli bir  $\bar{p}$  ve  $\bar{r}_x$  için incelenmiştir. Şekil 40  $\bar{p}=0.01$  ve  $\bar{r}_x=0.4$  için  $\Theta_{r_p}$  ile  $\Theta_{max}$  değişimini göstermektedir. Burada  $\Theta_{max}=0^\circ$ 'de küçük eğimlerde  $\Theta_{r_p}$ 'nin arzu edilen konumda olmadığı ( $t=0.1$  için  $\Theta_{max}=0^\circ$ 'de  $\Theta_{r_p}=110^\circ$  de olması) görülmektedir. Bunun nedeni sistemde bulunan hidrostatik basınç etkisi ve elemanın paralel konuma yakın olmasından dolayı oluşan hidrodinamik basınç alanının dengesiz davranışdır. Nitekim eğim arttıkça hidrodinamik basınç istenen seviyeye yaklaşarak  $\Theta_{r_p}$ 'nin büyümesini sağlamıştır. Büyük eğimlerde hidrodinamik basınç etkisiyle meydana gelebilecek kaviteasyon bölgesi (basıncın sıfır veya sıfırdan küçük değerler aldığı bölge) elemanın davranışına etki edebilmektedir. Bu çalışmada kaviteasyonlu bölgede negatif basınç olmadığı kabulü yapıldığından büyük eğimlerde bunun sonuçlarıyla karşılaşılmasıdır. Bahsedilen durum burada  $t=0.9$ 'da  $\Theta_{max}$ 'ın yaklaşık  $180^\circ$  ile  $220^\circ$  arasındaki bölgede genel  $\Theta_{r_p}$  davranışında küçük bir farklılık şeklinde ortaya çıkmaktadır.

Yüzey eğiminin  $\bar{r}_p$  ve  $\Theta_{max}$  değişimine etkisi şekil 41'dan incelenebilir. Burada eğim 0.1'den 0.9'a arttıkça hidrostatik basınç etkisini hidrodinamik basınca bırakmakta,  $\bar{r}_p$  halka dış yarıçapına doğru ilerlemektedir.  $\Theta_{max}$ 'ın  $160^\circ$ 'den  $240^\circ$ 'ye kadar olan bölgesinde  $\bar{r}_p$ 'deki dalgalanma yine eğimin artmasıyla ortaya çıkmaktadır.

Şekil 40 ve şekil 41 belli bir basınç ve yatak geometrisinde basınç etki merkezi ile maksimum film kalınlığı değişimine eğim etkisini görme bakımından önemlidir.



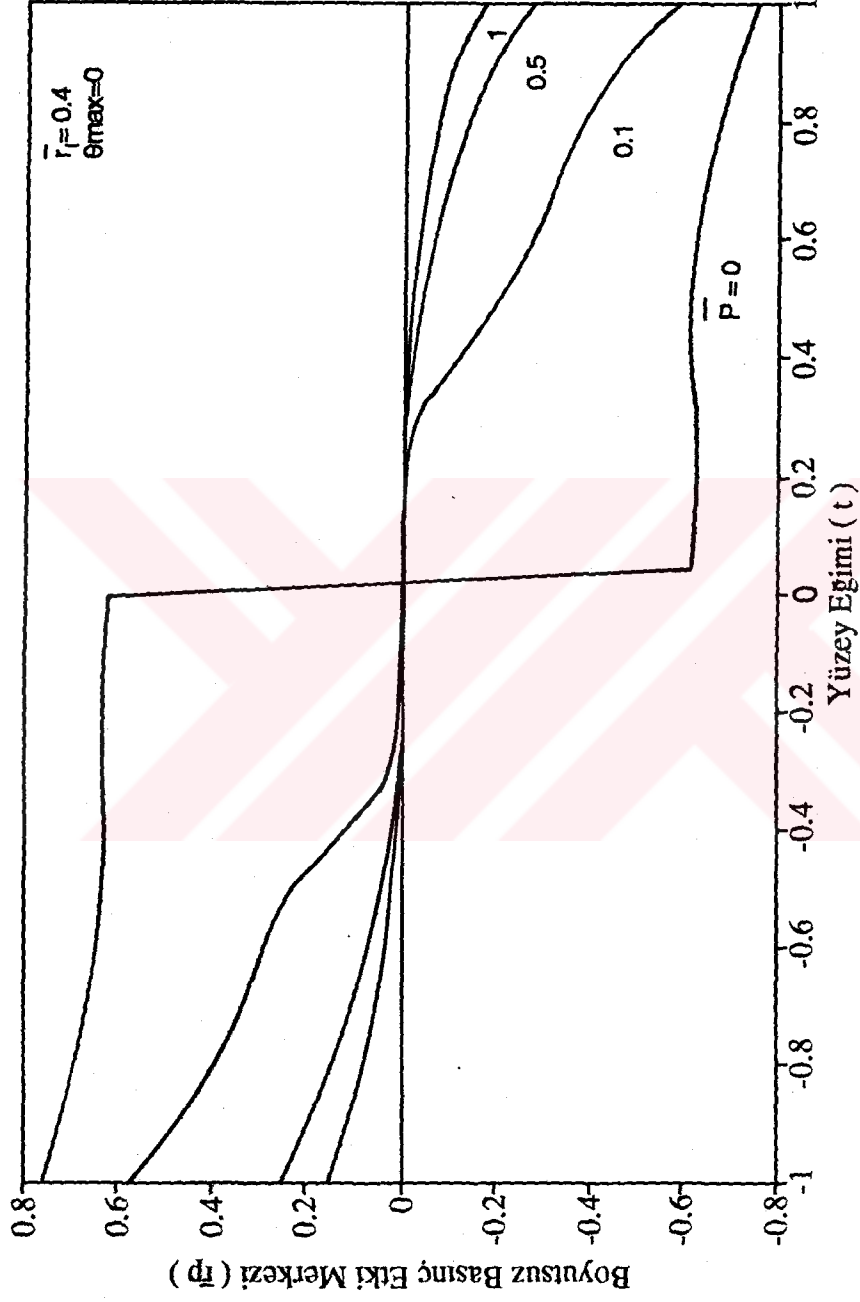
Sekil 40. Basınç Etki Merkezi Açısı ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi



Sekil 41. Basınç Etki Merkezi  $\bar{r}_p$  ile Maksimum Film Kalınlığı Açısı Değişimi

Sekil 42  $\bar{F}_r=0.4$  için yüzey eğimi ile boyutsuz basınç etki merkezi arasındaki değişimi değişik sistem basınçları için göstermektedir. Burada eğim  $-1$  ile  $+1$  arasında değiştirilerek  $\bar{F}_r$ 'nin simetrisi kontrol edilmektedir. Boyutsuz basınçlar  $0, 0.1, 0.5$  ve  $1$  olarak alınmıştır.  $t=\pm 1$ 'de  $\bar{F}_r$  hidrostatik basınç arttıkça elemanın merkezine doğru yaklaşmaktadır.  $t=0$ 'da  $\bar{F}_r$  halka merkezinde olduğundan burada sıfır olmaktadır. Hidrostatik basınçın  $0.1$ 'den itibaren azalmasıyla hidrodinamik basınç etkisiyle tüm eğim değerleri  $\bar{F}_r$ 'yi farkedilir derecede etkileyecektir.





Şekil. 42 : Boyutsuz Basınc Etki Merkezi  $r_p$  ile Yüzey Eğimi Değişimi

#### 4.2. İki Tarafı Eğimli Sızdırmazlık Elemanı Analizi

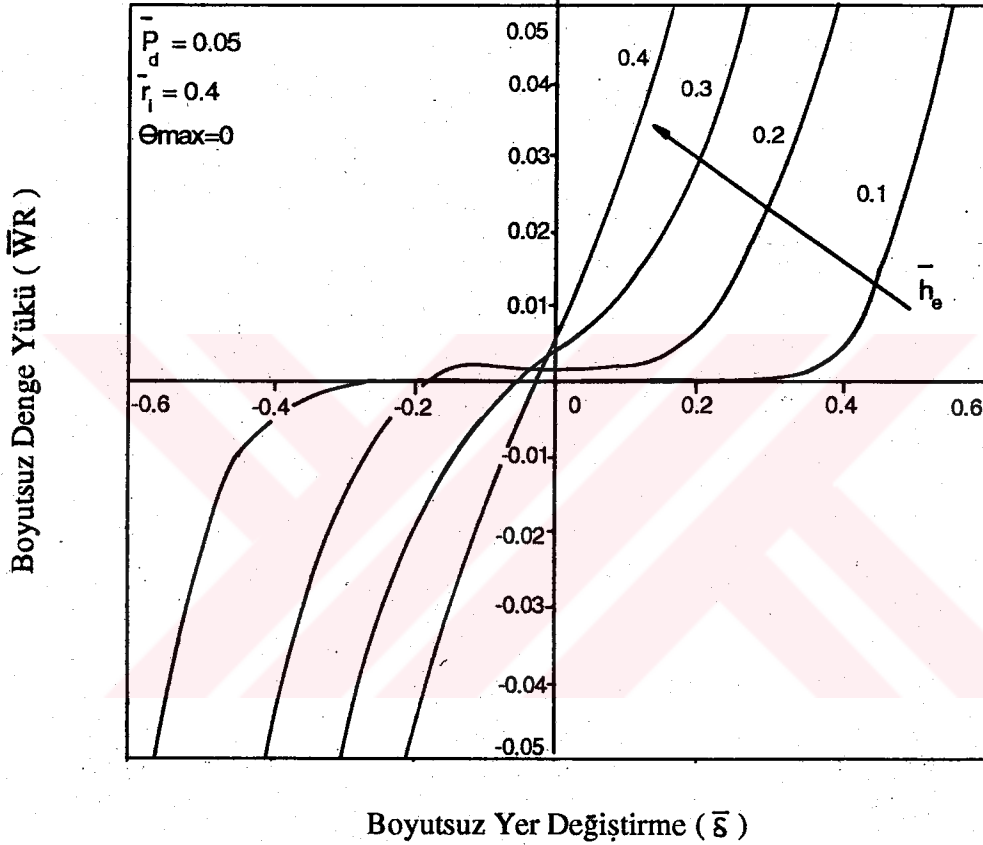
Burada şekil 13'deki gibi düşünülen sistem modelinin hidrolik dengesi için performans araştırması yapılmıştır.

Teorik olarak sızdırmazlık tertibatının ön ve arka yüzlerinin her ikisinin de hidrodinamik basınç etkisinde olduğu kabul edildiğinde elemanın hidrolik dengesinin sağlanması gerekmektedir. Elemanın her iki yüzünde hidrodinamik basınç alanının meydana getireceği yüklerin bileşkesi denge yükünü vermektedir. Analizlerde ön yüz için  $\theta_{max}=0^\circ$ , arka yüz için ise buna simetrik olarak  $\theta_{max}=180^\circ$  olarak alınmıştır. Çalışma esnasında yüzey düzgünlüğü, eksen kaçıklığı vb. nedenlerle eleman aksenal yönde hareket edebilmektedir. Çeşitli sistem parametrelerine bağlı olarak bu yer değiştirme elemanın hidrolik yük dengesini sağlamaktadır. Bu denge noktalarının tespiti aralıktaki maksimum ve minimum film kalınlıklarının belirlenmesini sağlaması açısından önemli olmaktadır.

Şekil 43 boyutsuz denge yükü ( $\bar{W}_R$ ) ile elemanın boyutsuz yer değiştirmesi ( $\bar{\delta}$ ) arasındaki değişimi göstermektedir. Değişim tam hidrodinamik basınç şartlarında ( $\bar{P}_d=0$ ) ve boyutsuz halka iç yarıçapı  $\bar{r}_1=0.4$  alınarak farklı eksen kaçıklığı değerlerine ( $\bar{h}_s=0.2, 0.4, 0.6, 0.8$ ) göre incelenmiştir.  $\bar{\delta}=0$  elemanın yer değiştirmedeğini bir başka ifadeyle hareket etmediğini göstermektedir. Bu durumda, sistemde herhangi bir hidrostatik basınç olmaması, sızdırmazlık halkasının her iki yüzündeki eksen kaçıklığı değerlerinin aynı olması gibi nedenlerle 1. ve 2. taraftaki yükler ( $\bar{W}_{d1}$  ve  $\bar{W}_{d2}$ ) birbirini dengelemekte,  $\bar{W}_R=0$  olmaktadır.  $\bar{W}_R$ 'nin sıfırdan farklı tüm değerleri elemanın dengesiz olduğunu göstermektedir. Eleman ( $+\bar{\delta}$ ) yönünde hareket ettiğinde, 1.



Sistemde dizayn basıncı olarak adlandırılan boyutsuz basınç etkisi sözkonusu ise denge yükü ( $\bar{W}_R$ ) ile  $\bar{\delta}$  değiminde farklılık gözlenecektir. Aynı yatak geometrisi için bu boyutsuz basınç  $\bar{P}_d=0.05$  alındığında değişim şekil 44'den görülebilir. Burada eksen kaçıklığı etkisinin görülebilmesi için dört farklı  $\bar{h}_e$  (0.1,0.2,0.3,0.4) değeri

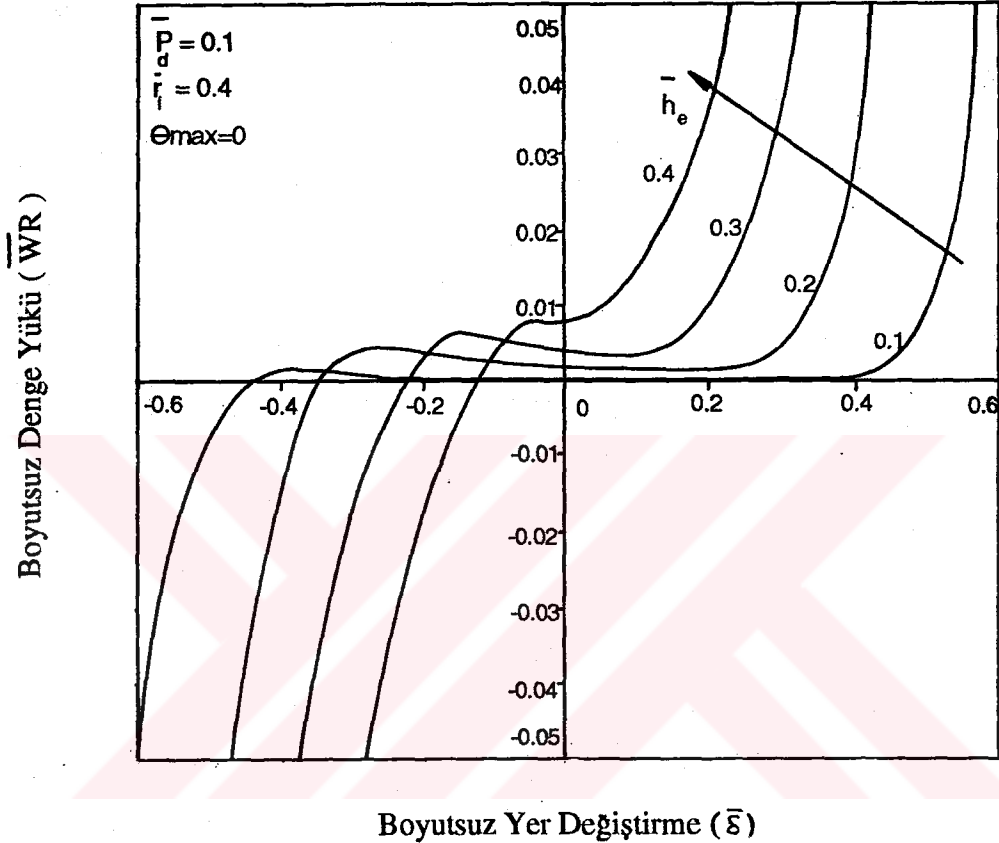


Sekil 44. Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değiştirme Arasındaki Değişim

için değişim incelenmiştir. Analize  $\bar{\delta}=0$  noktasından başlanırsa, elemanda hareket olmadığında çok az da olsa tüm  $\bar{h}_e$  değerlerinde dengesizlik olduğu görülmektedir.  $\bar{h}_e=0.1$ 'de  $\bar{\delta}=\pm 0.3$ ' kadar  $\bar{W}_R$  yaklaşık denge halindedir. Eleman bu yer değiştirme değerlerine kadar hidrostatik basıncın etkisiyle bir miktar dengesiz kalmış bu noktalarda dengelenmiştir. Ancak eleman ön yüze doğru hareket

ettiğinden  $(+\bar{\delta})$ , dengesizlik artmaktadır. Bu, ayrıca aralıktaki akışkanın elemana uyguladığı yükün artması demektir. Bu yükün çok büyük olması ve dengelenmemesi halinde aralık fazla açılacak ve akışkan kaçağı meydana gelebilecektir. Yükün fazla olması arzu edilmesine karşın akışkan kaçağı istenmeyen bir durumdur. Elemanın tersi durumda  $\bar{\delta}=-0.3$ 'den sonra harekete devam etmesi 2. taraftaki yükün fazla artmasına neden olacaktır. 2. tafadaki yük sızdırmazlık aralığını kapamaya çalışan bir etki meydana getirmektedir. Yine bu yükün dengelenmemesi halinde yüzeyler birbirine yaklaşacak ve metal-metal teması tehlikesi ortaya çıkacaktır. Bu tür elemanlar metalik malzemeye sahiptirler ve metal-metal teması yüzeylerde aşırı ısınmaya ve aşınmaya neden olacaktır. Bu da arzu edilmeyen bir durumdur.  $\bar{h}_m$  biraz artırıldığında Şekilde  $\bar{\delta}=0$ 'da eleman üzerindeki dengesizliğin de arttığı görülmektedir.  $\bar{W}_R$ 'nin işareti pozitif olduğundan dengesizliğe 1. taraftaki yükün neden olduğu bilinmektedir. Sistem üzerinde yük pozitif olduğundan iki paralel plaka arasındaki eğimli sızdırmazlık elemanı 2. tarafa hareket etmeye hazır durumda bir dengesizlik sözkonusudur.  $+\bar{\delta}$  yönünde hareket bu yükü artıracığından dengesizlik de artacaktır. Bu nedenle eleman bu yükün etkisini azaltacak şekilde hareket ettğinde belli bir  $-\bar{\delta}$  değerinde dengeye ulaştığı görülmektedir. Bu noktada sızdırmazlık elemanının her iki yüzeyine etki eden yükler birbirini dengelemektedir. Elemanın yük dengesinin teorik olarak sağlandığı görülmektedir.  $\bar{h}_m$  arttıkça elemanın her iki yüzü de eğimli olduğundan her iki tarafta meydana gelen hidrodinamik basınç etkisi de artmaktadır. Bu durumda elemanı dengeleyen  $\bar{\delta}$  değerinin azaltılması veya arttırılmasıyla yükler etkisini göstermekte ve dengesizlik hızla artmaktadır.

Sekil 45 dizayn basıncının bir miktar daha arttırıldığı durumda  $\bar{W}_R$  ile  $\bar{\delta}$  değişimini göstermektedir.

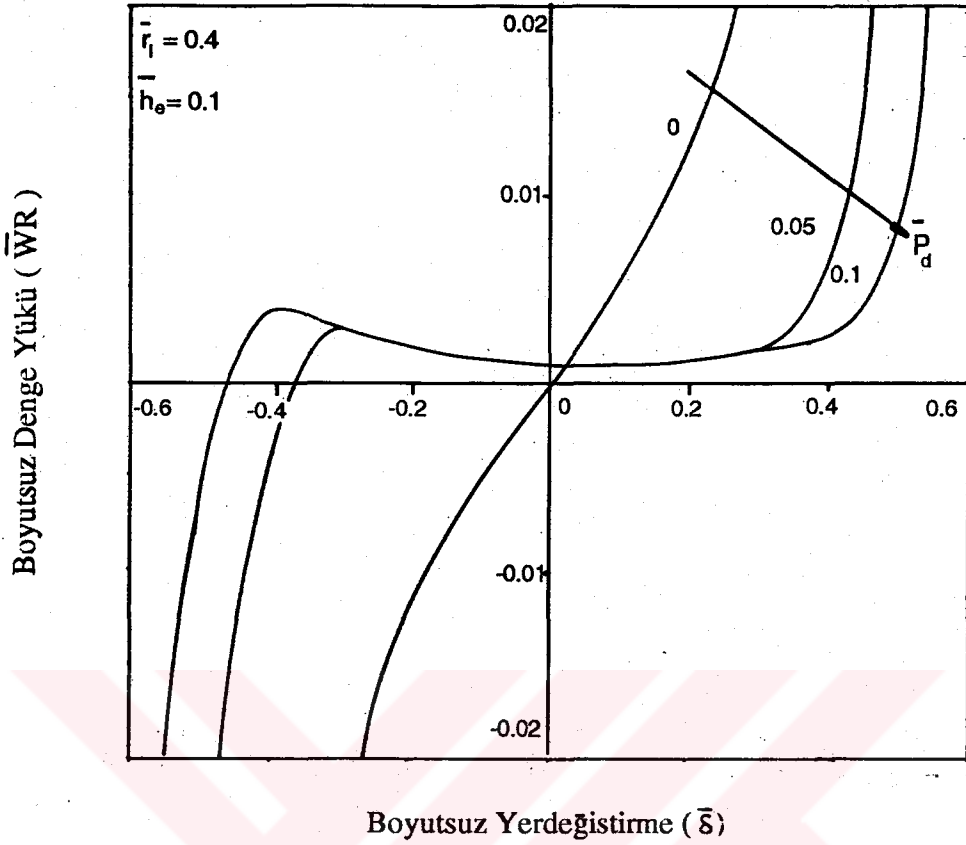


Sekil 45 Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değıştirme Arasındaki Değışim

Burada  $\bar{\delta}=0$ 'da dizayn basıncı nedeniyle dengesizliğin  $\bar{h}_e$  arttıkça büyüdüğü görülmektedir.  $\bar{h}_e=0.1$  için  $\bar{W}_R$  yaklaşık  $\bar{\delta}=\pm 0.44$ 'e kadar pek değışmemekte, dengesizliğe neden olan yükün 1. tarafta olması nedeniyle  $-\bar{\delta}$  yönünde ilerleyerek  $\bar{\delta}=-0.44$ 'de dengeye ulaşmaktadır ( $\bar{W}_R=0$ ). Denge noktasına yaklaşırken  $\bar{\delta}=-0.3$ 'den  $\bar{\delta}=-0.40$ 'a kadar  $\bar{W}_R$ 'de % 0.1'lik bir artma meydana gelmiştir. Bu durum eğimin çok küçük olması nedeniyle hidrodinamik basınç alanını dengesiz davranışı karşısında hidrostatik yük etkisi ve nümerik metodların

dengeye ulaştırılan  $-\bar{\delta}$  yönünde harekete devam edilirse, 2. tarafta aralıktaki hidrodinamik basınç alanı büyüyerek arka yüze etki eden yükün artmasına neden olacaktır. Bu yük miktarı ön yüzdeki yükten daha fazla olduğundan  $\bar{W}_R$  negatif işaret alacaktır.  $-\bar{W}_R$ 'nin artması ise arka yüzdeki yükün neden olduğu dengesizliği göstermekte olup, eleman 1. tarafa doğru hareket etmeye meyilli durumdadır. Ortamda kullanılan akışkanın dinamik vizkozitesinin  $\eta=0.02$  Pa-s, açısal hızın  $\omega=105$  r/s, eleman dış yarıçapının  $r_o=5$  cm ve dizayn açıklığı  $h_o=5$   $\mu$ m kabul edildiğinde şekilde  $\bar{h}_o=0.2$  için  $\bar{W}_R=0.0015$  boyutsuz değeri  $W_R=787.5$  N gerçek değerini almaktadır. Bu değerler  $\bar{h}_o=0.3$  iken  $\bar{W}_R=0.004$ 'den  $W_R=2100$  N,  $\bar{h}_o=0.4$  iken  $\bar{W}_R=0.008$ 'den  $W_R=4200$  N olarak elde edilmiştir. Tüm  $\bar{h}_o$  değerlerinde  $\bar{\delta}=0$ 'da  $\bar{W}_R$ 'nin pozitif işaretli olması dengesizliğin ortadan kalkması için elemanın ikinci tarafa doğru hareket etmesini gerektirmiştir. Bu pozisyonda (hareket yok iken) eleman ikinci tarafa doğru hareket edebilecek durumdadır. Eksen kaçıklığının büyümesi daha önce bahsedildiği gibi hidrodinamik basınç etkisini arttırdığında elemanı dengeye getirecek hareket miktarlarında azalma olmuştur. Bu noktalar  $\bar{h}_o=0.2$  için  $\bar{\delta}=-0.337$ ,  $\bar{h}_o=0.3$  için  $\bar{\delta}=-0.216$  ve  $\bar{h}_o=0.4$  için  $\bar{\delta}=-0.105$  olarak tespit edilmiştir. Burada hidrostatik basınç etkisinde sözkonusu olduğu bir çalışma ortamında eksen kaçıklığının dengesizlik meydana getirdiği, bu dengesizliğin ortadan kalkması için elemanın bir miktar hareket etmesi gerektiği ortaya çıkmaktadır.

Belli bir eksen kaçıklığına ve iç yarıçapa sahip sızdırmazlık elemanının boyutsuz denge yüküyle yer değiştirmesi arasındaki değişim, farklı dizayn basınçlarına göre şekil 46'de verilebilir. Burada  $\bar{r}_1=0.4$ ,  $\bar{h}_o=0.1$  ve  $\bar{P}_o$  değerleri 0,0.05 ve 0.1 alınmıştır. Şekilde  $\bar{\delta}$ 'nin  $\pm 0.6$

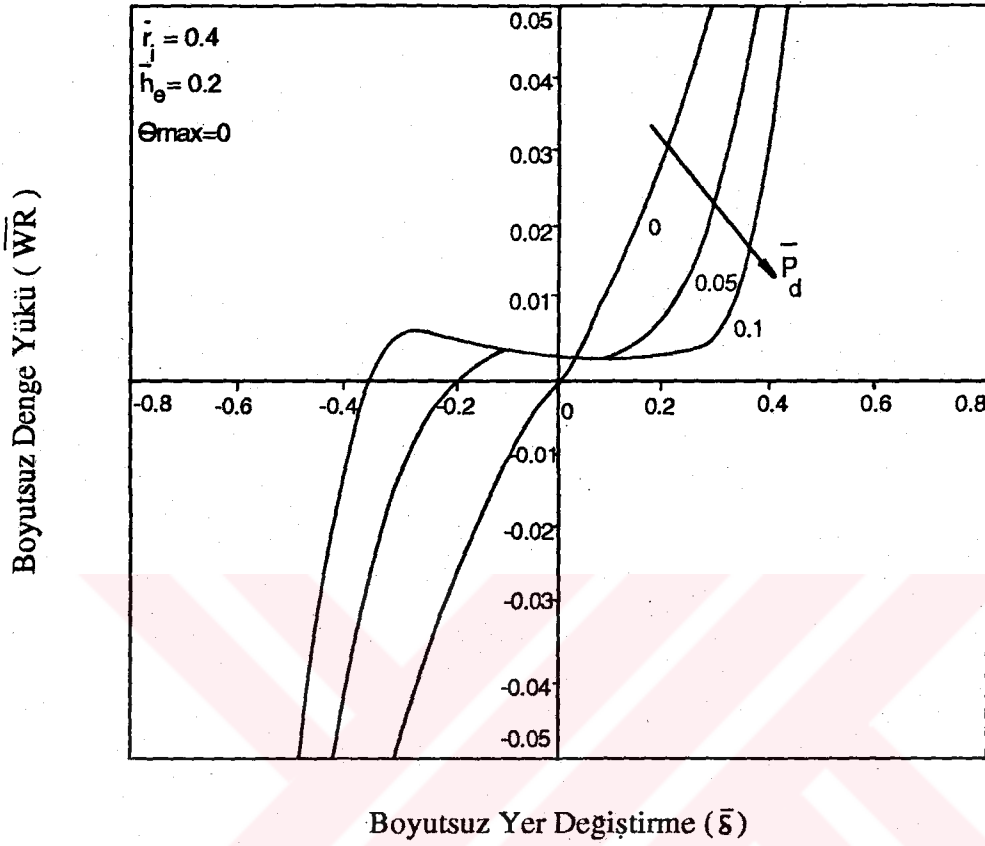


Sekil 46. Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değistirme Arasındaki Değişim

sınırlarında gösterilmesinin nedeni denge noktalarının bu aralıkta meydana gelmiş olmasındandır. Gerçekte eleman  $\pm 0.9$ 'a kadar yer değistirebilmektedir.  $\bar{\delta}$ 'nın  $\pm$  yönlerdeki sınırı yüzey eğimine bağlı olarak  $\bar{h}_0 + \bar{\delta} = 1$  olacak şekilde tespit edilmektedir. Eksen kaçıklığı çok küçük olduğu halde eleman üzerinde çok az bir dengesizlik mevcuttur. Sekil 45'de verilen  $\eta, \omega, r_0$  ve  $h_0$  için  $\bar{P}_d = 0.05$  ve  $\bar{P}_d = 0.1$ 'de  $\bar{W}_R = 0.00077$  boyutsuz değerinden yaklaşık  $W_R = 400$  N şeklinde gerçek değer elde edilmiştir. Burada küçük  $\bar{\delta}$  değerlerinde  $\bar{P}_d = 0.05$  ve  $\bar{P}_d = 0.1$  basınçlarının her ikisinde eleman aynı

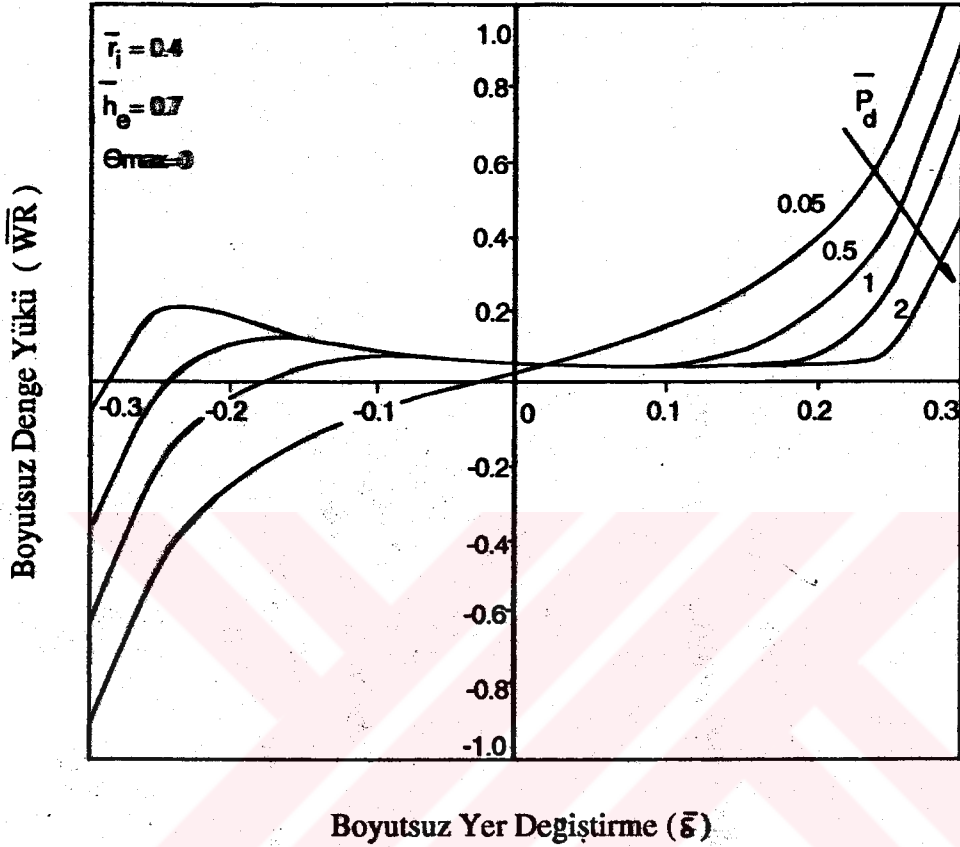
dengesizlik miktarında kalmakta,  $\bar{\delta}=\pm 0.3$ 'den sonra ise farklılık görülmektedir. Elemanın teorik olarak  $+\bar{W}_R$  dengesizliğinin  $-\bar{\delta}$  yönünde hareket ederken azalması beklenmektedir. Ancak burada denge noktasına gelmeden önce ikinci taraftaki yükte artma olması beklenirken azalma olduğu görülmektedir. Bu beklenmeyen davranış, boyutsuz eksen kaçıklığının çok küçük mertebede olması nedeniyle aralıktaki hidrodinamik basınç alanının yer değiştirme esnasında arka yüzdeki yük miktarını artırma yerine azalmasına ve elemanın ön yüzünde yük miktarının artmasına neden olduğu için ortaya çıkmıştır. Bu dengesiz davranış belli bir  $-\bar{\delta}$  değerinden sonra düzelmekte ve elemanın yük dengesi gerçekleşmektedir. Boyutsuz dizayn basıncı arttırıldığında elemanının 1. taraftan 2. tarafa hareketi sırasında bahsedilen dengesizliğin daha da artmış olduğu ve belli bir  $-\bar{\delta}$ 'da bu durumun düzelerek dengeye ulaşıldığı görülmektedir.  $\bar{P}_d=0$ 'da ise beklendiği gibi denge  $\bar{\delta}=0$ 'da sağlanmakta,  $\bar{W}_R=0$  olmaktadır.

Eksen kaçıklığı çok az miktarda arttığı ( $\bar{h}_e=0.2$ ) zaman  $\bar{W}_R$  ile  $\bar{\delta}$  arasındaki değişim şekil 47'de görülmektedir. Burada  $\bar{h}_e=0.2$  olduğundan  $\bar{\delta} \pm 0.8$  sınır değerleri arasında değiştirilmiştir. Şekilde  $\bar{\delta}=0$  noktasında  $\bar{P}_d=0$ 'da  $\bar{W}_R=0$ ,  $\bar{P}_d=0.05$  ve  $\bar{P}_d=0.1$ 'de  $\bar{W}_R=0.003$  boyutsuz değerinden  $\bar{W}_R=1575$  N gerçek değeri elde edilmiştir.  $\bar{P}_d=0.05$  ve  $\bar{P}_d=0.1$  basınçlarında  $\bar{\delta}=\pm 0.2$  değerlerine kadar  $\bar{W}_R$ 'nin aynı değerde olduğu görülmektedir. Bu durum elemanın  $\bar{\delta}=0$ 'dan  $\bar{\delta}=\pm 0.2$ 'ye kadar yer değiştirmesinin eleman üzerine etki eden basınçların her ikisinde de dengesizliğinin aynı büyüklükte olduğunu göstermektedir.  $\bar{P}_d=0.05$ 'de dengeye daha küçük  $\bar{\delta}$ 'da ulaşıldığı  $\bar{P}_d=0.1$ 'de ise dengeyi sağlamak için negatif yönde harekete devam edilmiş ve belli bir değerde ( $-0.35$ ) eleman dengelenmiştir. Dengeye ulaşmadan önce  $\bar{W}_R$ 'nin pozitif yöndeki artışı yine burada da sözkonusu olmaktadır.



Şekil 47 Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değıştirme Arasındaki Değışim

Eksen kaçıklığının çok büyük değerlerinde elemanın denge davranışını görme açısından şekil 48 incelenebilir. Burada  $\bar{r}_1 = 0.4$  ve  $\bar{h}_0 = 0.7$  için  $\bar{\delta} = \pm 0.3$  arasında değiştirilmiştir. Burada büyük eksen kaçıklıklarında elemanın daha büyük boyutsuz basınçlardaki davranışını görebilmek için büyük  $\bar{P}_d$  kullanılmıştır.  $\bar{\delta} = 0$ 'da elemanın denge yükü  $\bar{P}_d = 0.05$ 'de  $\bar{W}_R = 0.02$  ( $W_R = 10500$  N) değerinde,  $\bar{P}_d = 0.1, 0.5, 1$  ve  $2$ 'de  $\bar{W}_R = 0.07$  ( $W_R = 36750$  N) değerinde bir dengesizliğe sahiptir. Burada  $\bar{\delta} = \pm 0.09$ 'a kadar son üç  $\bar{P}_d$



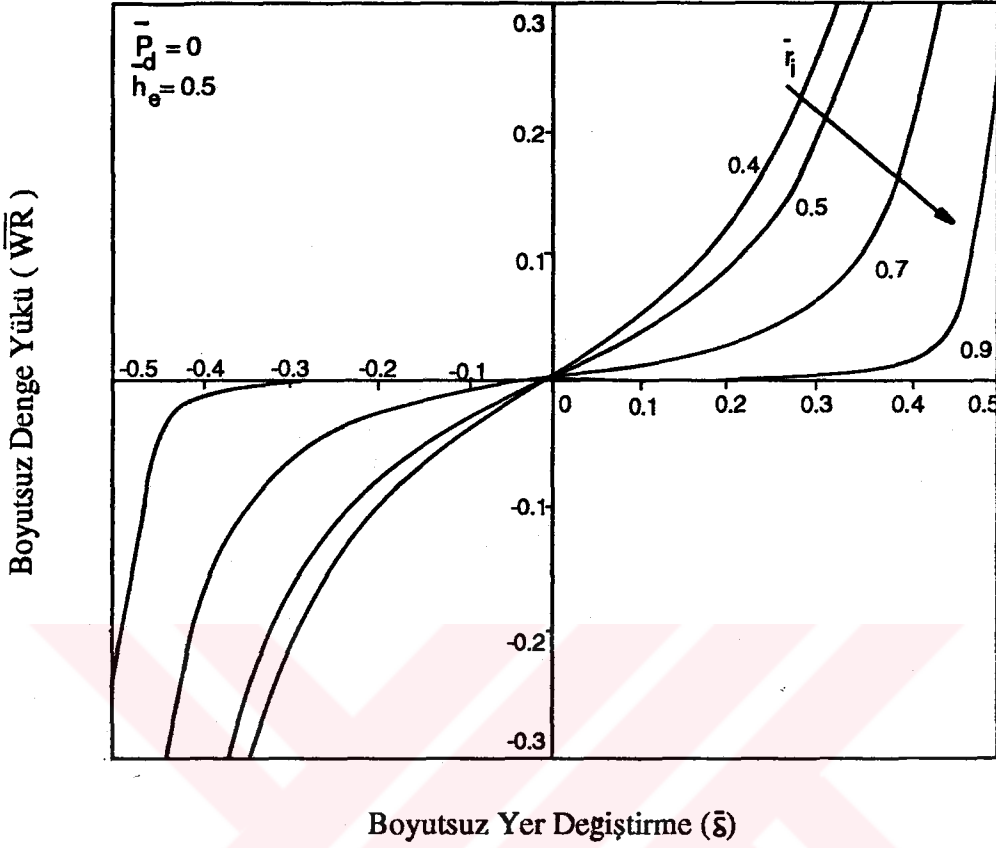
Sekil 48 Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değıştirme Arasındaki Değışim

için dengesizliğin aynı değerde olduğu görölmektedir. Büyük basıncılarda eleman çok dengesiz çalışmakta  $\overline{P}_a=0.5$  için  $\overline{\delta}=-0.175$ ,  $\overline{P}_a=0.1$  için  $\overline{\delta}=-0.24$ 'de ve eleman  $\overline{P}_a=2$ 'de  $\overline{\delta}=-0.285$ 'de dengeye ulaşmaktadır. Elemanın negatif yöndeki hareket serbestisinin  $\overline{\delta}=-0.3$ 'le sınırlandırıldığı düşünülürse  $P_a$  büyüdükçe denge için elemanın arka tarafındaki yükün artması gerektiği ortaya çıkmıştır. Burada  $P_a=2$ 'de elemanın arka yüzdeki yük etkisini artıracak

şekilde  $-\bar{\delta}$  yönünde ilerlerken 2. tarafta gelişen hidrodinamik basınç alanının meydana getirdiği kaviteasyon vb. nedenlerle arka yüzdeki yük ön yüzdekine göre daha küçük değerler almış ve  $\bar{W}_R$ 'nin artmasına neden olmuştur. Bir miktar devam eden bu artma pek fazla olmamakla beraber belli bir  $-\bar{\delta}$ 'dan sonra ortadan kalkmakta, eleman dengelenmektedir. Burada  $\bar{P}_d=2$ 'de  $-\bar{\delta}$  yönünde sınır noktasına gelindiğinde elemandaki dengesizlik çok az artmıştır.  $\bar{P}_d=0.05$ 'de eleman eksen kaçıklığının çok büyük olması ve hidrostatik basınç etkisinin az olması nedeniyle daha küçük hareket miktarıyla dengelenmektedir.

Bu eğri gruplarından eksen kaçıklığının ve hidrostatik dizayn basıncının eleman üzerinde dengesizliğe neden olduğu ve eleman dengesizlik yönüne uygun hareket etmesiyle dengenin sağlandığı görülmüştür. Tam hidrodinamik çalışma ortamında elemanın hiç hareket etmemesiyle dengeye ulaşıldığı, küçük  $\bar{h}_m$ 'lerde yer değiştirmenin daha küçük dengesizliklere neden olduğu sonuca varılmıştır. Ancak eleman çalışma esnasında dinamik etkilerden dolayı bir miktar hareket edebilmekte olduğundan hiç bir zaman tam dengeli çalışmamaktadır. Sistemde hidrostatik basınç arttıkça hidrolik denge için daha büyük yer değiştirme miktarına ihtiyaç olmaktadır.

Bu belirlemelerden sonra yatak geometrisinin yatak davranışına etkisi de incelenmiştir. Şekil 49 tam hidrodinamik çalışma koşullarında  $\bar{h}_m=0.5$  için  $\bar{W}_R$  ile  $\bar{\delta}$  değişimini göstermektedir.  $\bar{\delta}=0$ 'da tüm  $r_1$  değerlerinde eleman dengesiz çalışmaktadır ( $\bar{W}_R=0$ ).  $\bar{r}_1=0.4$  burada en geniş yatak alanına işaret etmektedir. Bu geometri üzerinde hidrodinamik basınç alanı etkisi dolayısıyla taşınan yük miktarı da oldukça fazladır. Bu nedenle  $\pm\bar{\delta}$  yönündeki hareketler her iki taraftaki yük miktarlarının da

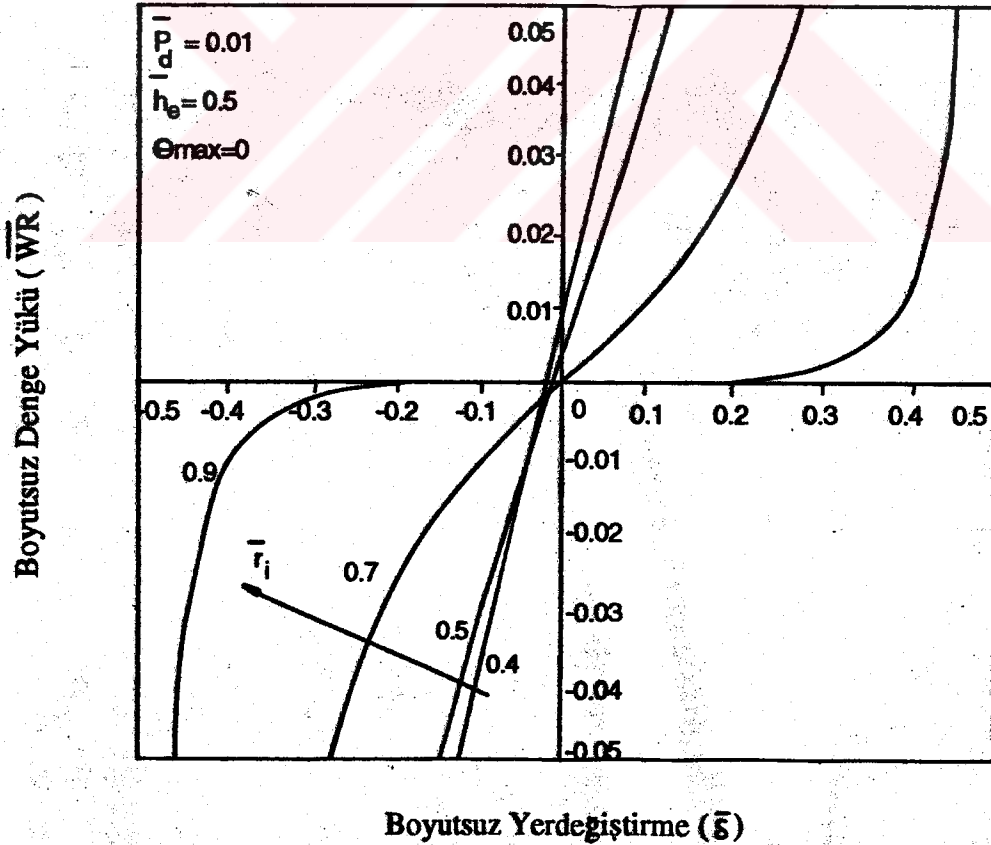


Sekil 49 Boyutsuz Denge Yüku ile Boyutsuz Yer Değişirme Arasındaki Değişim

hızlı artmasına neden olacağından dengesizlik çok büyük değerler almaktadır. Yatak alanının daha daralmasıyla hidrodinamik basınç etki alanı, dolayısıyla eleman üzerindeki yük miktarlarında azalma olacaktır. Bu ise  $\pm\delta$  değerlerinde daha küçük dengesizliğe neden olmaktadır. Örneğin  $\bar{r}_1=0.9$ 'da  $\bar{\delta}=\pm 0.3$ 'e kadar dengesizlik görülmemekte ancak bu değerlerden sonra  $\bar{\delta}$ 'nin yönüne bağlı olarak artmalar gözlenmektedir. Aralıktaki hidrodinamik etkinin maksimuma doğru gitmesine neden olacağından  $\pm\bar{\delta}$ 'nin büyük değerlerinde  $\bar{W}_R$ 'de çok büyük artışlar görülmektedir.

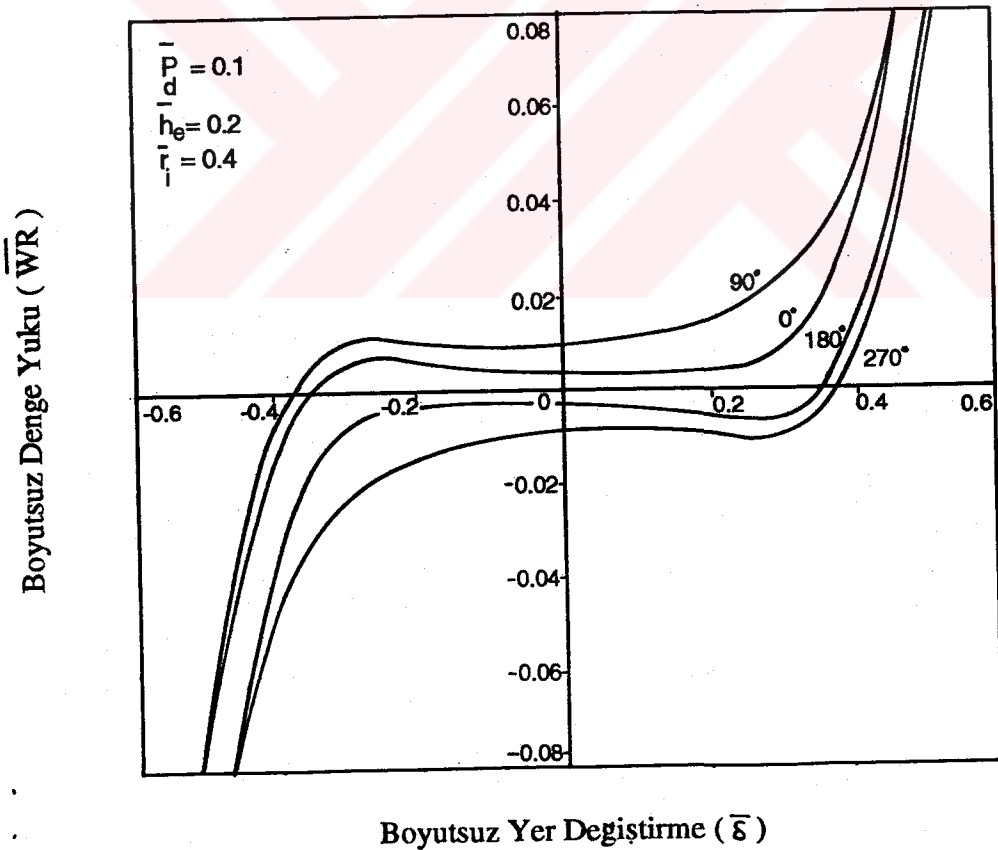
$\bar{W}_R$  ile  $\bar{\delta}$  değişimine  $r_1$  etkisi, aynı  $\bar{h}_0$ 'de belli bir  $\bar{P}_d$  için şekil 50'dan kontrol edilebilir. Boyutsuz hidrostatik

dizayn basıncının ( $\bar{P}_d=0.01$ ) çok küçük olması denge noktalarını  $\bar{\delta}=0$ 'a yaklaştırmıştır. Burada  $\bar{\delta}=0$ 'da  $\bar{r}_1=0.4$  için  $\bar{W}_R$ 'nin en büyük değerinde olduğu ( $\bar{W}_R=0.009$ ),  $\bar{r}_1=0.5$ 'de  $\bar{W}_R=0.004$ 'e,  $\bar{r}_1=0.7$ 'de  $\bar{W}_R=0.0005$ 'e düştüğü ve  $\bar{r}_1=0.9$ 'da tamamen dengesiz olduğu görülmektedir. Burada  $\bar{r}_1=0.4$  için dengeye ulaşmak için eleman  $\bar{\delta}=-0.02$  kadar,  $\bar{r}_1=0.5$  için ise  $\bar{\delta}=-0.013$  kadar hareket etmelidir.  $\bar{r}_1=0.7$ 'de ise bu değer  $\bar{\delta}=-0.005$  ve  $\bar{r}_1=0.9$ 'da  $\bar{\delta}=0$ 'dır.  $\bar{r}_1=0.9$ 'a kadar diğer  $\bar{r}_1$  değerlerinde tüm  $\bar{\delta}$ 'larda belirgin bir dengesizlik görülmekteyken  $\bar{r}_1=0.9$ 'da  $\bar{\delta}=\pm 0.2$ 'ye kadar eleman dengesiz çalışmaktadır. Bu değerden sonra dengesizlik görülmektedir. Buradan yatak geometrisi daraldıkça dengesizliğin ortadan kalkması için daha küçük hareket miktarı gerektiği sonucuna varılmıştır.



Şekil 50 Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değiştirme Arasındaki Değişim

Analiz esnasında bahsedilen sebeplerden dolayı meydana gelen daralan veya genişleyen yağ kaması mekanizmalarında maksimum film kalınlığının meydana geldiği açı  $\Theta_{max}$ , elemanın genel davranışının belirlenmesini sağlayan önemli bir parametredir. Bu parametrenin elemanın yer değiştirmesi ile denge yüküne etkisi şekil 51'den görülebilir. Burada boyutsuz dizayn basıncı  $\bar{P}_d=0.1$ , eksen kaçıklığı  $\bar{h}_e=0.2$  ve  $\bar{r}_i=0.4$  alınmıştır.  $\Theta_{max}=0^\circ$  elemanın ön yüzündeki maksimum film kalınlığı açısını göstermektedir. Burada  $\Theta_{max}=0^\circ$ 'de eleman üzerinde ön yüzdeki yükün etkili olduğu  $\bar{W}_R$ 'nin (+) işaretinden anlaşılmaktadır. Eleman bu

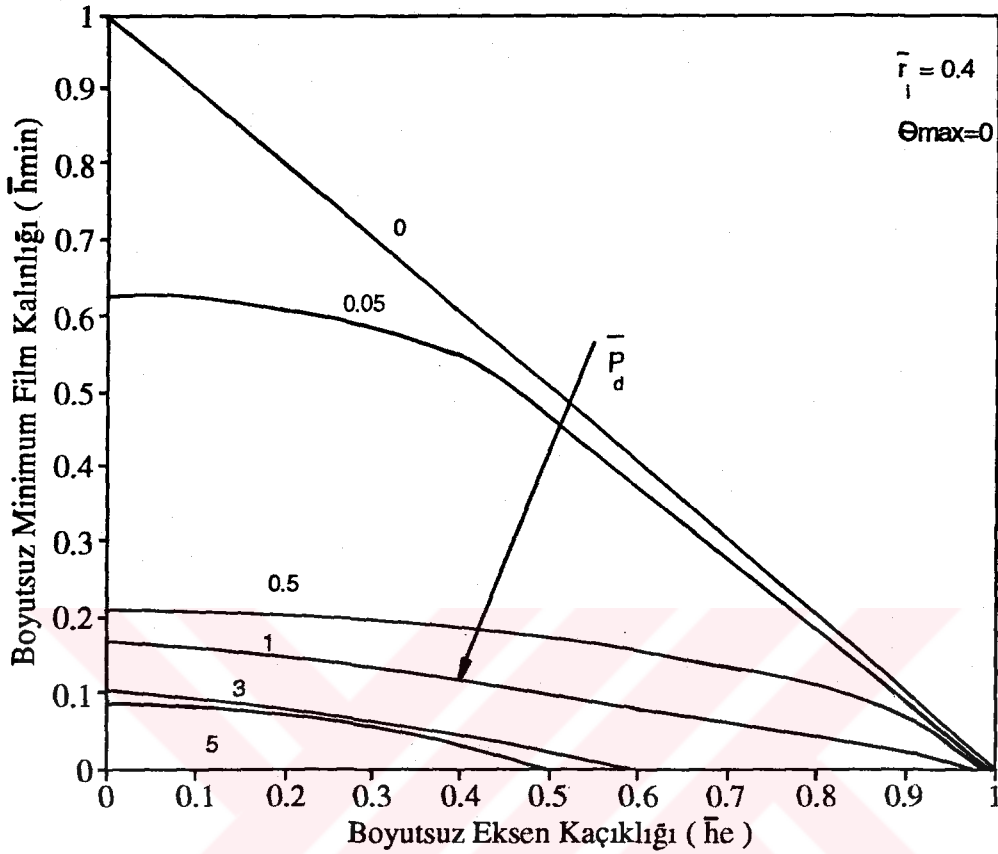


Şekil 51 Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değiştirme Arasındaki Değişim

nedenle  $-\bar{\delta}$  yönünde hareket ederek belli bir  $-\bar{\delta}$  degerinde dengelendiği görülebilir.  $\Theta_{max}=90^\circ$ 'de  $\bar{W}_R$ 'nin  $\bar{\delta}=0$ 'da biraz daha arttığı görülmektedir.  $\Theta_{max}=0^\circ$ 'ye nazaran daha büyük bir dengesizlik sözkonusu olduğundan dengeye erişmek için de daha fazla yer değiştirme miktarı gerektiği görülmektedir.  $\Theta_{max}=180^\circ$ 'de elemanın 2. taraftaki yük etkisinde olduğu  $\bar{W}_R$ 'nin negatif işaretli olmasından anlaşılmaktadır. Negatif yönde hareket bu dengesizliği artıracığından, denge konumuna erişebilmek için eleman  $+\bar{\delta}$  yönünde hareket etmelidir. Gerçekten de (+) yöndeki hareket eleman üzerindeki dengesizliği azaltarak belli bir  $+\bar{\delta}$  degerinde dengeyi sağlamaktadır. Benzer şekilde  $270^\circ$ 'de elemanı dengelemek için  $+\bar{\delta}$  yönünde hareket edilmiştir. Burada  $\Theta_{max}=0^\circ$  ile  $\Theta_{max}=180^\circ$ 'deki ve  $\Theta_{max}=90^\circ$  ile  $\Theta_{max}=270^\circ$ 'deki  $\bar{W}_R$  degerleri beklenen şekilde simetrik olduğu görülmektedir.

Sızdırmazlık tertibatının hidrodinamik dengesi için gerekli olan yer değiştirmeye bağlı olarak aralıktaki film kalınlığı da değişmektedir. Sızdırmazlığın temini ve yük taşıma kapasitesinin istenen düzeyde olabilmesi için uygun film kalınlığının elde edilmesi gerekmektedir. Değişik parametrelere göre tespit edilen elemanın yük dengesinin sağlandığı  $\bar{\delta}$  degerleri daha önceki bölümde açıklandığı gibi aralıktaki maksimum ve minimum film kalınlıklarının bulunmasını sağlamaktadır.

Sekil 52 boyutsuz minimum film kalınlığı ile boyutsuz eksen kaçıklığı arasındaki değişimi  $\bar{F}_1=0.4$  iken farklı boyutsuz sistem basınçları için göstermektedir. Burada  $h_w$  0 ile 1 arasında değiştirilmiştir.  $\bar{h}_w=0$  eksen kaçıklığının olmadığı,  $\bar{h}_w=1$  (metal-metal teması) ise maksimum eksen kaçıklığını göstermektedir. Tam hidrodinamik çalışma durumunda  $\bar{h}_w=0$ 'da beklendiği gibi  $\bar{h}_{min}$  en büyük degerdedir

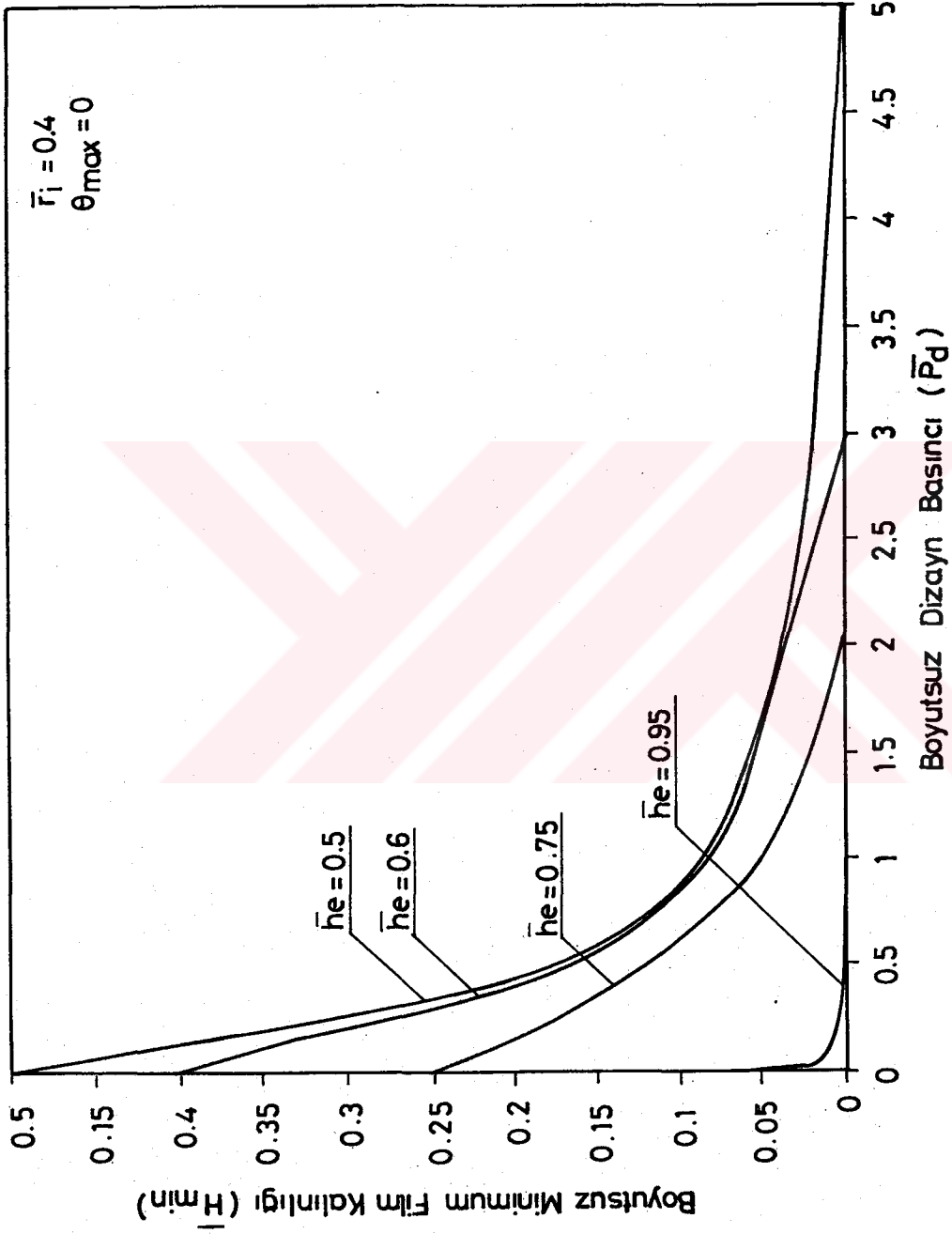


Şekil 52. Boyutsuz Minimum Film Kalınlığı ile Boyutsuz Eksen Kaçıklığı Arasındaki Değişim

( $\bar{h}_{min}=1$ ).  $h_e$  arttıkça  $\bar{h}_{min}$  de doğrusal olarak azalmakta ve  $\bar{h}_e=1$ 'de  $\bar{h}_{min}$  sıfıra ulaşmaktadır. Hidrostatik basınç etkisi başladığında (basınç arttığında)  $\bar{h}_e=0$ 'da eleman üzerinde bir miktar yük tasındığından  $\bar{h}_{min}$  azalmıştır. Şekilde bu azalma görülebilmektedir.  $\bar{h}_e$  arttığında aralıktaki minimum film kalınlığı azalacağından  $\bar{h}_{min}$  değerlerinde azalma görülmektedir.  $\bar{P}_d=0.05$  ve  $\bar{P}_d=0.1$ 'de

minimum film kalınlığında  $\bar{h}_m=0$ 'dan 0.4'e kadar çok fazla değişiklik meydana gelmemekte  $\bar{h}_m=0.4$ 'den sonra  $\bar{h}_m$  arttığından, hidrodinamik basınç alanının da genişlemesiyle beklendiği gibi  $\bar{h}_{min}$  hızla azalmakta,  $\bar{h}_m=1$ 'de sıfır olmaktadır. Boyutsuz hidrostatik sistem basıncının daha da artırılmasıyla ( $\bar{P}_d=0.5$  ve  $\bar{P}_d=1$ )  $\bar{h}_m=0$ 'da (yüzeyler paralel) aralıktaki minimum film kalınlığı daha da azalacaktır.  $\bar{h}_m$ 'nin artırılması  $\bar{h}_{min}$ 'u çok azaltacak ve ancak  $\bar{h}_m=0.8$ 'den sonra minimum film kalınlığı farkedilir bir değişme gösterecektir.  $\bar{P}_d=3$  iken boyutsuz minimum film kalınlığı  $\bar{h}_m=0$ 'da çok küçük bir değerdeyken,  $\bar{h}_m$  arttıkça yavaşça azalmakta ve  $\bar{h}_m=0.6$ 'da sıfır olmaktadır. Bu basınçta eksen kaçıklığı  $\bar{h}_m=0.6$ 'dan daha fazla artırılmamalıdır. Çünkü bu noktada yüzeyler birbirine temas etmektedir.  $\bar{P}_d=5$ 'de ise aynı değişim görülmekte ve  $\bar{h}_m=0.5$ 'de  $\bar{h}_{min}=0$  olmaktadır. Buradan sistem basıncı arttıkça yüzeylere verilebilecek boyutsuz eksen kaçıklığı değerlerinin de azalmakta olduğu sonucu ortaya çıkmaktadır.

Bu tip sistemlerin hidrolik dengesi ideal sızdırmazlık performansının gerçekleşmesi için çok önemli olduğundan minimum film kalınlığının bu dengeyi sağlayacak büyüklükte olması arzu edilmektedir. Çalışma basıncının mertebesinin de eksen kaçıklığı vb. parametreler yanında, minimum film kalınlığının formuna etkisi gözönünde bulundurulmalı ve dizayn basınçlarında çalışma şartlarına göre sınırlamaların belirlenmesi gerekmektedir. Değişik dizayn basınçlarında minimum film kalınlığının davranışı bazı eksen kaçıklıkları için şekil 53'den incelenebilir. Bu seçilen boyutsuz eksen kaçıklığı değerlerine göre  $\bar{P}_d$  0 ile 5 arasında değişmiştir. Boyutsuz minimum film kalınlığının basınç arttıkça hızla azaldığı burada açıkça görülebilir. Şekilden küçük  $\bar{P}_d$  sınırlamasının  $\bar{h}_m=0.95$ 'de elde edildiği görülmektedir.



Sekil .53 : Boyutsuz Minimum Film Kalinligi ile Boyutsuz Dizayn Basinci Arasındaki Degişim

$\bar{h}_m=0.95$  iken eleman  $\bar{P}_d=1$ 'e kadarki tüm boyutsuz basınçlarda belli bir boyutsuz minimum film kalınlığına sahiptir.  $\bar{h}_m=0.75$  seçildiğinde ise, tam hidrodinamik basınçta boyutsuz minimum film kalınlığının maksimum değerinde olduğu ve  $\bar{P}_d$  arttıkça hızla azaldığı ve  $\bar{P}_d=2$ 'de sıfır olduğu görülmektedir. Buradan bu eksen kaçıklığında boyutsuz çalışma basıncının maksimum 2 olabileceği sonucu çıkmaktadır. Eksen kaçıklığı daha da küçüldüğünde bu sınırın  $\bar{h}_m=0.6$  için maksimum  $\bar{P}_d=3$ ,  $\bar{h}_m=0.5$  için maksimum  $\bar{P}_d=5$  olduğu görülmüştür.  $\bar{h}_m$  azaldıkça bu basınç sınırları büyük değerler olacaktır.

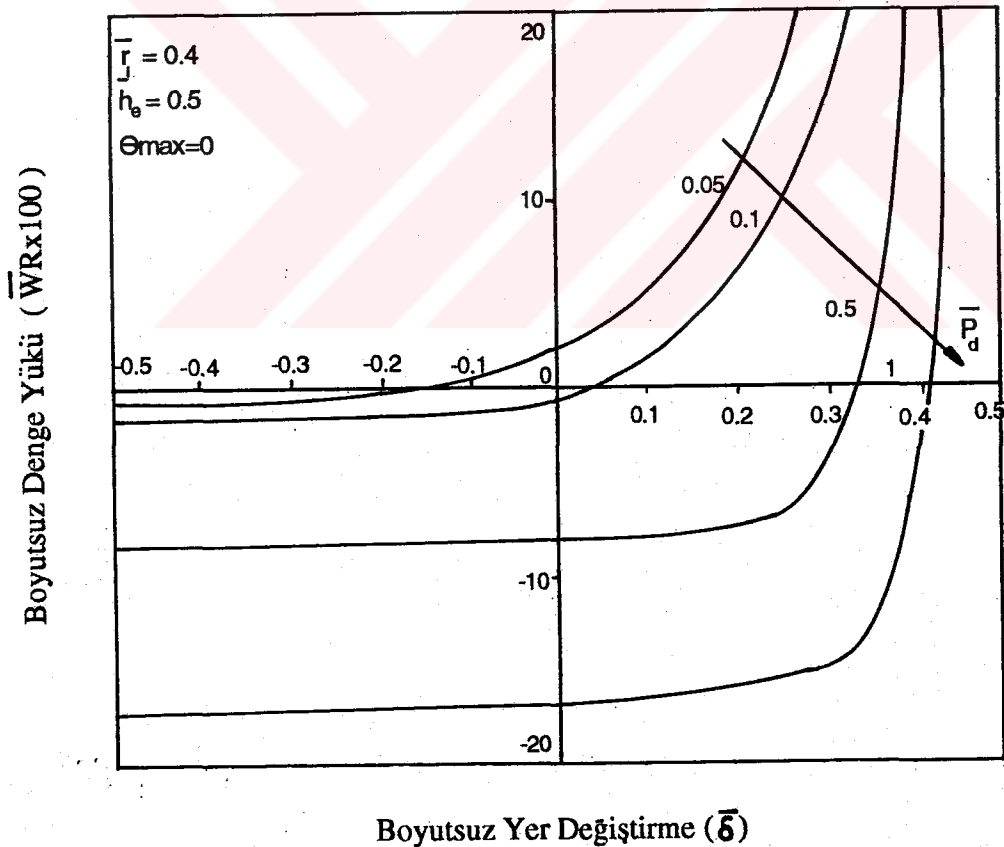
Elemanın hidrolik dengesi sağlanırken minimum film kalınlığı da daralan yağ kamasının oluşumu için sıfırdan farklı belli bir değerde olması gerekmektedir. Gereğinden fazla eksen kaçıklığı veya hidrostatik basınç etkilerinde dolayı hidrolik denge bozulabilmektedir. Bu eğri grupları tasarım için önemli sınırlamalara işaret etmesi bakımından çok önemlidir.

#### 4.3. Bir Yüzü Eğimli Diğer Yüzü Eğimsiz Sızdırmalık Elemanı Analizi

Gerçekte uygulamada sızdırmazlık elemanının sadece ön yüzü hidrodinamik çalışma rejimindedir. Arka yüz ise tamamen hidrostatik sistem basıncı etkisindedir. Bu durumda elemanın dengesinin yeniden analizi gerekmektedir. Burada daha önceki bölümde gösterilen şekil 12'deki model üzerinde denge araştırmaları yapılmıştır.

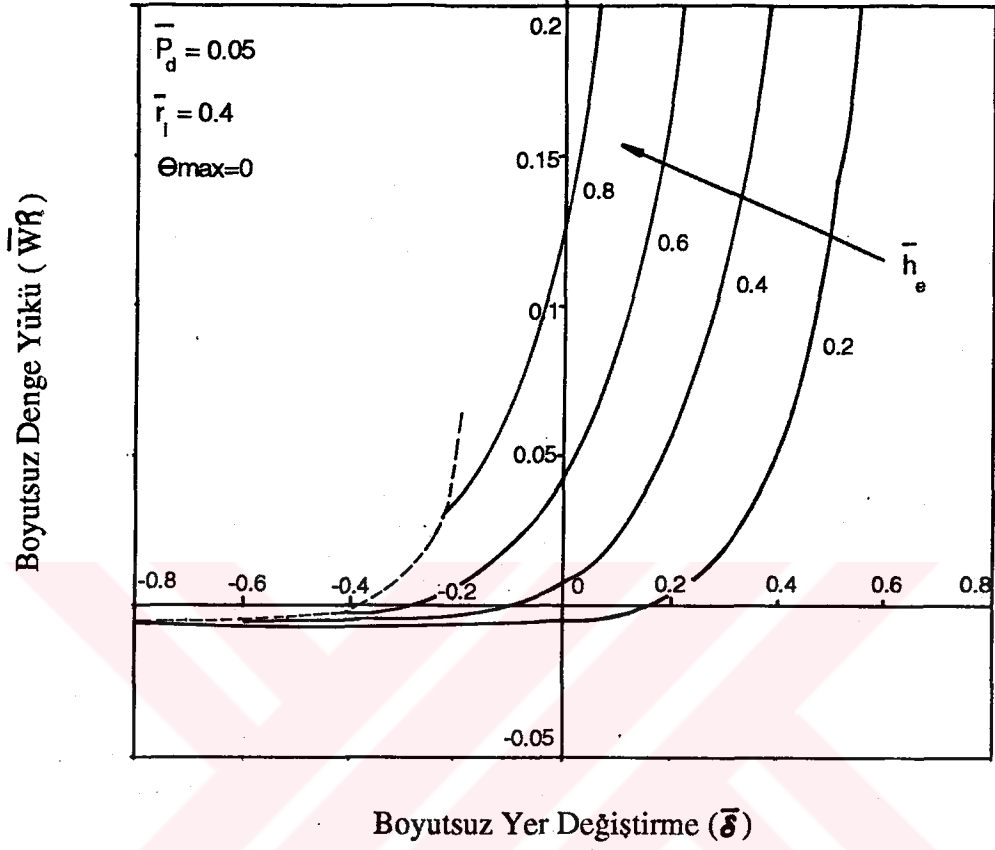
Şekil 54 boyutsuz denge yükü ile boyutsuz yer değiştirme arasındaki ilişkiyi göstermektedir.  $\bar{h}_m=0.5$ ,  $\bar{r}_1=0.4$  iken farklı sistem basınçları için değişim

incelenmiştir. Elemanın hareket etmediği anda ( $\bar{\delta}=0$ ) düşük hidrostatik basınçta birinci taraftaki hidrodinamik yük etkisi daha etkin gelerek dengesizlik ortaya çıkmıştır ( $\bar{W}_R$  pozitif değer almıştır). Bu durumda eleman, dengeyi sağlamak ( $\bar{W}_R=0$ ) için ikinci tarafa (yani  $-\bar{\delta}$  yönünde) hareket etmektedir. Hidrostatik basınç arttıkça ikinci taraftaki yük etkisi de artmakta ve dengeye ulaşabilmek için eleman ters yönde hareket etmektedir. Hidrostatik basıncın büyük değerlere ulaşmasıyla elemanın 2. tarafa doğru hareketi dengesizliği pek değiştirmemekte, ancak 1. tarafa doğru hareketle dengesizliğin azaldığı ve belli bir yer değiştirme miktarında  $\bar{W}_R=0$  olduğu görülmektedir.



Sekil 54. Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değiştirme Arasındaki Değişim

Belli bir dizayn basıncında eksen kaçıklığının denge yüküne etkisi şekil 55'den görülebilmektedir. Burada  $\bar{P}_d=0.05$ ,  $\bar{r}_1=0.4$ ,  $\theta_{max}=0^\circ$  için dört farklı  $\bar{h}_e$  değerine göre inceleme yapılmıştır. Tüm  $\bar{h}_e$  değerlerinde  $\bar{\delta}=0$ 'da elemanın dengesiz olduğu görülmüştür. Ancak bu noktada dengesizliğe  $\bar{h}_e=0.4$ , 0.6 ve 0.8 eksen kaçıklıklarında ön yüzdeki yük miktarlarının  $\bar{h}_e=0.2$ 'de ise arka yüzdeki yükün neden olduğu dikkati çekmektedir. Bu da küçük eksen kaçıklığında bu mertebede bir boyutsuz çalışma basıncında eleman üzerinde kapama yükünün daha etkili olduğunu göstermektedir. Böylece  $\bar{h}_e=0.2$ 'de elemanın beklendiği gibi 1. tarafa doğru hareketiyle  $\bar{\delta}=0.19$ 'da denge sağlanmıştır. Elemanın ön yüze doğru hareketiyle hidrodinamik basınç alanı bölgesindeki yükün çok büyük dengesizliğe neden olduğu görülmektedir. Aksi durumda 2. tarafa hareketin kapama yükünü çok az arttırdığı görülmüştür.  $\bar{h}_e$  artırıldığında  $\bar{\delta}=0$ 'daki dengesizliğin  $+\bar{W}_e$  şeklinde olması elemanın  $-\bar{\delta}$  yönünde hareket etmesini gerektirmiştir.  $\bar{h}_e=0.4$ 'de ve  $\bar{h}_e=0.6$ 'da  $\bar{W}_e=0$  noktasına tekabül eden  $\bar{\delta}$  değerleri elde edilmiş.  $\bar{\delta}=0.8$ 'de ise dengeye ulaşılamamıştır. Bu durumda  $\bar{P}_d=0.05$ ,  $\bar{r}_1=0.4$  ve  $\theta_{max}=0$  şartlarına sahip sızdırmazlık elemanına verilebilecek boyutsuz eksen kaçıklığının 0.6'yı geçmemesi gerekmektedir. Aksi takdirde sistem dengesiz çalışacak ve ideal sızdırmazlık sağlanamayacaktır. Şekilde bütün eksen kaçıklıkları için hareketli elemanın sahip olabileceği hareket miktarının üst limitleri kesikli çizgilerle gösterilmiştir. Bu çizgilerin sol tarafında sistemin çalışması mümkün değildir.



Sekil 55. Boyutsuz Denge Yüğü ile Boyutsuz Yer Değiştirme Arasındaki Değişim

## 5. SONUÇLAR

Hidrodinamik ve hidrostatik basınç oluşumu prensibine göre çalışan mekanik radyal sızdırmazlık elemanlarının sızdırmazlığı temin edebilmeleri ve çalışma prensipleri bakımından eleman üzerine gelen yükleri karşılayabilmeleri için sabit ve hareketli yüzeyler arasında hidrodinamik basınç alanı (daralan yağ kaması mekanizması) oluşması gerekmektedir. Bu çalışmada yüzeylerin eksen kaçıklığı veya yüzey işleme sonucu elde edilen eğim nedeniyle oluştuğu kabul edilmiştir. Bu eğim veya eksen kaçıklığı, sistem basıncı, yatak geometrisi ve elemanın davranışını belirleyen maksimum film kalınlığının açısal pozisyonu analiz esnasında en çok kullanılan parametrelerdir. Elemanın dinamik nedenlerden ötürü sızdırmazlık bölgesinde aksenel yönde yer değiştirdiği düşünülmüş ve bu yer değiştirmenin hidrolik denge üzerine etkileri incelenmiştir. Çalışmada radyal ve açısal yönlerdeki akış ifadeleri, sonlu farklardan ileri farkların kullanılmasıyla yeniden yazılarak basınca göre düzenlenmiştir. Bu ifadelerin birlikte değerlendirilmesiyle akış dengesi denkleminin sonlu farklar karşılığı elde edilmiştir. Bu denklem, nümerik metodlardan Gauss-Seidel metoduyla geliştirilen bir bilgisayar programı ile çözülmüştür. Sızdırmazlık tertibatı biri sabit ve düz yüzeyli diğeri hareketli ve eğimli eleman çiftinden oluşmaktadır. Bu iki eleman arasında izafi yüzey eğimi nedeniyle meydana gelen hidrodinamik basınç alanının halka yüzeyine uyguladığı etki elemanın yük taşıma kapasitesini vermektedir. İzafi eğim ve izafi hız nedeniyle aralıktaki yağ film kalınlığı değişimi basınç alanını dolayısıyla yük taşıma kapasitesini etkilemektedir. Eleman üzerine etki eden basınç kuvvetleri  $x$  ve  $y$  yönünde momentlere neden olabilmektedir. Bu momentlerin meydana geldiği yerin bir başka ifadeyle basınç etki merkezini yerinin elemanın dengelenmesi için tespit edilmesi gerekmektedir.

Film kalınlığı değişimi, basınç dağılımı, yük, moment ve basınç etki merkezlerinin yerinin bulunması için eleman yüzeyi sonlu farkların uygulanabileceği şekilde iki boyutlu  $(r, \theta)$  eşit aralıklara ayrılmıştır. Süreklilik denklemleri bu forma göre yeniden düzenlenmiş ve nümerik metodlarla çözülebilecek şekilde bir bilgisayar programına adapte edilmiştir. Bu bilgisayar programında değişik sistem parametreleri kullanılarak her noktadaki film kalınlığı, basınç dağılımı bulunmuş, buradan elemanın yük taşıma kapasitesi, moment ve basınç etki merkezlerinin açısız ve radyal konumu hesaplanabilmiştir. Denge araştırmalarında çalışma iki kısma ayrılmıştır. Bunlardan ilkinde sızdırmazlık tertibatının her iki yüzeyinin de eğimli olduğu düşünölmüştür. Böylece pratikte karşılaşılabilecek bu tipteki bir sistemin analizi yapılmıştır. Bu şekildeki bir sistemde hareketli elemanın her iki tarafında da hidrodinamik basınç alanı etkisi sözkonusudur. Denge çalışmalarında elemanın aksel yöndeki yer değiştirmesinin hidrolik denge üzerine etkileri birçok sistem parametreleri değerlendirilerek incelenmiş ve önemli belirlemeler yapılmıştır. Bu sonuçlar aşağıdaki gibidir :

1. Tam hidrodinamik çalışma şartlarında hidrolik denge için eleman eksen kaçıklığı ve geometrisi ne olursa olsun aralıkta hiç yer değiştirmemelidir.

2. Hidrodinamik çalışma basıncının yanında akışkanın belli bir hidrostatik basınca sahip olduğu bir ortamda eksen kaçıklığı eleman yer değiştirmese bile bir miktar dengesizliğe neden olmaktadır. Bu dengesizlik eksen kaçıklığı arttıkça büyümektedir. Maksimum film kalınlığının bulunduğu açısız pozisyon denge yükünün yönünü

(dengesizliğe neden olan yükün 1. tarafta veya 2. tarafta olması) değiştirmektedir. Referans noktası olarak  $\theta_{max}=0^\circ$  seçilmiştir.  $\theta_{max}=0^\circ$  ve  $\theta_{max}=90^\circ$ 'de dengesizliğe ön yüzdeki yük,  $\theta_{max}=180^\circ$  ve  $\theta_{max}=270^\circ$ 'de ise arka taraftaki yük neden olmaktadır. Belli bir eksen kaçıklığında boyutsuz hidrostatik dizayn yükünün  $\delta=0$ 'da belli bir dengesizliğe neden olduğu ve yük arttıkça bu dengesizliğin daha da arttığı görülmüştür. Eleman dengesizliğe neden olan yükün şiddeti yönünde yer değiştirdiğinde dengesizlik azalmakta ve belli bir hareket miktarında her iki yüzdeki yükler birbirini dengeleyerek sistemin hidrolik yük dengesi sağlanmaktadır. Eksen kaçıklığı arttıkça elemanın denge yönünde katedeceği mesafe de artmaktadır.

3. Yatak geometrisinin genişlemesiyle tam hidrostatik basınç ortamında elemanın küçük yer değiştirmelerde bile çok büyük dengesizliğe maruz kaldığı, yatak alanı daraldıkça dengesizliğin yer değiştirme miktarıyla daha yavaş arttığı görülmüştür. Sistemde belli bir hidrostatik basınç söz konusu olduğundan, geniş yatak geometrisinde  $\delta=0$ 'da elemanın dengesiz olduğu, yatak alanı daraldıkça bu dengesizliğin azaldığı görülmüştür. Geniş yatak alanına sahip elemanın denge için daha büyük mesafe katettiği  $r_1$ 'nin artmasıyla bu mesafenin azaldığı görülmüştür. Ayrıca dar geometriye sahip eleman küçük  $\pm\delta$  değerlerinin çok büyük dengesizliğe neden olmadığı görülmektedir. Bu durumda geometride elemanın her iki tarafında taşınan yük miktarlarının fazla olmamasından kaynaklanmıştır.

4. Elemanın ideal sızdırmazlık ve hidrolik dengeyi sağlayabilmesi için aralıkta maksimum ve minimum film kalınlıklarının doğru tahmin edilmesi ve tespit edilen değerlerin korunması gerekmektedir. Elemanın denge şartını sağlayacak şekilde değişik sistem parametrelerine

göre elde edilen yer değiştirme miktarları uygun minimum ve maksimum film kalınlığı değerlerinin saptanmasını sağlamıştır. Görülmüştür ki, belli bir sistem basıncında eleman belli bir eksen kaçıklığına kadar minimum film kalınlığına sahip olarak istenen performansı göstermektedir. Aynı zamanda belli bir eksen kaçıklığında eleman ancak belli bir basınca kadar çalışabilir. Bu basıncı aşamaz. Örnek vermek gerekirse,  $h_w=0.95$  ike  $P_d=1$  gibi. Bu boyutsuz değer  $\eta=0.02$  Pa-s,  $\omega=105$  r/s,  $h_w=10$  um ve  $r_o=5$  cm iken  $P_d=525$  Bar gerçek değerini almakta ve bu basınca aralıktaki minimum film kalınlığı sıfır olmaktadır.

Denge araştırmalarının ikinci kısmında pratikte en çok karşılaşılan mekanik radyal sızdırmazlık modelinin hidrolik denge analizi yapılmıştır. Bu modelde elemanın bir yüzü eğimli diğer yüzü ise eğimsizdir. Bu durumda denge için ön yüzde analizdeki yük hesabı arka yüzde ise hidrostatik yük hesabı dikkate alınmıştır.

5. Boyutsuz hidrostatik sistem basıncının az olması ön yüzdeki hidrodinamik basınç etkisinin arka yüzdeki hidrostatik basıncı yendiği ve eleman üzerinde  $\bar{\delta}=0$ 'da dengesizliğe neden olduğu,  $P_d$  arttıkça hidrostatik basınç kuvvetinin (kapama kuvveti) hidrodinamik basınç kuvvetini (açma kuvveti) aştığı, bu nedenle elemanın dengesiz çalıştığı görülmüştür. Bu dengesizliğin ortadan kalkması için elemanın bir miktar yer değiştirmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

6. Dizayn basıncının belli bir değerinde eksen kaçıklığının çok büyük olması halinde elemanın asla dengelenmediği küçük eksen kaçıklıklarında ise denge için belli bir miktar yerdeğiştirmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.

## ÖZET

Endüstriyel mekanik sızdırmazlık elemanları yüksek basınçlı ortamlarda tercih edilen dinamik tipte elemanlardır. İyi bir sızdırmazlık için bu elemanların iyi tasarlanması gerekmektedir. Bunlar, hidrodinamik ve hidrostatik basınç oluşumu prensibiyle çalışırlar. Hidrodinamik basınç alanının oluşabilmesi için yüzeyler arasındaki akışkan film kalınlığı hareket yönünde daralmalıdır. Bunun için yüzeylerden biri diğerine göre eğimlidir. Bu eğim, akışkanın yük taşıyıcı ve sızdırmazlığı temin eden hidrodinamik basınç oluşmasını sağlamaktadır. Elemanın bu basınç etkisiyle daralan kısmı açmaya çalışan bir yüke maruzdur. Bu yükün momentler doguracağından dengelenmesi gerekmektedir. Çalışmada süreklilik denkleminin sonlu farklar karşılığı kullanılmış ve denklem, nümerik olarak Gauss-Seidel metodunun geliştirilen bir bilgisayar programına adaptasyonu ile çözülmüştür. Çalışma basıncı, elemanın dış yarıçapı, merkezdeki film kalınlığı, açılmal hız ve akışkanın dinamik viskozitesi boyutsuzlaştırmada kullanılan parametrelerdir. Burada iki değişik sistem modeli incelenmiştir. İlk modelin yüzeyleri eğimlidir. Diğer modelin ilk yüzeyi eğimli, ikinci yüzeyi düzdür. tipidir. Analizde önce ön yüzdeki film kalınlığı değişimi, basınç dağılımı, yük, moment ve basınç etki merkezinin yeri üzerine araştırma yapılmıştır. Denge araştırmalarında ön yüz ve arka yüz birlikte değerlendirilmiştir. Ayrıca, elemanın aksenal yönde hareket ettiği düşünölmüş ve bu yer değıştirmenin denge üzerine etkileri incelemiştir. Sızdırmazlık tertibatının tüm çalışma şartlarında elemanın hidrolik dengesinin sağlanması için önemli tasarım noktaları ve çalışma şartları belirlenebilmiştir.

## SUMMARY

Industrial mechanical face seals are dynamic type seals preferred working under high pressure conditions. For ideal sealing, it is necessary for these elements to be designed in good order. These seals work in principle, to generate pressure hydrodynamically and hydrostatically. Film thickness between relatively moving surfaces of seal must be convergent in direction of movement in order to generate the hydrodynamic pressure. Thus one of the faces of the element is tilted. This tilt (or misalignment) provides the generation of hydrodynamic pressure which has load carrying capacity. With the effect of this pressure generated, the sealing members are subjected to axial force or load. This force causes moments on the element and it must be balanced. In the present study the equation of continuity has been used in forming the finite difference equivalence of Reynolds Equation. This equation has been solved numerically by using a developed computer programme covering the adaptation of Gauss-Seidel iteration method. System pressure, outer radius of element, central film thickness, angular velocity and dynamic fluid viscosity were used in non-dimensionalizing. Here, two different system models are examined. In the first model considered, the surfaces are misaligned. In the other model, front working face (first face) has certain misalignment and back face (second face) is flat. Variation of film thickness, pressure distribution, load, moment and the pressure centre effect on the first face have been investigated firstly in the analysis. In the balance investigations, both faces are considered together. In addition to these, it is assumed that the element can move in axial direction depending on the running conditions. The movement of the element is very important and thus the effect of movement on the balance has also been examined. In order to insight a design tool for such a system, for satisfying the hydraulic requirements, important points have been found under different operating conditions of the seals.

EK - 1

$$\begin{aligned} \bar{h}^3 \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} &= \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right]^3 \left[ \frac{\bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i-1,j}}{2 s \bar{r}} \right] \\ &= A ( \bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i-1,j} ) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} 3 \bar{h}^2 \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{r}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{r}} &= 3 \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right]^2 \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}}{2} \right] \\ &\quad \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2 s \bar{r}} \right] \left[ \frac{\bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i-1,j}}{2 s \bar{r}} \right] \\ &= B ( \bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i-1,j} ) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \bar{r} \bar{h}^3 \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \bar{r}^2} &= \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}}{2} \right] \left[ \frac{\bar{h}_{i+1,j} + \bar{h}_{i-1,j}}{2} \right]^3 \\ &\quad \left[ \frac{\bar{P}_{i+1,j} - 2 \bar{P}_{i,j} + \bar{P}_{i-1,j}}{(s \bar{r})^2} \right] \\ &= C ( \bar{P}_{i+1,j} - 2 \bar{P}_{i,j} + \bar{P}_{i-1,j} ) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{3\bar{h}^2}{\bar{r}} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \theta} &= 3 \left[ \frac{2}{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}} \right] \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{i,j-1}}{2} \right]^2 \\
&= \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i,j-1}}{2 \text{ sa}} \right] \left[ \frac{\bar{P}_{i,j+1} - \bar{P}_{i,j-1}}{2 \text{ sa}} \right] \\
&= D ( \bar{P}_{i,j+1} - \bar{P}_{i,j-1} )
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\frac{\bar{h}^3}{\bar{r}} \frac{\partial^2 \bar{P}}{\partial \theta^2} &= \left[ \frac{2}{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}} \right] \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} + \bar{h}_{i,j-1}}{2} \right]^3 \\
&= \left[ \frac{\bar{P}_{i,j+1} - 2\bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i,j-1}}{(sa)^2} \right] \\
&= E ( \bar{P}_{i,j+1} - 2\bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i,j-1} )
\end{aligned}$$

$$6 \bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \theta} = 6 \left[ \frac{\bar{r}_{i+1} + \bar{r}_{i-1}}{2} \right] \left[ \frac{\bar{h}_{i,j+1} - \bar{h}_{i,j-1}}{2 \text{ sa}} \right] = F1$$

Denge şartına göre,

$$\begin{aligned}
&A ( \bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i-1,j} ) + B ( \bar{P}_{i+1,j} - \bar{P}_{i-1,j} ) \\
&+ C ( \bar{P}_{i+1,j} - 2\bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i-1,j} ) + D ( \bar{P}_{i,j+1} - \bar{P}_{i,j-1} ) \\
&+ E ( \bar{P}_{i,j+1} - 2\bar{P}_{i,j} - \bar{P}_{i,j-1} ) - F1 = 0
\end{aligned}$$

olmalıdır. Basınca göre yapılacak bir düzenlemeyle,

$$(A + B + C) \bar{P}_{i+1,j} + (-A - B + C) \bar{P}_{i-1,j} + (D + E) \bar{P}_{i,j+1}$$

$$(-D + E) \bar{P}_{i,j-1} + (-2C - 2E) \bar{P}_{i,j} - F1 = 0$$

$$A1 \bar{P}_{i+1,j} + B1 \bar{P}_{i-1,j} + C1 \bar{P}_{i,j+1} + D1 \bar{P}_{i,j-1} - E1 \bar{P}_{i,j} - F1 = 0$$

Burada

$$A1 = A + B + C$$

$$B1 = C - A - B$$

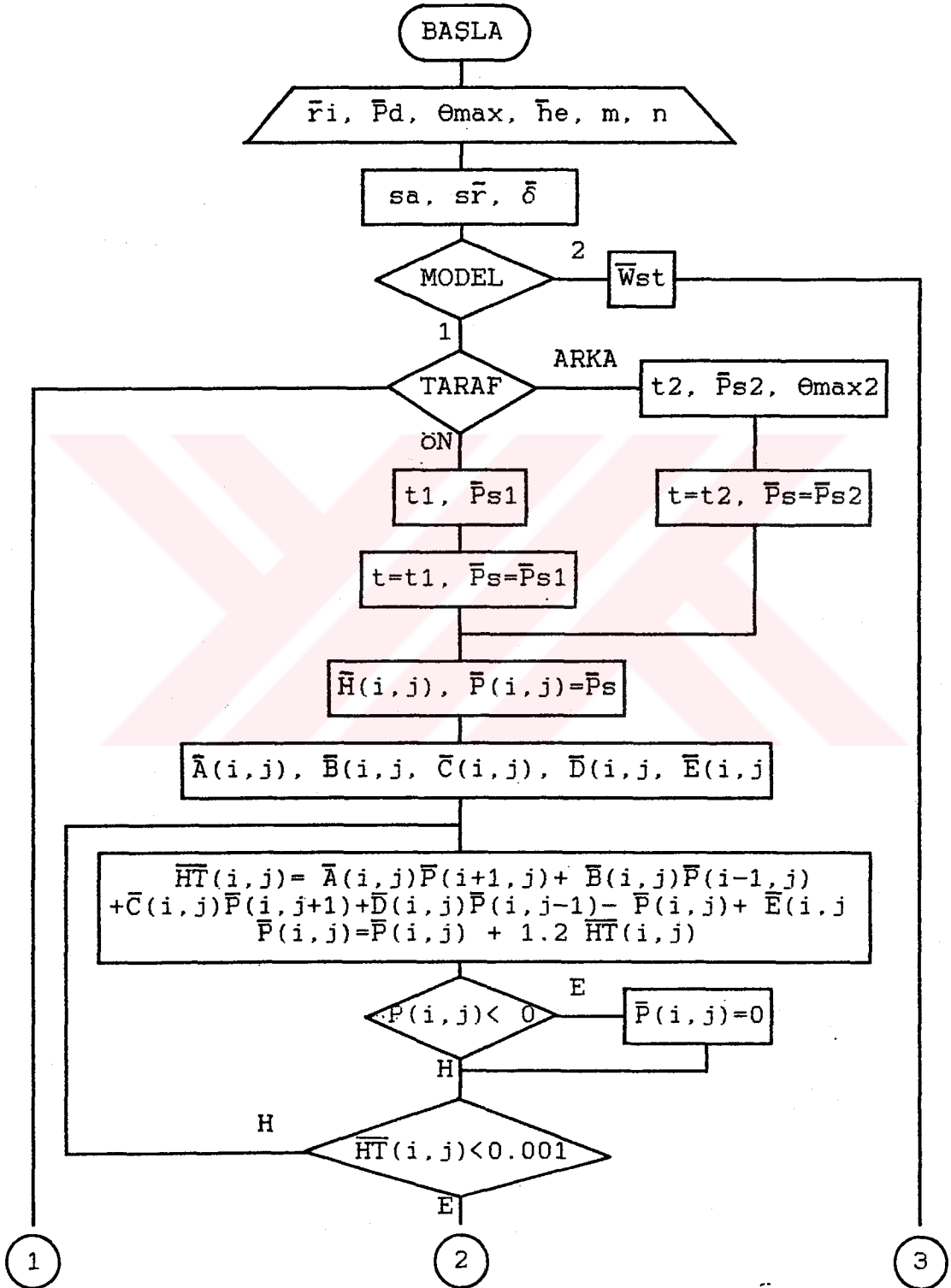
$$C1 = D + E$$

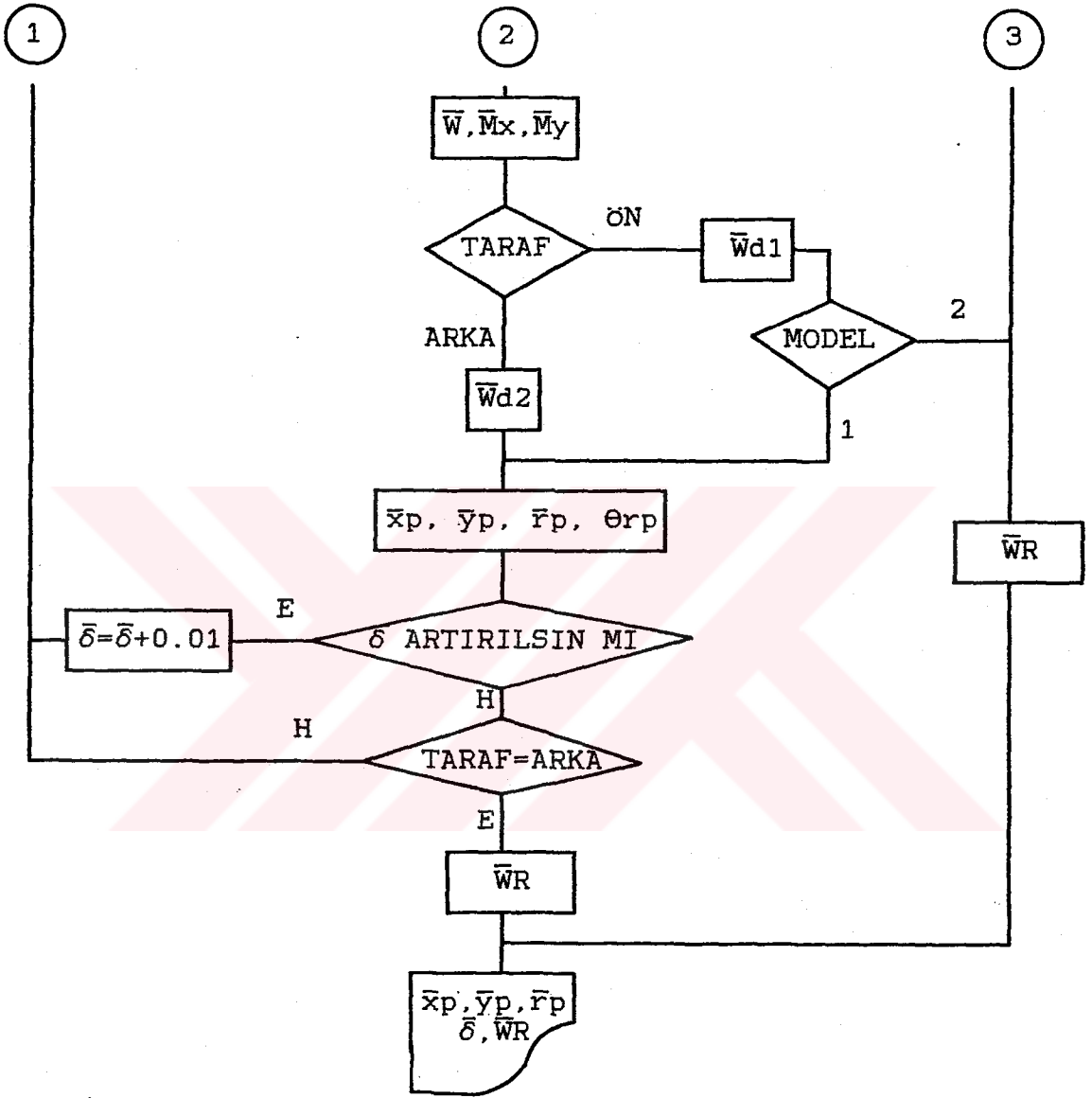
$$D1 = E - D$$

$$E1 = 2C - 2E$$

şeklindedir.

EK-2 Analiz Esnasında Kullanılan Bilgisayar Programının Akış Şeması





EK-3

Bilgisayar yardımıyla yapılan bu analizlerin doğruluk testi için bir çalışma yapılmıştır. Bu testte yapılan programın doğru çalıştığı gözlenmiştir. Bunun için, eğimin  $t=0$  ve boyutsuz basıncın  $P=1$  olduğu durumda halkada taşınan yükün yatağın geometrisi olan daire halkasının alanına eşit olması beklenmektedir.

$$\bar{W} = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^1 1 \cdot r \, dr \, d\theta = A_{\text{halka}}$$

$$\text{Halka alanı } A_{\text{halka}} = \pi (r_0^2 - r_i^2)$$

$\bar{r} = r_i / r_0$  dönüşümüyle boyutsuz halka alanı

$$\bar{A} = \pi(1 - \bar{r}^2)$$

olarak bulunur.  $\bar{A}$ ,

$$r_i = 2 \text{ cm} \quad , \quad r_0 = 5 \text{ cm} \quad \text{ için } \bar{r}_i = 0.4 \quad \text{ ise}$$

$$\bar{A} = \pi(1 - 0.4^2) = 2.6389$$

bulunur. Bilgisayar programından bulunan yük değeri  $\bar{P} = 1$ ,  $t = 0$  ve  $\bar{r}_i = 0.4$  için boyutsuz olarak,

$$W = 2.6389$$

şeklindedir ve buradan yapılan bilgisayar programının doğru sonuçlar verdiği görülmektedir.

ASHOUR, N., M., E., ATHRE, K. ve BISWAS, S., 1991, Elastic distortion of a large thrust pad on an elastic support, Tribology Int., 299-309

BAGCI, C. SINGH, A. P., 1983, Hydrodynamic Lubrication of Finite Slider Bearings : Effect of one Dimensional Film Shape , and Their Computer Aided Optimum Designs, Tran. of ASME , Vol. 105, 48-66

BRAND, R. S., 1951, The Hydrodynamic Lubrication of Sector Shaped Pads , Trans. ASME, 73-1061

BROCKWELL, K., ETTLES, C., STOKES, M., 1970, A Design Method For Radially Grooved Thrust Washers, Tribology Conv. Paper 12, 82-92

CAMERON, A., Oct. 1958, The Viscosity Wedge , A.S.L.E., Trans., 1, 2, pp. 248-53

CAMERON, A. and ETTLES, C., 1963, Thermal and elastic distortions in thrust bearings, Inst. Mech. Eng. Lub. and Wear Convention Paper 7, 60-71 Trans., 1, 2, pp. 248-53

CURRIE, I. G. BROCKLEY, C. A. and DOVORAK, F. A., 1965, Thermal wedge lubrication of parallel surface thrust bearings, Trans. ASME, J. Basic Eng., 85, 823

COPE, W. F., 1949, The Hydrodynamical Theory of Film Lubrication, Proc. Roy. Soc., A, 197, pp. 201-17

DAVIES, M., G., 1961, 1961, The generation of lift by surface roughness in a radial face seal, Proc. 1st Int. Conf. Fluid Sealing, BHRA Paper E4

DENNY, D.F., 1961, Some Measurements of Fluid Pressure Between Plane Parallel Thrust Surfaces With Special Reference to The Balancing of Radial Face Seals, *Wear*, 4, 1, pp. 64-83

DOWSON, D., 1957, Investigation of cavitation in lubricating films supporting small loads, Paper 49, Conf. on Lub. and Wear

DOWSON, D. and HUDSON, J.D., 1963, Thermo-hydrodynamic analysis of the infinite slider bearing: Pt. I, The plane-inclined slider bearing; Pt. II, The parallel-surface bearing, Proc. I. Mech. E., Lub. & Wear Convention, Papers 4-5. pp. 31-41; 42-48

EL-SAIE, Y., M., H., A. ve FENNER, R., T., 1988, Three dimensional thermo-elastohydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings, Proc. Inst. Mech., 202

ETSION, I., 1978, Nonaxisymmetric incompressible hydrostatic pressure effects in radial face seals, *ASME*, Vol. 100, 379-385

ETSION, I., 1980, Squeeze effects in radial face seals, *J. of Lub. Tech.*, Vol. 102, 145-152,

FINDLAY, J.A., 1967, Cavitation in Mechanical Face Seals, *ASME*, pp. 67-WA/Lub-20

FISHERS, M.J., 1961, An analysis of the deformation of the balanced ring in high pressure radial face seals, Proc. Ist. Int. Conf. Fluid Sealing, BHRA Paper D4

FOGG, A., 1946, Film Lubrication of Parallel Thrust Surfaces, *Proc. I. Mech. E.*, 155, 1, pp. 49-53

HAHN,E.,J. and KETTLEBOROUGH,C.F.,1967,The effects of thermal expansion in infinitely wide slider bearings-free thermal expansion, Trans. ASME,90-233

HAMILTON,D.,B..WALOWIT,J.,A. and ALLEN,C.,M., 1965,A theory of lubrication by micro-irregularities,ASME Paper 65-LUB-1

ISHIWATA H. ve HIRABAYASHI H., 1961,Friction and sealin charecteristics of mecanical seals, Intern. Conf. on Fluid Sealing, paper no D5, BHRA Cranfield Bedford, England.

KAWAIKE,K., OKANO,K. ve FUNIKAWA Y., 1979,Performance of a large trust bearing with minimized thermal distortion, ASLE Trans.,22

KOÇ,E., 1985 , Mekanik Radyal Yüzey sızdırmazlık elemanlarının bilgisayar yardımlı analiz ve tasarımı , Mühendis ve Makina Dergisi , Cilt 26 Sayı 309, 28-32,12-16

KOÇ,E.,1986, Eksenel kaymalı yatakların ve mekanik radyal keçelerin hidrodinamik analizi,Doğa Bilim Dergisi, Seri B, Cilt 1, No 1, 5-13

KOÇ,E.,12-16, 1988 , Elasto-Hidrodinamik Yağlama ve Kaymalı Eksenel Yatak Tasarımı , Mühendis ve Makina Dergisi , Cilt 29 Sayı 345

KOÇ,E., 1989, Investigation into the effects of bearing misalignment on the lubrication of gear end faces-Experimantal Approach ,Tribology International, Vol,22,No,6,395-399

KOÇ,E. and HOOKE,C.J.,1989,The Surface non-flatness Effect on the design of bush type Bearing in high Pressure pumps and motors,Wear,135,79-94

KOÇ,E.,1990,An investigation into the Numerical Solution of Reynolds Lubrication Equation With Special Reference to Thrust Bearings, Tribology International , Vol,23,No 6,429-437

KOÇ,E. ve ÇULHA,E.C.,1990,Mekanik Radyal Sızdırmazlık Elemanlarının Hidrodinamik Analizi,1:Elastik Deformasyon,C.U.Müh.Mim.Fakültesi Dergisi,5,2,93-109

KOÇ,E. ve ÇULHA,E.C.,1990,Mekanik Radyal Sızdırmazlık Elemanlarının Hidrodinamik Analizi,11:Yük Taşıma Kapasitesi ve Rijitlik, C.U.Müh.Mim.Fakültesi Dergisi,5,2,93-109

KURBAN,A.O. ve KOÇ,E., 1992,Hidrodinamik Eksenel Kaymalı Yatakların Teorik Analizi,Mühendis ve Makina, 33,389,32-36

KOÇ,E.,1992,The Design of Partially Hydrostatic Slippers in Axial Piston Pumps and Motors,Doğa Tr.Journal of Eng. and Environ ,16,3,193-203

KOÇ,E. ve HOOKE,C.J.,,Li,K.,Y.,Oct.1992,Slipper Balance in Axial Piston Pumps and Motors,Trans.of ASME ,Journal of Tribology,Vol.114,766-772

KOÇ,E. ve ÇULHA,E.C.,1992,Mekanik Radyal Sızdırmazlık Elemanlarının Analizi,Teorik Yaklaşım , C.U.Müh.Mim.Fakültesi Dergisi,7,2,133-147

LOHOU,J. and GODET,M., 1973,Angular Misalignments and Squeeze-Film Effects in Radial Face Seals ,Proc.6th Int.Conf.Fluid Seals,Paper D2,BHRA

NAU, B., S. and TURNBULL, D., E., April, 1961, Some effects of elastic deformation on the characteristic of balanced radial-face seals, Proc. Ist. Int. Conf. Fluid Sealing, BHRA, Paper D3

NAU, B. S., 1964, Cavitation in Thin Films, BHRA Fluid Engineering, Cronfield, Report No, TN 832

NAHAVANDI, A. ve OSTERLE, F., 1960, The effect of vibration on the load-carrying capacity of parallel surface thrust bearing, ASME Paper 60-LUBS-3

ORCUTT, F. K., 1969, An investigation of the operation and failure of mechanical face seals, ASME, 713-725

PAPE, J. G., 1968, Fundamental research on a radial face seal, ASLE Trans., 11, 302-309

SINHA, P ve NAILWAY, T., S., 1982, Squeeze effects in misaligned radial face seals with coning, Wear, 85, 143-149

REYNOLDS, O., 1886, On The Theory of Lubrication and its Application to Mr. Beauchamp Tower's Experiments, Phil. Trans. Roy. Soc., London, A, 177, pp. 157

SALAMA, M. E., 1949, The Effect of Macro-Roughness on The Performance of a Parallel Thrust-Bearings, Proc. I. Mech. E., 163, pp. 149-61

SHARONI, A. and ETSION, I., 1979, Performance of End-Face Seals With Diametral Tilt and Coning-Hydrodynamic Effects Trans. ASLE, Vol. 24, 1, 61-70

SHAW, M.C., 1947, An Analysis of The Parallel-Surface Thrust Bearing, Trans. ASME, 69, 381

SINGHAL, G., 1981, Computation Methods For Hydrodynamics Problems, Computed Aided Design, 13 (3), 151-154

SNECK, H.J., 1968, Thermal Effects in face seals, ASME, 434-437.

SNECK, H.J., 1969, The eccentric face seal with a tangentially varying film thickness, Proc. 4th Int. Conf. Fluid Seals, Paper 15B, p. 145-152, Philadelphia U.S.A.

YOUNG, J., 1961, Thermal wedge effect in hydrodynamic lubrication, 75th E.I.C. Annular General Meeting, Vancouver

ZIENKIEWICZ, O.C., 1957, Temperature Distribution Within Lubrication Films Between Parallel Bearing Surfaces and its Effect on The Pressures Developed, Proc. I. Mech. E. Conf. on Lubrication and Wear, pp. 135-41

**TEŞEKKÜR**

Yüksek lisans tez çalışmalarımın yürütülmesini üstlenerek araştırmalarımın yön veren, engin bilgilerini ve değerli yardımlarını esirgemeyen, ayrıca hoşgörüsü ve teşvik edici tavrıyla çalışmalarımı daha zevkli hale getiren saygıdeğer hocam Prof. Dr. Erdem KOÇ'a teşekkürlerimi sunarım. Ayrıca yüksek lisans çalışmalarım esnasında çizimlerimi samimiyet, özveri ve itina ile yapan bölümümüz teknik ressamı, arkadaşım Ülker AKKOÇ'a ve bana destek olan diğer bölüm elemanlarına teşekkür ederim.

**ÖZGEÇMİŞ**

1968 yılı Adana doğumlu. İlk ve ortaöğrenimini Adana'da tamamladı. 1989 Temmuz ayında Ç.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünden Makina Mühendisi olarak mezun oldu. Aynı yıl Ç.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü'nün Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Programına başladı. Halen Ç.Ü. Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makina Mühendisliği Anabilim Dalında Araştırma Görevlisi olarak çalışmaktadır.