

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜZ LABİRENT KEÇELERDE OYUK OLUŞUMUNUN SIZDIRMAZLIK
PERFORMANSINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uğurcan YALÇIN

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

TEMMUZ 2020

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DÜZ LABİRENT KEÇELERDE OYUK OLUŞUMUNUN SIZDIRMAZLIK
PERFORMANSINA ETKİSİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Uğurcan YALÇIN
503151153**

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Isı Akışkan Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Kadir KIRKÖPRÜ

TEMMUZ 2020

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503151153 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Uğurcan YALÇIN, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “DÜZ LABİRENT KEÇELERDE OYUK OLUŞUMUNUN SIZDIRMAZLIK PERFORMANSINA ETKİSİ” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Erkan AYDER**
İstanbul Teknik Üniversitesi

Doç. Dr. Emre ALPMAN
Marmara Üniversitesi

Teslim Tarihi : 15 Haziran 2020
Savunma Tarihi : 14 Temmuz 2020





Aileme,



ÖNSÖZ

Tez çalışmalarımda verdiği destekten dolayı danışmanım Prof. Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ'ye teşekkür ederim.

Ayrıca yaptığım çalışmalarda teknik desteğini esirgemeyen değerli çalışma arkadaşlarım Erinç ERDEM, Sinan ŞAL ve Mustafa Cem SERTÇAKAN'a teşekkürlerimi sunarım. Mental destek sağlayan ekip arkadaşlarım Serdar AKSOY ve Burcu ATAY ÇORUHLU'ya da teşekkür ederim.

Son olarak ise bana gösterdikleri anlayış ve sağladıkları destek sebebiyle annem Nezahat YALÇIN, babam Muharrem YALÇIN, kardeşim Ezgi Nur YALÇIN ve Gamze ÖZGEN'e teşekkür ederim.

Haziran 2020

Uğurcan YALÇIN
Makine Mühendisi



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Turbomakinalar	3
1.2 Gaz Türbinli Motorlar	4
1.2.1 Gaz türbinli motorların termodinamik incelemesi ve uygulama örnekleri	6
2. GAZ TÜRBİNLİ MOTORLARDA SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI	11
2.1 Gaz Türbinli Motorlarda Sızdırmazlık Elemanları	13
2.2 Labirent Keçeler	17
2.3 Gaz Türbinli Motorlarda Keçe Aşınmaları	20
3. LİTERATUR VE TEZ ÇALIŞMASININ AMACI	23
3.1 Literatür Araştırması	23
3.2 Tez Çalışmasının Amacı	33
4. LABİRENT KEÇELERİN ANALİTİK ÇÖZÜMLEMESİ	35
4.1 Bernoulli Denklemi	35
4.2 Bernoulli Engel Teorisi İle Debi Ölçümü	37
4.3 Labirent Keçe Debi Korelasyonları	38
4.3.1 Martin korelasyonu	39
4.3.2 Egli korelasyonu	40
4.3.3 Hodkinson korelasyonu	41
4.3.4 Vermes korelasyonu	41
4.3.5 Zimmerman korelasyonu	42
4.3.6 Korelasyonların karşılaştırılması	43
5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELLEMESİ	45
5.1 Labirent Keçe HAD Modellemesi	45
5.2 HAD Analiz Metodlarının Doğrulanması	48
5.2.1 Literatür HAD analizleri ile modelleme metodolojisinin doğrulanması	48
5.2.2 Test sonuçları ile HAD metodolojisinin doğrulanması	51
6. OYUK OLUŞUMUNUN KEÇE PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİSİ	57
6.1 Oyuk Derinliğinin Sızdırmazlık Performansı Üzerindeki Etkisi	59
6.2 Oyuk İçinde Çalışan Keçelerin Sızdırmazlık Performansı	71
7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	77
KAYNAKLAR	81
ÖZGEÇMİŞ	85



KISALTMALAR

Ma	: Mach Sayısı
Re	: Reynolds Sayısı
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CFD	: Computational Fluid Dynamics
ASME	: American Society of Mechanical Engineering





SEMBOLLER

w	: İş
h	: Entalpi
q	: Isı
C_p	: Özgül ısı
η	: Verim
T	: Sıcaklık
k	: Özgül ısılar oranı
r_p	: Kompresör basınç oranı
A	: Alan
ρ	: Yoğunluk
τ	: Kayma gerilmesi
V	: Hız
$\dot{m}$	: Kütlesel debi
C_d	: Kayıp katsayısı
cl	: Keçe açıklığı
$l_{boşluk}$	: Dişler arası mesafe
n	: Diş sayısı
R	: Diş üstü yarıçapı
μ_i	: Kinetik enerji taşınım katsayısı
ϕ	: Akış fonksiyonu
b_N	: Oyuk genişliği
t_N	: Oyuk derinliği
M	: Mach sayısı
$C_{d,nom}$	: Düzeltilmiş kayıp katsayısı
g	: Giren
$\dot{c}$	: Çıkan
d	: Daralan
t	: Toplam
s	: Statik



ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 4.1 : Labirent keçe korelasyonlarının karşılaştırılması.....	43
Çizelge 5.1 : Labirent keçe HAD modellemesi girdileri	47
Çizelge 5.2 : Literatür doğrulması için kullanılan modeller ve eleman sayıları.....	49
Çizelge 5.3 : Hesaplanan ve literatürde önerilen akış fonksiyonu değerleri.	49
Çizelge 5.4 : Test parçası geometrik özellikleri.	53
Çizelge 5.5 : Test doğrulamasının eleman sayısından bağımsızlaştırılması.	54
Çizelge 6.1 : Oyuk oluşturulmuş keçe için geometrik değerler.....	60
Çizelge 6.2 : Oyuk içinde çalışan keçe için geometrik özellikler.....	72



ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 1.1	: Enerji çeken ve enerji veren turbomakina çalışma prensibi.....	3
Şekil 1.2	: Gaz türbinli motorun modülleri(Rolls Royce - The Jet Engine, 1996)...	4
Şekil 1.3	: Brayton çevrimi şeması (Sonntag ve Borgnakke, 2009).....	6
Şekil 1.4	: Brayton çevrimi şeması (Sonntag ve Borgnakke, 2009).....	6
Şekil 1.5	: Gaz türbinli motor çeşitleri (Rolls Royce - The Jet Engine, 1996).....	8
Şekil 2.1	: Gaz türbinli motor ikincil hava sistemler şematiği (Rolls Royce – The Jet Engine, 1996).....	11
Şekil 2.2	: Düşük basınç türbini ikincil akış detayları (Rolls Royce – The Jet Engine, 1996).....	12
Şekil 2.3	: Keçe tiplerinin motor içindeki uygulamaları (Chupp ve diğ, 2006).....	12
Şekil 2.4	: Farklı keçe tiplerinin performans etkisi (Ludwig ve Johnson, 1973).....	13
Şekil 2.5	: Tipik bir labirent keçe örneği.	14
Şekil 2.6	: Fırça keçe şematiği ve motor uygulaması (Dinç ve diğ, 2002).....	15
Şekil 2.7	: Fırça keçe sızdırmalık performansı (Chupp ve diğ, 2006).....	15
Şekil 2.8	: Karbon keçe uygulaması (Roll Royce – The Jet Engine, 1996).	16
Şekil 2.9	: Karbon Keçe Sızdırmazlık Performansı (Stevard ve diğ, 1997).	16
Şekil 2.10	: Labirent keçe akış şematiği ve akım çizgileri (ESDU 09004, 2009).	17
Şekil 2.11	: Labirent keçe tipleri (Chupp ve diğ, 2010).	18
Şekil 2.12	: Keçe geometrik parametreleri (Chupp, 2006; ESDU 09004, 2009).	19
Şekil 2.13	: Labirent keçe bal peteği uygulaması.	20
Şekil 2.14	: Gaz türbinli motor çalışma zarfı (Stoner, 1998).....	20
Şekil 2.15	: Keçe açıklıklarının görev zarfı değişimi (Lattime ve Steinetz, 2004). ..	21
Şekil 2.16	: Aşınan labirent keçe örneği (Neef ve diğ, 2006).....	21
Şekil 2.17	: Yuvarlatılmış diş ve akış etkisi (Rhode ve Allen, 2001).....	22
Şekil 4.1	: Labirent keçe ve ani daralan orifis benzeşimi.	35
Şekil 4.2	: Akışkan parçacığı kuvvet dengesi.	35
Şekil 4.3	: Bernoulli engel teorisi şematiği (White F.M., 2011).	37
Şekil 4.4	: Labirent keçe geometrik parametreleri.....	38
Şekil 4.5	: Martin korelasyonu labirent keçe debi hesap parametreleri.....	39
Şekil 4.6	: Labirent keçe için kinetik enerji taşınımı ve sirkülasyon akışı.	40
Şekil 4.7	: Kinetik enerji taşınımının değişimi (Egli, 1935).....	41
Şekil 4.8	: Diş genişliği ve keçe açıklığına bağlı kayıp katsayısı değişimi (Vermes, 1965).	42
Şekil 5.1	: Literatür analiz geometrisi (Doğu ve diğ, 2015).	48
Şekil 5.2	: Akış fonksiyonlarının karşılaştırılması.	50
Şekil 5.3	: Farklı analizler için duvar yüzeylerindeki y+ dağılımı.	50
Şekil 5.4	: Statik ve dinamik test rigi akış şematiği.....	52
Şekil 5.5	: HAD analizleri ile test sonuçlarının karşılaştırılması.	54
Şekil 5.6	: Çözüm ağı elemanlarının genel ve detay görünümü.....	55
Şekil 5.7	: Akış fonksiyonunun farklı eleman sayısına göre değişimi	55
Şekil 6.1	: Basamak tipli keçe uygulaması (Rolls Royce - The Jet Engine, 1996). ..	58

Şekil 6.2 : Düz ve eğimli keçe uygulaması(Rolls Royce - The Jet Engine, 1996)..	58
Şekil 6.3 : Oyuklu labirent keçe geometrik parametreleri	60
Şekil 6.4 : Oyuk oluşması durumunda göre akış alanı hesaplaması.	61
Şekil 6.5 : Oyuksuz geometri için çözüm yapılacak akış ağı detayları.	62
Şekil 6.6 : Oyuklu geometri için çözüm yapılacak akış ağı detayları.....	62
Şekil 6.7 : Oyuksuz labirent keçelerde kayıp katsayısı değişimi.....	63
Şekil 6.8 : Oyuksuz ve $cl/R= 0.00352$ durumu için f akış alanı hız dağılımı.	64
Şekil 6.9 : Oyuksuz ve $cl/R= 0.0058$ durumu için akış alanı hız dağılımı.	64
Şekil 6.10 : Farklı keçe açıklıkları ve basınç oranlarında ilk dış hız vektörleri.	65
Şekil 6.11 : $cl/R= 0.00352$ için statik basınç düşüşü ve hız değişimi.....	65
Şekil 6.12 : $cl/R= 0.0058$ için statik basınç düşüşü ve hız değişimi.....	65
Şekil 6.13 : $cl/R= 0.00352$ için oyuk oluşumunun etkisi.....	66
Şekil 6.14 : $cl/R= 0.0058$ için oyuk oluşumunun etkisi.....	67
Şekil 6.15 : $cl/R=0.00352$ durumu için oyuk derinliğinin hız dağılımına etkisi.	68
Şekil 6.16 : $cl/R=0.0058$ durumu için oyuk derinliğinin hız dağılımına etkisi.	68
Şekil 6.17 : Geniş keçe açıklıklarında oyuk derinliğinin akış üzerindeki etkisi (Rhode ve Adams, 2004a).	69
Şekil 6.18 : Dar keçe açıklıklarında oyuk derinliğinin akış üzerindeki etkisi (Rhode ve Adams, 2004a).	69
Şekil 6.19 : Dar keçe açıklıklarında kayıp katsayısı literatür karşılaştırılması.....	70
Şekil 6.20 : Geniş keçe açıklıklarında kayıp katsayısı literatür karşılaştırılması.	70
Şekil 6.21 : Oyuk geometrisine göre konumlanan dış ve minimum keçe açıklığı. ...	72
Şekil 6.22 : Bağlı keçe açıklığı performans etkisinin dar açıklıkla durumla karşılaştırılması.	73
Şekil 6.23 : Bağlı keçe açıklığı performans etkisinin dar-oyuksuz durumla karşılaştırılması	73
Şekil 6.24 : Bağlı keçe açıklığının kaçak debi üzerindeki etkisinin $cl/R=0.0058$ ve oyuksuz durumla karşılaştırılması.	74
Şekil 6.25 : Basınç oranı=1.2 için negatif keçe açıklığının hız dağılımı üzerindeki etkisi.....	75
Şekil 6.26 : Basınç oranı=2.0 için negatif keçe açıklığının hız dağılımı üzerindeki etkisi.....	75

DÜZ LABİRENT KEÇELERDE OYUK OLUŞUMUNUN SIZDIRMAZLIK PERFORMANSINA ETKİSİ

ÖZET

Gaz türbinli motorlar birçok uygulama alanı olan, son derece ileri teknoloji içeren akım makinaları çeşitlerinden birisidir. Genel olarak havacılık sektöründe yaygın olarak kullanılsa da, güç üretim sistemleri, denizcilik gibi uygulamalarda da tercih edilmektedir. Havacılıkta kullanılan gaz türbinli motor çeşitleri, farklı amaçlar için yapısı değiştirilerek kullanılabilir. Turbofan, turbojet, turboprop ve turboşaft motor çeşitleri havacılıkta kullanılan gaz türbinli motor çeşitleridir. Bütün bu motor çeşitleri için genel çalışma prensibi benzer olsa da, elde edilen gücü kullanma şekilleri farklılık göstermektedir. Turbofan motorlarda üretilen güç bir fanı çevirmek için kullanılır. Turbojet motorlarda ise türbinden çıkan yüksek enerjili akışkan itki sağlar. Turboprop ve turboşaft motorlarda ise uçak veya helikopter pervanesinin döndürülmesi amaçlanmaktadır.

Uzun yıllardır geliştirme sürecine tabi tutulan gaz türbinli motorlar, günümüzde çok yüksek teknolojiye sahip makine çeşitleri olmuşlardır. Bu aşamadan sonra verim üzerinde katkı sağlayacak çok detay çalışmalar yapılmaktadır. Yüksek sıcaklıklara dayanabilen malzemelerin geliştirilmesi, aerodinamik olarak daha iyi tasarlanmış kompresör veya türbinlerin yapılması, sızdırmazlık performansını artıracak elemanların geliştirilmesi büyük motor şirketlerinin amaçları olmuştur. Daha yüksek sıcaklığa dayanabilen malzemeler sayesinde türbinlerin çalışma sıcaklığı artırılabilir ve motordan elde edilen güç çıktısı artacaktır. Bu sebeple malzeme teknolojisi motor tasarımında kritik bir öneme sahiptir.

Motor üzerinde performansa etki eden diğer bir kritik parametre ise ikincil hava sistemlerinin kullanılmasıdır. İkincil hava sistemlerinin temel amacı belirlenmiş bölgeler için sızdırmazlık, soğutma veya sıcak gaz girişinin engellenmesidir. Bu amaçları gerçekleştirebilmek için motorun ana akış yolundan basıncının yükseltilmesi için enerji harcanan hava çekilerek, motorun ilgili bölgelerine gönderilmektedir. Bu basınçlandırılmış hava türbin kanatçıklarının soğutulması, yüksek basınç türbini disklerinin sıcak gaz girişinden korunması, karter bölgesinden yağın dışarı kaçmasını engellemek gibi amaçlar için kullanılmaktadır. Kullanılan bu ikincil akışlar havası, motordan elde edilecek güçten bir kayıba sebep olmaktadır.

İkincil hava sistemleri için kullanılan hava miktarı motor performansı üzerinde negatif bir etkiye sahip olduğu için, motor tasarım sürecinde bu hava miktarının kontrol edilmesi ve belirli bir limitte kalması amaçlanır. Bu sebeple akış miktarını kontrol edebilmek için farklı tipte elemanlar kullanılmaktadır. Ancak en yaygın kullanılan eleman çeşitleri labirent keçeler, karbon keçeler ve fırça keçelerdir.

Motor performansı üzerindeki etkisi ve çalışma şartlarının güvenli bir şekilde sürdürülmesi için akışı kontrol eden keçe elemanlarının tasarımı kritik bir öneme sahiptir. İyi tasarlanmamış bir keçe sebebiyle, türbin kanatçıkları yeterli

soğutulamayabilir ve motorun kullanım ömrü kısalabilir, karter bölgesinden dışarı yağ kaçması sebebiyle motorda yangın görülebilir.

İkincil hava sistemleri akışının kontrol edilmesinde yaygın olarak labirent keçeler kullanılmaktadır. Karbon ve fırça keçeğe göre sızdırmazlık performansı daha düşük olsa da, geleneksel üretim yöntemleriyle üretildikleri ve tasarımları kolay olduğundan tercih edilmektedir. Labirent keçeler temel olarak ani daralma ve genişleme sonucunda akışkanın enerjisini kaybetmesi prensibine göre çalışmaktadır. Duran ve dönen yüzey arasından geçen akışkan ani daralan-genişleyen kesitlerde enerjisini kaybeder.

Bu tez kapsamında labirent keçelerin termal yükler, manevra yükleri gibi sebeplerden dolayı açıklığının kapanması sonucunda karşı yüzeyde oyuk oluşturma durumunun akış üzerindeki etkileri incelenmiştir. Öncelikle HAD metodolojisi literatür ve test sonuçları ile doğrulanmıştır. Doğrulan modelleme metodolojisi yardımıyla, oyuk oluşması durumunda akış yapısının nasıl değişebileceği ve farklı parametrelerin etkileri gözlenmiştir.

Çalışmanın ilk aşamasında, farklı sebeplerden dolayı açıklığın kapanması ve karşı yüzeyde oyuk oluşturdudan sonra labirent keçe dişinin eski konumuna dönmesi durumu incelenmiştir. Bu incelemede keçe diş oyuk dışında çalışmaktadır. Farklı oyuk derinliklerinin, farklı keçe açıklarında ve basınç oranlarında akış üzerindeki etkisi incelenmiştir. Dar keçe açıklıkları durumunda, oyuk oluşumu ve oyuk derinliğinin artması sızdırmazlık performansı üzerinde negatif bir etkiye sahip olduğu görülmüştür. Akış daralan kesitte oyuk içini doldurmakta ve daha büyük boğaz alanından geçmektedir. Geniş keçe açıklığında ise oyuk oluşması durumunda sızdırmazlık performansı azalmaktadır. Ancak oyuk derinliğinin artması durumunda sızdırmazlık performansı değişmemektedir. Akış derinleşen oyukta benzer boğaz alanından geçmektedir.

Daha sonra ki inceleme alanı ise labirent keçe dişinin oyuk içinde çalışması olmuştur. Bu çalışmada bağıl keçe açıklığının farklı değerleri için keçe üzerinden geçen akışın değişimi incelenmiştir. Keçe dişinin oyuk içinde çalışması durumunda akışkan dış çıkışında kinetik enerjisini kaybetmekte ve bir sonraki dişe daha düşük enerjiyle girmektedir. Bundan dolayı pozitif keçe açıklığı ve oyuksuz geniş keçe açıklığına göre daha iyi performans sergilemektedir.

SEALING PERFORMANCE EFFECT OF RUB GROOVE FOR STRAIGHT THROUGH LABYRINTH SEALS

SUMMARY

Gas turbine engines are one of the flow machines which have widely usage area and include high technology engineering. Generally, these type of machines are used in aviation application. However, power plants applications, marine and industrial applications are other fields of usage of gas turbine engines. The gas turbines in aviation applications can be used for different purposes with changing architecture of the engine. Turbofan, turbojet, turboshaft and turbopropeller engines are different types of the gas turbines used in aviation applications. Either, all of these engine types have basically same working principle, they are different from each other in terms of power output usage. For the turbofan type of engines, power output is used for rotating inlet fan and generating thrust force. Turbojet engines are similiar to turbofan engines, but high energy fluid flow is used directly for getting thrust with convergent nozzle at the exit of the engine. These type of engines do not include fan part. This is the main difference between turbofan and turbojet engines. Power output of the turboshaft engines provide rotation of the propeller for helicopter platform. Fluid flow energy is converted to the mechanical energy and transmitted to the related parts with gear-box.

Gas turbines have been developed for many years. Because of that reason, these machines have become high technology products. For the future, there are many investment and detailed researches about gas turbines to increase their efficiency. High temperature material development, compressor and turbine design evaluation for higher aerodynamic efficiency, sealing element design for safety and better leakage performance are the main focuses of the big motor companies. Turbine operating temperature and power output of an engine can be increased with material technology which provides high temperature strength. Because of that reason, material research is the key technology for gas turbine development.

Secondary air system is another critial point in terms of engine performance and efficiency. Main purposes of the secondary air system are providing pressurized air to dedicated region for sealing, cooling and preventing hot gas ingestion to the engine inside. Pressurized air is taken from main flow path with dedicated engine component such as orifices, pipes etc. and this pressurized air is generally used for turbine blade cooling to protect blade material from hot gas, preventing hot gas ingestion turbine disc region, and oil leakage from sump cavity. Secondary air system budget causes efficiency penalty for the gas turbine engines.

Because of the efficiency penalty, flow rate amount of the secondary air system has to be controlled during the engine development process. For the air flow rate amount control, different types of the sealing elements are used at different section of the engine. The most widely used and popular sealings element types are labyrinth, carbon and brush for aviation application. The design process of the sealing elements which control flow amount of secondary air system are critical due to performance effect and

safety issue. Because of poorly designed sealing element, turbine blades might not be cooled enough and life of the engine might decrease. Also, oil leakage might occur from sump cavity, and this causes disk burst which is a very critical damage for engine in terms of safety and reliability. Another critical effect of poor sealing element is increasing axial thrust load on ball bearing. Compressor discharge pressure seals control the flow amount and pressure difference between upstream and downstream of this seal element. Force occurring due to this pressure difference is carried with the ball bearing. Increasing axial load causes decrease in bearing operating hours and engine life cycle. To control the secondary air system budget, labyrinth type seals are the most widely used elements. Sealing performance of the labyrinth seals are lower than carbon or brush seals. However, they are preferred due to convenience for conventional production method and design easiness. Also, brush and carbon seals have some disadvantages. For example, brush seals include many bristle series. In case of rotor dynamic uncertainty, integrity of the bristle could not be provided and leakage air flow rate can increase dramatically. On the other hand, brush seals are not resistive for back flow condition. However, labyrinth seals working mechanism and applications are simpler than other high technology sealing element. Sudden contraction and expansion at seal pockets provide pressure drop or energy loss for labyrinth seal. Energy of the fluid which passes through the area between rotor and surface decreases due to contraction and expansion mechanism.

In the present study, effects of the rub groove which might occur due to the transient behaviour were investigated for the straight through labyrinth seals. Firstly, CFD calculations were validated with CFD results and test results in the literature separately. Main challenge of the validation with literature was finding fully defined geometry and boundary conditions. None of the cases in the literature includes the analysis geometry. Because of that, correct validation becomes impossible. Only few papers include their analysis conditions and results. One of the which was published with ASME was used for validation and comparing mass flow rate results. Another validation challenge was about the test results. Flow amount of the labyrinth seals is highly dependent on the seal clearances. Test setup does not include any sensitive clearance measurement. Due to manufacturing process and other effects, operating seal test clearances can be changed. For the correct data match between test results and CFD analysis, all of the tolerance effects were reflected to the analysis geometry. CFD calculation were run for the maximum and minimum clearance condition. Test mass flow rate result had to be stayed in this range and this requirement was provided during the validation process for different pressure ratios. Additionally, mesh sensitivity analysis was performed for all of the validation process. Similar results were found for different mesh or element number. All of the analysis process were made independent from solution element number. Sphere of influence and inflation around the rotor and stator wall were applied to all of the analysis for validation and parametric study. y^+ around the rotor and stator wall were kept around 1. This provided high resolution in capturing the boundary layer effect. After that, flow field behaviour in case of rub groove and different geometrical parameters effects were tried to understand and explained with validated CFD models.

First of all, positive seal clearance with rub groove studies were performed with different operating parameters. In this case, rub groove on the static surface forms due to the transient loads such as gyroscopic, maneuver or thermal loads. However, after end of the transient effects, seal teeth go back to their nominal or design location. Labyrinth seal continues working with nominal clearance and additional flow area

which is formed due to permanent deformation of rub groove. Rub groove depth effect for the different seal clearance and pressure ratio was analyzed in this section. Firstly, no groove labyrinth seals with different seal clearances were analyzed for different pressure ratios. It was found that, discharge coefficient of the labyrinth seals increases with increasing pressure ratio. Also, the discharge coefficient of seals which operate with high seal clearance is higher than that of those with the tight seal clearance. Pressure loads of the seals teeth are similar for the different clearance values. This load is actually dependent on the operating pressure ratio. For low pressure ratio between seal inlet and outlet, pressure decrease for each seal teeth is nearly equal to each other. Also velocity distribution has the same behaviour with pressure load for low pressure ratio. However, last tooth creates the most pressure decrease for higher pressure ratio. For high pressure ratio, maximum velocity occurs on the last tooth while first tooth has lowest velocity among all of the teeth. Generating rub groove and increasing depth of the groove have negative effect on the sealing performance for the tight seal clearance. Flow fills into the additional rub groove cavity and uses much more vena contracta area. On the other hand, generating groove on the stator surface has inverse effect for high seal clearance, too. However, increasing rub groove depth has different effect from tight seal clearance for this condition. Sealing performance does not effect the rub groove depth for high clearance. It was seen that, flow passes same vena contracta area for the different groove depth and does not fill into the groove cavity completely. Very similar results were found with literature for the positive seal clearance situations. When we compared the CFD results with literature flow vectors, behaviour of the flow field for different conditions such as shallow or depth groove with tight and high clearance, they have same physics.

Secondly, seal teeth in the rub groove case were investigated in this study. Flow field behaviour and leakage performance of the seal were investigated for different relative seal clearance or negative clearance. Different negative clearance values with constant groove depth were analyzed with different pressure ratio. In case of negative clearance working condition, %68 sealing performance improvement could be achieved with respect to the same groove depth and positive tight seal clearance. Also, negative clearance condition provides better leakage performance than non-groove and tight clearance condition. While flow leakage performance improvement of negative clearance was found maximum around %40 according to tight clearance and non-groove case, this improvement of negative clearance condition was around %70 according to high clearance and non-groove condition. Fluid loses its own kinetic energy at the exit of the tooth and is transferred to another tooth with lower velocity or energy. Because of that, negative seal clearance provides better leakage performance than high seal clearance configuration without rub groove and positive seal clearance. For the same negative clearance, different pressure ratios were analyzed to understand the Re effects. It shown that, negative seal clearance sealing performance improvement has the same trend for different pressure ratios. Finally, it was found that controlled negative clearance or relative clearance conditions provide the best sealing performance for the straight through labyrinth seals.

1. GİRİŞ

Turbomakinalar ileri bir teknolojiyle üretilmiş genellikle havacılık, savunma ve güç üretiminde kullanılmakta olan makine tipidir. Helikopter ve roket motorları, güç üretim tesislerinde kullanılan buhar ve gaz türbinleri turbomakineler için en genel örneklerdir. Bunlara ek olarak pompalama sistemlerinde, deniz ve kara araçlarında tahriki sağlamak amacıyla da kullanılmaktadır. Genel kullanım amaçları şu şekilde listelenebilir.

- Turboşaft Helikopter Motorları
- Turbojet, Turbofan, Turboprop Uçak Motorları
- Gemi ve Denizaltı Şaft Tahrik Motorları
- Termik ve Doğalgaz Çevrimli Güç Üretim Santralleri

Bu kadar yaygın ve geniş bir uygulama alanında kullanılan bu makinalar uzun yıllardır süregelen araştırma ve geliştirme çalışmaları sonucunda oldukça ileri teknoloji içeriği kazanmıştır. Bu sürekli gelişme sürecinde daha yüksek verim ve performansın yanı sıra uzun ömürlü ve düşük bakım giderlerine sahip motorlar üretebilmek amaçlanmıştır. Bu talepleri karşılayabilmek amacıyla türbin veya kompresör verimi artırmak, yanma odasında en iyi yanmayı sağlayacak teknolojinin geliştirilmesi, türbin sıcaklığının yükseltilebilmesi için soğutma ve malzeme teknolojisinin geliştirilmesi gibi çalışmalar yapılmaktadır. Motorun ana bileşenleri için yapılan bu iyileştirme çalışmalarının yanı sıra, performans ve verim üzerinde büyük etkisi olan ve motorun birçok bölgesinde kullanılan sızdırmazlık elemanları tasarımının iyileştirmeleri de oldukça önem kazanmıştır.

Gaz türbinli motorlar dönen ve duran yüzeyleri birlikte içermektedir. Parçaların hareketinin sağlanabilmesi için, dönen ve duran yüzeyler arasında boşluk bırakılmak zorundadır. Gaz türbinli makinalarda kompresör bölgesinde sıkıştırılan havanın belirli bir kısmı farklı amaçlar için motorun ilgili yerlerine gönderilmektedir. Bu sistemlerin genel adlandırılması ikincil hava sistemleridir. İkincil hava sistemleri yardımıyla motorun ilgili yerlerinde sızdırmazlık, türbin kanatlarının soğutulması gibi hedefler

gerçekleştirilir. Motorun ilgili bölgelerine gönderilen bu hava aktif olarak türbinde elde edilecek işe katılamadığından, motorun üretebileceği güçte bir düşüşe sebep olmaktadır. Bundan dolayı, ana akış yolundan çekilip ilgili yerlere iletilecek havanın kontrolü için dönen ve duran yüzeyler arasına yerleştirilen farklı tipte sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Debi kontrolü sayesinde iş harcanarak sıkıştırılan havanın kontrolsüz bir şekilde egzoz bölgesinden dışarı atılması engellenir ve beklenmedik performans kayıpları yaşanmaz. Performans etkisinin yanı sıra debi kontrolü ile ilgili bölgedeki efektif soğutma gibi isterlerde karşılanır. Böylece ilgili motor bileşenlerinin fonksiyonelliği korunarak, güvenli çalışma şartları sağlanır.

Turbomakinalarda sızdırmazlık elemanlarının kullanım alanları ve amaçları şu şekilde sıralanabilir; kompressör bölgesi, eksenel yük dengeleme, türbin bölgesi ve yataklama bölgesi. İlgili bölgelerde kullanılan sızdırmazlık elemanları sayesinde ana akış yolu sıcak gazlarının disk bölgesine girmesi engellenir, eksenel yük dengelenerek rulmanların ömrü uzatılır, türbin kanatçıkları soğutulur malzeme dayanım limitlerini aşmaması sağlanır. Ayrıca yatak bölgesi basınçlandırılarak yağ sızıntısı riski engellenir. Türbin diski bölgesine beslenen basınçlı hava yardımıyla sıcak gazların girişi engellenir ve disk ömrü artırılır. Ayrıca ters akış engellenerek türbin ısı verimi de artırılır. Yatak bölgesi sızdırmazlığı sayesinde sıcak disk yüzeylerinin yangın sebebiyle parçalanması engellenir, ayrıca emisyon değerlerinin istenilen aralıkta kalması sağlanır. Amacına uygun olacak şekilde tasarlanmayan sızdırmazlık elemanı motorun performansında büyük bir düşüşe sebep olacaktır. Sürekli geliştirilmesi amaçlanan motor verimi üzerinde çok önemli bir parametre olarak düşünülmektedir. Ayrıca iyi tasarlanmamış bir sızdırmazlık elemanı yağ kaçağı, türbin disklerinin ömrünün azalması gibi hata modlarına sebep olarak motorun kullanım ömrünü azaltır ve çalışma bütünlüğünün sağlanmasını engelleyebilir.

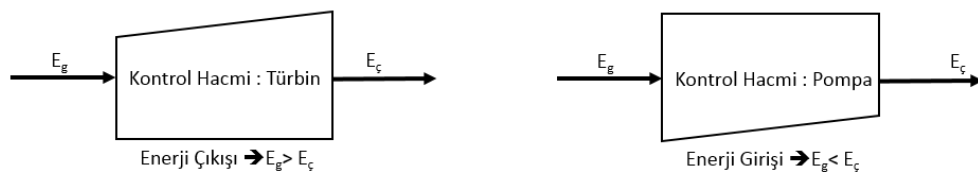
Sunulan bütün bu sebeplerden dolayı en iyi sızdırmazlık performansının sağlanması için çok fazla geliştirme projesi yürütülmektedir. Farklı tipte sızdırmazlık elemanları tasarımı, mevcut sızdırmazlık elemanlarının tasarımını etkileyecek parametrelerin belirlenebilmesi amacıyla birçok test ve nümerik çalışma yapılmaktadır.

Bu tez kapsamında da çalışma şartlarından dolayı oluşacak olan oyuk geometrisinin veya aşınmanın sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisi HAD analizleri incelenerek, literatürde var olan test sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır. Aşınma durumunda farklı tipte keçelerde meydana gelecek olukların geometrik parametrelerinin sızdırmazlık performansı üzerindeki incelenecektir. Bu bağlamda ilk olarak turbomakinaların çeşitleri ve çalışma prensibi anlatılacaktır.

1.1 Turbomakinalar

Turbomakinalar bir veya daha fazla kanatçık sırasından oluşan akışkana enerji veren ya da akışkanın enerjisini işe çeviren makinalardır. Turbomakinalar enerji transferi metoduna bağlı olarak iki sınıfta incelenmektedir; enerji tüketenler ve enerji aktaranlar.

Enerji tüketen ve aktaran turbomakinaların genel çalışma prensibi Şekil 1.1’de gösterilmektedir. Enerji tüketen makinalar, dışarıdan sağlanan işi akışkana ileterek akışkanın enerjisi yükseltirler. Çıkış enerjileri, verim etkisine bağlı olarak giriş enerjisinden daha büyüktür. Enerji tüketen gaz türbini, rüzgar türbini veya buhar türbini gibi makinalarda ise yüksek enerjili akışkan bir dizi kanat sırasından geçirilerek enerjisi mekanik enerjiye dönüştürülür. Bu tip makinalarda da çıkış enerjisi, türbin verimine bağlı olarak giriş enerjisinden daha düşüktür.



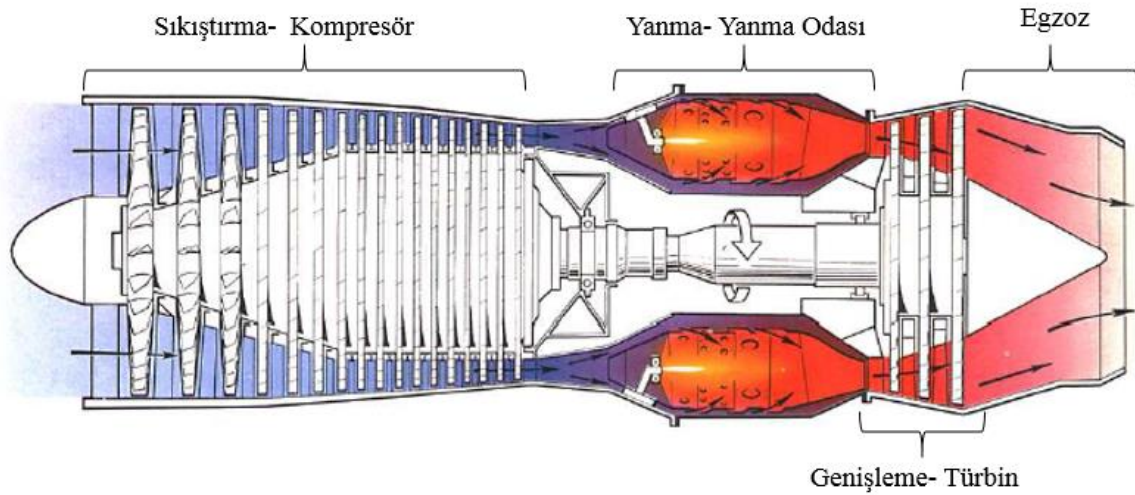
Şekil 1.1 : Enerji çeken ve enerji veren turbomakina çalışma prensibi.

Bu tez kapsamında enerji tüketen makine kategorisinde incelenen gaz türbinli motorların incelemesi yapılacaktır. Gaz türbinli motorlar havacılık uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun yanı sıra mikro tipte üretilen gaz türbinleri farklı amaçlar içinde kullanılabilirken, kombine çevrimli enerji santrallerinde ise büyük tipte gaz türbinli motorlar kullanılmaktadır. Havacılık uygulamalarında ise platform isterine bağlı olarak kullanılacak gaz türbini çeşidi değişkenlik

göstermektedir. Çekirdek kısmı benzer olarak kalan gaz türbininde, güç çıktısını elde edecek kısım değiştirilerek farklı uygulamalar için kullanıma sunulmaktadır.

1.2 Gaz Türbinli Motorlar

Gaz türbinli motorlar sıkıştırılan hava ve yakıt karışımının yakılması sonucu açığa çıkan enerji, türbin kanatları ile işe dönüştürülerek mekanik enerji ve itki enerjisi elde edilir. Bir gaz türbinli motorun bölümleri Şekil 1.2’de gösterilmektedir.



Şekil 1.2 : Gaz türbinli motorun modülleri(Rolls Royce - The Jet Engine, 1996).

Atmosferik hava, motorun giriş bölümünde sıkıştırma işleminden önce hava alığı denilen bölgeden geçer. Bu bölgenin motor içindeki görevi, kompresör bölgesine sağlanması gereken havanın minimum kayıpla ve istenilen açıyla girmesini sağlamaktır. Ayrıca motor için taşıyıcı yapı sağlamaktadır. Bu sebeple minimum aerodinamik kayıpları sağlayacak ve motor performansını etkilemeyecek şekilde yapısal olarak tasarımı yapılmalıdır.

Hava ile yakıt yanması sonucu açığa çıkacak enerji, hava miktarı ve basıncına bağlıdır. Motor veriminin artırılması için yanma odasına gönderilen akışkanın basıncının yükseltilerek, motorun daha verimli çalışması sağlanır. Kompresör bölgesinde bu gerekli sıkıştırma işlemi yapılarak havanın basıncı artırılır ve yanma odasında verimli yanma sağlanır. Kompresör tasarımı ikincil hava sistemleri tasarımı açısından da kritik bir öneme sahiptir. Motor üzerindeki kritik parçaların soğutulması veya sızdırmazlığının sağlanabilmesi için kompresörün belirli kademelerindeki hava kullanılmaktadır. Kompresördeki hava motorun diğer bölgelerine göre daha basınçlı,

aynı zamanda daha soğuk olduğundan en iyi basınçlandırma ve soğutma sistemi kaynağıdır. Verimin yükseltilmesi ve güvenli çalışmanın sağlanabilmesi için kompresör aerodinamik tasarımı çok kritik bir önem arz etmektedir. Motorun tipine bağlı olarak radyal ve eksenel kompresörler mevcuttur. Radyal kompresörler daha kısa uzunluk ve çaplarda kullanırken, eksenel kompresörler uzun tipte motorlarda kullanılmaktadır. Ayrıca eksenel tip kompresörlerde düşük basınç ve yüksek basınç kademeleri ile, itki sağlayacak fan parçasını çevirme veya enerji sağlayacak şaft grubunu çevirme gibi tasarım çözümleri yapılmaktadır.

Basıncı yükseltilecek hava yanma odası bölgesinde yakıt ile karıştırılır ve yakıt-hava karışımı yakılır. Böylece akışkanın sıcaklığı ve enerjisi artırılır. Akışkan sıcaklığının yükselmesinden dolayı bu bölgenin korunması gerekir. Yanma odası gömleklerinin korunabilmesi için termal bariyer kaplama uygulaması kullanılmaktadır. Ayrıca, yanma odası çıkış sıcaklığının ayarlanabilmesi amacıyla, havanın belirli bir kısmı birincil bölgede yakıt ile karıştırılırken kalan kısmı yanma odası gömleklerinin dış yüzeyinden geçirilmektedir. Yanan hava-yakıt karışımı ile dolaştırılan hava, yanma odası çıkışında ikincil bölgede karıştırılarak bir sonraki aşamaya gönderilir.

Türbin bölgesi kompresöre benzer şekilde bir dizi duran ve dönen kanat serisinden oluşmaktadır. Kompresör bölgesinde sıkıştırılıp, yanma odasında enerjisi arttırılan akışkan türbin bölgesinde kanatlara etkiyerek genişler. Akışkana kazandırılan kinetik enerji kanatlara bağlı rotor yardımıyla mekanik enerjiye dönüştürülür. Gaz türbinli motorlarda verimin artırılması için yanma sonucu elde edilen gazın sıcaklığının artırılması gerekmektedir. Bundan dolayı türbinlerin ilk stator ve rotor bölgeleri, motordaki en yüksek sıcaklıklara maruz kalmaktadır. Yüksek sıcaklıkta gerekli dayanımın sağlanabilmesi için özel soğutma sistemleri ve malzeme teknolojileri geliştirilmektedir. Soğutma sisteminin en kritik elemanlarından birtanesi de motorda yaygın olarak kullanılan sızdırmazlık elemanlarıdır.

Türbin çıkışında ise egzoz lülesi bulunmaktadır. Bu elemanlar akışkanın hızlandırılıp itki sağlanmasını veya türbin çıkışındaki ard gazların tekrar yakılması gibi amaçlarla kullanılmaktadır.

1.2.1 Gaz türbinli motorların termodinamik incelemesi ve uygulama örnekleri

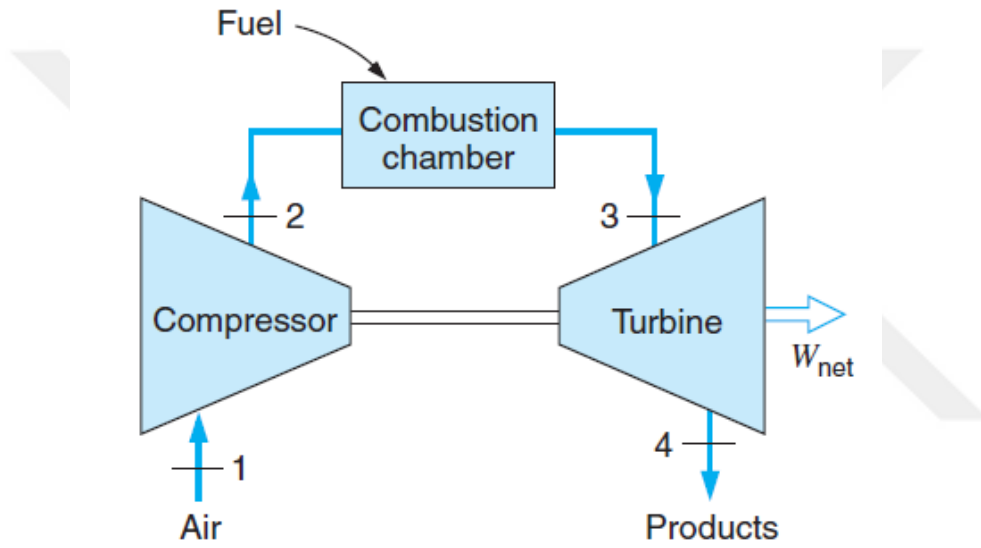
Gaz türbinli motorlar için ideal çevrim olarak Brayton çevrimi kullanılmaktadır. Şekil 1.3’de genel termodinamik şeması gösterilen gaz türbinleri, dört adet işlemden geçerek enerji dönüşümü sağlar (Sonntag ve Borgnakke, 2009).

1-2: Kompresör izentropik sıkıştırma

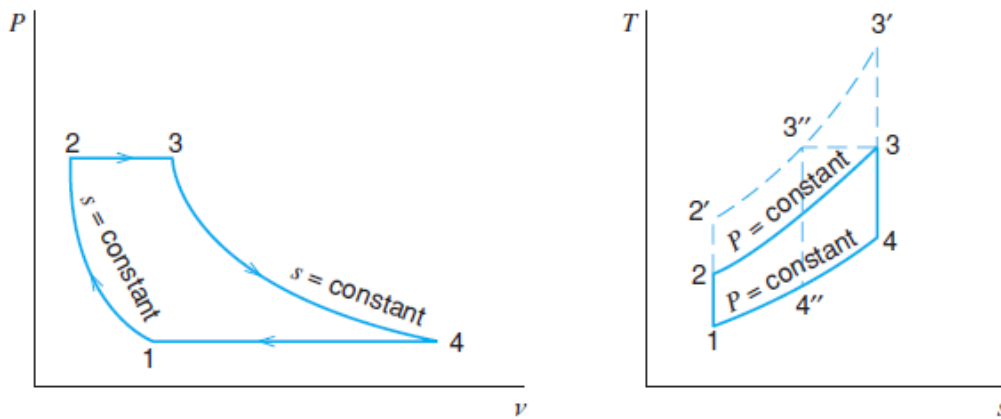
2-3: Yanma odası sabit basınçta yanma

3-4: Türbin izentropik genişlemesi

4-1: Ortama sabit basınçta ısı geçişi



Şekil 1.3 : Brayton çevrimi şeması (Sonntag ve Borgnakke, 2009).



Şekil 1.4 : Brayton çevrimi şeması (Sonntag ve Borgnakke, 2009).

Şekil 1.4’ de gösterilen ideal bir Brayton çevrimi termodinamik incelemesi şu şekilde yapılmaktadır (Sonntag ve Borgnakke, 2009).

1-2 Kompresör izentropik sıkıştırma prosesi:

$$w_g = h_2 - h_1 \quad (1.1)$$

2-3 Yanma odasının yakıt girişi ile yanma:

$$q_g = h_3 - h_2 \quad (1.2)$$

3-4 Türbin izentropik genişlemesi prosesi:

$$w_\zeta = h_3 - h_4 \quad (1.3)$$

4-1 Sabit basınç altında ısı çıkışı:

$$q_\zeta = h_4 - h_1 \quad (1.4)$$

İdeal gaz kabulüyle akışkana verilen güç ve akışkandan çekilen enerji şu şekilde ifade edilebilir:

$$q_g = h_3 - h_2 = C_p (T_3 - T_2) \quad (1.5)$$

$$q_\zeta = h_4 - h_1 = C_p (T_4 - T_1) \quad (1.6)$$

Bu denklemler göz önünde bulundurularak ideal bir gaz türbini veya Brayton çevrimi ısı verimi aşağıdaki gibi gösterilebilir:

$$\begin{aligned} \eta_{th,Brayton} &= \frac{w_{net}}{q_\zeta} = 1 - \frac{q_g}{q_\zeta} = 1 - \frac{C_p (T_4 - T_1)}{C_p (T_3 - T_2)} \\ &= 1 - \frac{T_1 (T_4/T_1 - 1)}{T_2 (T_3/T_2 - 1)} \end{aligned} \quad (1.7)$$

1-2 ve 3-4 prosesleri izentropik olduğundan $P_2=P_3$ ve $P_4=P_1$. Bu sayede aşağıdaki eşitlik gerekli düzenlemeler ile elde edilebilir:

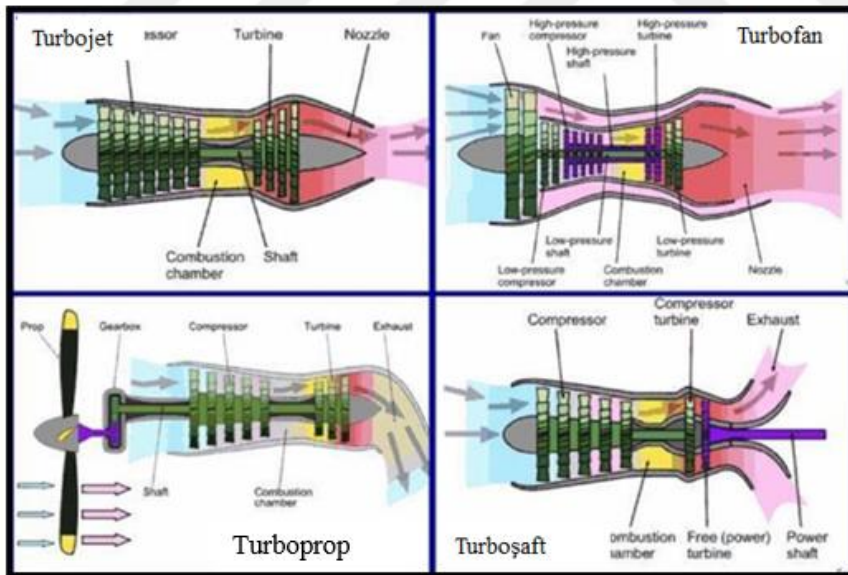
$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \left(\frac{P_2}{P_4} \right)^{\frac{k-1}{k}} = \frac{T_3}{T_4} \quad (1.8)$$

Gerekli düzenlemeler yapılarak elde edilen ısı verim ifadesi aşağıdaki denkleme indirgenebilir:

$$\eta_{th,Brayton} = 1 - \frac{1}{\left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{k-1}{k}}} \quad (1.9)$$

Isıl verim denklemi incelendiğinde, ideal bir Brayton çevriminde verimin, gaz türbininin basınç oranına bağlı olduğu görülmektedir. İyi tasarlanmış bir kompresör sayesinde yanma odasına gönderilmeden önce basıncı artan hava daha yüksek verimli bir gaz türbini anlamına gelmektedir. Ancak çevrimdeki en yüksek sıcaklıkların olduğu 3 noktalı bölgeyi sınırlayan bir parametre söz konusudur. Türbin sıcaklık malzemeleri dayanım limitinden dolayı türbin giriş sıcaklıkları sınırlandırılmaktadır.

Gaz türbinli motorlar hafif, küçük ve güç/ağırlık oranları avantajlarından dolayı havacılık alanında yaygın olarak kullanılmaktadır. Şekil 1.5’de görüleceği üzere, çalışma prensipleri benzer olsa da uygulama amaçları farklı olan dört çeşit gaz türbinli motor çeşidi söz konusudur: turbojet, turbofan, turboprop ve turboşaft.



Şekil 1.5 : Gaz türbinli motor çeşitleri (Rolls Royce - The Jet Engine, 1996).

Bütün motor tiplerinde sıkıştırılan hava, yanma prosesinden sonra yüksek basınç türbininde genişletilerek elde edilir. Turbojet motorlarda, türbinde elde edilen enerjinin belirli bir kısmı akışkanı sıkıştırmak için kullanılır. Akışkanın enerjisinin diğer kısmı dar bir egzozdan geçerek, itki sağlar. Böylece uçağın öne doğru ivmelenmesi sağlanır ve genel olarak savaş uçaklarında ve füzelerde kullanılır.

Turbofan motorlarda ise, motorun çekirdek kısmına giren havaya enerji kazandırılır. Yüksek basınç türbininde, turbojet motorlara benzer şekilde çekirdek kısmı çevirecek enerji elde edilir. Akışkanın kalan enerjisi, düşük basınç türbinini çevirir. Bu türbinden elde edilen dönme hareketi ile motorun ön bölgesinde bulunan fan çevrilir. Dönen fan, akışkanı hızlandırarak araca itki sağlar. Bu tip motorlar sivil havacılıkta yolcu taşıyan uçaklarda ve savaş uçaklarında kullanılmaktadır. Turboprop tipi motorlarda ise, turbofan motorlara benzer bir çalışma prensibi vardır. Fan yerine pervaneler yardımıyla itki sağlanır Turboşaft motorlar ise, helikopter uygulamalarında yaygın olarak kullanılır. Düşük basınç türbininde genişleyen akışkanın enerjisi, dönme enerjisine çevrilir. Dönme ile sağlanan enerji transmisyon sistemi ile pervanelere iletilerek, helikopterin uçuşmasını sağlar.

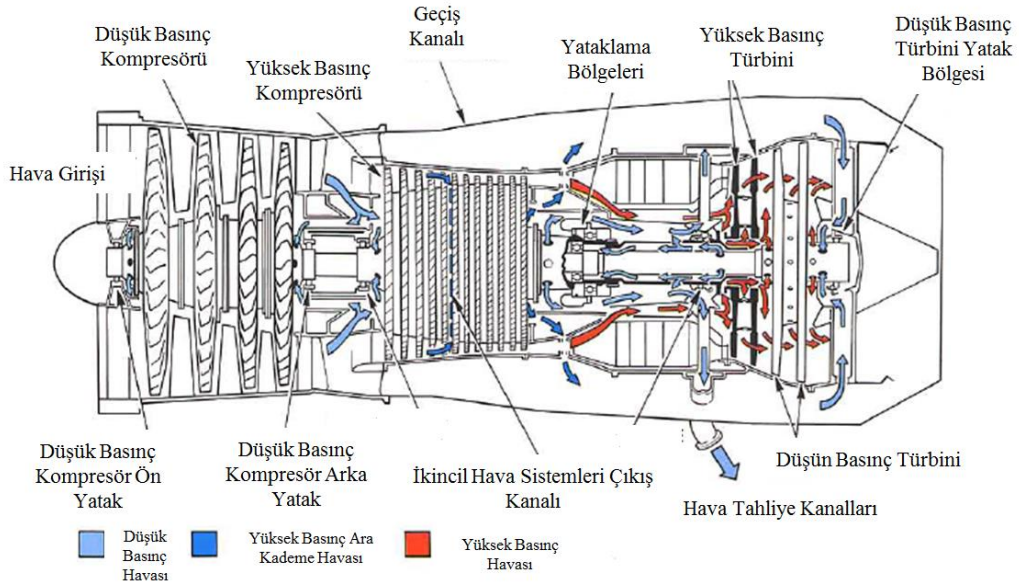
Gaz türbinli motorlar itki veya enerji sağlayacak ana akışın yanı sıra, farklı görevler için kullanılan ikincil akışlar mevcuttur. Bu akışın kaynağı ana akış yoludur ve etkili tasarım için yerleştirilen sızdırmazlık elemanları bir sonraki bölümde anlatılacaktır.



2. GAZ TÜRBLİ MOTORLARDA SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI

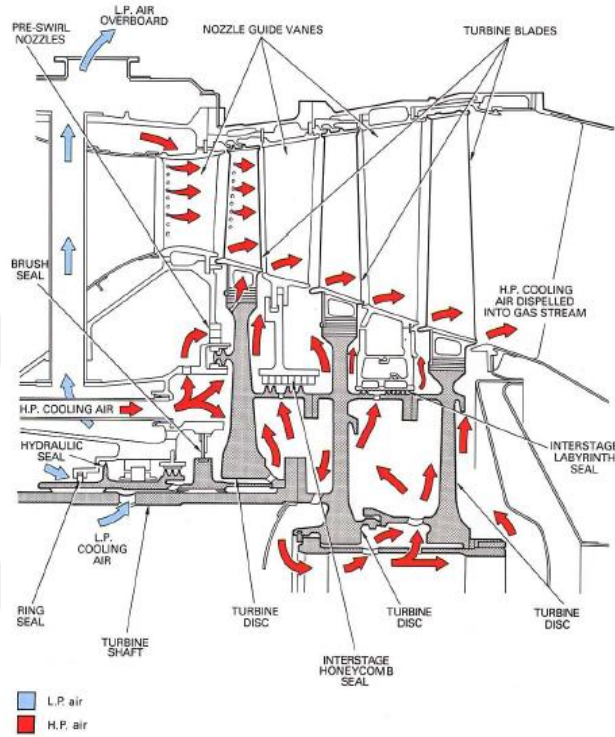
Gaz türbinli motorlarda performans ve verim artışı, ideal Brayton çevriminde gösterildiği gibi iyi kompresör tasarımı, yüksek sıcaklıkta çalışabilen türbinler yapılırsa sağlanabilir. Ayrıca, performansı artırmanın diğer bir yolu ise motorda birçok farklı amaç için kullanılan ikincil hava sistemlerinin, kontrollü ve amaca uygun tasarlanabilmesidir. Bundan dolayı, ikincil akışları kontrol edebilmek amacıyla farklı tipte sızdırmazlık elemanları tasarlanmaktadır.

Sızdırmazlık elemanları, motorun doğası gereği çok farklı zorlu çalışma şartları altında çalışmaktadır. Akışın kontrol edildiği bölgenin farklı mekanik, ısı ve aerodinamik karakterine göre uygun sızdırmazlık elemanı seçilmelidir. Bir turbofan motor için Şekil 2.1’de genel ikincil akış şematığı ve Şekil 2.2’de alçak basınç türbini detayı gösterilmiştir. Şekil 2.1’de görüleceği üzere kompresör tarafından basınçlandırılan hava motorun ilgili bölgelerine gönderilmektedir. Gönderilen havanın debisi ise farklı tipte sızdırmazlık elemanları ile sağlanmaktadır.

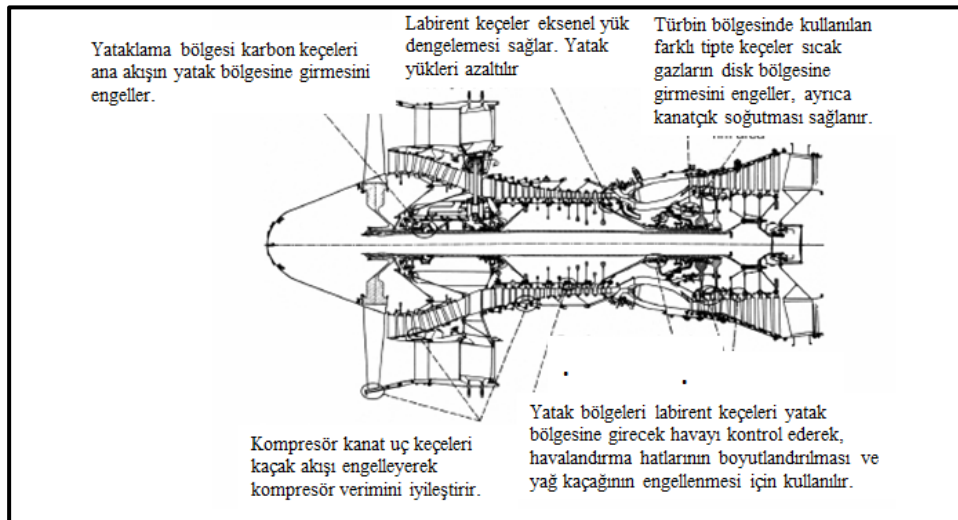


Şekil 2.1 : Gaz türbinli motor ikincil hava sistemleri şematığı (Rolls Royce - The Jet Engine, 1996).

Şekil 2.3’da yüksek basınç türbini disklerini sıcak gazlardan korumak için ve kanatçık soğutması için bal peteği labirent keçe, fırça keçe ve hidrolik keçeler kullanılmıştır. Ayrıca, Şekil 2.3’da gösterildiği gibi labirent keçeler aksel yük dengelemesi ve yağ kaçağını engellemek için kullanılmaktadır (Chupp ve diğ, 2006). Daha ileri teknolojiye üretilen labirent keçeler ise yatak bölgesinde oldukça iyi bir sızdırmazlık sağlayarak, motorun güvenli bir şekilde çalışmasını garanti altına almaktadır.

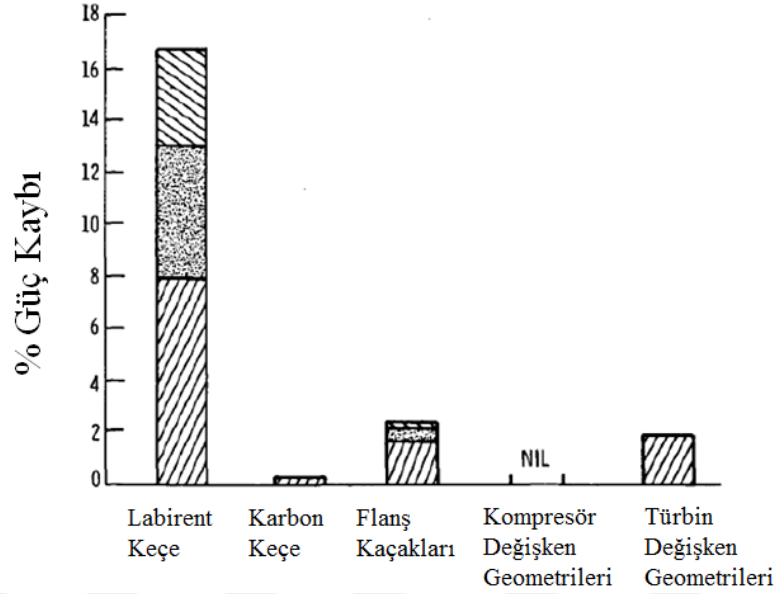


Şekil 2.2 : Düşük basınç türbini ikincil akış detayları (Rolls Royce – The Jet Engine, 1996).



Şekil 2.3 : Keçe tiplerinin motor içindeki uygulamaları (Chupp ve diğ, 2006).

Sızdırmazlık elemanları ile sağlanan iç akışların kontrolü Şekil 2.4’da görüleceği üzere kritik öneme sahiptir. İyi tasarlanmış bir sızdırmazlık dizaynı ile motor güç çıktısı %16-%18 aralığında artırılabilirdiği raporlanmıştır. (Ludwig ve Johnson, 1973). Artan teknoloji ve pazar rekabeti sebebiyle, verimli bir gaz türbini inşa edebilmek için sızdırmazlık elemanları kritik bir öneme sahiptir.



Şekil 2.4 : Farklı keçe tiplerinin performans etkisi (Ludwig ve Johnson, 1973).

2.1 Gaz Türbinli Motolarda Sızdırmazlık Elemanları

Gaz türbinli motorlarda farklı çalışma koşullarına uygun birçok sızdırmazlık elemanı kullanılabilmektedir. Sızdırmazlık elemanının seçimi, çalışma sıcaklığı, rotor ve statorun birbirine göre hareketi, yükleme koşulu, termal yönetim gibi parametrelere göre yapılmaktadır. Yaygın olarak kullanılan sızdırmazlık elemanları şu şekilde sıralanabilir;

- Labirent Keçe (Düz, Eğimli, Bal Peteği vb.)
- Fırça Keçe
- Statik Keçeler
- Hidrolik Keçe
- Karbon Keçe

Labirent keçeler, gaz türbinli motorlarda yaygın olarak ve ilk kullanılan sızdırmazlık elemanıdır. Bu keçe tipi, ani genişleme ve daralma kayıpları yaratan bir dizi orifis

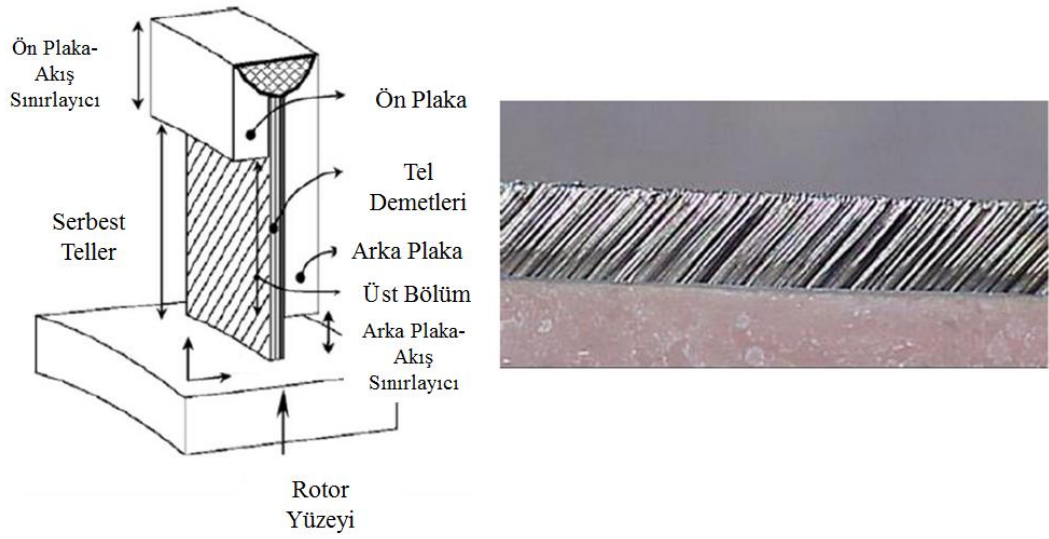
serisi olarak düşünebilir. Motorun çok farklı bölgelerinde, farklı görevler için kullanılmaktadır. Ayrıca bu sızdırmazlık elemanının düz, öne veya arkaya eğimli, bal petekli gibi birçok farklı uygulama çeşidi vardır. Labirent keçelerin en önemli avantajı geleneksel imalat yöntemleriyle üretilmesidir. Ancak performansları keçe açıklığı, diş adımı ve yüksekliği, diş genişliği, diş sayısı gibi birçok parametreye bağlıdır. Geçici rejimlerde dişlerin zarar görmesi sonucu meydana gelen aşınmalardan dolayı performansı kritik seviyede etkilenebilir ve sızdırmazlık görevini yerine getiremeyebilir.



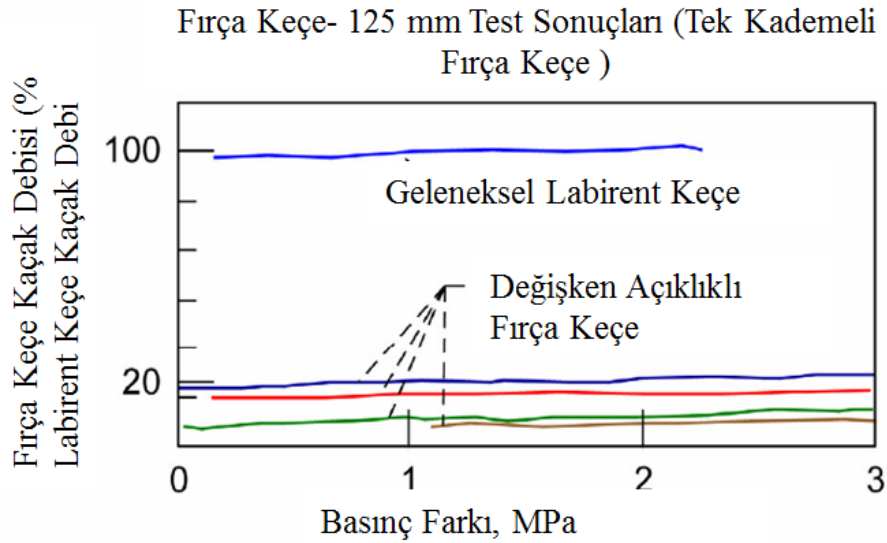
Şekil 2.5 : Tipik bir labirent keçe örneği.

Fırça keçeler, labirent keçelere göre daha iyi sızdırmazlık performansı gösteren ve ileri teknolojiyle üretilen keçe tipidir. Şekil2.6'da (Dinç vd, 2002) motor içerisinde kullanıldıktan sonra sökülen bir fırça keçe örneği bulunmaktadır. Bu tip keçeler, ön ve arka plakalar tarafından desteklenmiş, rotorun dönme yönüyle aynı pozisyonda bulunan bir dizi tel demetinden oluşmaktadır. Bu tip keçeler şaft üzerine açıklıklı, temaslı veya girişimli olarak montaj yapılabilmektedir. Sızdırmazlık performansının yanı sıra, bu tip keçelerde geçici hal durumlarında rotor teması sonucu kalıcı bir aşınma olmaz ve sızdırmazlık performansını yerine getirebilir. Ayrıca bu keçeler eksenel olarak daha az yer kapladığından dolayı, mekanik tasarım kolaylığı sağlamaktadır. Şekil2.7'de görüleceği üzere, fırça keçeler yaklaşık 5 kat daha iyi bir sızdırmazlık performansı sağlamaktadır.(Chupp ve diğ, 2006). Bu tip keçelerin en büyük dezavantajları tasarım zorluğu, üretim maliyetleri, bütünlüğün korunabilmesi,

tellerin çabuk kırılabilmesi, ters akışa karşı dayanımı olmaması ve radyal olarak yer kaplamalarıdır.



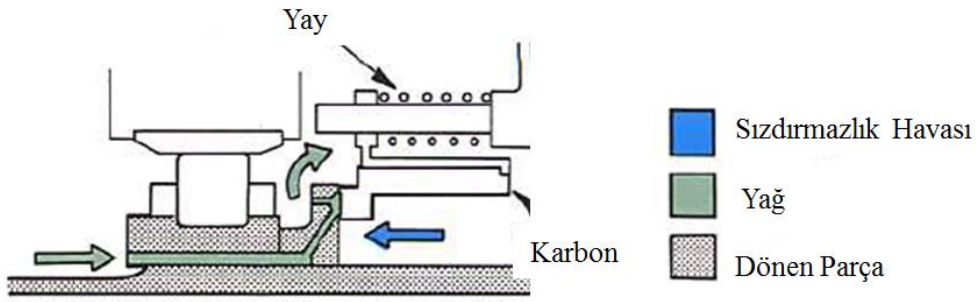
Şekil 2.6 : Fırça keçe şematığı ve motor uygulaması (Dinç ve diğ, 2002).



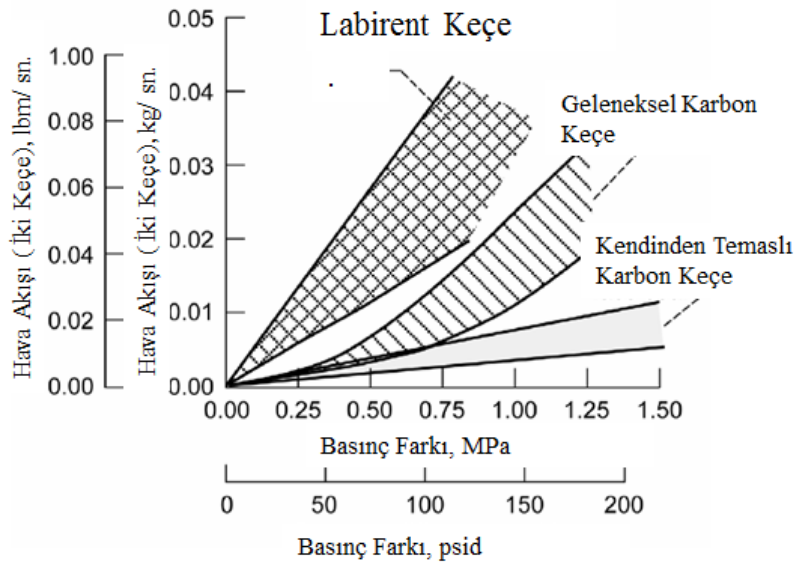
Şekil 2.7 : Fırça keçe sızdırmalık performansı (Chupp ve diğ, 2006).

Son olarak yüksek teknolojiyle ve bilgi birikimiyle üretilen, özellik yatak bölgesi sızdırmazlığı için kullanılan karbon keçe uygulamaları mevcuttur. Gaz türbinli motorlarda, yüksek hızda dönen şaftı destelemek ve duran-dönen yüzeyler arasında geçişi sağlamak için rulmanlar kullanılmaktadır. Sürtünme ve yüksek hızda dönme etkisinden ısınan rulmanlar, yağ ile soğutulur. Sürekli beslenen yağ, tahliye hatlarıyla geri çekilerek koklaşma riski önlenir ve bu sisteme kuru karter yapısı adı verilmektedir. Yatak bölgesindeki yağın motorun içine kaçırılması durumunda, sıcaklıkla bozulan yağ yangına sebep olarak motor içindeki parçaların kopmasına

neden olabilir. Bu sebeple yeni tip gaz türbinli motorlarda, karbon keçeler kullanılmaktadır. Ayrıca, sızdırmazlık için sağlanan basınçlı hava miktarını azaltır. Böylece, yağ kaçağını engellemek için yataklama bölgesine alınan havanın miktarını azaltır. Böylece, havanın yatak bölgesinden dışarı atılmasını sağlayan havalandırma hattı boyutlarını küçültme imkânı sağlar. Ayrıca Şekil 2.9’da görüleceği üzere benzer basınç oranında karbon keçeler 2 kat daha iyi sızdırmazlık performansı sağlayabilmektedir (Stevard ve diğ, 1997). En büyük dezavantajı ise tasarım zorluğu ve maliyetidir. Ayrıca, dönen shaft ile teması kaybetmesi durumunda kaçak debi miktarı çok artmaktadır ve akış kontrol edilememektedir.



Şekil 2.8 : Karbon keçe uygulaması (Roll Royce – The Jet Engine, 1996).



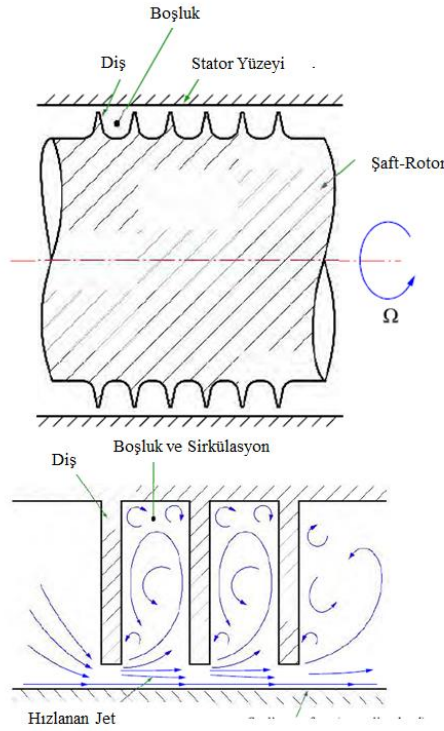
Şekil 2.9 : Karbon Keçe Sızdırmazlık Performansı (Stevard ve diğ, 1997).

Karter bölgesinde yoğun olarak kullanılan karbon keçeler, yüksek oranda temas içerdiğinden soğutulması gerekmektedir. Soğutma ihtiyacı ise karter bölgesine beslenen yağ ile sağlanmaktadır. Gaz türbinli motorlarda yaygın olarak kullanılan

keçe tipleri yukarıda özetlenmiştir. Motorun farklı bölgelerinde, farklı görevler için kullanılan keçelerden birisi olan ve bu tez kapsamında incelenecek labirent keçelerden daha detaylı bahsedilecektir.

2.2 Labirent Keçeler

Gaz türbinli motorlarda yaygın olarak kullanılan labirent keçeler, birbiri ardına sıralanmış dişlerden oluşmaktadır. Dişlerin dizilim şekli, geometrik özellikleri gibi parametreler uygulama alanına göre farklılık gösterebilmektedir. Şekil 2.10'da de tipik bir labirent keçe örneği ve akım çizgileri gösterilmiştir (ESDU 09004, 2009). Rotor üzerine yerleştirilen dişler ile stator yüzeyi arasında bırakılan boşluk sayesinde temas oluşması engellenmektedir. Dişler rotor üzerine koyulacağı gibi, stator üzerinde veya her iki tarafta da konumlandırabilmektedir.



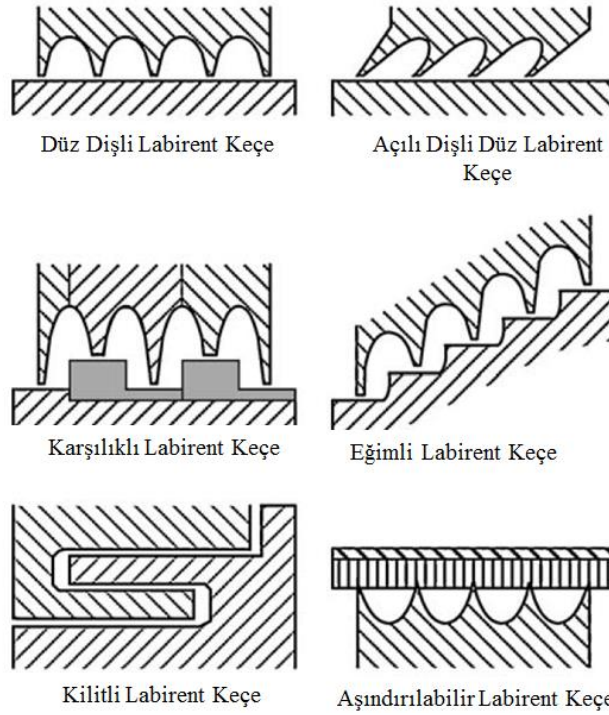
Şekil 2.10 : Labirent keçe akış şematiği ve akım çizgileri (ESDU 09004, 2009).

Akım çizgileri gösterilen bir labirent keçe örneğinde görülebileceği üzere, akış yüksek basınç bölgesinde düşük basınç bölgesine doğru ilerlemektedir. Burada akışı meydana getiren sürücü kuvvet, keçenin iki yüzeyi arasındaki basınç farkıdır. Ardı sıra dizilen labirent keçe dişleri, seri bağlanmış ani daralma ve genişleme kayıpları olarak düşünülebilir. Akışkan yüksek basınç bölgesinden harekete başlayınca, diş üstü ile stator bölgesi arasında kalan açıklıkta daralan bir alana girer ve bu alandan sonra tekrar

genişleyerek çıkar. Hızlanmadan dolayı dış çıkışında akışta türbülans artar ve iki diş arasında kopmalar meydana gelir. Bu kopmalar sonucunda oluşan sirkülasyonlar akışkanın enerjisini kaybetmesine sebep olur. Her kademe de benzer bir fizikle ilerleyen akışkan, çıkışta basıncını azaltır ve sızdırmazlık hava kontrol edilir.

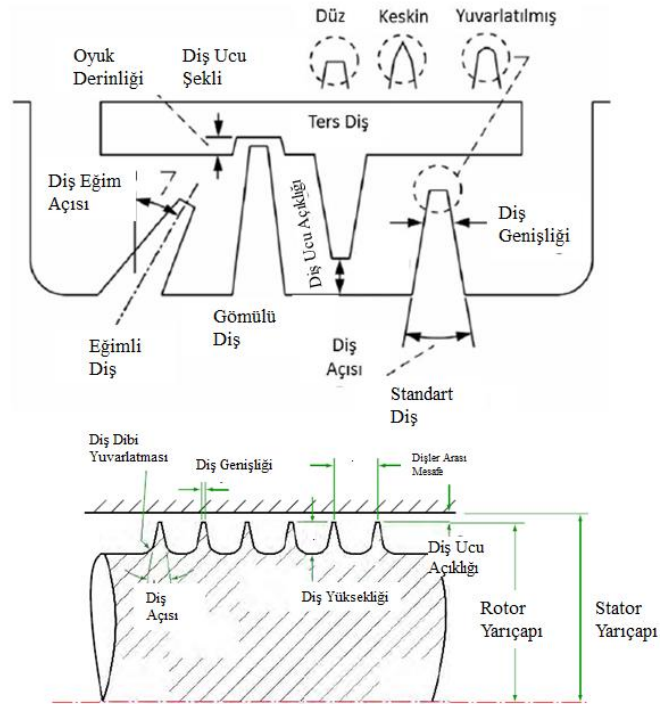
Labirent keçelerin diş konfigürasyonları farklılık gösterebilmektedir. Şekil 2.11’de görüleceği üzere şu şekilde sınıflandırma yapmak mümkündür (Chupp ve diğ, 2010).

- Düz Dişli Labirent Keçe
- Açılı Dişli Düz Labirent Keçe
- Karşılıklı Dişli Labirent Keçe
- Eğimli Labirent Keçe
- Kilitli Labirent Keçe
- Aşındırılabilir Labirent Keçe



Şekil 2.11 : Labirent keçe tipleri (Chupp ve diğ, 2010).

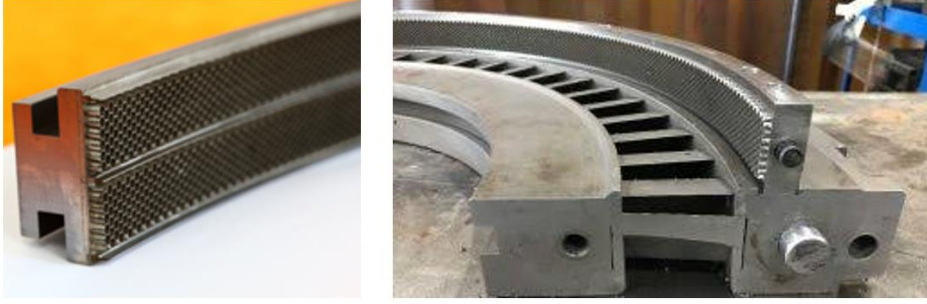
Şekil 2.12’de bir labirent keçe performansını belirleyen geometrik parametreler gösterilmiştir (Chupp, 2006; ESDU 09004, 2009).Görüleceği üzere birçok geometrik parametrenin birlikte düşünülüp, en iyi sızdırmazlık performansı sağlayacak geometrinin çıkarılması için birçok çalışma yapılmıştır. Örneğin, dişler arasında mesafenin artırılması, odacık büyüklüğünü ve sirkülasyon alanını artıracaktır. Bu sebeple daha iyi sızdırmazlık performansı elde edilecektir. Ancak, havacılık motorlarında kısıtlı bir alanda mekanik tasarım yapılması gerekliliğinden dolayı uzun dişler kullanılmamaktadır.



Şekil 2.12 : Keçe geometrik parametreleri (Chupp, 2006; ESDU 09004, 2009).

Labirent keçelerin en büyük avantajlarından bir tanesi kolay üretilebilir olmasıdır. Ayrıca değişik diğ konfigürasyonları ve ek tasarımların yapılmasına olanak sağlamaktadırlar. Bunun en önemli örneklerinden bir tanesi, bal peteği uygulamasıdır. Bu uygulamada diğlerin karşı yüzeyine, ince kanallar içeren bir bal peteği yapısı yerleştirilir. Akışkan bu ince kanallara girerek, düzensizlik oluşturur ve basınç kaybına uğrar. Sürtünme kuvvetlerinin artışıdan dolayı da daha iyi bir sızdırmazlık performansı gösterir.

Şekil 2.13’ te görüleceği üzere labirent keçenin stator yüzeylerine bal peteği uygulaması gaz türbinli motorlarda yaygın olarak kullanılmaktadır. Basınç kaybı prensibi daha önce açıklanan yapıda, bal peteği yapısının geometrik özellikleride sızdırmazlık performansının önemli ölçüde etkilemektedir. Keçe açıklığına bağlı olarak bal peteği odacık büyüklüğü ve derinliği sızdırmazlık performansına sağlanacak pozitif etkiyi belirleyen en önemli parametrelerdir.

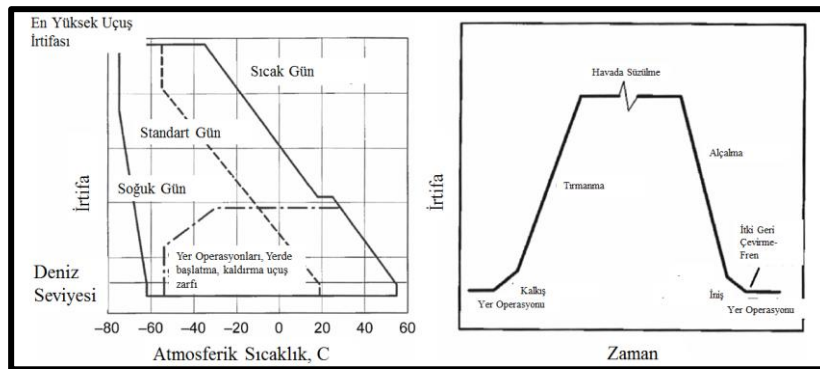


Şekil 2.13 : Labirent keçe bal peteği uygulaması.

Labirent keçe uygulamaları yaygın olarak kullanılsa da, en büyük dezavantajlarından birisi aşınma durumunda, geometrik özelliklerinin değişmesi ve buna bağlı olarak kaçak debi miktarının artmasıdır. Tez kapsamında da incelenecek olacak aşınmanın kaçak debi üzerindeki etkisi bir sonraki bölümde detaylandırılacaktır.

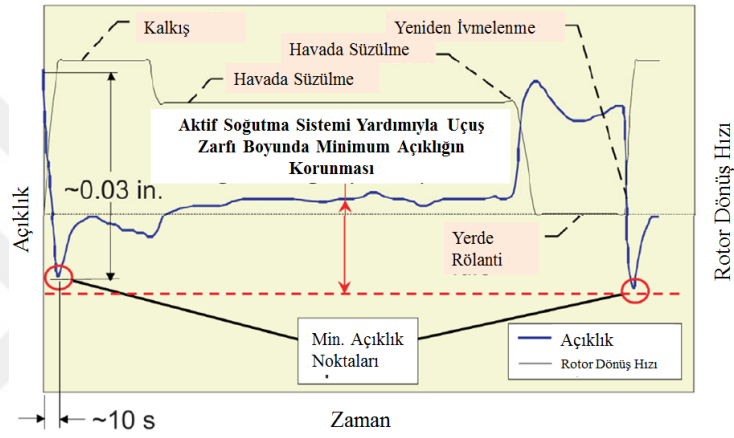
2.3 Gaz Türbinli Motorlarda Keçe Aşınmaları

Labirent keçeler, gaz türbinli motor üzerindeki farklı uygulama alanları için, o bölgenin karakteristiğine bağlı olacak şekilde özel olarak tasarlanmaktadır. Şekil 2.14’de bir gaz türbinli uçak motorunun uçuş zarfı ve görev tanımından görüleceği üzere tipik bir gaz türbinli motor çok farklı irtifalarda ve sıcaklıklarda çalışabilmelidir (Stoner, 1998).



Şekil 2.14 : Gaz türbinli motor çalışma zarfı (Stoner, 1998).

Farklı uçuş koşulları, yükseklik ve sıcaklık değişiminden dolayı motor içerisinde sıcaklıklar değişebilir. Buna ek olarak, motorun üreteceği güç her bir görev noktasında farklı olacağından taşıyıcı ve dönen elemanlara aktarılan kuvvet farklılık gösterecektir. Sıcaklık ve öngörülemeyen yükleme koşullarından dolayı rotor ve stator izafi hareketleri ile, geçici durumda labirent keçe yüzeylerinde sürtünmeler meydana gelebilmektedir. Şekil 2.15’de görüleceği üzere, tipik bir uçuş görevinde belirli noktalarda keçe açıklıkları minimum değerini görmektedir (Lattime ve Steinetz, 2004). Eğer öngörülemeyen manevra veya jiroskobik yüklerde dolayı açıklıklar değişirse, aşınmalar görülebilecektir.



Şekil 2.15 : Keçe açıklıklarının görev zarfı değişimi (Lattime ve Steinetz, 2004).

Türbinlerin geçici rejiminde rotor-stator ikilisinin izafi olarak radyal ve/veya eksenel yönde hareket etmesi sonucunda, açıklıklar kapanarak dişlerde ve/veya karşı yüzeylerde aşınmalar, oyuk oluşumu görülebilir. Malzeme çiftlerine bağlı olarak aşınma diş uçlarında, stator yüzeyinde veya her ikisinde de meydana gelebilir. Literatürde diş aşınmasının farklı tipleri görüntülenerek yayınlanmıştır.



Şekil 2.16 : Aşınan labirent keçe örneği (Neef ve diğ, 2006).

Şekil 2.16'da bir mantar diş aşınması görülmektedir. Bu tip aşınma stator malzemesinin, rotor malzemesinden daha sert olması durumunda gerçekleşir. Temastan dolayı ısınan malzeme eriyerek, dişin ucunda mantar görünümü alır. Nominal şartlara geri döndükten sonra malzeme erimesinden dolayı, keçe açıklıkları ve kaçak debi miktarı artacaktır. Ayrıca, sivriltilmiş dişler akışkan ayrılmasına daha fazla katkıda bulunacaktır. Dişin yuvarlanmasından dolayı aerodinamik kayıplar azalarak kayıp katsayısının düşmesine sebep olacaktır.

Buna ek olarak, diğer malzeme çifti opsiyonun da, rotorun statordan daha sert olması durumu, mantar diş uygulamasından farklı bir geometrik değişim gözlemlenir. Bu durumda Şekil 2.17'de görüleceği üzere, stator malzemesi aşınarak bir oyuk oluşturulacaktır. Ayrıca, sürtünmeden dolayı, oyuk oluşumunun yanı sıra diş yüzeyinin kenarı aşınabilir ve yuvarlak bir form alabilmektedir (Rhode ve Allen, 2001). Dişin yuvarlatılması durumunda, aerodinamik kayıplar azalacaktır, buna bağlı olarak kayıplarda azalacaktır. Ayrıca, oyuk oluşumundan dolayı, akış alanı ve kaçak debi de artacaktır. Oyuk geometrisi ve diş ucunun oyuğa göre konumu kaçak debi miktarını etkilemektedir.



Şekil 2.17 : Yuvarlatılmış diş ve akış etkisi (Rhode ve Allen, 2001).

Bu aşamaya kadar gaz türbinlerinin genel çalışma prensipleri, labirent keçelerin geometrik parametreleri ve aşınma durumlarının sebepleri incelenmiştir. Bu bölümden sonra labirent keçe hakkında literatüre kazandırılmış bilgiler incelenecektir.

3. LİTERATÜR VE TEZ ÇALIŞMASININ AMACI

3.1 Literatür Araştırması

Labirent tipli keçeler daha önce bahsedilen sebeplerden dolayı, uzun yıllardır incelenmiştir. Yapılan ilk çalışmalar deneylere dayandırılarak teorik incelemelerdir. (Martin, 1908; Stodola, 1927; Gercke, 1934; Egli, 1935; Hodkinson, 1939; Kearton, 1952; Vermes, 1961). Bu çalışmalardaki amaç sızdırmazlık geometrisine bağlı olarak kaçak debi hesabında kullanılacak ampirik ifadeleri elde etmektir. İlerleyen teknoloji ile birlikte bu çalışmalar detaylandırılarak daha kapsamlı çalışmalar yapılmıştır. Bu detaylandırmalar sayesinde diş sayısı, rotor dönme hızı, çalışma koşullarından dolayı aşınma, bal peteği yapısının sızdırmazlık performansına etkisi değerlendirilmiştir.

Gaz türbinli motorlarda sızdırmazlık elemanlarının performans üzerindeki etkisi Ludwig (1974) tarafından incelenmiştir. Keçe üzerindeki kaçak debi yakıt tüketimi, kompresör geri akış limitinin azalması ve motorun çalışma bütünlüğü gibi parametrelere doğrudan etki etmektedir. Kaçak debi miktarının azaltılması için dar açıklıkla üretilen motor, çalışma koşulları sebebiyle temas ederek aşınır ve gerçek çalışma aralığını meydana getirir. Bu davranışın önceden tahmin edilebilmesi için iyi bir malzeme bilgi birikimi gerekmektedir. Kaçak debilerin doğru modellenememesi sebebiyle, küçük tipli gaz türbinlerinde %16 güç kaybı meydana gelebilmektedir. Buna ek olarak doğru şekilde tasarımı yapılmayan bir sızdırmazlık elemanları sebebiyle türbin verimi %24, kompresör verimi ise %16 mertebesinde azalmaktadır. Ön görülemeyen sızdırmazlık performansı azalması sebebiyle, motorun bakım süresi yağ kaçağı gibi nedenlerden dolayı kısalabilmektedir.

Stocker (1977), en iyi sızdırmazlığı sağlayacak labirent keçe tasarımı için, geometrik parametrelerin değişimini incelemiştir. Keçe açıklık miktarının, diş yüksekliği, dişler arası mesafe, diş sayısı ve rotor dönme hızı gibi etkileri gözlemlemiştir. Ayrıca keçelerde oluk oluşumu durumunu incelemiştir. Bulduğu test sonuçlarına göre, oyuk oluşumu durumunda kaçak debi miktarı azalmaktadır. Ancak bu çalışma sonucu, daha sonra gerçekleştirilmiş olan çalışmalarla uyuşmamaktadır ve doğru fiziği yansıtmamaktadır. Oyuk oluşumundan dolayı artan akış alanıyla, kaçak debi

miktarının artışının ispatı birçok deney ve çalışmayla gösterilmeye çalışılmıştır. Yapılan en önemli çalışma ise, bal peteği yapısının kaçak debi miktarı üzerindeki etkisinin gözlemlenmesidir. Yapılan çalışmalara göre, bal peteği yapısından dolayı kaçak debide %20'den daha fazla azalma sağlanabilmektedir. Ayrıca Stocker (1975) yılında yaptığı çalışmalar sırasında, motor performansının artırılması için ana akış yolundaki değişimlere odaklanılmasını önermiştir. İkincil hava akışlarındaki iyileştirmelerin etkilerinin ihmal edilebilir seviyede performans katkısı yapacağını belirtmiştir. Bu önerileri, daha sonra gerçekleştirilen çalışmalar ile örtüşmemektedir. İkincil havalar ve keçeler üzerinden kaçak debiler, ana akış yolundan iş yapmadan alınan havayı kullandığından performans etkisi göz ardı edilmemelidir.

Farklı basınç oranları ve dış geometrileri için labirent keçe testleri Wittig ve diğ. (1987) tarafından yapılmıştır. Bu çalışmada, basınç oranı ve keçe açıklığının büyük bir aralıkta değişmesi sayesinde, motorun farklı çalışma koşullarını yansıtmayı amaçlamıştır. Yapılan test çalışmaları yardımıyla, labirent keçelerin modellenebilmesi için sonlu elemanlar yöntemi geliştirmeyi hedeflemiştir. Standart k-epsilon modeli yardımıyla, düz ve basamaklı tip keçeler için akış modellemesinin testlerle uyumlu sonuçlar verdiğini göstermiştir. Yapılan bu çalışmada düz tipli labirent keçelerden geçebilecek olan kayıp debi miktarı, keçe açıklığına oldukça bağlıdır. Sonuçlara göre keçe açıklık miktarının %20 artması durumunda, aynı basınç oranı ve keçe geometrisinde kaçak debi miktarı da benzer oranda artmaktadır. Benzer durum, basamaklı labirent keçeler için söz konusu değildir. Keçe açıklık miktarının artması, bu tip keçelerde kaçak debi miktarında önemli bir artışa sebep olmamaktadır. Bunun sebebi şu şekilde izah edilmiştir: Düz dişli keçelerde, artan akış alanıyla ani daralma ve genişleme kayıpları azalmaktadır. Bu sebeple, akışkan her diştten geçerken daha az basınç kaybetme ve geçen debi miktarı aynı basınç oranı için artış göstermektedir. Basamaklı keçelerde ise, ikinci bir basınç kaybına sebep olan mekanizma söz konusudur. Dış çıkışında bulunan kademe dolasıyla akış karşı duvara çarpıtılmaktadır ve basınç kaybı oluşturulmaktadır. Bundan dolayı, kayıp katsayıları dış açıklıklarının değişiminden daha az etkilenmektedir. Yapılan sayısal analiz modellemeleri, testler ile doğrulanmış ve benzer kayıp katsayıları elde edilmiştir.

Demko ve diğ. (1990), rotor dönmesinin kaçak debi üzerindeki etkisini incelemeyi amaçlamıştır. Çalışma kapsamında rotor dönme hızının etkisinin değerlendirilmesi için katsayı önerilmiş ve bu katsayı test ve nümerik yöntemlerle bulunmuştur. Kaçak

debinin yüksek dönüş hızlarına çıktığında azaldığı gözlemlenmiştir. Rotor dönüş hızı belirli bir kritik hızın üzerine çıktığı durumda keçe üzerinde ikincil döngü yapıları olacaktır. Bu ikincil yapılar kayıpları artırarak daha iyi sızdırmazlık performansı sağlayacaktır. Ancak bu ikinci döngü yapıları sadece yüksek hızlarda gözlemlenebilmiştir.

Wascka ve diğ. (1992), çalışmasında dönme etkisinin kaçak debi ve ısı transferi üzerindeki etkisini değerlendirmiştir. Literatürde öncesinde yapılan çalışmaları yüksek hızda dönme ve santrifüj kuvvetler sebebiyle büyümenin etkisini gözlemlememiştir. Yapılan çalışmada düşük Re sayısında dönme hızının artmasıyla kaçak debide %25 azalma öngörülmüştür. Keçe açıklık değerinin değişimine göre, dönme etkilerinin etkili olabileceği Re sayısı aralığı ise 5000-10000 olmaktadır. Keçe açıklığı arttıkça, dönme hızının etkisini sönümleyecek Re sayısı artmaktadır. Bu sebeplerden dolayı düşük Re sayısı değerleri için dönüş hızının etkisinin değerlendirilmesi gerekmektedir. Deneylerde Ta/Re sayısının 0.2 değerinden büyük olması durumunda kayıp katsayısında önemli miktar düşüş görülmüştür. Ta sayısı dönme yönündeki etkileri temsil etmektedir. Bu sebeple sabit eksenel Re sayısında, Ta sayısının artmasıyla ikincil vorteks yapıları yardımıyla kayıplar artırılacaktır. Bu değişim ısı transfer mekanizmasını da etkilemektedir. Dönme hızının artmasıyla rotor bölgesi ısı geçişi mekanizması, stator tarafından daha fazla etkilenmektedir. Buna ek olarak dış üstündeki ısı geçiş katsayısı, maksimum dönme hızları görüleceğinden, bu bölgedeki ısı geçiş katsayısı ilk dişte maksimum etkilenmektedir.

Keçe yuvarlatmalarının ve oyuklu stator duvarları için kaçak katsayısının değişimi analitik ve testlerle Zimmerman ve diğ. (1994) tarafından araştırılmıştır. Genel olarak keçeler art arda seri bağlanmış ani daralma kayıplarıdır. Basınç kayıpları, stator yüzeyine sürtünmeden veya ayrılmalardan dolayı oluşur. Keçeler maksimum kayıp yaratabilmek amacıyla keskin köşeli imal edilmektedir. Ancak motorun geçici hal çalışma durumlarından dolayı, rotor ve stator parçaları birbirine göre relatif hareket ederek temas ederler. Bu temastan dolayı aşınma sonucu oluk oluşumu ve dış geometrisinde değişim meydana gelir. Bu makalede yapılan testler ve HAD analizleri ile akışın laminar veya türbülanslı olması durumunda, keçelerdeki ilk dişin her zaman daha yüksek daralma gösterdiğini bulmuştur. Her bir keçe dişi için kayıp katsayısı hesaplandığında, en büyük değer ilk dişte meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca oluk oluşumu durumunda kaçak debinin arttığı farklı Re sayıları için gösterilmiştir.

Dişlerin yuvarlatılması durumunda ise keskin köşeli dişlere göre %35 daha fazla debi kaçağı olmaktadır.

Rhode ve Allen (1998), yaptığı çalışmada düz tip labirent keçeler için aşınmalar sonucu meydana gelen stator üzerinde oyuk oluşumu durumunu incelemiş ve test etmişlerdir. Kolay bir şekilde görüntüleme yapabilmek için incelemek istediği geometriyi ölçeklendirme yöntemi büyüttüştür. Yaptığı test sonuçlarını dar (0.635 cm), orta (1.91 cm) ve geniş (2.54 cm) açıklık olmak üzere 3 ana başlık altında toplamaya çalışmıştır. Her bir keçe açıklık değeri için oyuksuz, dar oyuklu, orta genişlikte oyuklu ve geniş oyuklu durumları için kayıp katsayısının değişimi incelemiştir. Küçük keçe açıklıklarında oyuksuz olması veya dar oyuk durumu en iyi sızdırmazlık performansını sağlamaktadır. Bu iki geometri için yüksek kayıp katsayısı elde edilmesinin sebebi diş ucunda yüksek türbülans oluşumu olarak açıklanmaktadır. Diş çıkışında oluşan maksimum türbülansın dolayı ayrılmalar meydana gelmektedir. Bu ayrılmalardan dolayı iki diş arasındaki boşlukta enerji daha fazla sönmekte ve iyi bir sızdırmazlık performansı ortaya çıkmaktadır. Oyuk oluşumundan dolayı meydana gelecek kayıplar ise ikincil etki olarak değerlendirilmiştir. Orta ve büyük oluk oluşumu durumunda ise kaçak debinin yaklaşık %50 arttığını gözlemlemiştir. Oyuğun genişlemesi durumunda diş ucu jet alanı artmakta ve ayrılmayı sağlayacak gerekli türbülans oluşturulamamaktadır. Ayrıca dar açıklık ve geniş oluklu yapılarda, dişin oluk ekseninden kaymasından dolayı %35 daha fazla direnç sağlanabilmektedir. Bu durumda diş ucunda yüksek türbülans ve ayrılma gözlemlenebilmektedir. Orta açıklıklarda ise en etkili durumun dar oyuklu keçelerde olduğu gözlemlenmiştir. Bu geometri için ani daralmanın diş ucunda olduğu olduğu görüntülenmiştir. Bu sebeple yüksek ayrılma ve kayıp katsayısında artış testler ile gösterilmiştir. Ayrıca orta ve büyük oluk genişliklerinde düşük Re sayısında kaçak debide azalış, büyük Re sayısında ise artış gözlemlenmiştir. Büyük açıklıklarda ise, düşük Re sayılarında geçen debi de %40 azalma, daha büyük Re sayılarında ise %200 azalma gözlemlenmiştir. Bu durum içinde dişin oyuk merkezinden kaçıklığı daha yüksek kayıp katsayısı sağlamıştır. Bunlara ek olarak oluk oluşumundan dolayı diş çıkışında büyük bir sirkülasyon bölgesinin oluşabileceği, akışın oluğa hızlı bir şekilde dolabileceği, jetin açılı bir şekilde iki diş arasındaki boşluğa dolabileceği gösterilmiştir.

Zimmerman ve Wolf (1998), bu çalışmasında literatürde var olan araştırmaları bir araya toparlayarak, keçe geometrisindeki değişimlerin kaçak debi üzerindeki etkisini

incelemeyi amaçlamıştır. Düz dişli keçelerde taşınım faktörünün, açıklığın diş boyu uzunluğuna oranının, oluk oluşumunun, bal peteği yapısının, köşe yuvarlatmasının, odacık derinliğinin ve dönme hızının kaçak debi üzerindeki etkisini ayrı başlıklar altında incelemiştir. Yapılan HAD analizleri ile taşınım katsayısının bir çarpanı olacak bileşen önermiştir. Bu bileşen artan diş sayısı ile azalmaktadır, böylece keçe üzerinden geçecek debi azaltılarak daha iyi performans olacağını savunmuştur. Oluk oluşumu durumunda, oluk genişliği ve derinliğine bağlı olarak kaçak debi 2.5 kat artacaktır. Köşe yuvarlatılması durumunda ise düz keçelerin basamaklı keçelere göre daha az etkileneceğini gösterip, köşe yarıçapının hidrolik çapa oranının 0.2'den küçük olması durumunun en etkili sızdırmazlık performansı sağlayacağını grafikler aracılığıyla göstermiştir.

Bal peteği yapısının keçe akışı ve ısı geçiş mekanizmasına etkisi Willenborg ve diğ. (2000) tarafından araştırılmıştır. Düz yüzeyli ve bal peteği yapısı içeren stator yapısı üzerinden sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Ayrıca, ölçeklendirme yöntemiyle büyütülen test geometrisi yardımıyla, yerel hız vektörlerini gözlemleyecekleri ölçümler almışlardır. Bu ölçümleri, motor çalışma aralığının kapsayacağı geniş bir basınç oranı aralığı ve keçe açıklığı için gerçekleştirmişlerdir. Yerel ısı taşınım katsayıları, metal sıcaklıkları ve akışkan hızları ölçülerek elde edilmiştir. Artan keçe açıklıklarıyla, Nu sayısının arttığını gözlemlemişlerdir. Bal peteği yapısının olması durumunda, stator yüzeyindeki ısı taşınım katsayısı dramatik şekilde düşmektedir. Bal peteği yapısı içine dolan hava, sıcak gaz ile stator yüzeyi arasındaki ısı transferini kesmektedir ve termal bir bariyer gibi davranmaktadır. Rotor yüzeyi incelendiği durumda, ısı geçiş mekanizmasının akış yapısı değişmesi sebebiyle azaldığı görülmektedir. Ancak rotor yüzeyindeki değişim, stator yüzeyindeki değişimden daha düşüktür. Bal peteği yapısı uygulanmasıyla, dış çıkışında akışkan kademeye çarparak rotor yüzeyinde jet etkisi yaratmamaktadır. Bundan dolayı ısı taşınım katsayısı azalmaktadır. Bütün bu etkiler değerlendirip, test ve analitik çalışmalar yardımıyla yerel ısı taşınım katsayısı hesaplayacak bir korelasyon önerisinde bulunmuşlardır.

Rhode ve Adams (2000), yaptığı çalışmada düz ve basamaklı labirent keçeler için oyuk oluşumu durumunda, direnç katsayısı hesaplamasının değişimini nümerik olarak modellemeyi amaçlamışlardır. Bu çalışmada Re sayısının, oyuk geometrisinin genişliği ve derinliğinin etkisini incelemişlerdir. Yaptıkları modellemelerde standart k-epsilon modellemesini kullanmışlardır. Duvar hız fonksiyonlarının 12 ile 250

arasında olması gerektiğini vurgulamışlardır. Keçede oluk oluşması durumunda, kaçak debi miktarının, Re sayısında artışa, sürtünme katsayısında ise düşüşe sebep olmaktadır. Ayrıca, oyuk olmaması durumunda Re sayısı kademe yüksekliğine bağlı olmadığı halde derin oyuk olması durumunda daha fazla etkilenmektedir. Kaçak debi Re sayısı oyuk derinliğine bağlı olarak, belirli bir kademe yüksekliğinde %44-%97 arasında artış gösterebilmektedir. Ayrıca düşük kademe olması durumunda, kaçak debi miktarı artmaktadır. Oyuk geometrisine bağlı olarak, keçede bulunan kademe yüksekliği daha fazla önem kazanabilmektedir. Artan akış alanını sönmüleyebilecek keçe kademe yüksekliğinin olması durumunda ikincil kayıplar yardımıyla, kaçak debi miktarı artışını düşürebilecektir. Benzer geometride oyuk olması ve olmaması durumunda, akışkan hız vektörleri incelenmiştir. Oyuk olmaması durumunda akışkan kademe tarafından aşağı yönlendirilir ve bir sonraki dişe girmeden önce enerjisinin sönmülenmesini sağlar. Oyuk olması durumunda ise akışkan kademeyi efektif olarak kullanamaz ve enerjisini sönmülemeyen bir sonraki dişe taşınabilir. Kademe yüksekliğinin artırılması durumunda her iki geometri içinde kaçak debi miktarı düşmektedir, ancak oyuk olmaması durumu en iyi sızdırmazlık performansını sağlamaktadır. Ayrıca kademe yüksekliğinin artması durumunda, oyuklu ve oyuksuz geometriler arasındaki fark daha olmaktadır. Oyuk genişliğinin azaltılması durumunda derin olmayan oyuklarda kaçak debi miktarı %39 oranında azalırken, derin oyuklarda ise %51 daha iyi performans göstermektedir. Genel olarak kaçak debi miktarı, oyuk derinliği arttıkça artan akış alanı ve değiştirilmiş akış yapısından dolayı artmaktadır. Benzer bir derin olmayan oyuk genişliğinde ve kademe yüksekliğinde kaçak debi miktarları küçükten büyüğe şöyle sıralanmıştır: küçük açıklık- dar oyuk, küçük açıklık- geniş oyuk, büyük açıklık-dar oyuk, büyük açıklık- geniş oyuk. Açıklık miktarının artması durumunda kaçak debi azalmakta, oyuk genişliğin artmasıyla ile artmaktadır. Dar açıklıklarda ve ortalama kademe yüksekliklerinde, kaçak debi miktarı oyuk derinliğine oldukça hassas davranmaktadır. Derin olmayan ve derin oyuklu yapılarda, oyuk olmaması durumuna göre sırasıyla %100 ve %194 oranında kaçak debi miktarı artmaktadır. Son olarak geniş oyuklarda, akış yönlendirilmesinden dolayı, kademe yüksekliğinin avantajının kaybedildiği gösterilmiştir.

Basamaklı tip labirent keçeler için çalışma anında meydana gelebilecek olan aşınmalardan kaynaklanan statorda oyuk oluşumu ve dişlerde yuvarlanma olması durumunu Rhode ve Allen (2001) tarafından test edilmiştir. Bu çalışma kapsamında

kayıp katsayını artıracak veya kaçak debiyi azaltacak en ideal fiziği şu şekilde açıklamıştır; akış diş girişinde daralan alandan dolayı hızlanacaktır ve diş çıkışında yüksek ayrılmaya sebep olacaktır. Böylelikle iki diş arasındaki boşlukta enerjisini kaybedecek ve en iyi sızdırmazlık performansını gösterecektir. Yaptığı test sonuçlarını dar (0.635 cm), orta (1.91 cm) ve geniş (2.54 cm) açıklık olmak üzere 3 ana başlık altında toplamaya çalışmıştır. Her bir keçe açıklık değeri için oyuksuz, dar oyuklu, orta genişlikte oyuklu ve geniş oyuklu, keskin uçlu diş, yuvarlatılmış diş, geniş adım yüksekliği ve dar adım yüksekliği durumlarını incelemiştir. Düşük keçe açıklıklarında ve yüksek diş adımlarında en iyi sızdırmazlık performansını oluksuz geometriler göstermiştir. Oluk oluşumunda dişin keskin uçlu kalması durumunda ise yuvarlatılmış dişe göre %120 daha iyi performans elde edilebilmektedir. Eğer çok iyi termal yönetim sağlanır ve keçe geometrisi değiştirilmezse kayıp katsayısında %500 artış olabileceği gösterilmektedir. Oluk olmaması durumunda jetin diş boşluğuna giriş açısı yaklaşık olarak sıfırlanmakta ve kademe üzerinde bulunan duvara çarpmaktadır. Böylece iki adet büyük resirkülasyon bölgesi meydana getirilmekte ve kayıplar artırılmaktadır. Oluk olması durumunda ise akış açılı bir şekilde boşluğa girerek, aşağı yönelmektedir. Bundan dolayı, kademe duvarına çarpıp yönlenme ve sirkülasyon bölgesi oluşumu gözlenmemektedir. Keskin köşeli dişlerde diş ucunda bir sirkülasyon bölgesi oluşmakta ve jet daralma alanını azaltmaktadır. Böylece daha yüksek kayıp katsayısı sağlanabilmektedir. Dar adım yükseliğinde ise oluk oluşumu durumunda %210 daha düşük kayıp katsayısı elde edilmektedir. Ayrıca dar ve geniş adım yükseklikleri karşılaştırıldığında, oluk oluşumu durumunda dar adım yüksekliği daha iyi bir performans göstermektedir. Ortak açıklıklı durumlar içinde benzer bir durum söz konusudur. Oluksuz geometrilerde en iyi sızdırmazlık performansı gözlemlenmektedir. Oluksuz ve keskin uçlu dişli yapı ise en iyi sızdırmazlık performansını sağlamaktadır. Bu açıklık değeri için elde edilebilecek kayıp katsayısı kazanımları daha azdır. Belirli bir Re sayısında oluklu ve yuvarlatılmış dişe göre elde edilebilecek iyileştirme, oluklu-keskin uçlu keçe için %31, oluksuz-keskin uçlu dişli için %120 ve oluksuz-yuvarlatılmış diş için %60 olarak hesaplanmıştır. Dar adım yükseklikleri için ise benzer karşılaştırmada elde edilebilecek debi kazancı sırasıyla %6, %62 ve %6 olarak hesaplanmıştır. Bütün geometriler için en yüksekten en düşüğe kaçak debi direnci, oyuksuz-düz diş, oyuksuz-yuvarlatılmış diş oyuklu-düz diş ve oyuklu-yuvarlatılmış diş şeklinde olduğunu gözlenmiştir. Oluk oluşumu durumunda

daha düşük direnç katsayısı meydana gelmesinin sebebi, artan jet daralma alanı ve dış boşluğuna yönlendirilmiş jet yapısı olarak açıklanmıştır.

Willenborg ve diğ. (2001), yaptığı çalışmada Re sayısı ve değişken basınç oranlarının, kademeli keçelerin çalışma karakteristiğine etkisini deneysel yöntemlerle görmeyi hedeflemişlerdir. Isı geçiş mekanizması ve kütle direnç sayısı, farklı keçe açıklıkları için elde edilmiştir. Yapılan deneylerde, keçe çalışma zarfının tamamını kapsayan bir çalışma yapabilmek amacıyla oldukça geniş Re sayısı ve basınç oranı aralığında deneyler gerçekleştirmişlerdir. Keçe çıkışındaki basıncı değiştirerek, basınç oranı ayarlanmış ve kütle geçiş direnci ölçülen kütle yardımıyla hesaplanarak, sızdırmazlık performansı değerlendirilmiştir. Ayrıca gaz sıcaklıkları ve duvar sıcaklıkları ölçülerek, ısı geçiş mekanizması üzerindeki etkisi de değerlendirilmiştir. İlk testlerde keçe açıklığının dış genişliğine oranının düşük olduğu keçeler, dış ucu yuvarlatma yarıçapının dış ucu genişliğine oranı büyüdükçe Re sayısının kaçak debi üzerinde etkili olduğunu görmüştür. Sabit basınç oranında, Re sayısı arttıkça kaçak debi veya direnç katsayısı %10 mertebesinde artmaktadır. Bu testlerde keçe geometrisini sabit tutup, basınç oranı ayarlanmıştır. Benzer şekilde keçe açıklığının dış genişliğine oranı düşük olan keçelerde, dış uç yuvarlatma yarıçapının dış uç genişliğine oranı küçüldükçe kaçak debi Re sayısının fonksiyonu olmaktan çıkmaktadır. Kaçak debi değişimi sadece basınç oranı değişiminden kaynaklanmaktadır. Buna ek olarak, görece olarak daha büyük dış uç yuvarlatmasının dış genişliğine oranına sahip olan keçeler, bu oranın düşük olduğu keçelere oranla aynı şartlar altında %30 mertebesinde daha kötü sızdırmazlık performansı göstermektedir. Bunlara ek olarak yerel ısı taşınım katsayısının, basınç oranı değişiminden etkilenmediği bulunmuştur. Ancak, artan Re sayısı ile ısı taşınım katsayısının arttığı gözlemlenmiştir.

Denecke ve diğ. (2003), labirent keçeler için stator yüzeyinde oluk oluşumu durumunda, kaçak debiye etkisini deneysel yöntemler ile incelemiştir. Yaygın olarak kullanılan düz, ileriye dönük adımlı basamaklı labirent keçeler ve geriye dönük adımlı labirent keçeler için farklı geometrik değişimlerin etkisini açıklamıştır. Düz dişli labirent keçelerde oyuk boyunun, oyuk genişliğine oranını değiştirerek kaçak debi üzerindeki etkisini gözlemleyeceği testler yaparak literatürde önerilen korelasyon ve grafiklerle eşleştirme yapmıştır. Artan oyuk genişliği- oyuk derinliği oranı için kaçak debinin 2.5 kat artabileceğini göstermiştir. Ancak, bu durum sadece dışın oyuk dışında çalışmasını gösterdiğinden, diğer alternatifleri değerlendirmek için keçe açıklığını

değiştirerek etkisini değerlendirmiştir. Geriye dönük basamaklı keçelerde, oluk oluşumu durumunda keçe açıklığına bağlı olarak akış yapısındaki sirkülasyonların büyük farklılıklar gösterdiğini testler ile göstermiştir. Dar açıklık durumu için, diş çıkışında jet aşağı yönelerek, keçe basamağının arkasında bir sirkülasyon bölgesi oluşturur. Böylece bir sonraki dişe girebilecek akışkan enerjisi azaltılır. Artan keçe açıklıklarında ise kademe arkasında sirkülasyon bölgesi azalmakta ve bir sonraki dişe giren akışkanın enerjisi azaltılamamaktadır. Kaçak katsayısına etki eden en önemli parametrelerden birisi oyuk ve diş ucunun birbirine olan konumlarıdır. Labirent keçe dişinin ucunun oyukla yakın veya içinde olması durumunda, üç keçe tipinde benzer kaçak performansı sergilemektedir. Bunun sebebi, oluk içinde akışın aşağı duvara yönlendirilerek, bir sonraki dişe girecek akışkanın enerjisinin azaltılmasıdır. Ancak artan açıklık değeri ile düz ve geriye dönük basamaklı keçelerde sızdırmazlık performansında azalma görülmektedir. Literatürde var olan ve düz dişli keçeler için yapılmış testlerin, geriye dönük basamaklı keçeler için uygun olmadığı görülmüştür. Kayıp katsayısındaki değişim benzerdir ancak geriye dönük adımlı keçeler daha yüksek sızdırmazlık performansı sağlamaktadır. İleriye dönük labirent keçeler için ise artan açıklıkla sızdırmazlık performansı iyileşmektedir. Bunun sebebi diş ucundan hızla çıkan akışkanın, kademe duvarına çarpması sonucu elde edilen kayıp olarak açıklanmaktadır. Ancak keçe açıklığı bu duvarın yüksekliğinden fazla olduğu durumda performansı düşmeye başlamaktadır. Bunlara ek olarak sabit oyuk genişliğinde, artan derinlikle birlikte sızdırmazlık performansı artmaktadır. Bunun sebebi daha önce açıklandığı gibi daha fazla akışkanın merkeze yönlendirilmesidir.

Rhode ve Adams (2004a), standart k-epsilon modeli kullanarak analizler yaparak oyuk oluşumunun düz labirent keçelerdeki sızdırmazlık performansını incelemişlerdir. Bu çalışmada incelenen bütün durumlarda, keçe dişinin oyuk geometrisi dışarısında çalıştığı kabulü yapılmıştır. Oyuk oluşumu durumunda, artan akış alanından dolayı sızdırmazlık performansının daha kötüye gittiğini belirtmişlerdir. Ancak, geniş keçe açıklığı ve dar oyuk genişliklerinde, kaçak debi miktarındaki artışın önemsiz bir seviyede arttığını savunmuşlardır. Bu önemsiz miktarda artışın sebebi, oyuk geometrisi içerisine bükülecek olan akışkan jetinin miktarının azalmasıdır. Farklı oyuk genişlikleri değerlendirildiğinde, geniş oyuklarda daha fazla kaçak debi geçtiği gösterilmiştir. Dar ve orta genişlikteki oyukların birbirine yakın sızdırmazlık performansı gösterdiği vurgulanmıştır. Küçük keçe açıklıklarında, geniş veya orta

uzunluktaki oyuklarda, derinlik geometrisinin etkisinin hissedilebilir şekilde önemli olmaktadır. Buna ek olarak dar oyuklu ve küçük açıklıkla çalışan keçelerde, oyuk derinliği keçe içerisindeki akış yapısını oldukça dramatik şekilde değiştirebilmektedir. Buna bağlı olarak da sızdırmazlık performansını oyuk geometrisi yönetmeye başlatmaktadır. Ayrıca Rhode ve Adams (2004b), düz tipli labirent keçelerde aşınma sonucunda oluşan oyuk geometrisi ile dişin oyuğa göre pozisyonunun sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisini incelemişlerdir. Yapılan çalışmalarda daha öncekine benzer şekilde standart k-epsilon türbülans modeli kullanılmıştır. Farklı oyuk derinliği ve genişliklerinde analizler yapmışlardır. Yapılan HAD analizleri şu şekilde yorumlanmıştır: Dişin oyuk merkezinde bulunması durumunda, en kötü sızdırmazlık performansını derin ve geniş oyuklar gösterirken, en iyi sızdırmazlık performansı derin ve dar oyuklarda meydana gelmektedir. Ayrıca, dişin eksenel konumuna en az hassasiyet gösteren yapı olarak derin olmayan ve dar oyuklar olurken, en çok hassasiyet gösteren konfigürasyon ise derin ve geniş oyuklar olmuştur.

Suryanarayanan ve Morrison (2009a), yaptıkları çalışmada, labirent keçelerin sızdırmazlık performansının bir gaz türbinli motorun rotor dinamiği incelemesinde önemli bir parametre olduğunu belirtmişlerdir. Yapılan çalışmaya göre, sızdırmazlık performansı için kritik bir parametre olan kinetik enerji taşınım katsayısının hassas bir şekilde elde edilmesi gerekmektedir. Bu sebeple, kinetik enerji taşınım katsayısının hesaplanması için düz tipli labirent keçelerde farklı geometriler için kinetik enerji taşınım katsayısının değişimini sıkıştırılamaz akış teorisiyle incelemişlerdir. Re sayısı, basınç oranı, keçe açıklığı, diş sayısı ve dönüş hızı etki edecek olan parametreler olarak belirlenmiştir. Sonuç olarak, Re sayısı ve keçe açıklığının dişler arasındaki mesafeye oranının en kritik iki parametre olduğu gözlemlenmiştir. Keçe açıklığının dişler arasındaki mesafeye oranının ve Re sayısının düşük olduğu durumda, kinetik enerji taşınım katsayısı bir birim iken yüksek oranlı ve Re sayısına sahip keçelerde bu katsayı %80 oranında artmaktadır. Suryanarayanan ve Morrison (2009b), devamında yaptığı çalışmada ise, diş geometrisinin yükseklik, genişlik gibi özelliklerinin, taşınım katsayısı üzerindeki etkisini yine sıkıştırılamaz akış teorisiyle incelemişlerdir. Diş genişliğinin dişler arasındaki mesafeye oranının, kinetik enerji taşınım katsayısı için kritik bir parametre olduğunu göstermişlerdir.

3.2 Tez Çalışmasının Amacı

Labirent keçeler uzun yıllardır incelenmiş, üzerinde birçok test ve hesaplama yapılmış elemanlardır. Yapılan çalışmalar genel olarak geometrik özelliklerin sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisi olmuştur. İlk çalışmalarda geometrik özelliklere bağlı olarak akışın miktarının değişimiyle alakalı korelasyonlar üretmek olmuştur. Bu çalışmalarda farklı geometrik özelliklere dayalı kütleli debi hesaplama korelasyonları temel fiziğe dayalı olarak üretilmiştir.

Yapılan ilk çalışmalardan sonra çalışmalar detaylandırılmıştır. Labirent keçeler geometrileri sayesinde parametrik çalışmalara oldukça uygundur. Detay olarak yapılan çalışmalarda dışlar arası boşluk, dış genişliği ve keçe açıklığı gibi özelliklerin akış yapısı üzerindeki incelenmiştir. Temel fiziğe ek olarak kinetik enerji taşınımı gibi detay fizikler anlaşılmaya ve literature kazandırılmaya çalışılmıştır.

Bu tez kapsamında ise ilk olarak labirent keçelerin HAD modellemesi metodolojisi geliştirilecek ve doğrulanacaktır. İlk olarak literatür geometrileri önerilen analiz metodolojisi ile tekrarlanacaktır. Bu doğrulama aşamasından sonra düz labirent keçelerde farklı basınç oranlarında yapılmış testler ile önerilen analiz metodolojisi doğrulanacaktır.

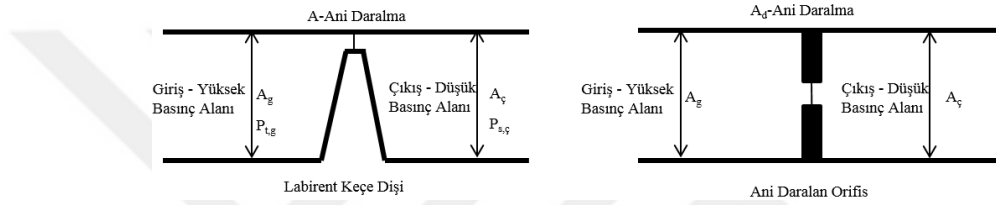
Literatür araştırmasında görüleceği üzere farklı geometrik özelliklerin akış üzerindeki etkisi araştırılmıştır. Ancak oyuk oluşumunun sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisi henüz geniş bir araştırma alanı olmamıştır. Tez kapsamının ana amacı oyuk oluşumunun sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisinin araştırılması olacaktır. Literatür ve testlerle doğrulanmış analiz metodolojisi oyuk oluşturulmuş geometri için kullanılacaktır. İlk olarak keçe dışını oyuk dışında çalışması durumunda, oyuk derinliğinin akış üzerindeki etkisi değerlendirilecektir. Farklı oyuk derinlikleri, iki farklı keçe açıklığında ve değişken basınç oranlarında analiz edilecek ve oyuk derinliğinin sızdırmazlık performansı üzerindeki gözlemlenecektir.

İkinci bir araştırma konusu ise, oyuk oluşumundan sonra keçe dışının oyuk içinde çalışması olacaktır. Sabit bir oyuk derinliği için, keçe dışının oyuk içinde farklı konumlarda çalışması durumu yine değişken basınç oranlarında analiz edilecektir. Oyuk içinde çalışacak keçe dışında sızdırmazlık performansı diğer durumlar ile karşılaştırılacaktır.



4. LABİRENT KEÇELERİN ANALİTİK ÇÖZÜMLEMESİ

Labirent keçeler, daha önce de bahsedildiği üzere peş peşe sıralanmış dişlerden oluşmaktadır. Diş girişindeki yüksek basınçtaki akışkan, ani bir daralma ile hız kazanır. Hız kazanan akışkan, diş çıkışında ayrılma ve sirkülasyonlar sebebiyle enerjisini kaybeder ve basıncı düşer. Şekil 4.1’de görüleceği, iki kayıp elemanı teorik olarak birbirine benzeştirebilmektedir.

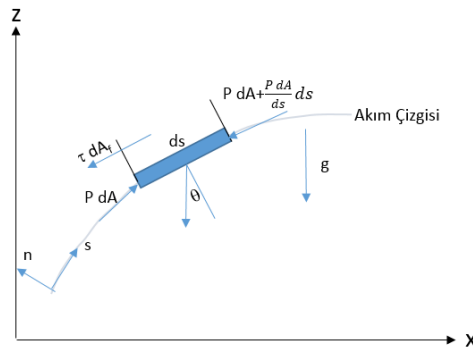


Şekil 4.1 : Labirent keçe ve ani daralan orifis benzeşimi.

Ani daralan bir orifis için teorik debi miktarı bir boyutlu yaklaşım ile hesaplanabilir. Bu yaklaşımda süreklilik ve Bernoulli denklemleri birlikte çözülür. Kaçak debi hesaplama yönteminin temelini oluşturacak denklemlerin çıkarılması bir sonraki bölümde incelenecektir.

4.1 Bernoulli Denklemi

Şekil 4.2’de bir akım çizgisi üzerinde, akışkan parçacığına etkiyen kuvvetler gösterilmiştir. Bu kuvvetlerin dengesi yazılarak yapılan çözümleme sonucunda, bir boyutlu daimi akış Bernoulli denklemi elde edilir.



Şekil 4.2 : Akışkan parçacığı kuvvet dengesi.

Akışkan parçacığına etki eden kuvvetler ağırlık (F_m), basınç (F_p), sürtünme (F_f) ve atalet kuvvetidir (F_a). Bütün bu kuvvetler Newton ikinci yasasında denkleme yazılırsa, Bernoulli denklemi elde edilebilir. Bu denklemde akışkan üzerindeki sürtünme kuvvetlerinin dahil edildiği Bernoulli denklemidir.

$$g \frac{dz}{ds} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{ds} + \frac{\tau}{\rho} \frac{dP}{dA} + \frac{1}{2} \frac{d(V^2)}{ds} = 0 \quad (4.2)$$

Potansiyel akış teorisine göre sürtünme kuvvetleri ihmal edilirse, Bernoulli denklemi aşağıdaki şekilde güncellenir.

$$g \frac{dz}{ds} + \frac{1}{\rho} \frac{dP}{ds} + \frac{1}{2} \frac{d(V^2)}{ds} = 0 \quad (4.2)$$

$$\frac{d}{ds} \left(gz + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} \right) = 0 \quad (4.3)$$

Daimi olmayan ve yoğunluk değişimlerinin ihmal edilmediği durum için integre edilirse, genel Bernoulli denklemi elde edilir:

$$gz + \frac{V^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho} + \int \frac{\partial V}{\partial t} ds = sabit \quad (4.4)$$

Yoğunluk değişimleri ihmal edilerek integre edilen denklem sonucunda, sıkıştırılamaz daimi akış için Bernoulli denklemi şu şekilde edilir:

$$gz + \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = sabit \quad (4.5)$$

Yoğunluk değişimlerinin ihmal edilemediği, daimi akış için sıkıştırılabilir Bernoulli denklemi aşağıdaki hale gelmektedir:

$$gz + \frac{V^2}{2} + \int \frac{dP}{\rho} = sabit \quad (4.6)$$

Daimi sıkıştırılabilir akış için yazılan Bernoulli denklemi incelendiğinde, basınç ve yoğunluğun birbirine göre ilişkisi görülmektedir. Bu denklemin çözümü için, izentropik ve eş sıcaklıklı akış yaklaşımları kullanılmaktadır. Entropinin sabit olduğu kabul edilen veya tersinir adyabatik akış olarak değerlendirilen izentropik akış, ideal

akışa oldukça yakın bir yaklaşım olarak değerlendirebilir. İdeal gazlar için izentropik durumda basınç-yoğunluk ilişkisi;

$$\frac{P}{\rho^k} = \text{sabit} \quad (4.7)$$

Bu bağıntı daimi sıkıştırılabilir akış için Bernoulli denkleminde yerine yazılırsa ve yer çekimi ihmal edilirse, izentropik akışta Bernoulli denklemi şu şekilde elde edilir;

$$P + \frac{k-1}{k} \rho \frac{V^2}{2} = \text{sabit} \quad (4.8)$$

Eş sıcaklık durumunda ise basınç ve yoğunluk arasındaki ilişki şu şekilde olmaktadır;

$$P = \rho RT \quad (4.9)$$

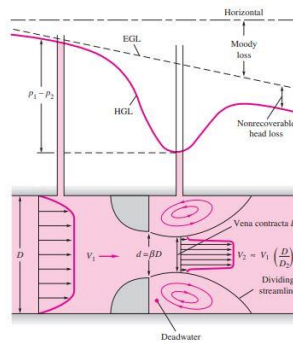
Bu durumda eş sıcaklık hali için düzenlenen Bernoulli denklemi şu halde yazılabilir;

$$gz + \ln P \frac{P}{\rho} + \frac{V^2}{2} = \text{sabit} \quad (4.10)$$

Bu denklemler yardımıyla, Bernoulli tipi akış ölçer teorisiyle daralan kesitlerdeki akış miktarı ölçülebilmektedir.

4.2 Bernoulli Engel Teorisi İle Debi Ölçümü

Şekil 4.3’de gösterilen genel akış göz önüne alınırsa, kesit daralmasından dolayı akışkan hızlanarak basınç düşer. Geniş ve dar yerdeki alan oranları, basınçlar ölçülerek en dar kesitteki hız hesaplanabilir. Hesaplanan hız süreklilik denkleminde kullanılarak akışkan debisi hesaplanabilmektedir.



Şekil 4.3 : Bernoulli engel teorisi şematiği (White F.M., 2011).

$$\dot{m}_{gerçek} = C_d \rho A_d \sqrt{\frac{2(P_g - P_\zeta)}{\rho(1 - \beta^4)}} \quad (4.11)$$

Burada β çap oranları, C_d ise boyutsuz debi katsayısıdır. Debi katsayısı akış şartlarına ve alan oranlarına göre deneysel olarak elde edilmektedir.

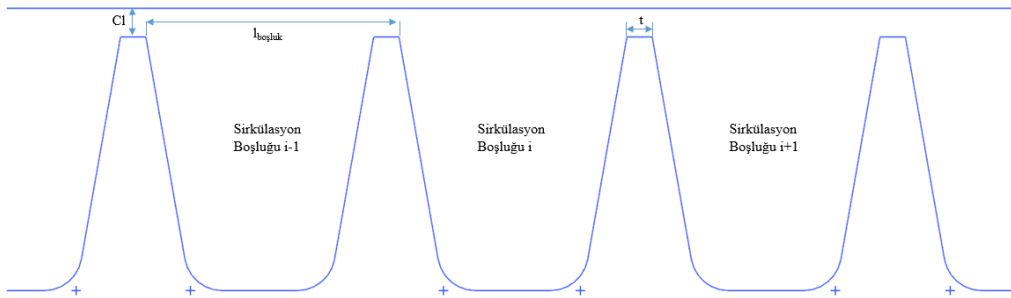
Benzer yöntem sıkıştırılabilir akış içinde uygulanırsa, daralan kesitten geçen teorik akış miktarı ve gerçek akış miktarı şu şekilde hesaplanabilir;

$$\dot{m}_{teorik} = \frac{P_g A_d}{\sqrt{kRT_g}} \sqrt{\frac{2k^2}{k-1} \left[\left(\frac{P_g}{P_\zeta} \right)^{\frac{2}{k}} - \left(\frac{P_g}{P_\zeta} \right)^{\frac{k+1}{k}} \right]} \sqrt{1 - \left(\frac{P_\zeta}{P_g} \right)^{\frac{2}{k}} \left(\frac{A_\zeta}{A_g} \right)^2} \quad (4.12)$$

Çıkarılan bu bir boyutlu yaklaşım denklemleri, labirent keçe debi akışının temelini oluşturmaktadır. Farklı yaklaşım ve testlerle bu denklemler düzenlenerek, labirent keçeler için akış denklemleri literatüre kazandırılmıştır.

4.3 Labirent Keçe Debi Korelasyonları

Bu bölümde labirent keçeler için debi hesabında kullanılan, testlerle literatüre kazandırılmış korelasyonlar incelenecektir. Şekil 4.4' te incelenecek olan tipik bir labirent keçenin kritik geometrik özellikleri gösterilmektedir.

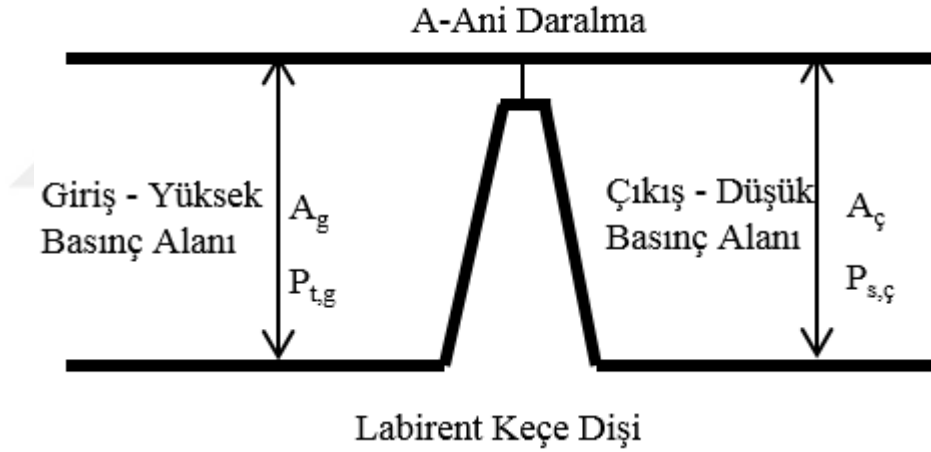


Şekil 4.4 : Labirent keçe geometrik parametreleri.

4.3.1 Martin korelasyonu

Martin (1908), labirent keçelerdeki kaçak debiyi hesaplamaya yönelik ilk çalışmaları gerçekleştirmiştir. Bu yaklaşımda, basitleştirilmiş gaz dinamiği kanunları kullanılarak, labirent keçeler bir dizi seri bağlanmış orifisler olarak modellenmiştir ve akış alanı fiziksel büyüklükleri Şekil 4.5’ te gösterilmektedir. Bu yaklaşımda, bütün kinetik enerji bir boşlukta sönümlenip diğer boşluğa taşınmayacak şekilde modellenmiştir. Tamamıyla analitik yöntemlerle elde edilen bu yaklaşım, deneysel veriler ile yakın sonuçlar verebilmektedir.

$$\dot{m} = \frac{AP_{t,g}}{\sqrt{RT_g}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}} \quad (4.13)$$



Şekil 4.5 : Martin korelasyonu labirent keçe debi hesap parametreleri.

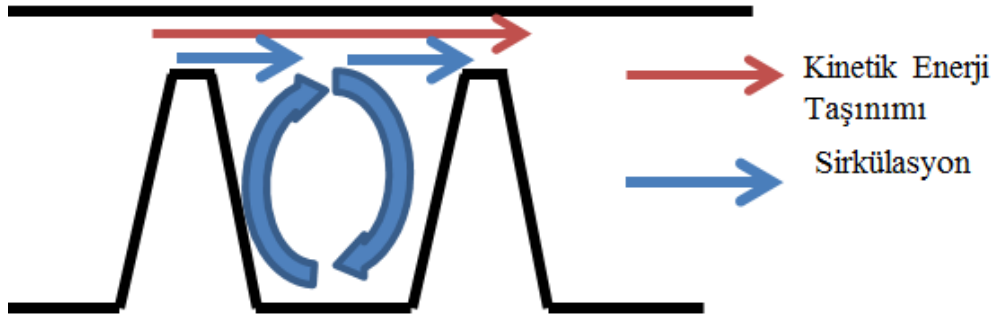
Burada akış alanı olarak daralan kesitteki alan kullanılmakta olup, dişin giriş ve çıkışındaki toplam ve statik basınçlar kullanılarak, diş sayısına bağlı olarak hesaplama yapılmaktadır. Bu denklem, daha sonraki araştırmacılar için bir temel oluşturmuştur. Teorik debi miktarının, debi taşınım katsayısı ile çarpımı sonucu elde edilecek olan gerçek debiyi bulmak için testler yapılmıştır. Bu testler sayesinde, çarpan olarak katkıda bulunacak olan taşınım katsayısı bulunması amaçlanmıştır.

4.3.2 Egli korelasyonu

Egli (1935), tarafından önerilen denklem, Martin (1908) denklemine benzer bir yaklaşımla ile elde edilmiştir. Ancak bu denklemde kinetik enerji taşınım katsayısının (μ) kullanılması önerilmiştir.

$$\dot{m} = \mu_i \frac{AP_{t,g}}{\sqrt{RT_g}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{s,g}}{P_{t,g}}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_{s,g}}{P_{t,g}}\right)^2}} \quad (4.14)$$

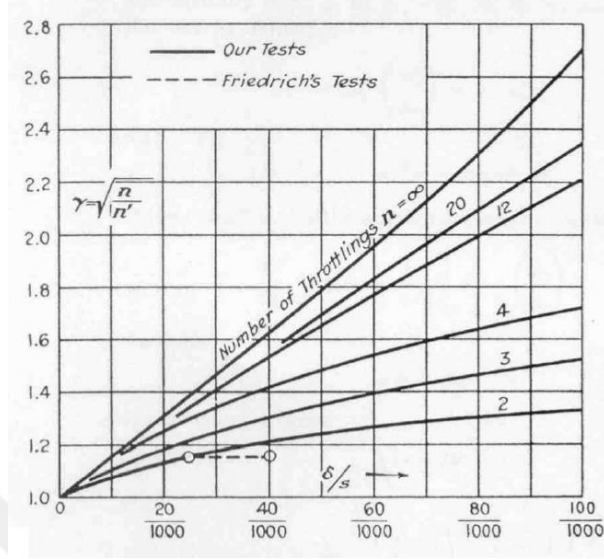
Bu denklemde göz önünde bulundurulan fizik şu şekilde açıklanabilir: İdeal modelleme de akışkan dar kesitten çıktıktan sonra, kinetik enerjisini tamamen sönümleyerek, dinamik yükünü kaybeder ve durağanlaşır. Bir sonraki dişin girişinde herhangi bir hız bileşeni olmadığı kabul edilir. Ancak, Şekil 4.6’da görüleceği üzere gerçek akışta fizik biraz daha farklıdır. Diş çıkışındaki hızlı akışkanın bir kısmı sirkülasyona katılır. Bir kısmı ise hız bileşenini koruyarak bir sonraki dişe taşınır. Taşınım katsayısı ile hız bileşeni sönümlenmeyen akışkan denklem içine katılarak, geçecek debinin artışına sebep olan bir bileşen olarak değerlendirilir.



Şekil 4.6 : Labirent keçe için kinetik enerji taşınımı ve sirkülasyon akışı.

Kinetik enerji taşınımı labirent keçelerde sızdırmazlık performansını negatif etkileyen bir parametredir. Bir sonraki dişe yüksek enerji ile taşınan akışkan sızdırmazlık performansını olumsuz etkiler. Bu sebeple labirent keçelerde minimum enerji ile bir sonraki dişe taşınan akışkan maksimum sızdırmazlık performansını sağlamaktadır.

Egli (1935) tarafından önerilen Şekil 4.7’de taşınım katsayısı keçe açıklığı ve iki diş arasındaki mesafeye bağlı olarak verilmiştir. Keçe açıklığının, dişler arasındaki mesafeye bağlı olarak, taşınım katsayısı hesaplaması literatüre kazandırılmıştır.



Şekil 4.7 : Kinetik enerji taşınımının değişimi (Egli, 1935).

4.3.3 Hodkinson korelasyonu

Hodkinson (1939) tarafından önerilen korelasyon bir önceki bölümde anlatılan fiziği yansıtmaktadır. Kinetik enerji taşınım katsayısı için keçe açıklığı, diş sayısı ve dişler arası mesafeye bağlı olan bir korelasyon önermiştir.

$$\dot{m} = \mu_i \frac{AP_{t,g}}{\sqrt{RT_g}} \frac{1 - \left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}{\sqrt{n - \ln\left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}} \quad (4.15)$$

$$\mu_i = \frac{1}{\sqrt{1 - \left(\frac{n-1}{n}\right) \left(\frac{cl/l_{boşluk}}{\left(\frac{cl}{l_{boşluk}}\right) + 0.02}\right)}} \quad (4.16)$$

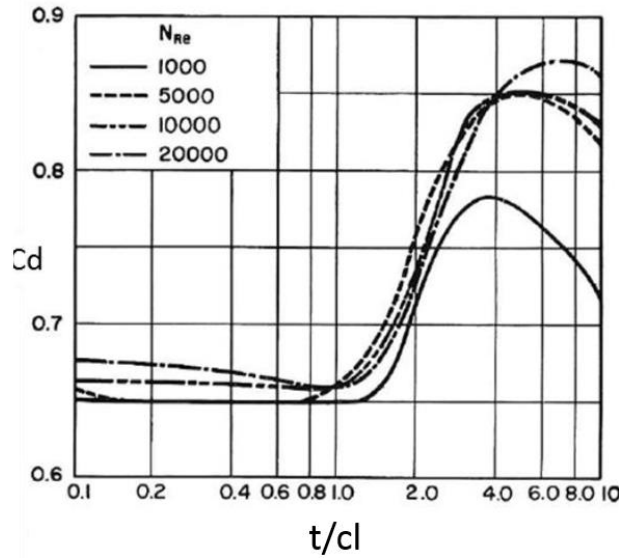
4.3.4 Vermes korelasyonu

Vermes (1965), düz ve basamaklı labirent keçeler için kinetik enerji taşınım katsayısı geliştiren diğer bir araştırmacıdır. Bu hesaplamalarda sınır tabaka teorisi kullanılmıştır.

$$\dot{m} = C_d \mu_i \frac{AP_{t,g}}{\sqrt{RT_g}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}} \quad (4.17)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \frac{8.52}{\frac{l_{boşluk} - t}{cl} + 7.23}}} \quad (4.18)$$

Kaçak debi miktarının hesaplanabilmesi için ampirik bir α katsayısı önermiştir. Bu katsayı açıklık, dış ucu genişliği ve dışlar arasındaki mesafeye bağlıdır. Şekil 4.8’de görüleceği üzere Re sayısına ve dış ucu kalınlığının, açıklığa oranına bağlı debi katsayısı grafiği önermiştir.



Şekil 4.8 : Dış genişliği ve keçe açıklığına bağlı kayıp katsayısı değişimi (Vermes, 1965).

4.3.5 Zimmerman korelasyonu

Zimmerman ve Wolf (1998), düz ve basamaklı labirent keçeler için, test sonuçlarıyla elde edilmiş bir kinetik enerji taşınım katsayısı önermişlerdir.

$$\dot{m} = \mu_i \frac{AP_{t,g}}{\sqrt{RT_g}} \sqrt{\frac{1 - \left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}{n - \ln\left(\frac{P_{s,\zeta}}{P_{t,g}}\right)^2}} \quad (4.19)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{\frac{n}{n-1}}{1 - \left(\frac{n}{n-1}\right) \left(\frac{\frac{cl}{l_{boşluk}}}{\frac{cl}{l_{boşluk}} + 0.02}\right)}} \quad (4.20)$$

Diş sayısına bağlı olarak iki adet denklem sunmuşlardır. Diş sayısının iki veya daha büyük olması durumunda kinetik enerji taşınım katsayısı Hodkinson tarafından önerilene yakın bir formdadır. Açıklık ve dişler arası mesafeye ek olarak, diş sayısının etkisini de denkleme katmışlardır.

4.3.6 Korelasyonların karşılaştırılması

Martin tarafından önerilen debi hesaplama denklemi, sıkıştırılabilir akış ve izentropik akış teorisinden farklı olarak, diş sayısının etkisinin dâhil edildiği ilk çalışmadır. Ancak bu çalışmada, daha önce bahsedildiği üzere bu denklemde akışın bütün hız bileşenin iki diş arasında sönümlendiği düşünülmüştür. Farklı testler sonucunda elde edilen korelasyonların karşılaştırılması ise Çizelge 4.1’de tanımlanmıştır.

Çizelge 4.1 : Labirent keçe korelasyonlarının karşılaştırılması.

Model	Temel Denklem	Kinetik Enerji Taşınım Katsayısı	Uygulama Tipi
Martin (1908)	Martin	Yok	Düz labirent keçe
Egli (1935)	Martin	Testlerle elde edilmiş deneysel ifade.	Düz ve karşılıklı labirent keçe
Hodkinson (1939)	Martin	Testlerle elde edilmiş deneysel ifade.	Düz labirent keçe
Vermes (1965)	Martin	Testlerle elde edilmiş deneysel ifade	Düz ve basamaklı labirent keçe
Zimmerman ve Wolf (1987)	Martin ve Venant	Testlerle elde edilmiş deneysel ifade	Düz ve basamaklı labirent keçe



5. HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELLEMESİ

Labirent keçelerdeki akış fiziği genel olarak kısılma, sıkışma, jet yapısının oluşumu, genişleme ve sirkülasyon gibi karmaşık yapıları içermektedir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlmeleri yardımıyla, akış yapısındaki bu karmaşık fizik çözümlenebilmektedir ve keçenin sızdırmazlık performansının değerlendirilmesi imkânı doğmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlmesi veya HAD ile genel mühendislik denklemleri olan kütle, momentum ve enerjinin korunumu denklemleri birlikte çözülebilmektedir.

Labirent keçelerde gerçekleştirilen HAD analizlerinin amacı, keçelerin çalışma basıncı, sıcaklık, dönme hızı ve keçe geometrisinin kaçak debi üzerindeki etkisini gözlemleyebilmek, sızdırmazlık performansının değerlendirilmesidir. HAD analizlerinin bir önceki bölümde anlatılan analitik korelasyonlara göre daha detaylı sonuçlar sunmasından dolayı yaygın olarak tercih edilmektedir. Bu analizlerdeki basitleştirme kabulleri daha az olduğundan, sonuçlar gerçek fiziğe daha yakın olarak elde edilebilmektedir.

Bu tez kapsamında yapılacak HAD analizlerinin genel metodolojisi aşağıda listelenmektedir. Bu kabüller ilk olarak literatürde yapılmış olan HAD analizleri doğrulanacaktır. Daha sonra testler sonucunda elde edilen veriler, benzer geometrilerle yapılmış HAD analizleri ile karşılaştırılacaktır. Bu aşamadan sonra farklı tipte oyuk geometrilerinin sızdırmazlık performansı üzerindeki etkisi değerlendirilecektir.

5.1 Labirent Keçe HAD Modellemesi

Labirent keçelerin HAD modellemesi aşağıda listelenen adımlar ile gerçekleştirilmiştir. Bu aşamalar literatür HAD modelleri ve test sonuçları ile doğrulanarak, benzer modelleme metodolojisi ile oyuk oluşumunun etkisi gözlemlenecektir.

- Akış hacmi, katı model geometrisinden çıkarılır.

- Gerekli sınır şartlarının ve çözüm ağının oluşturulabileceği şekilde akış alanı geometrisi düzenlenir. Bu aşamada sınır şartı tanımlanacak ayrı bölgeler özelleştirilir.
- HAD analizinde kullanılacak olan yaklaşımlar, akış fiziğine uygun olacak şekilde belirlenir. Bu aşamada süreklilik, momentum ve enerji korunum denklemlerinin çözümünde kullanılacak olan metodlar (laminer- türbülanslı akış, türbülans modeli, akışın sıkıştırılabilirlik özellikleri) belirlenmelidir.
- Korunum denklemlerinin ayrıştırılmasında kullanılacak metodlar özelleştirilerek, çözüm için tanıtılır.

HAD analizlerinin ilk adımı, 3 boyutlu labirent keçe geometrisinden akışın geçtiği yüzeyler dikkate alınarak analiz geometrisinin oluşturulmasıdır. Genel bir labirent keçe akış yapısı incelendiğinde, silindirik koordinatlarda radyal, eksenel ve teğetsel yönde akış söz konusudur. Ancak teğetsel yöndeki geometri değişimi veya sınır şartlarında bir değişim olmaması analiz geometrisinin basitleştirilmesi imkânı sağlamaktadır. Bu yöndeki değişimin olmaması sayesinde periyodik bir akış meydana gelmektedir ve akış geometrisi iki boyuta indirgenebilmektedir. Bu sebeple, eksenel ve radyal yöndeki değişimlerin gözlemlenebileceği 2- boyutlu eksenel simetrik koordinatlar kullanılabilir. Bu basitleştirme imkânı ve fiziğin doğru şekilde çözümlenmesinden dolayı, tez kapsamında bütün analizler bu yaklaşım ile gerçekleştirilmiştir.

Geometrik olarak giriş ve çıkış bölgelerinde akışın tam gelişmiş bir yapıya sahip olabilmesi için, giriş ve çıkış boyu uzunlukları dış yüksekliğinin en az 5 katı olacak şekilde modelleneyecektir. Bu tez kapsamında kullanılacak olan HAD modelleme tanımlamaları ve yaklaşımlar Çizelge 5.1’de gösterilmektedir.

Çizelge 5.1 : Labirent keçe HAD modellemesi girdileri.

Modelleme Girdileri	Açıklama
Koordinat Sistemi	2 boyutlu eksenel simetrik koordinat sistemi kullanılacaktır.
Akışkan	Akışkan gaz olarak hava kullanılacaktır.
Rejim ve Akış Hali	Sürekli rejimde analizler yapılacaktır. Türbülanslı akışı simüle edebilmek amacıyla “k-epsilon, relizable” türbülans modeli ve “enhanced wall treatment” duvar fonksiyonu kullanılacaktır. Basınç kayıplarını ve akış yapılarını doğru şekilde bulabilmek için y^+ değerinin bütün duvarlar boyunca 1’den daha küçük olması gerekmektedir.
Akışkan Özellikleri	Sıkıştırılabilir akıştaki yoğunluk değişiminin çözüme katılabilmesi amacıyla yoğunluk hesabından ideal gaz denklemi kullanılmıştır. Viskozite çözümlemesinde ise “Sutherland Modellemesi” kullanılmıştır.
Giriş Sınır Şartı	Giriş sınır şartı olarak toplam basınç ve sıcaklık tanımlanmıştır. Türbülans özelliği olarak %5 türbülans yoğunluğu ve keçe açıklığının 2 katı kadar hidrolik çap tanımlanmıştır. Referans çalışma basıncı 0 Pa olarak tanımlanmıştır.
Çıkış Sınır Şartı	Çıkış sınır şartı olarak statik basınç ve sıcaklık tanımlanmıştır. Türbülans özelliği olarak %5 türbülans yoğunluğu ve keçe açıklığının 2 katı kadar hidrolik çap tanımlanmıştır. Referans çalışma basıncı 0 Pa olarak tanımlanmıştır.
Duvar Sınır Şartı	Duran duvar yüzeylerine kaymamazlık sınır şartı tanımlanmıştır. Dönen duvarlar için kaymamazlık sınır şartına ek olarak rotor dönme hızı tanımlanmıştır. Ayrıca bütün duvar sınır şartları adyabatik olmalıdır.
Ayrıklaştırma Yöntemleri	- Basınç- hız çifti için “coupled” şeması seçilmiştir. - Gradyenler için “least squares cell based” yöntemi seçilmiştir. - Basınç “presto” yöntemi ile çözümlenmiştir. - Yoğunluk, momentum, enerji, dönüş hızı, türbülans kinetik enerjisi, türbülans dağılım oranı için “second order upwind” yöntemi kullanılmıştır.

5.2 HAD Analiz Metodlarının Doğrulaması

HAD analiz sonuçlarının yorumlanmasında ve karşılaştırmasında, kaçak debi miktarı yerine sızdırmazlık elemanlarında veya sıkıştırılabilir akışta yaygın olarak kullanılan akış fonksiyonu kullanılacaktır.

$$\phi = \frac{\dot{m}\sqrt{T_g}}{AP_{t,g}} \quad (5.1)$$

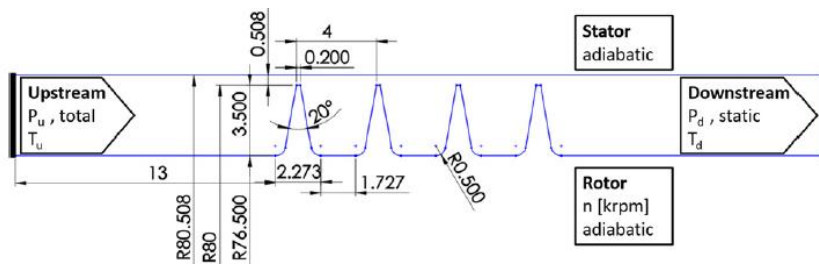
HAD analizlerinin yapılmasında genel olarak iki çeşit doğrulama yapılması gerekmektedir. Bu doğrulamalar şu şekilde listelenebilir;

- Çözüm ağı eleman sayısından bağımsızlaştırma kontrolü
- HAD modeli sonuçlarının gerçek sonuçlar ile doğrulanması

HAD analizleri sonuçları çözüm ağı eleman sayısına bağlı olarak değişebilmektedir. Çözümlerin doğru olabilmesi için, artan eleman sayısı ile sonuçların değişmemesi gerekmektedir. Bu sebeple literatür doğrulamasında ve test doğrulamasında farklı eleman sayısı ile çözüm yapılarak sonuçlar karşılaştırılacaktır. Özellikle dış üstünde kısılmanın olduğu bölgelerde küresel olarak daha küçük boyutta elemanlar kullanılacaktır. Ayrıca sınır tabaka etkilerinin doğru şekilde yakalanabilmesi için duvar yüzeylere genişleme yöntemi ile çözüm ağı oluşturulmuştur.

5.2.1 Literatür HAD analizleri ile modelleme metodolojisinin doğrulanması

Bu başlık altında HAD analizinde kullanılan metodolojinin doğrulanması için literatür sonuçları ile karşılaştırması yapılmıştır. Araştırılan birçok literatür çalışmasında bilgi gizliliği sebebiyle analiz sınır şartları ve geometrileri gizlenerek sonuçlar paylaşılmıştır. Bu sebeple geometrisinin ve sınır şartlarının açık bir şekilde özetlendiği Doğu ve diğ.(2015) çalışması kullanılmıştır. Şekil 5.1’de tanımlanan geometrik özellikler bulunmaktadır.



Şekil 5.1 : Literatür analiz geometrisi (Doğu ve diğ, 2015).

Şekil 5.1’de görüleceği üzere labirent keçe geometrisinin bütün özellikleri açık şekilde tanımlanmıştır. Analiz geometrisinde keçe dış ucu yarıçapı 80 mm olup, açıklık miktarı 0.508 mm olarak modellenmiştir. Buna ek olarak çıkış sınır şartı olarak atmosferik durum (101325 kPa ve 298 K) tanımlanmıştır. Giriş ve çıkış arasındaki basınç oranı farklı oranlarda kabul edilerek, farklı çalışma koşullarındaki kaçak debi miktarı sonuçlarda tanımlanmıştır. Ayrıca kullanılan analiz sonucunda rotor yüzeyi durağan kabul edilmiştir.

Çözümün akış ağı eleman sayısından bağımsızlaştırılması amacıyla dört farklı eleman sayısında analiz yapılmıştır. Analizlerin isimlendirilmesi ve kullanılan eleman sayısı aşağıda Çizelge 5.2’de özetlenmiştir.

Çizelge 5.2 : Literatür doğrulması için kullanılan modeller ve eleman sayıları.

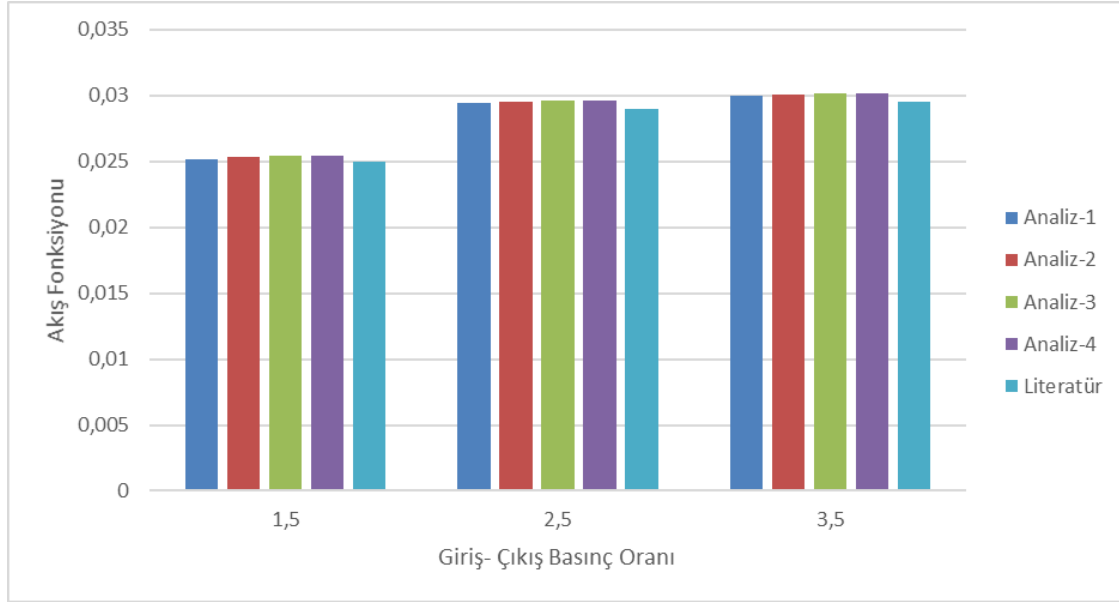
Analiz İsmi	Eleman Sayısı
Analiz-1	146000
Analiz-2	262000
Analiz-3	550000
Analiz-4	830000

Bunlara ek olarak aynı çıkış sınır şartı için 1.5, 2.5 ve 3.5 basınç oranında farklı eleman sayılarında analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı basınç oranları ve eleman sayısına sahip akış ağında hesaplanan akış fonksiyonu değerleri ve literatür sonuçları ile karşılaştırmaları Çizelge 5.3’te bulunmaktadır.

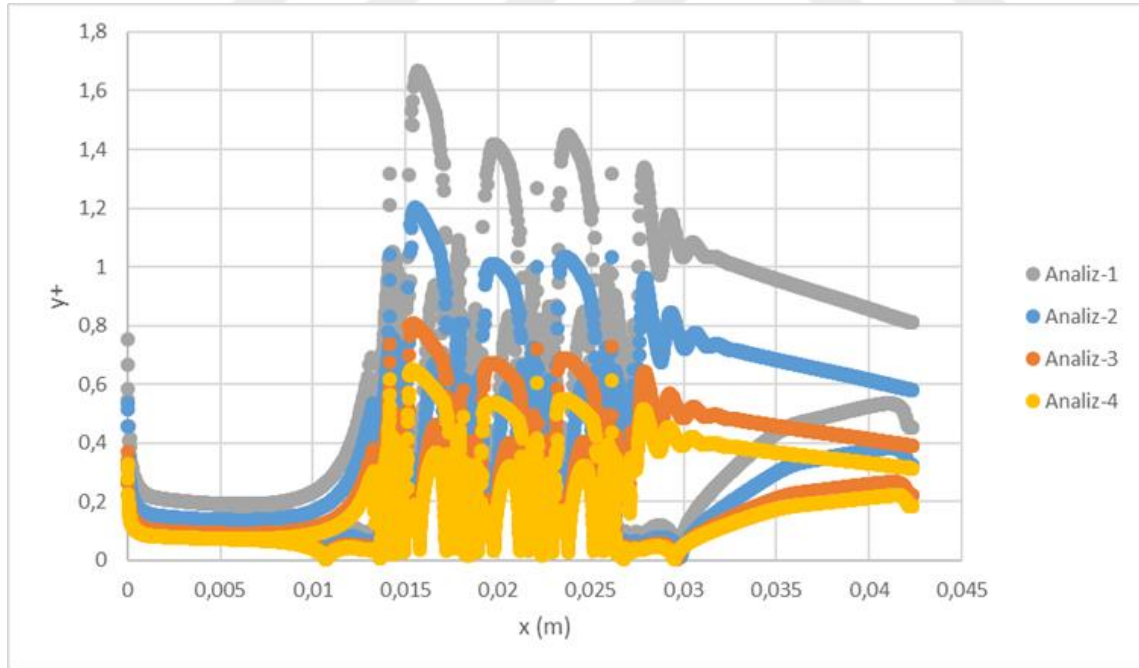
Çizelge 5.3 : Hesaplanan ve literatürde önerilen akış fonksiyonu değerleri.

Analiz İsmi	Basınç Oranı	HAD Akış Fonksiyonu	Literatür Akış Fonksiyonu
Analiz-1	1.5	0.0252	0.0250
	2.5	0.0294	0.0290
	3.5	0.0300	0.0295
Analiz-2	1.5	0.0253	0.0250
	2.5	0.0296	0.0290
	3.5	0.0301	0.0295
Analiz-3	1.5	0.0254	0.0250
	2.5	0.0296	0.0290
	3.5	0.0302	0.0295
Analiz-4	1.5	0.0255	0.0250
	2.5	0.0297	0.0290
	3.5	0.0302	0.0295

Şekil 5.2’ de ise farklı basınç oranları ve çözüm ağı eleman sayısı için sonuçların karşılaştırılması verilmiştir. Boyutsuz akış fonksiyonu karşılaştırması kullanılan bu grafikte, literatür sonuçlarının yorumlanması ile benzer yöntem izlenmiştir.



Şekil 5.2 : Akış fonksiyonlarının karşılaştırılması.



Şekil 5.3 : Farklı analizler için duvar yüzeylerindeki y^+ dağılımı.

Sonuçlar incelendiğinde farklı basınç oranlarında HAD analizleri ile bulunan akış fonksiyonu değeri, literatür sonuçlarına oldukça yakındır. Değerler arasındaki maksimum fark %2 mertebesinde bulunmuş olup, debideki değişim için bu hata oranı

kabul edilebilir mertebede değerlendirebilir. Buna ek olarak farklı çözüm ağı eleman sayıları arasındaki akış fonksiyonu farklı %1'in altında bulunmuştur. Bu sonuçlara göre, kullanılan metodolojiler çözüm ağı eleman sayısından bağımsız olarak literatür sonuçları ile doğrulanmıştır.

Şekil 5.3'de analiz geometrisi boyunca bütün duvarlar üzerinde y^+ değerinin değişimi incelenmiştir. Hassas çözümün elde edilebilmesi için y^+ değerinin bütün duvarlar boyunca 1'den daha küçük olması gerekmektedir. Analiz-3 ve Analiz-4 bu isteri karşılamaktadır.

5.2.2 Test sonuçları ile HAD metodolojisinin doğrulanması

Deneysel doğrulama ve test, labirent keçeler için en doğru sonuçların elde edildiği hesaplama yöntemidir. Bu yöntem en hassas sonuçları vermesine rağmen diğer analiz ve hesaplama yöntemlerine göre daha masraflı ve zaman almaktadır. Bu sebeple HAD veya analitik hesaplamaların devamında, son işlem olarak kullanılmaktadır.

Labirent keçelerin testler ile doğrulanması aşamasında, keçenin motor içinde çalışma şartları teste yansıtılacak şekilde hız veya sıcaklık gibi parametreler ayarlanmaktadır. Ancak yüksek dönme hızı ve sıcaklık gibi parametreleri doğrudan test sistemine yansıtmak maliyet artışına ve test sisteminin karmaşıklığının artmasına sebep olmaktadır. Bu iki etkinin aynı anda yansıtılması durumunda ortaya çıkacak olan güvenlik sorunlarından dolayı, test çalışmalarında iki yöntem izlenmektedir:

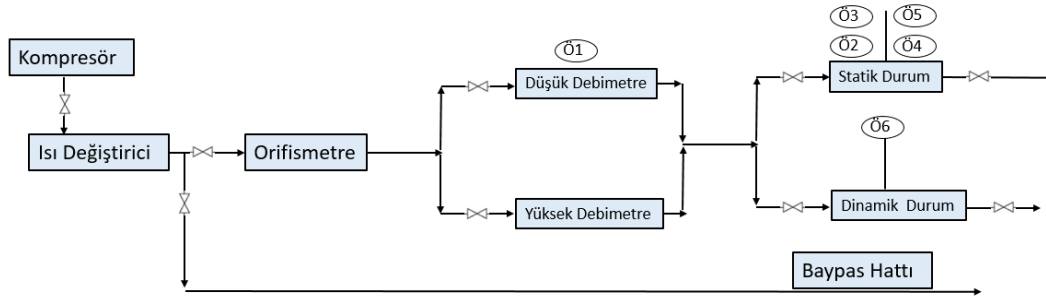
- Statik durum testleri (sıcaklık değişken-hız sabit)
- Dinamik durum testleri (sıcaklık sabit-hız değişken)

Statik durum testlerinde, labirent keçeler durağan olarak tasarlanmaktadır. Ancak motor çalışma şartlarından dolayı labirent keçenin maruz kalacağı sıcaklık ve basınç parametreleri değişkendir. Bu testler sonucunda farklı sıcaklık ve basınç durumlarında labirent keçe üzerinden geçebilecek debi veya sızdırmazlık performansı test edilebilmektedir. Dinamik durum testlerinde ise, labirent keçe rotor geometrisi motor çalışma hızlarına çıkarılarak, atmosferik hava ile test edilir. Bu sayede sıcaklık etkileri ortadan kaldırılarak, yalnızca basınç oranları ve dönme hızının kaçak debi üzerindeki gözlemlenebilmektedir.

Şekil 5.4'de doğrulama için kullanılan test düzeneği şematigi gösterilmektedir. Sistemin başlangıcında kompresör ile beslenen basınçlı hava ölçüm ve kontrol

elemanlarından geçilerek ilgili test düzeneğine sağlanmaktadır. Kompresörde sıkıştırılan hava ısı değiştiriciye gönderilir. Test durumuna göre hava sıcaklığı istenilen değere bu eleman sayesinde şartlandırılır. Statik durum testlerinde atmosferik hava ısı değiştiricisinden doğrudan geçerken, dinamik durumda istenilen sıcaklığa kadar ısıtılmaktadır. Isıtıcı çıkışından sonra fazla hava baypass hatları yardımıyla atmosfere atılır. Isı değiştiricisi ve orifismetreden geçen hava, akış miktarına göre düşük veya yüksek debimetreye gönderilir. İki farklı debimetre, farklı ölçüm aralıklarında daha doğru sonuçlar verdiği için, her debi aralığında hassas ölçüm sağlanabilmektedir. Bu aşamadan sonra test düzeneği giriş ve çıkışlarında vanalar yardımıyla basınç oranı ayarlanmaktadır ve kaçak debi ölçümü yapılmaktadır. Tasarlanan sistemde ölçülen parametreler şu şekilde listelenebilir:

- Ö1: Debi
- Ö2: Giriş Basıncı
- Ö3: Giriş Sıcaklığı
- Ö4: Çıkış Basıncı
- Ö5: Çıkış Sıcaklığı
- Ö6: Dönme hızı



Şekil 5.4 : Statik ve dinamik test rigi akış şematığı.

Tez kapsamında kullanılacak olan HAD modelleme metodolojilerinin doğrulanabilmesi amacıyla statik test riginde soğuk çalışma şartlarında testler gerçekleştirilmiştir. Oyuk oluşmamış keçe geometrileri için HAD analizleri doğrulanarak, oyuk oluşumu durumunda benzer metodoloji takip edilerek etkisi gözlemlenecektir. Test edilen keçe geometrisi Çizelge 5.4'de özetlenmiştir. Test edilen keçe geometrisinin dış üstü yarıçapı toleransı sebebiyle, çalışma durumunda keçe açıklığı belirsizliği söz konusudur. Bu üretim tolerans değeri ± 0.025 mm sapma

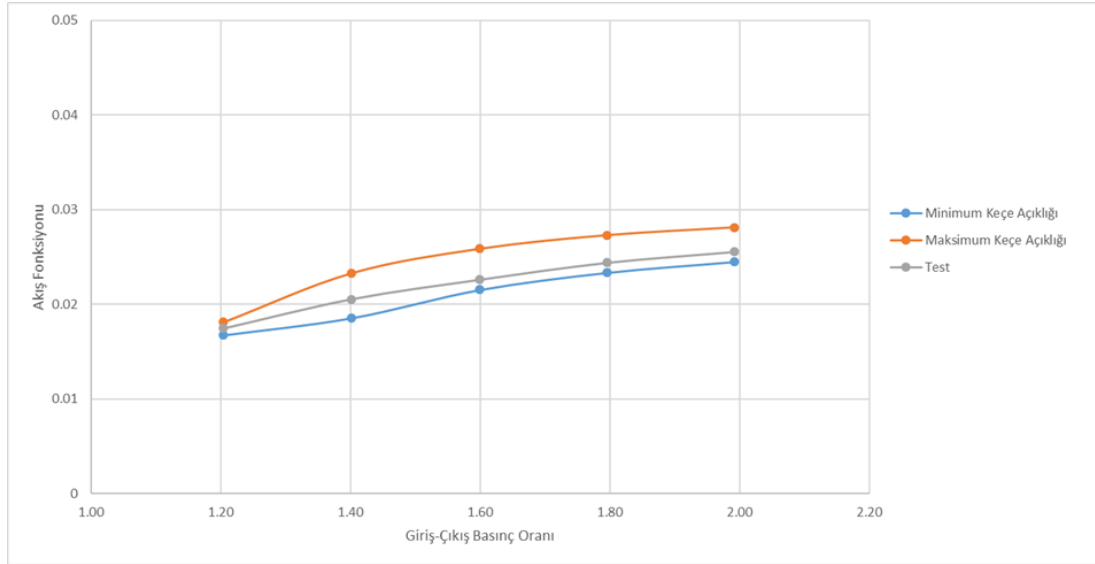
gösterebilmektedir, buna bağlı olarak açıklık değeride aynı miktarda değişkenlik göstermektedir. Bu sebeple hedeflenen keçe açıklık değerinden bu değerin çıkarılması ve eklenmesi sonucu elde edilmiş HAD akış alanında analizler gerçekleştirilmiştir. Ölçüm sonuçlarının minimum açıklık değeri ile maksimum açıklık değeri için yapılan HAD analiz sonuçlarının aralığında kalması beklenmektedir. Testler kapsamında farklı basınç oranlarında keçe üzerinden geçen akış ölçümü gerçekleştirilmiştir.

Çizelge 5.4 : Test parçası geometrik özellikleri.

Modelleme Girdileri	Açıklama
Diş Sayısı (n)	4
Keçe Açıklığı / Dönme Yarıçapı (cl/R)	Minimum Keçe Açıklığı Durumu: 0.0053 Nominal Keçe Açıklığı Durumu: 0.0059 Maksimum Keçe Açıklığı Durumu: 0.0065
Dişler Arası Mesafe/Keçe Açıklığı(lboşluk/cl)	Minimum Keçe Açıklığı Durumu: 8.88 Nominal Keçe Açıklığı Durumu: 8.00 Maksimum Keçe Açıklığı Durumu:7.27
Keçe Açıklığı/Diş Genişliği (cl/t)	Minimum Keçe Açıklığı Durumu: 1.125 Nominal Keçe Açıklığı Durumu: 1.250 Maksimum Keçe Açıklığı Durumu:1.375
Diş Yüksekliği/Keçe Açıklığı (h/cl)	Minimum Keçe Açıklığı Durumu: 8.88 Nominal Keçe Açıklığı Durumu: 8.00 Maksimum Keçe Açıklığı Durumu:7.27

Şekil 5.5’de maksimum ve minimum keçe açıklıkları için yapılan HAD analizleri akış fonksiyonu görülmektedir. Keçe açıklığı, akış alanını ve kayıpları belirleyen en önemli parametrelerden birisidir. Keçe açıklığının toleranslar dâhilinde değişmesi durumunda, sızdırmazlık performansında veya akış fonksiyonunda %20’ye varan bir değişim gözlemlenmektedir. Test sonuçları ile HAD analizleri incelendiğinde ise, minimum keçe açıklıklarının test durumuna en yakın durumu simüle ettiği görülmüştür. Keçe açıklıklarının minimum olması durumunda, yaklaşık %4 fark ile test sonuçlarına yaklaşım sağlanmıştır.

Bunlara ek olarak Şekil 5.5’ te görüleceği üzere keçe açıklığı sızdırmazlık performansı için oldukça önemli bir parametredir. Öngörülemeyen yüklemeler ve diğer koşullardan dolayı meydana gelebilecek keçe açıklığı değişimine ek olarak, tolerans bantları dahi sızdırmazlık performansını oldukça önemli etkilemektedir.



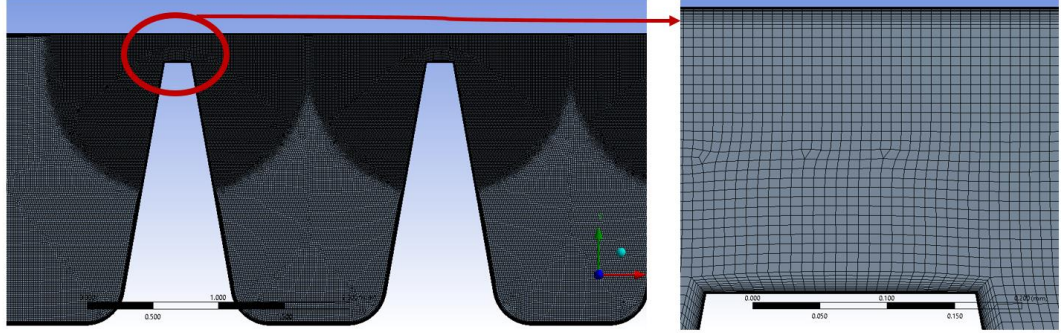
Şekil 5.5 : HAD analizleri ile test sonuçlarının karşılaştırılması.

Bu çalışmalara ek olarak HAD analizlerinin çözüm ağı eleman sayısına bağlılığı için hassasiyet analizleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışma kapsamında minimum keçe açıklığı geometrisi, belirli bir basınç oranında farklı eleman sayısı ile ve benzer metodoloji ile analiz edilmiştir. Yapılan bütün analizlerde keçe girişindeki ve çıkışındaki basınç oranı 1.6 olacak şekilde ayarlanmıştır. Çizelge 5.5’de görüleceği gibi akış alanı içerisindeki çözüm ağı eleman sayısı değiştirilmiştir ve örnek akış alanı çözüm elemanı dağılımı Şekil 5.6’da gösterilmiştir.

Çizelge 5.5 : Test doğrulamasının eleman sayısından bağımsızlaştırılması.

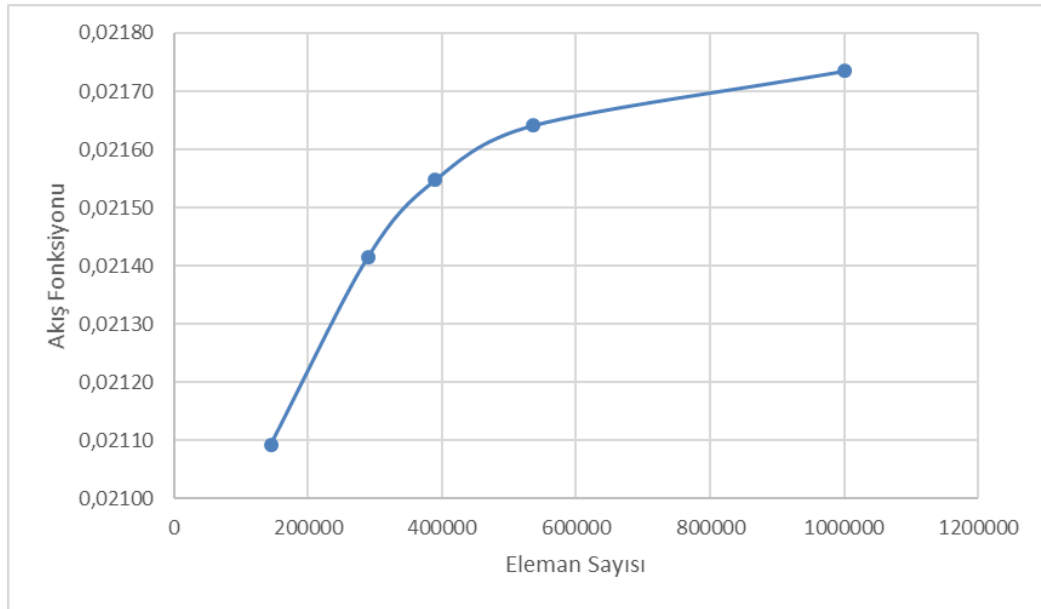
Analiz İsmi	Eleman Sayısı
Analiz-1	145000
Analiz-2	290000
Analiz-3	390000
Analiz-4	535000
Analiz-5	1000000

Şekil 5.6’da görüleceği üzere akışın daraldığı bölgelerde sınır tabakayı ve hız vektörlerini doğru şekilde yakalayabilmek amacıyla sınır tabaka inceltilmesi uygulanmıştır. İki diğ arasındaki boşlukta ise daha büyük boyutlu elemanlar ile çözüm süresi uzatılmamıştır.



Şekil 5.6 : Çözüm ağı elemanlarının genel ve detay görünümü

Şekil 5.7’ de görüleceği üzere, farklı eleman sayısı için yapılan analizler sonucunda minimum eleman ile maksimum eleman sayısına sahip iki model arasında, akış fonksiyonu açısından yaklaşık %3 fark bulunmuştur. Bu fark kabul edilebilir limitler içinde kalmaktadır ve yapılan çözümler çözüm ağı eleman sayısından bağımsızlaştırılmıştır.



Şekil 5.7 : Akış fonksiyonunun farklı eleman sayısına göre değişimi.

Test ve literatür sonuçlarıyla doğrulanan HAD modelleme metodolojisi, düz tipli labirent keçelerde oyuk oluşumunun akış üzerindeki etkisinin gözlemlenebilmesi amacıyla bir sonraki bölümde kullanılacaktır.



6. OYUK OLUŞUMUNUN KEÇE PERFORMANSI ÜZERİNDEKİ ETKİSİ

Labirent keçeler, duran ve dönen yüzeylerin arasına yerleştirilmiş, hava akışını soğutma, basınçlandırma gibi fonksiyonlar için kontrol eden elemanlardır. Dönen ve duran yüzeyler arasında geçişin yapıldığı bu elemanlarda, iki yüzey arasında bırakılan keçe açıklığı sayesinde akışkan debisi kontrol edilmektedir. Labirent keçelerin gaz türbinli motorlar üzerinde kullanım yerleri oldukça farklı olabilmektedir. Bir çok farklı bölgede kullanılan labirent keçeler, kullanım yerlerindeki farklı sıcaklık, yük, dönme hızı gibi etkilere maruz kalmaktadır. Buna ek olarak, gaz türbinli motorun farklı yükseklik ve hava şartlarında çalışmasından dolayı parçaların üzerine gelebilecek etkiler değişkenlik gösterebilmektedir. Motorun düşük hızdan yüksek hıza doğru ilerlemesi aşamasında labirent keçenin dönen yüzeyi santrifüj kuvvetlerle radyal yönde yukarı doğru genişlerken, stator yüzeyi sabit kalmaktadır. Bu sebeple duran ve dönen yüzey arasındaki açıklık kapanmaktadır. Ayrıca duran ve dönen yüzeyler farklı termal yüklere maruz kalabilir, bundan dolayı birbirlerine göre relatif olarak hareket edebilirler. Motorun ani olarak hızlanması veya yavaşlaması, manevra yapması gibi durumlardan dolayı da keçelerin üzerine öngörülemeyen yükler gelebilmektedir. Bu tip etkilerden dolayı, tasarım noktasında belirlenen keçe açıklıkları değişebilir, duran ve dönen yüzeyler arasındaki hareketin relatif olarak değişmesinden dolayı keçelerde oyuk oluşumu meydana gelebilmektedir.

Bunlara ek olarak, yukarı veya aşağı yönlü basamaklı keçelerde kademelerin yardımıyla daha iyi sızdırmazlık performansı sağlanabilmektedir. Keçe dışından hızlanıp çıkan akışkan, static yüzeylere çarpması sonucunda kinetik enerjisini kaybetmekte ve bir sonraki dişe daha az kinetik enerjiyle taşınmaktadır. Ancak bu tip keçeler geometrik olarak daha fazla yer kaplamakta ve motorun her bölgesinde geometrik kısıtlamalardan dolayı uygulanamamaktadır. Ayrıca üretim açısından belirli zorluklara sahiptir. Benzer sızdırmazlık performansı etkisini elde edebilmek için, düz tipli labirent keçeler daha dar keçe açıklıkları ile kullanılabilir. Gelişen teknoloji ile termal yükler ve diğer etkiler daha iyi hesaplanarak, dar keçe açıklıkları ile basamaklı labirent keçelere benzer performansın sağlandığı motor tasarımları

Kompresör Çıkış Havası Keçesi

58

Keçelerde oyuk oluşumu, sızdırmazlık performansını değiştirmektedir. Öngörülenden daha fazla debi kullanılması veya istenilenden daha az debi gönderilmesi gibi farklı sonuçları ortaya çıkarmaktadır. Fazla debi kullanılması motor performansı veya eksenel yük açısından kritik bir öneme sahipken, keçe üzerinden beklenenden daha az debi geçirilmesi türbin veya kanatçık soğutması açısından riskleri artırabilmektedir. Labirent keçelerde oyuk oluşumu durumunda, keçe üzerinden geçirelen akış dışın oyuğa göre konumundan etkilenmektedir. Oyuk oluşumunun ardından dış oyuk dışında çalışırsa artan akış alanından dolayı daha fazla debi geçirebilecek, oyuk içinde çalışması durumunda kinetik enerji taşınımı azalacağından kaçak debide azalış gözlemlenebilir. Bu sebeplerden dolayı oyuk oluşumun etkisi ve farklı çalışma koşulları incelenecektir. Ayrıca üretim kolaylığı ve geometrik olarak daha kolay yerleştirilebilir olduğundan düz tipli labirent keçeler diğer tipler yerine tercih edildiğinden, yapılan çalışmaların tamamı düz tipli labirent keçeler için gerçekleştirilecektir.

Oyuk oluşumu durumunda incelenecek durumlar şu şekilde özetlenebilir:

- Labirent keçenin oyuk dışında çalışması durumunda farklı keçe açıklıklarında ve oyuk derinliğinde, farklı basınç oranlarında kaçak debinin değişimi.
- Sabit oyuk derinliğinde, farklı basınç oranlarında labirent keçe dışının oyuk içinde çalışması durumunda kaçak debinin değişimi.

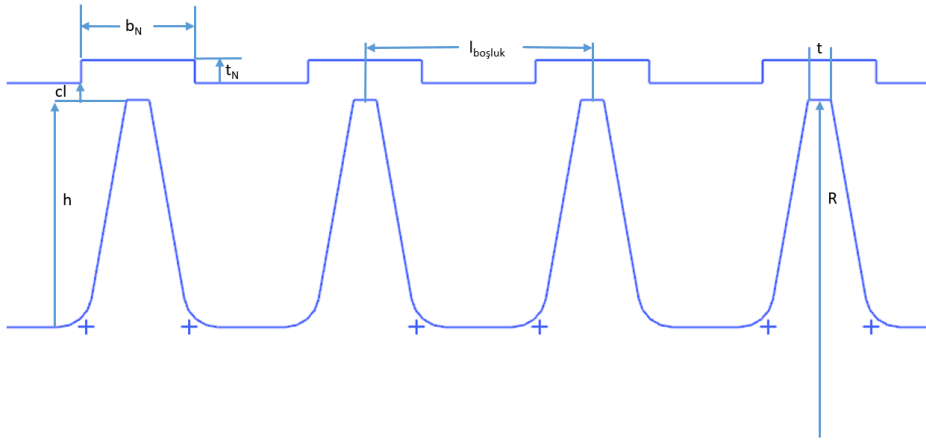
6.1 Oyuk Derinliğinin Sızdırmazlık Performansı Üzerindeki Etkisi

Labirent keçeler, daha önce de bahsedilen termal yükler, öngörülemez manevra yükleri sebebiyle tasarım noktasında belirlenen keçe açıklığında çalışmayabilir. Geçici hal durumlarından dolayı meydana gelen yükler sebebiyle duran ve dönen yüzeyler arasında girişim meydana gelerek, keçenin duran yüzeyinde oyuk oluşumu gözlemlenebilmektedir. Geçici hal durumlarının ortadan kalkmasından sonra, keçe tasarım noktasına geri dönmekte ve belirlenen açıklıkta çalışmaya devam etmektedir. Ancak oluşan oyuk geometrisinden dolayı hedeflenen akış alanından daha farklı bir akış alanı gözlemlenmektedir. Bundan dolayı sızdırmazlık performansı değişmektedir.

Oyuk oluşumundan dolayı akış alanında meydana değişiklik bu bölümde incelenecektir. İnceleme kapsamında farklı oyuk derinlikleri incelenecektir. Bunlara

ek olarak benzer oyuk geometrilerinde iki farklı keçe açıklığı değerlendirilecektir. Bütün analizler keçe giriş ve çıkışındaki basınç oranı da değiştirilecektir.

Şekil 6.3'te gösterilen keçe geometrisinin, boyutsuzlaştırılmış geometrik özellikleri Çizelge 6.1'de gösterilmektedir. Gerçekleştirilen bütün analizlerde dişin oyuk dışında çalışması değerlendirilmiştir. Oyuk dışında çalışması durumunda farklı keçe açıklık durumunda (cl) akış yapısı incelenmeye çalışılmıştır. Yapılan bütün analizlerde oyuk genişliği (b_N) sabit tutulmuştur. Oyuk derinliği (t_N) farklı boyutlarda alınarak, derinliğin ve keçe açıklığının etkisi gözlemlenmiştir. Belirlenen bütün oyuk derinliği ve keçe açıklığında, farklı giriş-çıkış basınç oranlarında analiz edilerek Re sayısı etkisinde araştırılmıştır.



Şekil 6.3 : Oyuk labirent keçe geometrik parametreleri.

Çizelge 6.1 : Oyuk oluşturulmuş keçe için geometrik değerler.

Parametre	Değer
Diş Sayısı (n)	4
Keçe Açıklığı / Dönme Yarıçapı (cl/R)	0.00352-0.0058
Dişler Arası Mesafe/Keçe Açıklığı (l_{bosluk}/cl)	13.33-8
Keçe Açıklığı/Diş Genişliği (cl/t)	0.75-1.25
Diş Yüksekliği/Keçe Açıklığı (h/cl)	13.33-8
Oyuk Genişliği/ Diş Genişliği (b_N/b)	5
Oyuk Genişliği/ Oyuk Derinliği (b_N/ t_N)	2.5-5-10
Dönme Hızı	40000 rpm

Oyuk oluşması durumunda keçenin sızdırmazlık performansı değerlendirilmesinde boyutsuz kayıp katsayısı kullanılacaktır. Kayıp katsayısı (C_d) şu şekilde tanımlanmaktadır.

$$C_d = \frac{\dot{m}_{gerçek}}{\dot{m}_{teorik}} \quad (6.1)$$

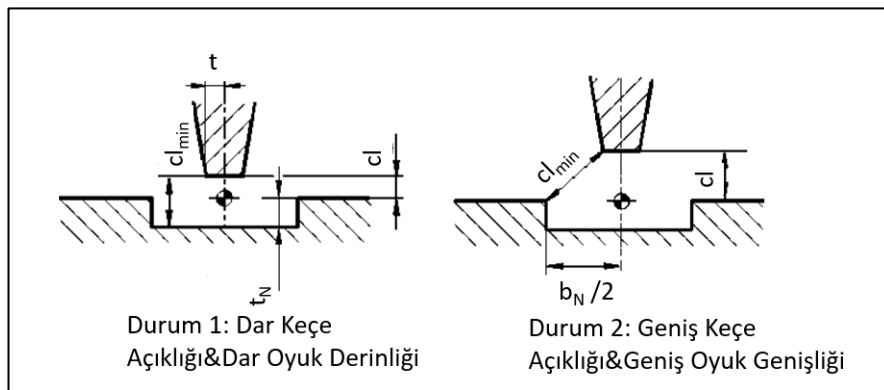
$\dot{m}_{gerçek}$ HAD analiz modellemesi sonucunda elde edilirken, ideal debinin hesabında basınç oranlarına bağlı akış fonksiyonu kullanılmaktadır.

$$\dot{m}_{teorik} = \frac{\hat{\phi} A P_{t,g}}{\sqrt{R T_{t,g}}} \quad (6.2)$$

$$\hat{\phi} = M \sqrt{\frac{k}{\left(1 + \frac{k-1}{2} M^2\right)^{\frac{k+1}{k-1}}}} \quad (6.3)$$

$$M = \sqrt{\left(\frac{2}{k-1}\right) \left(\left(\frac{P_{t,g}}{P_{s,\zeta}} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right)} \quad (6.4)$$

İdeal debinin hesaplanmasında kullanılan alan, akışın geçtiği en dar bölge olmalıdır. Oyuk oluşması durumunda, akış alanındaki en dar alan keçe dışının oyuk geometrisine bağlı olarak değişmektedir. Dar keçe açıklıklarında ve derin olmayan oyuk geometrilerinde minimum alanın belirlenmesinde oyuk derinliği ve keçe açıklığı toplamı kullanılırken, geniş keçe açıklıklarında ve derin oyuklarda akışın miktarını belirleyen minimum kenar uzunluğu Şekil 6.4'te gösterilen köşegen olmaktadır.

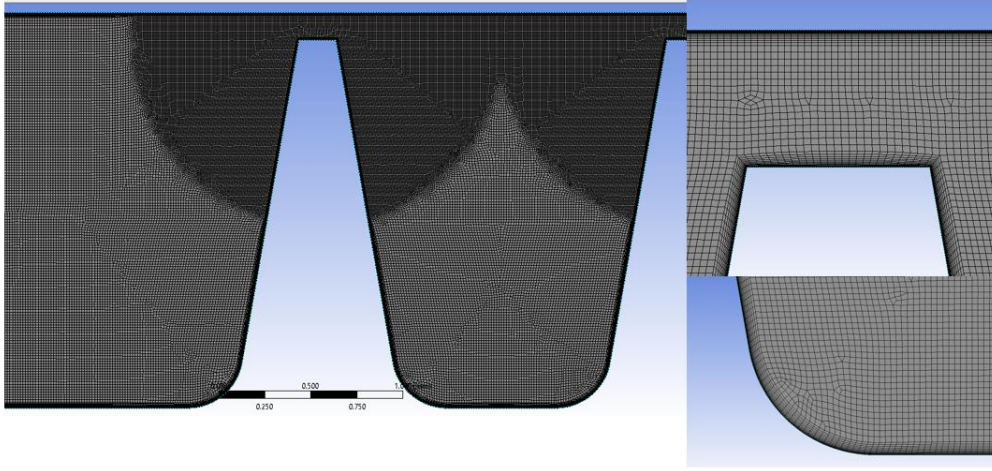


Şekil 6.4 : Oyuk oluşması durumunda göre akış alanı hesaplaması.

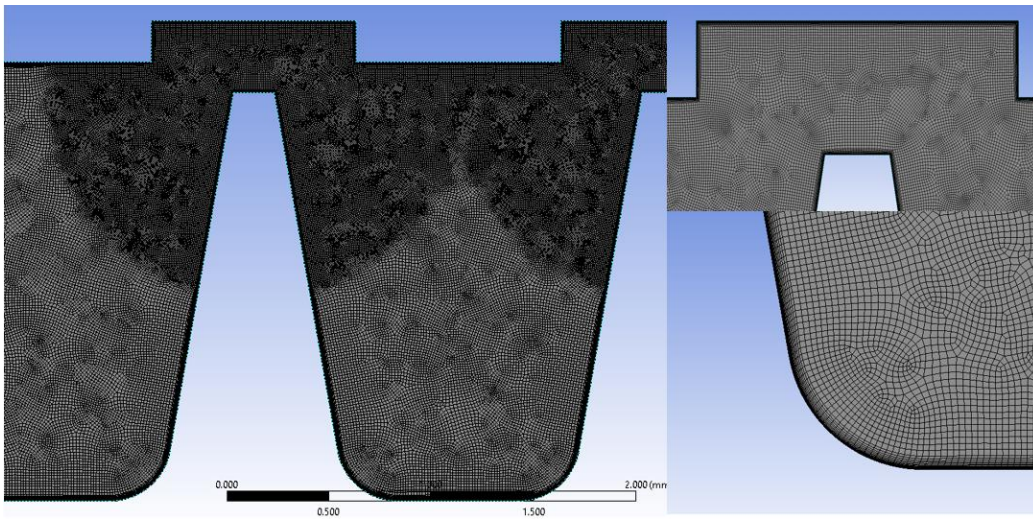
Ayrıca, oyuk oluşması durumunda kayıp katsayısı tanımlanmasının modifiye edilmesi gerekmektedir. Nominal keçe açıklığına göre hesaplanan C_d katsayısı geometrik faktörler göz önünde bulundurularak $C_{d,nom}$ değerine dönüştürülmelidir. Bu dönüşüm için Denecke vd. (2003) tarafından önerilen yöntem kullanılmaktadır.

$$C_{d,nom} = \frac{cl_{min}}{cl} C_d \quad (6.5)$$

Yapılan bütün analizlerde Şekil 6.5 ve Şekil 6.6’da benzer yapıda çözüm elemanları kullanılmıştır. Dış üstündeki kısılma bölgelerinin hassas şekilde çözümlenebilmesi amacıyla küresel sıkılaştırma kullanılırken, duvar yüzeylerinde genişleme metodolojisi ile çözüm elemanları oluşturulmuştur. Böylece sınır tabaka etkileri yakalanmaya çalışılmıştır ve bütün duvarlar boyunca y^+ değerinin 1’den küçük olması sağlanmıştır. Temel olarak dört dişli bir keçe geometrisi için yaklaşık 500000 eleman sayısı ile çözüm yapılmıştır.

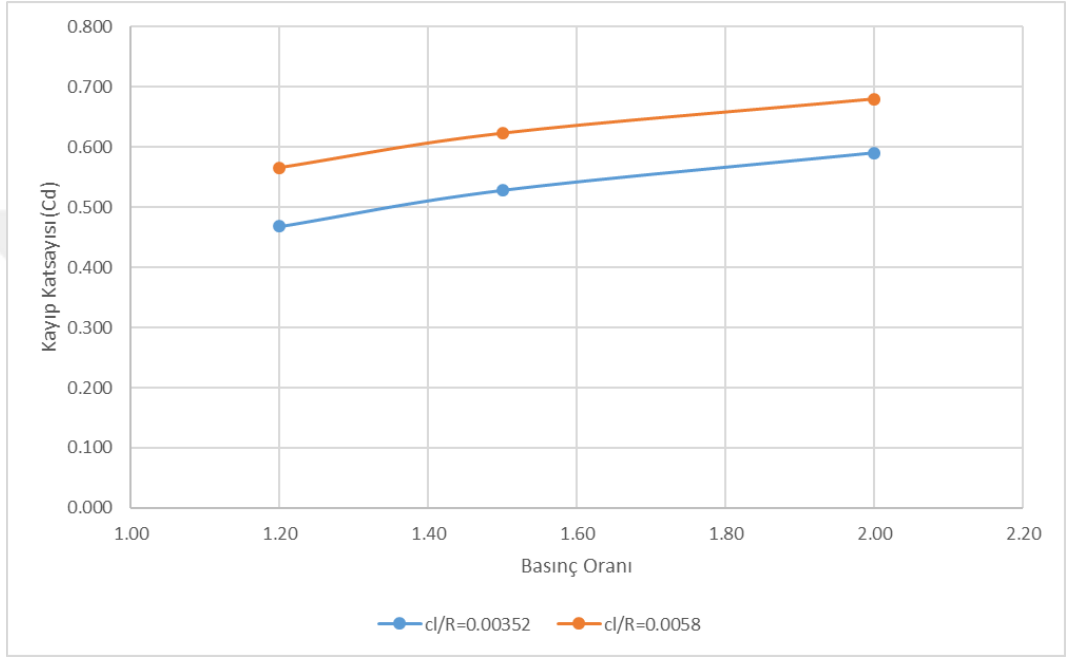


Şekil 6.5 : Oyuksuz geometri için çözüm yapılacak akış ağı detayları.



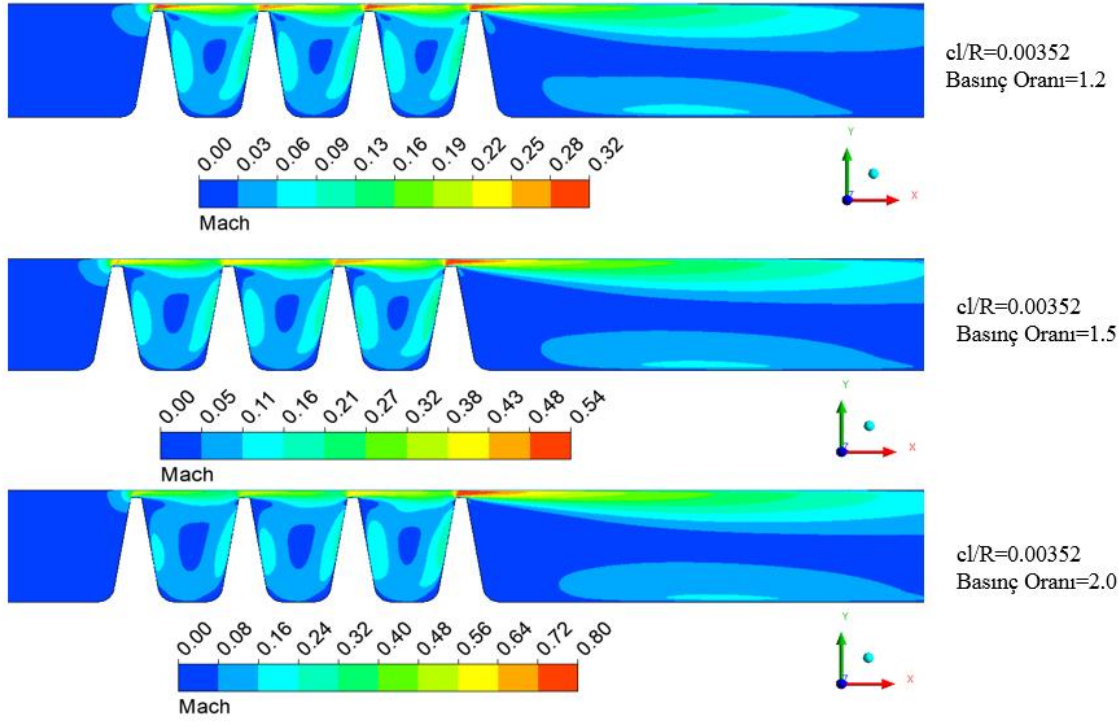
Şekil 6.6 : Oyuksuz geometri için çözüm yapılacak akış ağı detayları.

Oyuk oluşunun kaçak debi üzerindeki etkisinin incelenebilmesi amacıyla, ilk olarak oyuk olmayan keçe geometrisinde iki farklı çalışma açıklığında analizler gerçekleştirilmiştir. Keçe Açıklığı / Dönme Yarıçapı (cl/R) oranının 0.00352 ve 0.0058 olduğu keçe geometrilerinin C_d değerlerinin değişimi şekil 6.7’de gösterilmektedir. Beklenildiği üzere dar keçe açıklıklarında, kayıp katsayısı azalmaktadır ve sızdırmazlık performansı iyileşmektedir. Artan basınç oranıyla, daha fazla akış keçeden geçirilmekte ve kayıp katsayısında artış gözlemlenmektedir.

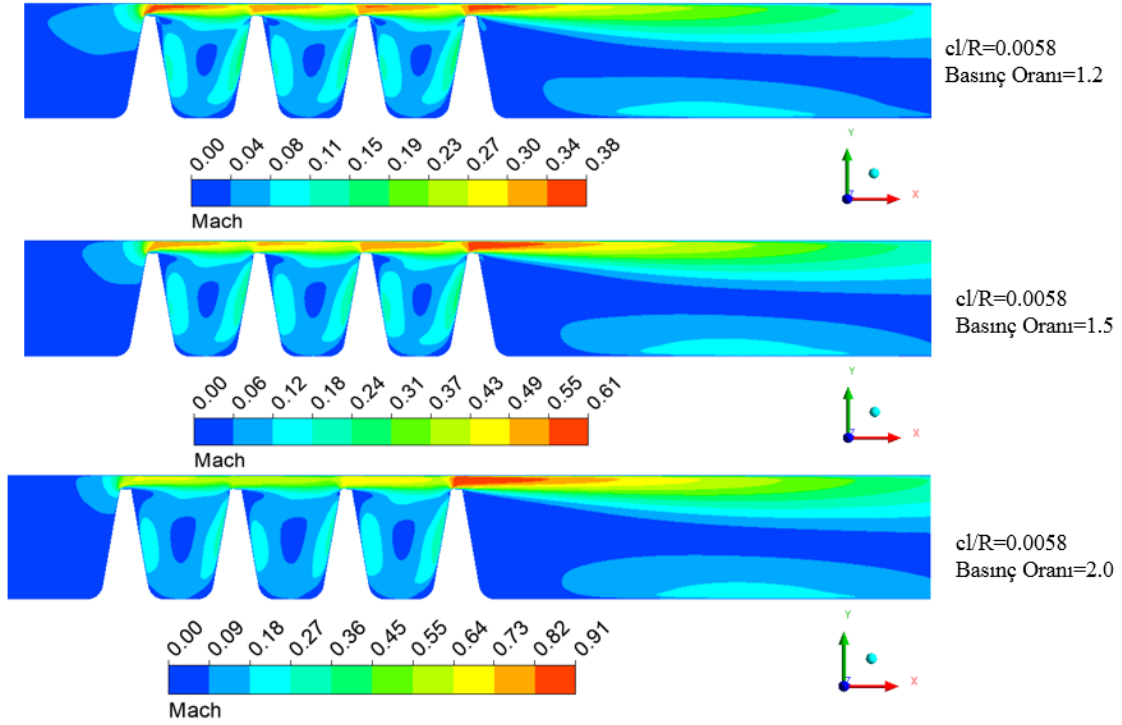


şekil 6.7 : Oyuksuz labirent keçelerde kayıp katsayısı değişimi.

şekil 6.8 ve şekil 6.9’da farklı keçe açıklıkları ve basınç oranları için bütün akış alanındaki hız dağılımları ve ilk diş bölgesinde hız vektörleri gösterilmiştir. şekil 6.10’da gösterilen hız vektörleri incelendiğinde, akışın geniş bir bölgeden daralan kesite girmesi sonucunda oluşan ani daralma veya vena-contracta etkisi görülmektedir. Diş üstünde hızlanan akışın alt bölgesinde sirkulasyon oluşmakta ve diş çıkışında akış ayrılımları gözlemlenmektedir. şekil 6.10’da hız dağılımları incelendiğinde, düşük basınç oranlarında maksimum hız ilk dişte de görülürken yükselen basınç oranıyla birlikte maksimum hızın görüldüğü kesit son dişe yaklaşmaktadır.

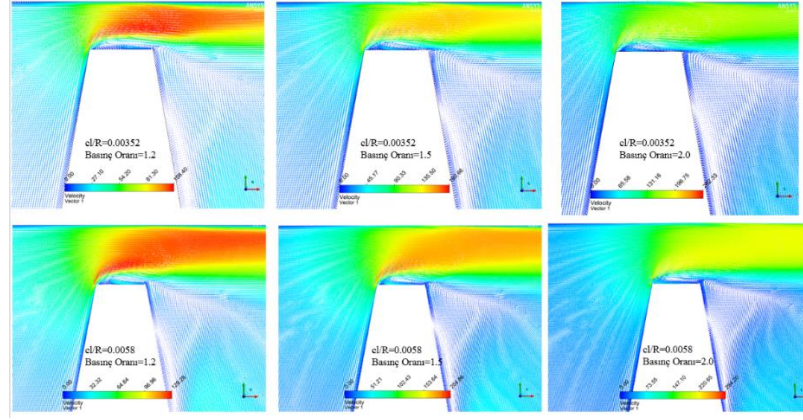


Şekil 6.8 : Oyuksuz ve $c_l/R = 0.00352$ durumu için akış alanı hız dağılımı.



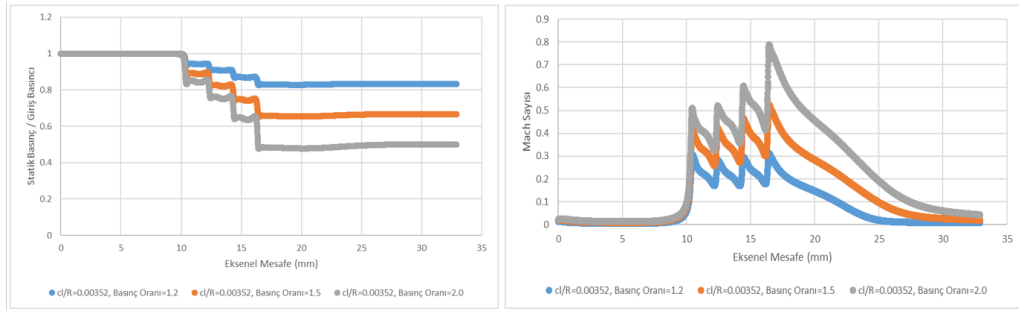
Şekil 6.9 : Oyuksuz ve $c_l/R = 0.0058$ durumu için akış alanı hız dağılımı.

Şekil 6.10 görüleceği üzere ilk dişteki hız yükü artan basınç oranıyla birlikte azalmaktadır. Bu fizik keçe açıklığından bağımsız olarak her durumda gözlemlenmektedir.

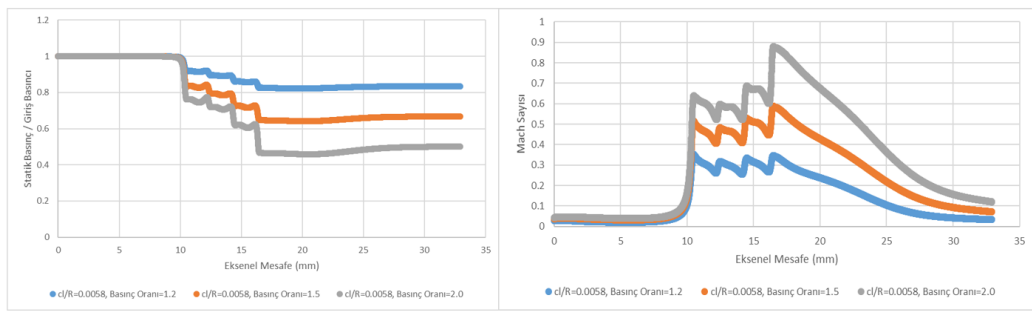


Şekil 6.10 : Farklı keçe açıklıkları ve basınç oranlarında ilk diş hız vektörleri.

Şekil 6.11 ve Şekil 6.12’de görüleceği üzere, girişten çıkışa kadar keçe açıklığının ortasından geçen bir çizgi boyunca farklı basınç oranlarında dişlerin basınç yükleri değişmektedir. Düşük basınç oranlarında bütün dişlerdeki akışkan hızı yaklaşık olarak aynı olmakla birlikte, her diş boyunca basınç düşüşleri eşit olarak dağılmaktadır. Ancak artan basınç oranıyla birlikte, en son dişteki akışkan hızı veya Mach sayısı diğer dişlere göre farklılık göstermektedir. Buna ek olarak en son dişin basınç yüküde artmaktadır ve maksimum basınç kaybı bu dişte görülmektedir.



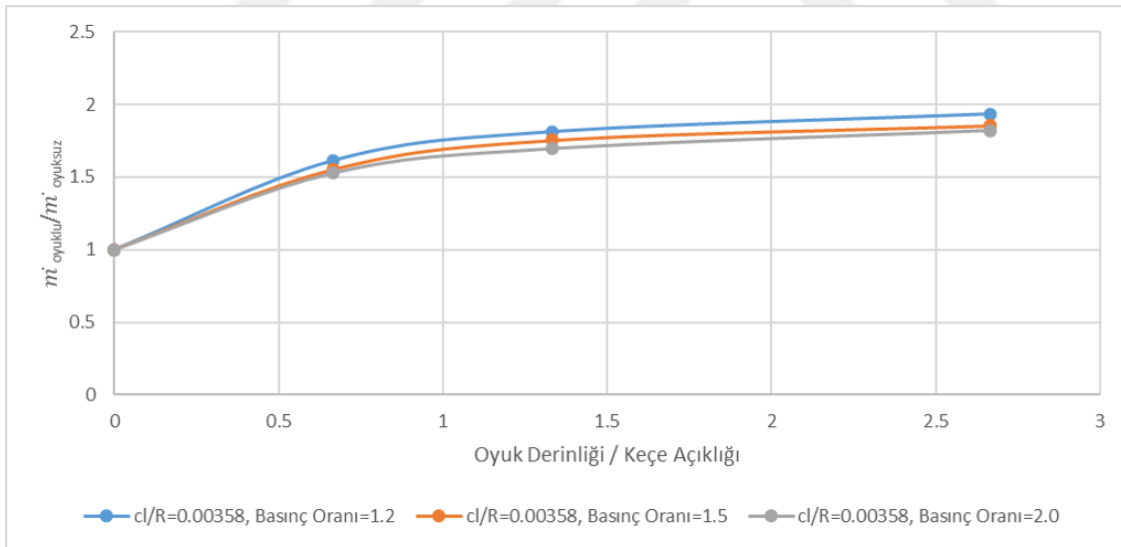
Şekil 6.11 : $c/R= 0.00352$ için statik basınç düşüşü ve hız değişimi.



Şekil 6.12 : $c/R= 0.0058$ için statik basınç düşüşü ve hız değişimi.

Labirent keçelerde oyuk oluşması durumunda, akış fiziği oyuk geometrisine göre ve dışın oyuga göre konumuna göre değişmektedir. Bundan dolayı, farklı oyuk derinliklerinde ve farklı keçe açıklıklarında analizler gerçekleştirilmiştir. Ancak yapılan bu çalışmada, labirent keçe dışının oyuk dışında çalışması durumu değerlendirilmiştir. Bu durum motor çalışma zarfında oldukça sık görülebilecek çalışma şartlarını simüle etmektedir. Ani değişen termal veya diğer kuvvetlerden dolayı labirent keçe dişleri karşı yüzeyde oyuk oluşturdudan sonra, bu yüklemenin kalmasıyla eski pozisyonuna geri dönmekte ve nominal keçe açıklığına ek olarak oyuk boşluğuda akışın geçtiği ekstra alan olarak kalmaktadır. Bu sebepten dolayı oyuk oluşması durumunda akışın geçtiği alanın değerlendirilmesinde keçe açıklığı ve oyuk derinliği birlikte düşünülmelidir.

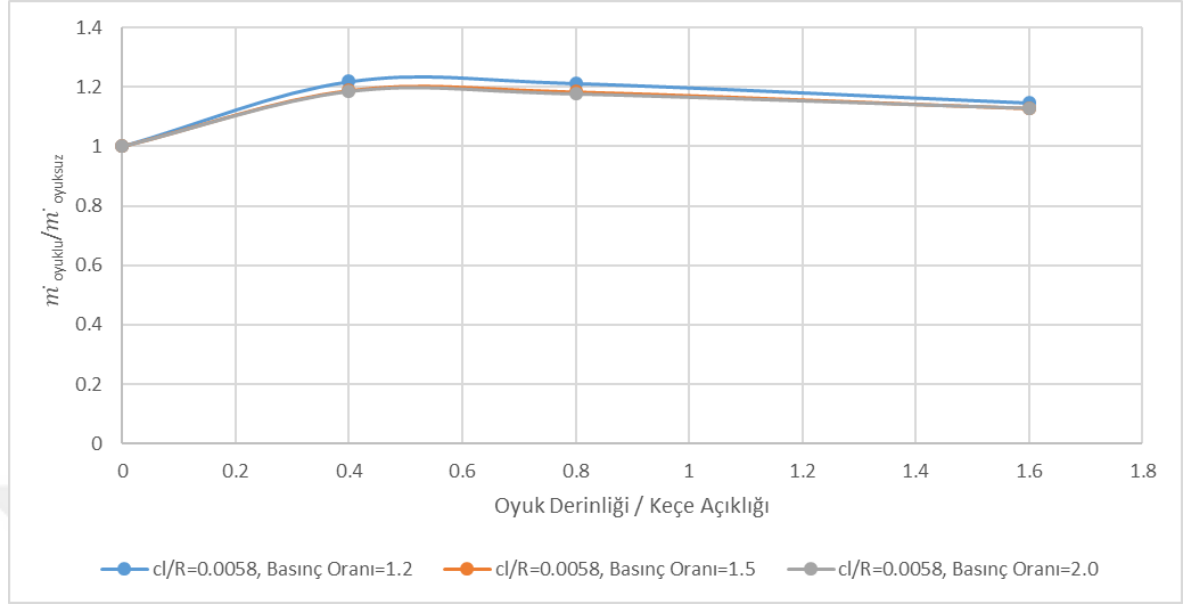
Şekil 6.13 ve Şekil 6.14’de farklı keçe açıklıklarında oyuk derinliğinin akış üzerindeki etkisi karşılaştırılmıştır. Şekil 6.13 incelendiğinde, dar keçe açıklıklarında derin olmayan oyuk oluşması durumunda keçe üzerindeki akış yaklaşık olarak %55 artmaktadır. Oyuk derinliği yaklaşık olarak 4 katına çıktığı durumda ise keçe üzerinden geçen akış derin olmayan oyuga göre %20 artış göstermektedir.



Şekil 6.13 : $cl/R = 0.00352$ için oyuk oluşumunun etkisi.

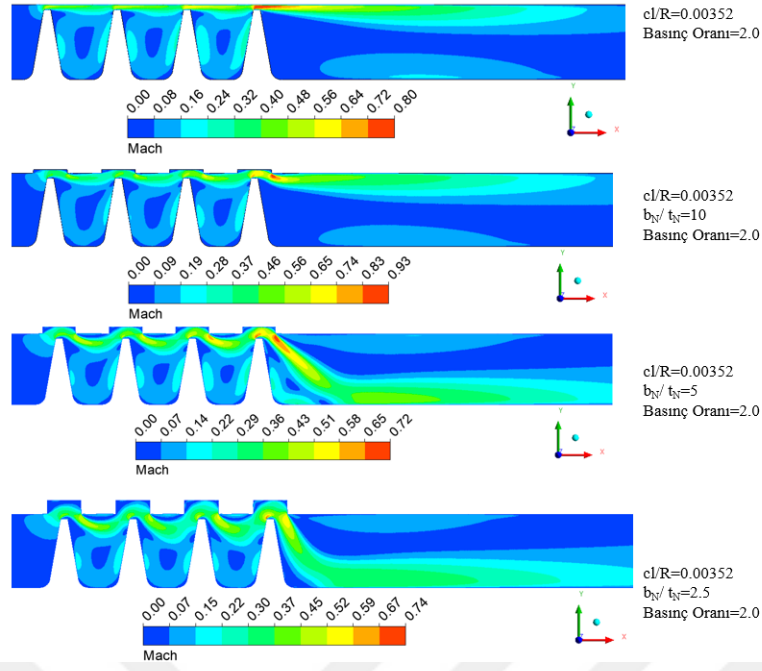
Diğer bir karşılaştırma ise Şekil 6.14’de geniş keçe açıklıkları için yapılmıştır. Geniş keçe açıklıklarında, oyuk oluşması durumunda debideki artış dar keçe açıklıklarına göre daha az öngörülmüştür. Geniş keçe açıklıklarında, derin olmayan oyuk oluşması durumunda, keçe üzerindeki akış yaklaşık olarak %21 oranında artış göstermektedir. Ayrıca geniş keçe açıkları için debi değeri oyuk derinliğine daha az hassas

davranmaktadır. Oyuk derinliğinin yaklaşık 4 katına çıkarılması durumunda, kaçak debi miktarı derin olmayan oyuğa göre %4 azalış göstermektedir. göstermektedir.

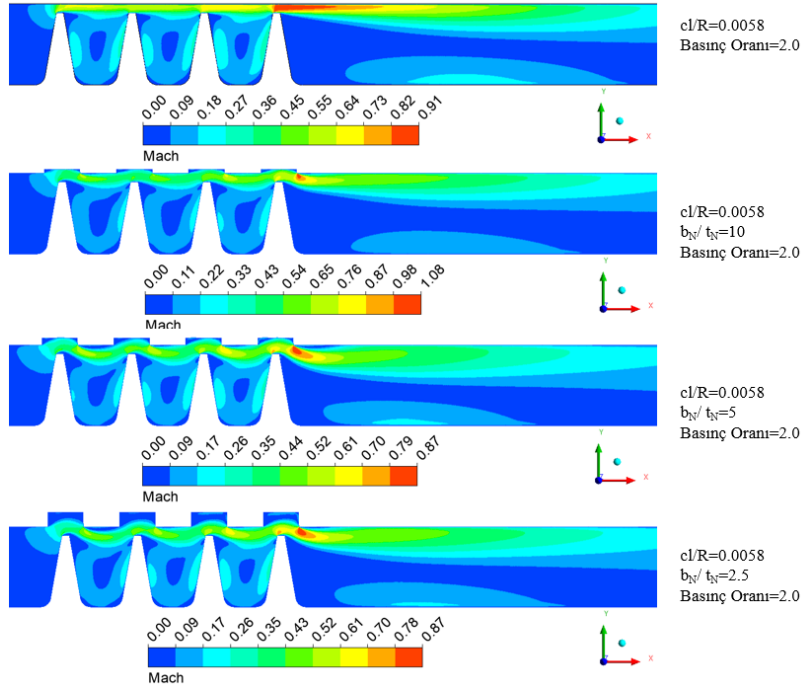


Şekil 6.14 : $cl/R= 0.0058$ için oyuk oluşumun etkisi.

Şekil 6.15 ve Şekil 6.16'da de iki farklı keçe açıklığında, farklı oyuk derinliklerinin hız dağılımları üzerindeki etkisi gösterilmiştir. Dar keçe açıklıklarında, oyuk oluşması durumunda akışı kısıtlayan alan artmaktadır. Bundan dolayı kütleli debide artış gözlemlenmektedir. Şekil 6.15'da görüleceği üzere, oyuk derinliğinin artması durumunda akışın geçtiği boğaz alanı artmaktadır. Bundan dolayı dar keçe açıklıklarında çalışan keçelerde, oyuk derinliğinin artması sızdırmazlık elemanı üzerinden geçen akışı artırmaktadır. Geniş keçe açıklıklarında ise, Şekil 6.16'da görüleceği üzere oyuk oluşması durumunda artan akış alanıyla birlikte kaçak debi miktarı artmaktadır. Ancak, oyuk derinliği arttıkça akışın geçtiği kısıtlayıcı boğaz alanı değişmemektedir. Akış, oyuk geometrisinin tamamını doldurmaktadır ve derin oyuklarda da yaklaşık olarak aynı boğaz alanından geçmektedir.



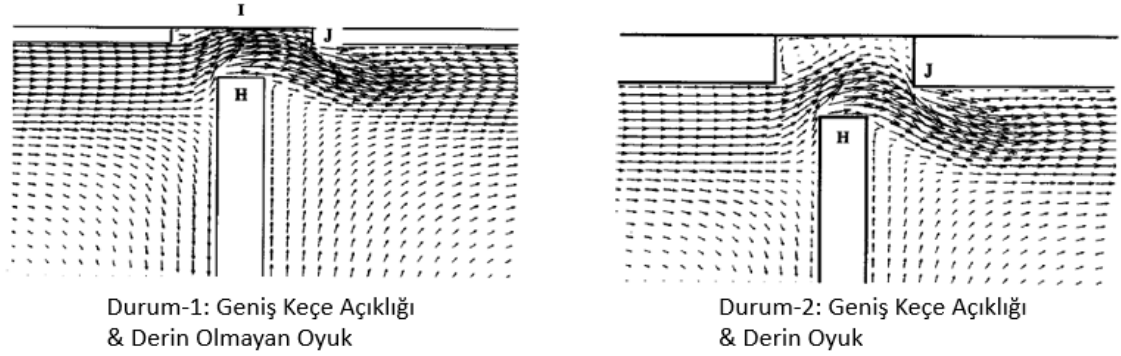
Şekil 6.15 : $c_l/R=0.00352$ durumu için oyuk derinliğinin hız dağılımına etkisi.



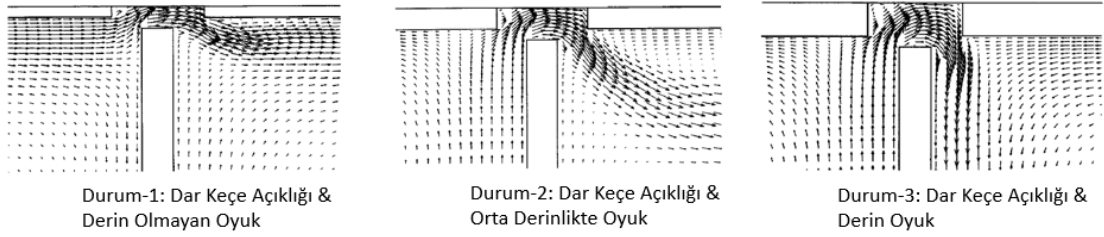
Şekil 6.16 : $c_l/R=0.0058$ durumu için oyuk derinliğinin hız dağılımına etkisi.

Rhode ve Adams (2004a), tarafından yapılan çalışmanın hız vektörleri Şekil 6.17 ve Şekil 6.18’de gösterilmiştir. Şekil 6.16’da gösterilen geniş keçe açıklarında keçelerde, Şekil 6.17’de gösterilen hız alanına benzer bir yapı bulunmuştur. Derinliğin artması durumunda, akışın geçtiği jet alanı yaklaşık olarak aynı kaldığından, oyuk derinliğinin kaçak debi üzerindeki etkisi azdır. Ancak aynı çalışmada Şekil 6.18’de gösterilen dar açıklıklı keçeler için hız dağılımı farklılık göstermektedir. Açıklığın daraldığı

durumlarda, artan oyuk derinliği efektif olarak kullanılmaktadır ve akış oyuğun tamamına dolmaktadır. Bundan dolayı artan akış alanıyla birlikte, kaçak debi miktarıda artmaktadır. Benzer akış fiziği, Şekil 6.15 ve Şekil 6.16’da gösterilen analiz sonuçlarında da bulunmuştur.

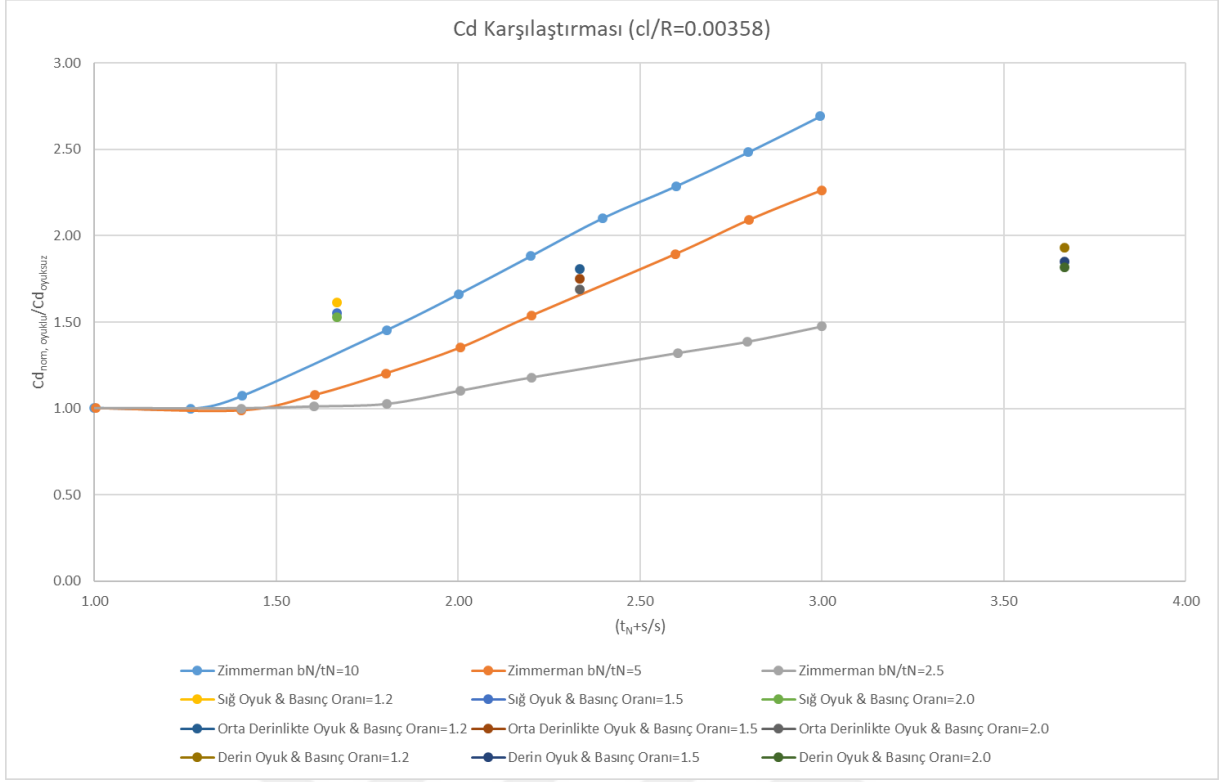


Şekil 6.17 : Geniş keçe açıklıklarında oyuk derinliğinin akış üzerindeki etkisi (Rhode ve Adams, 2004a).

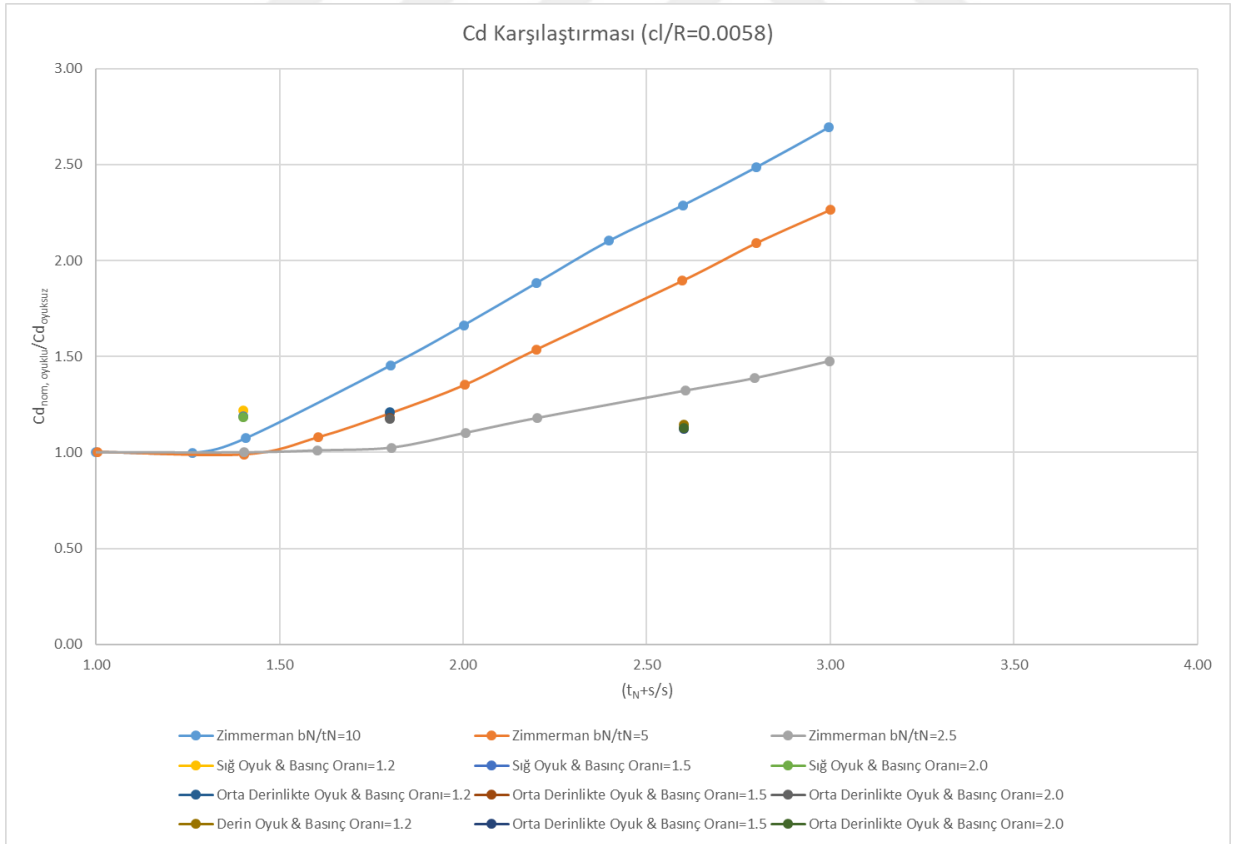


Şekil 6.18 : Dar keçe açıklıklarında oyuk derinliğinin akış üzerindeki etkisi (Rhode ve Adams, 2004a).

Bunlara ek olarak Zimmerman ve Wolff (1998) tarafından literatüre kazandırılan çalışmada oyuk içeren keçelerin kayıp katsayısının, oyuk olmaması durumundaki kayıp katsayısına oranı mevcuttur. Bu grafikte farklı oyuk geometrilerinin kayıp katsayısı üzerindeki değerlendirilmektedir. Oyuk oluşması durumunda, oyuk geometrisinden gelen parametre ile düzeltilmiş kayıp katsayısının, oyuksuz duruma göre oranı iki farklı keçe açıklığında, farklı basınç oranlarında ve farklı oyuk derinliklerinde karşılaştırılması yapılmıştır. Şekil 6.19 ve Şekil 6.20’de görüleceği üzere, yapılan karşılaştırmalarda kayıp katsayıları oranlarının farkı maksimum %10 fark ile literatür test sonuçlarına yakın bulunmuştur.



Şekil 6.19 : Dar keçe açıklıklarında kayıp katsayısı literatür karşılaştırması.



Şekil 6.20 : Geniş keçe açıklıklarında kayıp katsayısı literatür karşılaştırması.

6.2 Oyuk İçinde Çalışan Keçelerin Sızdırmazlık Performansı

Bir önceki bölümde yapılan incelemelerde labirent keçe geometrisinin oyuk oluşumundan sonra pozitif keçe açıklığında çalışması durumu incelenmiştir. Bu incelemede, ani yüklemeler sonucunda rotor ve stator geometrileri birbirine göre hareket etmekte ve farklı relatif hareket sonucunda oyuk oluşturmaktadır.

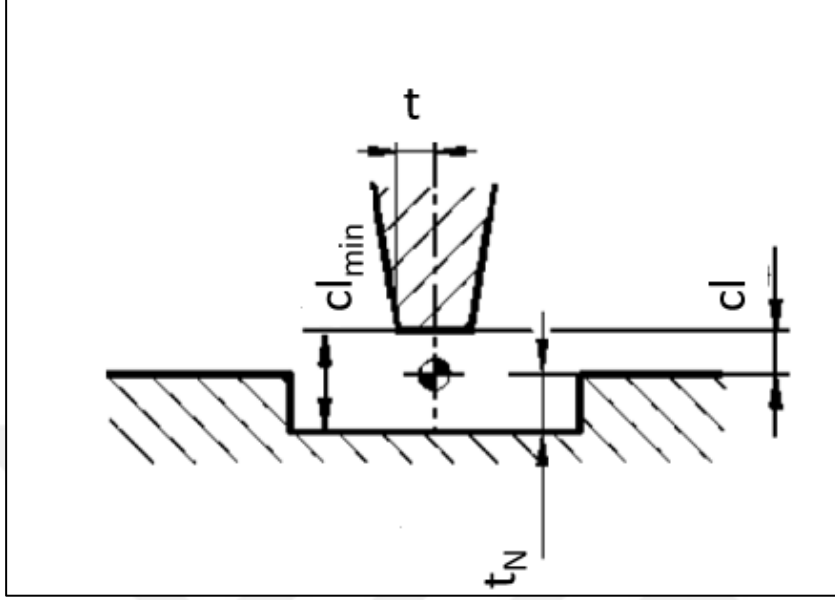
Ancak, ani yükleme koşullarının ortadan kalkması sonucunda keçe yüzeyleri tasarlanan konumlarına geri dönmekte ve mevcut keçe açıklığına ek olarak oyuk geometrisinde akışın geçtiği alana katkı sağlamaktadır. Bunlara ek olarak basamaklı labirent keçelerle benzer sızdırmazlık performansının sağlanması amacıyla, düz dişli labirent keçeler dar keçe açıklıklarında çalıştırabilmektedirler. Dar keçe açıklıklarında, rotor veya stator yüzeyinin yükler altında hareketi sonucunda labirent keçeler oyuk oluşturmaktadır ve sürekli durumda keçe dişleri bu oyuk içinde çalışabilmektedir. Bu durumda akışın geçebileceği alan değişmektedir. Buna bağlı olarak labirent keçe sızdırmazlık performansı ve keçe üzerinden geçen değişebilmektedir.

Bu bölümde yapılacak incelemelerde, keçe labirent dişinin oyuk geometrisine göre konumunun etkisi değerlendirilecektir. Bu incelemede bağıl keçe açıklığının tanımlanması ve akış fiziğinin bu parametreye göre değerlendirilmesi kritik önem arz etmektedir. Bu incelemenin yapılabilmesi için bağıl keçe açıklığı şu şekilde tanımlanabilir.

$$\text{Bağıl Keçe Açıklığı} = \frac{cl}{cl + t_N} \quad (6.4)$$

Bağıl keçe açıklığının -1 değerinde olması durumunda keçe dişi üst yarıçapı, oyuk derinliğinin yarısında çalışmaktadır. Bu oranın 0 olması durumunda ise keçe dişi üst yarıçapı oyuk derinliğinin başlangıcında konumlanmaktadır ve Şekil 6.21’de tanımlanan cl değeri sıfırlanmaktadır. Yapılan analizlerde bağıl keçe açıklığı değiştirilmektedir. Bunun dışında analizler için kullanılan keçe geometrik özellikleri Çizelge 6.2’de listelenmiştir. Çizelge 6.2’de belirtilen dönme yarıçapı, dişler arası mesafe, diş genişliği ve diş yüksekliği geometrik özellikler Şekil 6.3’de gösterilen pozitif keçe açıklığında çalışan geometri için tanımlanmıştır. Oyuk genişliği ve derinliği ise analizler boyunca sabit tutulmuştur.

Bu tanımlamaların ardından bağıl keçe açıklığı belirli bir aralıkta taranarak etkisi değerlendirilmiştir. Ayrıca farklı giriş ve çıkış basınç oranlarında hassasiyet analizi yapılarak Re sayısı etkisinde değerlendirilmiştir.



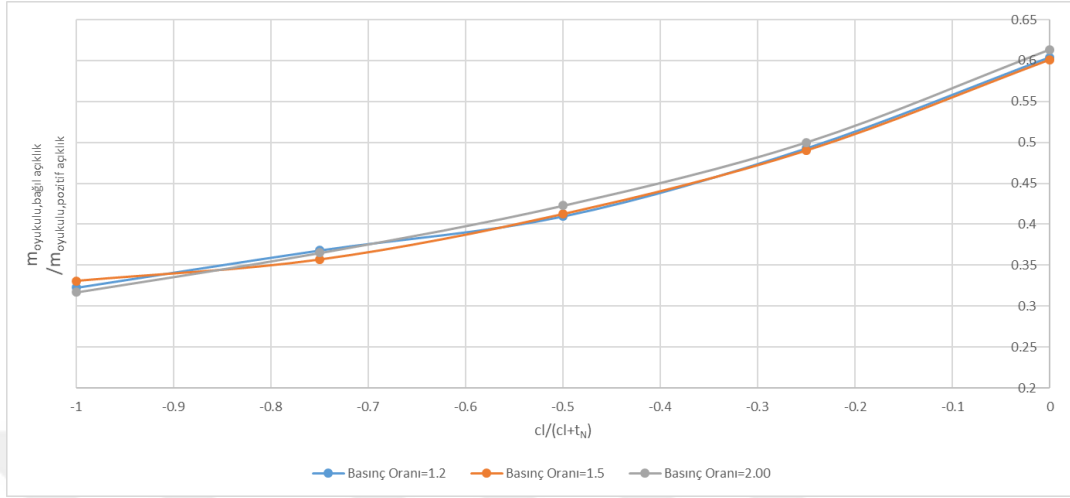
Şekil 6.21 : Oyuk geometrisine göre konumlanan diş ve minimum keçe açıklığı.

Çizelge 6.2 : Oyuk içinde çalışan keçe için geometrik özellikler.

Parametre	Değer
Diş Sayısı (n)	4
Keçe Açıklığı (cl/R)	0.00352
Dişler Arası Mesafe/Keçe Açıklığı ($l_{boşluk}/cl$)	13.33
Keçe Açıklığı/Diş Genişliği (cl/t)	0.75
Diş Yüksekliği/Keçe Açıklığı (h/cl)	13.33
Oyuk Genişliği/ Diş Genişliği (b_N/b)	5
Oyuk Genişliği/ Oyuk Derinliği (b_N/t_N)	5
Bağıl Keçe Açıklığı ($cl/(cl+ t_N)$)	-1, -0.75, -0.5, -0.25, 0
Dönme Hızı	40000 rpm

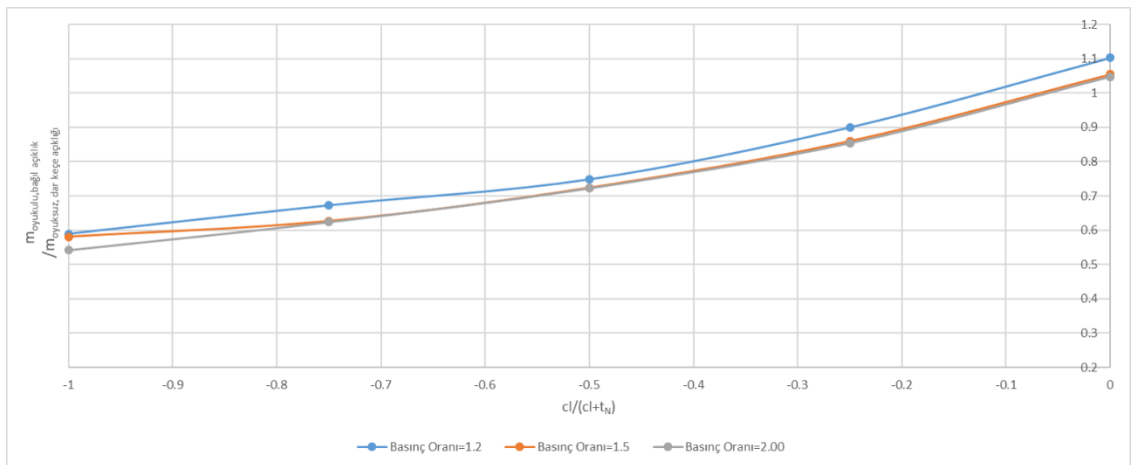
Şekil 6.22, Şekil 6.23 ve Şekil 6.24'te keçe dişinin oyuk içinde çalışması durumunda farklı geometriler için kaçak debilerin karşılaştırılması yapılmıştır. Şekil 6.22'de görüleceği üzere oyuk oluşmuş bir keçe geometrisinde, dişin oyuk geometrisine yaklaşması durumunda pozitif açıklıklı keçeye göre daha az debi keçe üzerinden geçmektedir. Relatif keçe açıklığının 0 olması durumunda sızdırmazlık performansındaki kazanç yaklaşık %40 iken, keçe dişinin oyuk içine daha fazla girmesi durumunda bu kazanç artmaktadır. Keçe dişinin oyuk derinliğinin yarısında

çalışması durumunda %68 sızdırmazlık performansı artışı gözlemlenmektedir. Sızdırmazlık performansındaki artış farklı basınç oranları için benzer çıkmıştır ve Re sayısından bağımsızlaştırılmıştır.



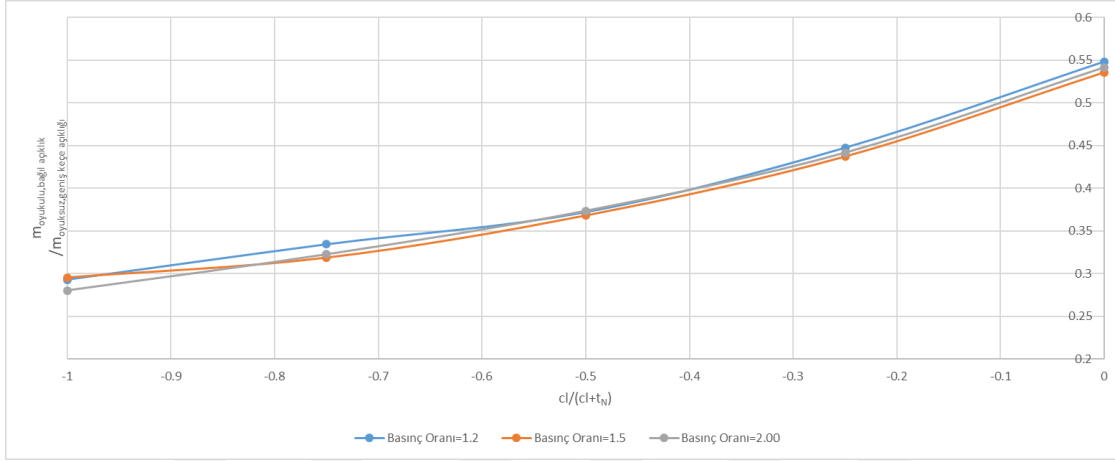
Şekil 6.22 : Bağlı keçe açıklığının performans etkisinin dar-oyuklu durumla karşılaştırılması.

Benzer karşılaştırma Şekil 6.23 ve Şekil 6.24'te oyuksuz durumda geniş ve dar keçe açıklıklarında gerçekleştirilmiştir. Geniş keçe açıklığında keçe açıklığının dış üstü yarıçapına oranı 0.0058 iken, dar keçe açıklığı için bu oran 0.00352'dir. Dar keçe açıklığında çalışan keçe karşılaştırmasında, dış oyuk derinliğiyle aynı hizadeyken veya bağlı açıklık 0 iken, sızdırmazlık performansı yaklaşık %10 azalmaktadır. Ancak dış oyuk içine girdikçe sızdırmazlık performansı %40 mertebesine kadar artmaktadır. Geniş keçe açıklığında ise bütün bağlı keçe açıklıklarında daha iyi sızdırmazlık performansı elde edilmiştir ve %70 mertebesinde daha iyi sızdırmazlık performansı elde edilmiştir.



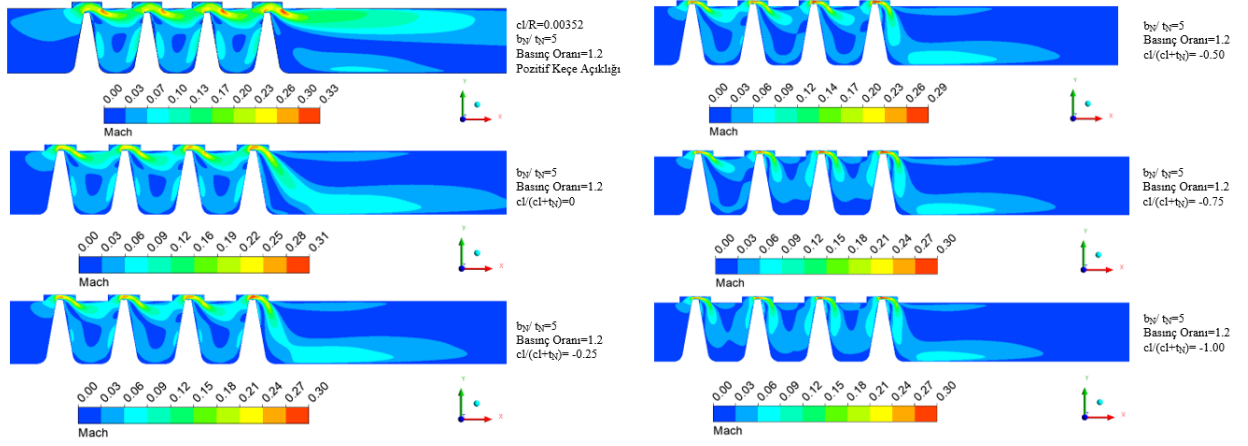
Şekil 6.23 : Bağlı keçe açıklığı performans etkisinin dar-oyuksuz durumla karşılaştırılması

Şekil 6.24’ de görüleceği üzere oyuk içinde çalışma durumu geniş keçe açıklıklarında daha iyi bir sızdırmazlık performansını her durumda sağlamaktadır. Bunun birinci sebebi daralan akış alanı olsa da kinetik enerji taşınım mekanizması da bu iyileşmeyi desteklemektedir.

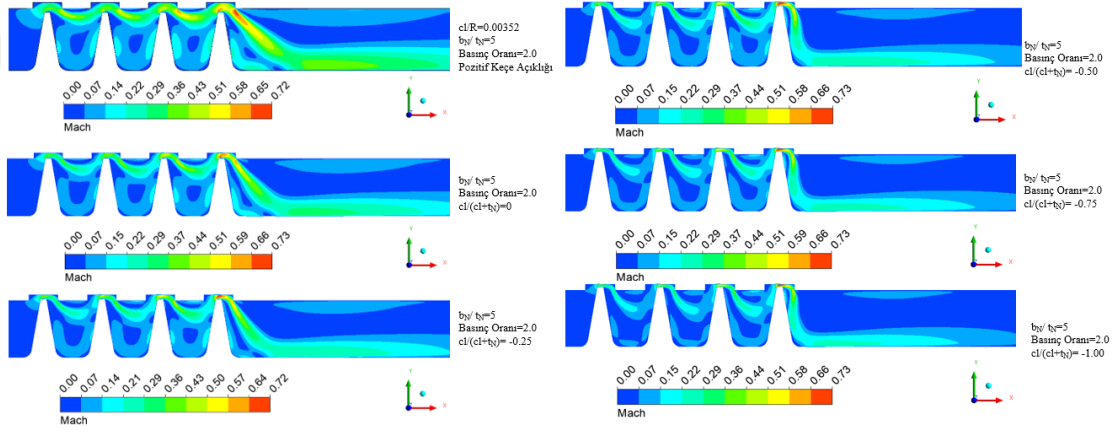


Şekil 6.24 : Bağlı keçe açıklığının kaçak debi üzerindeki etkisinin $cl/R=0.0058$ ve oyuksuz durumla karşılaştırılması.

Labirent keçe dişinin oyuk geometrisine yaklaşması durumunda sızdırmazlık performansındaki artış Şekil 6.25 ve Şekil 6.26’da gösterilen hız dağılım grafiklerinden yorumlanabilmektedir. İki farklı basınç oranında veya Re sayısı durumunda hız dağılımları yaklaşık olarak benzer şekilde davranmaktadır. İlgili hız dağılımlarından görüleceği üzere keçenin oyuk dışında çalışması durumunda veya pozitif keçe açıklığında daralan akış kinetik enerjisini bir sonraki dişe taşımaktadır veya kinetik enerji taşınım katsayısı yüksek çıkmaktadır. Labirent keçe dişi oyuk geometrisine yaklaştıkça daralan alandan çıkan akış aşağı doğru yönlenmektedir. Oyuk içine girme miktarı arttıkça akış daha fazla aşağı yönlenmektedir. Böylece daralan kesitten çıkan akış kinetik enerjisini kaybetmekte ve bir sonraki dişe daha düşük enerjiyle girmektedir. Bundan dolayı sızdırmazlık performansı artmaktadır.



Şekil 6.25 : Basınç oranı=1.2 için negatif keçe açıklığının hız dağılımı üzerindeki etkisi.



Şekil 6.26 : Basınç oranı=2.0 için negatif keçe açıklığının hız dağılımı üzerindeki etkisi.

Keçe dişinin oyuk geometrisinin içine girdiği ve bağıl keçe açıklığının -0.5 ve -0.25 olması durumunda, oyuk üst duvarı ile keçe dişi üst yüzeyi arasında kalan mesafe dar keçe açıklığındaki ve oyuksuz boşlukla benzer olmaktadır. Bu durumlar için sızdırmazlık performansı, oyuksuz duruma göre sırasıyla %25 ve %15 artmaktadır. Bu performans iyileşmesi farklı basınç oranları için benzer kalmaktadır.



7. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Doğrulama çalışmasının ilk aşamasında gerçekleştirilen literatürde yayınlanmış model, dört farklı çözüm ağı eleman sayısına sahip akış alanıyla, üç farklı giriş ve çıkış basınç oranında analiz edilmiştir. Farklı basınç oranlarında literatür sonuçlarıyla maksimum %2 fark bulunmuştur. Ayrıca farklı eleman sayısı için yapılan çözümlemeler arasındaki kütleli debi farkı yaklaşık olarak %1 mertebesinde bulunmuştur. Bu durumda çözüm ağı eleman sayısının kütleli debi üzerindeki etkisi minör olarak değerlendirilmiştir. Ancak sınır tabakanın tam olarak yakalanabilmesi, keçe dişleri arasındaki sirkülasyonun tam olarak yakalanabilmesi amacıyla dört dişli bir keçe için 500000 mertebesinde çözüm ağı eleman sayısının yeterli olacağı görülmüştür.

İkinci metod doğrulaması ise testler ile yapılmıştır. Farklı basınç oranları için, farklı eleman sayısına sahip modeller analiz edilerek akış fonksiyonları çıkarılmıştır. Testlerdeki keçe açıklığı tam olarak belirlenemediği için analizler toleranslar dahilinde değişebilecek maksimum ve minimum keçe açıklıkları için gerçekleştirilmiştir. Analizler sonucunda önerilen modelleme metodolojisi ile maksimum ve minimum keçe açıklıkları için akış fonksiyonları için farklı basınç oranlarında akış fonksiyonları hesaplanmıştır. Testler sonucunda elde edilen akış fonksiyonu, maksimum ve minimum keçe açıkları için hesaplanan akış fonksiyonları arasında kalmıştır. Böylece analiz metodolojisinin doğrulanması tamamlanmıştır. Ayrıca bu çalışma içinde farklı eleman sayısı için çözümlemeler yapılmıştır. Çözüm ağı eleman sayısına bağlı olarak akış fonksiyonundaki değişim yaklaşık %3 olarak hesaplanmıştır.

Doğrulan modeller yardımıyla oyuk geometrisinin akış üzerindeki etkisi değerlendirilmiştir. Bu kapsamda ilk olarak labirent keçenin oyuk dışında çalışması durumunda farklı keçe açıklıklarında ve oyuk derinliğinde, farklı basınç oranlarında kaçak debinin değişimi incelenmiştir. İkinci olarak sabit oyuk derinliğinde, farklı basınç oranlarında labirent keçe dişinin oyuk içinde çalışması durumunda kaçak debinin değişimi incelenmiştir.

İlk çalışma kapsamında, sızdırmazlık performansının karşılaştırılabilmesi amacıyla oyuksuz durum iki farklı keçe açıklığında analiz edilmiştir. Yapılan oyuksuz keçe analizlerinde görülmüştür ki; geniş ve dar keçe açıklıklarında düşük basınç oranlarında bütün dişlerdeki basınç yükleri eşit olmaktadır. Ayrıca ilk diş ve son diş benzer hız büyüklüğüne sahiptir. Ancak basınç oranının artması durumunda son diş en büyük basınç yükünü taşımaktadır ve maksimum hız bu dişte meydana gelmektedir. Yüksek basınç oranlarında akışın boğulması bu diş üzerinde gerçekleşmektedir.

Oyuk oluşumu ve dişin oyuk dışında çalışması durumunda, geniş ve dar keçe açıklıkları için sızdırmazlık performansı negatif yönde etkilenmektedir. Dar keçe açıklıkları oyuk oluşumundan ve oyuk derinliğinin değişiminden daha fazla etkilenmektedir. Dar keçe açıklıklarında, oyuk oluşması durumunda kaçak debi %55 oranında artmaktadır. Oyuk derinliğinin 4 katına çıkması durumunda ise derin olmayan oyuk derinliğine ek %20'lik sızdırmazlık performansı kaybı oluşmaktadır. Bu durum için hız vektörleri incelendiğinde oyuk derinliğinin artması durumunda keçe üzerinden geçen akış büyük bir alandan geçmektedir ve bütün oyuk geometrisini doldurmaktadır. Artan akış alanından dolayı dar keçe açıklıkları oyuk derinliğinden yüksek oranda etkilenmektedir. Geniş keçe açıklıklarında da oyuk oluşumu sızdırmazlık performansını %21 oranında kötüleştirir. Ancak oyuk derinliğinin artması durumunda, geniş keçe açıklıklarında sızdırmazlık performansı dar keçe açıklıkları kadar etkilenmemektedir. Bu durum için hız vektörleri incelendiğinde, derin oyuklarda akış bütün oyuk geometrisini etkin olarak kullanmamakta ve aynı boğaz alanından geçmektedir. Bu akış davranışı literatür test sonuçları ile de doğrulanmıştır.

İkinci çalışmada ise sabit bir oyuk derinliğinde keçe dişinin oyuk içine girmesi durumunda sızdırmazlık performansı farklı basınç oranları için incelenmiştir. Negatif keçe açıklığında dişin oyuk içine girme oranına bağlı olarak sızdırmazlık performansı incelenmiştir. Keçe dişinin oyuk derinliğinin başlangıcında çalışması durumunda, oyuklu ve dar keçe açıklığına göre yaklaşık %40 oranında sızdırmazlık performansı iyileştirmesi gerçekleşmektedir. Diş oyuk derinliğinin yarısına geldiği durum için sızdırmazlık performansı %68'ye kadar iyileştirilebilmektedir. Farklı basınç oranlarında benzer sızdırmazlık performansı iyileşmesi gözlemlenmiştir. Oyuksuz ve dar keçe açıklıkları için karşılaştırma yapılırsa keçe dişi oyuk geometrisinin yarısına kadar girdiği durumda %40 sızdırmazlık performansı iyileştirmesi elde

edilebilmektedir. Bu iyileştirme geniş keçe açıklıkları ve oyuksuz durum için ise %70'e kadar çıkmaktadır. Rölatif keçe açıklığının -0.5 ve -0.25 olması durumunda keçe dişi ile oyuk üst duvarı arasında kalan mesafe oyuksuz dar keçe açıklığı benzerdir. Bu durumlar için yapılan karşılaştırmada sızdırmazlık performansı %25 ve %15 daha iyi olduğu görülmüştür.

Keçe dişinin oyuk içinde çalışması durumunda sızdırmazlık performansı iyileştirme sebebi hız vektörleri incelemesi ile anlaşılabilmektedir. Farklı basınç oranlarında keçe dişinin oyuk dışında ve içinde çalışması durumlarındaki hız vektörleri incelendiğinde keçe dişinin oyuk içine girmesi durumunda oyuktan çıkan akış rotor yüzeyine doğru yönelmektedir. Oyuk dışında çalışan keçelerde, keçe dışından çıkan akış kinetik enerjisini bir sonraki dişe taşımaktadır. Ancak oyuk içine giren keçe dişinde aşağı yönlene akış kinetik enerjisini dış boşluğunda kaybetmektedir. Bir sonraki dişe daha düşük kinetik enerji ile taşınmaktadır. Böylece kinetik enerji taşınım katsayısı azalmakta ve sızdırmazlık performansı iyileşmektedir.



KAYNAKLAR

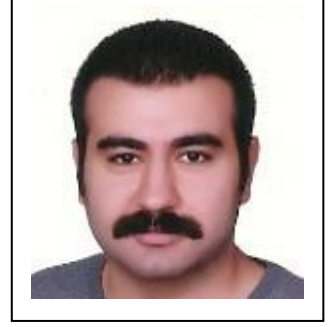
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., Lattime, S. B., and Steinetz, B. M.** (2006). Sealing in Turbomachinery. NASA/TM- 2006-214341.
- Chupp, R. E., Hendricks, R. C., and Steinetz, B. M.** (2010). Gas Turbine Engines: Seals. Encyclopedia of Aerospace Engineering.
- Demko, J. A., Morrison, G. L., and Rhode, D. L.** (1990). Effect of Shaft Rotation on the Incompressible Flow in a Labyrinth Seal. J. Propulsion, v. 6, pp. 171–176.
- Dinc, S., Demiroglu, M., Turnquist, N., Toetze, G., Maupin, J., Hopkins, J., Wolfe, C., and Florin, M.** (2002). Fundamental Design Issues of Brush Seals for Industrial Applications. Journal of Turbomachinery, vol. 124, , pp. 293–300.
- Dogu, Y., Sertçakan, M.C., Bahar, A.S., Pişkin, A., Arıcan, E., Kocagül, M.** (2015). Computational Fluid Dynamics Investigation of Labrintyh Seal Leakage Performance Depending on Mushroom-Shaped Tooth Wear. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, vol. 138.
- Denecke, J., Schramm, V., Kim, S., and Wittig, S.** (2003). Influence of Rub Grooves on Labyrinth Seal Leakage. Journal of Turbomachinery, v. 125, pp. 387–393.
- Egli, A.,** (1935). The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals. Transactions of the ASME, v. 57, pp. 115-122.
- ESDU 09004.** (2009). *Labyrinth Seal Flow*.
- Gercke, M.,** (1934). Flow Through Labyrinth Packing. Mechanical Engineer, v. 56, pp. 678-680.
- Hodkinson, B.** (1939). Estimation of Leakage through a Labyrinth Gland Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, v. 141, pp. 283–288.
- Kearton, W.** (1955). The Flow of Air through Radial Labyrinth Glands Proceedings of the Insititue of Mechanical Engineers, v. 169, pp. 539–550.
- Lattime, S.B., Steinetz, B.M.** (2004). Turbine Engine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions. Journal of Propulsion and Power, vol. 20, no. 2, pp. 302–311.
- Ludwig, L. P., Johnson, R. L.** (1974). Sealing Tecnology for Aircraft Gas Turbine Engines. NASA-TM-X-71607, Lewis Research Center, Cleveland, Ohio.
- Martin, H.** (1908). Labyrinth Packings. The Engineer, pp. 35-36.
- Neef, M., Sulda, E., Sürken, N., and Walkenhorst, J.** (2006). Design Features and Performance Details of Brush Seals for Turbine Applications. GT2006-90404, Proc. ASME TurboExpo 2006, Barcelona, Spain.

- Rhode, D. L., Allen, B. F.** (1998). Visualization and Measurements of Rub-Groove Leakage Effects on Straight-Through Labyrinth Seals. Proceedings of ASME Turbo Expo, Stockholm, Sweden.
- Rhode, D. L., Adams, R.G.** (2000). Computed Effect of Rub-Groove Size on Stepped Labyrinth Seal Performance. GT2010-50292, Proceedings of ASME Turbo Expo, Munich, Germany.
- Rhode, D. L., and Allen, B. F.** (2001). Measurement and Visualization of Leakage Effects of Rounded Teeth Tips and Rub-Grooves on Stepped Labyrinths. Transactions of the ASME, v. 123.
- Rhode, D. L., and Adams, R. G.** (2004a). Rub-Groove Width and Depth Effects on Flow Predictions for Straight-Through Labyrinth Seals. Journal of Tribology, v. 126.
- Rhode, D. L., Adams, R.** (2004b). Relative Axial Displacement Leakage Effects on Straight through Labyrinth Seals with Rub Grooves. 40th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibit, 11-14th July, Fort Lauderdale, Florida, USA, AIAA-2004-3716.
- Rolls Royce.** (1996). *The Jet Engine Fifth Edition*.
- Steinetz B.M., Hendricks, R.C.** (1997). Aircraft Engine Seals,” Tribology for Aerospace Applications, edited by E.V Zaretsky, STLE SP-37, chapter 9.
- Stocker, H.** (1975). Advanced Labyrinth Seal Design Performance for High Pressure Ratio Gas Turbines. ASME Winter Annual Meeting, Nov 30th - Dec 4th, Houston, Texas, USA.
- Stocker, H.** (1977). Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable and Honeycomb Lands. NASA/CR-135307.
- Stodola, A.** (1927). Steam and Gas Turbines. New York: McGraw Hill.
- Stoner, B.L.,** (1998). The Importance of Engine Externals’ Health. Proceedings of the 7th International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC-7), edited by A. Muszynska, JA. Cox, and D.T. Nosenzo, Bird Rock Publ., Minden, NV, Feb. 1998, p. 572; also NASA/TM-2006-214329/VOL1 (NASA Advanced Subsonic Technology (AST) 028, Oct. 1998), pp.435-443.
- Suryanarayanan, S. and Morrison, G. L.** (2009a). Analysis of Flow Parameters Influencing Carry-Over Coefficient of Labyrinth Seals. Proceedings of ASME Turbo Expo, June 8-12, Orlando, Florida, USA.
- Suryanarayanan, S. and Morrison, G. L.** (2009b). Effect of Tooth Height, Tooth Width and Shaft Diameter on Carryover Coefficient of Labyrinth Seals. Proceedings of ASME Turbo Expo, June 8-12, Orlando, Florida, USA.
- Sonntag, R. E., Borgnkke, C.** (2009). *Fundamentals of Thermodynamics*.
- Tipton D.L, Scott T.E, Vogel R.E.** (1986). Labrintyh Seal Analysis. Volume III- Analytical and Experimental Development of a Design Model for Labrintyh Seal. AF Wright Aeronautical Laboratories AFWAL-TR-85-2103 Volume III.

- White, F.M.** (2011). *Fluid Dynamics Seventh Edition*.
- Vermes, G.** (1961). A Fluid Mechanics Approach to Labyrinth Seal Leakage Problem. *Journal of Basic Engineering*, v. 83, n. 1, pp. 161 – 169.
- Willenborg, K., Schramm, V., Kim, S., Wittig, S.** (2000). Influence of a Honeycomb Facing on the Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal. GT2010-50292, Proceedings of ASME Turbo Expo, Munich, Germany.
- Willenborg, K, Kim, S., and Witting, S.** (2001). Effects of Reynolds Number and Pressure Ratio on Leakage Loss and Heat Transfer in a Stepped Labyrinth Seal. *Journal of Turbomachinery*, v. 123.
- Wittig, S., Schelling, U., Kim, S., Jacobsen, K.** (1987). Numerical Predictions and Measurements of Discharge Coefficients in Labyrinth Seals. Gas Turbine Conference and Exhibition, California.
- Waschka, W., Witting, S., and Kim, S.** (1992). Influence of High Rotational Speeds on the Heat Transfer and Discharge Coefficients in Labyrinth. *Transactions of the ASME*, v. 114.
- Zimmermann, H., Kammerer, A., and Wolff, K.** (1994). Performance of Worn Labyrinth Seals. Proceedings of the International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exposition, June 13th-16th, The Hague, The Netherlands.
- Zimmermann, H., and Wolf, K. H.** (1998). Air System Correlations Part: 1 Labyrinth Seal. International Gas Turbine and Aeroengine Congress and Exhibition, 2-5 June, Stockholm, Sweden.



ÖZGEÇMİŞ



Ad-Soyad : Uğurcan YALÇIN
Doğum Tarihi ve Yeri : 13.04.1992-İstanbul
E-posta : ugurcan.yalcin@tei.com.tr

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2015, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makine Mühendisliği

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- 2015-2016 arasında Polin Waterparks şirketinde araştırma ve geliştirme mühendisi olarak çalıştı.
- 2016 yılından beri TUSAŞ Motor Sanayi A.Ş. firmasında termal sistem tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır.