

**T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ
ENSTİTÜSÜ**

**FIRÇA SIZDIRMAZLIK ELEMANLARINDA
BASINÇ VE SERTLİK ETKİLEŞİMİNİN
İNCELENMESİ**

**M. Talha PAMUKÇU
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ ANABİLİM DALI**

**GEBZE
2004**

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

FIRÇA SIZDIRMAZLIK ELEMANLARINDA
BASINÇ ve SERTLİK ETKİLEŞİMİNİN
İNCELENMESİ

M.Talha PAMUKÇU
YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
Doç.Dr. Mahmut F. AKŞİT

GEBZE
2004

ÖZET

Tel fırçalar, gaz türbin motorlarında, sızıntı akışını ve soğutmayı etkin olarak kontrol etme amacı ile geliştirilmiştir. Mükemmel sızıntı performansları ile mevcut labirent keçelerin yerini almışlardır. Teller rotor yüzeyinde kaydıkları için, oluşan aşınma miktarı, yapı ömrünü ve verimi belirlediğinden, önem kazanır. Fırça ömrünü ve verimini en iyileştirmek için tel sertleşmesine sebep olan faktörlerin üzerinde durulmalıdır. Ayrıca malzeme seçimi de önemlidir. Ancak malzeme seçimi konusunda yapılan çalışmalar doyum noktasına ulaşmıştır. Yapılması gereken ise, temas yüklerini belirlemede gerçekçi analizlerin kullanılmasıdır. Bir de, açığa çıkan ısı transferlerini iyi hesap etmek gerekir.

Telin bu kompleks yapı içinde davranışını, basınç yükünü ve rotor girişimini, analitik formüllerle belirlemek mümkün olamamaktadır. İşte bunun için 3 boyutlu (3-D) sonlu elemanlar modeli ile çalışılmıştır. Model üç temel esas üzerine oturur; teller, tutucu plaka ve rotor yüzeyi. Her tel, 3 boyutlu (3-D), ikinci dereceden kiriş elemanlar ile numaralandırılmıştır. Teller, tepe noktalarından sabitlenmiş, alt uç noktalarından ise, rotor yüzeyinde, her yönde hareket edebilecekleri şekilde, serbest bırakılmışlardır. Model, 9 adet çevresel sıradan oluşmaktadır. Temas yükleri üzerine daha önceden yapılan analitik çalışmaların aksine, bu modelde teller arasında doğrusal olmayan sürtünme kuvvetleri de dikkate alınmıştır. Sürtünme kuvvetleri, fırça davranışını kesin olarak etkiler ve temas kuvvetlerini belirlemede çok büyük önem arz ederler.

Modelde, sınır koşullarını ve kuvvetleri belirlemede, mümkün olduğunca, deneysel yollarla elde edilen veriler kullanılmıştır. Tipik sonuçlar göstermektedir ki, düzgün (üniform) basınç yükü uygulandığında, teller akış istikameti doğrultusunda eğilmektedirler. Fark basınç yükünün uygulanması ile, tel ile rotor arasındaki temas yükünün çok fazla arttığını görmekteyiz. Bu da, fark basıncın tel sertleşmesi üzerindeki etkisini gösterir. Simülasyonlar, rotor girişiminin azalması, basınç yükünün ise devam etmesi durumunda, tellerin, havada adeta asılı kaldıklarını ve eski hallerine dönememediklerini (geri dönüşüm gecikmesi (hysteresis) olayı) göstermektedir.

Sonuç olarak, deneysel sonuçlarla elde edilen veriler, modelin çalıştırılması sonucu elde edilen verilerle karşılaştırılmış ve sonuçların kısmen örtüştüğü görülmüştür. Bu da programın düzgün çalıştığını teyid etmektedir.

SUMMARY

Brush seals are developed to control the leakage flow and cooling effectively, in gas turbine engines. They are preferred to be used instead of labyrinth seals, with their high leakage performances.

The bristles, which slide against the rotor surface, cause wear at this contacts. It is very important, because of, wear determines the seal life and efficiency. To optimize the brush seal life and efficiency, is needed to study about, the factors that cause stiffness and also selection of materials. Considerable researches has been done about material selection, but it needs to evaluate the contact loads.

It is not available to determine the behaviour of the bristles in details with analytical methods, because of its complex structure, under pressure load and rotor interferences. To meet this need, the study represents a 3-D finite element model of brush seal. The model contains bristle bundle, backing plate and rotor surface components. Every bristle is defined by a number of 3-D quadratic beam elements. Bristles can move freely in any direction above the rotor surface, but at the top nodes section, they are fixed, so can not move freely. The model consists of 9 circumferential rows of bristles. This model includes nonlinear frictional forces between the bristles. As known, the analytical methods do not include this manner. Frictional forces effect the seal behaviour and contact loads, perfectly.

It is tried to use available test results about boundary conditions and contact loads, in model. The results typically show that, if an uniform pressure load is applied to the bristles, they deflect in the flow direction. When a differential load is applied, we observe that, the contact load between bristle and rotor, increases. And, this indicates the effect of pressure on bristle stiffening. When rotor interference becomes less under pressure load, simulations show the bristles hung up (hysteresis behaviour).

As a result, the comparasion of the model with test results and analytical data, indicates a good agreement. This means, our model is working properly.

TEŞEKKÜR

Bu meşakkatli tez çalışması yapılırken yardımını, sabrını ve moral desteğini esirgemeyen tez danışmanım Doç. Dr. Mahmut F. AKŞİT' e ve çalışmayı neticelendirmem için beni sürekli teşvik eden aileme teşekkürlerimi sunarım.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	IV
SUMMARY	VI
TEŞEKKÜR	VII
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	VIII
KISALTMALAR DİZİNİ	IX
ŞEKİLLER DİZİNİ	X
TABLolar DİZİNİ	XII

1. GİRİŞ ve PROBLEMİN TANIMLANMASI

- 1.1. Tel fırça
- 1.2. Temel unsurlar
 - 1.2.1. Fırça sertleşmesi
 - 1.2.2. Geri dönüşüm gecikmesi (hysteresis)
 - 1.2.3. Basınç kapanması (blow-down)
- 1.3. Problemin ifadesi

2. TARİHSEL GELİŞİM ve YAPILAN ÇALIŞMALAR

- 2.1. Tel fırçalardaki sızıntı analizi ve geri dönüşüm gecikmesi çalışmaları
- 2.2. Tel fırça malzemesi

3. SONLU ELEMENLAR MODELİ

- 3.1. Modelin boyutsal sınırları
- 3.2. Tel açıklıkları
- 3.3. Fırça kalınlıkları
- 3.4. Tel sıra sayısı ve yoğunluğu
- 3.5. Temas tanımları
 - 3.5.1. Tel-rotor teması
 - 3.5.2. Teller arası temas
 - 3.5.3. Tel-destek plakası teması

- 3.6. Sınır koşulları ve kuvvetlerin uygulanması
- 3.7. Yükleme şartları
- 3.8. Modelin çalıştırılması
- 3.9. Mesh üretim yoğunluğunun hassasiyeti

4. GERİ DÖNÜŞÜM GECİKMESİNİN SONLU ELEMANLAR MODELİ İLE İNCELENMESİ

- 4.1. Yalnızca rotor girişiminin bulunduğu durum
 - 4.1.1. Kiriş teorisi-deneyssel veriler-sonlu elemanlar modelinin karşılaştırılması
 - 4.1.2. Sonlu elemanlar modelimizin, diğer bir sonlu elemanlar modeli örneği ve deneyssel verilerle karşılaştırılması
- 4.2. Basınç ve rotor girişiminin birlikte bulundukları durum
 - 4.2.1. Sonlu elemanlar modelimizin iki farklı uygulamasının deneyssel verilerle karşılaştırılması
 - 4.2.2. Sonlu elemanlar modelimiz ile yaptığımız 4 farklı uygulamanın birbirleri ile karşılaştırılması
 - 4.2.3 Dört farklı uygulamada elde edilen, ortalama temas kuvvetleri için ortak denklem geliştirilmesi

5. SONUÇLAR

KAYNAKLAR

ÖZGEÇMİŞ

EK-A ÖRNEK PARAMETRE DOSYASI

EK-B ÖRNEK INPUT DOSYASI

EK-C DEĞİŞKEN FARK BASINÇLAR İÇİN ROTOR TEMAS BASINÇ DEĞERLERİ

EK-D MESH ÜRETİM YOĞUNLUĞU DEĞİŞİMİNİN ÇÖZÜM ÜZERİNE ETKİSİ

EK-E DÖNÜŞÜM TABLOLARI

KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Kısaltma</u>	<u>Açıklaması</u>
A_b	Tel uç kısım alanı
BH	Serbest tel yüksekliği (radyal)
$BPCR$	Destek plakası köşe çapı
$BPFC$	Destek plakası sürtünme katsayısı
c	Tel-tel temaslarında ,temas sırasında oluşan boşluk miktarı
D	Yüzey pürüzlülüğü ile düzeltilmiş tel çapı
D^*	Tel açlarına olan normalin düzlem içindeki izdüşümünün uzunluğu
D	Tel çapı
E	Elastisite modülü
F_b	Tel ucundaki temas kuvvetinin rotor yüzeyine doğru olan normali
F_n	Test aşamasındaki parçacığa,rotorun uyguladığı normal kuvvet
FH	Çit yüksekliği (Destek plakası açıklığı)
g_c	Standart yer çekim ivmesi
$IBFC$	Teller arası sürtünme katsayısı
K_b	Tel sertliği
L	Serbest tel uzunluğu
N	Rotor hızı (rpm)
$NBPR$	Sıra başına düşen tel sayısı
NR	Tel sıra sayısı
P_B	Destek plakası üzerindeki basınç (akışın üst tarafı)
P^*_B	Boyutsuz destek plakası basıncı
P_b	Tel ucu temas basıncı
P_H	Fırçanın üst kısmındaki yüksek basınç
P_L	Fırçanın alt kısmındaki düşük basınç
ΔP	Fırçaya ait fark basınç
ΔP_B	Çit yüksekliği civarında, tel kümesi üzerindeki fark basınç
PW	Eksenel yöndeki fırça genişliği
p	Tasarım için bırakılan küçük boşluk miktarı

R	Rotor yarıçapı
ΔR	Radyal girişim
R_d	Vektörel tasarım yarıçapı
$RSFC$	Rotor yüzeyi sürtünme katsayısı
S_A	Eksenel tel boşluğu
S^*_A	Teğetsel boşluk temelinde minimum eksenel boşluk
S_T	Teğetsel tel boşluğu
W	Tel duruşuna göre uç kısımdaki yükün normal
y_d	Tel duruşuna göre uç yerdeğiştirmesinin normal

Latince Semboller

δ	<i>İki tel arasındaki boşluk miktarı</i>
ε	<i>Ortalama tel yüzeyi pürüzlülüğü</i>
η	Fırça tel yoğunluğu
θ	Tel duruş açısı
σ_{mises}	Von-Mises gerilmeleri

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sekil

Sayfa

- Şekil 1.1. Labirent keçe
- Şekil 1.2. Tel fırça
- Şekil 1.3. Tel fırça şematik resmi ve temel dizayn parametreleri
- Şekil 1.4. Tel sertleşmesinde sürtünmenin etkisi
- Şekil 1.5. Tel paketinden geçen sızıntı akımı
- Şekil 3.1. Tel parçasının 3 boyutlu gösterimi
- Şekil 3.2. Tel duruşları ve teğetsel düzlem içindeki boşlukları
- Şekil 3.3. Etiketlendirme ve numaralama şeması
- Şekil 3.4. Minimum boşluğun hesaplanması
- Şekil 3.5. Temas ikilisi için birincil-ikincil yüzeyler
- Şekil 3.6. Tel-rotor yüzey ikilisi için basınç-açıklık ilişkisi
- Şekil 3.7. Temas ikilisi için kayma hattı konsepti
- Şekil 3.8. Tel-tel temaslarında kayma hattı uygulaması
- Şekil 3.9. Tel-tel temas ikilisi için basınç-açıklık ilişkisi
- Şekil 3.10. Bir sıradaki son tele ait nodların birleştirilmesi
- Şekil 3.11. Tel fırçanın kesit görünüşü
- Şekil 3.12. Destek plakasına ait boyutsuzlandırılmış basınç değeri
- Şekil 3.13. Yüksek basınç yükü altında tellerin aksel olarak sapması
- Şekil 3.14. Basınç yükü altında destek plakasındaki basınç dağılımı
- Şekil 3.15. Radyal girişimin uygulanması ile tellerde görülen sapma
- Şekil 3.16. Basınç yükü altında iken girişimin kalkması ile oluşan geri dönüşüm gecikmesi olayı
- Şekil 3.17. Sıra başına düşen tel sayısındaki değişim ile sonucun değişmesi
- Şekil 3.18. Tel başına düşen eleman sayısındaki değişim ile sonucun değişmesi
- Şekil 4.1. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması
- Şekil 4.2. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması
- Şekil 4.3. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması
- Şekil 4.4. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

Şekil 4.5. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

Şekil 4.6. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

TABLÖLAR DİZİNİ

Tablo

Sayfa

Tablo 3.2. Mesh Üretim Yoğunluğu Analizleri için Örnek
Parametrik Değerler

Tablo 4.1. Kiriş teorisi ile elde edilen veriler

Tablo 4.2. Sonlu elemanlar modelimiz ile elde edilen veriler

Tablo 4.3 Deneyssel yöntemlerle ile elde edilen veriler

Tablo 4.4. Deneyssel yöntemlerle ile elde edilen veriler

Tablo 4.5. Radyal girişim ve basınç durumları için elde edilen değerler

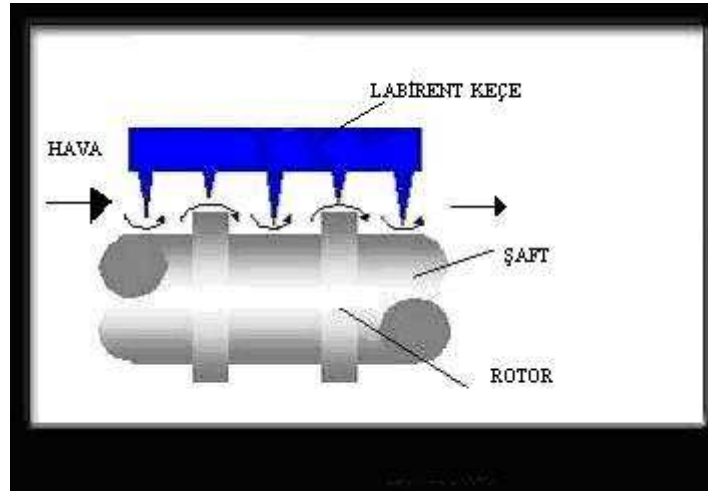
.

1. GİRİŞ

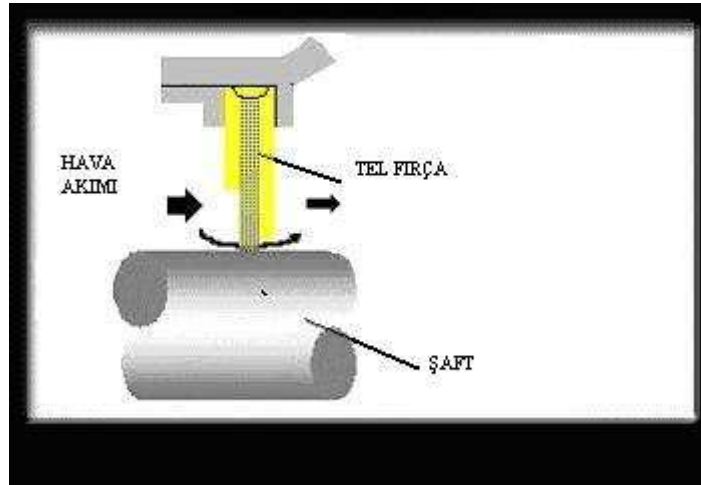
Gaz türbin motorlarında, soğutmayı ve sızıntı akımını kontrol etmede keçe teknolojisi büyük ve önemli bir yer tutmaktadır. Çok yüksek verimleri karşılama yarışında, modern türbin motorları, yükselen basınç oranlarını karşılayacak seviyede çalıştırılmaya zorlanmaktadır. Böylelikle yüksek basınç oranları ve iç sıcaklık değerleri, termodinamik çevrim performansını artırırken, iç akışlardaki kayıp oranlarının da artmasına sebep olarak hep birlikte kritik önem arz etmektedirler.

Kazanılan bu verim artışını korumak için, keçe ile rotor arasındaki açıklıklar, kecenin rotora yumuşak olarak temas ettirilmesi sureti ile azaltılmaktadır. Bu da keçe üretiminde kullanılan, aşınma kabiliyetine sahip malzemelerin önemini artırmakta ve araştırılmaya değer kılmaktadır. Bu malzemeler açıklıkların azaltılmasına yardımcı olmakla beraber, kanatların erozyon ve aşınmalarından dolayı tam anlamı ile başarılı olamamaktadırlar. Bu konu ile ilgili bilgi havayolları firmalarına ait raporlarda mevcuttur [1]. Diğer yandan, aşınabilen bu kaplamalar, daha az açıklık ve en iyileştirilmiş geometri sağlarken, labirent keçeler (Şekil 1.1), halen, günümüzün artan verim taleplerini karşılayabilme yetisine sahip değildir.

Tel fırça (Şekil 1.2) dediğimiz teknoloji, mevcut labirent keçelerin yerini almaya ve artan verim taleplerini karşılamaya matuf, alternatif bir üründür. Çalışmalar göstermektedir ki, iç akış sırasında meydana gelen sızıntıların azaltılmasında yaklaşık % 17' lik bir artma veya düşük basınç türbinlerinde iç ortam sıcaklık değerinde 80°C (175°F)' lik bir azalma sağlanmıştır [2].



Şekil 1.1: Labirent keçe

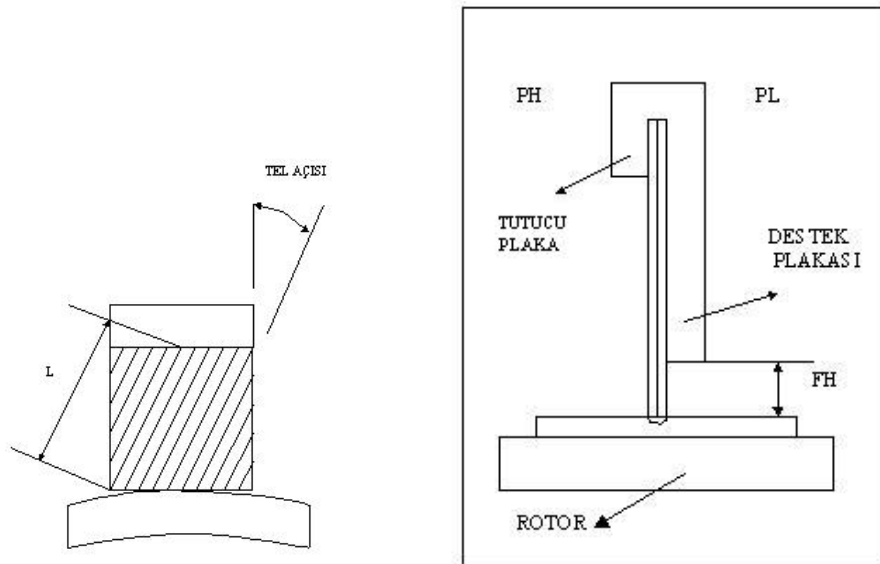


Şekil 1.2: Tel fırça

1.1 Tel Fırça

Tel fırça, destekleme ve tutucu plakaların arasına, yoğun olarak, paket halinde bulunan, hassas çapta metalik veya seramik fiberlerden imal edilmiş teller kümesidir. Fiber tellerin çapı tipik olarak 0,05 ile 0,15 mm (0.02 – 0.06 in) arasındadır [3]. Yoğunlukları ise fırça çevresine göre 790 adet/cm (2000 adet/in)' dir. Şekil 1.3' de görüldüğü üzere, destek plakası, tellerin alt akışına göre konumlandırılmış ve böylelikle de değişken basınç yüklerini karşılamak üzere mekanik destek

sağlamaktadırlar. Şekil 1.3' de L, serbest tel uzunluğunu ve BH' da, serbest tel yüksekliğini sembolize etmektedir. Destek plakası açıklığı ise (rotora göre), FH ile gösterilmiştir. Tutucu plaka ki, ön plaka olarakta adlandırılmaktadır, tellerin sıkıca tutulduğu ve kaynatılarak paket haline getirildiği parçadır. Yapıyı çevreleyen fırça, statik (durağan) olarak bulunur, öyle ki telleri rotorun dönme yönündeki teğeti ile belli bir açıdadır. Tel duruş açısı (θ), tipik olarak 30-60° arasındadır, ama genelde 45° civarındadır. Rotorun yaptığı gezintiler sonucu tellerde oluşabilecek çarpıklıkları, duruş açısı dediğimiz tel açısı ile bükülmelere dönüştürmekteyiz. Ayrıca oluşan temas yüklerini de azaltmaktayız. Bu esneme özellikleri sayesinde, büyük rotor gezintilerini hasarsız bir şekilde atlatabilmektedirler. Tellerin rotor yüzeyinde kayma oranları, keçenin ömür ve verimini belirler. Temas halinde iken oluşan aşınma, dikkat edilmesi gereken önemli bir unsurdur. Tel fırçalarda meydana gelen bu aşınma olayı, en az seviyede hem telden hem de rotor yüzeyindeki kaplamadan kopan malzemeler cinsinden, karakterize edilir. Fakat uygulamada, telde meydana gelen aşınma rotor yüzeyinde ki aşınmadan daha fazladır. Aşınma oranlarında ki değişim sıcaklık ve yüzey hızı ile de ilişkilidir [4].



Şekil 1.3 : Tel fırça şematik resmi ve temel dizayn parametreleri

1.2 Temel Unsurlar

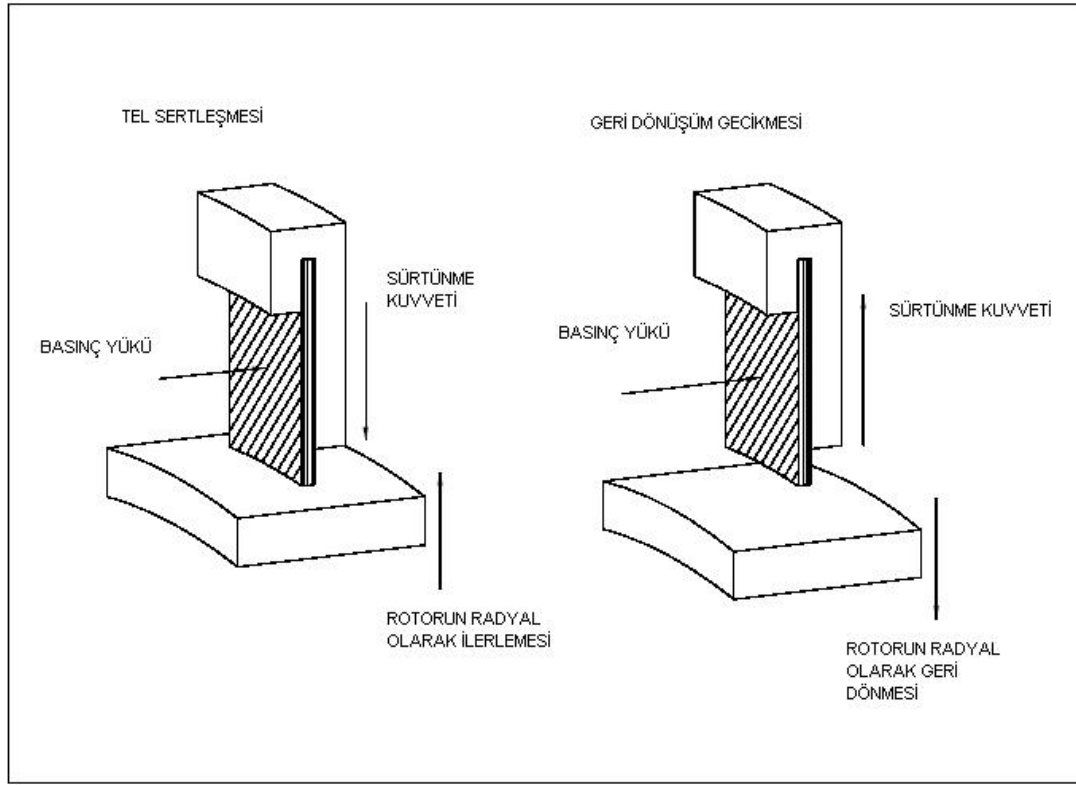
Keçe mekaniğini oluşturan iki ortak öge, fark basınç ve keçe sertleşmesidir. Bunlara, bir de sürtünme etkileri ilave edilirse, sızıntı ve fark basınçtan oluşan yükler şu üç olayı açığa çıkarırlar; tel sertleşmesi (bristle stiffening), geri dönüşüm gecikmesi (hysteresis), tel sürüklenmesi (blow down).

1.2.1 Tel Sertleşmesi

Tel kümesi üzerinde fark basınçtan dolayı oluşan yükler, telleri destek plakasına doğru iterler. Şekil 1.4’ de görüldüğü üzere sürtünme kuvvetlerinin etkisi altında kalan teller birbirlerine yapışırlar ve bu da topluca tel kümesinin, destek plakasına yapışmasına neden olur. Destek plakasının sürtünme direnci, rotor yüzeyi üzerinde ki temas yüklerinde çok büyük artışların olmasına neden olur. Bir de buna, rotorun radyal hareketi esnasında, radyal itilme etkisi de eklenirse, keçenin yüksüz haline nazaran tellerin daha fazla sertleşmesi sonucunu doğurur. Bu da, aşınma oranlarının artmasına, dolayısıyla da keçe ömrünün azalmasına sebep olur.

1.2.2 Geri Dönüşüm Gecikmesi (Hysteresis)

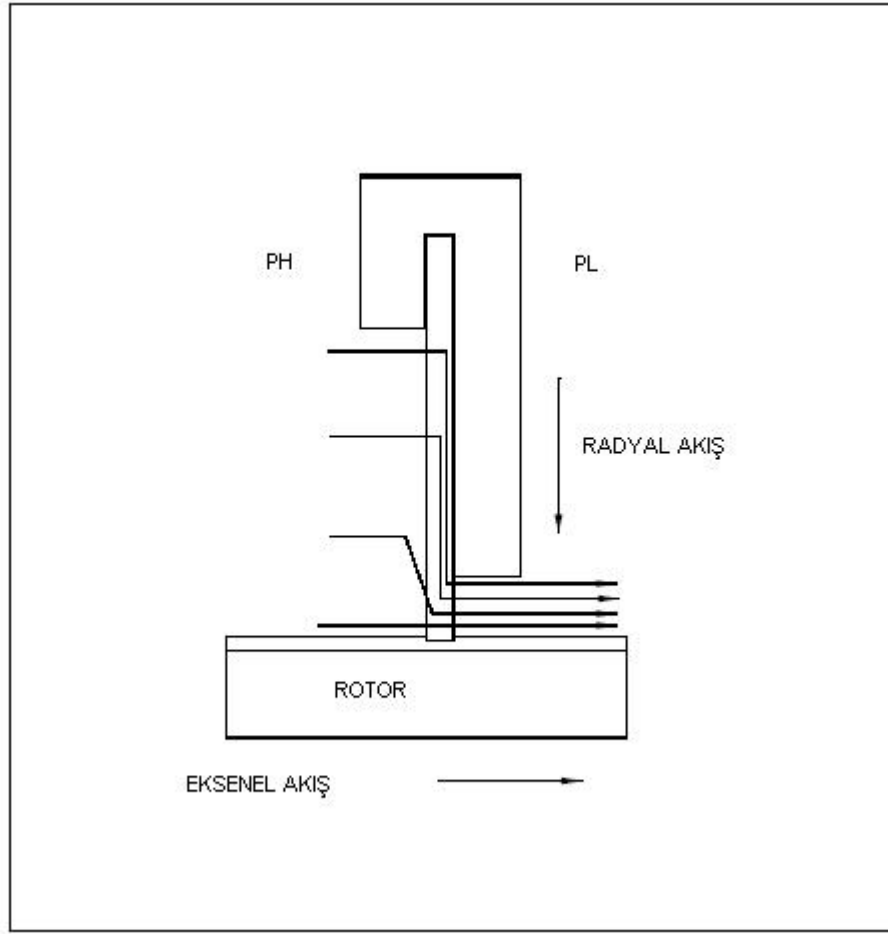
Tel sertleşmesi etkisi ile açığa çıkan önemli bir sorundur. Rotor hareketli iken, keçenin telleri fark basınç yükü ile sertleşmişken, rotorun eksenel veya ısı genleşmesi sonucu, radyal olarak itilirler. Bu şartlar ortadan kalkarsa, rotor orjinal veya durgun pozisyonuna veya boyutlarına geri döner. Bu noktada, yer değiştirmiş teller ise, kendilerini destek plakasına iten basınç yükünün etkisi ile, ilk konumlarına dönemezler ve bulundukları konumda adeta asılı kalırlar (Şekil 1.4).



Şekil 1.4: Tel sertleşmesinde sürtünmenin etkisi

Sürtünme olayı burada, bir kez daha, önemli bir rol oynar. Bu davranış, hava akımının sızıntı performansını etkiler. Şöyle ki; teller basınç farkından doğan yükün ortadan kalkması ile ilk hallerine dönene kadar sızıntı oranı artar.

Geri dönüşüm gecikmesi sadece rotor girişimine bağlı değildir. Basınçlandırma-basınçsızlandırma çevrimi uygulanırsa, tel fırça üzerinden geçen sızıntı oranının farklı olduğu gözlenir. Sızıntı miktarları, basınçlandırma-basınçsızlandırma çevrimi boyunca ölçülür ise “geri dönüşüm gecikmesi eğrisi” elde edilir.



Şekil 1.5: Tel paketinden geçen sızıntı akımı

1.2.3 Basınç Kapanması (Blow Down)

Tel fırça üzerine uygulanan fark basınçtan dolayı oluşan kuvvetin etkisi ile teller rotora doğru radyal hareket ederler. Bu olay, kaynaklarda “basınç kapanması” veya “blow down” diye adlandırılır. Gerçekte, bu olayın asıl faktörleri bilinmemekte, ama şuna inanılmaktadır ki, sınırlandırılmış radyal akışın miktarının sahip olduğu yüksek basınç, kenarlardaki tellerin rotora kapanmalarına neden olmaktadır.

Tel kümesi kesitine bakarsak, basıncın yüksek olduğu ön kenardan, basıncın düşük olduğu arka kenara doğru toplam basınç yükünün arttığını, yani yük iletiminin ön kenardaki tellerden arka kenarda ki tellere doğru olduğunu tespit ederiz. Bu da bize, geriye doğru olan, yani destek plakasının hemen yanında ki telin tüm yükü

taşıdığını, ön kısımda ki, yani yüksek basınç tarafında ki yükün ise sadece sızıntıyı sürükleyecek büyüklükte olduğu sonucunu verir. Basınç yükünde yapılacak ufak bir kısıtlama ile, ikincil radyal sızıntı, yüksek basınç tarafındaki telleri rotora doğru yüzükoyun hareket ettirir. Fakat, her durumda, bu tür gözenekli yapılarda, akıntının aşağı tarafında aero-dinamik sürüklenme kuvvetlerinin arttığını göstermektedir.

Şekil 1.5’ de görüldüğü gibi, ana sızıntı her ne kadar aksel olarak yönlendirilse de, çit yüksekliği tarafında radyal akış ta oluşmaktadır. Yüksek basınçlı hava, tel kümesine nüfuz etmekte ve tellerin, destek plakası altında aksel akışa dönmeden önce, radyal olarak rotora doğru hareket etmelerini sağlamaktadır. Bu da tellerin rotora olan uç açıklıklarını azaltmaktadır.

Geliştirilmiş fırça dizaynlarında genişletilmiş tutucu plakalar, geri dönüşüm gecikmesi davranışını azaltmada tam çare olabilmektedirler. Edinilen tecrübeler ışığında, basınç kapanması olayı halen, gelişen tasarımlara rağmen, devam etmektedir. Bu da, basınç kapanması olayında daha farklı etkenlerin de olduğunu göstergesidir. Temel olarak, yapının geometrisi ve tellerin duruş açıları, aksel eğme yükleri altında oluşan basınç kapanmasında, pay sahibidirler. Dolayısıyla basınç kapanması olayında, basıncın payı kadar aç da önemlidir.

Sonuç olarak, basınç kapanması, sızıntı performansının artmasına, uç açıklıklarını azaltmak sureti ile yardımcı olmaktadır. Diğer yandan, maksimum rotor girişimi de, ön kısımdaki tellerin aşınmasında önemli rol oynar.

1.3 Problemin İfadesi

Bir tel fırçanın verimi doğrudan doğruya sızıntı miktarı ile ilişkilidir. Ve ayrıca performansı etkileyen diğer iki husus ise, aşınma oranı ve dayanıklılıktır. Tel fırçalar, başlangıç aşamasında sızıntı miktarında gösterdikleri performans açısından iyidirler. Ferguson [6] şunu ifade eder; olabilecek en iyi labirent keçenin yerine kullanılacak tel fırça ile, 0.7 mm (0.027 in.) civarında, açıklıkta azalma olur, bu da sızıntı miktarında %10 gibi bir azalma artışını ifade eder.

Diğer bütün kayma hat temaslarında olduğu gibi, aşınma olayı kaçınılmazdır. Ve tel fırçalarda da, bu, tellerin uç kısımlarında görülür. Malzeme seçimi, temas yükleri ve girişim sıcaklığı aşınma ömrünü belirleme de anahtar rolü oynarlar. Hatırı sayılır derecede araştırmalar, malzeme seçimi, temas yüklerini değerlendirme ve ısı transferlerini tespit etme üzerine yapılmaktadır. Bu da bize şunu gösterir ki, bu üç öğeden herhangi birinde, bağımsız olarak yapılacak iyileştirmeler sonuç vermemektedir. Yani, üç unsuru da aynı anda ve tek bir fonksiyon içinde değerlendirmek gerekir. Malzeme ve yapı seçimi, uygulamada limit seviyeye ulaşmış gibidir. Fakat diğer iki hususu tam olarak anlama ve en iyileştirme çabaları devam etmektedir.

Tellerde meydana gelen şekil değişimleri, oluşan basınç ve basınç fark yükleri ve iç etkiler, kompleks bir yapı arz etmektedirler. Bunları, analitik yaklaşım ile kesin olarak çözmek mümkün değildir. Özellikle yapıda ortaya çıkan, girişimler ve temaslar sonucu oluşan sürtünme etkilerini analitik yolla belirleme imkanı sınırlıdır. Dolayısı ile, tam çözüm elde edebilmek için yapının, üç boyutlu (3-D) olarak, bilgisayar programları ile modellenmesi ve sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanması gerekir.

Bu çalışma, yukarıda ifade edilen temel unsurlardan, geri dönüşüm gecikmesi (hysteresis) olayının detaylı olarak irdelenmesi üzerine yapılmıştır. Çıkış noktası olarak, Akşit [5] tarafından sunulan doktora tezi alınmıştır. O çalışmada ve diğer araştırmalar sonucu yayınlanmış makalelerde kullanılan veriler ve sonuçlar karşılaştırma amacı ile kullanılmış ve sonuçlar ilgili bölümde ifade edilmiştir.



Resim 1.1: Tel fırçaya ait değişik profillerden çekilmiş resimler

2. TARİHSEL GELİŞİM ve YAPILAN ÇALIŞMALAR

Gaz türbinlerinin kullanılmaya başlandığı ilk dönemler için labirent keçeler dizayn olarak, gaz türbin motorlarını keçelemeye önem arz ediyorlardı. Fakat bu keçelerde ki toplam açıklık miktarı ciddi verim kayıplarına sebep olmakta, bu da aşınma miktarını artırmakta idi. Yapılması gereken ilk şey açıklıkların uysal bir argüman ile kapatmak idi. Bu kolay değildi, çünkü bu tür keçeler aşırı derecede yıpratıcı şartlarda çalışırlar. Öyle ki, 700°C (1300°F) lere varan ortam sıcaklıkları ve 300 m/s (1000 ft/s) civarında olan yüzey hızları, bu şartların yıpratıcılıkları hakkında bilgi verir.

Metal fırçaları türbin keçesi olarak kullanma fikri, 1955 yılında GE (General Elektrik) firmasına ait J-47 motoru test aşamasında iken, geliştirildi. Ama sonuç, başarısız idi [2]. Aslında bu tür bir uygulamanın (sızıntı kaçağını fırça ile önleme), ilk olarak, 1908 yılında [7] patenti alınmış, fakat kullanılma imkanı bulunamamıştı.

Ciddi olarak, türbinlerde, sızdırmazlık elemanı olarak metal fırça kullanma fikri, 80' lerde tekrar gündeme geldi. Rolls Royce firması ilk olarak, gösteri amaçlı kullandığı motorlarında, fırçayı başarı ile test etti ve bunun neticesinde 1987 yılında IAE V2500 tip ürünlerinde kullanmaya başladı. Bu gelişmelerin etkisi altında konu ile ilgili araştırmalar yapılmaya başlandı ve sonuçlar, 1988 yılında İngiliz Ferguson [6] ve Rus Gorelov et al. [8] tarafından yayınlandı. Ferguson, raporunda, sızıntı miktarının düşürülmesindeki artışın, labirent keçelere göre kabul edilebilir oranlarda olduğunu tesbit etti. Tel fırça araştırmaları, hızlıca, ABD' ye de sıçradı. Sonuç olarak tel fırçalar, statik (durağan) keçeleme uygulamalarında, ki bunlar; itici güç sağlama sistemleri [9] ve endüstriyel gaz türbinleri idi [10], kullanılmaya başlandı.

1988 ve 1990 arasında, Amerikan ordusu (US Army) ve NASA, tel fırçalar ile ilgili olarak, araştırma programları başlattılar. Bu araştırma programlarına sırası ile Teledyne CAE, Allison Gaz Türbin Bölümü, Texas A&M Üniversitesi ve daha sonra da (1990-1993), EG & G Sıvı Teknoloji Grubu olmak üzere, katıldılar. [11]. Holle ve Khrishnan [12], Allison Gaz Türbin Bölümü' nde kullandıkları iki motorda, tel

fırçayı test ettiklerini ve başarılı sonuçlar elde ettiklerini rapor ettiler. T406 Plus motoru, kompresör iç kısmı ve türbin iç akış sisteminde, tel fırça kullanılarak tasarlandı. Bu birleştirilmiş araştırma programı, ilginç bir olayı tesbit etti. O da, statik basınçlandırma-basınçsızlandırma çevriminde sızıntı oranının, basınçsızlandırma ayağında daha düşük olması idi. Teledyne tarafından yapılan dinamik testlerde, yani rotor hareketli iken, elde edilen veriler, daha önceki sonuçlarla çelişmekte idi ve konunun araştırılmaya ihtiyacı vardı.

Teledyne CAE tarafından yapılan araştırma, sınırlandırılmış ömre sahip motorlar üzerine idi [2, 13]. Bu motorların performans karakteristikleri, ilk girişim ve çit yükseklik değerinin değişken olduğunun kabulü ile, araştırıldı. Sonuçlar, elde edilen performans değerinin, labirent keçeli modellere göre arttığı şeklinde idi.

2.1. Tel fırçalardaki sızıntı analizi ve geri dönüşüm gecikmesi çalışmaları

Geri dönüşüm gecikmesi ve basınç kapanması olayları, ana sızıntıyı ve aşınma performansını etkileyen faktörlerdir. EG&G'nin araştırması, düşük geri dönüşüm gecikmeli ve basınç kapanmalı fırça dizaynları üzerine idi. Basu et al. [14], destek plakası yapısı ile oynayarak daha düşük sertleşme açıklığı ve geri dönüşüm gecikmesine sahip, geleneksel dizayna göre, tel fırça dizaynı geliştirdiklerini ispat ettiler. Bu noktadan hareketle, Hendricks et al. [15], destek plakası ve tutucu plakalarla, çift taraflı basınç farkı sağlayan tel fırçayı tasarladılar. Short et al. [16], kullandıkları, üst kısmında tel kümesine yerleştirdikleri esnek, ayarlanabilir akış saptırıcı ile geleneksel keçelere göre, basınç kapanması olayını azalttılar. Fakat, Arora ve Proctor [17] yaptıkları çalışma ile, bu ileri, düşük geri dönüşüm gecikmesine sahip tel fırça tasarımlarında, hala hatırı sayılır mertebelerde geri dönüşüm ve basınç kapanması olayının gözlemlendiğini ifade ettiler.

2.2. Tel fırça malzemesi

:

Kobalt esaslı alaşım malzemesi ile üretilmiş olan Haynes 25 telleri, krom karbid kaplama ile kaplanmış diğer elemanlar ( yapı) zerindeki kaygan yapıları ile, günümüz tel fırça uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Haynes 25' in doğal aşınma direnci bilinmekte ve kobalt alaşımların da kayma aşınmalarına karşı yağlayıcı oksitleme (CO_2O_3) ve sürtünme sonucu olaşan zedelenmelere karşı gösterdikleri direnç nedeni ile, bu tür uygulamalar için tercih edilir. Krom karbid kaplamalar, yapılarında bulundurdıkları Cr_2O_3 ile, oksitlenmeye karşı mükemmel direnç gösterirler. Ayrıca, krom karbidin ısı genleşme katsayısı, birlikte bulundukları bu metallerinkine yakın olduğundan, alüminyum oksit ve tungsten karbid gibi seramiklerde görülen, ısı çatlamalar sonucu oluşan aşınma miktarını, düşürürler.

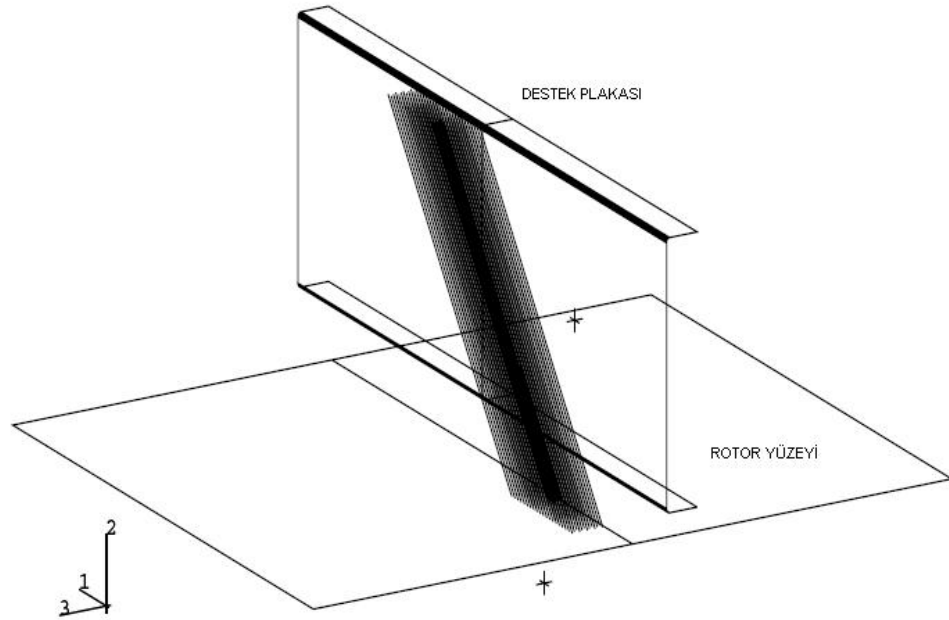
3. SONLU ELEMANLAR MODELİ

Tipik tel fırça uygulamasında, sayıları binlerle ifade edilebilecek olan teller, tek tek hareket ve temas ederler ve birbirleri ile, rotorla ve destek plakası ile girişimde bulunurlar. Fark basınçtan doğan yükler ve radyal girişimin seviyesi, temasın şiddetini belirler.

Bir tel fırçayı, sırası ile, modellemek ve analiz etmek için 3 boyutlu (3-D) çözüm yöntemi gereklidir. Ne zaman ki, fark basınç, telleri eksenel yönde hareket etmeye zorlar, rotor girişimi de, tellerin radyal yönde, rotora teğet olarak hareket etmelerine sebep olur. Her temas esnasında, sürtünme kuvvetlerinin ortaya çıkışı ve yükleme sırasında sabit olarak kalan temas konumlarının değişmesi ile, 3 boyutlu (3-D), doğrusal olmayan temas çözüm yöntemlerini ortaya çıkarmakta, hatta, bazen de kaçınılmaz kılmaktadır. Daha önce de ifade edildiği üzere, birçok analitik çalışma sürtünme kuvvetleri ihmal edilerek yapılmaktadır. Bu açmazı gidermek için, aşağıda anlatılan yaklaşım kullanılacaktır.

Problem iki kısma ayrılmış; birincisi, problemin tanımlanması ve 3 boyutlu (3-D) sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmesi, ikincisi ise, problemin çözümüdür. İlk kısmı halletmek için, çok yönlü ve esnek olan ve FORTRAN programlama dili kullanılarak yazılan bir kod geliştirilmiştir [5]. Bu kod, dizayn aşamalarını, yükleme şartlarını ve mesh üretimi için gerekli parametreleri, basit bir parametre (*.prm) dosyasından okumaktadır. Daha sonra, 3 boyutlu (3-D) sonlu elemanlar modeli, bu parametre değerleri kullanılarak kurulur. Kodun üreteceği uygulama dosyası ile (*.exe), ABAQUS™ sonlu elemanlar çözücüsünün kullanacağı veri giriş dosyası (*.inp) oluşturulur. Bu veri giriş dosyası, tüm sınır şartlarını ve yükleme koşullarını, mesh üretimi için gerekli bilgiyi, içerir. ABAQUS™, güçlü, doğrusal olmayan çözücülere sahip, sonlu elemanlar modellemesi yapabilen ticari bir yazılımdır. Çoğunlukla temas problemlerini çözmek için faydalıdır. İkinci adımda ise, sonlu elemanlar problemi, FORTRAN kodu olarak düzenlenen bilgiler kullanılarak, doğrusal olmayan çözümler yapabilen, ABAQUS™ ile çözülür. Bu yazılım kullanılmak sureti ile, çözüme geçilebilmesi için büyük öneme haiz olan ilk adım kolaylıkla atılır ve çözümün sonunda programın ürettiği grafikler de çok

kullanışlıdır. Örnek bir parametre dosyası (*.prm) ekler bölümüne konulmuştur (Ek A). Bu parametre dosyası kullanılarak, dizayn parametreleri çok kolayca değiştirilebilir. Model otomatik olarak üretilir ve ABAQUS™ veri giriş dosyası olarak (*.inp) yazdırılır. Örnek bir veri giriş dosyası (*.inp) ekler bölümüne konulmuştur (Ek B). Bu veri giriş dosyası, değişken olarak 50 ile 110 sayfa arasındadır. Tamamı yerine, örnekleme açısından sadece 3 sayfası ekler kısmına konulmuştur.

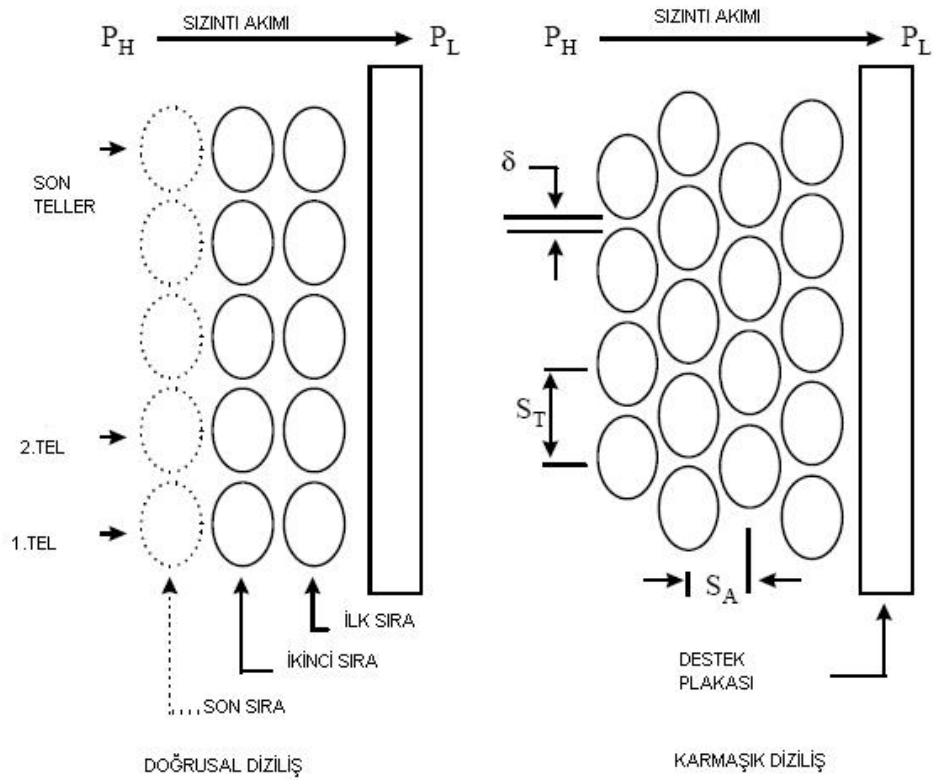


Şekil 3.1: Tel parçasının 3 boyutlu gösterimi

Sonuçta sonlu elemanlar modeli, tel kümesi, destek plakası ve rotor yüzeyi olarak temsil edilir (Şekil 3.1). Model, doğrudan doğruya mesh üretmeye çalışır. İlk olarak, ilk ve son nodlar, her tel parçası için hesaplanır. Daha sonra, gerekli olan mesh yoğunluğuna göre geri kalan nodlar, ilk ve son nodlar arasına dağıtılır veya yerleştirilir.

Ağırlıklı olarak, ilk sıradaki tellerin, ilave olarak, orta noktalarında ki nodlarında tanımlanır. Bu orta nokta nodları, telleri iki bölgeye ayırır, böylelikle mesh

yoğunluğu ayrı olarak kontrol edilir. Bu bölgelendirmenin amacı, destek plakasına yakın olan, ilk sıradaki tel için, mesh üretimini daha iyi kontrol edebilmektir. Basınç yükü altında tellerin, çit yüksekliği boyunca eğildikleri ve destek plakası köşesi etrafında da kaydıklarından dolayı, bu bölgedeki mesh üretiminin daha yoğun olmasını gerekli kılmaktadır. Her tel, 3 boyutlu (3-D), ikinci dereceden kiriş elemanları ile numaralandırılarak tanımlanır. Rotor yüzeyi ve destek plakası 3 boyutlu (3-D) olarak tam katı (rijit) kabul edilirler. Şekil 3.2’ de bir destek plakası temsil edilmekte ve ilk tel sırası da burada görülebilmektedir. Analiz, tel sıraları takip edilerek yapılır. Modellemede tellerin paketlenmiş haldeki kalınlıkları da önemlidir. Tipik bir modelde kullanılan tel sıra sayısı, 9 ile 13 arasında değişebilmektedir.



Şekil 3.2: Tel duruşları ve teğetsel düzlem içindeki boşlukları

Tel fırçaya ait temel dizayn parametreleri, şekil 1.3' de açıklanmıştır. Ek olarak, analiz, malzeme özellikleri, tel çapı, destek plakası dönüş (köşe) çapı ve sürtünme kuvvet katsayıları gibi değerlerin, değişik temas durumları için bilinmelerini zorunlu kılar.

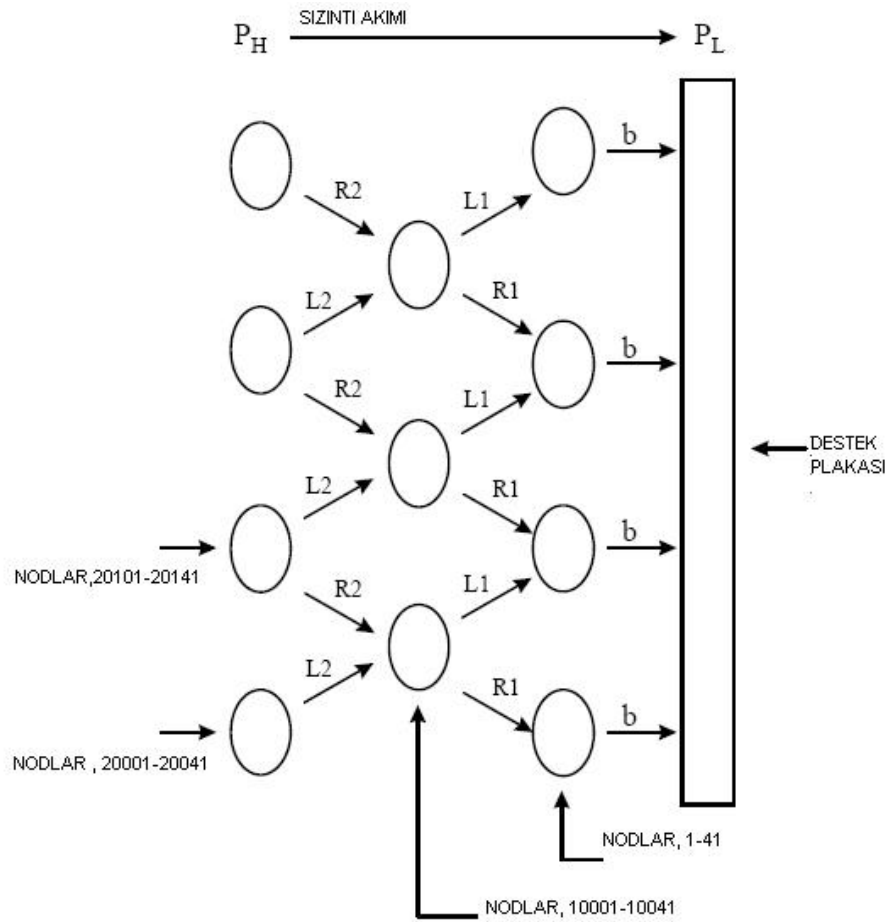
Model, tel-tel, tel-destek plakası ve tel-rotor temasları için farklı sürtünme kuvvet katsayılarını kullanabilme esnekliğine sahiptir. Bu sürtünme kuvvet katsayıları, daha sonra, yapıdaki kirlenmeden ve tel yüzeylerindeki oksitlenmelerden (paslanmalar) veya değişken rotor hızlarından dolayı, rotor yüzeyindeki sürtünmeler dikkate alınmaksızın değiştirilebilir. Teller ve destek plakası yüzeylerindeki pürüzlülük değerleri, temas eden yüzeyler arasındaki gerçek temas aralıklarını hesap etmede kullanılır. Konu ile ilgili detaylı açıklama ileri ki bölümlerde yapılacaktır. Mesh üretmek için kullanılan, eksenel ve teğetsel, teller arası açıklıklar, fırça tel yoğunluğunu tanımlamak için de kullanılır.

Günümüz fırça dizaynlarının çoğu, artan oranlarda, geniş çaplara ki, 1.3 m' den 1.5 m' ye kadar (50 – 60 in), sahiptirler. Zemine monte edilmiş endüstriyel gaz türbin uygulamalarında analizin bu karmaşık yapısını basitleştirmek için rotor eğriliğinin fırça üzerindeki etkisi dikkate alınmaz. Analiz, tel kümesinin, düz bir yüzey üzerinde lastik gibi hareket etmesi kabulünden hareket ile, model şekillendirilmiştir.

3.1. Modelin boyutsal sınırları

Mesh üretme sürecini otomatize etmek için, sistematik bir etiketlendirme ve numaralandırma sistemi geliştirilmiştir. şekil 3.3' den görüleceği gibi, nod ve eleman sayıları, 100' ün katları şeklinde, aynı sıradaki teller arasında ve sıradan sıraya göre de 10000' er olarak artış göstermektedirler. Bu, NBPR = 100 için, sıra başına tel sayısının maksimum olarak 100 adet olmasına olanak tanır. 999998 numaralı nod, katı cisim yüzey teması olarak modellenen destek plakasını temsil etmek üzere rezerv edilmiştir. 999999 numaralı nod ise, yine katı cisim yüzey teması olarak modellenen rotor yüzeyini temsil etmek üzere rezerv edilmiştir. Maksimum sıra numarası NR = 99 olarak sınırlandırılmıştır. Bu üst limitler, herhangi bir pratik dizayn gereksiniminin ötesinde düşünülerek konulmuştur. Şu da unutulmalıdır ki,

bu parametrelerdeki değişim, çözüm için ayrılması gereken süreyi basitçe ve oransal olarak düşürür. Tek bir kiriş elemanındaki tüm temas yükleri dikkate alınırsa 665 adet 3 boyutlu (3-D), ikinci dereceden kiriş elemanlarının çözümü 1 ile 2 gün arasında bir süreyi gerektirir. Diğer yandan, çoğu problem 350' den az, yapısal kiriş elemanına ihtiyaç duyar ve çözüm daha az sürede gerçekleştirilir. Mesh üretim yoğunluğunun seçimi hakkındaki detaylar, daha sonra tartışılacaktır.



Şekil 3.3 : Etiketlendirme ve numaralama şeması

Şekil 3.3' te gösterildiği üzere, her tel 41 adet kadar nod ve 100 adet ikincil elmandan oluşur. Şuna da dikkat edilmelidir ki, tek bir nod, yapısal kiriş elemanlarını ve çeşitli tipteki temas elemanlarını tanımlamak üzere defalarca kullanılabilir. Herhangi bir telde (ilk sıraya ait ilk tel hariç) eleman numaraları, 1' den 20' ye kadar 3 boyutlu (3-D) kiriş elemanları için ayrılmıştır. 21' den 39' a kadar olanlar kayma

hattındaki tele, sağ yandan çarpaz olarak duran temas elemanlarını tanımlamak için ayrılmıştır. Benzer olarak 41' den 59' a kadar olan eleman numaraları ise, bu sefer sol yandan çarpaz olarak duran temas elemanlarını tanımlamak için ayrılmıştır. Bir de şimdiye kadar olan modellerde kullanılmamalarına rağmen, 61' den 79' a ve 81' den 99' a kadar olan eleman numaraları ise, aynı sıradaki sağlı ve sollu konumlandırılmış tellerdeki kayma hattı temaslarını tanımlamak için rezervlenmişlerdir. Sonuç olarak, 100 numaralı eleman numarası, telin, tam katı (rijit) rotor yüzeyi ile temas eden uç kısmı için tanımlanmıştır. Farklı olarak, ilk sıra için 21' den 39' a kadar olan eleman numaraları tam katı (rijit) destek plakası yüzeyi ile olan teması tanımlarlar.

Bu sistematigi, daha iyi açıklamak üzere bir örnekleme yapılabilir. Şöyle ki ; ikinci sıranın dördüncü telini kullanalım. Bu tel, 10201' den 10341' e kadar nod ve 10301' den 10400' e kadar eleman numaralarına sahiptir. 10301' den 10320' ye kadar olan elemanlar, giriş elemanları, 10321' den 10339' a kadar olanlar, kayma hattı temasındaki birinci sıranın, üçüncü teli ile olan, 10341' den 10359' a kadar olanlar, birinci sıranın, dördüncü teli ile olan, 10361' den 10379' a kadar olanlar dördüncü sıranın, üçüncü teli ile olan, 10381' den 10399' a kadar olanlar ise dördüncü sıranın, beşinci teli ile olan temas elemanlarına ait, numaralardır. 10400 numaralı eleman ise, rotor ile tel temasını tanımlar.

3.2 Tel açıklıkları

Açıklık, tellerin, serbest olarak hareket edebilecekleri alanı ifade eder. Bu yüzden, fırça sertliğinde ve tel uçlarına gelen basınç kuvvetlerinin şiddetinde etkili olular. Tel açıklıkları modellenirken, iki unsur göz önünde bulundurulmalıdır; tel duruş konumu ve tel yakınlıkları. Çevresel, bir düzlem fırçada, iki tip tel duruşu ile karşılaşılır. Bunlar, doğrusal (düzgün) ve karmaşık tiplerdir (Şekil 3.2). Gerçek olan duruş ise, bu her iki durumun karışımı olmakla beraber, karmaşık yapıya daha yakın bir görüntü arz eder. Mikroskoplar ile yapılan araştırmalar göstermektedir ki, çoğu tel bu karmaşık tasarıma daha yakındırlar. Doğrusal tipteki tel yapısını çözümlemek, karmaşık olana göre daha kolaydır. Kullanılan analiz, ilk adımda, çözüme doğrusal

yapı kabulü ile başlasa da, daha iyi örnekleme olması bakımından, karmaşık yapıyı dikkate alarak çözüme gitmeye çalışır.

Tel yoğunluğu, eksenel yönde S_A ve teğetsel (çevresel) yönde S_T ile gösterilir. Uygulamada, en yüksek yoğunluğa erişebilmek için, her ne kadar mamüllerin yoğunluğunun tasarımdan tasarıma veya satıcıdan satıcıya değişmesine rağmen, açıklık miktarları, genellikle, geometrinin el verdiği oranda, minimum değere yaklaşırlar. Böylesine küçük açıklıklarla ilgilenirken, karşılıklı yüzeylerin pürüzlülükleri de, bu durumda önem kazanır. Haynes 25 telinin, mikroskop altında ki incelemeleri, $d = 0.0711 \text{ mm}$ (0.0028 in) için, yüzey pürüzlülüklerinin, 1.02 ile $1.52 \mu\text{m}$ ($40\text{-}60 \mu\text{in}$) arasında değiştiği görülmüştür. $d = 0.0711 \text{ mm}$ (0.0028 in) mm boyutuna sahip, Haynes 25 telleri, tel üretiminde kullanılan en yaygın tip, fiberlerdir.

Çizim sürecinde belirlenen, fiberlerin yüzey pürüzlülükleri, üretim aşamasında da dikkate alınırlar. Tel tasarımı aşamasında konulan, çizik ve gergi işaretlerini görmek mümkündür. İşi biraz basitleştirebilmek için, ortalama değer olarak, pürüzlülük değeri $\varepsilon = 1.27 \mu\text{m}$ ($50 \mu\text{in}$) alınır. Minimum geometrik açıklık şöyle hesaplanır; ilk tel çapı d , pürüzlülük değeri ilave edilerek,

$$D = d + 2\varepsilon \quad (3.1)$$

Teller bir düzlem içinde, tel açılarına göre normal (dik) kabul edilirler. Tamamı birbirleri ile temas halinde iken, minimum geometrik eksenel açıklık oluşur, ki

$$S_{A \min} = D \cos (30^\circ) \quad (3.2)$$

Herhangi bir basınç yüklemesinin olmadığı durumda, fırçaya ait teller, eksenel olarak serbest haldedirler. Ne zaman ki, fark basınç yükü uygulanırsa, minimum açıklık elde edilecek şekilde, sıkıştırılmış olurlar. İşte bu açıklığı temsil etmek üzere, analiz, işleme başlarken, eksenel yöndeki bu açıklığı, minimum değerden %25 daha fazla alır. Bu da ,

$$S_A = 1.25 S_{A \min} \quad (3.3)$$

Daha sonra, basınç yükü altındaki bu eksenel açıklık, modelin yapısına uyacak şekilde azalır. Bu minimum açıklık, basınç yükü ve radyal konum ile değişir.

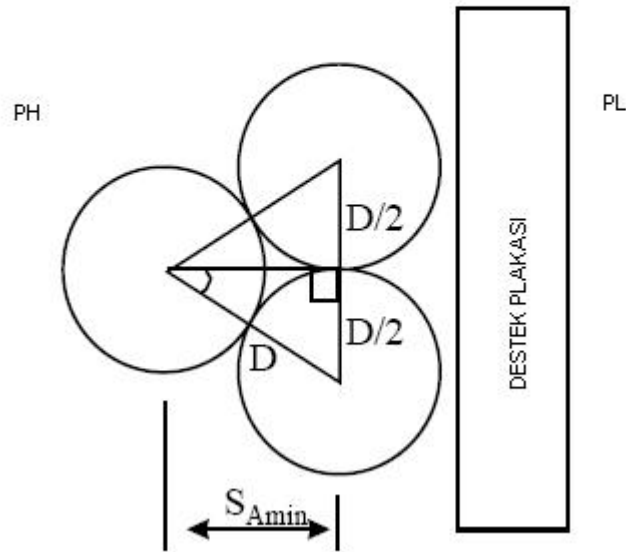
Yine, teğetsel açıklığı hesap etmek için, tel duruş açısı olan, θ değerinin bilinmesi gerekir. Minimum teğetsel açıklık, tel çapının, teğet düzleme olan izdüşümü ile oluşur. Bu da,

$$S_{Tmin} = D / \cos (\theta) \quad (3.4)$$

Uygulamada, bu, ortalama teğetsel açıklığa erişmek imkansızdır. Duruş açısına bağlı olarak, teğetsel açıklık değerini, minimum geometrik yapıdan %5 ile 10 arası büyük seçerek, ölçülen fırça yoğunluk değerlerini korumak için faydalı olur. %5' lik yaklaşık büyültme faktörünün kullanıldığı analizde, teğetsel açıklık,

$$S_T = 1,05 S_{Tmin} \quad (3.5)$$

olur.



Şekil 3.4: Minimum boşluğun hesaplanması

Şunu unutmamak gerekir ki, yükleme veya çalışma şartlarında, bu değerler sürekli değiştiğinden, analiz sonuçları da değişir. Basınç ve radyal girişimin uygulanması ile bazı teller temas ederlerken, bazıları temas etmezler.

3.3 Fırça Kalınlıkları

Fırça kalınlığı, fırçanın eksenel yöndeki genişliğidir ve PW sembolü ile gösterilir. Tellerin basıldığı veya preslendiği durumlarda, ölçülecek fırça genişliği, geometrik olarak bilinen minimum değerlerden biraz daha fazladır. Minimum fırça kalınlığı, teğetsel açıklık değeri kullanılarak (S_T) hesaplanır. İlk önce, tel açısının, düzleme göre normalinin çapı,

$$D^* = S_T \cos (\theta) \quad (3.6)$$

olarak bulunur. Daha sonra, Şekil 3.4' den görüldüğü üzere, $D^*/2$, $D/2$ yerine kullanılarak minimum eksenel uzaklık değeri,

$$S_A^* = \sqrt{D^2 - (D^{*2} / 4)} \quad (3.7)$$

hesaplanır.

Toplam tel sıra sayısı, NR kullanılarak, minimum fırça genişliği,

$$PW_{min} = (NR-1) S_A^* + D \quad (3.8)$$

olarak bulunur. Şu unutulmamalıdır ki, satıcılar tarafından ölçülen ve PW değeri olarak ifade edilen kalınlık, burada hesaplanan PW_{min} değerinden biraz daha fazladır. Her zaman, ölçülmüş değerlerin kullanılması, model ile uyum sağlamaları bakımından daha faydalıdır

3.4. Tel sıra sayısı ve yoğunluğu

Modeldeki tel sıra sayısı, iki yöntemle hesaplanabilir. Eğer fırça yoğunluğu kullanılarak hesaplanacak ise, PW yoğunluk kontrolü için kullanılır. Eğer fırça genişliği kullanılmış ise, hesaplama için fırça yoğunluğu, yoğunluk kontrolü sağlar. Yaygın olarak, uygulamada, fırça tel yoğunluğu mikron cinsinden, fırçanın çevresel uzunluğuna göre tel sayısı olarak ifade edilir. Farklı üretim teknikleri, aynı tasarım için farklı tel yoğunlukları üretir. Şu belirgindir ki, fırçalar, hiçbir zaman, aynı yoğunluğa sahip olamazlar. Bu sebepten yoğunluk değerleri, seri halinde, satıcılar tarafından sağlanır. Ortalama fırça yoğunluğu kullanılarak , tel sıra sayısı şu şekilde hesaplanır. Teğetsel uzaklık olan S_T , çevresel yönde, iki tel merkezleri arasındaki boşluğu tanımlar ki, bunun terside, her sıradaki birim uzunluk başına, tel sayısını ifade eder. Ortalama yoğunluk değerini, bu sayıya bölmek sureti ile, modelde kullanılan toplam sıra sayısı elde edilir. Bu da,

$$NR \approx \eta S_T \quad (3.9)$$

Eğer fırça genişliği başlangıç noktası olarak kabul edilirse, 4.8' deki formül, kullanılarak sıra sayısı hesaplanabilir. 4.9 numaralı formül, tel yoğunluğuna uyum sağlar. Bu değer, sonradan, satıcılar tarafından sağlanan-garanti edilen değerlerle karşılaştırılır. Yukarıda açıklanan yöntem ile elde edilen ağ yoğunluğu, hemen hemen ölçülen değerlerle örtüşür.

3.5. Temas tanımları

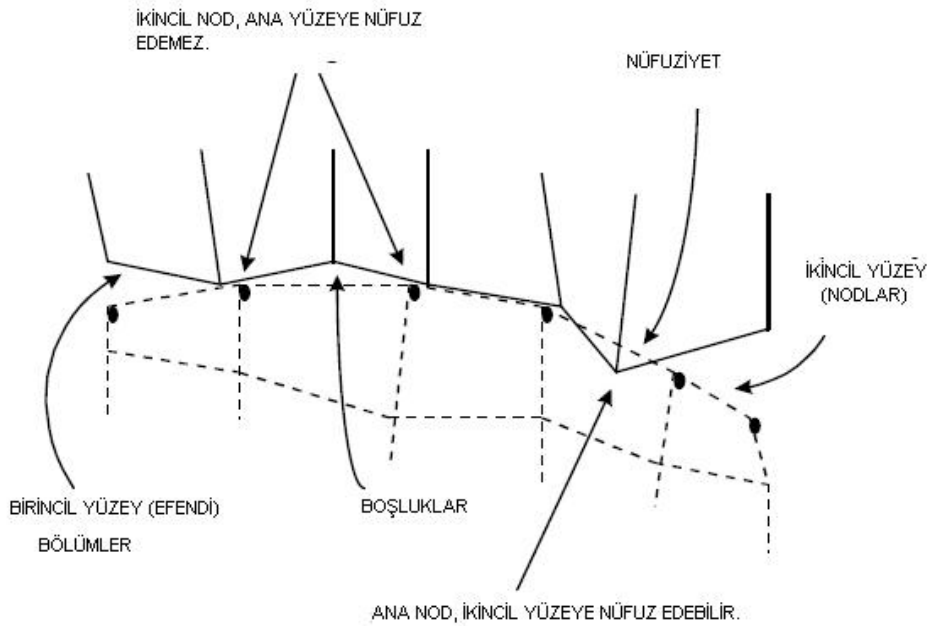
Temel temas tanımına ve temas fiziğine dayanmak suretiyle, modelde üç tip temas şekli tanımlanmıştır. Tel-rotor ve tel-destek plakası temaslarının her ikisi de tam katı (rijit) yüzey teması olarak tanımlanmıştır. Yine de, farklı basınç-açıklık ilişkileri kullanılır ise, yeniden tanımlanma ihtiyacı doğar. Tel-tel temasları için kayma hattı teması tercih edilmiş, ABAQUSTM, nin kullandığı formata uygun olarak, birebir aynısı şeklinde tarif edilmiştir. Bu iki temas şekilleri arasındaki temel fark, bir kayma hat teması, temas halinde ki yüzeylerin şekil değiştirmelerine izin verir. Diğer yandan, adından da anlaşılacağı üzere, katı cisim yüzey temaslarında, yüzeylerden

sadece biri şekil değiştirebilirken, diğer yüzey ise tamamen katı davranış gösterir, yani şekil değiştirmez.

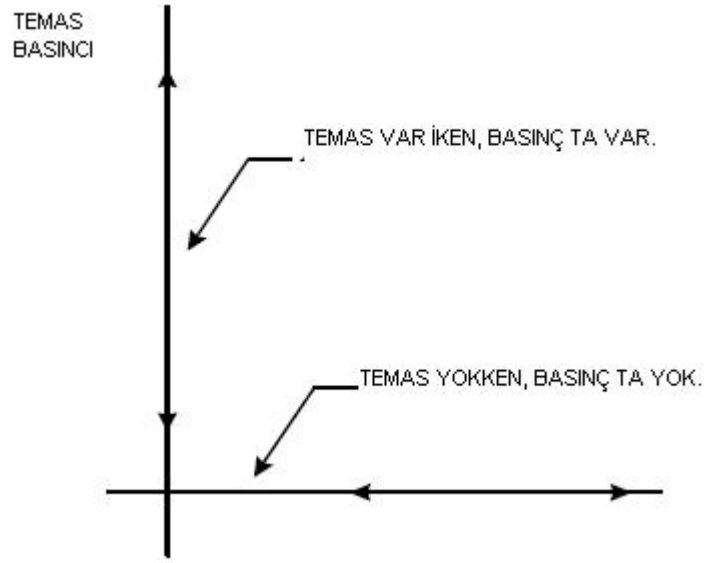
3.5.1. Tel-rotor teması

Tel-rotor katı cisim yüzey temasında bulunan, ikiliden rotor, katı cisim yüzeyi olarak ifade edilir. Böylelikle rotor, birincil (efendi) yüzeyi temsil eder. İlk 3 nod, her telin uç kısımlarında, rotor yüzeyi ile olan teması tanımlamak için kullanılır. Özel amaçlı “IRS” gerilme/yer değiştirme katı yüzey elemanları kullanılmıştır. Bu 3 boyutlu (3-D), ikinci dereceden temas elemanları, rotorun katı yüzey nodu ile ikili oluştururlar.

Tel uçlarındaki temas elemanları, ikincil (köle) yüzeyi temsil ederler. Bunlar uysaldırlar. Yani, şekil değiştirebilme kabiliyetindedirler. Bu ikincil yüzeyin nodları, birincil yüzeye nüfuz edemezler. Temas yönü, her zaman birincil yüzeyin normali doğrultusundadır. Şekil 3.5 [18], efendi ve köle yüzeyler arasındaki temas ilişkisini açıkça göstermektedir.



Şekil 3.5 : Temas ikilisi için birincil-ikincil yüzeyler

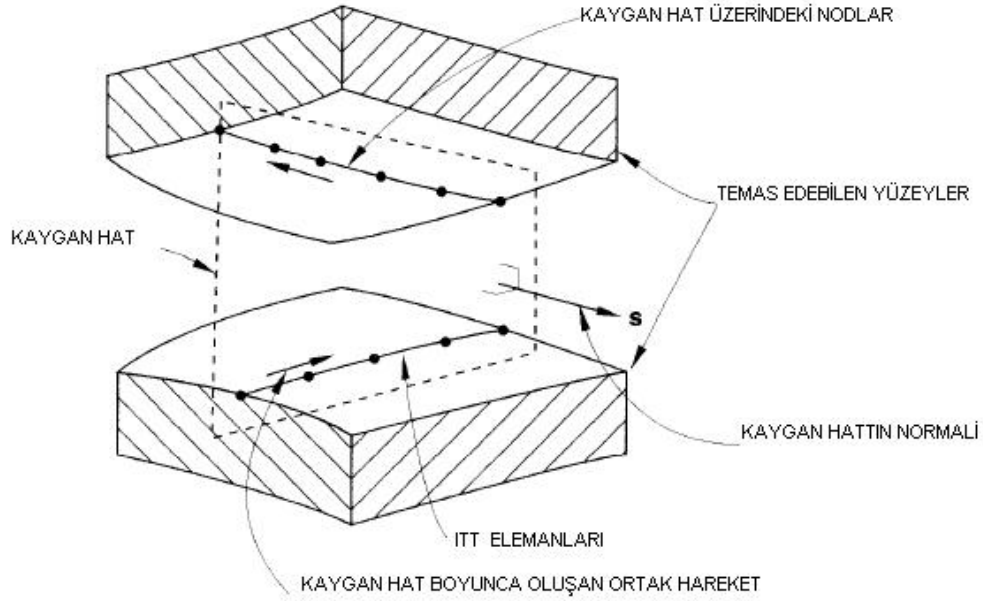


Şekil 3.6 : Tel-rotor yüzey ikilisi için basınç-açıklık ilişkisi

Basınç-açıklık ikilisi, Şekil 3.6 [19]'da gösterildiği gibi tanımlanır. Bu tanım, sadece, telin uç nodunun, rotor ile temasından sonra oluşan, basınç tanımına izin verir. Başlangıç olarak, basitleştirmek amacı ile, teller ve rotor arasında, sabit bir sürtünme kuvvet katsayısı kullanılır. ABAQUSTM, bu sürtünme kuvvet katsayılarını kullanmak veya değiştirmek kolaylığını kullanıcıya sunar. Ayrıca, yüzey hızlarını tanımlamak yolu ile gerçek rotor turlarını (dönüşlerini) simule etmek mümkün olur.

3.5.2 Teller arası temas

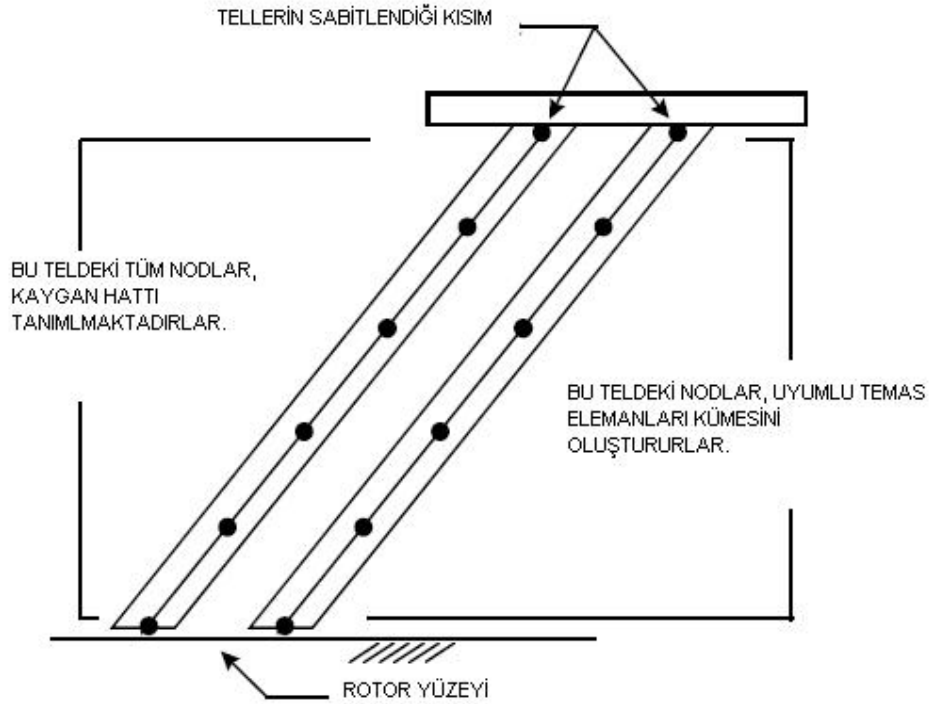
Teller arası temaslar, kayma hattı teması olarak tanımlanır. 3 boyutlu (3-D) kayma hattı teması, belirli (özel) bir düzlemdeki iki farklı, deforme olabilen yapıların temasını tanımlayan özel amaçlı bir tanımdır. Temas elemanları, kayma hattı temas elemanlarıdır ki, ortak hareket eden iki yüzeyin bir doğru boyunca temas etme durumunu anlatır.



Şekil 3.7 : Temas ikilisi için kayma hattı konsepti

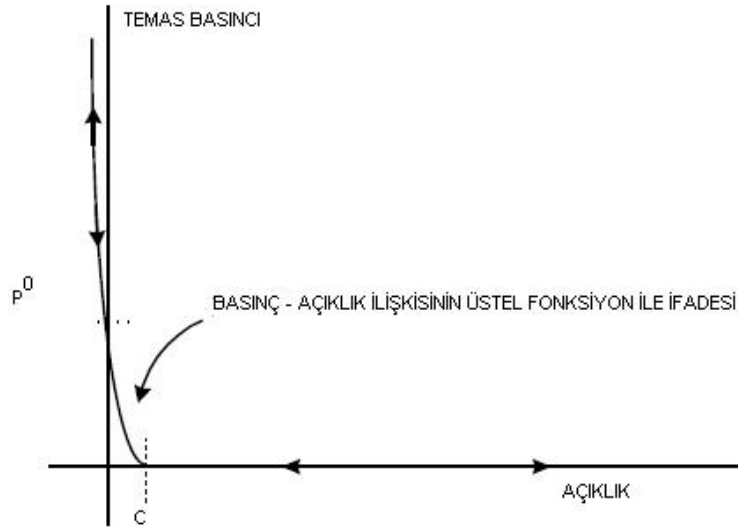
Kesişim doğrusunun, kayma hattı temasları ile anlamlandırılan gövdelerden birinin yüzeyinin, önceden belirlenen düzlem içinde, yüzeyi dikey olarak kestiği kabul edilir ve yine aynı düzlem içinde, diğer yüzeyde ki elemanların nodları ile birleşirler. Şekil 3.7 [18]' de bu yapı anlatılmaktadır. Bir doğru boyunca olan kesişim, keyfi olarak seçildiğinden, ortak hareketin boyutları, geniştir. Fakat, düzlem dışında, doğrusal kesişimi içeren ortak hareketler, diğerleri ile karşılaştırıldıklarında çok küçük kabul edilirler.

Eğer temas eden yüzeyler, silindir veya tüplerin teması şeklinde temas ediyorlar ise, daha önce anlatılan kayma hattı temas elemanları, ortak hareketin bir eğri olarak temasına izin verir. Bu durumda, temas doğrultusu (yönü), silindirlerin (tellerin) arasında kalan, en küçük açıklık kısmında ki, kayma hattına diktir. Bir tel çifti için, tüm nodlar, bir teldeki kayma hattı oluştururlar. Diğer tele ait nodlar ise özel amaçlı "ITT 31" gerilme/yer değiştirme kayma hat elemanlarını üretirler. 3 boyutlu (3-D), ikinci dereceden temas elemanları, ikinci teldeki tüm nodları kullanır. Yine de, bu nodları aşırı zorlamadan kaçınmak için, model, kaynaklanmış bölge olan, üst kısımdaki son nodu, analiz yaparken kullanmaz.. Teller, bu noktada sonlanır ve bu nodlar, herhangi bir kaymaya maruz kalmazlar. Şekil 3.8, bu tip kayma hatların, teller arasındaki, kullanımını göstermektedir.



Şekil 3.8 : Teller arası temaslarda kayma hattı uygulaması

Geçerli olan basınç-açıklık ilişkisi, tel-rotor girişiminde kullanılabilirken, tel-tel temaları için kullanılamaz. Bunun iki önemli nedeni vardır, birincisi, ne zaman ki silindir-silindir kayma hattı teması tanımlanmış ise, temas alanı yoktur, temas doğrusu vardır. Kiriş elemanlarının, merkez doğruları boyunca tanımlanmalarından, geçerli olan ilişki kullanıldığında temas, iki merkez doğrularının bir araya gelmesi ile oluşur ki, bu geçekçi değildir. Bu yüzden, merkezden olan girişim, radyal açıklıkta ki, teması tespit edebilecek şekilde modellenir. İkinci olarak, hiçbir zaman, yüzeyler tam pürüzsüz değildir. Daha önce de ifade edildiği üzere, mikroskoplar ile yapılan tespitler, tipik Haynes 25 telleri, ortalama $\epsilon = 1.25 \mu m$ ($50 \mu in$) yüzey pürüzlülüğüne sahiptirler. Bilgisayar ile yapılan modellemelerin, idealistik yapılarından dolayı, sızıntı hesabı yapılırken, merkezden $D/2$ kadar olan gerçek uzaklıktaki, teması tanımlamak imkansızdır. Bu sıfır sızıntı miktarı demektir. Çünkü, gerçek silindirik teller basınç yükü altında tam bir paket olarak davranırlar.



Şekil 3.9 : Tel-tel temas ikilisi için basınç-açıklık ilişkisi

Bu iki unsuru dikkate alarak, tel-tel girişimleri yumuşak temas olarak modellenir. Bu modelleme yapısı, kullanıcıya temas açıklıklarını belirleme imkanı tanır. Bir defa, bu iki yüzey arasındaki açıklık miktarı, açıklık değerine kadar düşürülür ise, temas basıncı, yüzeyler arasında dağıtılır. Yüzeylerin birbirleri ile daha da yaklaşması ile temas basınçları, üstel bir fonksiyon olarak, artış gösterirler. Şekil 3.9 [19]' da yumuşak basınç-açıklık ilişkisi gösterilmektedir.

Eğer, yüzey pürüzlülüğü ortalama olarak $\varepsilon = \sim 1.25 \mu\text{m}$ ($50 \mu\text{in}$) olarak alınırsa girişim halindeki her iki tel için, aralarındaki açıklık değeri,

$$\delta = 2\varepsilon$$

e kadar düşürülür ise temas oluşur.

$$\delta = 0,$$

olduğu zaman ise temas oluşmaz.

Sonuç olarak, model, çok yakın iki telin merkez nodları arasındaki temas açıklığı olarak,

$$c = d + 2\varepsilon \quad \text{veya} \quad c = D \quad (3.10)$$

ifadesi ile elde edilen açıklık değerini kullanır. Şekil 3.9' da ki p^0 değeri, tel malzemesinin sıkışmasından sakınmak için abartılı olarak yüksek tutulmuştur. Bu tür temaslardaki sürtünme kuvvetleri tanımları için, tel-rotor girişimlerinde kullanılan, sabit sürtünme kuvvet katsayıları kullanma yaklaşımı, buraya da uyarlanmıştır.

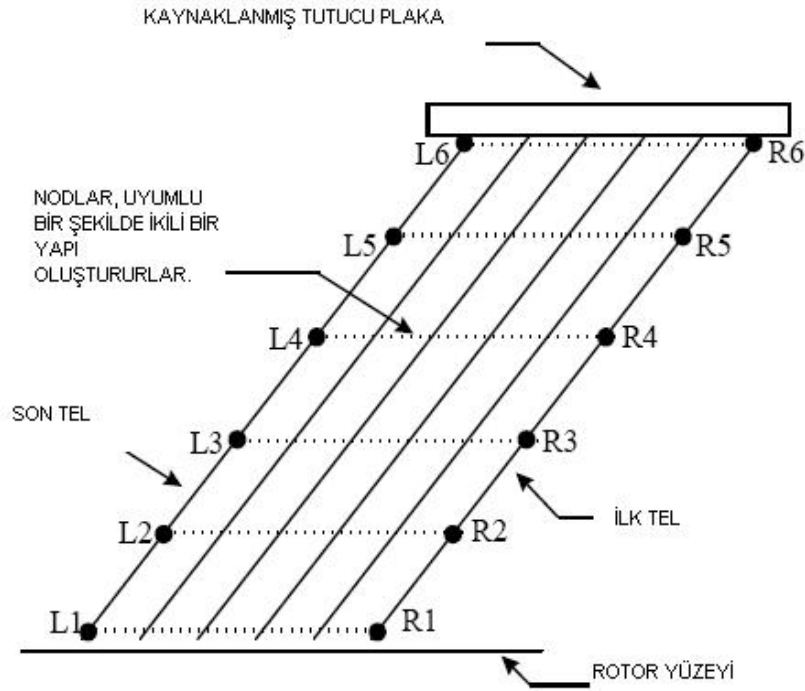
Şekil 3.3' de görüldüğü üzere, tel-tel temasları sağlı-sollu olarak R_i ve L_i şeklinde gruplandırılmıştır (i indisi, tel sıra numarasını göstermektedir). Akışın, alt kısmına bakıldığında, teller arasındaki girişimler ki, bir önceki sıraya göre sağda olanlar, her sıra için birlikte gruplandırılmışlardır. Benzer olarak, bir önceki sıraya göre solda duran tellerdeki girişimler de gruplandırılmıştır. Bu yapı, her bir sıra için detaylı temas kuvvetlerinin incelenmesine olanak verir.

3.5.3. Tel-destek plakası teması

Fark basınç yükü altında, ilk sıraya ait teller, destek plakası ile girişimde bulunurlar. Daha önce de ifade edildiği üzere, destek plakası, ana yüzeyi temsil etmek üzere, tel-destek plakası temaslarında, tam katı (rijit) davranış gösterir. Tel-destek plakası ikilisinin temaslarında, özel amaçlı “IRS” gerilim/yer değiştirme katı cisim yüzey elemanları, ilk sıra tellerinin nodları kullanılarak tanımlanmışlardır ki, ikincil yüzeyi oluştururlar. 3 boyutlu (3-D), ikinci dereceden temas elemanları, destek plakasına ait, katı cisim yüzey nodu ile birleştirilmiştir. İkincil yüzey olarak tanımlanmaları ile, bu temas elemanları, ihtiyaç duyulduğu üzere, teller ile birlikte şekil değiştirebilmelerine imkan tanınmıştır. Bu tür girişimler için de, tel-tel temaslarında açıklanan temas sürtünmesi ve yumuşak temas basınç-açıklık ilişkileri, benzer gerekçelere istinaden, aynen kullanılmıştır. İlk sıra telleri, minimum uzaklık $D/2$ olacak şekilde, destek plakasından $S_A/2$ mesafesi kadar uzaklıkta konumlandırılmışlardır. Tel-destek plakası temasları “b” sembolü ile gösterilmiştir. Şekil 3.3' de görüldüğü üzere, modelde tek bir eleman kümesi olarak gruplandırılmışlardır.

3.6. Sınır koşulları ve kuvvetlerin uygulanması

Tellerin kaynaklanması ve kısaçak altına alınması, dış çap boyunca temsil edilmek üzere, her telin en üst nodu, altıncı dereceden serbestliğe sahip olarak sabitlenmişlerdir. Tellere ait diğer nodlar ise, serbest bırakılmışlardır. Böylelikle de, herhangi bir yük uygulandığında, serbest hareket etmelerine imkan tanınmıştır. Rotor ve destek plakası gibi, tam katı (rijit) yüzeylere basan teller zorlanmıştır. Uç nodlar, rotor yüzeyinde kayabilirler ve ilk sıra nodları da, destek plakası üzerinde kayabilirler. Katı cisim yüzey nodları, rotor ve destek plakası ile birleştirilmiş ve serbestlik dereceleri, altı olarak belirlenmiştir. Ne zaman ki, radyal girişim yüklemeleri gerekir ise, rotorun, katı cisim yüzey nodu, düşey olarak yer değiştirecek şekilde kullanılırlar.



Şekil 3.10 : Bir sıradaki son tele ait nodların birleştirilmesi

Şekil 3.10' da, ilk ve son tellere çevresel açıdan bakıldığında, her bir sıra, kritik öneme haizdir. Çevresel fırçaya ait küçük bir kısım modellendiğinde, herhangi bir tel için, kendini destekleyen bir telin yokluğunda son tel genişleme eğilimi gösterir ve temas yükünün bilinen güncel değerini düşürür. Gerçek bir fırçada, her halükarda,

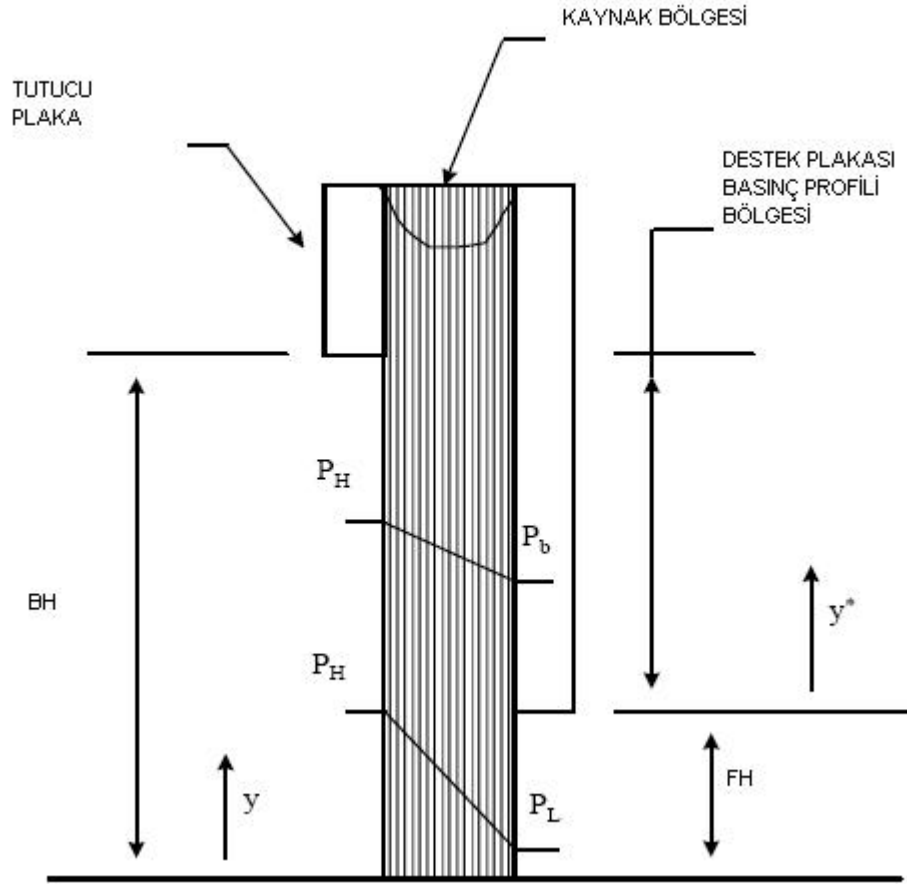
fırçanın evresel sürekliliğinden dolayı, son telden önceki teller, bir miktar direnç gösterebilirler. Benzer olarak, ilk telden önce yer alan teller de, bu ilk tele ilave yük uygulayabilirler.

Bu durumun sonlu elemanlar modeli içinde gerçekçi olarak gösterimi, biraz karmaşık yapı arz eder. Bugünkü teknolojik altyapı ile devasa sayıdaki tellerden oluşan çevresel fırçanın tamamını modellemek imkansız gibidir.

Periyodik sınır koşulları koymak, bir fırçanın bir parçası için iyi bir tercih olur. Şu dikkate alınmalıdır ki, her ne kadar, her tel için 3 boyutlu (3-D), uzayda, tek tek mesh üretimi yapılsa da, çevresel sürekliliğe ait bir parçayı temsil etmek üzere tek bir, sürekli mesh olamaz. Tercihen, yapıyı oluşturan her bir parça için, tek tek, mesh üretimi ile elde edilen bir toplam mesh mevcuttur. Sorun, çevresel sınır koşulu anlamlandırılarak giderilmeye çalışılır. Şekil 3.10' da görüldüğü üzere, ilk ve son tellere ait, uyuşan nodlar, birbirleri ile bağlantılıdır. Bu bağlantılar, dönüş ve yer değiştirme değerlerini, her iki tel için eşit kılmaz. Fakat, bunlar yükleri birbirlerine aktarırlar. Bu da, kendinden bir önceki teli üzerine itmek yerine, son telin ilk önce çekilmesi ile sorun oluşmaz. Benzer olarak, kendinden önceki teli itmek yerine, ilk tel, o sıradaki son tel arafından çekilir. Çevresel yükü aktarma durumunda, ilk tel, kendinden önce bir tel varmışcasına, son teli, son telde kendinden sonra tel varmışcasına ilk tel gibi davranır. Karmaşık tel duruşlarından ve basınç yükü altında tellerin birbirlerine yapışmasından dolayı, tecrübeler göstermektedir ki, bu tür sınır şartlarını her bir tel sırası için uygulamak gereksizdir. Aşırı zorlanmalardan kaçınmak için, sonlu elemanlar probleminde, ilk telden başlanırsa, model bu sınır şartını her tel sırasına uygular.

Basınç sınır şartları ve/veya yükleme verileri, kaynaklarda yer alan deneysel yöntemlerle elde edilen verilerle örtüştürülmüştür. Şekil 3.11' de görüldüğü üzere, düşük basınç kısmı (P_L), destek plakasından hemen öncedir. Diğer tarafta ise, tellerin bulunduğu kısım da, yüksek basınç tarafı vardır (P_H). Fark basınç (ΔP), telleri destek plakasına itecek şekilde, bir kuvvet uygular. Her bir teldeki basınç yükünü tahmin etmek için, eksenel yöndeki basınç profiline ihtiyaç vardır (Ek C).

Braun et al. [20,21] ve Bayley ve Long [22] tarafından sağlanan deneysel veriler, fırçadaki basınç düşümünün, hemen hemen, aksel yönde doğrusal olduğunu göstermektedir. Bunun yanında, model, basınç yükünün tüm tel sıraları için aynı olduğunu varsayar. Bu da, 9 sıra telden oluşan bir fırçada 45 Kpa ’lık basınç farkında, basıncın her bir sırada 5 Kpa kadar düştüğü anlamına gelir.



Şekil 3.11 : Tel fırçanın kesit görünüşü

Çit yüksekliği (FH) altındaki kısım, tüm ΔP basınç farkının açığa çıktığı yerdir. Her ne kadar, destek plakası yüzeyindeki basınç miktarı, Şekil 3.11’de gösterildiği üzere P_L değerinden yüksek olmasına rağmen. Gerçek basınç yükünü hesaplamak için, çit yüksekliği üzerindeki her bir eleman için, basınç profili gereklidir. Deneysel yöntemlerle elde edilen veriler Bayley et al. [22] ve Turner et al. [23] tarafından elde edilmiştir. Bunlar, bir tel fırçaya ait destek plakasına, değişik radyal durumlarda basınç tapaları yerleştirilmişlerdir. Bayley ve Long [22], basınç oranlarının (P_H / P_L),

1.08’den 3.80’ e kadar değiştiği, birçok deney yapmışlardır. Sonuçlar göstermiştir ki, destek plakası civarında oluşan (P_B) basıncı, P_H değerine yakın olmaktadır. it yüksekliğinin hemen yanında ise, basınç P_L değerine düşmektedir. Bu da, it yüksekliği etrafında, iki taraflı basınç yükleme etkisinin oluştuğunu ifade etmektedir. Ne zaman ki, teller, destek plakası i köşesinde sıkıca, paketlenmiş olarak ve it yüksekliğinin üzerinde, destek plakasından doğru itilirler, fırça yoğunluğu, destek plakası köşesinde yığılır-sıkışır-toplanır. Böylece de, radyal sızıntı akışı, it yüksekliği üzerindeki hava basıncının artmasına sebep olur. Bu davranış, Chew et al. [24] ve Turner et al. [23] tarafından da doğrulanmıştır.

Bayley ve Long [22] aşağıdaki ilişkiyi kullanarak, verilerini boyutsuzlandırmışlardır (şekil 3.11’ de görüldüğü üzere).

$$Y = y / BH \quad (3.11)$$

Bu boyutsuzlandırılmış formül, it yüksekliğini de içerir. it yüksekliğinden bağımsız ve sadece destek plakasına ait basınç profilini içeren, eşitlikler elde etmek için, verileri, aşağıdaki boyutsuzlandırılmış bağıntı kullanılarak, dnştrlmştir.

$$Y^* = y^* / (BH-FH) \quad (3.12)$$

Boyutsuz basınç değerı, şu bağıntı kullanılarak hesaplanmıştır.

$$P_B^* = (P_B - P_L) / (P_H - P_L) \quad \text{veya} \quad P_B^* = (P_B - P_L) / \Delta P \quad (3.13)$$

Bu dönüştürülmüş, boyutsuz veriler, Ek C’ de, tablo halinde verilmiştir. Destek plakası boyunca, herhangi bir yerdeki basınç değerini bulmak için, süreklilik arz eden bir basınç denklemine ihtiyaç vardır. Problemi basitleştirmek için, yedinci mertebeden polinomik bir denklem, deneylerle elde edilen verilere ve değişen basınç oranlarına dikkate alınarak, uyarlanmıştır.

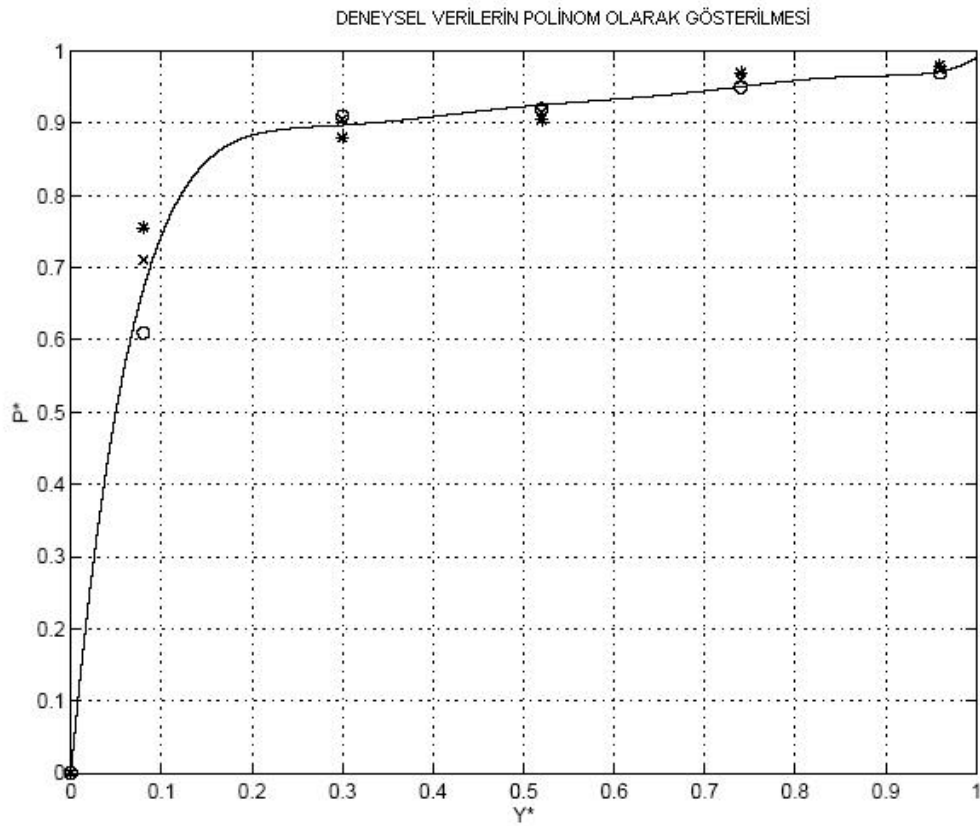
$$P_B^* = 92.9847y^{*7} - 378.6135y^{*6} + 637.1967y^{*5} - 572.4562y^{*4} + 295.3330y^{*3} - 87.1507y^{*2} + 13.6926y^* + 0.0034 \quad (3.14)$$

Bu uyarlama, destek plakası boyunca, sürekli ve boyutsuz bir basınç fonksiyonu sağlamıştır. Bu denklemi, deneysel verilerle karşılaştırmak için Şekil 3.12 (FH' da $Y^* = 0$, ve BH' da $Y^* = 1$) elde edilmiş ve bu değerlerle örtüştüğü açıkça görülmüştür.

Daha önce tartışıldığı üzere, basınç düşümü, çit yüksekliğinin altında, maksimum değere ulaşır. Destek plakası boyunca, verilen radyal bir konum için, model, teller üzerine etki eden fark basıncı hesaplamak için, 4.14' de ki denklemi kullanır.

$$P_B = P_B^* (P_H - P_L) + P_L \quad (3.15)$$

$$\Delta P_B = P_H - P_B \quad (3.16)$$



Şekil 3.12 : Destek plakasına ait boyutsuzlandırılmış basınç değeri

Şekil 3.11’ de görüldüğü üzere hesaplanan, fark basıncındaki düşme miktarı, fırça boyunca doğrusal olmaktadır.

Yukarıda anlatılan basınç yükünden ayrı olarak, bahs edilmesi gereken iki farklı yük tipi daha vardır. Standart bir tel fırçada, bir miktar hava, tel kümesine nüfuz eder ve eksenel akışa dönmezden önce az miktarda da olsa radyal doğrultuda iç kısımlara ilerler ve destek plakası altında, ana sızıntı akışına dahil olurlar (Şekil 1.5). Bu ikincil akış, iki taraflı teller üzerinde, bir miktar çevresel yük uygular ve basınç kapanması olayında da pay sahibi olurlar. Her ne kadar, mevcut olan hemen her tasarım (uzatılmış plakalar,..), bu ikincil akışı engelleyen özellikleri haizdirler.

Simülasyonlar sonucu, şu da gözlenmiştir ki, ani düşüşlerden (ΔP) kaynaklanan, radyal yüklerin yokluğunda bile, fırça geometrisinden dolayı, eksenel basma yüklerinin etkisi altında bir miktar basınç kapanması olayı hala sürer. Turner et al. [23] tarafından yapılan, gözenekli yapıda akış analizleri göstermiştir ki, açıklıklı bir fırçada, eğer gözenek değerleri, ‘blow-down’ olayı gözlenen fırçadaki değerlere uyarlanırsa, aero-dinamik ‘blow-down’ yükleri tarafından üretilen temas yükleri hemen hemen önemsiz kabul edilirler.

Diğer bir yük çeşidi ise, aero-dinamik kaldırma / sürüklenme kuvvetidir ki, rotor dönüşünden dolayı oluşur. Düşük hava direnci ile çok küçük tel uç alanlarını içeren, kaldırma kuvveti ihmal edilebilir. Aynı zamanda bir miktar ‘blow-down’ yükünün, bu aero-dinamik kaldırma kuvveti ile dengelenme ihtimali vardır. Gerçek verilerin yokluğunda ve de modelin karmaşıklığını basitleştirmek için, bu modelde yaptığımız simülasyonlarda, bu iki kuvvetin varlığı dikkate alınmamıştır. Bunun yanında, bu kuvvetlerin önemli etkiye sahip olabileceklerinin düşünülmesi durumunda, model, kolayca bu kuvvetlerle çalıştırılabilmeye izin verir.

Dinamik analiz yerine, ABAQUS™, problemi statik analiz ile, fakat küçük adımlarla çözer. Ne zaman ki tellere, bir miktar basınç kuvveti uygulanır veya belirgin bir radyal girişim öngörülür, çözücü, toplam yükü, küçük miktarlara böler. Her bir artışın boyutu, otomatik olarak her adımda belirlenir. Her noktada ki birleşme, memnun edici olmaz ise artış miktarı tatmin edinceye kadar iteratif olarak düşürülür. Benzer şekilde, basınç uygulamasında, ilk artışın boyutu –miktarı hızlıca

artar. Ne zaman basınç değeri, telleri, temas ettirebilecek seviyeye ulaşır ise, fazlaca telin temas halinde olması ile artırım miktarı gitgide küçülür. Tüm tellerin tamamen temas halinde olması ile artırım oranı tekrar artmaya başlar. Sürtünme kuvvetleri temaslarında ki doğrusal olmayan yapıdan ötürü, temas açıklıklarının daki büyük değişiklikler, analizi etkili bir şekilde yavaşlatırlar. Analiz, öngörülen yük değerine ulaşıldığında ise, durur.

3.7. Yükleme şartları

Verilen bir örnek için, farklı ardışık yük durumları uygulanabilir. Yükleme sırası değiştiğinde, temas yükleri ve fırça davranışı, problem çözümünü kritikleştirir. Eğer basınç, öngörülen radyal girişimden sonra uygulanır ise temas yükleri, basınç-girişim durumundakine, oranla azalırlar. Önce basınç uygulanır ise, teller yeni yeni birleşir ve fırça sertleşir. Bu yüzden, radyal girişimin uygulanması daha yüksek temas yüklerini doğurur. Analiz, kullanıcının inisiyatifi ile yükleme sırası, basınç-girişim, girişim-basınç veya her ikisi şeklinde çalıştırılabilir. Yalnızca basınç veya radyal girişim uygulamakta mümkündür. Gerçek uygulamalarda, basınç yükü girişim oluşumunun başlaması ile açığa çıkar.

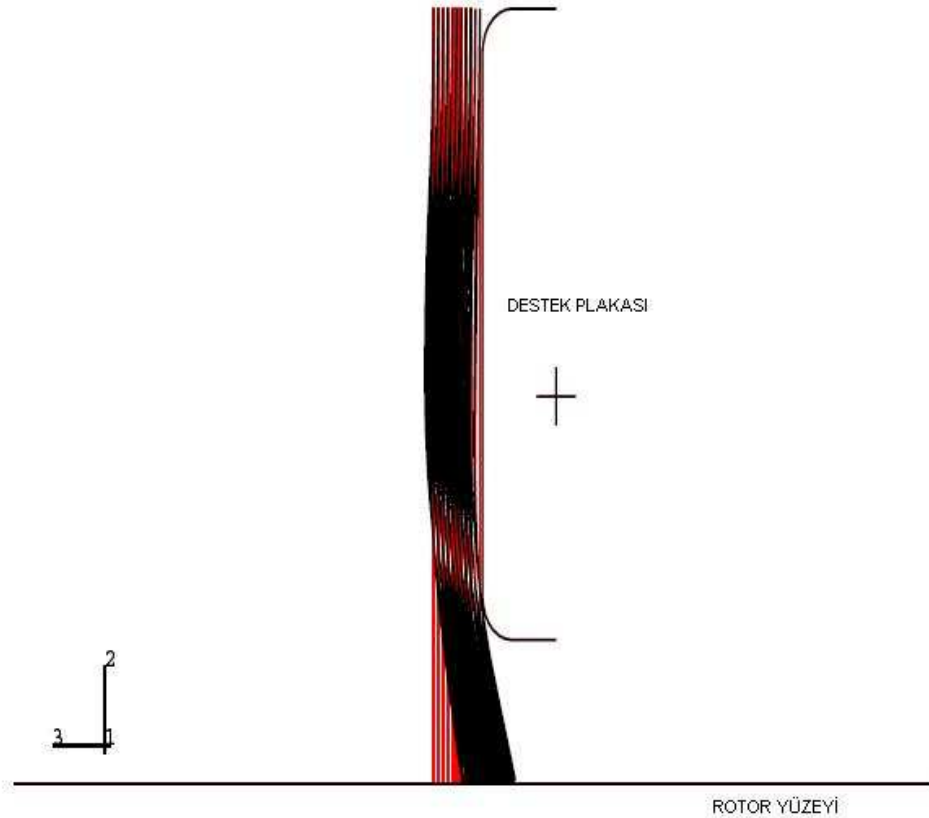
Yükleme sırası ardışıklığının önemi ile, herhangi bir fırça için çalıştırma zemini oluşturmak için, yükleme kombinasyonlarının, uzun seriler halinde, modellenme imkanı vardır. Sonuç olarak, basınç yükü altında değişen girişim durumlarında, her bir artış için, basınç yük dağılımı durumu güncelleştirilebilir. Elemanların, radyal durumlarının değişimi ile, radyal yüksekliğin bir fonksiyonu olarak, sahip oldukları fark basınç yükleri de değişir. Şu da dikkate alınmalıdır ki, çit yüksekliği açıklığının değişimi ile, tel parçalarının karşılaştıkları maksimum ΔP miktarı kolayca değişir. Bu da, fırça sertliğini ve temas yüklerini etkiler.

3.8. Modelin çalıştırılması

İlk çoklu sıra modellerinin tamamlanmasından sonra, model davranışını hızlıca kontrol etmek için, seri halinde simulasyonlar yapılır. Sonlu elemanlar yöntemi ise, bu karmaşıklığın içinde, temas normalinde ki basit bir hata sonucu, tellerin, destek

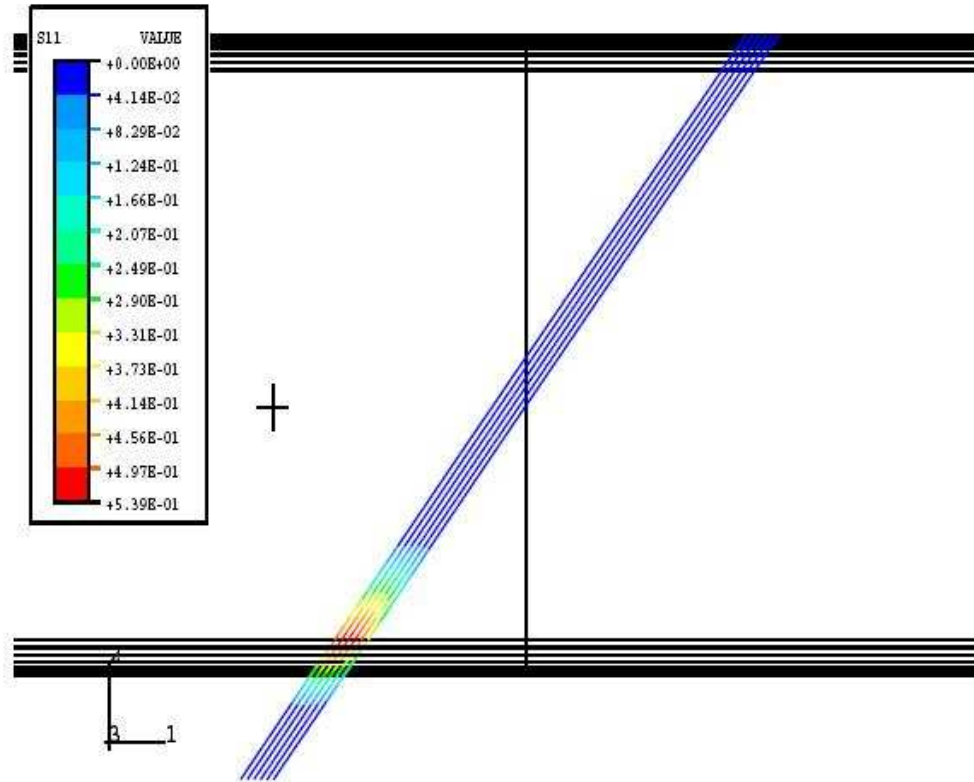
plakasını, basınç yükü altında iken, herhangi bir temas oluşmadan, geçmelerine neden olur. Bu sebepten, modeli çalıştırmaya başlamadan önce, fırçaların, bilinen ve belirlenmiş olan davranışları, test edilmelidir.

3 boyutlu (3-D), mesh davranışını sağlamak ve tüm temas tanımlarını kontrol etmek için, basınç ve girişim yüklerinden oluşan kombinasyon için, örnek, bir mesh üretilmesi faydalıdır. İlk olarak, bir miktar fark basınç yükü, teller üzerine uygulanır. *Şekil 4.13'* de verilen kesit, tellerin destek plakasının alt kısmından, aksel olarak eğilmekte olduklarını göstermektedir.. Şuna da dikkat edilmelidir ki, ABAQUS™, ilk mesh üretimini kırmızı ve yer değiştirmiş mesh üretimini de, siyah olarak gösterir. İlginçtir, *Şekil 3.13*, bazı tel fırça uygulamalarında görülen, düzgün oluşan veya oluşmayan aşınma profili hakkında bir miktar bilgi verir. Şu açıktır ki, yüksek basınç tarafındaki teller, rotor yüzeyine doğru eğilirler. Bu da, genellikle yüksek basınç taraf tellerin de, temas yüklerinin, basınç uygulanması ile arttığı (basınç kapanması gibi) sonucunu vermektedir.



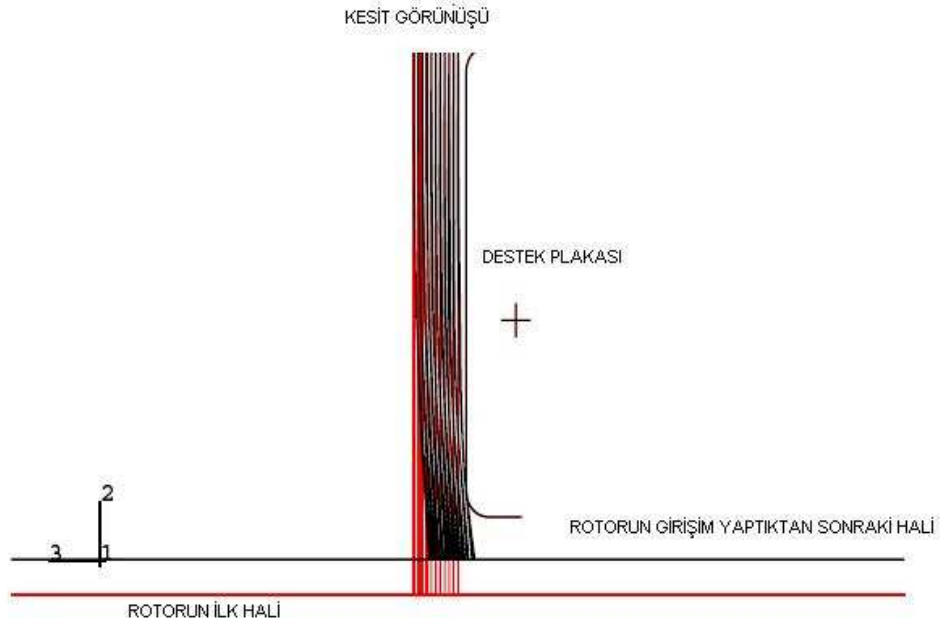
Şekil 3.13 : Yüksek basınç yükü altında tellerin aksenal olarak sapması

Fırçanın bu davranışı (burada olduğu gibi), artan çit yüksekliği açıklık miktarları, geniş duruş açıları ve basınç yükleri ve küçük tel açılarıyla, daha da belirginleşir. Bu da, yapının hassasiyetin daha fazla olması, daha fazla girişimde bulunması ve verilen basınç yükü altında daha fazla eğilmesi, demektir. Şekil 3.13, destek plakası temas tanımının, hakeza kayma hattı tanımlarının da tam olarak fonksiyonel olduğunu göstermektedir. Maksimum basınç yükünün, çit yüksekliği bölgesinde olmasından beri, teller, destek plakası köşesi çevresinde olacak şekilde, aksenal olarak eğilirler. Destek plakası üzerindeki basınç dağılımı (eksenel yöndeki akışın alt kısmına bakılırsa), temas yüklerinin destek plakası iç köşesi civarında yoğunlaştıklarını göstermektedir (Şekil 3.14).



Şekil 3.14 : Basınç yükü altında destek plakasındaki basınç dağılımı

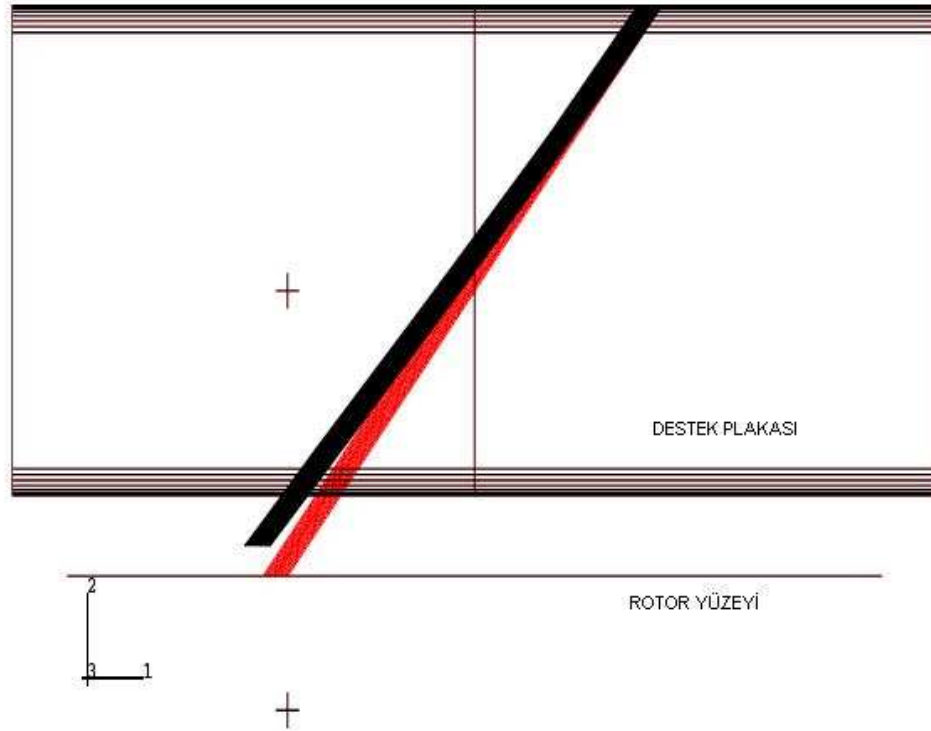
İkinci adım olarak, rotor yüzeyi, bir miktar radyal girişim oluşturacak şekilde, hareket ettirilir. Elde edilen konum itibariyle, akışın alt kısmına bakıldığında, radyal ve çevresel fırça hareketi gözlenmiş olur. Tellerin radyal olarak itilmesi ve teğetsel olarak sola kaymaları, rotor yüzey temasının başarılı bir şekilde tanımlandığını doğrular (Şekil 3.15).



Şekil 3.15 : Radyal girişimin uygulanması ile tellerde görülen sapma

Eğer bir tel fırça, büyük basınç yükü altında iken, bir miktar radyal girişim oluşumunu takiben girişim seviyesinde bir azalma olur ise, teller rotorun bu davranışına ayak uydurmazlar ve askıda kalarak, geri dönüşüm gecikmesi (hysteresis) davranışına sebep olurlar (Şekil 1.4). Bu da, fark basınç etkisi altında iken, tellerin destek plakasında sürtünme kilitlenmelerine neden olur. Analizin ikinci adımında, bir miktar radyal girişimin uygulanmasından sonra, bu radyal girişimin, basınç yükü bertaraf edilmeksizin, bertaraf edilmediği, mantıklı olan son adımdır.. Şekil 3.16' da, son adımın sonucu, akışın alt kısmına eksenel olarak bakılır ise, görülür. Tellerin, az miktarda hareket etmelerine rağmen, girişim olayından sonra, tamamen eski hallerine dönemezler ve beklendiği üzere havada asılı kalırlar. Bu

simulasyon, sürtünme davranışının, etkin olarak modellendiğini ve modelde tanımlanan, değişik temas girişimlerinin düzgün çalıştığını göstermektedir.



Şekil 3.16 : Basınç yükü altında iken girişimin kalkması ile oluşan geri dönüşüm gecikmesi olayı

3.9. Mesh üretiminin hassasiyeti

İlk denemenin düzgün çalıştığının doğrulanması ile, mesh yoğunluğu en iyileştirilmelidir. Herhangi bir sonlu elemanlar modelinde, yüksek ağ yoğunluğu, daha fazla kesinlik ifade eder. Bununla birlikte, yoğunluk seviyesi olarak kesin bir seviyeye ulaşıldıktan sonra, kararlılık, değişimsizliği içerir. Bu, en iyi noktayı bulmak, ağ üzerinde hassasiyet analizinin yapılmasını gerekli kılar. Problem çoğunlukla kirişlerin eğilmesi üzerinde durmakla beraber, ikinci mertebeden bir profil, iyi bir uyarlanma sağlar. Bu yüzden, problem, ikinci mertebeden kiriş elemanları ile modellenmiş ve böylelikle tel başına düşmesi gereken eleman sayısının miktarı azaltılmıştır.

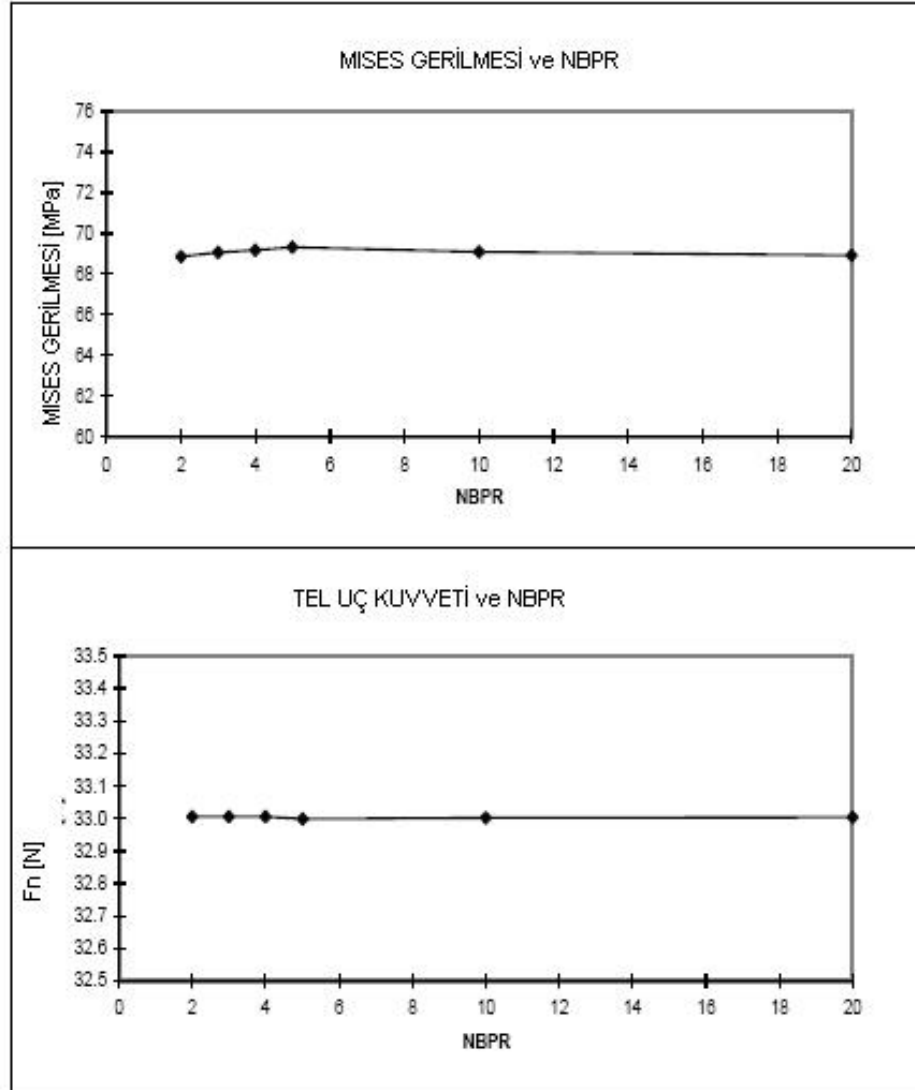
En iyi ağ yoğunluğunu karakterize etmek için, iki deneme grubu oluşturulmuştur. Bir grupta, her sırada değişen tel sayıları ile simülasyonlardaki değişiklik sonuçları görüntülenmiştir. İkinci grupta ise, her teldeki değişen ikinci dereceden, kiriş elemanları sayısına uyarak (bağlı kalarak), çözüm de oluşan değişiklikler görüntülenmiştir. Denemeler sırasında kullanılan değerler, tablo 3.2’ de listelenmiştir. Basınç yükleme, etkili bir şekilde, çözüm sürecinin uzamasına sebep olmaktadır. Basitlik sağlanması açısından, aynı tür temaslardaki sürtünme kuvvet katsayıları sabit tutulmuştur. Ortalama tel uç basıncı (rotor yüzeyinin normali) ve radyal girişim iki önemli, değerlendirilmesi gereken faktör olarak dikkate alınmıştır. Ortalama tel uç kuvveti, katı cisim yüzey nodu üzerine gelen, toplam normal kuvvetin, tel-rotor temasında, simülasyonda kullanılan toplam tel sayısına bölümü ile elde edilmiştir.

Tablo 3.2. Mesh Üretim Yoğunluk Analizleri için Örnek Parametrik Değerler

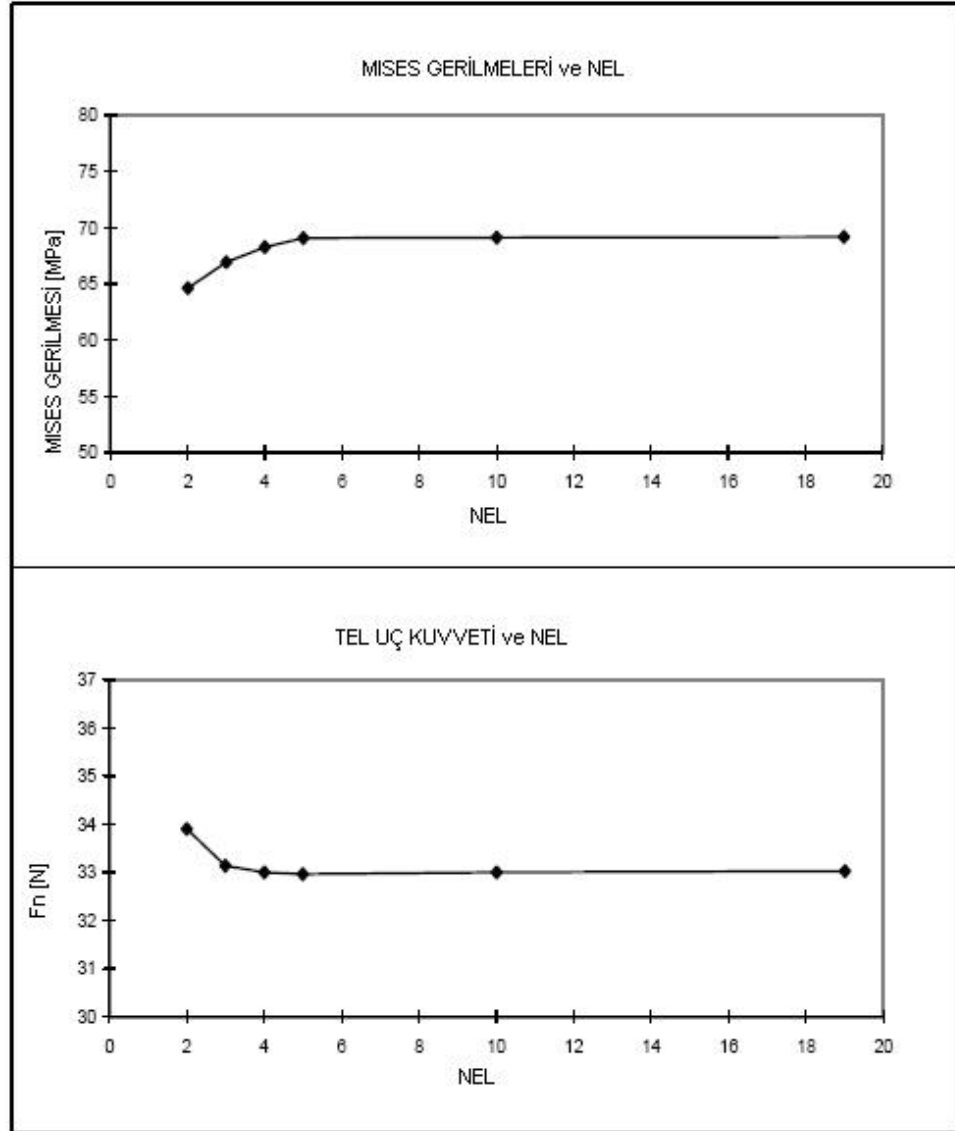
	Parametreler	Değer	
Tel Çapı	D	0.14224 mm	0.0056 in.
Serbest Tel Yüksekliği	BH	1.8415 mm	0.0725 in.
Çit Yüksekliği	FH	1.27 mm	0.05 in.
Tel Duruş Açısı	θ	45^0	45^0
Sıra Sayısı	NR	9	9
Girişim Miktarı	ΔR	1.27 mm	0.050 in.
Fark Basınç	ΔP	2.76 bar	40 psi
Sürtünme Katsayısı	All	0.25	0.25
Elastisite Modülü	E	206.8×10^3 MPa	30×10^6 psi

Sonuçlar Ek D’ de tablo olarak gösterilmiştir. Ve 3.17 ‘ deki şekil çizilmiştir. Her sıradaki tel sayısının daki artış, çözümde küçük değişikliklere sebep olur, bu da sınır koşullarında ki, her sırada ilk ve son tel üzerine gelen kuvvetlerin doğru hesaplandığını gösterir (Şekil 3.10). Şu da unutmamalıdır ki, tel duruş konumları, karmaşık bir yapı arz ettiklerinden dolayı (Şekil 3.2), her tel sırası aynı sayıda tel barındırmazlar. Verilen *NBPR* değeri için, tek numaralı sıralar bu sayıda tele sahip

iken, çift numaralı sıralar $NBPR+1$ değerinde tel sayısına sahiptirler. Örneğin, $NBPR=3$ ise, tek sırada 3, çift sırada 4 adet tel bulunur.



Şekil 3.17 : Sıra başına düşen tel sayısındaki değişim ile sonucun değişmesi



Şekil 3.18 : Tel başına düşen eleman sayısındaki değişim ile sonucun değişmesi

Bununla birlikte, sonlu elemanlar modelimiz, bir tel fırça parçacığını temsil edecek şekilde, başarı ile yapılandırılmıştır. Modelimizin sonuçları, 3 boyutlu (3-D) modelde, sürtünme kuvvetleri tanımlarının, fonksiyonel ve doğru olduklarını göstermektedir. Yaptığımız çalışma neticesinde elde edilen değerler, deneysel ve/veya farklı yöntemlerle elde edilen veriler ile karşılaştırılmış ve tatmin edici oranlarda sağlamalar görülmüştür.

4. GERİ DÖNÜŞÜM GECİKMESİNİN SONLU ELEMANLAR MODELİ İLE İNCELENMESİ

Modelin çalıştırılması ile elde edilen değerler ve sonuçlar, doğrulama amacı ile kiriş teorisi ve deneysel yöntemlerle elde edilen verilerle karşılaştırılmışlardır.

Model iki ana durum için çalıştırılmıştır. Sadece radyal girişimin olduğu durum ve radyal girişimin fark basınçla birlikte bulundukları durum. Radyal girişimin tek başına olduğu durumda, önce 0,125 mm.' den 0,5 mm.' e kadar girişim değerinin arttığı, sonra da 0,5 mm.' den 0,125 mm.' e kadar da girişimin azaldığı öngörülerek, modelleme yapılmıştır. Ciddi bir sapma tespit edildiğinde uygun aralıklar için parametrelerle oynanmış ve optimum noktaya ulaşılmaya çalışılmıştır. Radyal girişim ile fark basıncın birlikte bulundukları durum için, yine, önce 0,125 mm.'den 0,5 mm.' e kadar girişim değeri artırılmış ve sonra da 0,5 mm.' den 0,125 mm.' e kadar girişim değeri azaltılarak, ve fark basınç değerleri de, ayrı ayrı durumlar için, sırası ile $\Delta P=0,34$ atm (5 psi), $\Delta P=0,681$ atm (10 psi), $\Delta P=1,361$ atm (20 psi) ve $\Delta P=2,722$ atm (40 psi) alınarak, 4 farklı durum için modelleme yapılmıştır. Elde edilen sonuçlar ilgili bölümlerde tablolar ve grafiklerle açıklanmış ve varılan yargılar ifade edilmiştir.

4.1. Yalnızca rotor girişiminin bulunduğu durum

Bu durum için, elde edilen değerlerin incelemesi, iki alt başlık içinde yapılmıştır. Birincisinde, sonlu elemanlar modelimiz ile elde edilmiş veriler, deneysel yöntemlerle ve kiriş teorisi ile elde edilen değerlerle karşılaştırılmıştır. İkincisinde ise, sonlu elemanlar modelimiz diğer bir sonlu elemanlar modeli ve deneysel verilerle karşılaştırılmıştır.

4.1.1. Kiriş teorisi-deneysel veriler-sonlu elemanlar modelinin karşılaştırılması

Daha önce de ifade edildiği üzere, sonlu elemanlar modelinin kullanılması ile, sürtünme kuvvetleri hesaplamalara dahil edilebilmektedir. Deneysel yönteme ait sonuçlar reel olan değerlerdir. Analitik yöntemlerin kısıtlılığından dolayı, bu yöntemle elde edilen değerlere ait grafikten de (Şekil 4.1) görüldüğü üzere, geri dönüşüm gecikmesi olayı gözlemlenememektedir. Şekil 4.1, modelimizin düzgün çalıştığını ve oluşturulduğunu, fakat seçilen (kullanılan) parametrik değerlerle oynanması gerektiğini, göstermektedir.

Radyal girişimin azalması ile tel uçlarındaki temas kuvvetlerinin de azaldığı, ama, bu değerlerin, aynı yer değiştirme miktarları için örtüşmediği görülmektedir. (Şekil 4.1)

Bu, bize, bariz olarak fırça sertleşmesi, dolayısı ile de geri dönüşüm gecikmesi olayını ifade etmektedir.

Sonlu elemanlar modelimizin sonuçlarının, kiriş teorisine ait sonuçlardan daha gerçekçi olduğuda aşıkardır. Buna paralel olarak modelimizin sonuçlarının deneysel yöntemle elde edilen sonucada yaklaştırılması gerekmektedir.

Tablo 4.1 Kiriş teorisi ile elde edilen veriler

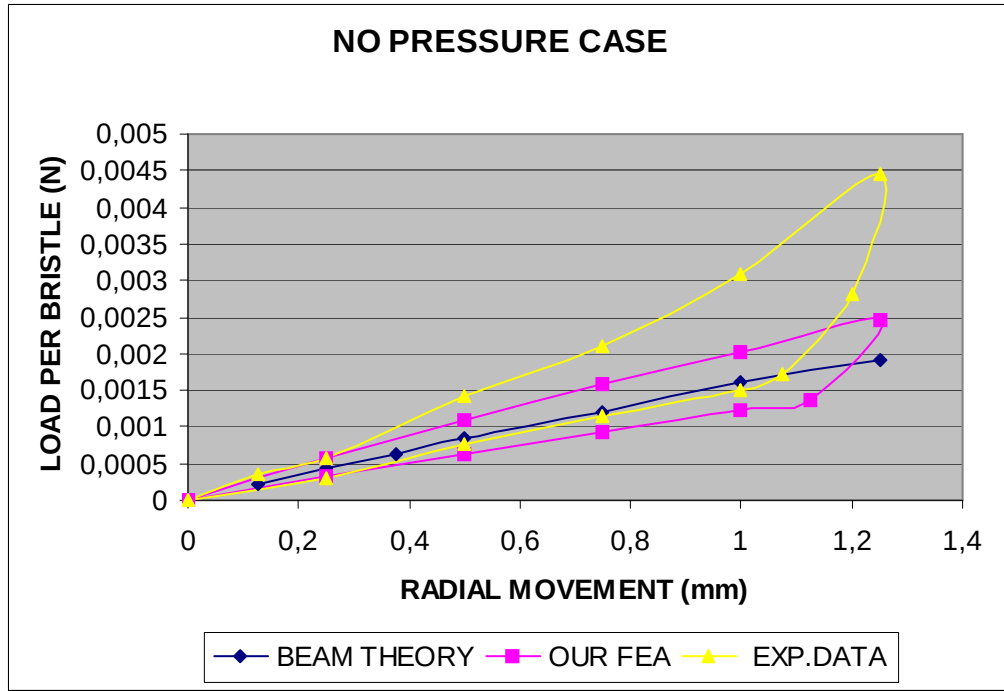
KİRİŞ TEORİSİ	
ΔX (mm)	$F_{bort.}$ (N)
0,125	0,000222
0,25	0,000445
0,375	0,000623
0,5	0,000845
0,75	0,001201
1	0,001601
1,25	0,001913

Tablo 4.2. Sonlu elemanlar modelimiz ile elde edilen veriler

SONLU ELEMENLAR MODELİMİZ	
ΔX (mm)	$F_{bort.}$ (N)
0	0
0,25	0,000562
0,5	0,001085
0,75	0,001573
1	0,002031
1,25	0,002461
1,125	0,001374
1	0,00123
0,75	0,000937
0,5	0,000634
0,25	0,000322
0	0

Tablo 4.3 Deneyisel yöntemlerle ile elde edilen veriler

ÖRNEK SONLU ELEMENLAR MODELİ	
ΔX (mm)	$F_{bort.}$ (N)
0,125	0,000356
0,25	0,000712
0,5	0,001335
0,75	0,001913
1	0,002491
1,25	0,003025
1,125	0,001735
1	0,001601
0,75	0,001201
0,5	0,000845
0,25	0,0004
0,125	0,000222



Şekil 4.1 Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

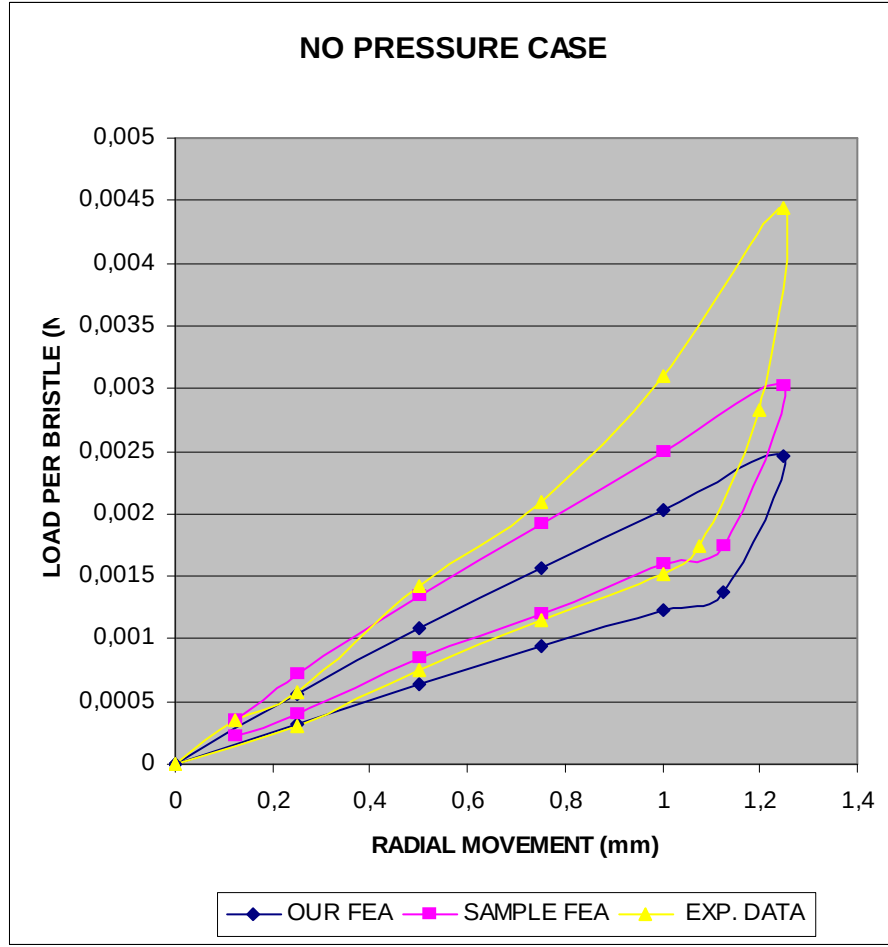
4.1.2 Sonlu elemanlar modelimizin, diğer bir sonlu elemanlar modeli örneği ve deneysel verilerle karşılaştırılması

Şekil 4.2, sonlu elemanlar modelimizin sonuçlarının, örnek bir sonlu elemanlar modeline ve deneysel yönteme ait sonuçların karşılaştırılmasını muhteva eden bir grafikdir.

Her iki, sonlu elemanlar yöntemine ait sonuçlar birbirlerine yakındırlar. Bu iki çözüme ait grafiğin, deneysel yönteme ait grafiğin içinde kalması, bizi, modelin düzenleme sistematığının ve çalışmasının doğru olduğu sonucuna götürmektedir.

Tablo 4.4 Deneysel yöntemlerle elde edilen veriler

DENEYSEL YÖNTEM	
ΔX (mm)	$F_{\text{bort.}}$ (N)
0	0
0,25	0,000311
0,5	0,000756
0,75	0,001157
1	0,001512
1,075	0,001735
1,2	0,002825
1,25	0,004448
1	0,003092
0,75	0,002091
0,5	0,001423
0,25	0,000578
0,125	0,000356
0	0



Şekil 4.2. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

4.2 Basınç ve rotor girişiminin birlikte bulundukları durum

Bu durum için, elde edilen değerlerin karşılaştırılması üç alt başlık içinde yapılmıştır. Bu başlık altında incelenen durumların, bir önceki üst başlıkta incelenen durumlardan temel farkı, modelin basınç altında çalıştırılmasıdır.

Birincisinde, sonlu elemanlar modelimiz ile elde edilmiş değerler, deneysel verilerle ve kendi içlerinde kıyaslanmışlardır.

İkincisinde, dört farklı fark basınç değeri için yapılan modelleme ile elde edilen veriler bir grafik halinde incelenmiştir.

Üçüncüsünde ise, dört farklı uygulama ile elde edilen, ortalama temas

kuvvetlerinin tek bir grafikte gösterimi ve bir ortak denklem elde edilmesi çalışması yapılmıştır.

Tablo 4.5 Radyal girişim ve basınç durumları için elde edilen değerler

$\Delta P=0,34$ atm (5 PSI)		$\Delta P=0,681$ atm (10 PSI)	
ΔX (mm)	$F_{\text{bort.}}$ (N)	ΔX (mm)	$F_{\text{bort.}}$ (N)
0	0	0	0
0,25	0,002172	0,25	0,003671
0,5	0,002612	0,5	0,004022
0,75	0,002716	0,75	0,003886
1	0,003071	1	0,004134
1,25	0,003401	1,25	0,004364
1,125	0,001043	1,125	0,000747
1	0,000863	1	0,000891
0,75	0,000512	0,75	5,21E-05
0,5	0,000319	0,5	0
0,25	1,64E-05	0,25	0
0	0	0	0
Fort.	0,001394	Fort.	0,001814

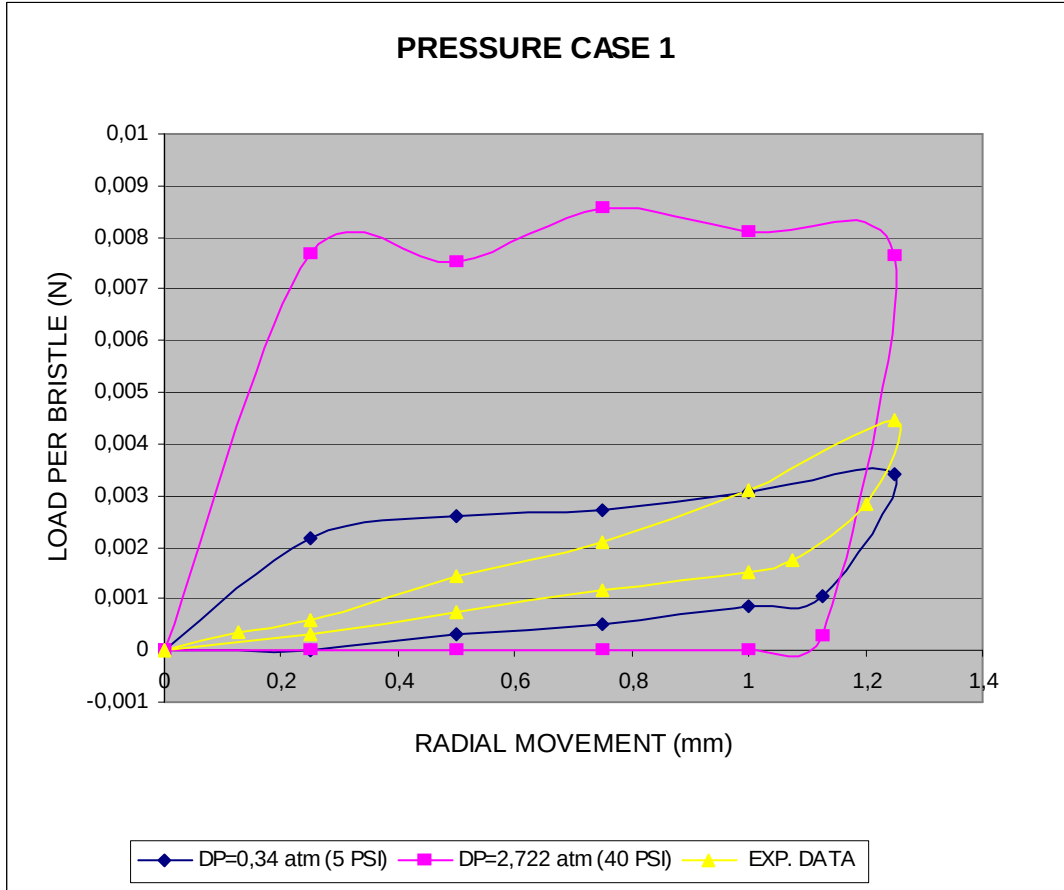
$\Delta P=1,361$ atm (20 PSI)		$\Delta P=2,722$ atm (40 PSI)	
ΔX (mm)	$F_{\text{bort.}}$ (N)	ΔX (mm)	$F_{\text{bort.}}$ (N)
0	0	0	0
0,25	0,005495	0,25	0,0076731
0,5	0,005633	0,5	0,0075373
0,75	0,005491	0,75	0,0085844
1	0,00547	1	0,0081038
1,25	0,00544	1,25	0,0076398
1,125	0,003881	1,125	0,0002969
1	0	1	0
0,75	0	0,75	0
0,5	0	0,5	0
0,25	0	0,25	0
0	0	0	0
Fort.	0,002617	Fort.	0,0033196

4.2.1 Sonlu elemanlar modelimizin iki farklı uygulamasının deneysel verilerle karşılaştırılması

Radial girişim için, minimum ve maksimum fark basınç değerleri için elde edilen, ortalama tel uç temas kuvvetleri ile deneysel yöntemde ait temas kuvvet değerleri kıyaslanırsa, basıncın etkisi ile meydana gelen artışlar görülmektedir.

Maksimum fark basınç değerine ait kuvvet miktarlarının, deneysel yöntemdeki kuvvetlere nazaran yüksek olması, sürtünme katsayılarına ait parametrelerin değiştirilmesi gerektiğini göstermektedir.

İlave olarak, belli girişim değerlerinden sonra ortalama temas kuvvetlerinin yaklaşık olarak sabit kaldıkları, bu da, o noktadan itibaren sertleşme miktarının artmadığını göstermektedir. Bu da, fırça sertleşmesi ve geri dönüşüm gecikmesi olayının kontrol edilebilir olduğunu ifade eder.

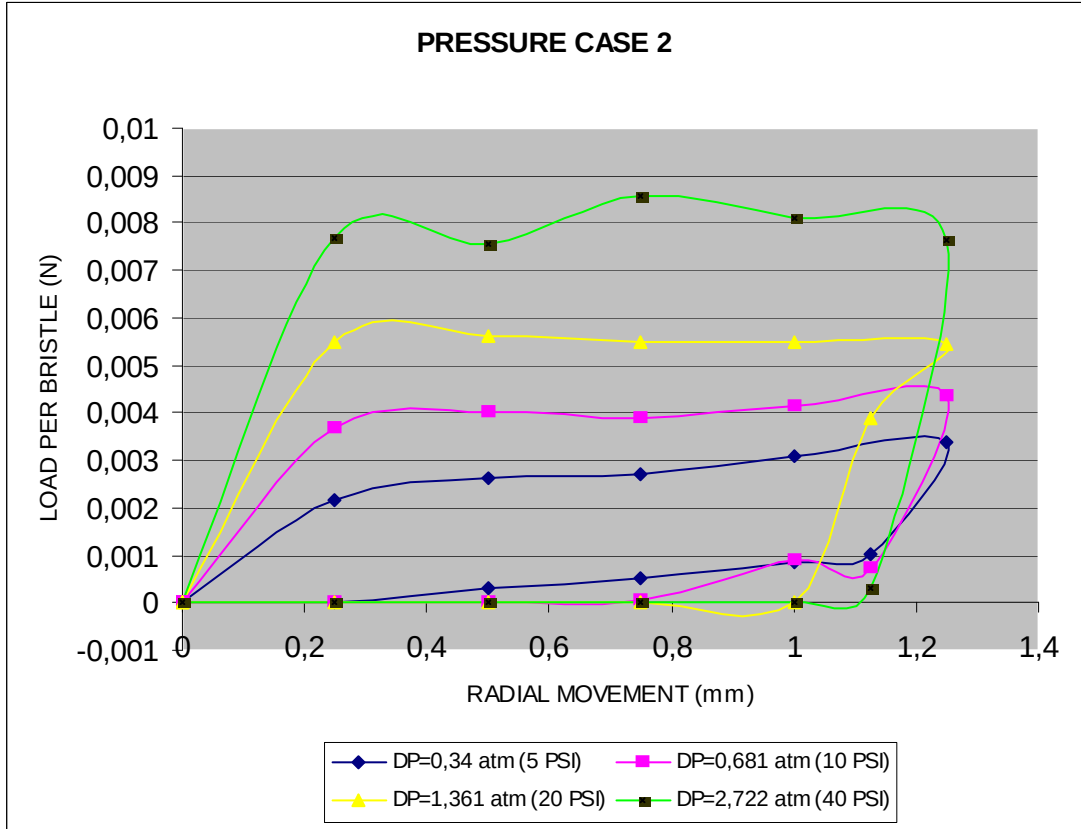


Şekil 4.3. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

4.2.2 Sonlu elemanlar modelimiz ile yaptığımız 4 farklı uygulamanın birbirleri ile karşılaştırılması

Bu kısımda yapılan çalışma, dört farklı fark basınç değerine ait sonuçların aynı grafik içinde değerlendirilmesidir. Hem radyal girişim hem de fark basınç söz konusudur.

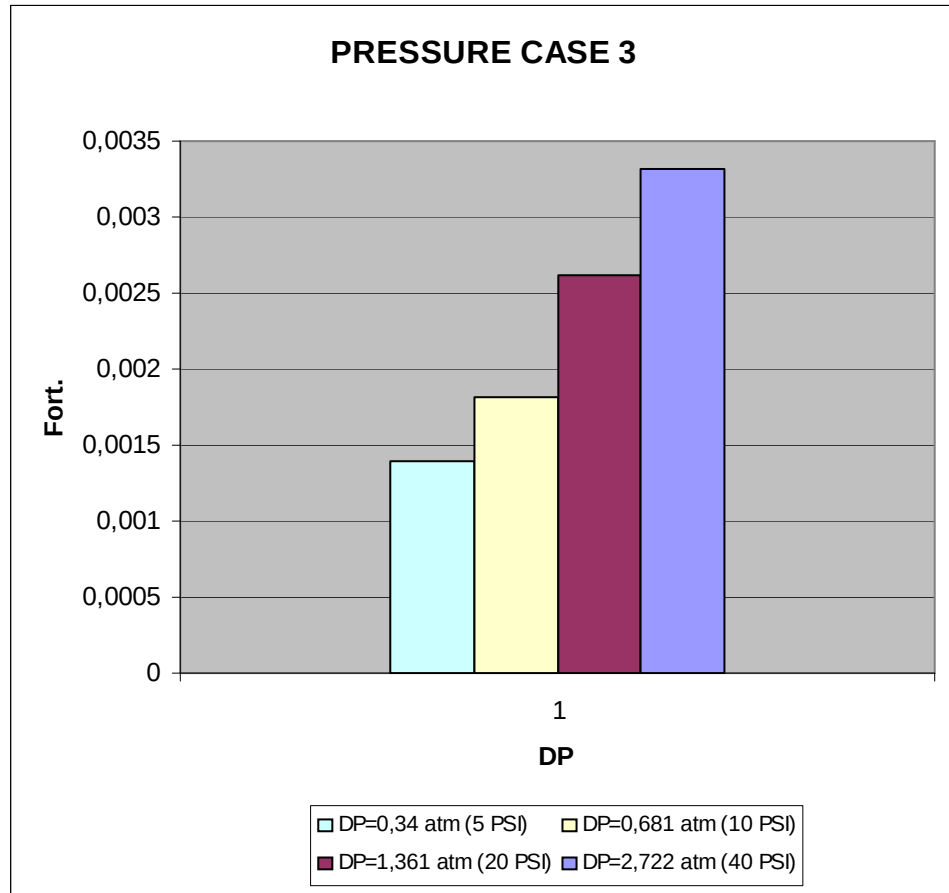
Dört farklı uygulama için aynı yapıda grafik elde edilmesi de, modelin düzgün çalıştığını gösterir. Ortalama temas kuvvetlerindeki artış da, uygulanan fark basınç değerlerinin artmasına paralel bir görüntü arz etmektedirler. Bu da, temas kuvvetlerinin basınç ile doğru orantılı olduğu sonucunu verir.



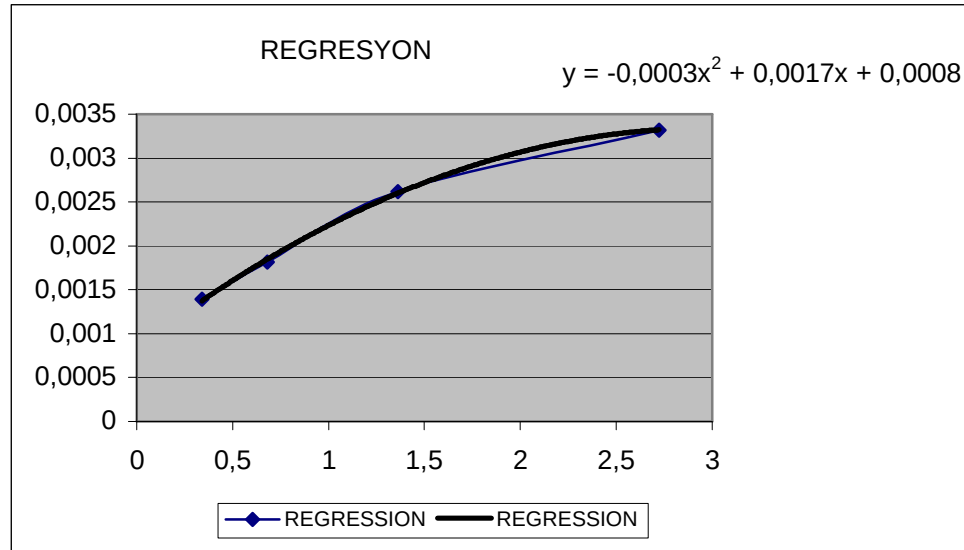
Şekil 4.4. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

4.2.3 Dört farklı uygulamada elde edilen, ortalama temas kuvvetleri için ortak denklem geliştirilmesi

Bu bölümdeki çalışma ise, dört farklı uygulamaya ait maksimum ortalama tel uç temas kuvvetlerinin tespiti, girişim değerleri ile ilişkilendirilerek ortak ve tek bir grafikte gösterilmeleridir. Ayrıca, grafiğe, regresyon yolu ile bir eğilim çizgisi çizdirilmiş ve bu görünüm polinomik bir fonksiyon ile formülize edilmiştir.



Şekil 4.5. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması



Şekil 4.6. Farklı yöntemlerle elde edilmiş değerlerin karşılaştırılması

5. SONUÇLAR

Üstün sızdırmazlık performansları ile tel fırçalar, geleneksel labirent keçelere alternatif oluştururlar. Büyük rotor girişimlerinin söz konusu olduğu hallerde bile görevlerini tam olarak ifa ederler. Fırça sızdırmazlık elemanları üzerine yapılan çalışmalar belirli bir raddeye erişmiş, konu üzerine yapılabilecek fazla çalışma imkanı kalmamıştır. Fakat temas yüklerinin kontrol ve yönetiminin başarı ile sağlanması, keçe ömrünü ve verimini artıracaktır. Bu tür yapılarda, açığa çıkan sürtünme kuvvetlerinin etkisi azımsanmayacak kadar büyüktür. Bununla birlikte, analitik yöntemlerle yapıyı tam olarak çözümlemek (sürtünme kuvvetlerinin etkisi dikkate alınarak) imkansızdır. Bu nedenle, bu çalışmada olduğu gibi üç boyutlu (3-D) bilgisayar modellemelerine gereksinim vardır.

Bu çalışma daha çok, fırça sızdırmazlık elemanlarında görülen basınç ve sertlik etkileşiminin incelenmesi üzerine yoğunlaşmıştır. Kaynaklarda geri dönüşüm gecikmesi (hysteresis) olarak adlandırılan, sertleşen tellerin rotor girişiminin azalması ile eski hallerine hemen dönememeleri sorunu ve bu sorunun sebep olduğu sonuçlar Bölüm 3 ve 4' de detaylı olarak incelenmiştir.

Sonuç olarak, bu çalışma sonunda ulaşılan önemli hususlar şunlardır;

- Üç boyutlu (3-D) sonlu elemanlar modelimiz etkin olarak yapılandırılmış ve istenilen sonuca (tel fırçaya ait bir parçanın gösterimi) ulaşılmıştır.
- Sürtünme kuvvetlerinin, yapı üzerine gelen toplam yüke etkilerinin belirlenmesi hedeflenmiş ve bu sağlanmıştır.
- Model, deneysel yöntem ile elde edilen verilerden bir miktar sapma gösterse de, hem analitik hem de deneysel yöntemlerle kısmen örtüşme sağlanmıştır.
- Tam örtüştürülemez problemi, modelden ve oluşturulan sistematikten değil, parametrik değerlerden kaynaklanmaktadır. Bu konu üzerinde daha fazla çalışma yapma gereği vardır.

- ΔP fark basınç olmadığı durumlarda, modelimizin, deneysel yöntem ve örnek, diğer bir sonlu elemanlar modellemesi ile benzer karakteristik gösterdiği ve geri dönüşüm gecikmesi (hysteresis) olayının tespit edilmesi ve gösterilmesi hedefine ulaşıldığı görülmektedir.
- Düşük ΔP fark basınç değerleri için, tel uçlarına gelen ortalama tepki kuvvetleri, deneysel yöntem ile elde edilen tepki kuvvetlerine yakın olmakta, fakat artan ΔP fark basınç değerleri için, bu ortalama tepki kuvvetleri aslına göre büyük sapmalar göstermektedirler.
- Şu da görülmektedir ki, belli ΔP fark basınç değerleri için, girişimin ilk adımında ulaşılan maksimum tepki kuvvetleri (F_B), girişim miktarının sürekli artmasına rağmen yaklaşık olarak sabit kalmaktadır. Bu da, sertleşme ve geri dönüşüm gecikmesi olaylarının kontrol edilebilir büyüklükler olduğunu göstermektedir.

KAYNAKLAR DİZİNİ

1. Ludwig, L.P. and Bill, R., 'Gas Path Sealing in Turbine Engines,' *ASLE Trans.*, **23**, pp 1-22, (1980).
2. Chupp, R.E. and Dowler, C.A., 'Performance Characteristics of Brush Seals for Limited-Life Engines,' *ASME Trans. J. Eng. for Gas Turbines and Power*, **115**, pp 390-396 , (1993).
3. Chupp, R.E. and Loewenthal, R.G., 'Brush Seals Can Improve Power Plant Efficiency by One-Fourth of a Percentage Point Yielding Huge Annual Savings,' *Lubr. Eng.*, **53**, pp 10-14, (1997).
4. Atkinson, E. and Bristol, B., 'Effects of Material Choices on Brush Seal Performance,' *Lubr. Eng.*, **48**, pp 740-746, (1992).
5. Aksit, M.F., 'A Computational Study of Brush Seal Contact Loads With Friction,' PhD Thesis Rensselaer Polytechnic Institute (1998)
6. Ferguson, J.G., 'Brushes as High Performance Gas Turbine Seals,' ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress Paper **ASME 88-GT-182**, (1988).
7. 'Ferranti Fluid Packing,' Patent No. **885,032**, (1908).
8. Gorelov, G.M., Reznik, V.E. and Tsibizov, V.I., 'Experimental Study of Brush Seal Flow Characteristics and Comparison with a Labyrinth Seal,' *Izvestiya VUZ. Aviatsionnaya Tekhnika*, **31**, pp 43-46, (1988).
9. Hendricks, R.C., Carlile, J.A., Liang, A.D., Steinetz, B.M., Easter, Onstott, J.W. and Howe, H., 'Static Brush Seals for Propulsion System Interfaces,' 5th Advanced Earth to Orbit Propulsion Technology Conference Paper **NASA CP-3174-VOL-1**, pp 243-439, (1992).

10. Dinc, S., Bagepalli, B., Cromer, R., Maynard, J., Calabrese, S. and Aksit, M.F., 'High Temperature Vibratory Brush Seals for Gas Turbine Applications,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 30th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 94-2704**, (1994).
11. Mayhew, E.R., Bill, R.C., Voorhees, W.J. and O'Donnell, J., 'Military Engine Seal Development: Potential for Dual Use,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 30th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 94-2699**, (1994).
12. Holle, G.F. and Khrishnan, M.R., 'Gas Turbine Engine Brush Seal Applications,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 90-2142**, (1990).
13. Chupp, R.E. and Nelson, P., 'Evaluation of Brush Seals for Limited-Life Engines,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 90-2140**, (1990).
14. Basu, P., Datta, A., Johnson, R., Loewenthal, R. and Short, J., 'Hysteresis and Bristle Stiffening Effects of Conventional Brush Seals,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 29th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 93-1996**, (1993).
15. Hendricks, R.C., Wilson, J., Wu, T. and Flower, R., 'Bidirectional Brush Seals,' ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress Paper **ASME 97-GT-256**, (1997).
16. Short, J.F., Basu, P., Datta, A., Loewenthal, R.G. and Prior, R.J., 'Advanced Brush Seal Development,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 32nd Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 96-2907**, (1996).
17. Arora, G.K. and Proctor, M.P., 'JTAGG II Brush Seal Test Results,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 33rd Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 97-2632**, (1997).

18. Anonymous, 'ABAQUS/Standard User's Manual,' Volume I, Version 6.2, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., Pawtucket, Rhode Island, 1997.
19. Anonymous, 'ABAQUS/Standard User's Manual,' Volume II, Version 6.2, Hibbitt, Karlsson & Sorensen, Inc., Pawtucket, Rhode Island, 1997.
20. Braun, M.J., Hendricks, R.C. and Canacci, V., 'Flow Visualization in a Simulated Brush Seal,' ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress Paper **ASME 90-GT-217**, (1990).
21. Braun, M.J., Canacci, V.A., and Hendricks, R.C., 'Flow Visualization and Quantitative Velocity and Pressure Measurements in Simulated Single and Double Brush Seals,' *Trib. Trans.*, **34**, pp 70-80, (1991).
22. Bayley, F.J. and Long, C.A., 'A Combined Experimental and Theoretical Study of Flow and Pressure Distributions in a Brush Seal,' *ASME Trans. J. Eng. for Gas Turbines and Power*, **115**, pp 404-410, (1993).
23. Turner, M.T., Chew, J.W. and Long, C.A., 'Experimental Investigation and Mathematical Modeling of Clearance Brush Seals,' ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress Paper **ASME 97-GT-282**, (1997).
24. Chew, J.W., Lapworth, B.L. and Millener, P.J., 'Mathematical Modeling of Brush Seals,' *Int. J. Heat and Fluid Flow*, **16**, pp 493-500, (1995).
25. O'Neill, A.T., Hogg, S.I., Withers, P.A., Turner, M.T. and Jones, T.V., 'Multiple Brush Seals in Series,' ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress Paper **ASME 97-GT-194**, (1997).
26. Conner, K.J. and Childs, D.W., 'Brush Seal Rotordynamic Damping Characteristics,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 26th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 90-2139**, (1990).

27. Schlumberger, A.J., Margaret, P.P. and Hendricks, R.C., 'Eccentricity Effects on Leakage of a Brush Seal at Low Speeds,' **NASA TM-105141**, (1991).

28. Hendricks, R.C., Proctor, M., Schlumberger, J., Braun, M. and Mullen, R., 'Some Preliminary Results of Brush Seal/Rotor Interface Effects on Leakage at Zero and Low RPM using a Tapered-Plug Rotor,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 27th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 91-3390**, (1991).

29. Chupp, R.E., Johnson, R.P. and Loewenthal, R.G., 'Brush Seal Development for Large Industrial Gas Turbines,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 31st Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 95-3146**, (1995).

30. Chupp, R.E. and Prior, R.J., 'Update on Brush Seal Development for Large Industrial Gas Turbines,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 32nd Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 96-3306**, (1996).

31. Chupp, R.E. and Prior, R.J., 'Advanced Seal Development for Large Industrial Gas Turbines,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 33rd Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 97-2731**, (1997).

32. Wolfe, C.E., Chiu, R.P., Cromer, R.H., Crum, G.A., Marks, P.T., Stuck, A.E., Turnquist, N.A., Reluzco, G. and Dinc, O.S., 'Brush Seals in Industrial Gas Turbines,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 33rd Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 97-2730**, (1997).

33. Braun, M., Hendricks, R.C. and Yang, Y., 'Effects of Brush Seal Morphology on Leakage and Pressure Drops,' AIAA/SAE/ASME/ASEE 27th Joint Propulsion Conference Paper **AIAA 91-2106**, (1991).

34. Carlile, J.A., Hendricks, R.C. and Yoder, D.A., 'Brush Seal Leakage Performance with Gaseous Working Fluids at Static and Low Rotor Speed Conditions,' *ASME Trans. J. Eng. for Gas Turbines and Power*, **115**, pp 397-403 , (1993).

35. Long, C.A. and Marras, Y., 'Contact Force Measurements Under a Brush Seal,' ASME Gas Turbine and Aeroengine Congress Paper **ASME 95-GT-211**, (1995).
36. Aksit, M., "Analysis of Brush Seal Bristle Stresses With Pressure-Friction Coupling", 9 pages, Proceedings of the ASME Turbo Expo 2003, Atlanta, Georgia, June 16-19, 2003, GT-2003-38718 (pdf)
37. Chupp, R. E., Aksit, M. F., Ghasripor, F., Turnquist, N. A., and Demiroglu, M., "Advanced Seals for Industrial Turbine Applications", 15 pages, 37th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Salt Lake City, Utah, July 8-11, 2001, AIAA-2001-3626
38. Crudgington, P. F., "Brush Seal Performance Evaluation", 7 pages, 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference & Exhibit, Cleveland, OH, July 13-15, 1998, AIAA-98-3172
39. Crudgington, P.F. and Bowsher, A., 'Brush Seal Pack Hysteresis,' Conference Paper **AIAA 2002-3794**, (2002).
40. Crudgington, P.F. and Bowsher, A., 'Brush Seal Blow Down,' Conference Paper **AIAA 2003-4697**, (2003).

ÖZGEÇMİŞ

1978 İstanbul doğumlu olan M.Talha PAMUKÇU, 2000 yılında Kocaeli Üniv. Mühendislik Fak. Makine Bölümü'nden mezun olarak Makine Mühendisi ünvanını aldı. 2001 yılında, yüksek lisans kaydı yaptırdığı Gebze Yüksek Teknoloji Enstitüsü Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü'nden mezun olma aşamasına geldi.

EK A

- Örnek parametre dosyası

```

***** PARAMETERS FILE "t2d.prm"
4 mil seal (P.B. No dampers) Torque verification
***** SEAL MORPHOLOGY
CANT_ANGLE                      48          deg.
FENCE_HEIGHT_(RADIAL)           0.0725     in.
BRISTLE_FREE_HEIGHT_(RADIAL)    0.4505     in.
BRISTLE_DIA.                    0.004       in.
BRISTLE_SURFACE_ROUGHNESS       50          microin.
AXIAL_BRISTLE_SPACING           0.004438    in.
#_ROWS_IN_AXIAL_DIR.            2          #
TANGENTIAL_BRISTLE_SPACING      0.006434    in.
#_BRISTLES_PER_ROW_(TANGENTIAL_DIR.) 2          #
BACKING_PLATE_CORNER_RADIUS     0.008       in.
BACKING_PLATE_THICKNESS         0.07         in.
BACKING_PLATE_SURFACE_ROUGHNESS 30          microin.
***** MATERIAL AND FRICTION DATA
YOUNGS_MODULUS                  32600000    psi
POISSONS_RATIO                  0.3
INTER_BRISTLE_FRIC._COEFF.      1.5
BACKING_PLATE_FRIC._COEFF.      1.5
ROTOR_SURFACE_FRIC._COEFF.      0.25
***** MESH DATA
#_ELEMENTS_PER_BRISTLE          4          #
#_ELEMENTS_1st_ROW_BRISTLES     4
HEIGHT_OF_1st_ROW_DENSE_MESH_(FH)_REGION 0.080     in. >= FH
#_ELEM_DENSE_MESH_(FENCE_HEIGHT)_REGION 1          #
***** LOADING
PRESSURE_DIFFERENTIAL           10          psid
RADIAL_ROTOR_MOTION             0.0025     in. (+ closure)
LOADING_SEQUENCE                IP          JM,P,I,PI,IP
INITIAL_INCREMENT_SIZE          0.0025     #
MINIMUM_INCREMENT_SIZE          .10e-9      #
***** OUTPUT CONTROL
PRINT_DETAILS_DURING_LOADING    N          Y,N
FREQUENCY_OF_PRINTING           50          #
MONITOR_NODE                    1          #
MONITOR_DOF                     2          #

```

EK B

- Örnek veri giriş dosyası

```
*HEADING, UNSYMM
GE90 4 mil seal (P.B. No dampers) Torque verification
***** LIST OF INPUT PARAMETERS AS READ
** CANT_ANGLE
48.00000000
** FENCE_HEIGHT_(RADIAL)
0.7249999791E-01
** BRISTLE_FREE_HEIGHT_(RADIAL)
0.4505000114
** BRISTLE_DIA.
0.4000000190E-02
** BRISTLE_SURFACE_ROUGHNESS
50.00000000
** AXIAL_BRISTLE_SPACING
0.4437999800E-02
** #_ROWS_IN_AXIAL_DIR.
2
** TANGENTIAL_BRISTLE_SPACING
0.6434000097E-02
** #_BRISTLES_PER_ROW_(TANGENTIAL_DIR.)
2
** BACKING_PLATE_CORNER_RADIUS
0.8000000380E-02
** BACKING_PLATE_THICKNESS
0.7000000030E-01
** BACKING_PLATE_SURFACE_ROUGHNESS
30.00000000
** YOUNGS_MODULUS
32600000
** POISSONS_RATIO
0.3000000119
** INTER_BRISTLE_FRIC._COEFF.
1.500000000
** BACKING_PLATE_FRIC._COEFF.
1.500000000
** ROTOR_SURFACE_FRIC._COEFF.
0.2500000000
** #_ELEMENTS_PER_BRISTLE
4
** #_ELEMENTS_1st_ROW_BRISTLES
4
** HEIGHT_OF_1st_ROW_DENSE_MESH_(FH)_REGION
0.7999999821E-01
** #_ELEM.S_DENSE_MESH_(FENCE_HEIGHT)_REGION
1
** PRESSURE_DIFFERENTIAL
10.00000000
** RADIAL_ROTOR_MOTION
0.2499999944E-02
** LOADING_SEQUENCE IP
** INITIAL_INCREMENT_SIZE 0.2499999944E-02
** MINIMUM_INCREMENT_SIZE 0.1000000013E-09
** PRINT_DETAILS_DURING_LOADING N
```

EK B

```

120017,      1,      6,
120117,      1,      6,
120217,      1,      6,
120317,      1,      6,
***
999998,      1,      6,
999999,      1,      6,
***
*RESTART,WRITE,FREQUENCY=5000
***
*STEP,NLGEOM,INC=1000,UNSYMM=YES
*STATIC
  1.0000D-03, 1.0000D+00, 1.0000D-09,
*CONTROLS,PARAMETERS=TIME INCREMENTATION
/,/,/,/,5,
*BOUNDARY,OP=MOD
999999, 2, , .2500D-01
999999, 1, , -.7500D-01
*NODE PRINT, FREQUENCY=5000
U
RF
*EL PRINT, FREQUENCY=5000
S, MISES
*END STEP
***
*STEP,NLGEOM,INC=1000,UNSYMM=YES
*STATIC
  1.0000D-03, 1.0000D+00, 1.0000D-09,
*CONTROLS,PARAMETERS=TIME INCREMENTATION
/,/,/,/,5,
***** APPLYING 100.0 PSI ADJUSTED TO CURRENT ROTOR INTERFERENCE
*DLOAD,OP=MOD
  1,PZ, -.307692D-01,
 101,PZ, -.307692D-01,
 201,PZ, -.307692D-01,
 301,PZ, -.307692D-01,
  2,PZ, -.307692D-01,
 102,PZ, -.307692D-01,
 202,PZ, -.307692D-01,
 302,PZ, -.307692D-01,
  3,PZ, -.252981D-01,
 103,PZ, -.252981D-01,
 203,PZ, -.252981D-01,
 303,PZ, -.252981D-01,
  3,PY, -.154000D-01,
 103,PY, -.154000D-01,
 203,PY, -.154000D-01,
 303,PY, -.154000D-01,
  4,PZ, -.170306D-01,
 104,PZ, -.170306D-01,
 204,PZ, -.170306D-01,
 304,PZ, -.170306D-01,
  4,PY, -.154000D-01,
 104,PY, -.154000D-01,
 204,PY, -.154000D-01,
 304,PY, -.154000D-01,
  5,PZ, -.199082D-02,

```

EK B

```

*SLIDE LINE,ELSET=S 9-10L 3,TYPE=LINEAR,GENERATE
  80301, 80317,      1,
*ELEMENT,TYPE=ITT31,ELSET=S 9-10L 3
  90241, 90201, 90202,
*ELGEN,ELSET=S 9-10L 3
  90241,      15,      1,      1,
*INTERFACE,ELSET=S 9-10L 3
  -.004100,
*SURFACE BEHAVIOR,SOFTENED,TABULAR
  0.0000D+00, -1.0000D-04,
  6.4867D-05, 0.0000D+00,
  6.4867D-01, 1.0000D-04,
*FRICTION,ANISOTROPIC,SLIP TOLERANCE=0.005
  .350,      .350,
***
*ELSET,ELSET=S 9-10L
S9-10L1,
S9-10L2,
S9-10L3,
***
***** DEFINING CONTACTS BETWEEN ROWS 10 AND 11
***
***** RIGHT SIDE
***
*SLIDE LINE,ELSET=S10-11R 1,TYPE=LINEAR,GENERATE
  90001, 90017,      1,
*ELEMENT,TYPE=ITT31,ELSET=S10-11R 1
  100121,100101,100102,
*ELGEN,ELSET=S10-11R 1
  100121,      15,      1,      1,
*INTERFACE,ELSET=S10-11R 1
  -.004100,
*SURFACE BEHAVIOR,SOFTENED,TABULAR
  0.0000D+00, -1.0000D-04,
  6.4867D-05, 0.0000D+00,
  6.4867D-01, 1.0000D-04,
*FRICTION,ANISOTROPIC,SLIP TOLERANCE=0.005
  .350,      .350,
***
*SLIDE LINE,ELSET=S10-11R 2,TYPE=LINEAR,GENERATE
  90101, 90117,      1,
*ELEMENT,TYPE=ITT31,ELSET=S10-11R 2
  100221,100201,100202,
*ELGEN,ELSET=S10-11R 2
  100221,      15,      1,      1,
*INTERFACE,ELSET=S10-11R 2
  -.004100,
*SURFACE BEHAVIOR,SOFTENED,TABULAR
  0.0000D+00, -1.0000D-04,
  6.4867D-05, 0.0000D+00,
  6.4867D-01, 1.0000D-04,
*FRICTION,ANISOTROPIC,SLIP TOLERANCE=0.005
  .350,      .350,

```

EK C

- **Değişken fark basınçlar için rotor temas basınç değerleri**

ΔP		ORTALAMA TEL UÇ BASINÇLARI	
kPa/100	psi/14.5	kPa/100	psi/14.5
0	0	19.4	2.81
100	14.5	36.7	5.32
200	29	53.5	7.76
300	43.5	70.2	10.18
500	72.5	100.4	14.56

EK D

- **Mesh üretim yoğunluğunun değişiminin çözüm üzerine etkisi**

Sıra başına düşen optimum tel sayısını belirleme

NBPR			Mises				Fn	
#		MPa		ksi		N (e-5)		lbf (e-5)
2		68.84		9.99		33.006		7.4200
3		69.06		10.02		33.006		7.4200
4		69.17		10.03		33.006		7.4200
5		69.31		10.05		32.998		7.4182
10		69.08		10.02		33.002		7.4190
20		68.92		10.00		33.004		7.4195

Tel başına düşen optimum eleman sayısını belirleme

NEL			Mises				Fn	
#		MPa		ksi		N (e-5)		lbf (e-5)
2		64.60		9.37		33.899		7.6209
3		66.95		9.71		33.133		7.4486
4		68.27		9.90		33.006		7.4200
5		69.06		10.02		32.968		7.4114
10		69.12		10.03		33.006		7.4200
19		69.20		10.04		33.031		7.4257

NBPR = Sıra başına düşen tel sayısı

Mises = Tellerde ki maksimum Von-Mises gerilmeleri

Fn = Ortalama tel uç kuvvetinin, rotor yüzeyine olan normali

EK E

• Dönüşüm tabloları

GENEL DÖNÜŞÜM TABLOLARI		
MİKTAR	U.S. birimi	SI eşitliği
UZUNLUK	1 in	0.025400 m
	1 ft	0.30480 m
	1 mile	1609.3 m
ALAN	1 in ²	0.64516 × 10 ⁻³ m ²
	1 ft ²	0.092903 m ²
	1 acre	4046.9 m ²
HACİM	1 in ³	0.016387 × 10 ⁻³ m ³
	1 ft ³	0.028317 m ³
	1 US gallon	3.7854 × 10 ⁻³ m ³

GERİLME ANALİZLERİ İÇİN DÖNÜŞÜM TABLOLARI		
MİKTAR	U.S. birimi	SI eşitliği
YOĞUNLUK	1 slug/ft ³ = 1 lbf s ² /ft ⁴	515.38 kg/m ³
	1 lbf s ² /in ⁴	10.687 × 10 ⁶ kg/m ³
ENERJİ	1 ft lbf	1.3558 J (N m)
KUVVET	1 lbf	4.4482 N (kg m/s ²)
KÜTLE	1 slug = 1 lbf s ² /ft	14.594 kg (N s ² /m)
	1 lbf s ² /in	175.13 kg
GÜÇ	1 ft lbf/s	1.3558 W (N m/s)
BASINÇ-GERİLME	1 psi (lbf/in ²)	6894.8 Pa (N/m ²)

ISI TRANSFERLERİ İÇİN DÖNÜŞÜM TABLOLARI		
MİKTAR	U.S. birimi	SI eşitliği
İLETKENLİK	1 Btu/ft hr °F	1.7307 W/m °C
	1 Btu/in hr °F	20.769 W/m °C
YOĞUNLUK	1 lbm/in ³	27680. kg/m ³
ENERJİ	1 Btu	1055.1 J
ISI AKISI YOĞUNLUĞU	1 Btu/in ² hr	454.26 W/m ²
GÜÇ	1 Btu/hr	0.29307 W
SİPESİFİK ISI	1 Btu/lbm °F	4186.8 J/kg °C
SICAKLIK	1 °F	5/9 °C
	Temp °F	9/5 × Temp °C + 32°
		9/5 × Temp °K - 459.67°

ÖNEMLİ SABİT KATSAYILAR		
SABİT	U.S. birimi	SI eşitliği
MUTLAK SIFIR	-459.67 °F	-273.15 °C
YERÇEKİMİ İVMESİ	32.174 ft/s ²	9.8066 m/s ²
ATMOSFERİK BASINÇ	14.694 psi	0.10132 × 10 ⁶ Pa
Stefan-Boltzmann SABİTİ	0.1714 × 10 ⁻⁸ Btu/hr ft ² °R ⁴	5.669 × 10 ⁻⁸ W/m ² °K ⁴
	where °R = °F + 459.67	where °K = °C + 273.15

YUMUŞAK ÇELİKLERİN ODA SICAKLIĞINDAKİ ÖZELLİKLERİ		
MİKTAR	U.S. birimi	SI eşitliği
İLETKENLİK	28.9 Btu/ft hr °F	50 W/m °C
	2.4 Btu/in hr °F	
YOĞUNLUK	15.13 slug/ft ³ (lbf s ² /ft ⁴)	7800 kg/m ³
	0.730 × 10 ⁻³ lbf s ² /in ⁴	
	0.282 lbf/in ³	
ELASTİSİTE MODÜLÜ	30 × 10 ⁶ psi	207 × 10 ⁹ Pa
SİPESİFİK ISI	0.11 Btu/lbm °F	460 J/kg °C
EĞİLME GERİLMESİ	30 × 10 ³ psi	207 × 10 ⁶ Pa