

**ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BAL PETEĞİ SIZDIRMAZLIK ELEMANINDA EĞİMLİ LABİRENT KEÇE**  
**DİŞLERİNİN KAÇAK DEBİYE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**  
**YÜKSEK LİSANS TEZİ**  
**İBRAHİM ZENGİN**

**OCAK 2019**

**ZONGULDAK BÜLENT ECEVİT ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**BAL PETEĞİ SIZDIRMAZLIK ELEMANINDA EĞİMLİ LABİRENT KEÇE**  
**DİŞLERİNİN KAÇAK DEBİYE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ**

**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**İbrahim ZENGİN**

**DANIŞMAN: Dr. Öğr. Üyesi Beytullah ERDOĞAN**

**ZONGULDAK**  
**Ocak 2019**

**KABUL:**

İbrahim ZENGİN tarafından hazırlanan “Bal Peteği Sızdırmazlık Elemanında Eğimli Labirent Keçe Dişlerinin Kaçak Debiye Etkisinin Sayasal İncelenmesi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle/oyçokluğuyla kabul edilmiştir. ..../..../20....

**Danışman:** Dr. Öğr. Üyesi Beytullah ERDOĞAN

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

**Üye:** Doç. Dr. Adnan TOPUZ

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

**Üye:** Dr. Öğr. Üyesi Hasan KÜÇÜK

Sakarya Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü

**ONAY:**

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım.

..../..../20....

Prof. Dr. Ahmet ÖZARSLAN  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

*“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”*

İbrahim ZENGİN



## ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

### BAL PETEĞİ SIZDIRMAZLIK ELEMANINDA EĞİMLİ LABİRENT KEÇE DİŞLERİNİN KAÇAK DEBİYE ETKİSİNİN SAYISAL İNCELENMESİ

İbrahim ZENGİN

Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Beytullah ERDOĞAN

Ocak 2019, 75 sayfa

Güç santralleri, uçak motorları gibi güç üretim sistemlerinde kullanılan turbomakineler istenilen yüksek basınç ve yüksek sıcaklık ihtiyacını karşılayabilmesi için sürekli gelişim göstermektedir. Malzeme dayanım sınırları gibi faktörlerden dolayı turbomakine verimini artırmak için sistem içerisinde meydana gelen kayıpları azaltma yoluna gidilmektedir. Yüksek çalışma koşulları, sistemin türbin ve kompresör gibi elemanlarında kaçak akışın az olması istenilen bölgelerinde daha fazla sızdırmazlık problemlerini meydana getirmektedir. Bu çalışmada gaz türbinlerinde yaygın olarak kullanılan labirent ve bal peteği sızdırmazlık modelleri üzerinde durulmuştur. Çalışma kapsamında 4 farklı kombine model ele alınmıştır.

- 1- Düz Stator – Düz Diş (90 derece)
- 2- Düz Stator – Eğimli Diş
- 3- Bal Petekli Bölge – Düz Diş
- 4- Bal Petekli Bölge – Eğimli Diş

## ÖZET (devam ediyor)

Detaylı olarak incelenecek olan 4. model için bu akış problemi; geometrik faktörlerin ve çalışma koşullarının etkisi şeklinde iki durumda ele alınmıştır. Araştırılan parametreler literatürde ve endüstri uygulamalarında yaygın olarak kullanılmaktadır. Labirent dış geometri parametreleri olarak rotor dış üstü ve stator yüzeyi arasında kalan dış açıklık mesafesi değerleri  $Cr=\{0.127 - 0.254 - 0.508 - 1.016 \text{ mm}\}$ , dış eğim açısı  $\theta =\{90^\circ - 70^\circ - 50^\circ\}$  ve bal peteği geometri parametresi  $HCs=\{0.793 - 1.590 - 3.175 \text{ mm}\}$  için HAD analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışma koşullarının incelenmesi açısından basınç oranları  $Pr=\{1.5 - 2.0 - 2.5 - 3.0\}$  ve rotor yüzeyinde çizgisel hızları  $Vr=\{100 - 200 - 400 \text{ m/s}\}$  için akış üzerine etkilerini belirlemek amacıyla HAD analizleri gerçekleştirilmiştir.

Düz stator (bal peteği olmayan) durumlar için 2-boyutlu eksene simetrik bir geometri üzerinden analizlerin yapılması mümkün olurken bal peteği kullanımı halinde 3 boyutlu bir analizi mecburi kılmaktadır. Ancak yüksek mesh yoğunluğu sebebiyle 3- boyutlu tam akış hacmi yerine, 3-boyutlu periyodik bir akış hacmi üzerinden çözümleme için ticari bir yazılım paket programı olan ANSYS-Fluent ile analizler gerçekleştirilmiştir. Yaygın olarak bilinen düz stator – düz dış labirent conta modeline göre kombine sızdırmazlık elemanının performansları karşılaştırılmıştır. Yapılan analizler sonucunda; düz stator durumunda 0.254 mm dış açıklık için 70 derecelik eğim için kaçak akışı ~% 5.5 azaltırken bal peteği kullanımı halinde 70 derece dış eğim açısı kaçak akışta ~% 8.1 azalma görülmüştür. Aynı durum 0.508 mm dış açıklığı ve 50 derece dış eğim açısı için kıyaslandığında bu oran %8.6' dan %20.1' e artmıştır. Çalışma özetlenmek istenirse kaçak akışı önleme açısından yeni tasarımın olumlu etkileri gözlenmiştir. Ancak her dış açıklık mesafesi ( $Cr$ ) için uygun bal peteği boyutunun seçilmesi ve uygun eğim açısının tercih edilmesi gerektiği bu tezin önemini ortaya koymaktadır. Türbin yataklarında ve kompresör çıkışlarında en fazla kayıpların labirent sızdırmazlık elemanlarında meydana gelmesi göz önüne alınacak olunursa motor gücü ve yakıt sarfiyatı açısından labirent keçelerdeki bu tür iyileştirmelerin sürekli devam edeceği gözükmektedir.

**Anahtar Kelimeler:** Bal Peteği Sızdırmazlık Elemanı, Eğimli Labirent Dişler, HAD, Kaçak Debi

**Bilim Kodu:** 625.04.03.

## **ABSTRACT**

**M. Sc. Thesis**

### **NUMERICAL INVESTIGATION OF THE EFFECT ON LEAKAGE FLOW OF INCLINED LABYRINTH TEETH WITH HONEYCOMB SEALING ELEMENT**

**İbrahim ZENGİN**

**Zonguldak Bülent Ecevit University  
Graduate School of Natural and Applied Sciences  
Department of Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor: Assist. Prof. Dr. Beytullah ERDOĞAN**

**July 2018, 75 pages**

Turbomachines used in power generation systems such as power plants, aircraft engines, etc. are constantly evolving to meet the demands for high working conditions. In the development process, the requirement for high pressure and high temperature for turbomachines has also increased in line with this demand. Due to factors such as material strength limits, the losses within the turbomachines have been reduced in order to increase the efficiency. In components such as turbine and compressor, high operating conditions cause more leakage problems in the regions, where there should be little leakage flow.

This thesis focuses on labyrinth sealing and honeycomb sealing models commonly used in gas turbines. There is evidence in the literature that sloping the labyrinth teeth into the region where the flow is coming (high pressure) reduces leakage flow. At the same time, due to the benefits of both leakage flow reduction and damping properties in the proper use of the honeycomb seal form, this both seal are often regarded as the preferred sealing elements in literature studies and industry applications. Application of honeycomb on both sloping and

## ABSTRACT (continued)

opposite surface (stator surface) of labyrinth teeth is not a very common application in the literature. In the study of this thesis, firstly, the fourth case, which is the subject of this thesis, was investigated in detail after the following first three case analyzes which are common in the literature.

- 1- Flat stator – Straight-through tooth (90 degree)
- 2- Flat stator – Sloped tooth
- 3- Honeycomb land – Straight-through tooth
- 4- Honeycomb land – Sloped tooth

In this thesis to be examined, the flow problem is considered in two cases as the effect of geometric factors and working conditions. The parameters investigated are widely used in literature and industry applications. As the labyrinth tooth geometry parameters, we examined 4 different parameters for  $Cr = \{0.127 - 0.254 - 0.508 - 1.016 \text{ mm}\}$  and 3 different parameters for tooth inclination angle  $\theta = \{90^\circ - 70^\circ - 50^\circ\}$ . The honeycomb geometry parameter HAD analysis was performed on three widely known parameters:  $HCs = \{0.793 - 1.590 - 3.175 \text{ mm}\}$ . As working conditions parameters also, HAD analyzes were performed to determine the effects of pressure difference ( $Pr = \{1.5 - 2.0 - 2.5 - 3.0\}$ ) and rotor speed ( $Vr = \{100 - 200 - 400 \text{ m/s}\}$ ) on the flow.

HAD analysis makes it possible to conduct a 2-dimensional analysis on a symmetrical geometry for flat stator (non-honeycomb) situations, but it requires a 3-dimensional analysis in case of using honeycomb. However, due to the high mesh density, a three-dimensional periodic flow volume analysis has been performed instead of 3D-all flow volume. For HAD analysis, ANSYS-Fluent v.16, a commercial software package program, was used.

HAD analyzes were first verified with the literature data and analytical equations for the first three cases. The performance of the newly designed combined seals in this thesis is compared to that of the labyrinth seal, which is conventional flat stator - flat tooth. In the case of a flat stator, a 70 degree slope for a 0.254 mm clearance reduced the leakage flow by 5.5%, whereas a 70 degree slope angle in the case of using honeycomb showed a decrease of 8.1% in the



## **ABSTRACT (continued)**

leakage flow. When compared to 0.508 mm clearance and 50 degree tooth inclination angle, the leakage flow reduction rate was ~20.1% from 8.6%.

When the study is summarized, positive effects of the new design are observed in terms of leakage flow prevention. However, it is important to choose the appropriate honeycomb size for each tooth clearance ( $C_r$ ) and to choose the appropriate angle of inclination. Considering the fact that most losses in turbine bearings and compressor outlets occur in labyrinth seals, such improvements in the sealing elements are observed that it will continue in terms of engine power and fuel consumption.

**Keywords:** Honeycomb Seals, Sloped Labyrinth Teeth, Leakage Flow, CFD

**Science Code:** 625.04.03.



## TEŞEKKÜR

Tez çalıőmam boyunca yardımlarını, bilgi ve tecrubesini esirgemeyen Danışman hocam Dr. Öğr. Üyesi Beytullah ERDOĞAN' a sonsuz teőekkürlerimi sunarım.

Yüksek lisans eğitimim boyunca bana desteklerini esirgemeyen Zonguldak Bülent Ecevit Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü araştırma görevlisi arkadaşlarıma teşekkür ederim.

Bu tez Bilimsel Altyapı Projesi tarafından desteklenmiş olup, Üniversite'ye destekleri için teőekkürü bir borç bilirim.

Hayatımın merkez noktasında olan ve hayatımı kolaylaőtıran, sahip oldukları sevgilerini bir an bile eksikliğini bana hissettirmeyen değerli aileme sonsuz teşekkür ederim.



## İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL .....	ii
ÖZET .....	iii
ABSTRACT .....	v
TEŞEKKÜR .....	ix
İÇİNDEKİLER.....	xi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xiv
ÇİZELGELER DİZİNİ .....	xv
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xvii
BÖLÜM 1 GİRİŞ .....	1
1.1 GAZ TÜRBİNLİ TURBOMAKİNELER .....	2
1.1.1 Brayton Çevrimi.....	3
1.1.2 Gaz Türbinlerinin Gelişimi .....	5
1.2 SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI.....	7
1.2.1 Labirent Keçeler.....	9
1.2.2 Bal Peteği Keçeler.....	11
1.3 AMAÇ VE KAPSAM .....	13
BÖLÜM 2 KAÇAK DEBİ BELİRLEME YÖNTEMLERİ .....	21
2.1 DENEYSEL YÖNTEM .....	21
2.2 ANALİTİK YÖNTEM.....	22
2.2.1 St. Venant Denklemi .....	23
2.2.2 Martin Denklemi.....	24
2.2.3 Egli Denklemi & Hodkinson Denklemi.....	28
2.2.4 Vermes Denklemi .....	29
2.2.5 Zimmermann ve Wolff Denklemi.....	30

## İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
2.3 SAYISAL YÖNTEM .....	33
<b>BÖLÜM 3 HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMIĞI MODELİ.....</b>	<b>37</b>
3.1 AKIŞ HACMİ & SINIR KOŞULLARI OLUŞTURULMASI.....	38
3.2 ÇÖZÜM AĞI & ÇÖZÜM METOTLARININ BELİRLENMESİ.....	41
<b>BÖLÜM 4 HESAPLAMA / ANALİZ SONUÇLARI .....</b>	<b>45</b>
4.1 DÜZ STATOR & DÜZ DİŞ.....	45
4.2 DÜZ STATOR & EĞİMLİ DİŞ.....	52
4.3 BAL PETEK KULLANIMI & DÜZ DİŞ .....	55
4.4 BAL PETEK KULLANIMI & EĞİMLİ DİŞ.....	60
<b>BÖLÜM 5 GENEL DEĞERLENDİRMELER VE ÖNERİLER.....</b>	<b>67</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>71</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ .....</b>	<b>75</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 1.1 Basit Gaz Türbini, Atmosfere Açık Çevrim, Kapalı Çevrim.....	2
Şekil 1.2 İdeal Brayton Çevrimi ve P-v & T-s Diyagramları.....	3
Şekil 1.3 Aynı türbin giriş sıcaklığında farklı kompresör basınç oranı ile değişimi.....	4
Şekil 1.4 İdeal T-s diyagramıyla birlikte Turbo jet motorunun şematik gösterimi.....	6
Şekil 1.5 Farazi bir gaz türbininde kullanılan çeşitli sızdırmazlık elemanları. ....	8
Şekil 1.6 Labirent sızdırmazlık elemanı ve temsili akış koşulu.....	9
Şekil 1.7 Eksenel uygulamalar: (a) eksen boyunca sabit düz dış, (b) Aşağı/yukarı akış kademeli düz dış, (c) Çakışmayacak şekilde iç içe geçmiş düz dış. ....	10
Şekil 1.8 Gaz türbini bal peteği keçesi. ....	11
Şekil 2.1 (a) Soğuk dinamik kaçak test sistemi 1) Giriş Kaynağı, 2) Debi ölçere çıkış, 3) Motor odası, 4) Radyal aktüatör ve 5) Keçe test bölgesi. (b) Kaçak yolunun şematik gösterimi. ....	22
Şekil 2.2 Labirent keçe terminolojisi. ....	23
Şekil 2.3 Bir akış hattı boyunca diferansiyel akış elemanı üzerine enerji dengesi. ....	23
Şekil 2.4 Labirent sızdırmazlık elemanı için kontrol sistemi.....	25
Şekil 2.5 Enerji taşınım sırasında konik açılı gösterimi. ....	29
Şekil 2.6 Dairesel orifisin açıklık faktörü ..... 30	30
Şekil 2.7 (a) $n=2$ dişli labirent keçe için Cd, (b) $n>2$ için Cd grafiği.....	31
Şekil 3.1 Hesaplmalı akışkanlar dinamiği çözüm adımları. ....	37
Şekil 3.2 (a) 3 Boyut – 360 derece akış modeli, (b) 3 Boyut – Periyodik açılı akış modeli, (c) 2 Boyut eksene-simetrik akış modeli.....	38
Şekil 3.3 Kombine conta akış hacmi modeli ve sınır şartları tanımlaması. ....	39
Şekil 3.4 Çözüm ağı bağımsızlık analizi.....	41
Şekil 3.5 Temsili (a) Dış üstü mesh görünümü, (b) Bal peteği mesh görünümü. ....	42

## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 3.6 İterasyon sayısı ile kaçak debinin değişim.....	43
Şekil 4.1 Düz stator & düz diş şematik görünümü.....	45
Şekil 4.2 Korelasyonların HAD analiz sonuçları ile kıyaslanması. ....	46
Şekil 4.3 Diş sayısı 2' den fazla olduğu durumlar için Cd grafiği. ....	48
Şekil 4.4 Hız dağılımı ve diş üzerinde vektör görünümü.....	49
Şekil 4.5 Labirent conta içerisinde ki statik basınç dağılımı[Cr=0,508mm, Pr=1,5].....	50
Şekil 4.6 Diş üzerindeki basınç değişimleri. ....	50
Şekil 4.7 Diş üzerindeki Mach sayısının değişimi. ....	51
Şekil 4.8 Dişlerin taşıdığı basınç yüklerinin yüzde (%) değişimi. ....	51
Şekil 4.9 Düz stator & eğimli diş şematik görünümü. ....	52
Şekil 4.10 Diş (bıçak) eğim açısının geometrik ölçüleri (Birim:mm).....	52
Şekil 4.11 (a) Deney verileri ile kıyaslama, (b)Açıklık miktarı ile kaçak debi düşümü (HAD). ....	53
Şekil 4.12 Diş eğim açısı ile hız dağılımları. ....	54
Şekil 4.13 Diş eğim açısı ve açıklık miktarı ile kaçak debi değişimi.....	54
Şekil 4.14 Bal petekli stator yüzeyi ve düz diş şematik görünümü.....	55
Şekil 4.15 Cr ve LØ ile kaçak debi değişimi, çubuk grafik. ....	56
Şekil 4.16 Cr ve LØ ile kaçak debi değişimi, eğri grafik. ....	56
Şekil 4.17 Düz diş-eksenel labirent contalarda bal peteği kullanımı, Stocker deney sonuçları.....	57
Şekil 4.18 Cr=1.016 mm'de bal peteği çaplarının değişiminin hız dağılımına etkileri. ....	58
Şekil 4.19 Cr=0.127 mm' de bal peteği çaplarının değişiminin hız dağılımına etkileri. ....	59
Şekil 4.20 Bal petekli stator yüzeyi ve eğimli diş şematik görünümü. ....	60
Şekil 4.21 Cr=0.254 mm'de bal peteği ve diş eğim faktörünün kaçak debi üzerine etkileri. ..	61
Şekil 4.22 Cr=0.508 mm'de bal peteği ve diş eğim faktörünün kaçak debi üzerine etkileri. ..	61
Şekil 4.23 Cr=1.016 mm'de bal peteği ve diş eğim faktörünün kaçak debi üzerine etkileri. ..	62



## ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Şekil 4.24 $Cr=0.508$ & $LØ=1.590\text{mm}$ için diş eğim açılarının hız dağılımına etkisi. ....	63
Şekil 4.25 $Cr=0.508$ & $LØ=1.590\text{mm}$ için diş eğim açılarının basınç dağılımına etkisi.....	64
Şekil 4.26 Artan basınç oranı ile kaçak debide meydana gelen değişim, [ $Cr=0.508-Vr=0\text{rpm}$ ]. ....	65
Şekil 4.27 Rotor hızının artmasıyla kaçak debinin değişimi,[ $Cr=0.508\text{ mm-Pr}=2.0$ ]. ....	66





## ÇİZELGELER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Çizelge 2.1 Kaçak debi modellerinin özeti. ....	32
Çizelge 3.1 Geometri & Çalışma parametreleri. ....	40
Çizelge 3.2 Havanın termal özellikleri.....	41
Çizelge 3.3 Akış koşulları tanımlamaları. ....	43
Çizelge 4.1 Genel analiz matrisi. ....	45
Çizelge 4.2 Bal peteği kullanımı ve dişlerin eğim etkisi gelişim yüzdeleri. ....	62



## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

### SİMGELER

$\dot{W}_k$	: Birim zamanda yapılan kompresör işi [W]
$\dot{W}_t$	: Birim zamanda yapılan türbin işi [W]
$\dot{W}_\zeta$	: Birim zamanda yapılan çevrim net işi [W]
$\eta_\zeta$	: Çevrim verimi
$\dot{m}_y$	: Yanma odasında dahil olan yakıt kütleli debi miktarı [kg/s]
$\dot{m}_a$	: Çevrimde dolaşan hava kütleli debi miktarı [kg/s]
$h$	: Birim kütle başına entalpi değeri [kJ/kg]
$\dot{Q}$	: Sistem ile etkileşimde olan ısı miktarı [W]
$Cr$	: Rotor dış ucu (Rt) ile stator yüzeyi arasındaki açıklık mesafesi [mm]
$t_w$	: Bal peteği duvar kalınlığı [mm]
$L\emptyset$	: Bal peteği çap boyutu [mm]
$t$	: Dış ucu genişliği [mm]
$b$	: Dış taban genişliği [mm]
$s$	: Dış hatve mesafesi [mm]
$ht$	: Dış yüksekliği [mm]
$hh$	: Bal peteği yüksekliği [mm]
$A_2$	: Kısılma bölgesindeki dairesel alan [mm <sup>2</sup> ]
$Cd$	: Deşarj katsayısı
$\mu_i$	: Kinetik enerji taşınım faktörü
$\theta$	: Dış eğim açısı [derece]
$V_r$	: Rotor yüzeyindeki çizgisel hız [m/s]
$Pr$	: Basınç oranı, P <sub>giriş</sub> /P <sub>çıkış</sub>
$R_i$	: Rotor dış tabanı yarıçapı [mm]
$R_t$	: Rotor dış ucu yarıçapı [mm]
$\rho$	: Yoğunluk [kg/m <sup>3</sup> ]

$\mu$	: Dinamik viskozite [Pa·s]
$\nu$	: Kinematik viskozite [m <sup>2</sup> /s]
$C_p$	: Sabit basınçta özgül ısı [J/kgK]
$C_v$	: Sabit hacimde özgül ısı [J/kgK]
$n$	: Diş sayısı
$D_h$	: Hidrolik çap [mm]
$Ma$	: Mach sayısı
$\dot{m}$	: Kaçak debi miktarı [kg/s]

## KISALTMALAR

AID	: Alt Isıl Değer
HAD	: Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
LDV	: Laser Doppler Velocimetry
LDV	: Laser Doppler Velocimetry
ÖYT	: Özgül Yakıt Tüketimi
PIV	: Particle Image Velocime

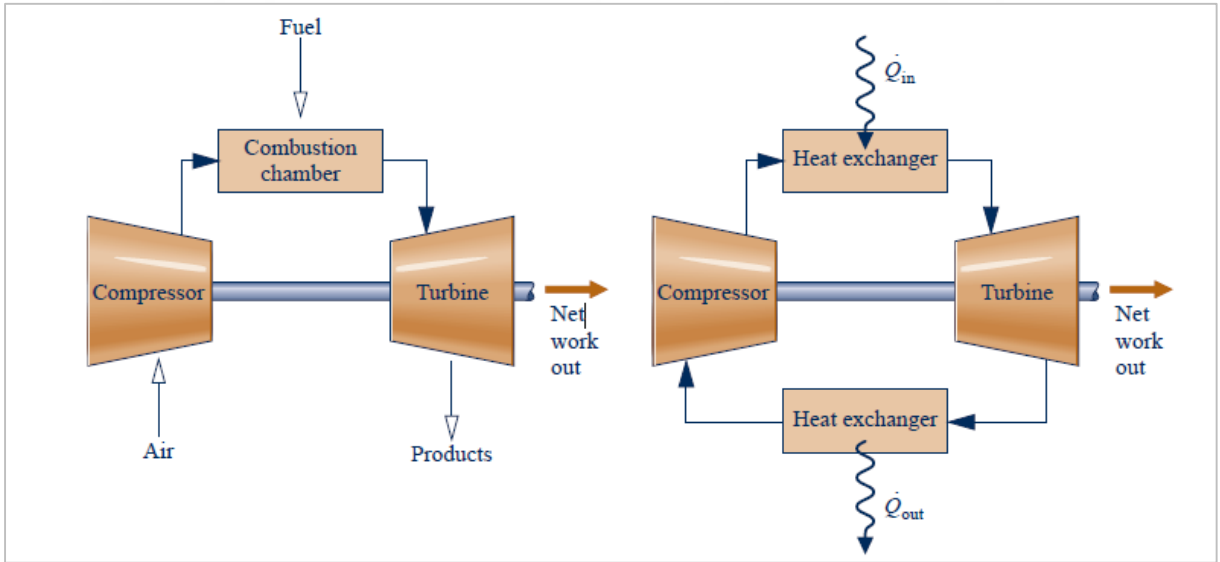
## BÖLÜM 1

### GİRİŞ

Gaz türbinli turbomakinalar, oldukça önem arz eden enerji, havacılık ve savunma sektörlerinde kullanılmaktadır. Özellikle elektrik santrallerinde oldukça yüksek üretim elektrik potansiyeli ve havacılık sektöründe ise yüksek itki gücü kabiliyetlerinden oldukça faydalanılmaktadır. Gaz türbin uygulamalarından bu motorlar, güçlü ve hafif yapılarıyla havacılık alanının vaz geçilmez güç kaynakları haline gelmişlerdir. Gelişen dünya teknolojisiyle birlikte enerji ihtiyacının karşılanabilmesi için bu gibi güç üretim makinalarının sürekli bir şekilde gelişmesi de kaçınılmaz bir durum haline gelmiştir. Yüksek verim ihtiyacının ortaya çıkması ile birlikte türbin girişinde yüksek basınç ve yüksek sıcaklık koşullarının sağlanması gereğini meydana getirmiştir. Bu gibi yüksek çalışma koşullarının sağlanması durumunda çalışan sistem elemanlarında malzeme dayanımının yetersiz kalması ve çeşitli bölgelerde sızdırmazlık gibi problemlerin görülmesi verim artışında önemli engelleri beraberinde getirmektedir. Bu tez çalışmasının konusu; özellikle gaz türbinli motorlarda ve buhar türbinlerinde sistemin rotor ve stator arasındaki açıklık için kullanılan labirent keçe ve bal peteği keçe formlarının iyileştirilmesi üzerinedir. Labirent dişlerin akışın geldiği (yüksek basınç) bölgeye doğru eğimlendirilmesinin kaçak debiyi azaltma doğrultusunda olduğu bilinmektedir. Aynı zamanda bal peteği sızdırmazlık formunun uygun kullanımı doğrultusunda hem kaçak akışı azaltma hem de sönümlenme özelliği faydalarından dolayı sıkça literatür çalışmalarında ve endüstri uygulamalarında tercih edilen sızdırmazlık elemanları olarak yer almaktadır. Labirent dişlerin hem eğimli hem de karşı yüzeyinde (stator yüzeyi) bal peteği uygulaması literatürde çok rastlanılmış bir uygulama değildir. Bu kombine sızdırmazlık uygulamasında labirent dişlerin eğim etkileri ile birlikte bal peteği hücre boyutlarının seçimleri büyük önem arz etmektedir. Tez çalışmasında geometrik faktörler ile birlikte gaz türbinlerinin çalışma koşulları ortamları da HAD analizleri ile incelenmiştir. Konu gereği sızdırmazlık elemanının kullanıldığı gaz türbinli turbomakineler ve daha sonrasında sızdırmazlık elemanları hakkında genel bilgiler takip eden alt bölümde verilmiştir.

## 1.1 GAZ TÜRBİNLİ TURBOMAKİNELER

Gaz türbinleri yüksek güç/ağırlık ve güç/hacim oranlarına sahip olmaları nedeniyle ulaşım- taşıma uygulamaları (uçak tahrik, deniz güç santralleri vb.) için sıkça tercih edilir kılmaktadır. Gaz türbin motorları şekil 1.1'de görüldüğü üzere açık veya kapalı çevrime göre çalışmaktadırlar [1]. Açık çevrim ile çalışan gaz türbin sistemlerinde hava kullanılarak bir yanma odasında yanma gerçekleşirken kapalı çevrim sistemlerinde ise bir çevrim akışkanının sistem içerisinde dolanmasıyla harici bir dış kaynaktan ısı girdisi sağlanarak daha sonra türbin aracılığı ile genişleyen akışkan ek bir ısı değiştiricisi yardımıyla kompresör başlangıç sıcaklığına kadar soğutulmaktadır. Bu ayırım iki çevrimin temel farkını ortaya koymaktadır.



Şekil 1.1 Basit Gaz Türbini, Atmosfere Açık Çevrim, Kapalı Çevrim.

Açık çevrim gaz türbini uygulamalarında genellikle hava standardı idealleştirilmesi yapılır. Hava standardı analizlerinde her zaman 2 varsayım gerçekleştirilir.

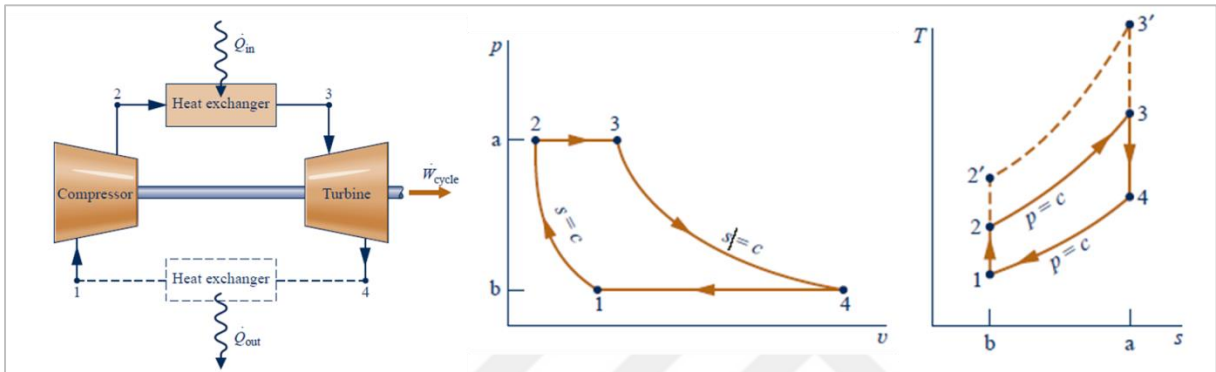
- İş akışkanı ideal bir gaz davranışı gösteren hava düşünülür.
- Yanma işleminin yerini, bir dış kaynaktan ısı transferi alır.

Hava standardı varsayımları gaz türbini çalışmasında yapılan analizleri önemli miktarda basitleştirmektedir. Bu basitleştirmeler aracılığıyla gaz türbinlerinin idealleştirilmiş çevrimi olan Brayton çevrimi ortaya çıkmaktadır.



### 1.1.1 Brayton Çevrimi

İdeal formundaki Brayton çevrimi 2 adet izobarik süreç ve 2 adet izantropik süreci kapsamaktadır. İzobarik gerçekleşen durumlar çevrimin yanma odasında ve atık ısı kazanında meydana gelen süreci içerirken, izantropik olarak gerçekleşen durum ise kompresörde hava sıkıştırma işlemi ve türbinde genişleme işlemini içermektedir. Şekil 1.2’de İdeal Brayton çevriminde gerçekleşen P-v & T-s diyagramlarını göstermektedir [1].



Şekil 1.2 İdeal Brayton Çevrimi ve P-v & T-s Diyagramları.

İdeal Brayton çevrimine termodinamiğin 1. Kanunu uygulandığında (kinetik ve potansiyel enerji değişimleri ihmal varsayımı ile) sistem karakteristikleri aşağıdaki gibi hesaplanabilmektedir.

- Kompresör İşi:

$$\dot{W}_k = \dot{m}_a(h_2 - h_1) \quad (1.1)$$

- Türbin İşi:

$$\dot{W}_t = (\dot{m}_a + \dot{m}_y)(h_3 - h_4) \quad (1.2)$$

- Çevrim Net İşi:

$$\dot{W}_\zeta = (\dot{W}_t - \dot{W}_k) \quad (1.3)$$

- Sisteme Eklenen Isı:

$$\dot{Q}_{2,3} = \dot{m}_y \times AID_{yakıt} = (\dot{m}_a + \dot{m}_y)(h_3) - (\dot{m}_a h_2) \quad (1.4)$$

- Çevrim Verimi:

$$\eta_\zeta = \frac{\dot{W}_\zeta}{\dot{Q}_{2,3}} \quad (1.5)$$

Brayton çevrim verimi artan basınç oranı ve artan türbin giriş sıcaklığı ile artmaktadır. Toplam çevrim verimi için bu ilişki, (1)  $\dot{m}_a \gg \dot{m}_y$ , (2) gaz kalorik ve termal olarak mükemmel olan yani sabit basınçta özgül ısı  $c_p$  ve sabit hacimde özgül ısı  $c_v$  sabit olmasıyla özgül ısı oranının  $\gamma$  sabit kalması, (3) basınç oranlarının hem türbin hem de kompresörde aynı kabulü ve (4) sistem komponentlerinin %100 verimle çalışması gibi bazı varsayımlara bağlı olarak gelişmektedir. Bu varsayımlar ile ideal brayton çevriminin artan basınç oranı, çevre sıcaklığı ve türbin giriş sıcaklığının bir fonksiyonu olarak aşağıdaki ilişkiler elde edilebilir.

Basınç oranının fonksiyonu olarak;

$$\bullet \quad \eta_{\text{ideal}} = \left( 1 - \frac{1}{r_p^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} \right) \quad (1.6)$$

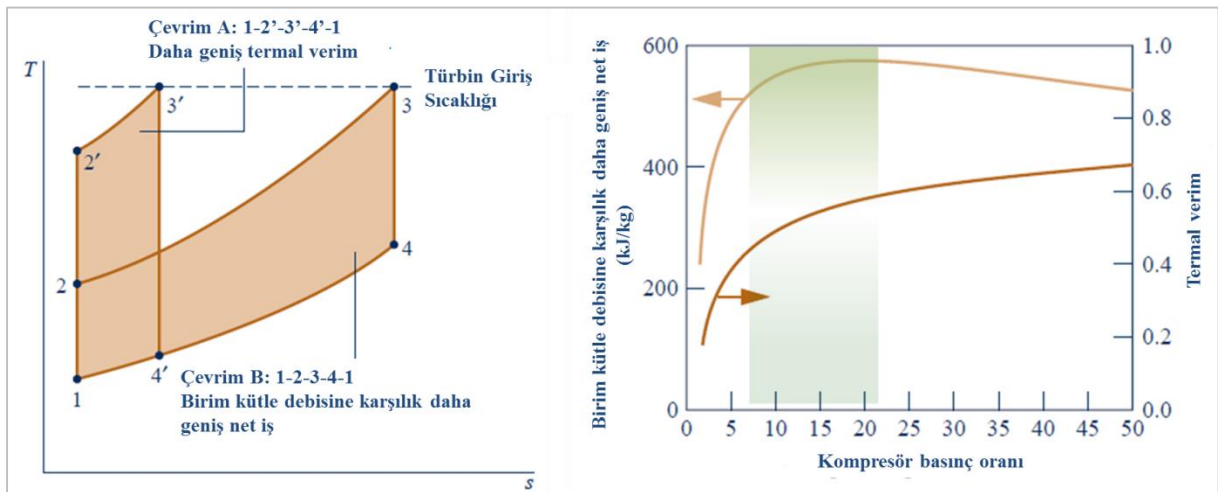
Çevre/Kompresör sıcaklık oranının fonksiyonu olarak;

$$\bullet \quad \eta_{\text{ideal}} = \left( 1 - \frac{T_1}{T_2} \right) \quad (1.7)$$

Türbin giriş/Türbin çıkış sıcaklık oranının fonksiyonu olarak;

$$\bullet \quad \eta_{\text{ideal}} = \left( 1 - \frac{T_4}{T_3} \right) \quad (1.8)$$

Denklem 1.6' da ki  $r_p = P_2/P_1 = P_3/P_4$  basınç oranını,  $\gamma$  ise özgül ısı oranını göstermektedir. Denklemden anlaşılacağı gibi basınç oranı arttıkça çevrim veriminin yüksek değerlere gitmeye eğilimde olduğu görülmektedir. Şekil 1.3'de gaz türbinleri tasarımlarında uygulanan 11-16 basınç oranlarında maksimum verime sahip oldukları gözlenmektedir [1].



**Şekil 1.3** Aynı türbin giriş sıcaklığında farklı kompresör basınç oranı ile değişimi.

### 1.1.2 Gaz Türbinlerinin Gelişimi

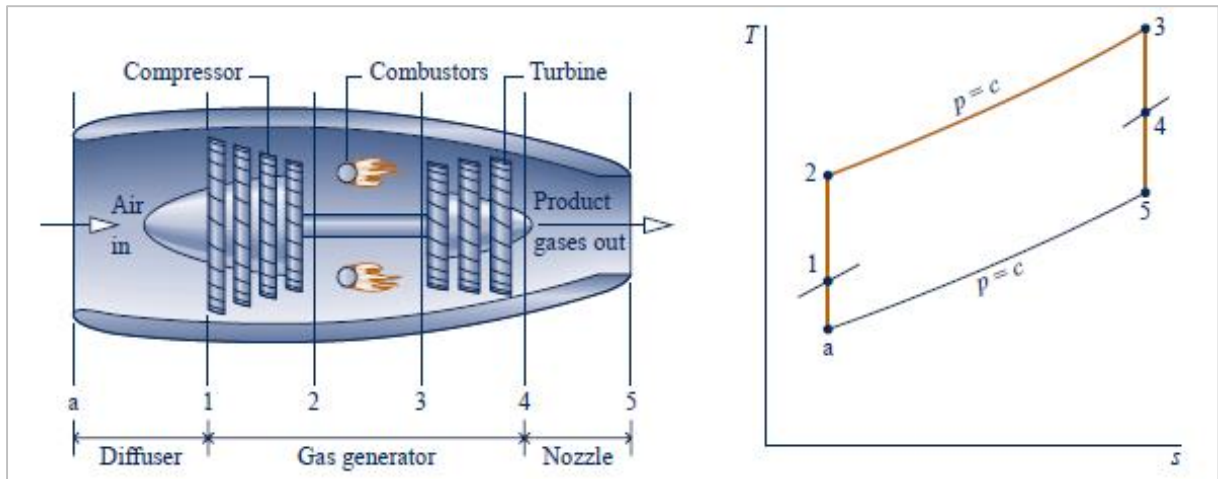
1680 yıllarında Sir Isaac Newton, ortaya koyduğu III. Hareket Yasası'nda etki ile tepkinin eşitliğini belirtmiş ve bu sayede jet tepkisinin olabirliğini göstermek için atsız bir araba projesi yapmıştır. Buhar sıkıştırmasıyla gerçekleştirilen bu proje gaz türbinlerinin öncüsü olarak fikir vermiştir. İlk gaz türbini orijinal patenti 1791 yılında John Barber tarafından ortaya koyulmuştur. Daha sonraki yıllarda birçok bilim adamı ve şirket bu tip motorların gelişmesi için çaba harcamışlardır. 1930-1941 yıllarında günümüz modern gaz türbinlerinin tasarımlarının temelleri atılmıştır. O dönemlerde malzeme sınırlamalarına bağlı olarak düşük türbin giriş sıcaklıkları nedeniyle yaklaşık %17 düzeylerinde basit çevrim verimlerine sahiptirler [2]. Gaz türbin çevrim verimini artırmaya yönelik çalışmalar genellikle 3 alanda yoğunlaşmıştır:

- *Türbin giriş (veya yanma) sıcaklığının artırılması:* Modern gaz türbinlerinin temellerinin atıldığı, %17'lik çevrim verimine sahip olunan ilk dönemlerde (1940), türbin giriş sıcaklığı 540°C değerlerinden, günümüzdeki 1425°C değerlerine kadar sürekli bir gelişim göstermiştir. Ancak türbin kanat malzemelerinin yüksek sıcaklıklarda dayanımlarının düşük olması nedeniyle kanatların seramik kaplama ve kompresörden alınan hava ile soğutma gibi tekniklerle bu sıcaklık seviyelerine ulaşmak mümkün olmuştur. Kanatların hava ile soğutulması yerine belli bir zaman sonra buhar ile soğutmak daha etkin bir ısı geçiş ortamı sağlamıştır. Böylelikle türbin giriş sıcaklıklarının 110°C kadar artması sağlanmıştır. Buna karşın yüksek yanma sıcaklıkları sonucunda oluşan yüksek miktardaki NO<sub>x</sub> oluşumları da yer yüzeyinde ozon ve dumanlı sis (smog) miktarını artırmıştır.
- *Turbomakinelerin verimlerinin artırılması:* İlk dönemlerde sistem elemanlarının (kompresör, türbin) verimlerinin düşük olması çevrimin genel verimini düşürmüştür. Teknolojinin gelişmesi, ileri imalat yöntemleri ve bilgisayar desteği ile sistem içerisinde bulunan kanatların aerodinamik olarak en az kayıp oluşturacak şekilde tasarlanmasına olanak sağlamıştır. Bu tasarım iyileştirmeleri türbin ve kompresör verimlerinin artışı sağlayarak çevrim veriminde önemli düzeyde artış sağlamıştır.
- *Ara soğutma, Ara ısıtma ve Rejenerasyon Eklemeleri:* Denklem 1.3'den de anlaşılacağı üzere kompresör işini azaltarak türbin işini artırmak çevrim net işine olumlu yönde katkı sağlamaktadır. Kompresörlerde sıkıştırma işlemini genellikle

2 kademe olacak şekilde ara soğutmaya tabî tutmak, türbin işinde değişim olmadan kompresör işini azaltarak termal verime katkı sağlamaktadır. Aynı şekilde türbin giriş sıcaklığı olan T3 noktası değiştirilmeden türbin genişleme esnasında ara ısıtma uygulayarak kompresör işinde değişim olmadan termal verimi artırmak mümkündür. Diğer bir yandan rejenerasyon işlemi ile gaz türbinlerinin çıkışında karşılanan gaz sıcaklıkları kompresör çıkışına kıyasla çok daha yüksektir. Bu yüzden yanma odasına girmeden havanın bir ön ısıtmaya tabî tutulması çevrime sağlanması gereken ısı miktarını azaltma noktasında fayda sağlayacaktır. Denklem 1.5' den de anlaşılacağı üzere çevrime giren ısı miktarının azalması ile termal verim artışı sağlamaktadır.

Yukarıda bahsedilen verim artışlarının günümüz tarihinde belirli seviyelere ulaşmış olması bilim adamlarını ve şirketleri verim artırmak için başka alternatif yollar aramaya yöneltmiştir. Bu tez çalışma kapsamında uçak motor sistemlerinde verim kaybına sebep olan sızdırmazlık elemanlarının iyileştirilmesi hedeflenmektedir. Uçak motor sistemi içerisinde bulunan gaz türbinleri de açık brayton çevrim sistemi ile çalışmaktadır.

Gaz türbinleri, güç/ağırlık oranlarının istenir düzeyde olması sebebiyle havacılık faaliyetleri kullanımı için daha çok tercih edilmektedir. Turbo jet motorları ise yaygın bir şekilde bu amaçla kullanılmaktadır. Şekil 1.4'de görüldüğü gibi bu tip motorlar temel de yayıcı, gaz üretici ve lüle olacak şekilde 3 kademedен oluşmaktadır [1].



**Şekil 1.4** İdeal T-s diyagramıyla birlikte Turbo jet motorunun şematik gösterimi.

Bir turbo jet motoru içerisinde meydana gelen akış koşulları diyagram üzerinden aşağıdaki şekilde açıklanmıştır.

Süreç 1-a: Yayıcı boyunca havanın izantropik bir şekilde hızı yavaşlatılır ve kompresöre girmeden önce bu komponent sayesinde basınç seviyesi artırılmak istenir.

Süreç 1-2: İzantropik bir sıkıştırma işlemini kapsamaktadır.

Süreç 2-3: Sabit basınçta bir ısı girişi meydana gelir.

Süreç 3-4: İzantropik bir şekilde basınç genişlemesinin kinetik enerjiye dönüştüğü türbin bölgesinde iş üretme sürecidir.

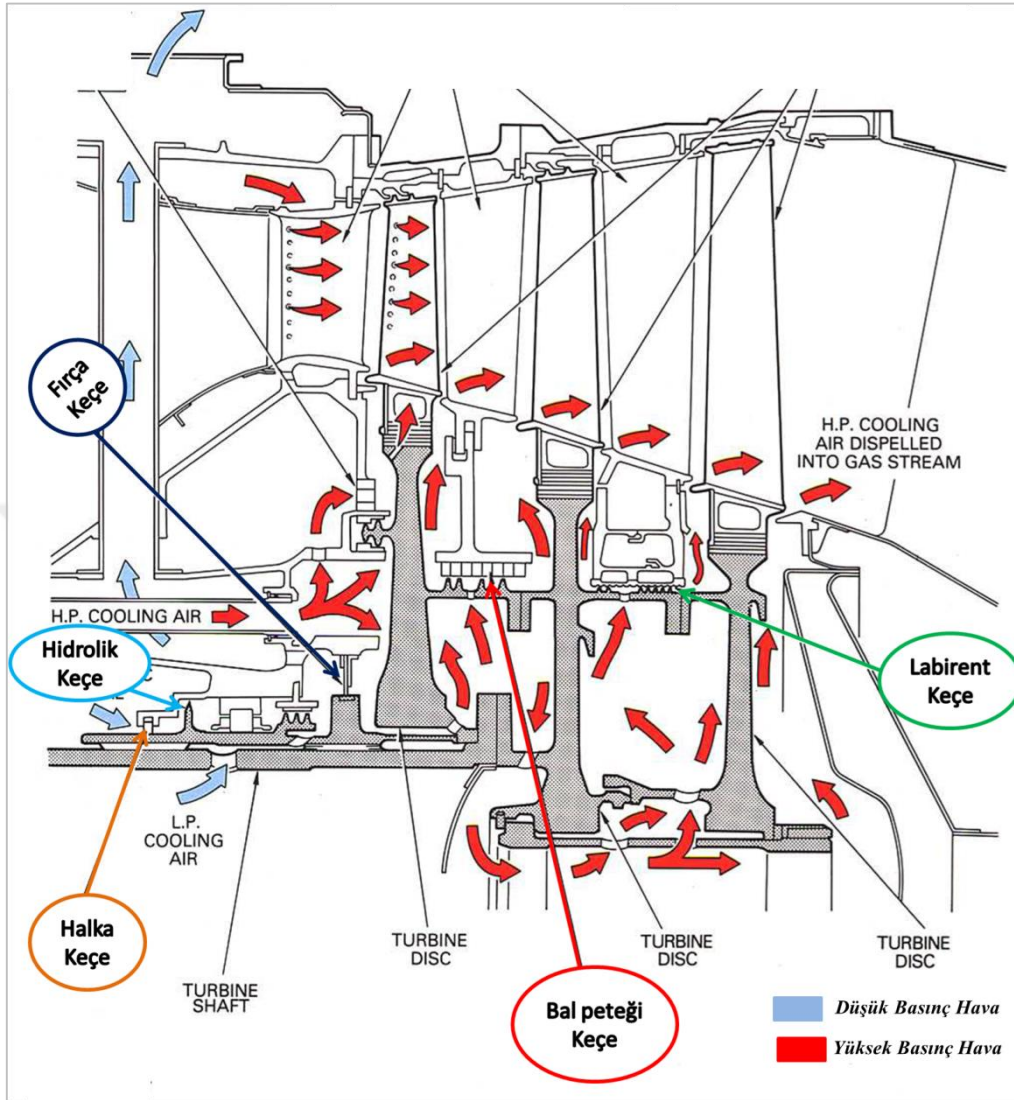
Süreç 4-5: Hava hızının ivmelendiği ve basıncının azaldığı lülede izantropik bir genişleme meydana gelir.

Gaz türbin uygulamalarında türbin girişlerinde yüksek sıcaklıkların elde edilebilmesi ve yüksek basınç oranlarına erişim sistem komponentlerinde zorlayıcı bir yük oluşturmaktadır. Bu artan yük, sızdırmazlığın istenmediği bölgelerde kaçak akışların artışlarına sebebiyet vermektedir. Türbin ve kompresör yataklarında ciddi manadaki bu kayıplar motor gücünde azalma gösterirken aynı zamanda motorun özgül yakıt sarfiyatında da artışlar gözlenmektedir. Bu yüzden sızdırmazlık elemanlarının bu sistemler için önemli bir yere sahip oldukları anlaşılmaktadır. Bu tezde çalışılan sızdırmazlık elemanları detaylı bir şekilde tezin takip eden kısmında incelenmiştir.

## **1.2 SIZDIRMAZLIK ELEMANLARI**

Günümüzde mevcut yüksek güç, verim ve uzun ömürlü çalışma ihtiyaçlarını karşılamak için sistem ara yüzeyleri arasında kullanılan sızdırmazlık elemanlarının açıklık miktarlarını kontrol etmek turbomakine tasarımcıları için büyük öneme sahiptir. Ara yüzey açıklıkları kontrol etmek turbomakine performansını artırmanın en uygun maliyetli yöntemidir. Sızdırmazlık elemanları turbomakine kaçaklarını, soğutma akışlarını kontrol eder ve aynı zamanda tüm sistemin rotor dinamik kararlılığına katkıda bulunur. Sızdırmazlık elemanları; termal, mekanik, aerodinamik ve darbe yüklemelerinde aşınma, erozyon, oksidasyon, sürtünme ve tortu gibi zarar verici etkenlere maruz kalmaktadır. Bu yükleme durumlarında malzemelerin yorulma çifti, akışı kontrol etmede bu ara yüzeylerin ne kadar iyi ve ne kadar uzun süre etkili olacağına önem arz etmektedir. Turbomakine sızdırmazlık taleplerini karşılamak için birçok sızdırmazlık metodu ve malzemelerine ihtiyaç duyulmaktadır. Hangi sızdırmazlık metodunun seçimi konusunda çevre sıcaklığı, basınç, ısı üretimi, ağırlık, kullanılacak alanın yeterliliği, üretim kolaylığı ve kurulum-kaldırma kolaylığı gibi parametrelere bağlı olmaktadır.

Kullanılan birçok sızdırmazlık elemanları bir türbin şemasında şekil 1.5’de verilmektedir [3].

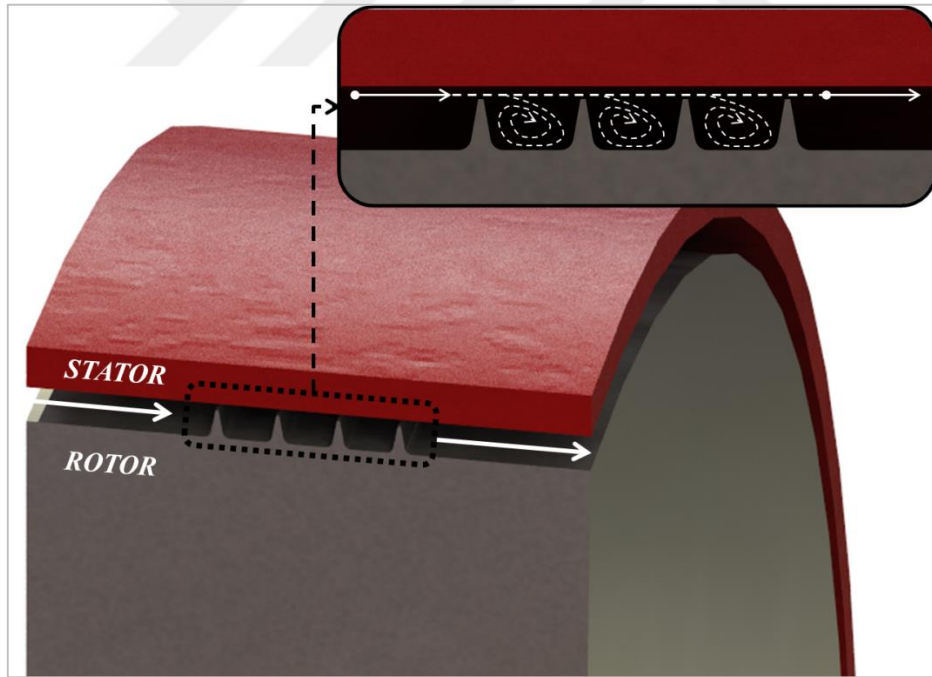


Şekil 1.5 Farazi bir gaz türbininde kullanılan çeşitli sızdırmazlık elemanları.

Genel olarak turbomakinelerde statik ve dinamik sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Statik sızdırmazlık elemanları sabit gövdeler arasında herhangi bir akışkanın geçişini engellemek için kullanılırken, dinamik sızdırmazlık elemanları (açıklık sızdırmazlık elemanları) ise birbirlerine göre hareket içerisinde olan 2 yüzey arasındaki boşluk miktarını azaltmak için kullanılmaktadır. Dinamik elemanlar rotor-stator gibi hareketli ara yüzeyde düşük sürtünme, yüksek hız, özellikle yüksek hızlarda aşınma olmaması ve etkili bir kısılma sağlama gibi özelliklerinden dolayı sıklıkla tercih edilmektedir. Bu tez çalışması dinamik sızdırmazlık elemanı kategorisinde olan labirent keçe ve bal peteği keçeleri üzerine olduğu için sadece bu 2 tip keçe tezin devamında detaylı bir şekilde incelenecektir.

### 1.2.1 Labirent Keçeler

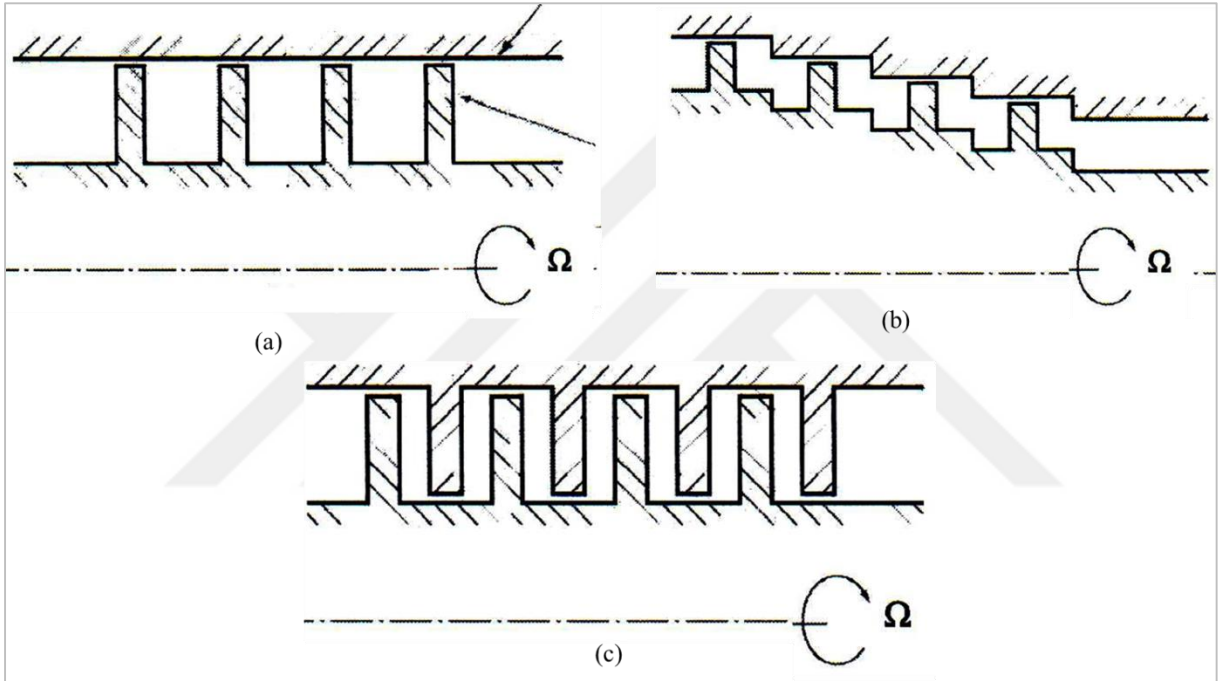
Labirent keçeler dönen şaftlar için dinamik sızdırmazlık elemanlarıdır ve ara yüzey keçeleri olarak bilinmektedir. Ara yüzey terimi keçe ve şaft gövde yüzeylerinin birbirlerine temas etmeme durumlarını temsil etmektedir. Labirent keçelerin faydaları basitliklerinin yanı sıra yüksek sıcaklık ve dönen şaft uygulamalarında uzun süre etkili sızdırmazlık direnci sağlamasıdır. Labirent keçe uygulamasının temel amacı; dişlerin, rotor veya sabit gövde üzerine seri kısılmalar oluşturacak şekilde yerleştirilerek akışkan akışında yüksek basınçlı bölgeden düşük basınçlı bölgeye olan kaçak debiyi istenilen düzeyde tutmaktır. Çalışma prensibi ise yüksek basınç enerjisine sahip olan akış labirent boşluklarda bir miktar türbülans etkisi ile yayılır geri kalan akış bir önceki kısılmadan kaynaklı oluşan jet hızı ile bir sonraki dişe hücum ederek düşük basınç bölgesindeki akış yönüne doğru hareketine devam eder. Şekil 1.6'da labirent dişler ve sabit gövde (stator) arasında oluşan akış koşulu gösterilmektedir.



Şekil 1.6 Labirent sızdırmazlık elemanı ve temsili akış koşulu.

Labirent keçe temel tasarım parametreleri açıklık mesafesi ( $Clearance=Cr$ ), diş ve labirent boşluk geometrisi ve diş sayısından oluşmaktadır. Rotor ve stator yüzeyleri arasındaki açıklık mesafesi azaltılması sonucu akış alanının azalması durumuyla kaçak debi önemli miktarda

azalmaktadır. Ancak çalışma koşulları esnasında aksenal ve radyal yöndeki izin verilen sapma (gezinme) miktarı bu açıklık mesafesinin azalmasını sınırlamaktadır. Labirent keçenin dönen ve sabit komponentleri arasındaki temas sebebiyle oluşabilecek zarardan kaçınmak için labirent dişlerin ve karşı yüzeylerinin minimum açıklık mesafelerini koruması gerekmektedir. Bu yüzden, kaçak debinin azaltılması için sistem sapmasının izin verdiği açıklık miktarı belirlendikten sonra keçe geometrisi ve tasarımlarında iyileştirmeler yapılmaktadır. Bu iyileştirmeler (Kademeli ve İç İçe Geçmiş) gibi tasarımların bir kısmı şekil 1.7’de gösterilmektedir [4].



**Şekil 1.7** Aksenal uygulamalar: (a) Eksen boyunca sabit düz diş, (b) Aşağı/yukarı akış kademeli düz diş, (c) Çakışmayacak şekilde iç içe geçmiş düz diş.

Dişlerin konumlandıkları bölge yüzeylerinin kademeli şekilde değiştirilmesi akış koşullarında türbülans ve girdap etkinliğini artırarak kaçak debiyi azaltması amaçlanmaktadır. Labirent dişlerin sert bir yüzey ile temas halinde meydana gelen ani ısınmalar ve kaçak debi miktarında artışlar gözlenmektedir. Bu gibi aşınma durumları için diş karşı yüzeylerine kolay aşınabilir malzemeler yerleştirilerek bu problemin önüne geçilmek istenmektedir. Aşınma durumlarında meydana gelen kaçak miktarının artması gibi olumsuzluklar için de karşı yüzeylerinde bal peteği formu keçeler kullanılmaktadır. Tezin devamında bal peteği formu keçeler detaylı bir şekilde incelenecektir.



### 1.2.2 Bal Peteği Keerler

Bal peteği keerler labirent keçelere ek olarak geliştirilmiştir. Bal peteği formları labirent dişlerin malzemesi ile kıyasladığında kolay aşınabilir bir malzeme olarak sıkça tercih edilmektedir. Düz stator yüzeyine (bal peteği olmayan) kıyasla daha dşuk açıklık mesafelerinde güvenilir şekilde çalışmayı mümkün kılmaktadırlar. Stator yüzeyine yerleştirilen bal peteğinde çalışma esnasındaki temaslardan oluşabilecek aşınmalar yüzeylerdeki girinti çıkıntıyı artırdığı için akışın türbülans yayılımını artırmaktadır. Bal peteği odacıklarının girdaplı akış ile dolması ile birlikte kaçak debiyi azaltma yönünde pozitif etkiye sahiptir. Aynı zamanda bal peteği formu rotorda olası eksen kaıklarında makineyi dengelemek için kullanılan sönümleyici etki olarak da kullanılmaktadır. şekil 1.8'de klasik bir gaz trbiniinde kullanılan bal peteği deseni rneği gösterilmektedir [5].



şekil 1.8 Gaz türbini bal peteği keçesi.

Bal peteği keerler buhar türbini, kompresörlerin yanı sıra gaz trbiniinde de oldukça sık kullanılırlar. Tasarımları ve malzeme seçimleri çok farklı çalışma koşullarından dolayı değişkenlik gösterirler. Gaz trbiniinde kullanılan bal peteği keesinde sıcaklık değişim oranı ve çalışma sıcaklıkları rotor ve stator arasındaki açıklıkta çok daha fazla değişimler meydana getirdiği için aşınabilir tasarımları olabilmektedir. Hastelloy X ve Haynes 21,

N07214 gibi yüksek sıcaklık alaşım malzemeleri kullanılarak ince 70-130µm aralığındaki metal folyodan üretilmektedir.

Bal peteği formunun kaçak debiye etkisi kullanılan bal peteği hücre boyutu ve açıklık mesafesi ile önemli miktarda değişimler göstermektedir. Bal peteği kullanımı durumlarında uygun bal peteği boyutu belirlemek gerekir. Genel olarak test sonuçlarında bal peteğinin kaçak debi üzerine etkileri aşağıdaki gibi sıralanabilir [6].

- Bal peteği hücre boyutu arttıkça, sürtünme faktörü artmaktadır.
- Bal peteği hücre boyutu azaldıkça, Bal peteği kullanımı daha fazla düz stator gibi davranır.
- Bal peteği hücre boyutu azaldıkça, küçük açıklık mesafelerinin etkisini tespit etme şansı daha azdır.

Bal peteği kullanımının düz stator (bal peteği kullanımı olmayan) duruma göre kaçak debi kıyaslamalarını yapmak için 1.9 numaralı denklem kullanılmaktadır.

$$\Delta m (\%) = (\dot{m}_{HC} - \dot{m}_{düz}) / \dot{m}_{düz} \times 100 \quad (1.9)$$

- $\dot{m}_{HC}$  bal peteği kullanıldığı zaman kaçak debi miktarını gösterir.
- $\dot{m}_{düz}$  bal peteği kullanılmadığı zaman kaçak debi miktarını gösterir.

Tanımlanmış labirent ve bal peteği keçeleri için tezin devam eden kısmında bu çalışmanın temel amacıyla birlikte literatür çalışmaları içerisindeki kapsamı detaylandırılacaktır.

### 1.3 AMAÇ VE KAPSAM

Bu tez çalışması gaz türbinli motorlarda kullanılan eğimli labirent keçe dişleri ve bal peteği keçe formlarının birlikte kullanılmasını amaçlamaktadır. Bal peteği keçesinin kullanımı kritik bir öneme sahiptir. Açıklık mesafesi ve bal peteği boyutuna göre kaçak debi önemli miktarda artış/azalış göstermektedir. Labirent keçelerin eğimli bir şekilde bal peteği formu ile kombine kullanılması durumu da aynı kritik önemi barındırır. Akış içerisindeki belirsizliklerin eğim açısı ve bal peteği boyutu ile nasıl değiştiği ve kaçak debinin etkilenme miktarı bu tez kapsamında incelenecektir. Hesaplamalar, günümüzde oldukça yaygın bir şekilde kullanılan Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) yöntemi ile gerçekleştirilecektir. Bu yöntem sayesinde Navier-Stokes denklemleri ayrıklaştırılarak çözüme ulaşma noktasında teknolojik imkanların artmasıyla çözümler hız kazanmıştır.

İlk olarak düz stator labirent keçe (bal peteği olmayan durum) için yaygın şekilde kullanılan analitik denklemler ile yapılan HAD analizleri kıyaslanmıştır. Doğruluğundan emin olunduktan sonra düz diş (90 derece) ve bal peteği kullanımının davranışı daha önce yapılmış deneysel veriler ile kıyaslanarak tezin asıl konusu olan eğimli diş ve bal peteği geometrisinin HAD analizleri yapılarak kaçak debiye olan etkisi belirlenmiştir. Labirent keçe temel geometrisi sabit tutularak diş eğim açısı ve bal peteği boyutları için en yaygın kullanılan parametreler esas alınmıştır. Geometrik parametreler incelendikten sonra rotor yüzey hızı, basınç farkı gibi motor çalışma koşullarının kaçak debi üzerine etkileri de tez içerisinde incelenmiştir.

Gaz türbinli motorlar ve elektrikli santrallerde kullanılan turbomakinelere kullanılan sızdırmazlık elemanları günümüz enerji dünyasında önemli bir inceleme konusu haline gelmiştir. Geçmişten günümüze turbomakine verimlerinin artışı malzeme ile sınırlanması durumuna sürekli olarak alternatif yollar aranmıştır. Sızdırmazlık elemanlarının gelişim süreci de bu makinelerin gelişmesi ile beraberinde başlamıştır.

Tezin devam eden kısmında geçmişten günümüze labirent ve bal peteği keçelerin gelişim süreci, literatür kapsamındaki yeri detaylandırılacaktır.

*Labirent keçe ve bal peteği keçe uygulamalarının literatürdeki analitik, deneysel ve nümerik çalışmaları aşağıdaki gibidir:*

Gaz türbinlerinin gelişimi ile sistem verimini artırmak için sızdırmazlık elemanları da beraberinde gelişmektedir. İlk olarak sistemin sızdırmazlık bölgeleri için geliştirilen labirent sızdırmazlık elemanları için bir asırdır gelişim söz konusudur. Labirent sızdırmazlık elemanlarında kaçak debi tahmini için 1871 yılında Venant denkleminin yol gösterdiği bir çok korelasyon (*Martin,1908; Egli,1935; Hodkinson,1939; Vermes,1961; Zimmermann ve Wolff,1987; Neumann,1993*) ortaya çıkmıştır [7, 8, 9, 10, 11, 12]. Oluşturulan bu korelasyonlar daha sonrasında yapılan deneysel veriler ile kıyaslandıktan sonra denkleme düzeltme faktörleri eklenmiştir. Bu korelasyonlardan tezin devam eden bölümlerinde detaylı bir şekilde bahsedilecektir.

Sızdırmazlık çalışmalarının önemini vurgulamak için sızdırmazlık kalitesi ile motor gücünün ve yakıt sarfiyatının değişimi ile ilgili birçok çalışma mevcuttur. Moore [13] motor sızıntılarında %1'lik bir azalmanın özgül yakıt tüketiminde %0,4'lük bir azalma sağladığını belirtmiştir. Bu rakam Amerikan havayolu yakıt tasarrufu olarak 1977 istatistiklerine göre yaklaşık 0,033'iken 2004 istatistiklerine göre 0,055 milyar galona karşılık gelmektedir. Aynı zamanda 2004 istatistiklerinde dünya çapında yıllık yaklaşık 0,28 milyar galon tasarruf edildiğini vurgulamıştır.

Uçak uçuş seyrinde boşta, kalkış, tırmanma ve yere iniş gibi hareketlerinde bazı motor komponentleri de sabit kalmamaktadır. Bu yer değiştirme labirent keçe dişleri ve sabit gövde yüzeyi arasındaki açıklık miktarını da değiştirmektedir. Bu açıklık miktarındaki değişimlerini Lattime vd. [14] büyük gaz türbin motorlarında 0,25mm'lik bir açıklık azalmasının özgül yakıt tüketiminde %1'lik bir azalma ve egzoz gazı sıcaklığında yaklaşık 1°C azalma gerçekleştiğinden bahsetmiştir.

Chupp vd. [15] yenilenen kompresör contalarının sistemin ısı oranının %0,2 ile %0,6 oranında azalacağını ve güç çıkışında %0,3 ile %1 oranında bir artış sağlanacağını belirtmiştir. Kara tabanlı büyük gaz türbinleri için bu yüzdeler büyük güç tasarrufları ve parasal geri dönüşleri temsil etmektedir.

Ludwing vd. [16] yaygın kullanılan 4 farklı şaft sızdırmazlık elemanı üzerinde deneyler gerçekleştirmiştir. Sabit stator ve rotor arasında bulunan açıklık etkisini ve o bölgelerde oluşacak termal davranışları gözlemlemiştir. Bir uçak gaz türbini motorunda kaçak debinin artışının özgül yakıt tüketimini artırdığı üzerine vurgularda bulunmuşlardır. En önemli kayıpların türbin yatak ve kompresör çıkışındaki labirent keçelerinde olduğunu ve hesaplanan tüm kayıplar göz önüne alındığında motor gücünde %10 azalma ve ÖYT (Özgül Yakıt Tüketim)' de %21'lik bir artışa sebebiyet verdiğinden bahsedilmiştir.

Stocker [17] gaz türbinlerinde kullanılan sızdırmazlık elemanı tasarımlarında bir kısıtlama olan yüksek basınç oranı çalışma koşullarını test etmek için 3 tipte test programı gerçekleştirmiştir. Diş boşlukları arasındaki akışın kompleks davranışını görüntülemek için ekonomik bir şekilde gerçekleştirilen su tünel deney düzeneğinde deneyler gerçekleştirmiştir. Daha sonra buradaki görüntülerden elde edilen bilgiler doğrultusunda üretilen sızdırmazlık elemanlarını statik ve dinamik olacak şekilde hava ile test ederek gelişimleri gözlemlemiştir. Su ile yapılan deneylerde; dişler arasındaki boşlukların yüksek türbülans seviyeleri üretmeye eğilimli olduğu tespit edilmiştir. Optimum geometriyi elde edebilmek için açıklık miktarı (Cr), diş yüksekliği, hatve gibi geometrik parametreleri incelerken aynı zamanda basınç farkı ve rotor hızları üzerine de deneyler gerçekleştirmiştir. Türbülans artışı gözlemlediği geometrilere temel geometriye göre kaçak debide minimum %10, max. %25 civarında bir azalış belirlemiştir. Rotor hızlarının kaçak debi üzerine etkisinin %0.0 ile %3.2 lik bir küçük azalma farkı olduğunu vurgulamıştır.

Stocker vd. [18] Ulusal Havacılık ve Uzay İdaresi (NASA) tarafından 1977'de yayınlanan çalışmalarında labirent keçe sızdırmazlık elemanlarında kaçak debinin azaltılması için en uygun geometriyi tespit etmeye çalışmışlardır. Kaçak debi üzerine hatve, açıklık miktarı, bal peteği boyut faktörü, dişlerin yüksek basınçlı bölgeye doğru eğim etkisi gibi birçok parametre üzerinde durulmuştur. Çalışılan aralıklarda en uygun optimize edilmiş sızdırmazlık elemanı geometrilerini ortaya koymuşlardır. Diş eğim açısını 90,70 ve 50 derece olarak 3 farklı parametrede inceledikten sonra açıklık miktarı;  $Cr=0.254mm$  için 50 derecelik bir eğim açısının, düz diş (90 derece) konumuna göre %7 kaçak debiyi azaltırken 70 derecelik bir eğim açısının %5 azalttığını gözlemlemiştir. Uygun eğim açısı 50 derece olarak tespit edilmiştir. Aynı çalışma da yaygın kullanılan 3 farklı bal peteği boyutunun kullanımının açıklık miktarına göre değişimleri incelenmiştir. Çalışma açıklık miktarına göre bal peteği boyutunun seçiminin kaçak debiyi artırma veya azaltma yönünde eğilim gösterdiğini tespit etmişlerdir.

Childs vd. [19] labirent dişlerin rotor ve stator üzerinde olmaları halinde benzer çalışma koşullarında bu 2 tür geometrik konfigürasyonun deneylerini gerçekleştirerek rotor-dinamik katsayılarını incelemiştir. Dişlerin stator üzerinde konumlandırılmasının dönüş yönündeki giriş teğet hızı için rotor üzerinde konumlandırılmasına göre daha stabil olduklarını gözlemlemiştir. Çalışmalarında, sertlik ve sönüm katsayılarının her iki durum için de artan giriş basıncı ile arttığından bahsedilmiştir.

Wittig vd. [20] düz ve kademeli labirent keçeler için deneysel ve nümerik bir yöntem kullanarak geometrik varyasyonların kaçak debi ve ısı transferi üzerine etkilerini incelemiştir. Nümerik sonuçlar ve deneysel sonuçların küçük açıklıklar haricinde oldukça uyumlu oldukları gözlemlenmiştir. Nusselt sayısı için nümerik sonuçlarını değerlendirme noktasında ölçülen değerler ile uyum sağlanmadığı gözlemlenmiştir. Yakınsama sorunlarının sebepleri olarak mesh çözüm ağının ısı transfer hesabı için oldukça kaba kalması ve duvara yakın bölgelerde yüksek türbülans yoğunluğunun çözüm ağında yetersiz kalması olarak vurgulamışlardır. Ancak kademeli labirent keçeler için deneysel olarak ilk kez ısı transferi hesaplamak için erişilebilir deneysel sonuçlar ortaya koyulmuştur.

McGreehan vd. [21] yüksek rotasyonel hızlarda ve düşük kaçak debilerde çalışmanın gaz türbini motor verimini artırdığını vurgularken aynı zamanda rotasyonel hızlardan kaynaklı akan hava üzerinde sıcaklık artışına sebebiyet verdiğini ve bunun da kaçak debiyi etkileyeceği üzerine durmuştur. Dişlerin mekanik sürtünmeleri ve sıcaklık arasındaki ilişkiden ötürü tasarımlarda rotasyonel etkilerin göz ardı edilmemesi gerektiğini vurgulamıştır. Artan rotor hızlarının sirkülasyonu artırmasından kaynaklı kaçak debiyi azaltırken, sıcaklık parametresinin artması, yoğunluğun azalması ile sızdırmazlığın son dişinde ek bir basınç düşümü meydana geldiğinden bahsetmiştir.

Schramm vd. [22] 3 basamaklı bir labirent keçe de bal peteğinin akış içerisinde oluşturduğu etkileri gözlemek için hem deneysel hem nümerik bir çalışma ortaya koymuştur. Deneylerinde LDV (Laser Doppler Velocimetry) akış görüntüleme yöntemi ile akış içerisinde oluşan koşulları daha iyi görüntüleyebilmek için geometrik boyutları 4:1 oranında arttırmışlardır. Bal peteği ilk diş ile hizalanacak şekilde tasarlanmış ve deney kurulumunda o şekilde montajı gerçekleştirilmiştir. Deneylerde kullandıkları LDV kurulumları sadece x-y düzlemlerinde elde edilen sonuçların çıktılarını erişim imkanı sunmuştur. Nümerik yöntem için labirent keçe akışları için tasdiklenmiş olan k-e türbülans modelini tercih etmişlerdir.

HAD ve LDV, düz stator kademeli geçişli bir labirent keçe modelinde küçük açıklıklarda jet etkisi ile 90 derece akışı aşağı yönlendirirken artan açıklık miktarlarında akış bir sonraki dişe yönelme eğiliminde olduğu göstermiştir. Bal peteğinin kaçak debi ile ilişkisinin açıklık miktarı ile önemli miktarda değişkenlik gösterdiğini vurgulamaktadırlar.

Choi vd. [23] bal peteği sızdırmazlık elemanlarının 3 boyutlu modellenmesinin yüksek bilgisayar kaynağı ve yoğun mesh gereksinimlerinden dolayı 2 boyutlu bir model yaklaşımı ortaya koydular. Bal peteği duvar kalınlıklarını (0 kalınlık) akış bölmesi olarak düşünmüşler, aksi takdirde yakınsama problemlerinin meydana geldiğinden bahsetmişlerdir. Benzer çalışmayı Collins vd. [24] tek bir labirent diş için tekrarlamış ve 2 boyut ve 3 boyut yaklaşımları arasındaki hata payının %3 ile %6 arasında değiştiğinden bahsetmişlerdir. Artan basınç farklarında 3 boyutlu modelde iraksama problemlerinin ortaya çıktığının altını çizmişlerdir.

Denecke vd. [25] gaz türbinlerinde kullanılan labirent keçe uygulamalarında iç akış kayıplarından dolayı sıcaklık artışı ve çıkış çevresel hızlarının tahmin edilmesindeki zorlukları vurgulamışlar ve bunun üzerine deneyler gerçekleştirmişlerdir. 2 boyutlu LDV yönteminin kullanıldığı bir test düzeneğinde bal peteği yerleştirerek sızdırmazlık elemanı içerisindeki boşluklarda meydana gelen hız profillerini elde etmişlerdir. Kaçak debi ve girdap gelişiminin rüzgâr ısınma oranını önemli miktarda etkilerken basınç oranının etkisinin daha küçük olduğunu vurgulamışlardır. Rüzgâr ısınma oranını rotor çevresel hızında meydana gelen kinetik enerjinin akışkan akışında ne kadarlık bir iç enerji artışı meydana getirdiğini gösteren bir sayı olarak tanımlamaktadırlar. Bal peteği gömleklerinin rüzgâr ısınma oranına etkisi düz statora göre yaklaşık %5 ile %15 arasında artırdığını gözlemlemişlerdir.

Li vd. [26] buhar türbinlerinde kullanılan bal peteği yapılarının kaçak debi üzerine HAD analizleri gerçekleştirmiş. Kıyaslama yapmak için klasik labirent keçelerin sızdırmazlık performanslarını da çalışmasına dahil etmiştir. Bal peteği hücre boyutlarını yaygın kullanılan bal peteği hücre boyutlarından büyük aralıklarda çalışmıştır. Aynı açıklık miktarı ve aynı basınç farkında iki farklı tip keçenin ayrı ayrı analizlerini gerçekleştirmiştir. Boyutsuz kaçak debi miktarının bal peteği yapısında daha az olduğunu gözlemlemiştir. Bal peteği hücre boyutlarını azalttıkça kaçak debi miktarında azalma tespit etmiştir.

Vakili vd. [27] PIV akış ölçüm yöntemi ile labirent dişler arasında oluşan akış koşullarını görüntülemiştir. Akış içerisine tahmini olarak 20 mikronluk alkol parçacıkları giriş basıncından yaklaşık 20 psi üstünde bir enjektör aracılığı ile dahil edilmiştir. Temel kullandığı labirent düz diş (90 derece) geometrisi ile yeni tasarım olarak adlandırdığı 60 derece akış yönüne eğimli labirent diş 5 farklı basınç oranında test edilmiş ve kıyaslanmıştır. Giriş ve çıkış basınç farkının 2 katı olduğu durumda 90 derecelik temel diş durumuna göre yeni tasarımın yaklaşık %17 daha az kaçırdığını gözlemlemiştir. Rotor hızlarının dahil edildiği analizler ile temel geometriye göre kaçak debi azalma oranı %19 olmuştur.

Sızdırmazlık elemanlarının dönen komponentleri tarafından üretilen viskoz işler sadece güç kaybı değil aynı zamanda akışkanın toplam sıcaklığında bir artışa neden olmaktadır. Yan vd. [28] temel hedef olarak sıcaklık artışı üzerine nümerik bir çalışma ortaya koymuşlar ve rotor hızı, kaçak akış miktarı, açıklık miktarı ve basınç oranı gibi birçok parametrenin HAD analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Bal peteği konfigürasyonunun sönümleme özelliği sebebiyle düz stator yüzeye kıyasla rüzgar ısınma gücünün bir miktar daha yüksek olduğundan bahsetmişlerdir. Kullandıkları tek bir bal peteği geometrisinde, bal petekli durumda düz stator duruma göre yaklaşık %10 daha fazla kaçak akış gözlenmiştir. Aynı açıklık miktarı ve rotor hızında, basınç oranının artışı ile rüzgar ısınma sayısı azalırken kaçak debi ve rüzgar ısınma gücünün arttığının altını çizmişlerdir.

Versluis vd. [29] karşılıklı iç içe geçmiş labirent keçe geometrisinde yeni bir dizayn ortaya koymuşlardır. Rotor yüzeyinde bulunan labirent dişler arasına uzun boylu bal peteği keçeleri yerleştirilerek yeni bir iç içe geçmiş labirent-bal peteği conta modelinin deney ve HAD analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Tasarım noktalarını uçak kalkış anı ve seyir esnasındaki gerçek duruma göre şartlar esas alınmıştır. Oluşturdukları 96 parametre HAD analizleri sonucunda tasarımlarında kayda değer gelişimler gözlenmiştir. Temel aldıkları geometriye göre kaçak debi bakımından en az %30'luk bir gelişim kaydetmişlerdir.

Chougule vd. [30] çalışmalarında labirent keçenin diş uç bölgelerine yüksek basınç bölgesine doğru çentik geometrileri oluşturmuşlardır. Oluşturdukları çentikler kaçak debide düz stator durumunda yaklaşık %10.7'lik bir azalma gösterirken, stator yüzeyine bal peteği odacıkları yerleştirilmesi halinde azalma oranı %12.5'lik bir artış gösterdiğini vurgulamışlardır. Labirent diş uçlarındaki çentikler bal peteği odalarını daha aktif bir şekilde kullanmaya yönelttiğini ve içerideki girdap etkinliğini arttırdığından bahsedilmiştir.



Desando vd. [31] bal peteği geometrisinden kaynaklı labirent diş ucu ile meydana gelen efektif açıklığın kaçak debiye etkisini araştırmışlardır. Schramm'ın [22] yaptığı efektif açıklık formülündeki diş kalınlığı, bal peteği hücre kalınlığı ve dişin bal peteğine göre sapmasını barındıran parametreler detaylı şekilde incelenmiştir. Kademeli labirent formu kullanarak yaptıkları incelemelerde aşağı akış yönünde bal peteği formunun olumlu etkisi görölmezken tersine akış durumunda kaçak debide azalma meydana geldiği gözlenmiştir. Bal peteği derinliği, bal peteği çapı ve bal peteği duvar kalınlığı gibi etkileri boyutsuzlaştırılmış parametreler ile değerlendirilmiştir.

Fraczek vd. [32] labirent keçelerin karşı yüzeyinde en iyi sonuç veren bal peteği keçe modeli üzerine bir çalışma ortaya koymuşlardır. Bal peteği hücrelerinin eğimlendirilmesi, diş üstüne denk gelen bal peteği hücrelerinin sıkıştırılması ve bal peteği hücre içinin poroz bir malzeme ile doldurulması üzerine 3 farklı geometri üzerinde kaçak debi performansını incelemişlerdir. Bal peteklerine gelen akışa karşı 20 derece eğim verilmesi sonucunda bal peteği oda içerisinde akış hızını artırarak o bölgede kinetik enerjisini kaybetmesi esas alınmıştır. Kaçak debi üzerinde yaklaşık olarak normal bal petekli duruma göre %2'den daha düşük bir azalış gözlemişlerdir ve bal peteğinin eğimlendirilmesinin kaçak debi üzerine fayda sağlamadığını vurgulamışlardır. Bal peteklerinin diş üstlerinde sıkıştırılmasının amacı efektif açıklık miktarını azaltarak kaçak debi miktarındaki azalmayı takip etmişlerdir. Çalıştıkları en küçük açıklık için (0.6mm) %15'lik bir azalma meydana geldiği gözlenmiştir. Ancak açıklık miktarı arttıa akışkan bal peteklerine uğramadan direkt olarak devam etmekte olduğu için bu azalma oranı %2' den daha az seviyelere düştüğünden bahsedilmiştir. Bal peteği odacıklarını poroz bir malzeme ile doldurmak kaçak debi de yaklaşık %10 azalma kaydettiğinden bahsedilmiştir.

Nayak vd. [33] bal peteği geometrilerinin aşınma durumunda kaçak debi üzerine etkilerini HAD analizleri ile incelemişlerdir. Düz stator aşındığı zaman normal debinin 3 katını kaçırırken bal petekleri kullanımı durumunda aşınmanın meydana geldiği durumda normal debinin yaklaşık 1.5 katı fazla kaçırdığını gözlemlemişlerdir. Aşınma durumları için bal peteği kullanımının kaçak debiye olumlu etkisinin olduğunu vurgulamışlardır.

Yukarıda tartışılan sızdırmazlık elemanlarının literatür gelişimi, 1908'li yıllardan itibaren günümüze kadar sürekli bir şekilde devam etmiştir. Son 10 yılda bal peteği çalışmalarında bir artış gözlenmektedir ve son birkaç yıl içerisinde geometrik gelişimleri üzerine birçok çalışma

yayınlanmıştır. Bu tez kapsamında eğimli labirent-bal peteği kombine keçe durumu literatürde pek yaygın bir uygulama değildir. Özellikle labirent dişlerin eğim açılarının etkisinin incelenmesi durumuna rastlanılmış değildir. Labirent keçe ile bal peteği kullanımında bal peteği boyutu ve açıklık miktarı önemli bir faktördür. Bu tez kapsamında dişlerin eğim açısı ile kaçak debi performansı iyileştirilmesi hedeflenmiştir.

Tezin devam eden kısmında sızdırmazlık elemanlarında kaçak debi belirleme yöntemleri incelenmiş ve tez kapsamında kullanılan yöntem hakkında bilgiler detaylandırılmıştır.



## BÖLÜM 2

### KAÇAK DEBİ BELİRLEME YÖNTEMLERİ

Sızdırmazlık elemanlarında meydana gelen kaçak akışların kontrol edilmesi ve istenen düzeye getirilmesi amacıyla kaçak debi miktarlarının belirlenmesi gerekmektedir. Kaçak debinin belirlenmesi aşağıdaki gibi;

- Deneysel Yöntem
- Analitik Yöntem
- Sayısal (Nümerik) Yöntem / HAD analizi

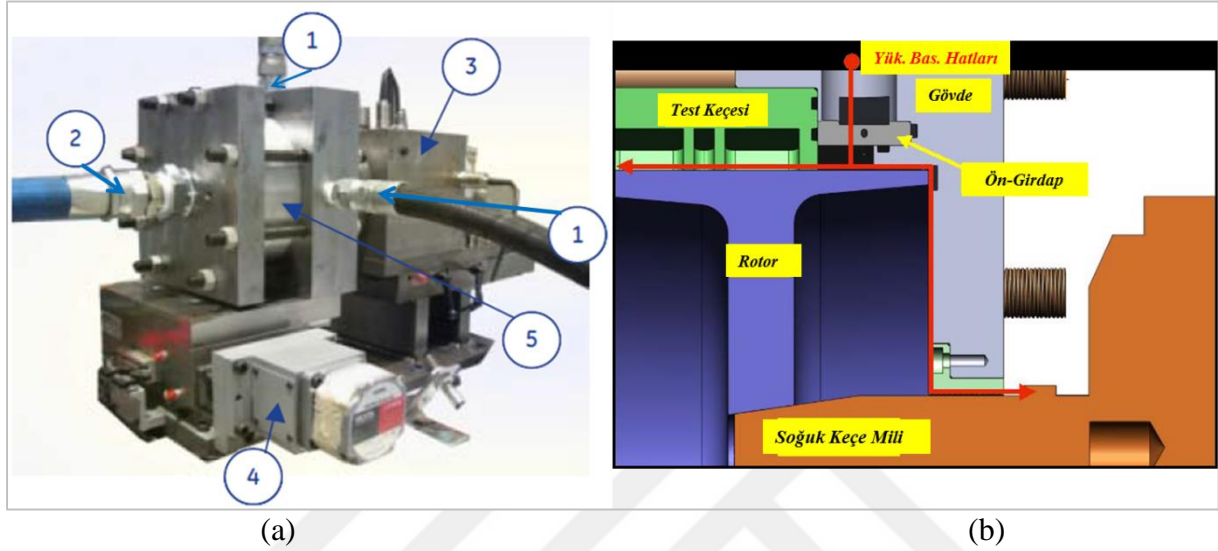
3 başlık altında kategorize edilmektedir. İlk olarak deneysel ve analitik yöntemler ile başlayan süreç daha sonrasında teknolojinin ilerlemesi ve HAD analizlerinin doğruluğunun kanıtlanmasıyla sayısal çalışmaların sayısında son zamanlarda bir artış gözlenmektedir.

#### 2.1 DENEYSEL YÖNTEM

Deneysel ölçüm düzenekleri, bir araştırma problemi için en güvenilir ve doğru sonuç alınan yöntemler içerisinde yer almaktadır. Sızdırmazlık elemanları için kurulan test düzeneklerinde bir turbomakine motorunun tüm sistemi yerine keçelerin bağlı olduğu bölgelerin basit düzenekleri kurulur ve gerçek sınır şartları sağlanarak kaçak debinin ölçümü gerçekleştirilir. Deneysel çalışmalarda değişken çalışma parametreleri sistemde zorlayıcı yükler oluşturmaktadır. Bu yüzden inceleme alanı genellikle sıcak statik ve soğuk dinamik test olacak şekilde iki kısma ayrılmaktadır.

Sıcak statik test düzeneğinde sistem içerisinde basınç ve sıcaklığın kaçak debiye etkisinin açık bir şekilde anlaşılması gerekmektedir. Bu yüzden rotorun oluşturacağı çevresel hızların akışkan akışının sıcaklığını bir miktar artıran rüzgar ısınma etkisini dahil etmemek için rotor sabit bırakılmaktadır.

Soğuk dinamik test düzeneğinde rotor hızı ve basıncın kaçak debi üzerine etkilerinin anlaşılması durumunda ise hava giriş sıcaklığı atmosfer koşullarında tutulmaktadır. Şekil 2.1’de soğuk dinamik kaçak test sistemi görülmektedir [34]. Sıcak statik ile tek farkı basınçlandırılmış hava basınçlı bölgeye gelmeden önce bir ısıtıcıdan geçirilir ve ana akışa sıcaklığı artırılmış bir şekilde dâhil olmaktadır.



**Şekil 2.1** (a) Soğuk dinamik kaçak test sistemi 1) Giriş Kaynağı, 2) Debi ölçere çıkışı, 3) Motor odası, 4) Radyal aktüatör ve 5) Keçe test bölgesi. (b) Kaçak yolunun şematik gösterimi.

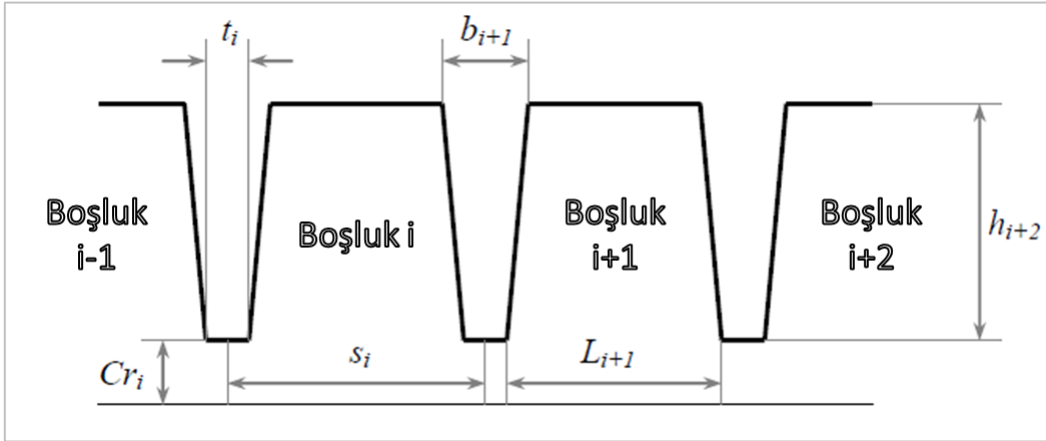
## 2.2 ANALİTİK YÖNTEM

Tezin bu bölümünde labirent keçeler için oluşturulmuş korelasyonların temelleri ve bu denklemlerin gelişim süreci detaylandırılacaktır. Labirent sızdırmazlık elemanları yüksek basınçlı bir bölgeden akan herhangi bir akışkanın daralan kesitli kanallardan geçmesi ile kısılmasını sağlar ve bu kısılma anında ani genişleme (basınç kaybı), kinetik enerjide artış meydana gelir. Kısılma problemleri orifisetre ile aynı prensipte çalışmaktadır. Kısılma akışı ve labirent keçeler için oluşturulmuş birçok korelasyon literatürde bulunmaktadır. Bu korelasyonlar Eldin [35]'in tezinde açık ve anlaşılır bir şekilde özetlenmiştir. Tezde kullanılan korelasyonlar aşağıdaki gibidir ve detaylı bir şekilde tezin devamında incelenmiştir.

- St. Venant Denklemi
- Martin Denklemi

- Hodkinson Denklemi
- Vermes Denklemi
- Zimmermann ve Wolff Denklemi

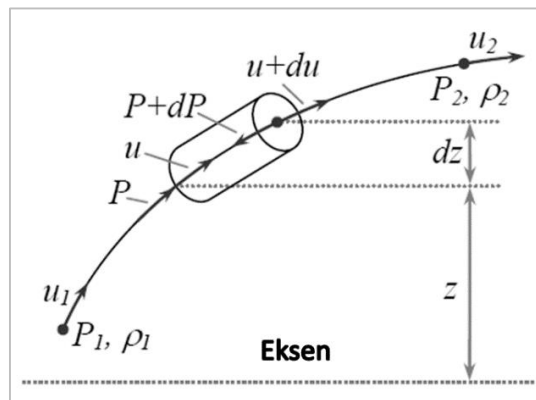
Korelasyonların anlaşılmasını kolaylaştırmak amacıyla labirent keçe sembol ve parametreleri şekil 2.2’de gösterilmiştir.



Şekil 2.2 Labirent keçe terminolojisi.

### 2.2.1 St. Venant Denklemi

Vennard ve Street [36] denklem Euler denkleminden (2.1) elde edilen ve şekil 2.3’de gösterilen bir boyutlu akış elemanına enerji dengesi yazdılar. Denklemde yükseklik değişim etkileri ihmal edilirse ve ideal gaz izentropik ilişki denklemi (2.2) Euler denklemine uygulandığında hız denklemi (2.3) ifadesi elde edilir.



Şekil 2.3 Bir akış hattı boyunca diferansiyel akış elemanı üzerine enerji dengesi.

### Sıkıştırılabilir Akış için Bernoulli Denklemi:

$$\frac{dP}{\rho g} + \frac{u}{g} \cdot du + dz = 0 \quad (2.1)$$

$$\frac{P_i}{\rho_i^k} = \frac{P_{i+1}}{\rho_{i+1}^k} \quad (2.2)$$

$$\frac{u_i^2 - u_{boşluk}^2}{2} = \int_{P_{i+1}}^{P_i} \frac{dP}{\rho} = \frac{P_i}{\rho_i} \cdot \frac{k}{k-1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{k-1/k} \right] \quad (2.3)$$

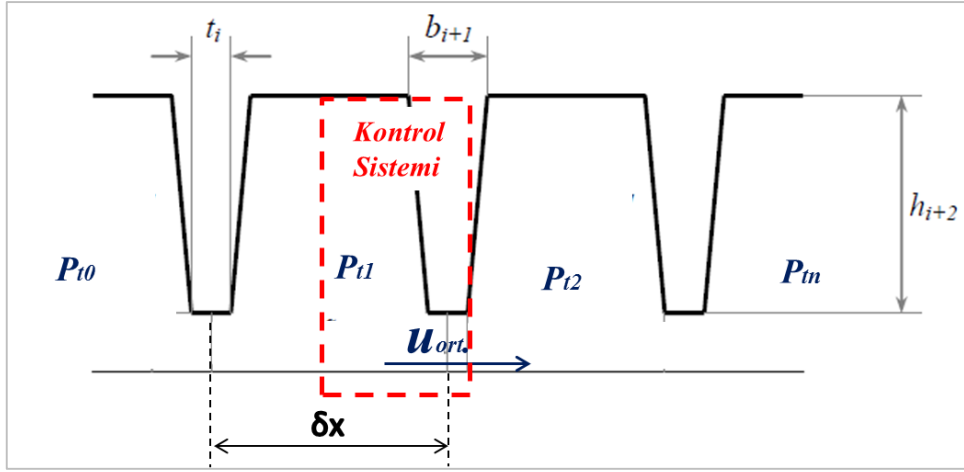
Sızdırmazlık elemanlarında kısılma bölgesinin alanı ile boşluk bölgesinin alanına kıyaslandığında oldukça küçük olduğundan bir kısılmadan diğer bir kısılmaya kinetik enerji taşınımı yok ya da çok az varsayımı yapılır. Bu yüzden denklem 2.3' de boşlukta meydana gelen hız ihmal edilebilir. Benzer varsayım orifis yaklaşımlarında da yapılmaktadır. Kısılma sonrasında ortaya çıkan kaçak debi ifadeleri son düzenlemeler ile denklem 2.4 ve 2.5 ile tanımlanmaktadır ve bu ifade St. Venant Kaçak akış denklemi olarak adlandırılmaktadır.

$$\dot{m} = \rho_i \cdot A_i \cdot u_i \quad (2.4)$$

$$\dot{m} = \frac{P_i \cdot A_i}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_i}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k^2}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{k+1/k} \right]} \quad (2.5)$$

### **2.2.2 Martin Denklemi**

Martin (1908) [7] labirent sızdırmazlık elemanları ile ilgili ilk defa labirent dış sayısına bağlı olarak bir denklem ortaya koymuştur. Venant denkleminde tek bir kısılma için formül düzenlendiği için çoklu dış için iteratif bir yöntem gerekirken Martin denklemi tek bir adımda kaçak debiyi hesaplama imkânı sunmaktadır. Ancak bu denklem boşluklarda meydana gelen basınçların hesaplanması için kullanılamamaktadır. Martin denklemi, oluşturulan diğer korelasyonların da temellerini oluşturduğu için detaylı şekilde incelenecektir. Martin denklemi Bernoulli enerji denklemi ile ya da termodinamiğin 1. kanunu ile çıkarılmaktadır. Şekil 2.4'deki kontrol sistemine 1. yasa uygulanır.



Şekil 2.4 Labirent sızdırmazlık elemanı için kontrol sistemi.

Termodinamiğin Sürekli Akış Sistemleri için 1. Yasası;

$$\delta q_{tr} - \delta w_{tr} = dh + dke + dpe \quad (2.6)$$

- Sabit özgül ısılarda mükemmel gaz varsayımı,
- Tersinir sürekli akış işi varsayımı, ( $\delta q_{tr} = T \cdot ds$  ;  $\delta q_{tr} = du + Pdv$ )
- Herhangi bir iş girişi veya çıkışı yok. ( $\delta w_{tr}=0$ )
- Akış yatay hızda gerçekleşiyor. ( $dz=0$ ;  $dpe=0$ )
- $dh = du + Pdv + vdP$

Yukarıdaki ifadeler denklem 2.6' ya uygulanırsa;

$$0 = \int_{P_{t1}}^{P_{t2}} vdP + \int_{V_1}^{V_2} dke = \int_{P_{t1}}^{P_{t2}} vdP + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} \quad (2.7)$$

Denklem 2.7 aynı zamanda sıkıştırılabilir akışlar için Bernoulli ifadesini de temsil etmektedir. Kontrol sisteminden çıkan  $V_2 = U_{ort}$  olarak kabul edilir. Kontrol sistemine giriş hızı yani boşluktaki hızı ( $V_1 = 0$ ) kısımla bölgedeki hıza oranla çok küçük olacağı için ihmal edilmektedir. Martin, bütün kinetik enerjinin her bir boşlukta tamamının yayıldığını kabul etmektedir. Mükemmel gazlarda izentropik ilişki denklemi (2.8), denklem 2.7' de yazılır ve integrali alınır;

$$vP^{1/k} = C = \text{sabit} \quad (2.8)$$

$$\frac{U_{ort}^2}{2} = Pt_1 \cdot v_1 \cdot \frac{k}{k-1} \left[ 1 - \left( \frac{Pt_2}{Pt_1} \right)^{k-1/k} \right] \quad (2.9)$$

İfadesi elde edilir. Burada  $k = c_p/c_v$  özgül ısıların birbirine oranını ifade etmektedir. Denklem 2.9' un basitleştirilmesi için  $(Pt_2/Pt_1)^{k-1/k}$  ifadesi binom serisine açılır. Denklem 2.10 kullanılabilmesi için ifade  $\left( 1 + \left( \frac{Pt_2 - Pt_1}{Pt_1} \right) \right)^{k-1/k}$  şeklinde düzenlenir.

Binom Serisi Açılımı:

$$(a + x)^n = a^n + \binom{n}{1} \cdot a^{n-1} \cdot x + \binom{n}{2} \cdot a^{n-2} \cdot x^2 + \dots + \binom{n}{r} \cdot a^{n-r} \cdot x^r \quad (2.10)$$

$$\left( 1 + \left( \frac{Pt_2 - Pt_1}{Pt_1} \right) \right)^{k-1/k} = 1 + \frac{k-1}{k} \cdot \left( \frac{Pt_2 - Pt_1}{Pt_1} \right) + \frac{\binom{k-1}{2} \cdot \left\{ \left[ \frac{k-1}{k} \right] - 1 \right\}}{2} \cdot \left( \frac{Pt_2 - Pt_1}{Pt_1} \right)^2 + \dots \quad (2.11)$$

$\left( \frac{Pt_2 - Pt_1}{Pt_1} \right)^2$  ifadesinde  $Pt_1 > Pt_2$  olması terimin diğer birinci dereceden terimlerin yanında ihmal edilebilir bir seviyede olduğunu göstermektedir. Denklem 2.9 ve 2.11 düzenlenirse;

$$\frac{U_{ort}^2}{2} = -v_1 \cdot (Pt_2 - Pt_1) \quad (2.12)$$

ifadesi elde edilir. Kısılma bölgesi için süreklilik denklemi yazarsak;

$$\dot{m} = \rho_2 \cdot A_2 \cdot U_{ort} = \frac{A_2 \cdot U_{ort}}{v_2} \quad (2.13)$$

$A_2$  burada kısılma (açıklık) alanını temsil etmektedir. Denklem 2.8 düzenlenir, binom seri açma işlemi uygulanır ve yüksek dereceli terimler ihmal edilirse;

$$v_2 = v_1 \cdot \left( \frac{Pt_1}{Pt_2} \right)^{\frac{1}{k}} = v_1 \cdot \left[ 1 - \frac{1}{k} \cdot \left( \frac{Pt_2 - Pt_1}{Pt_1} \right) \right] \quad (2.14)$$

adyabatik genişleme sonucunda kısılma bölgesindeki özgül hacim ifadesi elde edilir. Eş sıcaklık ilişkisi sonucu  $Pv = \text{sabit}$  varsayımı yapılırsa ki bu varsayım izentropik varsayımı ile çelişmektedir.  $Pt_1 v_1 = Pt_0 v_0$  ifadesi ve denklem 2.14-2.13 düzenlenirse;



$$\left(\frac{\dot{m}}{A_2}\right)^2 = \frac{-2Pt_1(Pt_2 - Pt_1)}{Pt_0 v_0 \left[1 - \frac{2(Pt_2 - Pt_1)}{k(Pt_1)}\right]} \quad (2.15)$$

şeklinde elde edilir. Denklem 2.15' in diferansiyel bir forma dönüşmesi için  $\delta_x$  diferansiyel parçaya bölünerek,  $\delta_{pt} = Pt_2 - Pt_1$  ifadesi yazılır ve limiti alındıktan sonra  $\delta_{pt}/\delta_x = dp/dx$  şeklinde yazılmaktadır.

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_2}\right)^2 \frac{1}{\delta_x} - \left(\frac{\dot{m}}{A_2}\right)^2 \left(\frac{2}{k}\right) \frac{1}{Pt_1} \frac{dp_t}{dx} = \frac{-2Pt_1}{Pt_0 v_0} \frac{dp_t}{dx} \quad (2.16)$$

Sızdırmazlık elemanının uzunluğu boyunca ( $X_0 - X_n$  arası) denklem 2.16'nın integrali alınır;

$$\left(\frac{\dot{m}}{A_2}\right)^2 \frac{1}{\delta_x} \int_{X_0}^{X_n} dx - \left(\frac{\dot{m}}{A_2}\right)^2 \left(\frac{2}{k}\right) \int_{P_0}^{P_n} \frac{dp_t}{P_t} = \frac{-2}{Pt_0 v_0} \int_{P_0}^{P_n} P_t dp_t \quad (2.17)$$

elde edilir. İntegral sonucunda  $\frac{X_n - X_0}{\delta_x} = n$  ifadesi gelir ve buradaki n labirent keçe boyunca bulunan diş sayısını ifade etmektedir. Denklem içerisinde  $2/\gamma$  birim değer olarak irdelenir ve sonuç olarak;

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{\frac{Pt_0 [1 - (Pt_n/Pt_0)^2]}{v_0 [n + \ln(Pt_0/Pt_n)]}} \quad (2.18)$$

kaçak debi denklemi elde edilir. Son kısılmanın ardından gelen boşlukta oluşan akış hızı son kısılmada meydana gelen hızın küçük bir miktarı olacağı için son basınç statik basınca eşit alınmaktadır ( $Pt_n = P_n$ ). Denklem 2.18 tekrar yazılırsa;

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{\frac{Pt_0 [1 - (P_n/Pt_0)^2]}{v_0 [n + \ln(Pt_0/P_n)]}} \quad (2.19)$$

halini almaktadır. Denklem 2.18 ve 2.19 yaygın bir şekilde bilinen “**Martin**” denklemdir. Martin denklemi labirent sızdırmazlık elemanlarında diş sayısının etkisini formüllere yansıtan ilk kişidir. Aynı zamanda bu keçeler ile ilgili oluşturulan korelasyonların temelini oluşturmaktadır.

### 2.2.3 Egli Denklemi & Hodkinson Denklemi

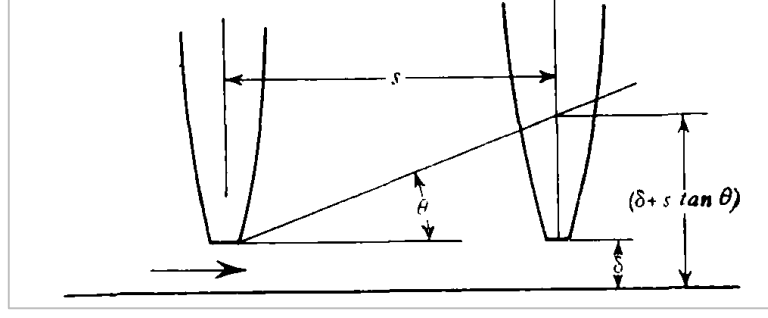
Hodkinson denklemi, Egli denkleminin modifikasyonlu hali olduğu için iki denklem bir arada açıklanmıştır. Egli (1935) [8], Martin denklemini başlangıç noktası olarak kullanmıştır. Martin denkleminde yapılan varsayımların, Martin denkleminin sonuçlarını gerçeklikten uzaklaştırdığını ve deneysel olarak belirlediği bazı akış düzeltme katsayısı ( $C_d$ ) ve taşınım katsayısının ( $\mu_i$ ) kullanılması gerektiğinden bahsetmiştir. Deneysel katsayılı Egli denklemi 2.20' de görülmektedir.

$$\dot{m} = \mu_i^{\text{deneysel}} \cdot \frac{A_2 P t_0}{\sqrt{RT_0}} \sqrt{\frac{[1-(P_n/P t_0)^2]}{[n+\ln(P t_0/P_n)]}} \quad (2.20)$$

Egli denkleminde kinetik enerji taşınım katsayısı olarak ifade ettiği deneysel katsayı da kendi tanımladığı akış hareketinden meydana gelmiştir. Labirent keçeler arasında bir buhar jetinin ilk kısmı, her bir kısılmadan sonra kinetik enerjisinin küçük bir miktarını tekrar basınç enerjisine dönüşeceğini ikinci kısmının yayılacağını ve ısıya dönüşeceğini geri kalanının ise gelecek kısılma için akışı takip edeceğini söylemiştir. Bu yüzden kinetik enerji taşınım katsayısı bir dişten diğer bir dişe geçiş aşamasında dişlerin enerji aktarımlarına etkisini temsil etmektedir. Dişler arasındaki mesafenin artmasıyla ve kısılma bölgesindeki açıklık miktarının artmasıyla kinetik enerji taşınım yüzdesinin azalması gerekmektedir. Egli bu ikisi arasındaki bağıntıyı denklem 2.21 ile ifade etmiştir ve yaklaşık  $n^{0,5}$  ile orantılı olduğunu belirtmiştir.

$$\dot{m} \propto \sqrt{\frac{1}{[n-\ln(P_2/P_1)]}} \quad (2.21)$$

Hodkinson ise Egli denkleminin modifiye edilmiş hali olarak düşünülebilir. Egli, deneysel ampirik bir ifade kullanırken Hodkinson ise gaz jetinin geometrisi ile ilgili bir varsayım sonucu yarı ampirik bir ifade geliştirmiştir. Hodkinson bu ifadeyi geliştirirken Egli'nin denkleminin son kısılmadaki daha yüksek hızların oluşumunun etkisini göz önüne almadığını vurgulamıştır. Yüksek basınç bölgesindeki diş üzerindeki gaz jetinin bir miktarının konik şekilde genişlediğini ve geri kalanının doğrudan bir sonraki kısılmaya devam ettiğini söylemiştir. Test verileri ile en iyi sonuç veren konik tanjant açısı değerinin 0.02 olduğunu gözlemlemiştir. Konik açısı şekil 2.5'de gösterilmiştir [9].



Şekil 2.5 Enerji taşınım sırasında konik açı gösterimi.

Kinetik enerji taşınım faktörü, kısılma açıklık miktarı ile önemli miktarda değişmektedir ve açıklık miktarının artmasıyla belirli bir limite yaklaştığı vurgulanmıştır. Açıklık miktarı arttıkça sızdırmazlık keçesi tek bir kısılma gibi davranış göstermektedir ve diğer dış boşluklarına uğramadan akış yoluna devam etmektedir. Hodkinson ifadesi denklem 2.22' de gösterilmiştir.

$$\dot{m} = \mu_i \cdot \frac{A_2 P t_0}{\sqrt{R T t_0}} \sqrt{\frac{[1 - (P_n / P t_0)^2]}{[n + \ln(P t_0 / P_n)]}} \quad (2.22)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \left(\frac{n-1}{n}\right) \cdot \left(\frac{C r_i / L_i}{(C r_i / L_i) + 0.02}\right)}}$$

#### 2.2.4 Vermes Denklemi

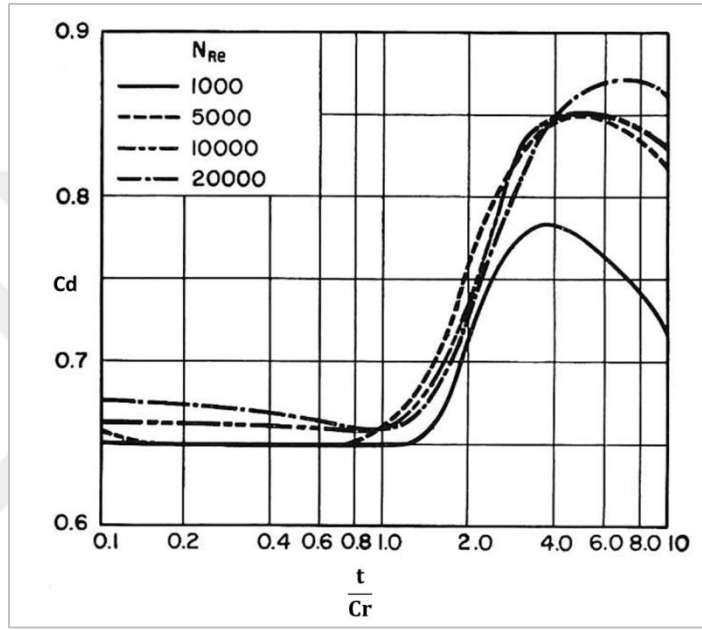
Vermes (1961) [10] kendi kinetik enerji taşınım faktörünü tanımlamıştır ve bu faktörü Martin denklemi ile birleştirmiştir. Denklem 2.24 de ifade edilen taşınım faktörü formülünü sınır tabaka teorisini kullanarak geliştirmiştir.

$$\dot{m} = C d \cdot \mu_i \cdot \frac{A_2 P t_0}{\sqrt{R T t_0}} \sqrt{\frac{[1 - (P_n / P t_0)^2]}{[n + \ln(P t_0 / P_n)]}} \quad (2.23)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{1}{1 - \alpha}};$$

$$\alpha = \frac{8.52}{\frac{s_i - t_i}{C r_i} + 7.23} \quad (2.24)$$

Kısılma bölgelerinde akış akma kesitinde bir miktar daralma meydana gelir. Bu etki akış katsayısı/ orifis katsayısı veya boşalma (deşarj) katsayısı olarak adlandırılmaktadır. Bu faktörün kaçak debi üzerine etkisini hesaplamak için kaçak debi denkleminin Cd katsayısı ile çarpılması gerekmektedir. Vermes kendi temel denklemine tek kısılmalı orifis için Reynolds sayısına bağlı olarak oluşturulmuşdeşarj katsayı grafiğini eklemiştir. İlk iterasyon için Cd=0.67 değerini kabul ederek başlamıştır. Şekil 2.6'da Vermes' in kullandığı Cd katsayı grafiği gösterilmektedir.



Şekil 2.6 Dairesel orifisin açıklık faktörü.

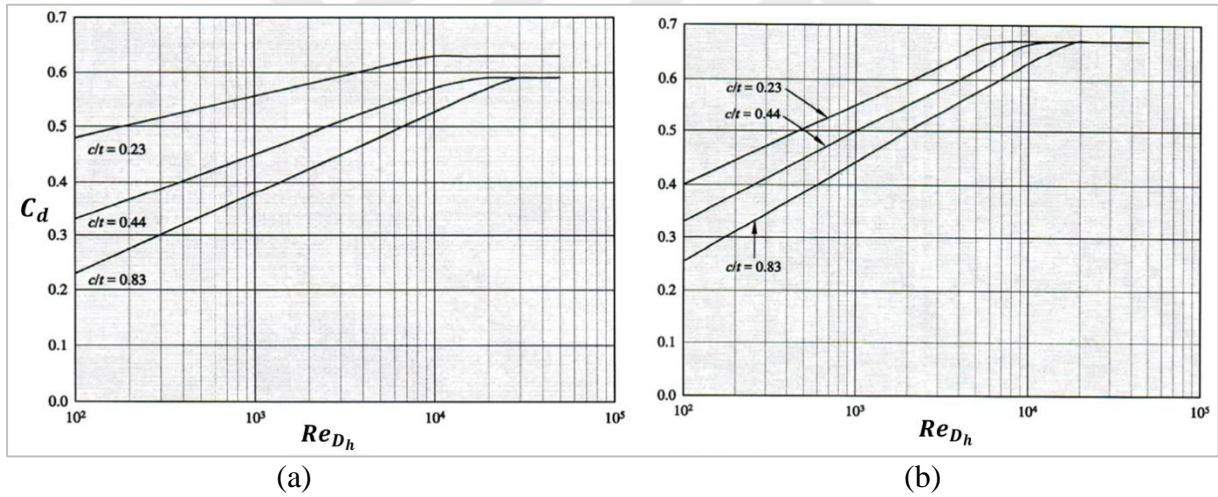
### 2.2.5 Zimmermann ve Wolff Denklemi

Zimmermann ve Wolff (1987) [11] labirent keçelerin farklı geometrik durumları için korelasyonların kıyaslamalarını yapmışlardır. Daha sonrasında kendi oluşturdukları kinetik enerji taşınım faktörü ile yeni bir korelasyon ortaya sunmuşlardır. Ancak tek dişli labirent keçeler için Venant denkleminin, birden fazla diş sayısının olduğu durumlarda ise kinetik enerji taşınım faktörü etkisinin dahil olduğu kendi oluşturduğu denkleminin kullanılması gerektiğini vurgulamıştır. Taşınım faktörü denklemi Hodkinson'un oluşturduğuna oldukça benzerdir ve diş sayısı etkisinin daha iyi sonuç verdiğini deneysel sonuçlar ile desteklemişlerdir. Denklem 2.25 ve 2.26' da bu ifadeler gösterilmektedir [37].

$$\dot{m} = \begin{cases} \frac{P_i \cdot A_i}{\sqrt{k \cdot R \cdot T_i}} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot k^2}{k-1} \cdot \left[ \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{2/k} - \left( \frac{P_{i+1}}{P_i} \right)^{k+1/k} \right]}, & i = 1 \\ Cd \cdot \mu_i \cdot \frac{A_2 P t_0}{\sqrt{R T t_0}} \sqrt{\frac{[1 - (P_n / P t_0)^2]}{[n + \ln(P t_0 / P_n)]}}, & i > 1 \end{cases} \quad (2.25)$$

$$\mu_i = \sqrt{\frac{n/(n-1)}{1 - \left( \frac{n-1}{n} \right) \cdot \left( \frac{C r_i / s}{(C r_i / s) + 0.02} \right)}} \quad (2.26)$$

Şekil 2.7’de (a) ve (b) grafiklerinde sırasıyla iki diş ve iki diştten daha fazla labirent keçeler için Zimmermann ve Wolff tarafından oluşturulmuş Cd katsayıları gösterilmektedir.  $Re = 2 \cdot 10^4$ ’ den büyük olduğu durumlarda sürtünme kayıplarının daha geniş etki ettiği küçük açıklık miktarları için sadece  $Cr/t$  oranının etkisi görülmektedir. 2 dişli bir labirent keçe için  $Re = 2 \cdot 10^4$ ’ den büyük olduğu durum için  $0.59 \leq Cd \leq 0.63$  aralığında değişmektedir.



Şekil 2.7 (a)  $n=2$  dişli labirent keçe için Cd, (b)  $n>2$  için Cd grafiği.

Yukarıda tartışılan temel bazı korelasyonlardan ibarettir. Bu tez çalışmasında kullanılanlar detaylı bir şekilde incelenmiş ve açıklanmıştır. Labirent keçe uygulamasında kullanılan bütün denklemlere yer verilmemiştir. Bunun için çizelge 2.1’de eksenal labirent keçe ve sıkıştırılabilir akış için oluşturulmuş denklemler özetlenmek istenmiştir [35].

**Çizelge 2.1** Kaçak debi modellerinin özeti.

<b>Model</b>	<b>Esas Denklem</b>	<b>K.E Katsayısı</b>	<b>Akış Katsayısı</b>
St. Venant	St. Venant	-	-
Martin	Martin	-	Sabit
Egli	Martin	Ampirik	Ampirik
Hodkinson	Martin	Hodkinson	Ampirik
Vermes	Martin	Vermes	Ampirik
Neumann	Neumann	Neumann	Chaplygin
Zimmerman&Wolf	St.Venant&Martin	Ampirik	Ampirik
Scharrer	Neumann	Vermes	Chaplygin
Esser & Kazakia	Neumann	Esser & Kazakia	Sabit
Kurohashi vd.	Neumann	Kurohashi vd.	Ampirik
Sirti vd.	Neumann	Sirti vd.*	Sirti vd.*

(\*) Sirti vd. için, K.E ve Akış Katsayılarını ayrı bir şekilde geliştirmedir. (Sadece tek bir çarpan kullandı.)

Çizelge 2.1’de görüldüğü üzere kaçak debi denklemlerinin gelişim süreci temel denklemler üzerinden gerçekleşmiştir. Yapılan deneysel çalışmalar ve oluşturulan ampirik denklemler ile kinetik enerji taşınım katsayısı ve akış katsayılarının gelişimi ön plana çıkmaktadır.

Tezin devam eden bölümünde kaçak debi belirleme yöntemlerinden olan sayısal yöntemin (Hesaplama Akışkanlar Dinamiği) alt yapısı incelenmiştir.

## 2.3 SAYISAL YÖNTEM

Sayısal yöntem, analitik çözümün olmadığı ve/veya zor olduğu karmaşık akışkan akışı, mekanik stres problemlerinin çözülmesinde kullanılan nümerik bir çözüm yöntemi olarak bilinmektedir. Akışkanlar dinamiğinin çözümlerinde kullanılan korunum denklemlerinin nümerik yöntem teknikleri ile çözüme ulaştırılması işlemi yaygın olarak bilinen “Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği” yöntemi adı altında geçmektedir. Akış problemlerinde basitleştirme varsayımlarının yapılmadığı çoğu durumda bu korunum (yönetim) denklemlerinin analitik çözümü mümkün olmamaktadır. Bu yüzden ileri nümerik yöntemler gerekmektedir. Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği; süreklilik (2.27), x, y, z yönünde momentum (2.28) ve enerji denklemlerinden oluşan 5 temel korunum denklemleri ile ilgilenmektedir ve bu korunum denklemleri Navier-Stokes denklemleri olarak bilinmektedir. Ayrıca bu 5 korunum denklemleri 7 bilinmeyen içermektedir: yoğunluk ( $\rho$ ), basınç (P), 3 hız bileşeni (u, v, w), sıcaklık (T) ve iç enerji (e). Karmaşık bir akış probleminde 7 bilinmeyenli bir durum söz konusu olduğu zaman bu 5 korunum denklemleri yeterli olmamaktadır. Bu yüzden belirli varsayımlar yapılarak denklemlerde basitleştirme yoluna gidilmektedir. Ticari bir yazılım olan Ansys-FLUENT bu tür karmaşık akış problemleri için doğruluğu kanıtlanmış, güvenilir bir nümerik çözümleme yaptığı için bu tez kapsamında tercih edilmiştir. FLUENT’ in arka planında çalışan korunum denklemleri; Süreklilik, momentum ve enerji denklemleri aşağıdaki gibidir [38].

### **Süreklilik:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) = Sm \quad (2.27)$$

Denklemler 2.27, hem sıkıştırılabilir hem de sıkıştırılmaz akışlar için geçerli süreklilik denklemleridir. Buradaki kaynak terim Sm dağıntı ikinci fazdan (örneğin; sıvı damlacıkların buharlaşmasından dolayı) veya sürekli faza eklenen kütleyi ifade etmektedir.

### **Momentum:**

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\bar{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad (2.28)$$

İvme kazanmayan (hızlanmayan) bir referans çerçevesinde 2.28 numaralı denklemde momentum denklemi ifadesinin vektör notasyonlu hali gösterilmektedir. Burada  $p$  statik basıncı,  $\bar{\tau}$  tensör gerilmeleri ve  $\rho\vec{g} + \vec{F}$  ifadesi sırasıyla yerçekiminden kaynaklı akış kütlelerinin oluşturduğu kuvvetin ve akış elemanına dışarıdan uygulanan kuvvetin toplam ifadesini göstermektedir.

**Enerji:**

$$\frac{\partial(\rho E)}{\partial t} + \nabla \cdot (\vec{v}(\rho E + p)) = \nabla \cdot [k_{eff}\nabla T - \sum_j h_j \vec{J}_j + (\bar{\tau}_{eff} + \vec{v})] + S_h \quad (2.29)$$

Denklem 2.28’ de  $k_{eff} (k + kt)$ , kullanılan türbülans modeline göre tanımlanan türbülans iletim katsayısının dahil olduğu bir ifadedir.  $\vec{J}_j$  ise j bileşeninin difüzyon akısını ifade etmektedir. Denklemin sağ tarafında kalan ilk 3 terim sırasıyla iletim, bileşen difüzyonu ve viskoz yayılımından meydana gelen enerji transferini temsil etmektedir.  $S_h$ , kaynak terim olarak herhangi bir kimyasal reaksiyon veya tanımlanmış ısı kaynağı şeklinde denklemde bulunmaktadır.

Denklem 2.27-2.29 arasında gösterilen  $\vec{v}$  ve  $\nabla$  tanımlamaları sırasıyla.

$$\vec{v} = (ui, vj, wk) \quad (2.30)$$

$$\nabla = i \frac{\partial}{\partial x} + j \frac{\partial}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial z} \quad (2.31)$$

$\vec{v} \cdot \nabla$  skaler çarpımı akış elemanının bir noktadan başka bir noktaya hareketinden dolayı meydana gelen değişimleri temsil etmektedir. Zamana bağlı değişim ifadeleri lokal değişimlerdir ve akışkan özelliklerinin zamana göre değişimlerine izin vermektedir. Denklemlerde aşağıdaki gibi bazı varsayımlar yapılabilmektedir.

- Akış sürekli rejimde ise lokal değişimler sıfır kabul edilmektedir.
- Akış sıkıştırılmaz ( $Ma \leq 0.3$ ) ise yoğunluk değişimi sıfır kabul edilmektedir.
- Sürtünmesiz akış koşullarında stres bileşenleri  $\tau_{ij}$  sıfır kabul edilmektedir.



- Newtonian akış varsayımı gerilme tensörlerinde hız değişimlerinde bir orantılılık meydana getirmektedir.

Labirent sızdırmazlık elemanlarının akış koşulları düşünülecek olursa türbülans koşullarının etkisi, sıkıştırılabilir bir havanın akması, duvar sürtünmelerinde oluşan viskoz kuvvetlerinin havanın termal özelliklerini değiştirmesi, ani kısılmaların meydana gelmesi gibi önemli akış hareketleri yukarıda bahsedilen çoğu varsayımların yapılmasına izin vermemektedir.

FLUENT'in, incelenen sistemin kontrol hacmi içerisinde meydana gelen akış problemlerini çözümü konusunda gerçek sonuçların alındığı deney düzeneklerinde elde edilen veriler ile kıyaslamalar sonucunda uyumlu sonuçlar verdiği görülmektedir. Nümerik analiz yöntemi güçlü bilgisayarlar aracılığıyla daha hızlı ve ekonomik bir geliştirme süreci sunmaktadır. Bu yüzden tasarım sürecinde her bir geometrik faktörün etkisinin deneysel olarak incelenmesinin yerine nümerik analiz yöntemlerinin kullanılması, günümüz dünyasında zaman ve ekonomik masraflar açısından oldukça avantajlı bir nokta olmuştur.

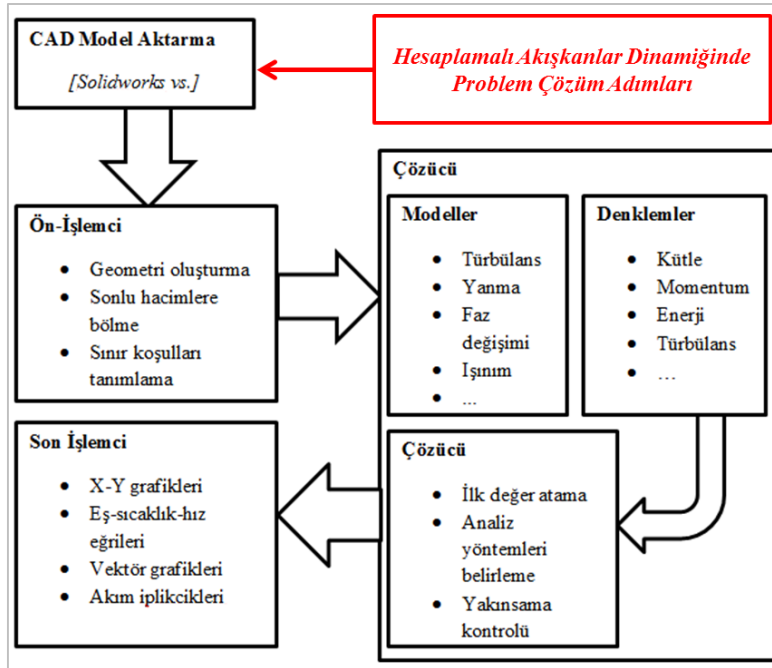
Bu tez kapsamında gaz türbinlerinde kullanılan eğimli dişlerin ve bal peteği keçe modelinin kombine halinde kullanılması durumunda akış karmaşıklıkları ve kaçak debi etkilerini belirlenmesi için geometrik parametreler ve çalışma koşulları çerçevesinde Ansys-FLUENT programı kullanılmıştır.



## BÖLÜM 3

### HESAPLAMALI AKIŞKANLAR DİNAMİĞİ MODELİ

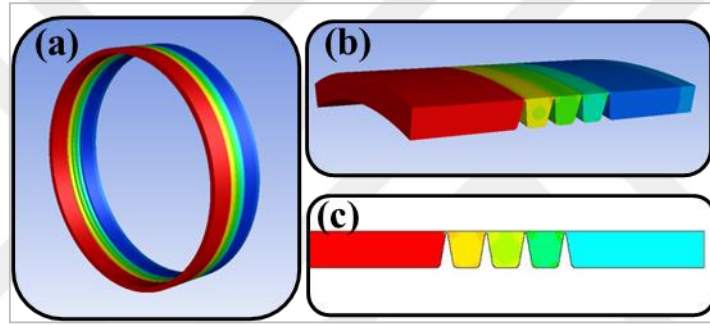
Bu tez çalışması sayısal ileri nümerik metotların uygulandığı hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemini kapsamaktadır. Yöntem için korunum denklemlerinin uygulanacağı geometrik bir akış hacmi gerekmektedir. Birçok sayısal analiz yönteminde bütün sistemi modellemek yerine tasarım parametresinin önemli rol aldığı yer kontrol sistemi olarak değerlendirilir ve o bölgede meydana gelen sınır & başlangıç şartları göz önüne alınmaktadır. Sızdırmazlık elemanlarının akış analizlerinde uygulanan metot ise kısılma bölgesinin akışkan hacminin oluşturulması ve incelenmesidir. Bu bölümde labirent conta ve bal peteği conta modelinin akış hacminin oluşturulması, sınır & başlangıç koşullarının tanımlanması, yeterli çözüm ağının belirlenmesi ve ilgili parametrelerin çözümleme metotları hakkında detaylı bilgiler yer edinecektir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yönteminde akış probleminin incelenmesinde izlenecek adımlar Şekil 3.1’de gösterilmektedir. Adımlar tezin devamında detaylı şekilde açıklanacaktır.



Şekil 3.1 Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözüm adımları.

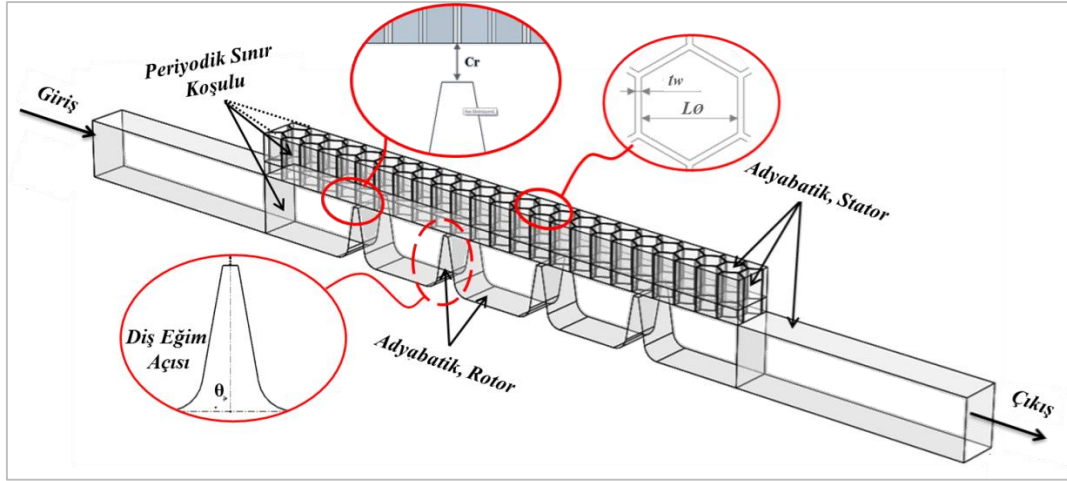
### 3.1 AKIŞ HACMİ & SINIR KOŞULLARI OLUŞTURULMASI

Eksenel labirent conta ve bal peteği conta dairesel dinamik sızdırmazlık elemanları olarak bilinmektedir. FLUENT, bal peteği kullanımı olmadığı durumlar için labirent contaların 360 derece 3 boyut, periyodik tekrar eden bir açıda 3 boyut ve eksene-simetrik olacak şekilde 2 boyutlu analiz yapma imkanı sunmaktadır. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinde 3 boyutlu geometriler üzerinde çalışmak çoğunlukla yüksek kapasiteli iş bilgisayarları gerektirmektedir. Bu yüzden çoğunlukla eksene-simetrik özelliğin bozulmadığı durumlarda labirent conta elemanlarının 2 boyutlu akış hacimlerini oluşturmak zaman ve ekonomik açıdan avantaj sağlamaktadır. Şekil 3.2’de eksenel labirent conta modelinin 3B-360 derece, 3B-periyodik ve 2B örnek analiz görselleri bulunmaktadır.



**Şekil 3.2** (a) 3 Boyut – 360 derece akış modeli, (b) 3 Boyut – Periyodik açı akış modeli, (c) 2 Boyut eksene-simetrik akış modeli.

Tez kapsamında incelenen sızdırmazlık modeli labirent conta ve bal peteği conta modelinin birlikte kullanılmasını kapsamaktadır. Bu iki elemanın 3 boyutlu akış hacminin oluşturulması yüksek matematiksel çözüm ağı gerektirmektedir. Bu yüzden dairesel elemanın periyodik akış düzenini tekrar edecek şekilde akış hacminin bir kısmı modellenmiştir. Rhode vd. labirent ve bal peteğinin akış hacmi modeli için basitleştirilmiş 2 boyut geometrisi üzerine çalışmışlar ve bal peteği duvar kalınlıkları ihmal edilmediği zaman bazı analiz parametrelerinde yakınsamanın mümkün olmadığını vurgulamışlardır [23]. Gerçek sonuçlar ve değişimler için bu kombine conta durumu 3 boyutlu ve periyodik tekrar eden bir akış hacmi olacak şekilde modellenmiştir. Şekil 3.3’de labirent & bal peteği contanın sınır şartları tanımlaması ile birlikte akış hacminin temsili geometrik tasarımı bulunmaktadır. Literatürde bu ikili conta modelinin yaygın şekilde benimsenmiş akış hacmi modeli mevcuttur [39, 28].



**Şekil 3.3** Kombine conta akış hacmi modeli ve sınır şartları tanımlaması.

Model üzerinde belirtilen sınır koşulları program içerisine aşağıdaki gibi tanımlanmıştır.

#### **Sınır Koşulları:**

##### **1- Giriş Koşulu:**

Akış koşulları belirli bir rejime ulaşması ve ters akışların oluşmaması için giriş bölgesi uzatılmıştır. Girişte meydana gelen akış statik ve dinamik basıncın toplamı olarak tanımlanmıştır. Giriş sıcaklığı her analizde 20°C olarak sisteme tanımlanmıştır.

##### **2- Çıkış Koşulu:**

Akışın dinamik basıncının olmadığı statik basınç olarak atmosferik basınçta sabit olarak tanımlanmıştır. Dinamik basınç etkileri ve ters akış etkileri oluşmaması için çıkış bölgesi uzatılmıştır.

##### **3- Duvar Koşulu:**

- Rotor disk duvar yüzeyleri adyabatik olarak tanımlanmıştır ve çalışma koşullarının analizleri sırasında rotasyonel hareketlerin tanımlanabilmesi için ayrı tanımlanmıştır.
- Sabit (hareket etmeyen) yüzeyler kaymamazlık sınır şartı ve adyabatik yüzey olarak tanımlanmıştır.

##### **4- Periyodiklik Koşulu:**

Dairesel sızdırmazlık elemanının yüksek çözüm ağı gerektirmesi sebebiyle minimum periyodik alan sağlayacak şekilde kesit hacmi oluşturulmuştur. Labirent ve bal peteğinin yanal yüzeyleri çizgisel periyodiklik ara yüzey sınır şartı ile tanımlaması gerçekleştirilmiştir.

Şekil 3.3’de model üzerinde incelenen geometrik parametreler; dış açıklık mesafesi (Cr), bal peteği çap boyutları (LØ) ve dış eğim açıları ( $\theta$ ) yakınlaştırılmış görüntüleri verilmektedir. Turbomakine çalışma koşulları esnasında basınç farklarının artması-azalması ve rotor hızlarında meydana gelen değişimlerin kaçak debi üzerine etkilerinin de incelenmesi için farklı basınç oranları ve rotor hızlarında kaçak debi analizleri yapılmıştır. Çizelge 3.1’de detaylı analiz parametreleri özetlenmiştir.

**Çizelge 3.1** Geometri & Çalışma parametreleri.

#	Değişken Parametreler	Sembol	Değerler: Min., Temel, Max.
1	Balpetek Çapları	LØ [mm(in)]	<b>0.793 (1/32")</b> ; 1.590 (1/16") ; 3.175 (1/8")
2	Açıklık Miktarı	Cr [mm]	0.254; <b>0.508</b> ; 1.016
3	Dış Eğim Açılıarı	$\theta$ [degree]	<b>90</b> ; 70; 50
4	Basınç Oranı	Pr	1.5; <b>2.0</b> ; 2.5
5	Rotor Yüzey Çizgisel Hızları	Vr [m/s]	<b>0</b> ; 200; 400
#	Sabit Parametreler	Sembol	Değerler
1	Dış Hatve Genişliği	s [mm]	8
2	Dış Yüksekliği	ht [mm]	4
3	Dış Taban Genişliği	b [mm]	1,811
4	Dış Ucu Genişliği	t [mm]	0,4
5	Balpetek Duvar Kalınlığı	tw [mm]	0,102
6	Balpetek Yüksekliği	hh [mm]	3
7	Rotor Dış Tabanı Yarıçapı	Ri [mm]	253

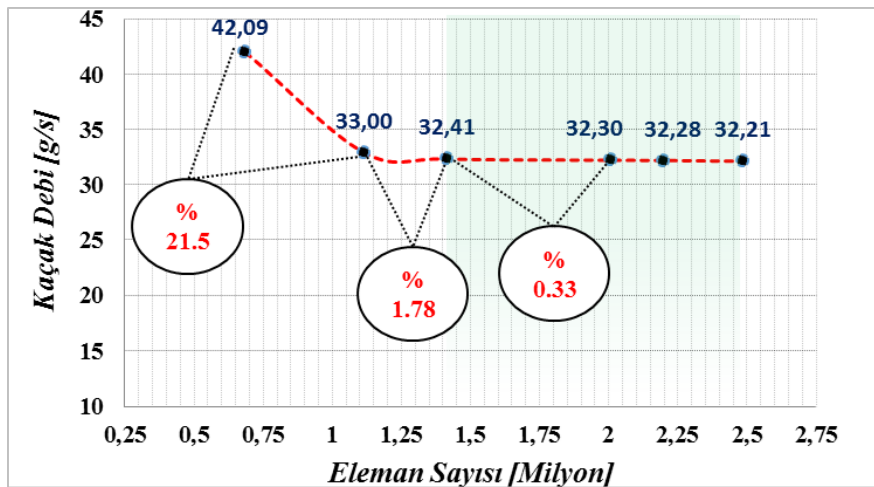
Analizlerde giriş sınır şartı çıkış basıncının katları şeklinde değişken olup çıkış sınır şartı 100 kPa’ da sabit tutulmaktadır. Kombine conta içerisinde akan hava dış girişinde ani kısılma ve kısılma bitiminde ani genişlemelere maruz kalmaktadır. Basınçta meydana gelen bu değişim havanın sıkıştırılabilir özelliğini etkin kılmaktadır. Bu yüzden akışkan akışının yani havanın tanımlamalarında yoğunluk sabit kabul edilmemektedir. Havanın yoğunluğu analizlerde ideal gaz denklemi ile çözdürülmüştür. Analizlerde, sıcaklık parametrelerinin etkin olmadığı soğuk conta testlerinde havanın özgül ısısı, iletim katsayısı ve dinamik viskozite katsayılarının değişmediği yani sabit kabulü yapılmıştır. Çizelge 3.2’de akışkan akışının sisteme tanımlanan termal özellikleri özetlenmiştir.

Çizelge 3.2 Havanın termal özellikleri.

HAVA 20°C & 1 atm	Sembol	Değerler
Yoğunluk	$\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ]	İdeal Gaz Denklemi
Özgül Isısı	$C_p$ [J/kgK]	1007
İletim Katsayısı	$k$ [W/mK]	0,02514
Dinamik Viskozite	$\mu$ [Pa.s]	$1,825 \times 10^{-5}$

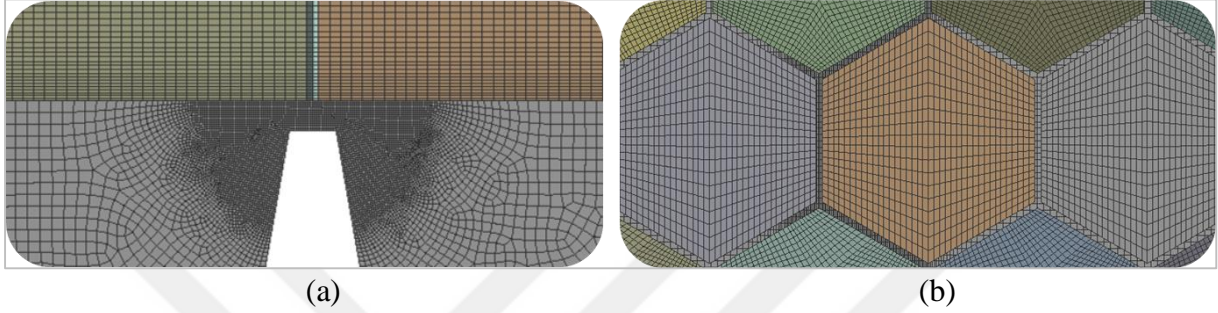
### 3.2 ÇÖZÜM AĞI & ÇÖZÜM METOTLARININ BELİRLENMESİ

Çözüm ağı (mesh) oluşturulan akış hacmi modelinin imkanlar doğrultusunda yeterli en küçük birim elemanlara bölünerek oluşturulmuş bir matematiksel çözüm alanı anlamına gelmektedir. Sızdırmazlık elemanları içerisinde meydana gelen türbülanslı akış fiziğinin ne kadar iyi bir mesh yoğunluğu ile sağlanacağını belirlemek sayısal yöntem çalışmalarının ilk adımları arasında yer almaktadır. Sonuçların çözüm ağından bağımsızlaştığı noktayı belirlemek için yapılan bu işlem meshten bağımsızlık analizi (Grid Independence Analysis) olarak adlandırılmaktadır. Oluşturulan akış 3 boyutlu periyodik bir geometri olduğu için varsayılan mesh yoğunlukları milyon mertebelerine ulaşmaktadır. Bu analiz işleminde parametreler içerisinde en küçük bal peteği (0.793 mm) ve en küçük açıklık miktarına (0.127 mm) sahip geometri için 6 farklı mesh yoğunluğunda analizler gerçekleştirilmiştir. Toplam kaçak debi miktarı monitör aracılığı ile takip edilmiştir. Bu geometride belirlenen mesh yoğunlukları diğer geometrilerde de aynı oranda tutulmaktadır. Mesh bağımsızlık analiz grafiği şekil 3.4'de gösterilmiştir.



Şekil 3.4 Çözüm ağı bağımsızlık analizi.

Bu geometri için mesh bağımsızlık noktası  $\sim 1.5M$  eleman sayısından sonra çok fazla değişim göstermemektedir. En büyük bal peteği çapı ve en büyük açıklık miktarında bu sayı  $\sim 4.5M$  eleman sayılarına ulaşmaktadır. Bal peteğinin olmadığı durumlarda labirent sızdırmazlık elemanları 2 boyutlu modellenebilmektedir. Bu yüzden bal petekli kompleks geometriye göre daha düşük çözüm ağlarına sahiptirler. Temsili bal petekli durum için bir mesh görüntüsü şekil 3.5’de gösterilmektedir.



**Şekil 3.5** Temsili (a) Diş üstü mesh görünümü, (b) Bal peteği mesh görünümü.

Akış hacmi bölgesinde kompleks durumların olduğu dış açıklık mesafelerinde kısılma, genişleme ve bal petek hücre odalarına akış hücumu esnasında meydana gelen akış hareketleri önemli miktarda çözüm sonuçlarını etkilemektedir. Dolayısıyla kritik akış bölgelerinde yoğun çözüm ağlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Diş üstü bölgelerine FLUENT mesh uygulaması içerisinde bölgesel çözüm ağı için küresel etki alanı (Sphere of Influence) oluşturulmuştur. Bal petek odaları içerisinde oluşan girdapların etki alanı bal peteğinin en üst düzeyine yeterince erişemediği için kritik bölgeye doğru daralan bir çözüm ağı uygulaması gerçekleştirilmiştir.

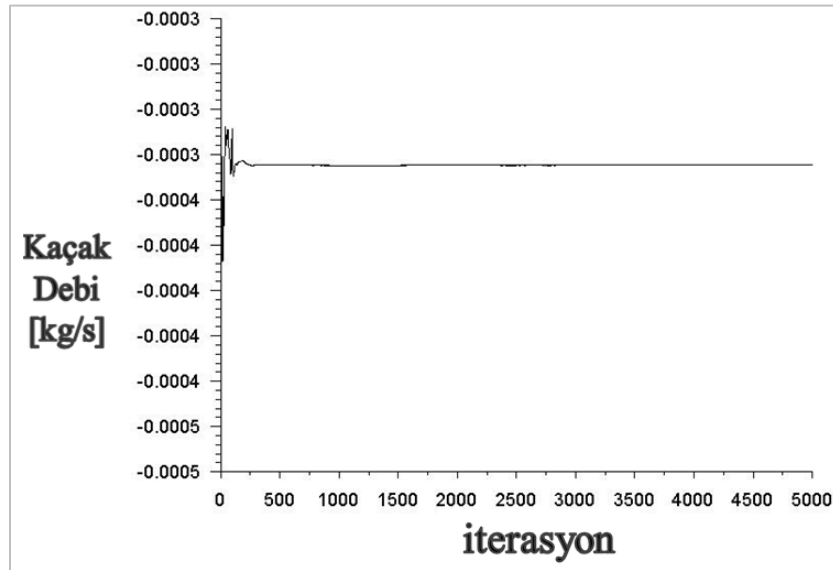
Sınır şartları tanımlama ve sonlu hacimlere ayırma işlemleri tamamlandıktan sonra oluşturulmuş olan matematiksel çözüm ağına uygulanacak denklemler sistem içerisine aktif edilerek tanımlanmaktadır. Yüksek rotor hızları, bal peteği hücre odalarının var olması akışın girdaplı olmasına sebebiyet vermektedir. Bu yüzden türbülanslı akış mevcuttur. Tezin devam eden kısmında bölüm 4’ de analizlerin doğrulanması aşamasında Reynolds sayısının hesaplama yöntemi aktarılacaktır. Akış koşullarının analiz içerisine tanımlamalarının özetlenmiş hali çizelge 3.3’de gösterilmiştir.



**Çizelge 3.3** Akış koşulları tanımlamaları.

<b>Çözücü Tipi</b>	Basınç tabanlı bir çözüm gerçekleştirilmiştir.	
<b>Akış Rejimi</b>	Zamandan bağımsız (Sürekli Rejim) çözüm gerçekleştirilmiştir.	
<b>Enerji Denklemi</b>	Sıcaklık sınır şartı ve/veya sıcaklık etkileri aktif edilmiştir.	
<b>Türbülans Modeli</b>	Girdap akışların türbülans etkileri için «k-ε / Realizable» seçilmiştir.	
<b>Duvar Fonksiyonu</b>	Yakın duvar davranışı olarak «Enhanced Wall Treatment» seçilmiştir. Duvar davranışında termal etkiler dahil edilmiştir.	
<b>Viskoz Isınma</b>	Türbülanslı akış koşulunda viskoz sürtünmelerden meydana gelen ısınma etkileri dahil edilmiştir.	
<b>Atmosferik Basınç</b>	Pmutlak=Pef.+Patm, atmosferik basınç 0 kPa olarak tanımlanmış ve efektif basınçlar sisteme tanımlanmıştır.	
<b>Çözüm Metotları</b>	Basınç ayrıklaştırma: Yoğunluk ayrıklaştırma: Momentum ayrıklaştırma: Türbülans ayrıklaştırma: Enerji ayrıklaştırma:	PRESTO! İkinci Dereceden İkinci Dereceden Birinci Dereceden İkinci Dereceden

Sonuçların yakınsama durumlarının takibi için çıkıştaki kütleli debi (kaçak debi) takibi yapılmıştır. Şekil 3.6'da kaçak debi monitör izleme ekranı gösterilmiştir. Yaklaşık 2000 iterasyondan sonra çok fazla değişim meydana gelmemektedir.



**Şekil 3.6** İterasyon sayısı ile kaçak debinin değişim.



## BÖLÜM 4

### HESAPLAMA / ANALİZ SONUÇLARI

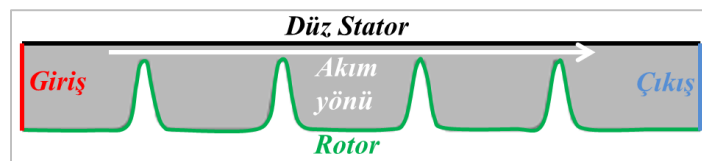
Tezin bu bölümü aşağıdaki çizelge 4.1’de özetlenen 4 farklı geometrik durumun hesaplama ve analiz sonuçlarını kapsamaktadır. 4 farklı geometrik varyasyon için bölüm 3’de bahsedilen detaylı analiz matrisleri incelenmiştir. İncelenen geometrik varyasyonların kaçak debi üzerine pozitif etkileri açık bir şekilde anlaşılması için her biri farklı başlıklar altında detaylandırılacaktır.

Çizelge 4.1 Genel analiz matrisi.

#	Stator	Diş
1	Düz Stator	Düz diş (90 derece)
2	Düz Stator	Eğimli diş (70-50 derece)
3	Bal petek kullanımı	Düz diş (90 derece)
4	Bal petek kullanımı	Eğimli diş (70-50 derece)

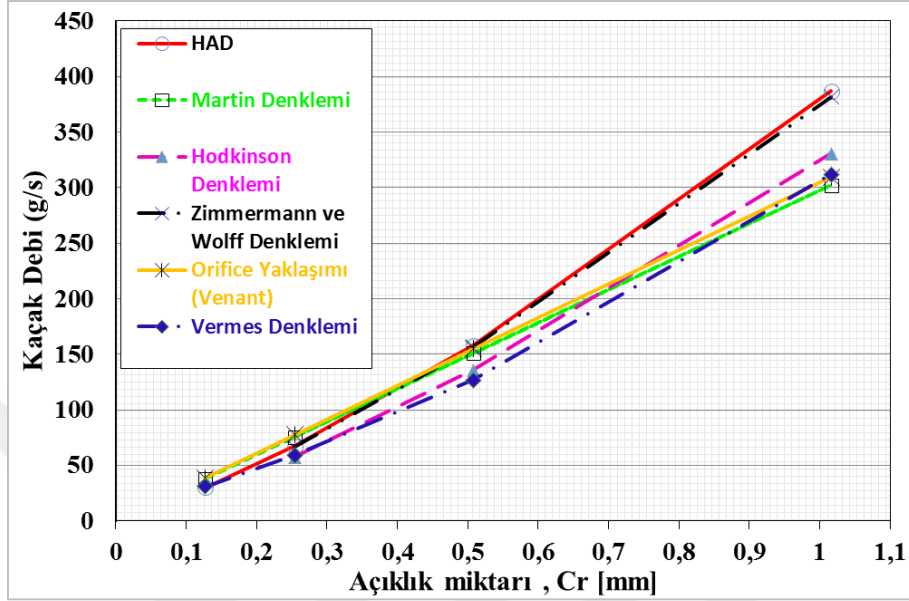
#### 4.1 DÜZ STATOR & DÜZ DİŞ

Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile yapılan analiz sonuçları takip edilen yolun doğruluğundan emin olmak amacıyla ilk olarak düz stator ve düz diş geometrisi için oluşturulmuş spesifik denklemler ve korelasyonlar ile kıyaslanmıştır. Geometrik varyasyonların takip edilebilmesi için şekil 4.1’de düz stator ve düz diş’e ait şema gösterilmektedir.



Şekil 4.1 Düz stator & düz diş şematik görünümü.

Şekil 4.2'deki grafikte analiz sonuçları ile neredeyse birebir uyum gösteren Zimmermann ve Wolff denklemi olmaktadır. Martin ve Venant (orifis yaklaşımı) denklemi hariç diğer denklemlerde boşalma katsayısı (Cd) kullanılmıştır.



Şekil 4.2 Korelasyonların HAD analiz sonuçları ile kıyaslanması.

Korelasyonların anlaşılması ve uygulama kolaylığı açısından örnek hesaplama Zimmermann ve Wolff denklemi üzerinden gerçekleştirilmiştir.

#### Rotor üzerinde düz aksel labirent sızdırmazlık elemanları için örnek hesaplama

- Diş sayısı (n) = 4
- Diş yüksekliği (h) = 4 mm
- Rotor Yarıçapı (Ri) = 253 mm
- Diş ucu yarıçapı (Rt=Ri+h) = 257 mm
- Dişler arası mesafe, hatve (s) = 8 mm
- Radyal açıklık miktarı (Cr) = 0,127 mm
- Diş ucu genişlik mesafesi (t) = 0,4 mm

Giriş bölgesinde toplam basınç olarak  $P_{t0} = 150 \text{ kPa}$  ve çıkış statik atmosferik sabit basınçta  $P_n = 100 \text{ kPa}$  olarak 1,5 basınç oranı ile çalışmaktadır. Giriş toplam sıcaklığı  $T_{t0} = 293 \text{ K}$  olarak belirlenmiştir. Havanın gaz sabiti olarak  $R = 287 \text{ J/kgK}$ , dinamik viskozitesi olarak  $\mu = 1,825 \times 10^{-5} \text{ Pa.s}$  alınmıştır.

## Çözüm

Diş sayısının 1' den fazla olduğu durum için Zimmermann ve Wolff 2.25 numaralı denklem hesaplamalar için tekrar gösterilmektedir. Denklemden istenilen veriler aşağıda sırasıyla hesaplanmaktadır.

$$\dot{m} = Cd \cdot \mu_i \cdot \frac{A_2 P t_0}{\sqrt{R T t_0}} \sqrt{\frac{[1 - (P_n / P t_0)^2]}{[n + \ln(P t_0 / P_n)]}} \quad (4.1)$$

*Kinetik enerji taşıma faktörü ( $\mu_i$ ) :*

$$\mu_i = \sqrt{\frac{n/(n-1)}{1 - \left(\frac{n-1}{n}\right) \cdot \left(\frac{C r_i / s}{(C r_i / s) + 0.02}\right)}} = \sqrt{\frac{4/(4-1)}{1 - \left(\frac{4-1}{4}\right) \cdot \left(\frac{0,127/8}{(0,127/8) + 0.02}\right)}} = 1,41249$$

*Boşalma katsayısı ( $Cd$ ) :*

$Cd$  için hesaplama Reynolds sayısına bağlıdır. Reynolds ifadesi kütleli debiye bağlı bir ifade olduğu için ilk  $Cd$  değeri tahmini olarak belirlenir ve ilk değer  $Cd = 0,67$  olarak seçilir. Debi ve Reynolds ifadeleri sırasıyla hesaplandıktan sonra iteratif bir yöntem ile Reynolds'a bağlı  $Cd$  değeri seçilir ve işlem iteratif bir şekilde devam eder.

*Kısıma bölgesinde akış geçiş alanı ( $A_2$ ):*

$$\begin{aligned} A_2 &= \pi \cdot [(Ri + h + Cr)^2 - (Ri + h)^2] = \pi \cdot [(253 + 4 + 0,127)^2 - (253 + 4)^2] \cdot 10^{-6} \\ &= 2,0512755 \times 10^{-4} \text{ m}^2 \end{aligned}$$

*Kütleli debi ( $\dot{m}$ ):*

$$\begin{aligned} \dot{m} &= Cd \cdot \mu_i \cdot \frac{A_2 P t_0}{\sqrt{R T t_0}} \sqrt{\frac{[1 - (P_n / P t_0)^2]}{[n + \ln(P t_0 / P_n)]}} \\ &= 0,67 \times 1,41249 \times 150000 \times \frac{2,0512755 \times 10^{-4}}{\sqrt{287 \times 293}} \times \sqrt{\frac{[1 - (100/150)^2]}{[4 + \ln(150/100)]}} \\ &= 0,0356589 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 35,6589 \text{ g/s} \end{aligned}$$

Reynolds sayısı ( $Re$ ):

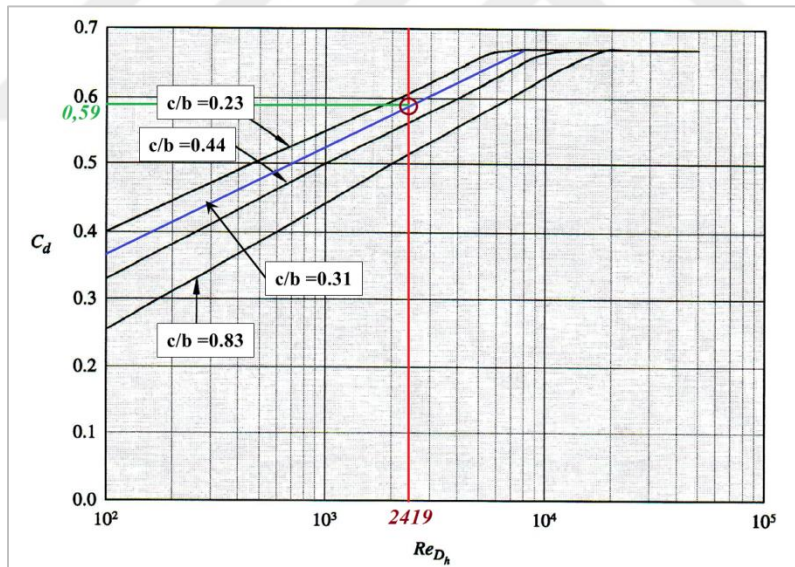
$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot A_2 Dh}{A_2 \cdot \mu} = \frac{\dot{m} \cdot Dh}{A_2 \cdot \mu} \quad (4.2)$$

$$Dh = \frac{4 \cdot A_2}{P_{wet}} = \frac{4 \times \pi \cdot [(Ri+h+Cr)^2 - (Ri+h)^2]}{2 \times \pi \times [(Ri+h) + (Ri+h+Cr)]} = 2 \times Cr \quad (4.3)$$

$$Dh = 2 \times 0,127 = 0,254 \text{ mm} = 0,254 \times 10^{-3} \text{ m}$$

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot A_2 Dh}{A_2 \cdot \mu} = \frac{\dot{m} \cdot Dh}{A_2 \cdot \mu} = \frac{0,0356589 \times 0,254 \times 10^{-3}}{2,0512755 \times 10^{-4} \times 1,825 \times 10^{-5}} = 2419,4$$

Reynolds sayısına bağılı boşalma katsayısı belirlemek için 2 diştten fazla kullanıldığı durumlarda Zimmermann ve Wolff deneysel verilerden elde edilen sonuçları denklemlerinde kullanmışlardır. Şekil 4.3’de Cd katsayısının belirlenmesi gösterilmiştir [37].

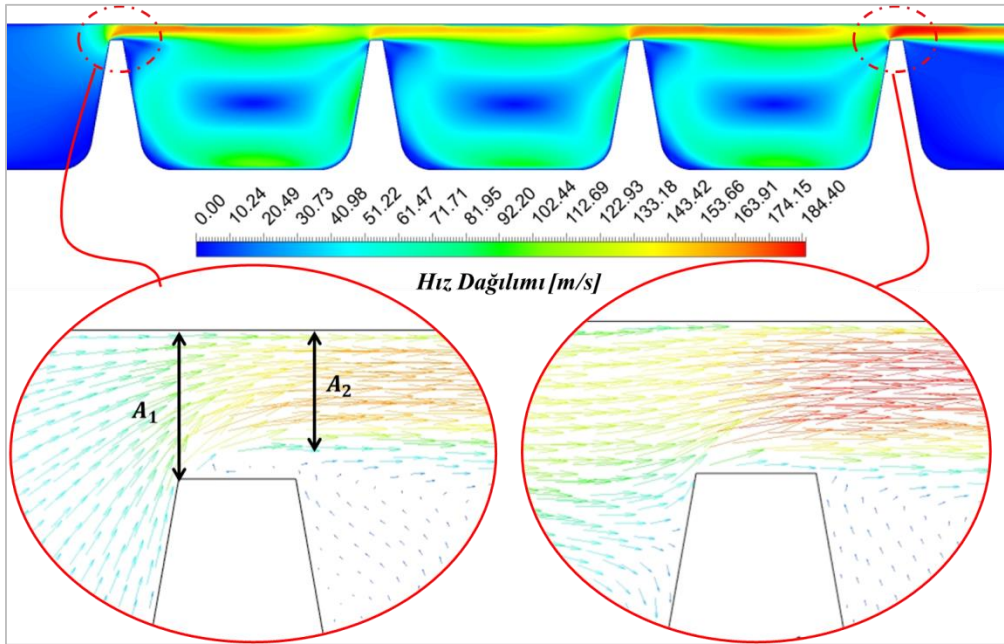


Şekil 4.3 Diş sayısı 2’ den fazla olduğu durumlar için Cd grafiği.

İkinci  $Cd = 0,59$  olarak tablodan okunmuş ve  $\dot{m} = 31,036 \text{ g/s}$ ,  $Re = 2105,77$  olarak hesaplanmıştır. 3. iterasyonda  $Cd = 0,58$  olarak okunmuş ve  $\dot{m} = 30,86 \text{ g/s}$ ,  $Re = 2093,83$  olarak hesaplanmaktadır. 4. İterasyon için  $Cd \cong 0,58$  olarak okunmaktadır ve bir önceki değer ile çok fazla fark olmadığı için boşalma katsayısı bu parametreler için **0,58** olarak belirlenmiştir.

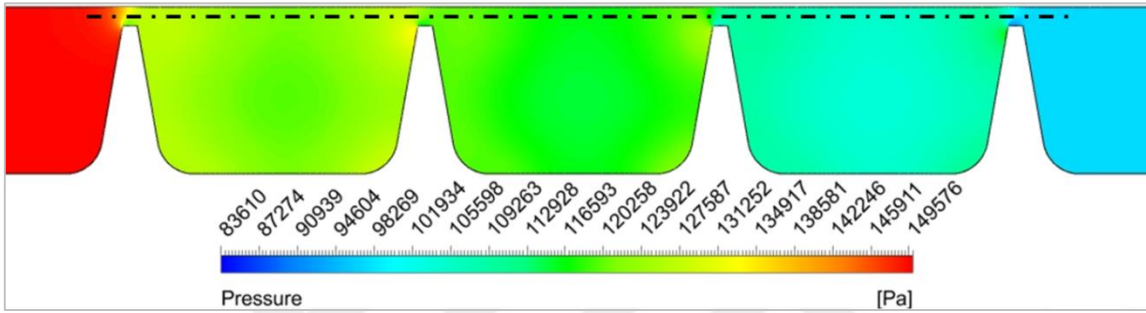
Sıkıştırılamaz akış durumları ( $Ma < 0.3$ ) olduğu durumlar için kanal içi akışlarda türbülanslı akış koşulları  $Re > 2300$  olduğu durumlarda meydana gelmektedir. Ancak sıkıştırılabilir bir akış söz konusu olduğunda ve farklı bir kanal içi geometrisinde durum farklı bir hal almaktadır. Woo (2011) tez çalışmasında labirent sızdırmazlık elemanları içerisinde sıkıştırılabilir ve sıkıştırılamaz akış kullanılması durumunda Reynolds sayısına bağlı olarak enerji taşınım faktörlerini incelemiştir.  $200 \leq Re$  olduğu durumlarda sıkıştırılabilir (hava) ve sıkıştırılamaz (su) akışkan benzer enerji taşınım faktörleri sergilerken,  $200 \leq Re \leq 500$  arasında enerji taşınım faktörleri arasındaki fark artmaya başlamaktadır. Gözlemlenen bu durumun laminer akıştan türbülanslı akışa geçiş koşulu olduğu belirtilmektedir [40]. Bu yüzden, düşük Reynolds sayılarında bile akış koşulu türbülansa geçmektedir. Analiz akış rejimi tanımlamalarında türbülanslı akış koşulu olarak tanımlanmıştır.

Yapılan analizler sonucunda düşük açıklık miktarlarında denklemler oldukça iyi uyum sağlamaktadır. Akışta meydana gelen koşulların hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemi ile akış alanı boyunca çözümlerin gerçekleştirilmesi ve bu değerlerin görselleştirilmesi aracılığıyla yorumları daha anlaşılır bir duruma getirmektedir. Sızdırmazlık elemanları mevcut akışın basınç enerjisini oluşturan sürtünme ve girdaplar vasıtasıyla azaltmaktadır. Bu durum her bir kısılma sonrasında akışın kinetik enerjisinde bir artışa sebebiyet vermektedir. Şekil 4.4’de hız dağılımı, akışın ilk dişte kısılmadan önce ve sonra akış alanındaki daralma değişimi gösterilmiştir.



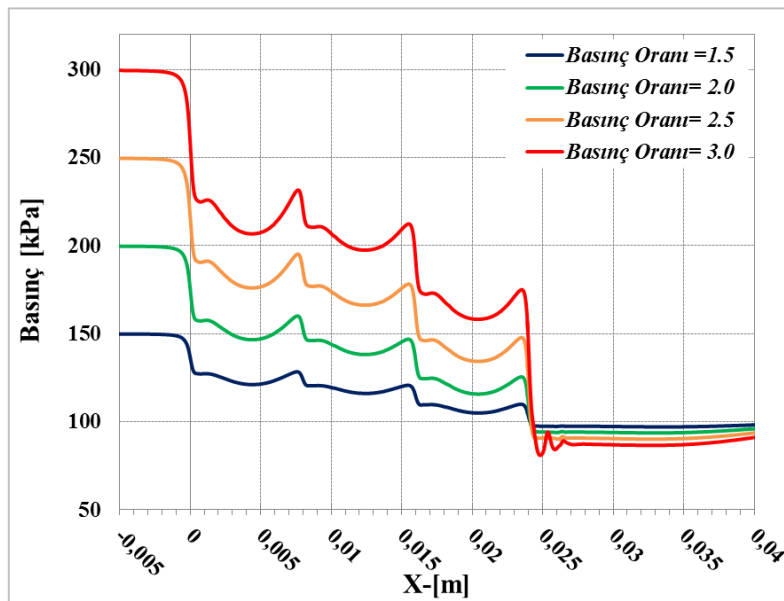
Şekil 4.4 Hız dağılımı ve diş üzerinde vektör görünümü.

Çalışma koşulları olarak motor kalkış, seyir ve iniş durumları esnasında sistem içerisinde basınç farkları sürekli olarak değişmektedir. Farklı basınç oranlarında sızdırmazlık elemanlarının kaçak debi üzerinde etkilerini belirlemek amacıyla 4 farklı basınç oranı ( $Pr=1,5-2,0-2,5-3,0$ ) için analizler gerçekleştirilmiştir. Sıkıştırılabilir akış söz konusu olduğunda sistem içerisindeki Mach sayıları büyük önem kazanmaktadır. Mach sayısı 1'den büyük olduğu durumlar için gaz dinamiği prensiplerine göre lüleler difüzör, difüzörler ise lüle davranışı göstermektedir. Basınç artışı ile sistem içerisinde daha fazla kinetik enerji meydana gelmektedir. Özellikle son dişte maksimum hızlar gözlenmektedir.



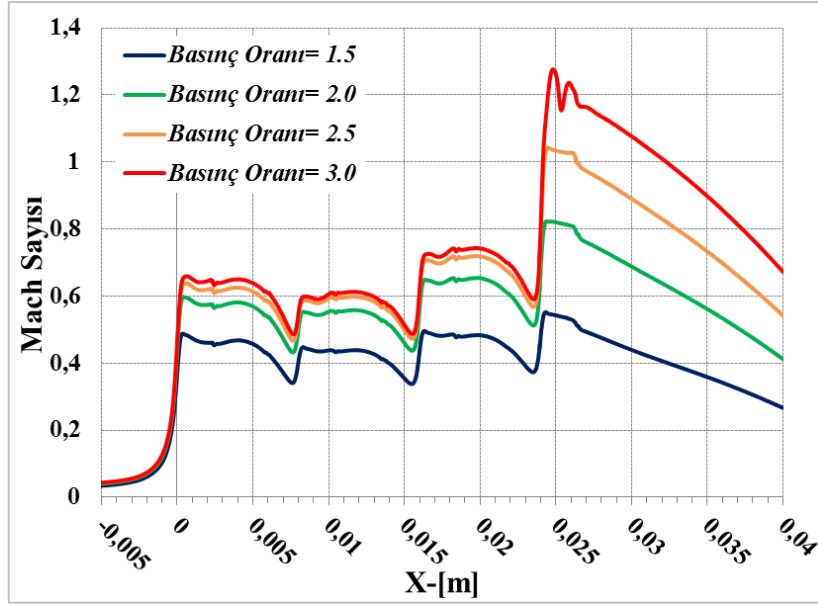
Şekil 4.5 Labirent conta içerisindeki statik basınç dağılımı [ $Cr=0,508\text{mm}$ ,  $Pr=1,5$ ].

Sistem içerisinde kademeli olarak bir basınç düşümü meydana gelmektedir. Şekil 4.5'de dişlerin üzerinden geçen bir hat boyunca basınç ve Mach sayılarının değişimi incelenmiştir. Basınç değişimi şekil 4.6'da Mach değişimi ise şekil 4.7'de verilmektedir.



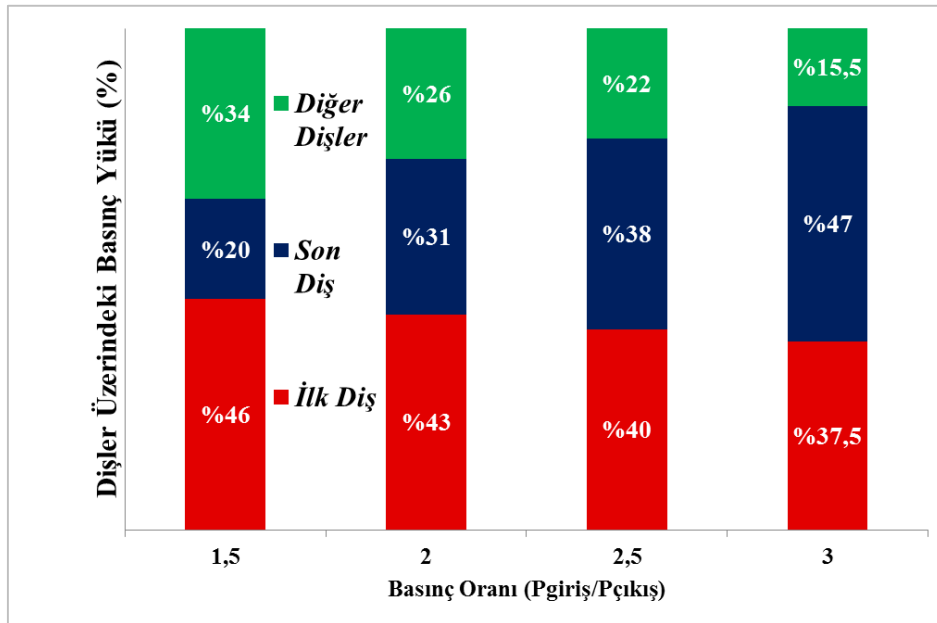
Şekil 4.6 Diş üzerindeki basınç değişimleri.





Şekil 4.7 Diş üzerindeki Mach sayısının değişimi.

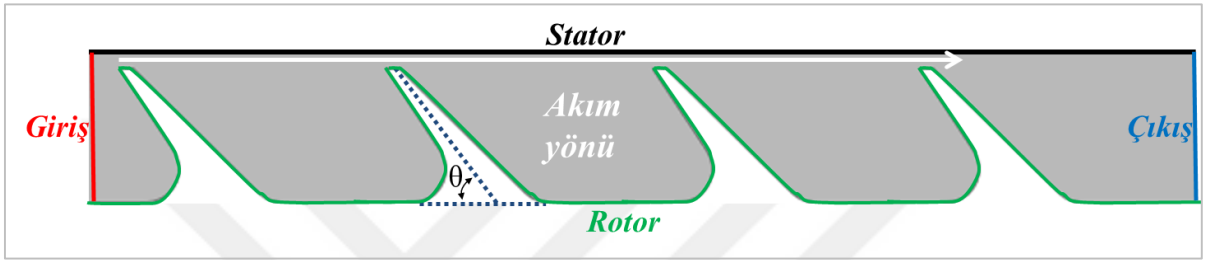
Yüksek basınç oranlarında Mach sayısı 1'i geçtiği durumda ilk diş göre daha fazla basınç yükü taşımaktadır. Bu davranış gaz dinamiği prensipleri içinde uyum göstermektedir. Basınç oranı 1,5 iken ilk diş %46 ve son diş %34'lük bir basınç yüküne maruz kalırken basınç oranının 3.0 olduğu durumda Mach sayısının 1'i geçmesiyle son diş daha fazla basınç yüküne maruz kalmaktadır. Artan basınç oranı ile ilk ve son dişin haricindeki dişlerin maruz kaldığı basınç yükü azalış göstermiştir. Bu etki şekil 4.8'de gösterilmiştir.



Şekil 4.8 Dişlerin taşıdığı basınç yüklerinin yüzde (%) değişimi.

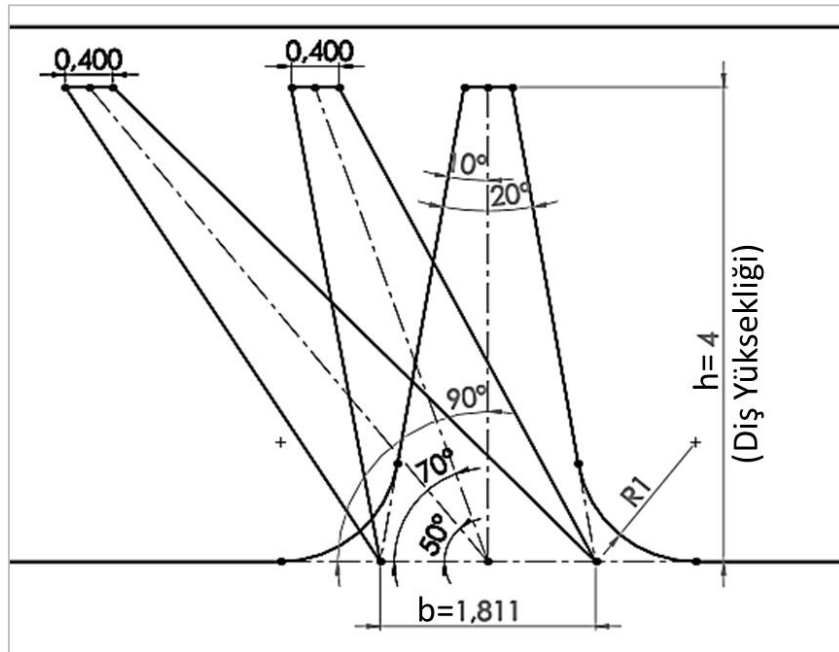
## 4.2 DÜZ STATOR & EĞİMLİ DİŞ

Labirent contalarda kaçak debi azaltma yöntemlerinden bir tanesi dişlerin yüksek basınç bölgesine doğru eğimli bir şekilde tasarlanmasıdır. Geometrik varyasyonların takip edilebilmesi için şekil 4.9’da düz stator ve eğimli diş’ e ait şema gösterilmektedir. Stocker 90-70 ve 50 derece olmak üzere 3 farklı parametrede eğim açıları kaçak debiye etkisini deneysel olarak incelemiştir [18]. Yapılan analizlerin sonucunda deneysel veriler ile karşılaştırmalar gerçekleştirilmiştir.



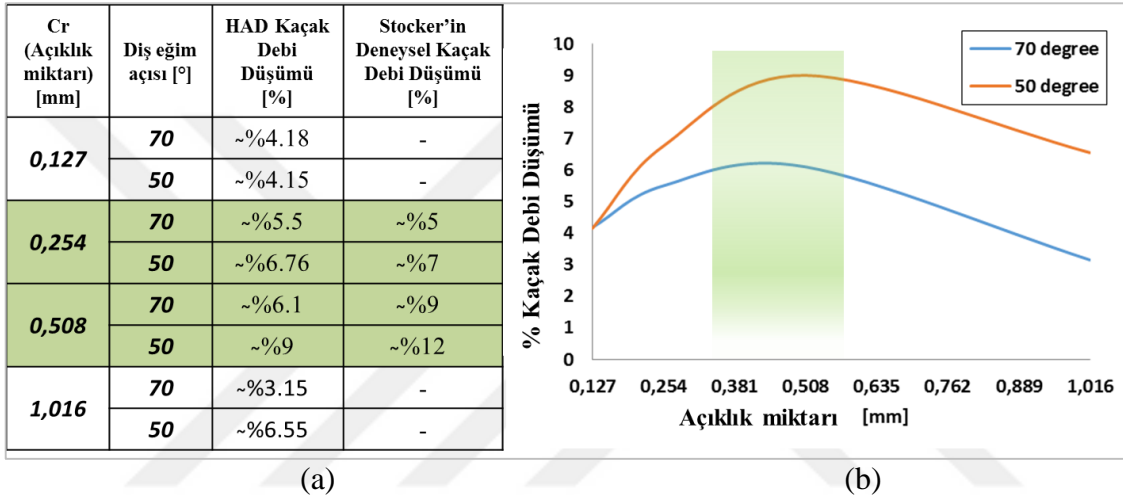
Şekil 4.9 Düz stator & eğimli diş şematik görünümü.

Bu tez kapsamında kenarları yuvarlatılmamış diş taban genişliği (b) sabit tutularak dişin yatay ve dikey eksenleri arasında kalan açı değiştirilmiştir. Dişe ait temel geometrik ölçüler Şekil 4.10’da gösterilmiştir.



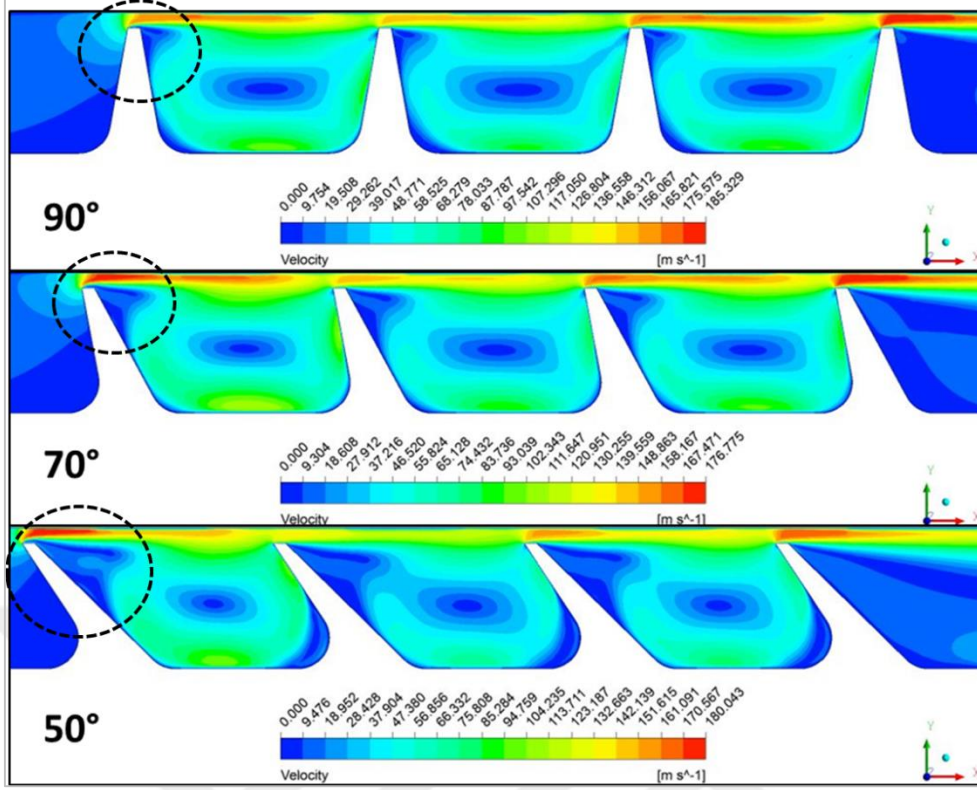
Şekil 4.10 Diş (bıçak) eğim açısının geometrik ölçüleri (Birim: mm).

Stocker, 2 farklı açıklık miktarları (0,254-0,508mm) için diş eğim açıları için kaçak debiye etkisini incelemiştir. Analizler 4 farklı açıklık miktarı 0,127-0,254-0,508 ve 1,016 mm için gerçekleştirilmiştir. Çalışma basıncı ve dişin bazı temel geometrik ölçüleri farklı olmasına rağmen aynı diş eğim açıları benzer kaçak debi düşmesi meydana gelmiştir. Stocker, dişin eğimli olması halinde artan açıklık miktarında kaçak debi azalması artış gözlemiştir. Açıklık miktarı parametre aralığının genişletilmesiyle birlikte yapılan analizlerde Stocker' in yorumuna yenilik getirilmiştir. Şekil 4.11'de analiz sonuçları ve deneysel sonuçların kıyaslamaları yer almaktadır.



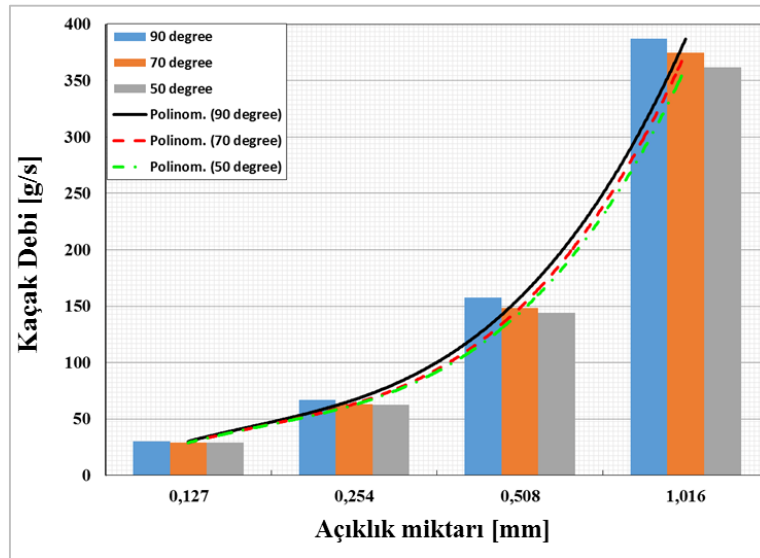
Şekil 4.11 (a) Deney verileri ile kıyaslama, (b) Açıklık miktarı ile kaçak debi düşümü (HAD).

Analizlerde gözlemlenen yeni yorum; artan açıklık miktarı ile kaçak debi düşümünde sürekli bir artışın gözlenmemesidir. Açıklık miktarının artması ile akışkan dişlere uğramadan direkt kısılma bölgesinden geçmeye çalışmaktadır. Bu yüzden, dişlerin eğim etkisi azalmaktadır. Kaçak debi düşümünde maksimum davranış gösteren açıklık miktarı ve eğim açısı gözlenmektedir. Benzer durum küçük açıklık miktarlarında akış alanının azalması ile akışkan hız kazanır ve jet akış halinde diş boşluk bölgelerine uğramadan bir sonraki kısılma bölgesine geçmektedir. Dişlerin eğim etkisi açıklık miktarının 0,508 mm' de ve 50 derecelik bir diş eğim açısında maksimum düşüş meydana gelmektedir. Labirent conta içerisinde diş boşluklarında meydana gelen girdaplar ve kısılma bölgelerinde oluşan jet akışların diş eğim etkisi hız dağılımları ve basınç dağılımları büyük önem arz etmektedir. Şekil 4.12'de diş eğim açısının değişimi ile hız dağılımları gösterilmektedir. Hız dağılımları, yüksek basınç bölgesine doğru eğim açısının azaltılması ile dişlerin hemen sırt yüzeylerinde oluşan ek girdaplar kaçak debinin azalmasında önemli bir etkendir.



Şekil 4.12 Diş eğim açısı ile hız dağılımları.

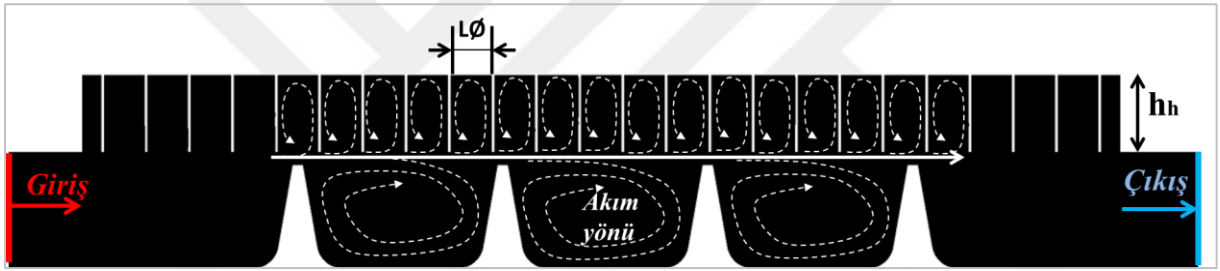
Diş sırt yüzeylerinde girdap seviyesinin artması dişlerde daha fazla basınç kaybına neden olmaktadır. Sızdırmazlık elemanlarının çalışma koşulları ve sisteme göre açıklık miktarları değişkenlik göstermektedir. Hem açıklık miktarı hem de diş eğim açılarının değişiminin kaçak debi miktarı üzerine etkileri şekil 4.13’de gösterilmek istenmiştir.



Şekil 4.13 Diş eğim açısı ve açıklık miktarı ile kaçak debi değişimi.

### 4.3 BAL PETEK KULLANIMI & DÜZ DİŞ

Gaz türbinli motorlarda bal peteği kullanımı açık literatürde de bahsedildiği gibi sönümlenme özelliği ve kaçak debi üzerine pozitif etkilerinden dolayı tercih edilmektedir. Geometrik varyasyonların takip edilebilmesi için şekil 4.14’de bal petekli stator ve düz diş’e ait şema gösterilmektedir. Şekil 4.14’de belirtilen akım yönleri diş boşluklarında oluşan girdaplara ek olarak bal peteği odacıklarında meydana gelen küçük girdaplarda akış karakteristiğini etkilemektedir. Şekil şeması 3 boyutlu periyodik oluşturulmuş akış geometrisinin orta düzlem ekseninden alınmış bir kesit görünümünü ifade etmektedir. İlk diş ucu bal peteği odasına açık halde konumlandırılmış olup diğer bal peteği odaları sabit duvar kalınlığı ve bal peteği boyutuna göre stator yüzeyinde konumlandırılmaktadır. Bütün diş uçları bal peteği odalarına açık konumda denk gelmemektedir.

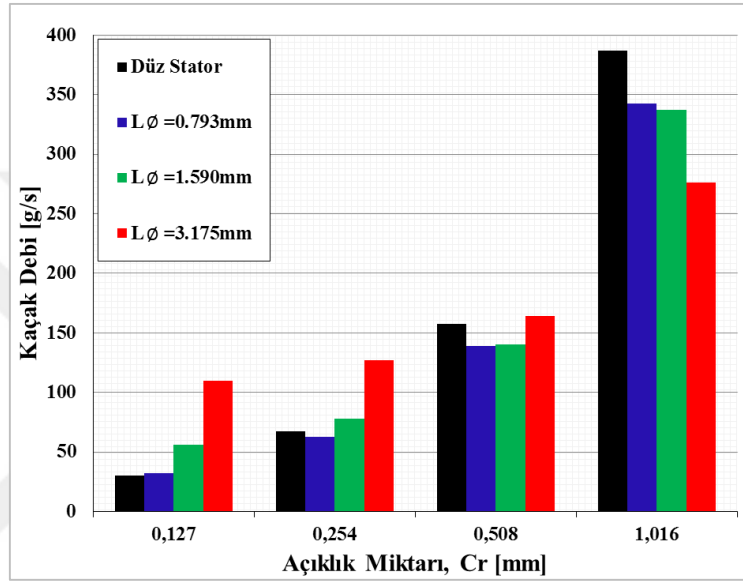


Şekil 4.14 Bal petekli stator yüzeyi ve düz diş şematik görünümü.

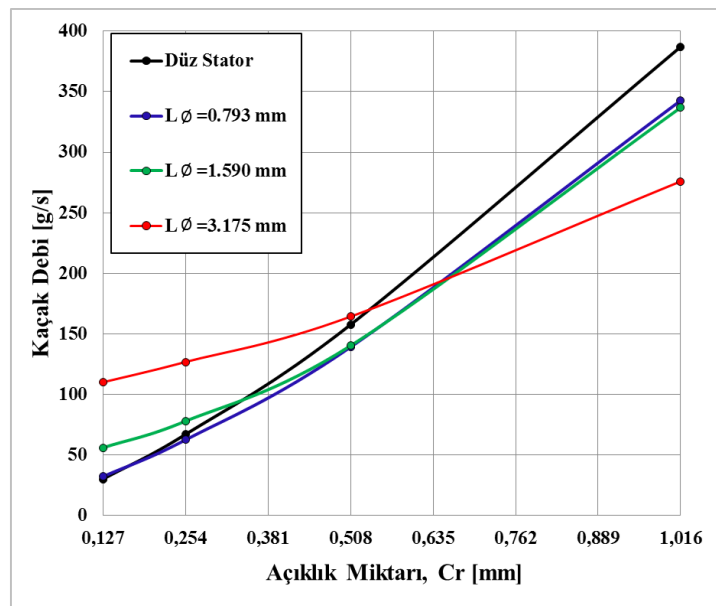
Düz statorlu (bal peteği yok) durumda rotorda meydana gelen eksenden kaçma hareketlerinde diş ucu yüzeyi ve stator yüzeyi arasında sürtünme durumları kaçınılmaz durum olmaktadır. Bu sürtünmelerden dolayı stator yüzeyinde meydana gelen aşınma oyuklukları akış alanını artırması sebebiyle kaçak debiyi oldukça artırmaktadır. Stator yüzeyleri büyük ve tek bir malzeme olması halinde o yüzeylerde meydana gelen aşınmaların düzeltilmesi ekonomik sıkıntı olarak geri dönmektedir. Bu yüzden sabit stator yüzeyine kolay aşınabilir bir malzeme ve/veya bal peteği contaları yerleştirilmektedir. Bu malzemelerin aşınma durumlarında değiştirilmeleri ile bu problem çözülmüş olmaktadır. Sistemde kullanılan optimum bal peteği boyutları o sistemde kullanılan labirent conta elemanının geometrisine ve çalışma açıklığına göre önemli miktarda değişkenlik göstermektedir.

Bu bölümde bal peteği boyutunun ve açıklık miktarının kaçak debi üzerine etkileri incelenmiştir. Yapılan analizlerde kıyaslamalar düz stator & düz diş durumunda edilen

sonuçlara göre yapılmıştır. Analizlerde bal peteği boyutunun akış üzerine etkisinin anlaşılabilmesi için çalışma basınç oranı  $Pr=1,5$  ve rotor hızı  $Vr=0'$  da sabit tutularak her bir açıklık miktarı [0,127–0,254–0,508 ve 1,016 mm] için piyasada ve literatürde yaygın bir şekilde kullanılan 3 farklı bal peteği çapı [1/32" - 1/16" ve 1/8"] analizleri gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.15 ve 4.16 açıklık miktarı ve bal peteği boyutunun değişiminin kaçak debi üzerine etkilerini özetlemektedir. Aynı verilerin iki farklı grafikte gösterilmesi yorum kolaylığı açısından uygundur.

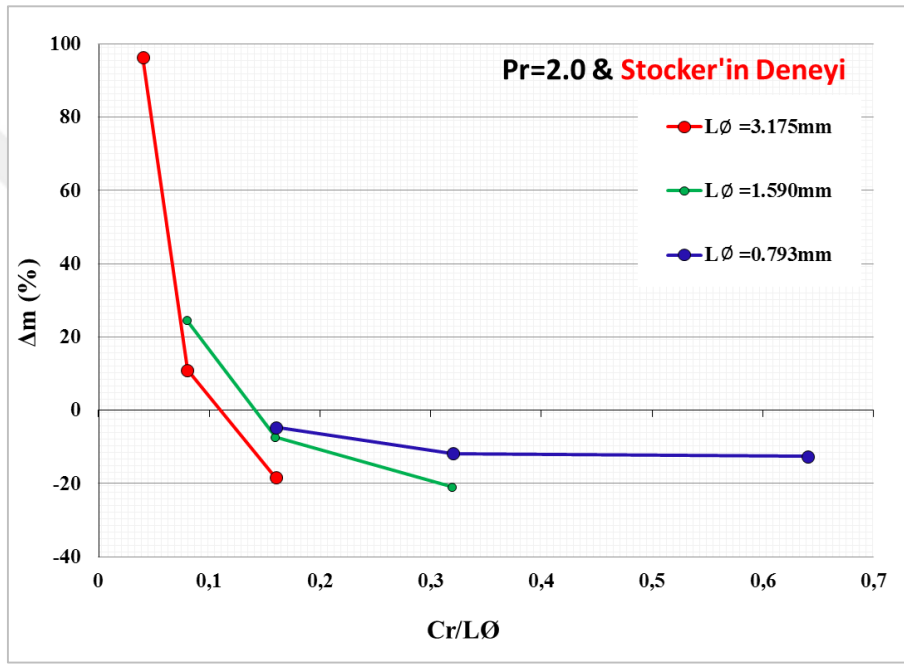


Şekil 4.15 Cr ve LØ ile kaçak debi değişimi, çubuk grafik.



Şekil 4.16 Cr ve LØ ile kaçak debi değişimi, eğri grafik.

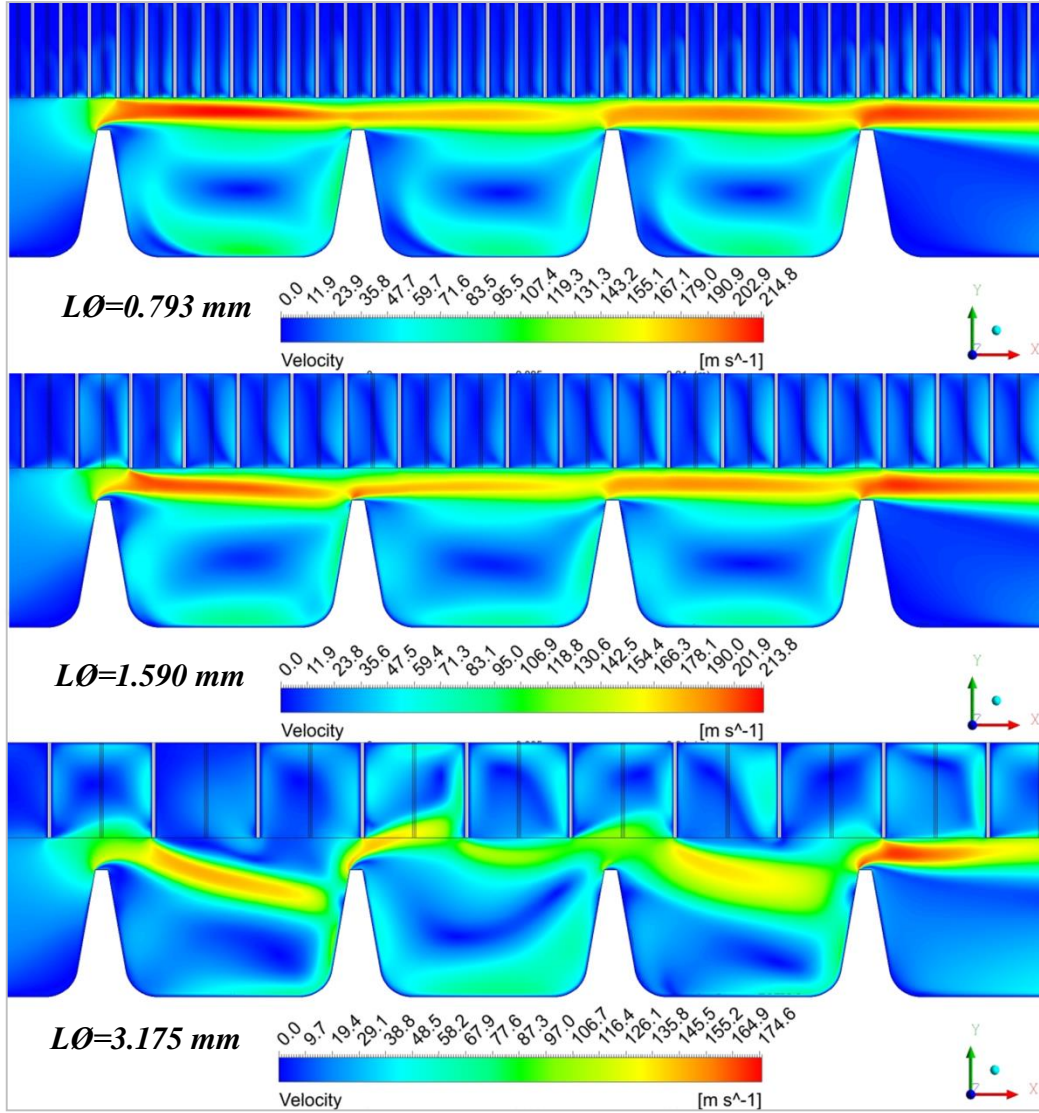
Bal peteği odalarının stator yüzeyine konumlandırılması akış içerisinde oluşacak girdap etkinliğine katkı sağlayarak kaçak debiyi azaltacağı düşünülmesine rağmen analiz sonuçlarında ve açık literatürde paylaşılan bilgilere göre akış davranışının farklı gözlemlendiği görülmektedir. Küçük açıklık miktarlarında büyük bal peteği kullanılması durumunda kaçak debide artış gözlenmektedir. Bu yüzden açıklık miktarının bal peteği çapına oranı ile kaçak debi miktarının değişim oranı 2 boyutlu oluşturulmuş bir test düzeneğinde deneysel olarak Stocker tarafından veriler elde edilmiştir. Kaçak debi üzerine elde ettiği veriler şekil 4.17’de gösterilmektedir.



Şekil 4.17 Düz diş-eksenel labirent contalarda bal peteği kullanımı, Stocker deney sonuçları.

Grafikten de anlaşılacağı üzere daha küçük açıklık miktarlarında çalışma durumlarında büyük bal peteği çaplarını kullanmanın kaçak debi neredeyse yaklaşık 2 kat artırdığını gözlemlerken aynı zamanda bal peteğini çalışma koşulu ve açıklık miktarına göre doğru tercih edilmesi durumunda yaklaşık %24 kaçak debiyi azalttığı görülmektedir.

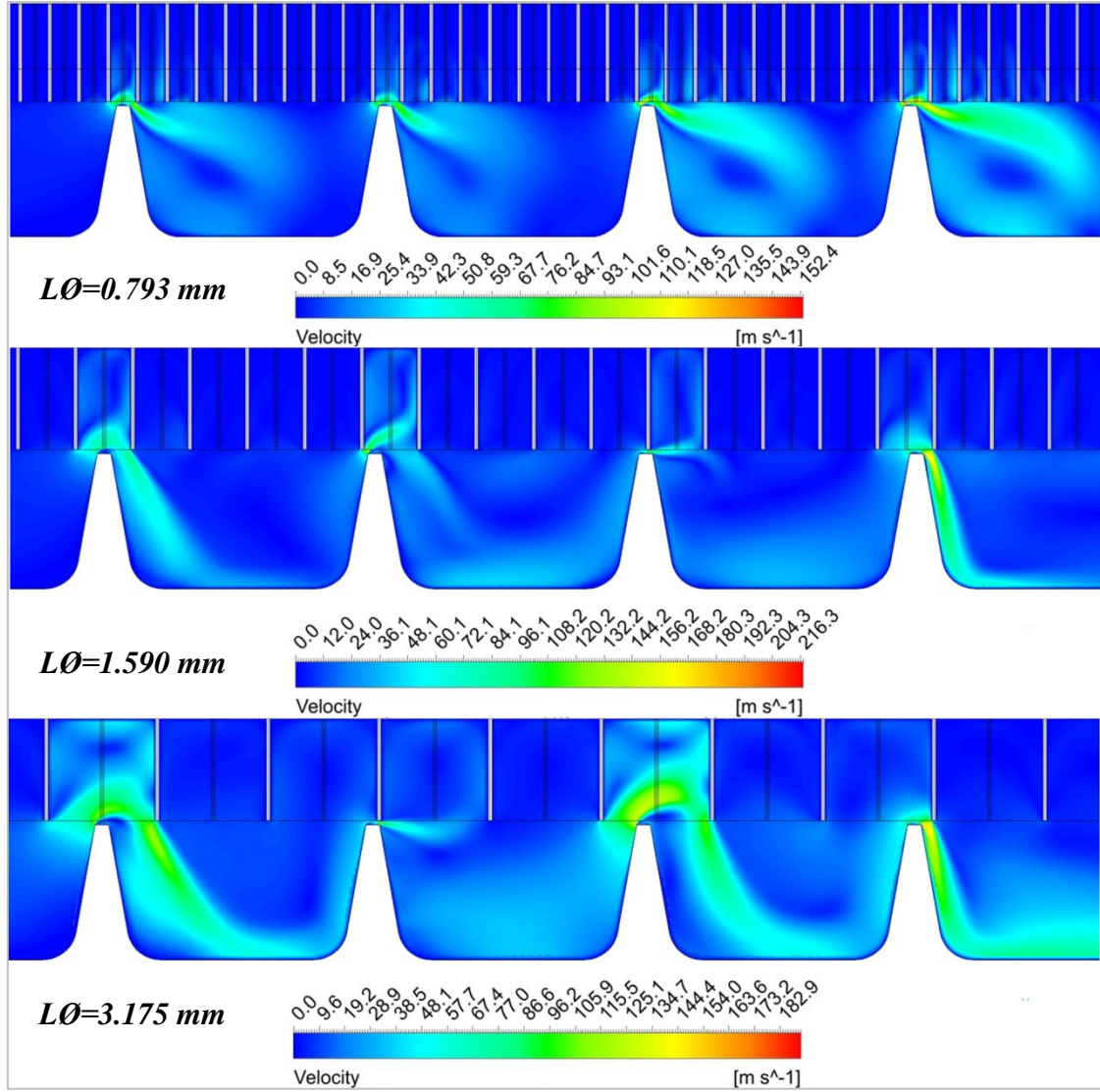
HAD analizlerinde bal peteği kullanımının kaçak debiyi artırıcı ve azaltıcı yönde etkileri gözlenmiştir. Bu iki etkinin meydana geldiği açıklık miktarı ve bal peteği boyutunun kullanıldığında akış içerisinde oluşan hız dağılımları şekil 4.18 ve 4.19’da gösterilmektedir.



Şekil 4.18  $Cr=1.016$  mm’de bal peteği çaplarının değişiminin hız dağılımına etkileri.

Geniş açıklık miktarlarında bal peteği hücreleri ve labirent boşluklar etkin bir şekilde girdap oluşumunu desteklemektedir. Bu yüzden bal peteği boyutlarının artmasıyla girdap etkinliği artar ve neredeyse her bir bal peteği içerisinde girdap oluşumu meydana gelmektedir. Bu mevcut durum kaçak debide önemli miktarda azalış göstermiştir. Açıklık miktarı 1.016 mm’de 1/32” (0.793 mm) bal peteği kullanılması durumunda %11.46’lık bir azalış gözlenirken, 1/8” (3.175 mm) bal peteğinde bu oran %28.70’lik bir azalış göstermektedir. Doğru bal peteği boyutları kullanılması durumunda kaçak debide azalma meydana geldiği analiz verileri ile doğrulanmıştır.



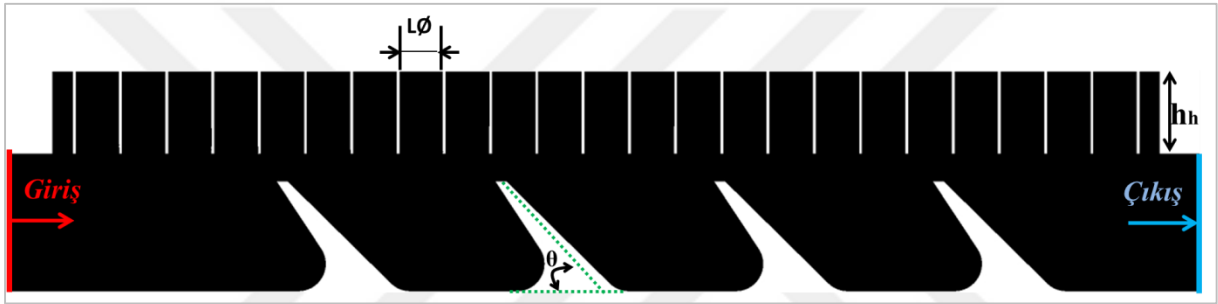


Şekil 4.19  $Cr=0.127\text{ mm}$ ' de bal peteği çaplarının değişiminin hız dağılımına etkileri.

Şekil 4.18 ile 4.19 kıyaslandığında açık bir şekilde küçük açıklık miktarlarında çalışıldığı durumlarda hem bal peteği hücre içerisinde hem dış boşluklarında meydana gelen girdap oluşumlarının etkinliğinin azaldığı gözlenmektedir. Dolayısıyla azalan girdap etkinliği kaçak debi miktarında artışlar gözlenmesine sebebiyet vermektedir.

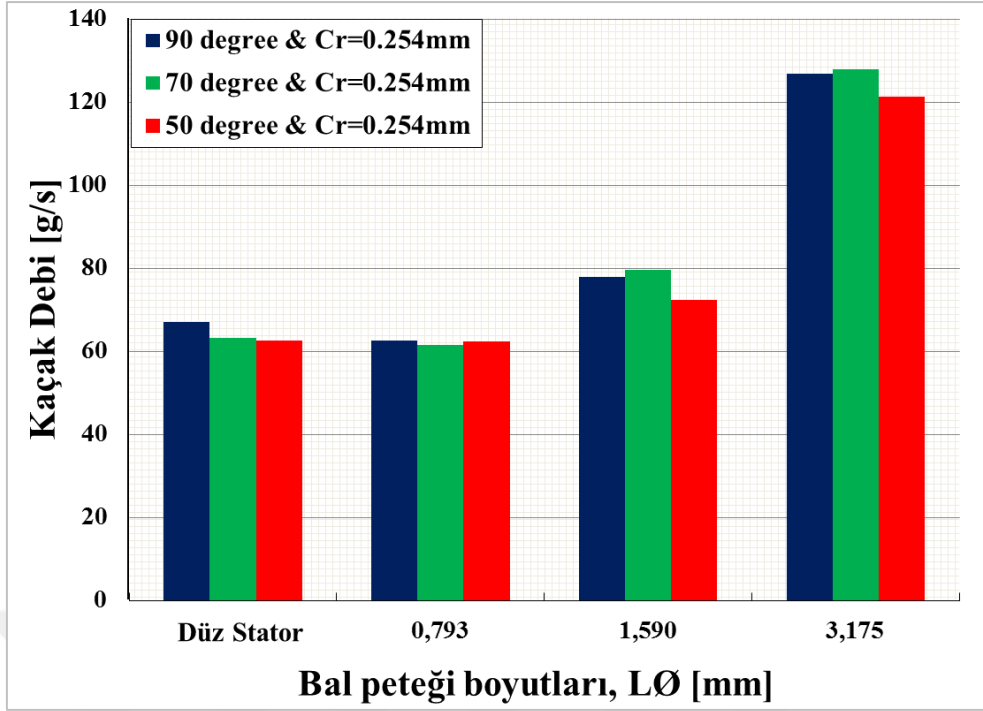
#### 4.4 BAL PETEK KULLANIMI & EĞİMLİ DİŞ

Labirent sızdırmazlık contalarının bal peteği kombinasyonu durumu bölüm 4.3’de de bahsedildiği gibi doğru çalışma açıklık miktarı ve uygun bal peteği çapları tercih edildiği durumlarda kaçak debide olumlu etkilere sahiptir. Aynı şekilde labirent dişlerin yüksek basınçlı bölgeye doğru dişlerin eğimlendirilmesi bölüm 4.2’de de bahsedildiği gibi diş arka yüzeylerinde girdap oluşumu etkinliğini artırmaktadır. Bu etki kaçak debi de azalma davranışı göstermiştir. Bu bölümde, bu 2 geometrik varyasyonun kombinasyonun analizlerini ve sonuçlarını kapsamaktadır. Geometrik varyasyonların takip edilebilmesi için şekil 4.20’de bal petekli stator ve eğimli diş’e ait şema gösterilmektedir.

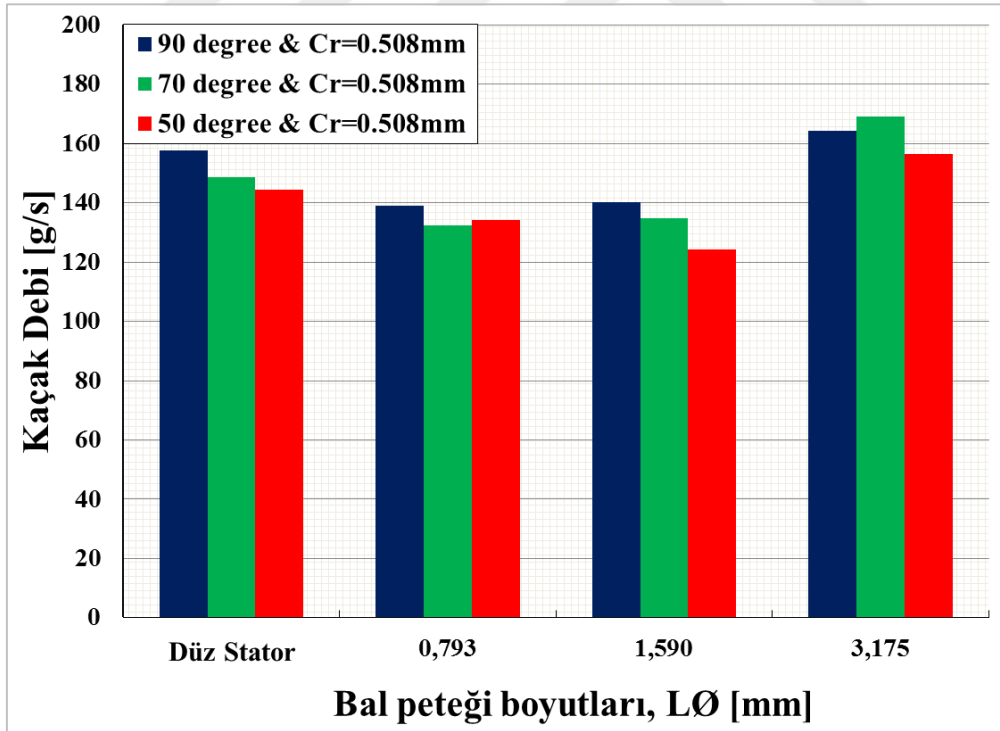


Şekil 4.20 Bal petekli stator yüzeyi ve eğimli diş şematik görünümü.

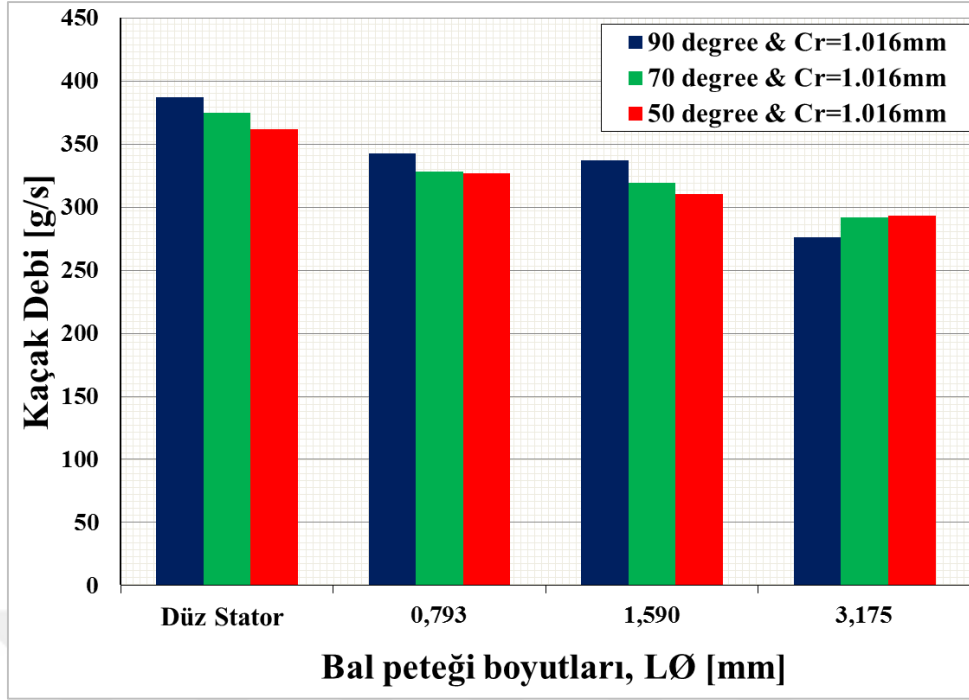
İlk 3 bölümde sızdırmazlık elemanlarının geometrik etkilerinin ve kullanım gerekçelerinin temel amaçları incelenmiştir. Bu bölümde literatürde de yaygın olmayan bu kombine geometrik durumun kaçak debi ve akış karakteristikleri üzerine hem geometrik boyut faktörlerinin etkisi hem de motor çalışma koşullarının etkileri detaylı şekilde incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar düz stator & düz diş geometri varyasyonuna göre kıyaslanmıştır. Bal petek kullanımı ve düz diş durum analizlerinde en küçük açıklık miktarı olan  $Cr=0.127\text{ mm}$ ’ de kaçak debi miktarı düz stator & düz dişe göre artış olduğu gözlemlenmiştir. Ancak  $Cr=0.254\text{ mm}$ ’ den itibaren bal petek kullanımının kaçak debi miktarında azalma eğilimi göstermeye başlamıştır. Bu yüzden bu bölümde  $Cr=0.127\text{ mm}$  açıklık miktarı analizlere dahil edilmemiştir. 3 farklı açıklık miktarı ve 3 farklı bal peteği çapları için geometrik faktörler incelendikten sonra çalışma koşul parametreleri olarak 4 farklı basınç oranı ve 3 farklı rotor hızında analizler gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.21, 4.22 ve 4.23 geometrik faktörlerin kaçak debi üzerine etkileri grafik üzerinden özetlenmiştir.



Şekil 4.21 Cr=0.254 mm’de bal peteği ve diş eğim faktörünün kaçak debi üzerine etkileri.



Şekil 4.22 Cr=0.508 mm’de bal peteği ve diş eğim faktörünün kaçak debi üzerine etkileri.

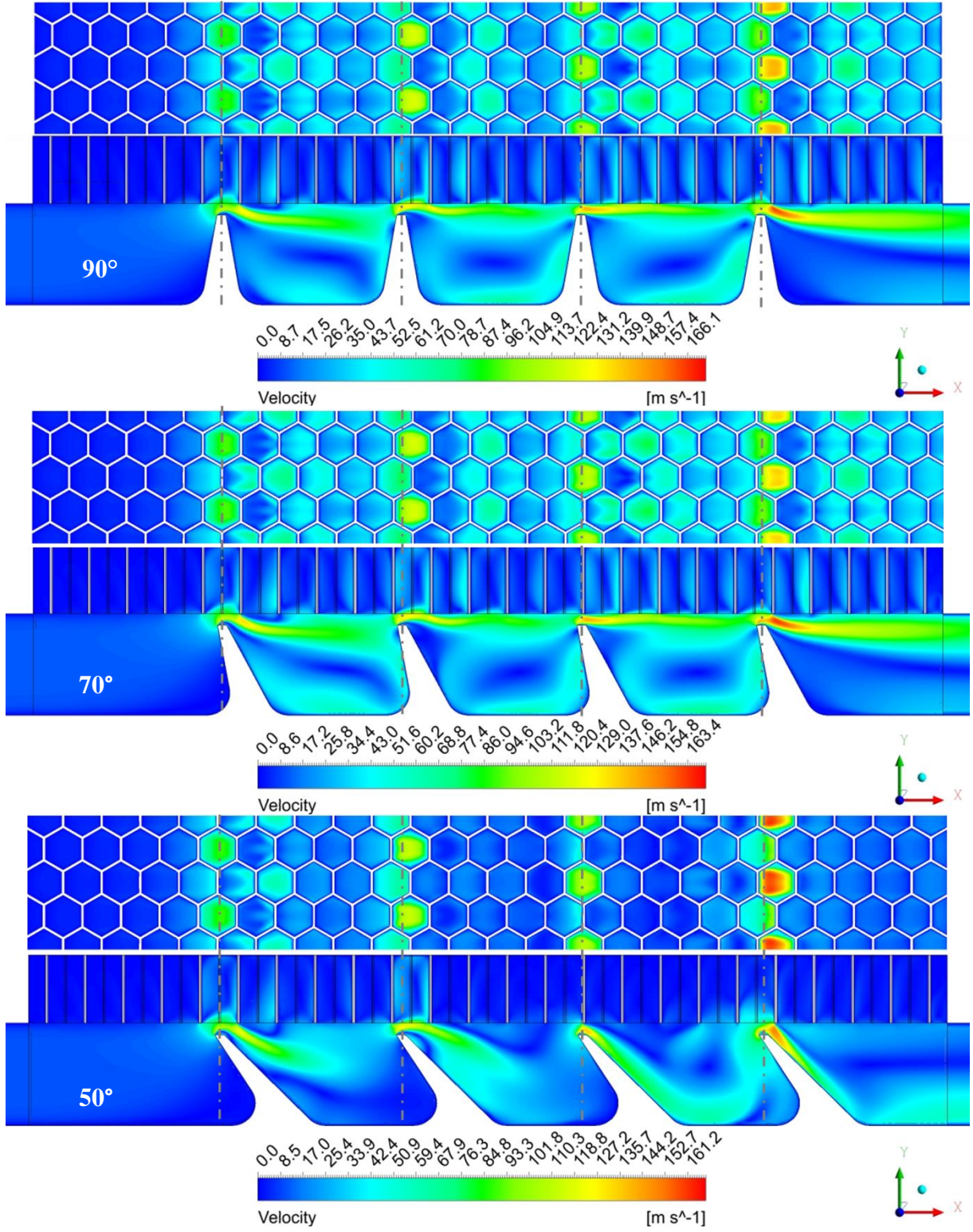


Şekil 4.23 Cr=1.016 mm’de bal peteği ve dış eğim faktörünün kaçak debi üzerine etkileri.

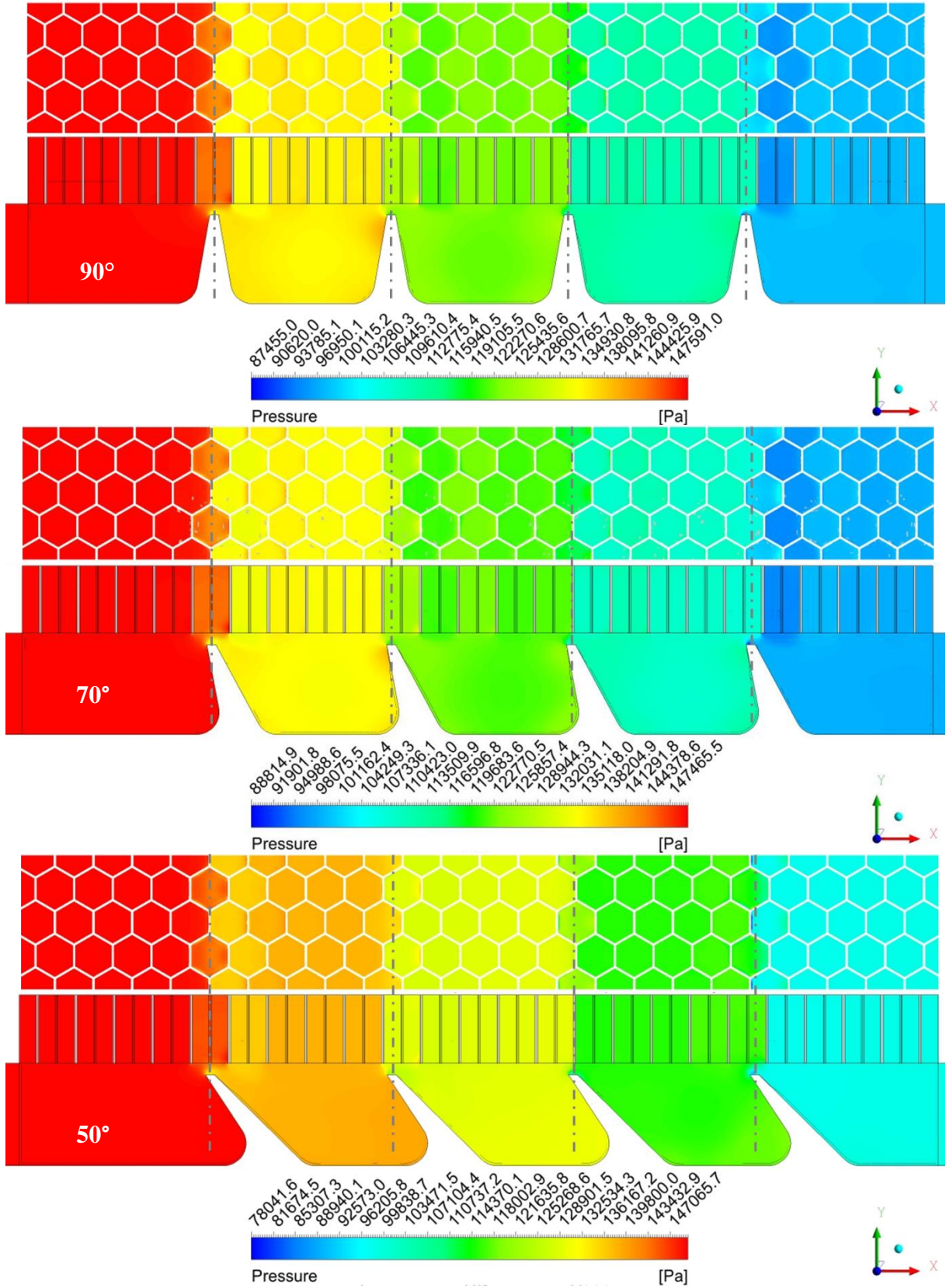
Grafiklerde görüldüğü üzere bal petekli stator yüzeyi ile eğimli dış profilinin kullanılması kaçak debiyi önemli miktarda iyileştirmiştir. Düz aksenal labirent sızdırmazlık elemanları için 0.254 mm açıklık miktarında 0.793 mm bal peteği çapı ve 70 derece dış eğim açısı, 0.508 mm açıklık miktarı için 1.590 mm bal peteği çapı ve 50 derece dış eğim açısı ve 1.016 mm açıklık miktarı için 3.175 mm bal peteği çapı ve 90 derece dış eğim açısı optimum geometrik boyutlar olarak belirlenmiştir. Kaçak debi açısından gelişim yüzdeleri çizelge 4.2’de verilmiştir. En iyi eğim etkileri 1.590 mm bal peteği çapında meydana gelmiştir. Bu bal peteği çağı için eğim açılarının değişiminin hız dağılımına etkileri şekil 4.24’de ve basınç dağılımına etkileri şekil 4.25’de gösterilmiştir.

Çizelge 4.2 Bal peteği kullanımı ve dışların eğim etkisi gelişim yüzdeleri.

Açıklık Miktarı [mm]	$\left( \frac{\dot{m}_{opt.} - \dot{m}_{düz}}{\dot{m}_{düz}} \right) \times 100$		
	LØ=0.793 [mm]	LØ=1.590 [mm]	LØ=1.016 [mm]
0.254	-%8.14(70°)	+%8.13(50°)	+%81.11(50°)
0.508	-%16.03(70°)	-%21.28(50°)	-%0.61 (50°)
1.016	-%15.67(50°)	-%19.77(50°)	-%28.71(90°)

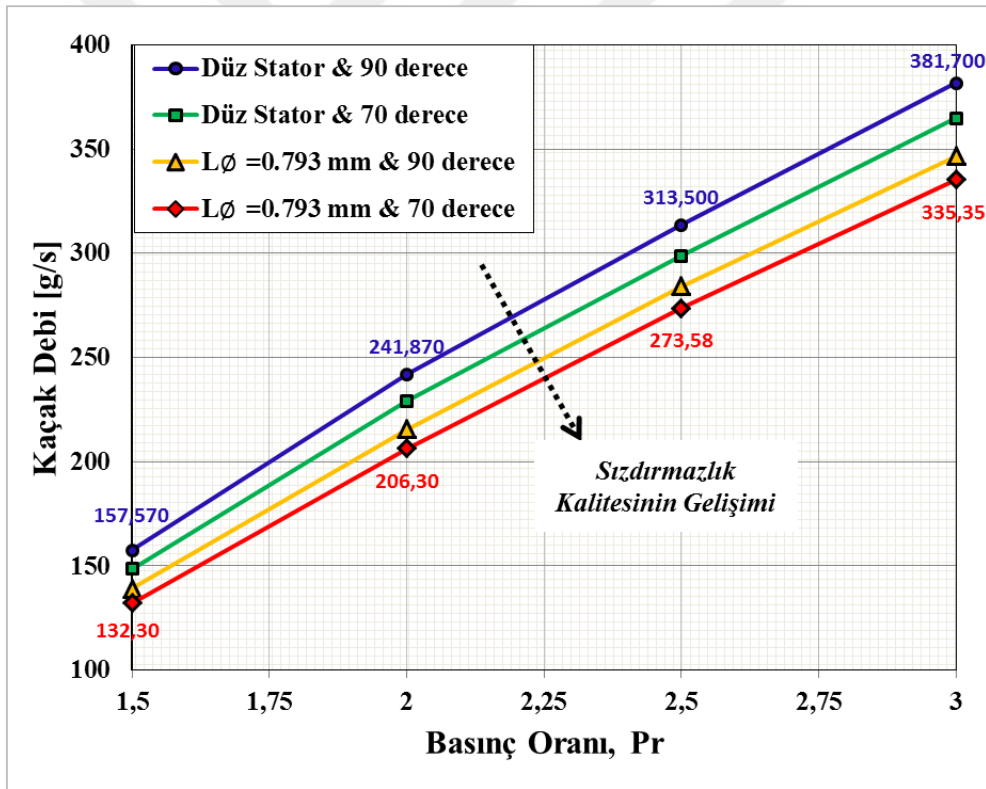


Şekil 4.24  $Cr=0.508$  &  $L\varnothing=1.590\text{mm}$  için dış eğim açılarının hız dağılımına etkisi.



Şekil 4.25  $Cr=0.508$  &  $L\varnothing=1.590\text{mm}$  için dış eğim açılarının basınç dağılımına etkisi.

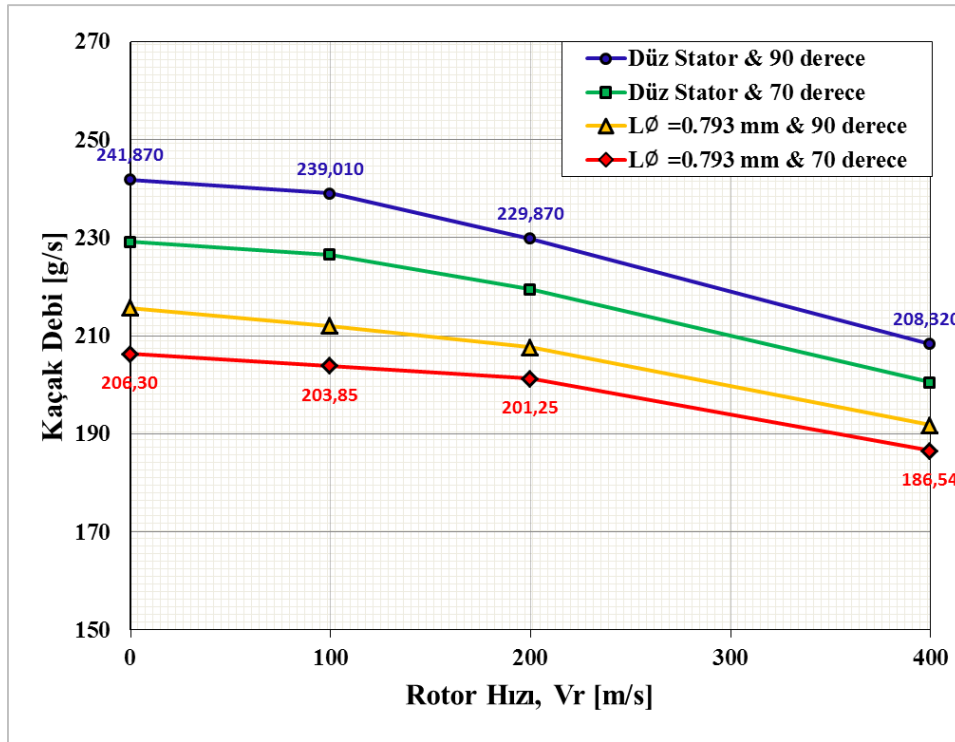
Gaz türbinleri uçuş esnasında aerodinamik (basınç) ve atalet (manevra) yüklerin yanı sıra çalışma noktaları sürekli değişmektedir. Bu yüzden, sistem komponentlerinin değişen basınç oranlarında gösterdikleri davranışları önem kazanmaktadır. Basınç oranı ile kaçak debinin değişimi şekil 4.26'da gösterilmiştir. 4 farklı basınç oranında [1,5-2,0-2,5-3,0] ve sabit açıklık miktarında [ $Cr=0.508$  mm] ve rotor hızlarının olmadığı [ $Vr=0$  rpm] durum için basınç değişiminin kaçak debi üzerine etkileri analiz edilmiştir. Sızdırmazlık elemanı içerisinde artan basınç oranı ile kaçak debide artış değişimi yüzdesi giderek azalmaktadır. Bunun sebebi akışın boğulma noktasına ilerlemesinden kaynaklanmaktadır. Bu durumu, düz stator & 90 derece diş üzerinden açıklamak gerekirse 1.5 basınç oranından 2.0 basınç oranına yüzde %53.5'lik bir artış gözlenirken 2.0 basınç oranından 2.5 basınç oranına %29.6'lık bir artış gözlenmektedir. Akış içerisinde belirli bir noktadan sonra boğulma gerçekleşeceği için kaçak debi değişim miktarının artan basınç ile azalması oldukça beklenilir bir olaydır.



Şekil 4.26 Artan basınç oranı ile kaçak debide meydana gelen değişim,[ $Cr=0.508$ - $Vr=0$ rpm].

Şekil 4.26'de görüldüğü üzere basınç oranının 1.5 olduğu durumda kaçak debide %16'lık bir azalma meydana gelirken basınç oranı 3.0 olduğu durum için bu oran yaklaşık %12'lere düşmektedir.

Sızdırmazlık elemanı boyunca akan havanın türbülans etkisi ve viskoz sürtünmelerden dolayı iç enerjisi artmaktadır. Bu gerçekleşen olay akışkanın sıcaklığının artmasıyla sonuçlanır. Labirent contalar içerisinde hava sıcaklığı kabul edilebilir bir limit içerisinde kalmalıdır. Motor çalışma koşullarından bir tanesi de rotor hızlarının değişken olmasıdır. Aynı zamanda bu çalışma koşulu içeride meydana gelen çevresel hızlardan dolayı akışkan hareketinin iç enerjisini de artırmaya yöneliktir. Labirent conta içerisinde eksenel yönde akan havayı engelleyen bu çevresel hızlar kaçak debide azaltmaya yönelik bir davranış göstermektedir. Çevresel hızlar baskın olduğu anda kaçak debide daha aktif bir azalma görülmektedir. Rotasyonel hızların etkisi için 4 farklı geometride sabit basınç oranında [ $Pr=2.0$ ] ve sabit açıklık miktarında [ $Cr=0.508$  mm] 4 farklı rotor hızları incelenmiştir. Rotor hızı ile kaçak debi değişimi şekil 4.27’de gösterilmektedir. Rotasyonel hızlar açısal hız birimi yerine çizgisel hız biriminde gösterilmiştir. Düz stator durumlarında 100 m/s’ den [3774.426 dev/dk] sonra çevresel hızların etkisi daha net görülürken bal peteği kullanımı halinde çevresel hızların etkisi aktif olarak 200 m/s’ de [7548.851 dev/dk] görülmeye başlanmıştır. Temel neden olarak, eksenel yönde ilerleyen akışa etki eden çevresel hızların bal peteği odalarına hücum etmesiyle eksenel yönde gelen akışı düz stator duruma göre daha geç engellemesi olarak açıklanabilir.



Şekil 4.27 Rotor hızının artmasıyla kaçak debinin değişimi,[ $Cr=0.508$  mm- $Pr=2.0$ ].



## BÖLÜM 5

### GENEL DEĞERLENDİRMELER VE ÖNERİLER

Tez kapsamı içerisinde gaz türbinli turbomakinalar için kullanılan temel labirent contaların dişlerinin yüksek basınçlı bölgeye eğimli olması ve bal peteği conta modeli ile birlikte kullanılması durumunda kaçak debi üzerinde oluşturacağı etkiler incelenmiştir. İki farklı conta modeli kombine edilmeden önce her bir geometrik varyasyonun kaçak debi üzerine etkilerinin anlaşılması için analizler gerçekleştirilmiştir. Sızdırmazlık elemanlarında geometrik faktörlerin önem kazanmasının yanı sıra çalışma koşulları da önemli miktarda kaçak debi üzerinde etkiye sahip olmaktadır. Bu yüzden, rotor hızlarının ve çalışma basınç aralıklarının değişimleri ile sızıntı miktarlarının tahmini için analizler gerçekleştirilmiştir. Yapılan analizler sayısal yöntem tabanlı çalışan ticari yazılıma sahip ANSYS-FLUENT programı aracılığıyla yapılmıştır. Analizlerin doğruluğundan emin olmak için temel denklem ve deneyler sonucu oluşturulmuş korelasyonlar ile kıyaslamalar yapılmıştır. Sonuç olarak;

- Düşük açıklık miktarlarında, HAD analizi sonuçları hem analitik hem de deneysel veriler ile oldukça iyi uyum göstermiştir.
- Düz stator & düz diş geometri formu için HAD analiz sonuçları en iyi Zimmermann ve Wolff denklemi ile uyum sağlamıştır.
- Artan basınç oranlarında düz stator & düz diş geometri formu için Mach sayısı diş üzerine düşen basınç yüklerini etkilemektedir.  $Mach < 1$  olduğu durumlar için ilk diş üzerinde fazla basınç yükü meydana gelirken  $Mach > 1$  olduğu zaman bu durum tam tersine dönmekte ve son diş üzerinde daha fazla basınç yükü meydana gelmiştir.
- Düz stator & eğimli diş için yapılan analizlerde labirent dişlerin arkasında oluşan girdapların açık bir şekilde kaçak debi miktarını azalttığı gözlenmektedir. Düz diş konuma göre eğimli diş formunda ilk dişte daha fazla basınç kaybına sebep olmuştur. Bu etki de kaçak debinin azalmasında önemli bir faktördür.

- Düz stator & eğimli diş formu için kaçak debide maksimum azalma yaklaşık %9 oranında 50 derecelik bir diş eğim açısında meydana gelmiştir. Ancak kaçak debi azalma oranı açıklık miktarına göre değişim göstermiştir.
- Bal petekli stator yüzeyi ve düz diş analizlerinde bal peteği geometri boyut faktörlerinin etkisi analizler içerisinde detaylı olarak incelenmiştir. Literatür ile benzer etki yorumları yapılmıştır. En düşük açıklık miktarında [ $Cr=0.127$  mm], yaygın olarak kullanılan 3 tip [ $LØ=0.793-1.590-3.175$  mm] bal peteği çapı kullanıldığı durumda kaçak debide artış gözlenmiştir. Dar açıklık mesafelerinde akış jet akış halini alır ve bal peteği odalarına uğramadan geçmektedir. Geniş açıklık miktarlarında bal peteği efektif bir fayda sağladığı görülmüş ve düz stator & düz diş konuma göre yaklaşık %28 oranında kaçak debide maksimum bir azalma meydana getirmiştir.
- Bal peteği hücreleri mevcut labirent sızdırmazlık elemanı üzerine konumlandırılırken ilk diş yüzeyine açık olacak şekilde hizalanma yapılmıştır. Diğer diş konumları bal peteği boyutu, kalınlığı ve diş hatvesine göre değişim göstermiştir. Bu yüzden her diş yüzeyi bal peteği odalarına açık şekilde hizalanmamıştır. Bu yüzden bal peteği hücreleri kullanılması her bir diş üstü mesafesinde efektif açıklığı önemli şekilde etkilemektedir ve diş yüzeylerine göre konumlanma şekilleri kaçak debi üzerinde önemli etki meydana getirmektedir.
- Bal petek çapı ve açıklık miktarında meydana gelen değişimler efektif açıklık miktarını da değiştirmektedir. Bu yüzden bal petekli stator yüzeyinin eğimli labirent dişleri ile kullanımı da kaçak debide benzer artış /azalış yorumları yapılmaktadır ve optimum diş eğim açıları belirlenmesi gerekmektedir. Çalışma açıklık miktarına göre doğru bal peteği çapının kullanılması durumunda ve doğru diş eğim açısı seçilmesi ile kaçak debi parametresini önemli miktarda iyileştirmektedir.  $Cr= 0.508$  mm açıklık miktarı için uygun bal peteği  $LØ= 1.590$  mm kullanımı düz stator & düz diş duruma göre kaçak debide yaklaşık %11 oranında iyileşme meydana gelirken hem  $LØ= 1.590$  mm kullanımı hem de  $\theta=50^\circ$  diş eğim açısı formu ile kullanıldığında bu oran yaklaşık %22 olmaktadır. Uygun geometri tasarımları göz önüne alındığında kaçak debi azalmasında önemli miktarda gelişim göstermiştir.
- Çalışma koşulları rotor hızı ve çalışma basınç aralığı olmak üzere 2 temel parametreyi içermektedir. Rotor hızlarının artmasıyla akış içerisinde meydana gelen çevresel hızların oluşumu kaçak debide azalışa sebebiyet vermektedir.

- Artan basınç oranları ile sızıntı miktarlarında artış gözlenmektedir. Kaçak debi artış oranları, akışın boğulma noktasına yaklaşması nedeniyle artan basınç ile giderek azalmaktadır.

Bal peteği geometrilerinin kullanılması sönümlenme ve kaçak debi performansının fayda sağlaması yönünden tercih edilmektedir. İç akış sistemlerinde meydana gelen akış koşullarının akım yönelmelerinin LDV ve PIV türü görüntüleme cihazları aracılığıyla sızdırmazlık elemanlarının deneylerinin gerçekleştirilmesi, akış karakteristiklerinin iyileştirilmesi açısından önemli bir çalışma olacaktır.

Yukarıda bahsedilen genel sonuçlar tezin kapsamı içerisinde daha detaylı bir şekilde anlatılmaktadır. Genel motor performanslarının artması ve yakıt sarfiyatlarının azaltılması yönünden giderek artan çalışmalar içerisinde sızdırmazlık elemanlarının performanslarının iyileştirilmesi kaçınılmaz bir durumdur. Tasarım öncesi hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemlerinin kullanılması tasarım ekonomisi açısından önemli bir noktaya ulaşmıştır.



## KAYNAKLAR

- [1] **Moran M J, Shapiro H N, Boettner D D and Bailey M B** (2010) *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*, 7th Edition, ISBN 13 978-0470-91768-8, J.Wiley & Sons, America, 511-513.
- [2] **Çengel Y A and Boles M A** (2015) *Thermodynamics An Engineering Approach*, 8th Edition, ISBN 978-0-07-339817-4, McGraw-Hill Education, New York 507-510.
- [3] **Rolls-Royce** (1996) *The Jet Engine*, 5th Edition, ISBN 0 902121 2 35, The Technical Publications, England, 89-91.
- [4] **ESDU 09004** (2009) Labyrinth Seal Flow, *The Technical Publications*,1-59.
- [5] **URL-1** <<https://www.bearingsplus.com>, Ziyaret tarihi: 01.03.2018.
- [6] **Collins D** (2007) The Effects of Wear on Abradable Honeycomb Labyrinth Seals,*Phd Thesis*, Cranfield University, Department of Power, Propulsion & Aerospace Engineering, England, 265pp.
- [7] **Martin H** (1908) Labyrinth Packings, *The Engineer*,35-36.
- [8] **Egli A** (1935) The Leakage of Steam Through Labyrinth Seals, *American Society of Mechanical Engineers*, 57: 115-122.
- [9] **Hodkinson B** (1939) Estimation of Leakage through a Labyrinth Gland, *Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers*, 141: 283-288.
- [10] **Vermes G** (1961) A Fluid Mechanics Approach to Labyrinth Seal Leakage Problem, *Journal of Basic Engineering*, 83: 161-169.
- [11] **Wolff K H and Zimmerman H** (1987) Comparison between Empirical and Numerical Labyrinth Flow Correlations, *American Society of Mechanical Engineer*, 1-6.
- [12] **Childs D W** (1993) *Turbomachinery Rotordynamics Phenomena, Modeling, and Analysis*, 1th Edition, John Wiley & Sons, New York, 430pp.
- [13] **Moore A** (1975) Gas Turbine Engine Internal Air Systems:A Review of the Requirements and the Problems, *American Society of Mechanical Engineer*, 75 – WA/GT – 1, 1-12.
- [14] **Lattime S B and Steinetz B M** (2004) High-Pressure-Turbine Clearance Control Systems: Current Practices and Future Directions, *Journal of Propulsion and Power*, 20: 302-311.

## KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [15] **Chupp R and Ghasripoor F** (2002) Applying Abradable Seals to Industrial Gas Turbines, *AIAA Joint Propulsion Conference*, 7-10 Temmuz, Indiana, 1-1.
- [16] **Ludwig L P And Johnson R L** (1974) Sealing Tecnology for Aircraft Gas Turbine Engines, *NASA-TM-X-71607*, The Technical Paper, California, 1-7.
- [17] **Stocker H L** (1975) Advanced Labyrinth Seal Design Performance for High Pressure Ratio Gas Turbines, *American Society of Mechanical Engineer: Winter Annual Meeting*, 30 Kasım – 4 Aralık, Texas, 1-11.
- [18] **Stocker H L, Cox D M and Holle G F** (1977) Aerodynamic Performance of Conventional and Advanced Labyrinth Seals with Solid-Smooth, Abradable and Honeycomb Lands, *NASA/CR-135307*, Technical Report, 60-65.
- [19] **Childs D W and Scharrer J K** (1986) Experimental Rotordynamic Coefficient Results for Teeth-on-Rotor and Teeth-on-Stator Labyrinth Gas Seals, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 108: 599-604.
- [20] **Witting S, Jacobsen K, Schelling U and Kim S** (1988) Heat Transfer in Stepped Labyrinth Seals, *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 110: 63-69.
- [21] **McGreehan W F and Ko S H** (1989) Power Dissipation in Smooth And Honeycomb Labyrinth Seals, *American Society of Mechanical Engineer*, 89-GT-220, 1-11.
- [22] **Schramm V, Willenborg K, Kim S and Wittig S** (2000) Influence of A Honeycomb Facing on the Flow Through A Stepped Labyrinth Seal, *American Society of Mechanical Engineer TURBOEXPO*, 2000-GT-0291, 1-8.
- [23] **Choi D C and Rhode D L** (2004) Development of a Two-Dimensional Computational Fluid Dynamics Approach for Computing Three-Dimensional Honeycomb Labyrinth Leakage, *American Society of Mechanical Engineer*, 1269: 794-802.
- [24] **Collins D, Teixeira J A, Crudgington P and Ivey P C** (2006) Numerical Modelling of Three Dimensional Honeycomb Labyrinth Seals Employing A Simplified Approach, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2006-90850, 1-12.
- [25] **Denecke J, Dullenkopf K, Wittig S and Bauer H J** (2005) Experimental Investigation of the Total Temperature Increase And Swirl Development in Rotating Labyrinth Seals, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2005, 1-11.
- [26] **Lii J, Deng Q and Feng Z** (2005) Numerical Investigations of The Flow Characteristics in the Straight-Through Honeycomb Seal, *American Society of Mechanical Engineer*, FEDSM2005-77064, 1-7.

## KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [27] **Vakili A D, Meganathan A J, Michaud M and Radhakrishnan S** (2005) An Experimental and Numerical Study of Labyrinth Seal Flow, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2005-68224, 1-8.
- [28] **Yan X, Li J, Song L and Feng Z** (2008) Investigations on the discharge and Total Temperature Increase Characteristics of the Labyrinth Seals with Honeycomb and Smooth Lands, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2008-50399.
- [29] **Kool G, Kloosterman A and Soemarwoto B** (2010) Labyrinth Seal Technology Within The Dutch Aero Engine Cluster, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2010-23469, 1-11.
- [30] **Chougule H, Mirzamoghadam A and Ramerth D** (2014) CFD simulation of Single step and Double Notched tooth for labyrinth seals, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2014-26286, 1-9.
- [31] **Desando A, Rapisarda A, Campagnoli E and Taurino R** (2015) Numerical Analysis Of Honeycomb Labyrinth Seals: Cell Geometry And Fin Tip Thickness Impact on The Discharge Coefficient, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2015-42106, 1-11.
- [32] **Fraczek D, Bochon K and Wróblewski W** (2016) Influence of Honeycomb Land Geometry On Seal Performance, *American Society of Mechanical Engineer*, GT2016-57569, 1-11.
- [33] **Nayak K C and Dutta P** (2016) Effect of Rub-Grooves on Leakage and Windage Heating in Straight-Through Labyrinth Seals, *Journal of Tribology*, 138: 1-11.
- [34] **Sheng N, Ruggiero E J, Devi R, Guo J and Cirri M** (2011) Experimental And Analytical Leakage Characterization of Annular Gas Seals: Honeycomb, Labyrinth And Pocket Damper, *American Society of Mechanical Engineer*, GT-45217, 1-7.
- [35] **Eldin A M G** (2007) Leakage And Rotordynamic Effects of Pocket Damper Seals And See-Through Labyrinth Seals, *Phd Thesis*, Texas A&M University, Mechanical Engineering, Texas, 221pp.
- [36] **Vennard J K** (1940) *Elementary Fluid Mechanics*, London:John Wiley&Sons, 368pp.
- [37] **Zimmermann H and Wolff K H** (1998) Air System Correlations / Part 1: Labyrinth Seals, *American Society of Mechanical Engineer*, 98-GT-206, 1-8.
- [38] **Ansys Inc** (2013) *ANSYS Fluent Theory Guide*, Canonsburg,PA: Ansys, Inc, 814pp.

## KAYNAKLAR (devam ediyor)

- [39] **Nayak K L and Dutta P** (2016) Numerical Investigations for Leakage and Windage Heating in Straight-Through Labyrinth Seals, *American Society of Mechanical Engineer*, 138: 1-10.
- [40] **Woo J W** (2011) Analysis of Compressible And Incompressible Flows, *Master Thesis*, Yonsei University, Korea, 150 pp.





## ÖZGEÇMİŞ

1994 yılında Burdur’ da doğdu. İlk, orta ve lise eğitimini Ankara’ da tamamladı. 2012 yılında Kırıkkale Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünü okumaya hak kazandı. 2013 yılında Kırıkkale Üniversitesi’nde Çift Anadal Programından faydalanarak Elektrik Elektronik Mühendisliği Bölümünü okumaya hak kazandı. 2016 yılında Makine ve Elektrik Elektronik Mühendisi unvanı ile mezun oldu. 2017 yılında Kırıkkale Üniversitesi’nde yüksek lisans eğitimine başladı. 2018 yılı içerisinde Bülent Ecevit Üniversitesi’ne Araştırma Görevlisi olarak görevine başladı ve yüksek lisans eğitimine çalıştığı kurumda devam etti.

## ADRES BİLGİLERİ

Adres: Bülent Ecevit Üniversitesi  
Mühendislik Fakültesi  
Makine Mühendisliği Bölümü  
67100 Merkez/ZONGULDAK

Tel: (+90) 372 291 1969

E-posta: [ibrahim.zengin@beun.edu.tr](mailto:ibrahim.zengin@beun.edu.tr)  
[ibrahim.zngn@hotmail.com](mailto:ibrahim.zngn@hotmail.com)